

Forschungsberichte



Thomas Gwosch

**Antriebsstrangprüfstände zur Ableitung von  
Konstruktionszielgrößen in der Produktentwicklung  
handgehaltener Power-Tools**

Powertrain Test Benches to Derive Design Targets in  
the Product Development of Hand-Held Power Tools

Band 117

Herausgeber: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers  
Univ.-Prof. Dr.-Ing. S. Matthiesen

Copyright: IPEK ▪ Institut für Produktentwicklung, 2019  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)  
Die Forschungsuniversität in der Helmholtz-Gemeinschaft

Alle Rechte vorbehalten

Druck: Stolzenberger Druck und Werbung GmbH & Co. KG, Leimen  
06224-7697915

ISSN 1615-8113

**Antriebsstrangprüfstände zur Ableitung von  
Konstruktionszielgrößen in der Produktentwicklung  
handgehaltener Power-Tools**

Zur Erlangung des akademischen Grades eines  
**DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)**  
bei der KIT-Fakultät für Maschinenbau des  
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

angenommene  
**DISSERTATION**

von

M.Sc. Thomas Gwosch

Tag der mündlichen Prüfung: 20. März 2019

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

Korreferent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. E. Kirchner



## 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 zu 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 117

Primäres Ergebnis des Produktentwicklungsprozesses ist die vollständig definierte herstellbare Gestalt eines vorgedachten Produktes. Diese Gestalt entsteht in einem hoch iterativen Prozess aus Synthese- und Analysephasen. Dabei werden sogenannte Entwicklungsgenerationen synthetisiert und im Anschluss daran auf Funktionserfüllung, Lebensdauer usw. analysiert. Zweck der Analyse ist einerseits das Messen des Reifegrades der Entwicklungsgeneration und andererseits das kontinuierliche Entdecken, Verfeinern und Ergänzen von initialen Anforderungen. Die Analysephasen im Entwicklungsprozess sollten immer synthesegetrieben sein. Das heißt, aus der Analysephase sollten Konstruktionszielgrößen hervorgehen, die im anschließenden Syntheseprozess bei der Entwicklung der nächsten Entwicklungsgeneration genutzt werden können.

Ideal gelingt die Analyse, wenn das zu entwickelnde Produkt in seine wechselwirkende Systemumgebung eingebunden ist. Bei Power-Tools ist das besonders herausfordernd, weil der Anwender im direkten Informations- und vor allen Dingen Leistungsfluss zum technischen System steht. Das bedeutet, dass Funktion, Funktionsqualität, Beanspruchung und Lebensdauer auf die Maschine und deren Komponenten je nach Anwender stark variieren können. Eine weitere entscheidende Rolle für die Wechselwirkungen bildet die Anwendung, in der das Power-Tool eingesetzt wird. Um die verschiedenen Entwicklungsgenerationen zu analysieren, die im Entwicklungsprozess entstehen, muss das Power-Tool also mit dem späteren Anwender und der späteren Anwendung wechselwirken. Diese Analyse ist natürlich erst dann möglich, wenn ein vollständiges erstes Power-Tool im Entwicklungsprozess verfügbar ist. Dieses liegt nach etwa 40 % der Projektlaufzeit in einem Serienentwicklungsprozess vor, in Technologieentwicklungsprojekten noch deutlich später. Ein entscheidender Wettbewerbsvorteil ergibt sich, wenn schon deutlich früher die Analyse eines Teilsystems des Power-Tools in Wechselwirkung mit Anwender und Anwendung trotz des nicht vollständig vorliegenden Power-Tools möglich wird. Diese Strategie der frühen Analyse wird auch als Frontloading im Entwicklungsprozess bezeichnet. Um Frontloading bei Power-Tools zu ermöglichen, fehlen Forschungserkenntnisse zu Testmethoden und Testumgebungen, mit denen früh in der Entwicklung unter Berücksichtigung des Systemverhaltens in der Anwendung reproduzierbar, einstellbar Zielgrößen für die Konstruktion handgehaltener Power-Tools ermittelt werden können.

Dieser Forschungslücke widmet sich Herr M.Sc. Thomas Gwosch in der vorliegenden Forschungsarbeit. Er beschreibt Testmethoden und Testumgebungen, um früh in der Produktentwicklung Zielgrößen für die Konstruktion handgehaltener Power-Tools abzuleiten. Um dieses Ziel zu erreichen, entwickelt Thomas Gwosch mehrere sogenannte Sensorgeräte, mit denen er in der Anwendung Beanspruchungen auf den Antriebsstrang ermittelt, um auf

deren Basis Lastmodelle für die später entwickelten Prüfstände abzuleiten. Messen ist aufgrund des geringen Bauraums gepaart mit hoher Rotationsgeschwindigkeit des Antriebsstranges schwierig. Herr Gwosch wählt einen indirekten Ansatz, indem er nicht die Kräfte und Momente, sondern deren Wirkung in der Verlagerung des Antriebsstranges relativ zum Gehäuse misst.

Basierend auf dem X-in-the-Loop-Ansatz werden von Thomas Gwosch zwei gemischt physisch-virtuelle Antriebsstrangprüfstände – einerseits für Winkelschleifer und andererseits für Akkubohrschrauber – aufgebaut.

Der erste Prüfstand ist der sogenannte Gerätekomponentenprüfstand. Dieser eignet sich zur Untersuchung hochdynamischer Antriebsstränge, wie sie z. B. in Winkelschleifern vorkommen.

Der zweite Prüfstand ist der sogenannte scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand. Mit diesem Prüfstand ist die Untersuchung des Antriebsstrangs in Akkubohrschraubern mit dem Fokus auf dem Auslöseverhalten der Überlastkupplung möglich. Er erlaubt einen bidirektional gekoppelten zeitgleichen Betrieb mehrerer Komponenten des Antriebsstrangs, auch wenn die Komponenten mechanisch nicht gekoppelt sind. Bei diesem Prüfstand ist die Regelung extrem clever, da zwischen zwei Zuständen Gegenhalten und Weiterdrehen regelungstechnisch unterschieden werden muss.

Die Forschungsarbeit enthält zum Teil überraschende Ergebnisse und neue Erkenntnisse zu Antriebsstrangschwingungen von Winkelschleifern und Akkubohrschraubern im realen Betrieb. Auf Basis der auf den Prüfständen durchgeführten Untersuchungen zu den Gestalt-Funktion-Zusammenhängen des Antriebsstranges leitet Herr Thomas Gwosch Konstruktionszielgrößen z. B. für die Dämpfung der Lagerung der Wälzlageranbindung des Antriebsstranges im Winkelschleifer ab.

Mit den entwickelten Methoden und Prüfständen ist es möglich, Konstruktionszielgrößen mit Hilfe von Testumgebungen deutlich früher im Produktentwicklungsprozess zu ermitteln. Mit den vorliegenden Forschungsergebnissen wird ein wertvoller Forschungsbeitrag zum Frontloading durch Testmethoden in der Produktentwicklung von Power-Tools geleistet, die sowohl für das relevante Forschungsfeld als auch für Unternehmen von großer Bedeutung sind.

# Kurzfassung

In dieser Arbeit werden zwei Antriebsstrangprüfstände zur Ableitung von Konstruktionszielgrößen für Antriebssysteme handgehaltener Power-Tools entwickelt, verifiziert und beispielhafte Zielgrößen für die Konstruktion ermittelt. Durch physische Komponententests unter Einbindung in die Umgebungssysteme wird es möglich, Antriebskomponenten früh im Produktentwicklungsprozess zu untersuchen und aufeinander abzustimmen. Besondere Vorteile bietet dies in frühen Produktentwicklungsphasen, in denen noch nicht alle Komponenten der Maschine funktionsfähig vorliegen. Damit wird das Frontloading in der Produktentwicklung unterstützt und gefördert.

Die Arbeit beschreibt das Vorgehen zur Entwicklung zweier Antriebsstrangprüfstände für handgehaltene Power-Tools. Zunächst werden in manuellen Tests mit Hilfe von mit Messtechnik ausgestatteten Maschinen belastungsabhängige Systemgrößen experimentell erfasst und Erkenntnisse zum Systemverhalten in der Anwendung gewonnen. Es erfolgt die Entwicklung eines Prüfstands für Dynamikuntersuchungen an einem Winkelschleiferantriebsstrang und eines Prüfstands für die Untersuchung des Auslöseverhaltens von Überrasstkupplungen in Akkubohrschraubern. Für beide Antriebsstrangprüfstände werden Lastmodelle aus den manuellen Tests generiert. Anhand der Anforderungen an die Antriebsstrangprüfstände werden diese verifiziert.

Die Ableitung von Konstruktionszielgrößen wird in Experimenten an den Antriebsstrangprüfständen durch beispielhafte Anwendungen gezeigt. Für den Lagersitz eines Winkelschleiferantriebs werden Bauteilvarianten, welche sich in ihrem Elastizitätswert unterscheiden, hinsichtlich dem Schwingungsverhalten des Triebstrangs untersucht und Konstruktionszielgrößen daraus abgeleitet. Für die Überrasstkupplung eines Akkubohrschraubers werden Geometrievarianten hinsichtlich deren Einfluss auf das dynamische Verhalten des Triebstrangs untersucht und aus den Erkenntnissen Konstruktionszielgrößen abgeleitet.



# Abstract

In this work, two powertrain test benches are developed and verified to derive design targets for drive systems of hand-held power tools. Several design targets are determined. Physical component tests with integration into the surrounding systems enable to investigate and tuning drive components early in the product development process. This offers particular advantages in the early product development phases, in which not all components of the machine are yet functional. This supports and promotes frontloading in the product development.

The method for the development of two powertrain test benches for hand-held power tools is described. In manual tests, load-dependent system variables are experimentally acquired by means of machines equipped with sensors. Furthermore, these tests provide an insight into the system behaviour in the application. The development of a test stand for dynamic tests on an angle-grinder drive train and a test stand for the investigation of the release behaviour of overload clutches in cordless screwdrivers is carried out. For both powertrain test benches, load models are generated from the manual tests. The powertrain test benches are verified by checking the requirements.

Investigations on the powertrain test benches demonstrate the derivation of design targets for exemplary applications. Component variants of the bearing seat of an angle-grinder motor shaft, which differ in their elasticity value, are analysed with regard to the vibration behaviour of the drive train and design targets are derived from this. For the overload clutch of a cordless screwdriver, geometry variants are being investigated with regard to their influence on the dynamic behaviour of the drive train and design targets are derived.



# Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Gerätekonstruktion und Maschinenelemente am IPEK – Institut für Produktentwicklung des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT).

Besonders bedanken möchte ich mich bei meinem Doktorvater Univ.-Prof. Dr.-Ing. Sven Matthiesen, der mich in den letzten Jahren nicht nur wissenschaftlich begleitet, sondern auch persönlich weiterentwickelt hat. Durch das von ihm mir entgegengebrachte Vertrauen und seinen Rückhalt konnte ich mich auf meine wissenschaftliche Arbeit konzentrieren und meine Ideen umsetzen.

Mein Dank gilt Univ.-Prof. Dr.-Ing. Eckhard Kirchner für die Übernahme des Korreferats und den wissenschaftlichen Austausch insbesondere zu den Lastbedingungen am Wälzlager.

Für die finanzielle Unterstützung meiner Forschungsarbeit danke ich dem Bundesministerium für Wirtschaft und Energie im Rahmen der industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF 18196N) und dem Luftfahrtforschungsprogramm (LuFo V 20Y1509B) sowie der Dr.-Ing. Willy-Höfler-Stiftung.

Ich möchte dem gesamten IPEK-Team für die Unterstützung während meiner Arbeit danken. Ausdrücklich bedanken möchte ich mich bei Frau Monika Jans und Herrn Jürgen Ganz stellvertretend für die Mitarbeiterinnen und Mitarbeiter der Technischen Dienste für die gute Zusammenarbeit und ihre tatkräftige Unterstützung beim Aufbau und Inbetriebnahme der Prüfstände. Außerdem gilt ein besonderer Dank meinen Gruppenleitern, die mir für meine Forschungsarbeit den notwendigen Freiraum geschaffen haben.

Für das Korrekturlesen und die hilfreichen Kommentare zu meiner Arbeit danke ich Simon Bäuerle, Tim Bruchmüller, Andreas Lindenmann, Constantin Mandel, Katrin Schallmayer, Michael Steck, Carolin Sturm und Sebastian Zimprich.

Mein herzlichster Dank gilt meiner Familie. Allen voran meinen Eltern für die Unterstützung während meines Studiums und der Promotion. Meinem Bruder Klaus danke ich für seine wertvollen Ratschläge und seinen uneingeschränkten Rückhalt.



Genius is one percent inspiration,  
ninety-nine percent perspiration.

THOMAS A. EDISON



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Grundlagen und Stand der Forschung</b>	<b>5</b>
2.1	Eigenschaftsanalyse zur Absicherung in der Produktentwicklung . . . . .	5
2.1.1	Allgemeines Modell der Produktentwicklung nach VDI 2221 . . . . .	6
2.1.2	V-Modell für mechatronische Systeme . . . . .	6
2.1.3	Prozessbeschreibung für die Geräteentwicklung . . . . .	8
2.1.4	Bedeutung der Eigenschaftsanalyse für die Gestaltungsaktivitäten . . . . .	10
2.1.5	Bedeutung der Eigenschaftsanalyse in der Produktentwicklung . . . . .	12
2.1.6	Frontloading in der Produktentwicklung . . . . .	13
2.1.7	Zwischenfazit . . . . .	14
2.2	Test- und Validierungsansätze . . . . .	15
2.2.1	Validierung und Verifikation . . . . .	16
2.2.2	Testdefinition . . . . .	18
2.2.3	Simulationen und Berechnungsmodelle . . . . .	19
2.2.4	Experimentelle Untersuchungen mit Antriebsstrangprüfständen . . . . .	20
2.2.5	X-in-the-Loop-Ansätze . . . . .	22
2.2.6	Testaktivitäten bei der Entwicklung von handgehaltenen Power-Tools . . . . .	24
2.2.7	Zwischenfazit . . . . .	29
2.3	Grundlagen und Untersuchungen zu handgehaltenen Power-Tools . . . . .	30
2.3.1	Grundlagen zu Winkelschleifern . . . . .	30
2.3.2	Untersuchungen an Winkelschleifern . . . . .	35
2.3.3	Grundlagen zu Akkubohrschraubern . . . . .	39
2.3.4	Untersuchungen an Akkubohrschraubern . . . . .	41
2.3.5	Zwischenfazit . . . . .	42
2.4	Fazit zum Stand der Forschung . . . . .	43
<b>3</b>	<b>Motivation und Zielsetzung</b>	<b>45</b>
3.1	Motivation . . . . .	45
3.2	Zielsetzung . . . . .	46
<b>4</b>	<b>Methodenaufbau und Forschungsdesign</b>	<b>49</b>
4.1	Forschungsfragen . . . . .	49

4.2	Forschungsvorgehen . . . . .	50
<b>5</b>	<b>Experimentelle Untersuchungen in manuellen Tests</b>	<b>53</b>
5.1	Experimentelle Untersuchungen mit Winkelschleifern . . . . .	54
5.1.1	Methoden und Versuchsaufbau . . . . .	60
5.1.2	Ergebnisse der manuellen Tests mit Sensorgeräten . . . . .	68
5.1.3	Diskussion der Ergebnisse . . . . .	82
5.2	Experimentelle Untersuchungen mit Akkubohrschraubern . . . . .	84
5.2.1	Methoden und Versuchsaufbau . . . . .	84
5.2.2	Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen mit dem Sensorschrauber . . . . .	88
5.2.3	Diskussion der Ergebnisse . . . . .	91
5.3	Fazit zu den experimentellen Untersuchungen in manuellen Tests . . . . .	92
<b>6</b>	<b>Antriebsstrangprüfstände für handgehaltene Power-Tools</b>	<b>95</b>
6.1	Anforderungen an Antriebsstrangprüfstände für handgehaltene Power-Tools . . . . .	95
6.2	Methodischer Ansatz und Vorgehen . . . . .	96
6.3	Gerätekomponentenprüfstand . . . . .	98
6.3.1	Einsatzzweck und Anforderungen . . . . .	98
6.3.2	Aufbau des Gerätekomponentenprüfstands . . . . .	99
6.3.3	Referenzversuche zur Systemcharakterisierung . . . . .	104
6.3.4	Lastprofil für Winkelschleifer . . . . .	107
6.3.5	Verifikation des Gerätekomponentenprüfstands . . . . .	110
6.3.6	Zwischenfazit . . . . .	115
6.4	Scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand . . . . .	116
6.4.1	Einsatzzweck und Anforderungen . . . . .	116
6.4.2	Aufbau des Scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstands . . . . .	117
6.4.3	Lastmodell für Akkubohrschrauber . . . . .	123
6.4.4	Verifikation des Scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstands . . . . .	125
6.4.5	Zwischenfazit . . . . .	138
6.5	Fazit zu Antriebsstrangprüfständen für handgehaltene Power-Tools . . . . .	138
<b>7</b>	<b>Ermittlung von Konstruktionszielgrößen an den Antriebsstrangprüfständen</b>	<b>141</b>
7.1	Konstruktionszielgrößen für den Lagersitz eines Winkelschleiferantriebs . . . . .	141
7.1.1	Zielsetzung und Hypothesenformulierung . . . . .	141
7.1.2	Versuchsaufbau und Untersuchungsmethode . . . . .	142
7.1.3	Ergebnisse . . . . .	144
7.1.4	Diskussion . . . . .	146

7.2	Konstruktionszielgrößen für die Überrasstkupplung eines Akkuboehrschraubers . . . . .	147
7.2.1	Zielsetzung und Hypothesenformulierung . . . . .	147
7.2.2	Versuchsaufbau und Untersuchungsmethode . . . . .	149
7.2.3	Ergebnisse . . . . .	150
7.2.4	Diskussion . . . . .	151
7.3	Fazit zur Ermittlung von Konstruktionszielgrößen . . . . .	152
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>155</b>
8.1	Zusammenfassung . . . . .	155
8.2	Ausblick . . . . .	157
<b>A</b>	<b>Anhang</b>	<b>I</b>
A.1	Schwingungsursachen im Antriebsstrang von Winkelschleifern . . . . .	I
A.1.1	Ergebnisse zu Schwingungsursachen im Antriebsstrang von Winkelschleifern . . . . .	I
A.1.2	Diskussion zu Schwingungsursachen im Antriebsstrang von Winkelschleifern . . . . .	V
A.2	Hard- und Softwarearchitektur der Antriebsstrangprüfstände . . . . .	VII
A.2.1	Hardwarearchitektur Gerätekomponentenprüfstand . . . . .	VII
A.2.2	Softwarearchitektur Gerätekomponentenprüfstand . . . . .	VIII
A.2.3	Hardwarearchitektur Scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand . . . . .	IX
A.2.4	Softwarearchitektur Scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand . . . . .	X
A.2.5	Regelungsstruktur Scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand . . . . .	XI
<b>B</b>	<b>Anhang</b>	<b>XIII</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>XIX</b>
	<b>Glossar</b>	<b>XXXV</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>XXXIX</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>XLI</b>



# Abkürzungsverzeichnis

<b>AD</b>	<b>A</b> nalog- <b>D</b> igital
<b>BLDC</b>	<b>B</b> rushless <b>D</b> irect <b>C</b> urrent – Bürstenloser Gleichstrommotor
<b>CAN</b>	<b>C</b> ontroller <b>A</b> rea <b>N</b> etwork
<b>DMS</b>	<b>D</b> ehnungsmessstreifen
<b>FEM</b>	<b>F</b> inite- <b>E</b> lemente- <b>M</b> ethode
<b>FFT</b>	<b>F</b> ast <b>F</b> ourier <b>t</b> ransform – Schnelle Fourier-Transformation
<b>GKP</b>	<b>G</b> erätekomponentenprüfstand
<b>HiL</b>	<b>H</b> ardware-in-the- <b>L</b> oop
<b>PMDC</b>	<b>P</b> ermanent <b>M</b> agnet <b>D</b> irect <b>C</b> urrent – Permanentmagneterregter Gleichstrommotor
<b>PWM</b>	<b>P</b> ulsweitenmodulation
<b>sCiL</b>	<b>S</b> caled- <b>C</b> omponents-in-the- <b>L</b> oop
<b>SiD</b>	<b>S</b> ystem-in- <b>D</b> evelopment
<b>TiCo</b>	<b>T</b> iming <b>C</b> ontroller
<b>XiL</b>	<b>X</b> -in-the- <b>L</b> oop



# 1 Einleitung

Die Entwicklung handgehaltener Power-Tools ist von Marktanforderungen und Trends geprägt, die beispielsweise die Produktivitätssteigerung durch Maschinenoptimierung, die Weiterentwicklung der Antriebstechnologien und die Akkutechnologie betreffen<sup>1</sup>. Für die Produktentwicklung bedeuten diese Anforderungen die Anpassung der Entwicklungszielgrößen und die daraus abgeleiteten Zielgrößen für die Konstruktion. Eine Herausforderung ist dabei, dass die Zielgrößen für die Konstruktion bereits sehr früh im Entwicklungsprozess vorliegen müssen, gleichzeitig jedoch die Zusammenhänge im Gesamtsystem diese beeinflussen, wie es beispielsweise bei Antriebssystemen von handgehaltenen Power-Tools der Fall ist. Deshalb ist es notwendig, frühzeitig Systemwissen aufzubauen. Zu einem frühen Entwicklungszeitpunkt liegt jedoch häufig noch nicht der notwendige Reifegrad des Produkts vor, um die hierfür erforderlichen Untersuchungen am System durchzuführen.

Für die Weiterentwicklung von Antriebs- und Akkutechnologien sowie für die Optimierung der Maschine wird Wissen über das Systemverhalten in der zukünftigen Anwendung des Power-Tools benötigt. Eine Möglichkeit das Systemwissen zu erweitern ist die Untersuchung in Testumgebungen. Testumgebungen sind in der Produktentwicklung ein probates Mittel, um die Validierung von Produkten, also die Überprüfung dieser hinsichtlich deren Eignung und Anforderungen aus Kundensicht, zu operationalisieren. Dies erfolgt beispielsweise in der Erprobung<sup>2</sup>, aber auch im Rahmen von Funktionsuntersuchungen<sup>3</sup> und findet beispielsweise mit Hilfe von Antriebsstrangprüfständen statt<sup>4</sup>. Die aus solchen Untersuchungen abgeleiteten Erkenntnisse liefern einen Beitrag zu einem besseren Systemverständnis des untersuchten Systems und fließen in die weitere Entwicklung ein<sup>5</sup>. Ein gutes Verständnis über das Verhalten des Systems ist bei der Konstruktion wichtig, da es den Konstruktionsingenieur synthesefähig macht<sup>6</sup>.

---

<sup>1</sup> Vgl. Dispan 2016, S. 62.

<sup>2</sup> Vgl. u.a. Schenk 2007, S. 42 und Schenk 2017, S. 24-27.

<sup>3</sup> Vgl. u.a. Lux 2000, S. 29.

<sup>4</sup> Vgl. u.a. Schyr 2006, S. 12-13 und Paulweber/Lebert 2014, S. 11.

<sup>5</sup> Vgl. Karthaus et al. 2015, S. 4 und Schenk 2017, S. 53.

<sup>6</sup> Vgl. Matthiesen et al. 2017g, S. 272 und Matthiesen (im Druck).

Für die Ableitung von Konstruktionszielgrößen<sup>7</sup> werden darüber hinaus quantitative Merkmalseigenschaften des Produkts bzw. des Systems benötigt, um die Entwicklungsaktivitäten aus operationalisierender Perspektive zu unterstützen. Die für die Eigenschaftsanalyse häufig eingesetzten Werkzeuge aus dem Bereich der Simulation und Berechnung<sup>8</sup> können dabei um Testumgebungen mit Hardwareprototypen erweitert werden. Dadurch wird es möglich, zusätzliche Systemeigenschaften, welche nicht in den Simulationsmodellen abgebildet sind, zu berücksichtigen und damit die Ergebnisqualität der Eigenschaftsanalyse und letztendlich der Konstruktionszielgrößen zu steigern.

Um die Entwicklungszeit zu verkürzen ist neben der Steigerung der Ergebnisqualität die Verlagerung der Eigenschaftsanalyse in frühere Entwicklungsphasen wichtig. Dies wird auch als Frontloading bezeichnet<sup>9</sup>. Durch Frontloading schieben sich die Entwicklungsaktivitäten im Entwicklungsprozess zeitlich nach vorne, sodass Entwicklungsstände bereits früher abgesichert werden können<sup>10</sup>. Gleichzeitig wird das Systemverständnis weiter ausgebaut, wodurch Erkenntnisse über das Systemverhalten und Potenziale für die Konstruktion abgeleitet werden können<sup>11</sup>.

Bei der Generierung von Konstruktionszielgrößen ist also das Wissen über das Systemverhalten in der zukünftigen Anwendung zu einem frühen Entwicklungszeitpunkt entscheidend. Eine Möglichkeit dazu bietet der Einsatz eines Antriebsstrangprüfstands, in welchem die relevanten Aspekte des Gesamtsystemverhaltens berücksichtigt werden und Untersuchungen mit noch nicht vollständig entwickelten Systemen möglich sind. Dafür sind adäquate Testmethoden und Testumgebungen notwendig, zu deren Entwicklung diese Arbeit einen Beitrag leisten soll.

Die Ausprägung der Testmethoden ist abhängig von den produkt- und unternehmensspezifischen Randbedingungen. Bei der Anwendung verfügbarer Testmethoden sind diese Randbedingungen zu beachten und gegebenenfalls Anpassungen vorzunehmen. Bei handgehaltenen Power-Tools ergeben sich dabei unter anderem die im Folgenden beschriebenen Herausforderungen.

Bei der messtechnischen Erfassung des Systemverhaltens in der Anwendung beschränkt die geringe Baugröße sowie das geringe Gewicht der handgehaltenen Maschine den für die Einbringung von Sensorik zur Verfügung stehenden Bauraum. Dabei ist es wichtig, dass durch die Sensorik das Systemverhalten nicht signifikant verändert wird. Hierfür sind geeignete Erfassungsmethoden, welche das Systemverhalten nur in geringem Maße beeinflussen, erforderlich.

---

<sup>7</sup> Definition von Konstruktionszielgrößen siehe Glossar.

<sup>8</sup> Vgl. Lindemann 2009, S. 159.

<sup>9</sup> Vgl. Thomke/Fujimoto 2000, S. 132 und Albers et al. 2015, S. 78.

<sup>10</sup> Vgl. Thomke/Fujimoto 2000, S. 132.

<sup>11</sup> Vgl. Matthiesen et al. 2017g, S. 264.

Durch die starke Interaktion der handgehaltenen Maschine mit dem Anwender<sup>12</sup> sind die Testergebnisse stark vom Anwender abhängig<sup>13</sup>, was eine angemessene Berücksichtigung des Anwenders in den Testaktivitäten erfordert. Es werden darauf angepasste Testmethoden benötigt.

Der Entwicklungsaufwand eines Unternehmens ist aus wirtschaftlichen Gründen limitiert und muss an die zu erwartende Stückzahl angepasst werden. Daraus folgt, dass die Anzahl der Entwicklungsgenerationen, welche als funktionsfähiger Prototyp vorliegen, beschränkt ist. Die durchschnittliche Anzahl an Entwicklungsgenerationen ist dabei stark vom Produkt und von der Stückzahl abhängig. Unterschiede zeigen sich dabei bei Produkten, welche in deutlich größeren Stückzahlen produziert werden (bspw. Produkte aus der Automobilindustrie), was sich auch in den Anforderungen an die Testmethoden und Testumgebungen widerspiegelt. Sowohl die Nutzung der Testumgebungen für mehrere Produktgenerationen, als auch die frühzeitige Einbindung von Systemtests in der Entwicklung erfordern auf die Randbedingungen angepasste Methoden.

Im Rahmen dieser Arbeit werden Testmethoden an die Randbedingungen, welche bei der Entwicklung von Power-Tools vorliegen, angepasst und die Testmethoden weiterentwickelt. Die Methoden basieren auf im Stand der Forschung bekannten Ansätzen.

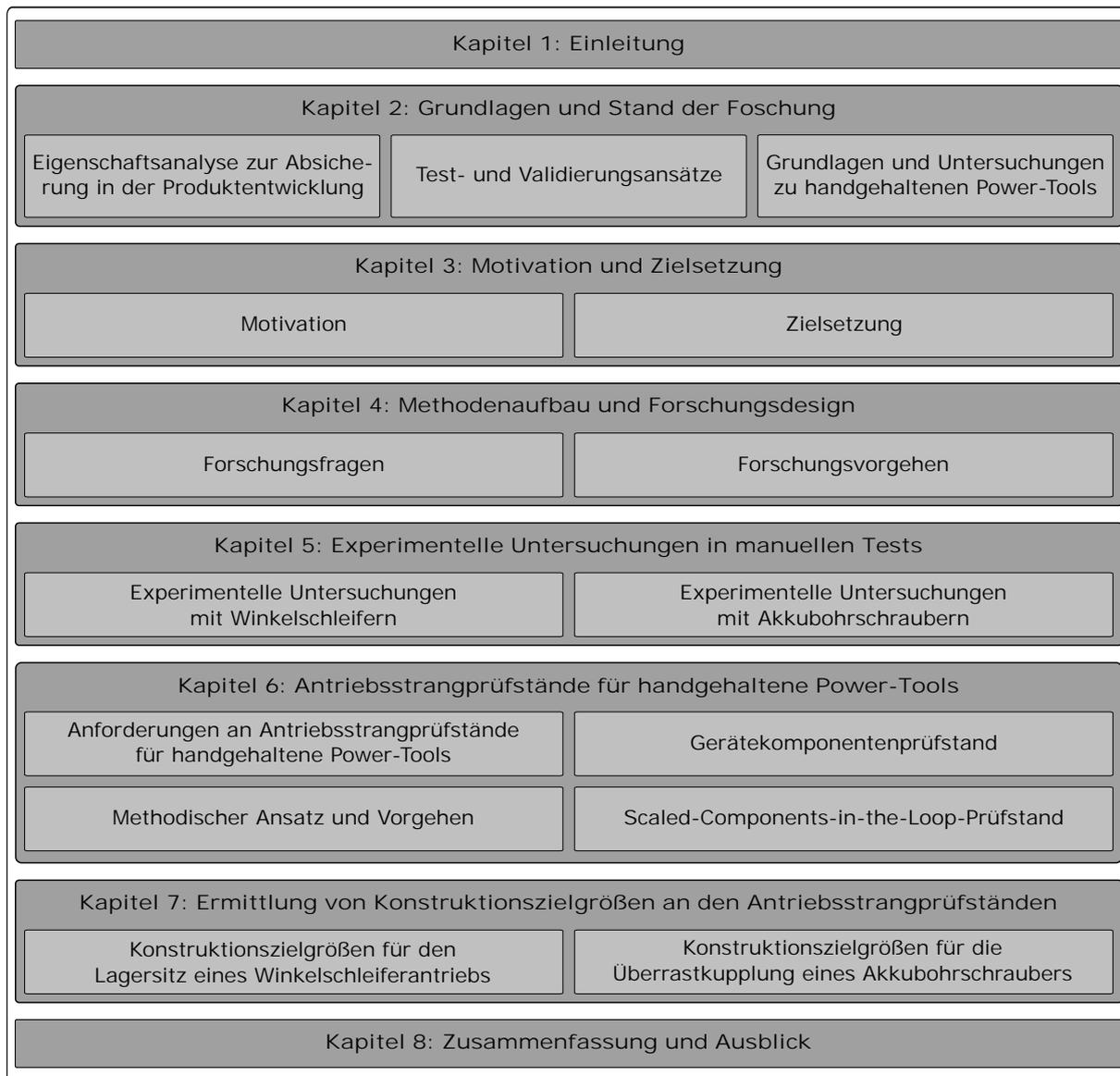
Der Aufbau dieser Arbeit ist in Abbildung 1.1 dargestellt. Nach der Einleitung in Kapitel 1 erfolgt in Kapitel 2 ein Überblick über den Stand der Forschung zur Eigenschaftsanalyse in der Produktentwicklung mit dem Fokus auf dem Ansatz des Frontloadings. Es werden Test- und Validierungsansätze vorgestellt, wobei auf die X-in-the-Loop-Ansätze detailliert eingegangen wird. Anschließend wird eine Übersicht über die Grundlagen und die im Stand der Forschung beschriebenen Untersuchungen zu den in dieser Arbeit betrachteten Systemen *handgehaltener Winkelschleifer* und *handgehaltener Akkubohrschrauber* vorgestellt. Das Kapitel endet mit dem Fazit zum Stand der Forschung. Aus diesem wird in Kapitel 3 die Forschungslücke abgeleitet und die Zielsetzung der Arbeit formuliert. In Kapitel 4 werden Forschungsfragen aufgestellt und daran das Forschungsvorgehen entwickelt. Dieses bildet das Grundgerüst für die drei Ergebniskapitel.

In Kapitel 5 werden Untersuchungen in manuellen Tests mit den beiden Systemen *Winkelschleifer* und *Akkubohrschrauber* mit dem Ziel der Ableitung von Lastmodellen beschrieben. Dazu werden in experimentellen Untersuchungen mit Winkelschleifern und mit Akkubohrschraubern das Triebstrangverhalten sowie äußere mechanische Belastungen durch die Erfassung belastungsabhängiger Systemgrößen im Antriebsstrang ermittelt. Kapitel 6 beschreibt die Entwicklung und Verifikation zweier Antriebsstrangprüfstände zur Untersuchung der Antriebsstrangdynamik von handgehaltenen Winkelschleifern und Akkubohrschraubern. Es wird zunächst auf die Anforderungen an die

---

<sup>12</sup> Als Anwender wird in diesem Kontext der Bediener der handgehaltenen Maschine bezeichnet.

<sup>13</sup> Vgl. Matthiesen et al. 2014b, S. 194.



**Abbildung 1.1:** Aufbau der Arbeit

Prüfstände eingegangen sowie der methodische Ansatz und das Vorgehen vorgestellt. Die entwickelten Antriebsstrangprüfstände werden beschrieben. Aus den Ergebnissen von Kapitel 5 werden Lastmodelle für die Antriebsstrangprüfstände erstellt. Hierzu wird ein Vorgehen zur Generierung von Lastmodellen aus indirekten Belastungsgrößen entwickelt. Anschließend erfolgt die Verifikation der beiden Prüfstände. In Kapitel 7 werden beispielhafte Untersuchungen an den Antriebsstrangprüfständen durchgeführt und aufgezeigt, wie deren Ergebnisse zur Ermittlung von Konstruktionszielgrößen verwendet werden können. Bei der Ermittlung von Konstruktionszielgrößen für den Lagersitz eines Winkelschleiferantriebs werden Varianten des B-seitigen Lagersitzes der Motorwelle auf die Schwingungseigenschaften des Antriebsstrangs untersucht. Am Beispiel der Überrasstkupplung eines Akkuboehrschraubers werden Geometrievarianten der Kupplung untersucht. Kapitel 8 fasst die Arbeit zusammen und gibt einen Ausblick auf weiterführende wissenschaftliche Fragestellungen.

## 2 Grundlagen und Stand der Forschung

In diesem Kapitel werden die für diese Arbeit notwendigen Grundlagen sowie der relevante Stand der Forschung dargestellt. Zunächst wird auf die Eigenschaftsanalyse zur Absicherung in der Produktentwicklung eingegangen. Hierzu werden die VDI-Richtlinie 2221 sowie das V-Modell für mechatronische Systeme, Prozessbeschreibungen für die Geräteentwicklung sowie die Aktivitäten zur Eigenschaftsanalyse beleuchtet und der Begriff des Frontloadings in der Produktentwicklung diskutiert.

Es erfolgt eine Übersicht über Test- und Validierungsansätze, die in der Produktentwicklung zum Einsatz kommen. Daneben werden bei der Entwicklung von handgehaltenen Power-Tools die eingesetzten Test- und Validierungsmethoden dargestellt. Außerdem wird der für diese Arbeit bedeutende X-in-the-Loop-Ansatz an technischen Systemen diskutiert.

Anschließend werden Grundlagen sowie Untersuchungen zu den beiden in dieser Arbeit eingesetzten Systemen *handgehaltener Winkelschleifer* und *handgehaltener Akkubohrschrauber* aus dem Stand der Forschung vorgestellt. Das Kapitel endet mit einem Fazit zum Stand der Forschung.

### 2.1 Eigenschaftsanalyse zur Absicherung in der Produktentwicklung

Die Eigenschaftsanalyse von Produkten ist in mehreren Aktivitäten der Produktentwicklung zu finden. Dabei stehen unterschiedliche Ziele wie beispielsweise die Überprüfung der Realisierbarkeit oder Anforderungserfüllung des Produkts im Fokus<sup>14</sup>, wobei allen gemeinsam das Erlangen von Erkenntnissen zum Systemverhalten ist, um den aktuellen Entwicklungsstand bezüglich des Grades der Funktionserfüllung des Produkts zu bewerten und diese Erkenntnisse für die Weiterentwicklung des Produkts zu nutzen. In der Literatur werden für die Aktivitäten, welche die Eigenschaftsanalyse beinhalten, unterschiedliche Begrifflichkeiten verwendet und verschiedene Schwerpunkte in der

---

<sup>14</sup> Vgl. Lindemann 2009, S. 49.

Produktentwicklung fokussiert. In dieser Arbeit wird aus Gründen einer durchgängigen Bezeichnung der Begriff *Eigenschaftsanalyse* verwendet.

Es werden zunächst anhand der beiden VDI-Richtlinien 2221 und 2206 sowie aus prozessualer Sicht die Aktivitäten mit dem Fokus auf der Eigenschaftsanalyse beschrieben und deren Bedeutung für die Gestaltungsaktivitäten dargestellt. Anschließend erfolgt die Beschreibung der Aktivitäten zur Absicherung in der Produktentwicklung aus Sicht der Literatur. Daraus folgend wird der Begriff des Frontloadings in der Produktentwicklung diskutiert.

### 2.1.1 Allgemeines Modell der Produktentwicklung nach VDI 2221

Die Aktivitäten in der Produktentwicklung lassen sich mit dem allgemeinen Modell der Produktentwicklung nach VDI 2221<sup>15</sup> beschreiben. Diese VDI-Richtlinie stellt eine allgemeingültige und branchenunabhängige Methodik und Vorgehensweise für das methodische Entwickeln und Konstruieren vor<sup>16</sup>. Damit bietet sie Leitlinien für die Entwicklung neuer Ansätze zur Unterstützung der darin beschriebenen Aktivitäten. Die Ziele und Anforderungen werden durch Aktivitäten in Arbeitsergebnisse überführt, was in der Systemtheorie von ROPOHL<sup>17</sup> mit den Begriffen Zielsystem, Handlungssystem und Sachsystem beschrieben wird. Um von den Zielen zu den Ergebnissen zu gelangen, werden die Aktivitäten genutzt, wobei die VDI-Richtlinie explizit keine Vorgabe über deren Reihenfolge vorgibt, sondern vielmehr einen iterativen und situationsbezogenen Ablauf vorstellt. Eine immer wiederkehrende Aktivität ist die Absicherung der Anforderungserfüllung, welche die Analyse, also der Abgleich von Ergebnissen und Zielen adressiert. Die Absicherung der Anforderungserfüllung ist eine der wesentlichen Bestandteile bei der Entwicklung von Produkten und beinhaltet die Verifikations- und Validierungsaktivitäten. Hierzu zählen alle Berechnungs-, Simulations-, Versuchs- und Testaktivitäten. Diese Aktivitäten können der Eigenschaftsanalyse zur Absicherung in der Produktentwicklung zugeordnet werden.<sup>18</sup>

### 2.1.2 V-Modell für mechatronische Systeme

Das V-Modell aus der VDI-Richtlinie 2206<sup>19</sup> beschreibt auf Makroebene ein generisches Vorgehen beim Entwurf von mechatronischen Systemen und ist in Abbildung 2.1 dargestellt. Auf Basis von Anforderungen erfolgt der Systementwurf und die Festlegung eines

---

<sup>15</sup> VDI 2221-1:2018-03.

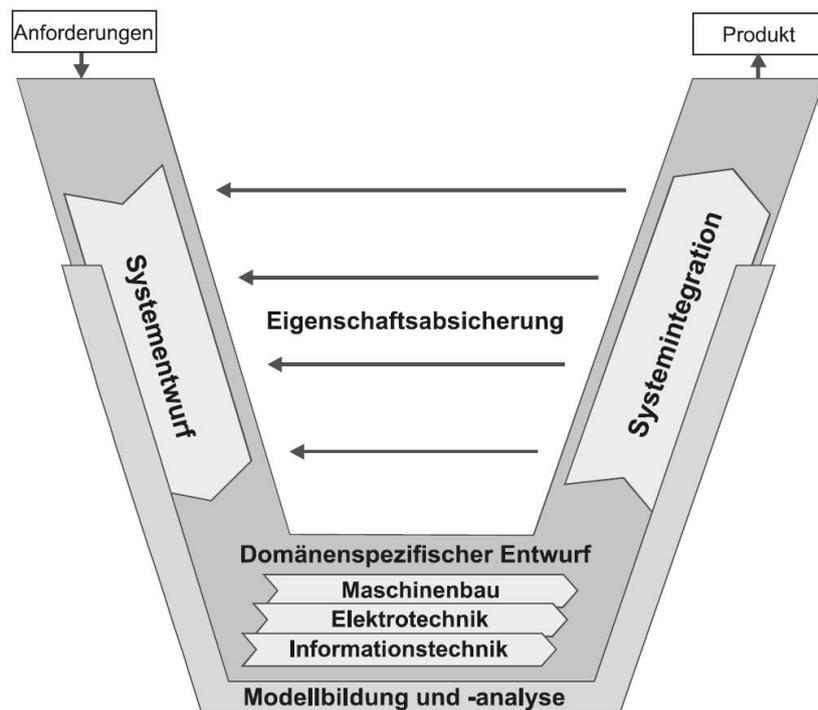
<sup>16</sup> Vgl. VDI 2221:1993-05, S. 2.

<sup>17</sup> Vgl. Ropohl 1975.

<sup>18</sup> Vgl. VDI 2221-1:2018-03, S. 21.

<sup>19</sup> VDI 2206:2004-06.

domänenübergreifenden Lösungskonzepts. Dieses wird anschließend über die domänenspezifischen Entwürfe konkretisiert und ausgearbeitet. In der Systemintegration werden die Ergebnisse der verschiedenen Domänen zu einem Gesamtsystem integriert. Die Entwurf- und Integrationsphasen werden von Modellbildungs- und Analyseaktivitäten begleitet. Die Eigenschaftsabsicherung erfolgt anhand der Anforderungen sowie des im Systementwurf erarbeiteten Lösungskonzepts. Dieser Makrozyklus wird während der Produktentwicklung häufiger durchlaufen und erzeugt damit Lösungen mit einem unterschiedlichen Produktreifegrad.<sup>20</sup>



**Abbildung 2.1:** V-Modell als Makrozyklus nach VDI 2206.<sup>21</sup>

Das V-Modell nach VDI 2206 vereint domänenspezifische Vorgehensweisen und lässt Freiraum für die domänenspezifischen Unterschiede. Innerhalb der Eigenschaftsabsicherung werden alle Aktivitäten der Verifikation und Validierung zusammengefasst, wobei die eingesetzten Werkzeuge hierfür unterschiedlich ausfallen können. Damit kann die Eigenschaftsanalyse der Eigenschaftsabsicherung im V-Modell zugeordnet werden. Als mögliche Ausprägungen werden in der VDI 2206 das Experiment mit Prototypen, die das gesamte System abbilden, aber auch Experimente an isolierten Einzelkomponenten vorgeschlagen. Im Kontext von Hardware-in-the-Loop-Umgebungen sind auch kombiniert reale und virtuelle Teile eines Systems möglich.<sup>22</sup>

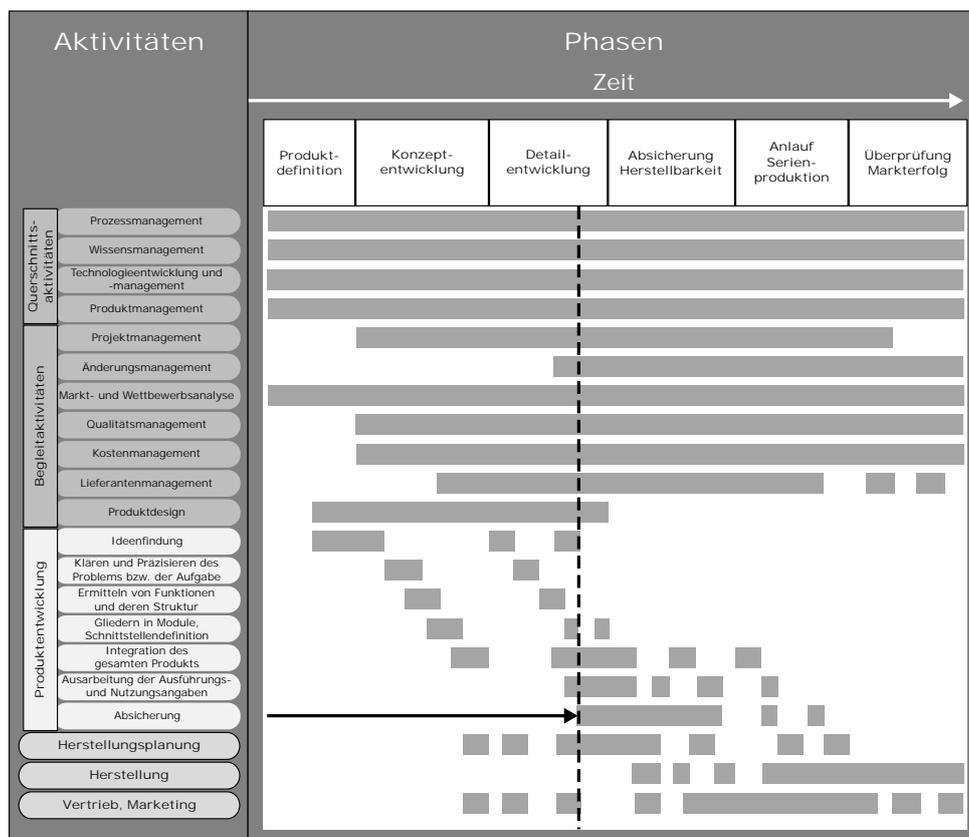
<sup>20</sup> Vgl. VDI 2206:2004-06, S. 29-31.

<sup>21</sup> Bildquelle: VDI 2206:2004-06, S. 29.

<sup>22</sup> Vgl. VDI 2206:2004-06, S. 38-40.

### 2.1.3 Prozessbeschreibung für die Geräteentwicklung

Entwicklungsprozesse können in ihrer Ausprägung sehr verschieden sein, was deren Beschreibung anhand eines allgemeingültigen Referenzprozesses nur auf einer grobgranularen Ebene erlaubt. Für eine tiefergreifende Analyse der Aktivitäten ist die Betrachtung eines Beispielprozesses mit kontextbezogenen Eigenschaften hilfreich. Die VDI 2221-2<sup>23</sup> bietet eine solche Prozessbeschreibung am Beispiel der Entwicklung von Elektrogeräten<sup>24</sup> (vgl. Abbildung 2.2). Besondere Merkmale dieses Entwicklungsprozesses sind: Eine von der Serienentwicklung entkoppelte Technologieentwicklung, ein großer Anteil an zugekauften Komponenten, Stückzahlen größer 20 000 sowie eine lange Beschaffungszeit der Werkzeuge<sup>25</sup>.



**Abbildung 2.2:** Prozessbeschreibung am Beispiel der Entwicklung von Elektrogeräten nach VDI 2221.<sup>26</sup>

Mit dem Fokus auf der Eigenschaftsanalyse zur Absicherung der Produktfunktionen ist auffällig, dass diese zeitlich sehr spät beginnen, nämlich erst zum Ende der Detailentwicklungsphase (vgl. Abb. 2.2). Zu diesem Zeitpunkt wurden bereits große Teile der

<sup>23</sup> VDI 2221-2:2018-03.

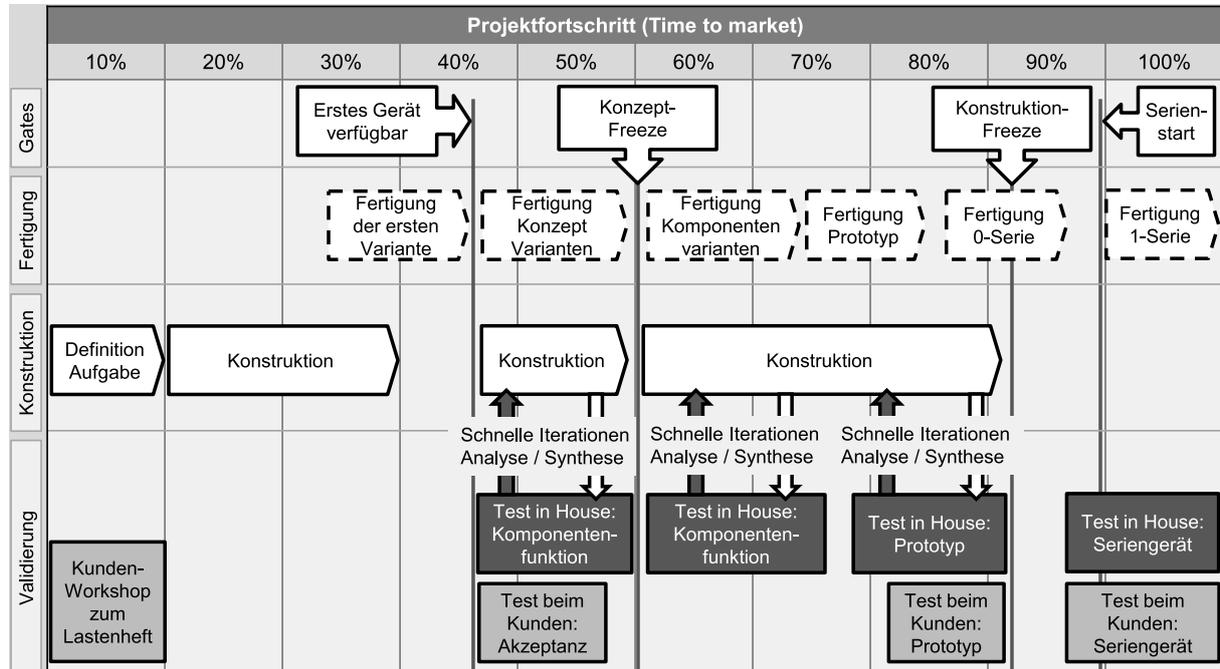
<sup>24</sup> Der in der VDI-Richtlinie verwendete Begriff *Elektrogeräte* beschreibt in diesem Kontext handgeführte und teilstationäre Elektrogeräte und ist damit ähnlich dem in dieser Arbeit verwendeten Begriff *handgehaltene Power-Tools*.

<sup>25</sup> Vgl. VDI 2221-2:2018-03, S. 20.

<sup>26</sup> Bildquelle: VDI 2221-2:2018-03, S. 19; veränderte Darstellung.

Entwicklungsressourcen eingesetzt und ein beachtlicher Anteil der Herstellungsplanung für die Serienproduktion durchgeführt. Die Herstellung der Prototypen für die Absicherung der Produktfunktionen erfolgt zu einem noch früheren Zeitpunkt, wobei dieser in der VDI 2221-2 nicht explizit benannt wird.

Der von MATTHIESEN ET AL.<sup>27</sup> vorgestellte Time-to-Market Stage-Gate-Produktentwicklungsprozess der Gerätebranche (Abbildung 2.3) beschreibt die Aktivitäten in Konstruktion, Fertigung und Validierung. Durch die vorgegebenen Gates werden zuvor definierte Entwicklungsstände in der Planung des Projektfortschritts fest verankert. Die Validierungsaktivitäten finden auf verschiedenen Ebenen (Anforderungsabsicherung, Kundenakzeptanztest, Komponententest, Prototyp- und Seriengerätetest) statt und ermöglichen entwicklungsbegleitend schnelle Iterationsschleifen zwischen Konstruktion und Test. Im Vergleich zu der in Abbildung 2.2 dargestellten Prozessbeschreibung wird durch den Einsatz des Stage-Gate-Prozesses und der frühen Einbindung von Validierungsaktivitäten die Eigenschaftsanalyse zur Bewertung von Entwicklungsständen in der Produktentwicklung zeitlich vorgezogen. Abbildung 2.3 zeigt, dass die Komponententests erst mit dem ersten Gate (erstes Gerät verfügbar) stattfinden, was einem Projektfortschritt von mehr als 35 % entspricht. Das bedeutet, dass die Komponententests von der Verfügbarkeit des ersten Geräts abhängig sind.



**Abbildung 2.3:** Validierungsphasen innerhalb eines beispielhaften Time-to-Market Stage-Gate-Prozesses in der Geräteentwicklung nach MATTHIESEN ET AL.<sup>28</sup>

<sup>27</sup> Matthiesen et al. 2016c.

<sup>28</sup> Bildquelle: Matthiesen et al. 2016c, S. 96.

### 2.1.4 Bedeutung der Eigenschaftsanalyse für die Gestaltungsaktivitäten

Im Folgenden wird die Eigenschaftsanalyse in den Gestaltungsaktivitäten erläutert. Entwicklungsziele<sup>29</sup> sind in der Produktentwicklung ein wichtiger Bestandteil des Entwicklungsprozesses. Dabei ist ihre Explizierung in Form von Entwicklungszielgrößen ein Teil des Zielsystems<sup>30</sup>. Eine Entwicklungszielgröße bei Power-Tools ist beispielsweise die Verbesserung des Führungsverhaltens einer Stichsäge<sup>31</sup>. Die Entwicklungszielgrößen sind Eingangsgrößen für die Gestaltungsaktivitäten und werden in der iterativen Synthese-Analyse-Aktivität in Modelle der Gestalt-Funktion-Zusammenhänge überführt<sup>32</sup>.

Die Gestaltungsaktivitäten sind in der VDI 2221 im Rahmen der Aktivität *Gestalten der Module* beschrieben und werden von MATTHIESEN<sup>33</sup> in Abbildung 2.4 genauer erläutert. Für die Gestaltungsaktivitäten ist nach MATTHIESEN die Analyse immer mit dem Ziel verknüpft, synthesefähig zu werden<sup>34</sup>. Der Zusammenhang zwischen Gestalt und Funktion wird dabei über die Analyse untersucht, die zur Synthese einer neuen Gestalt befähigt (vgl. auch Abb. 2.4). Das Ziel über die Analyse synthesefähig zu werden wird von MATTHIESEN und RUCKPAUL als synthesegetriebene Analyse bezeichnet<sup>35</sup>. Die Analyse beinhaltet das Ermitteln von Zusammenhängen zwischen Gestalt und Funktion und kann dabei als Eigenschaftsanalyse des aktuellen Entwicklungsstands verstanden werden. Die Eigenschaftsanalyse ist Bedingung für die Synthesefähigkeit. Auf Basis der Analyse kann die daraus entstehende Syntheseaktivität bei der Gestaltung erfolgen. Dadurch unterstützt die Eigenschaftsanalyse den Gestaltungsprozess und beschleunigt diesen, was zur Verbesserung der Ergebnisse beitragen kann. Die Analyseaktivität, die beispielsweise durch die Erprobung von Prototypen geschehen kann, hält KARTHAUS ET AL. als wesentliches Element und fordert, dass „[...] Wissen aus einem nachgelagerten Prozess in die Konstruktion / Entwicklung zurückgeführt werden muss“<sup>36</sup>. Eine Möglichkeit dieser Rückführung besteht in der Explizierung von Erkenntnissen aus der Eigenschaftsanalyse beispielsweise durch die Bewertung von Entwicklungsvarianten und der Ableitung von Konstruktionszielgrößen<sup>37</sup>.

In der Literatur werden die Gestalt- und Funktionsmerkmale häufig auch im Zusammenhang mit Produktmerkmalen in Verbindung gebracht. Nach DYLLA<sup>38</sup> in Anlehnung an

<sup>29</sup> Produktspezifische Entwicklungsziele werden in Lindemann 2009 auch als Anforderungen bezeichnet.

<sup>30</sup> Vgl. Albers et al. 2016a, S. 544.

<sup>31</sup> Vgl. Matthiesen et al. 2016a, S. 2.

<sup>32</sup> Vgl. Matthiesen (im Druck).

<sup>33</sup> Matthiesen (im Druck).

<sup>34</sup> Vgl. Matthiesen (im Druck).

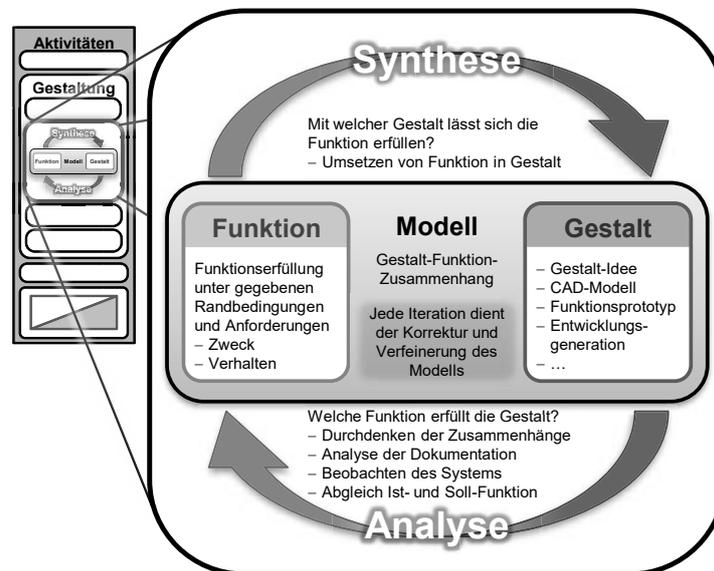
<sup>35</sup> Vgl. Matthiesen (im Druck) und Ruckpaul 2017, S. 193.

<sup>36</sup> Karthaus et al. 2015, S. 6.

<sup>37</sup> Definition von Konstruktionszielgrößen siehe Glossar.

<sup>38</sup> Dylla 1991, S. 17.

DIN 2330<sup>39</sup> und in Übereinstimmung mit GÖKER<sup>40</sup>, LINDEMANN<sup>41</sup> und EHRENSPIEL<sup>42</sup> können die Produktmerkmale, welche zentrales Element der Gestaltung sind, in direkte Merkmale (Beschaffenheitsmerkmale wie Gestalt, Werkstoff, Lage etc.) und indirekte Merkmale (Funktions- und Relationsmerkmale wie Teilfunktionen, Herstellbarkeit etc.) unterteilt werden.



**Abbildung 2.4:** Vorgehen in der Gestaltung nach MATTHIESEN ET AL.<sup>43</sup>

LINDEMANN beschreibt dabei die direkten Merkmale als Stellgrößen, die indirekten Merkmale als Folgegrößen<sup>44</sup>. Bezogen auf die Eigenschaftsanalyse bedeutet dies die Ermittlung der Folgegrößen in Abhängigkeit der Stellgrößen. Um diesen Zusammenhang in einem wissenschaftlichen Experiment zu untersuchen, wird die Stellgröße als unabhängige Variable und die Folgegröße als abhängige Variable gewählt. RODENACKER sieht das Experiment neben der Literatur als einzige Quelle, um neue Erkenntnisse über das Produkt zu generieren und diese anschließend in die Konstruktion zurückfließen zu lassen<sup>45</sup>.

DRESIG UND FIDLIN<sup>46</sup> beschreiben den Zusammenhang von Stell- und Folgegrößen im Kontext der Maschinendynamik. Für die Ableitung von konstruktiven Maßnahmen zur Anpassung von Schwingungen in mechanischen Antriebssystemen schlagen DRESIG UND FIDLIN das Festlegen von zweckmäßigen Zahlenwerten eines Parametervektors vor, die – in diesem Fall – durch ein Berechnungsmodell gefunden werden<sup>47</sup>. Es ist

<sup>39</sup> DIN 2330:2013-07.

<sup>40</sup> Göker 1996, S. 82.

<sup>41</sup> Lindemann 2009, S. 160.

<sup>42</sup> Ehrlenspiel 2009, S. 28.

<sup>43</sup> Bildquelle: Matthiesen et al. 2018b, S. 4.

<sup>44</sup> Vgl. Lindemann 2009, S. 160-161.

<sup>45</sup> Vgl. Rodenacker 1970, S. 19.

<sup>46</sup> Dresig/Fidlin 2014.

<sup>47</sup> Vgl. Dresig/Fidlin 2014, S. 8.

also, zumindest für gewisse Merkmale, möglich, den Zusammenhang von Stell- und Folgegrößen in Form eines mathematischen Zusammenhangs zu formulieren. Die dazu notwendige Aktivität ist die Eigenschaftsanalyse des Systems. In dieser Arbeit werden Zahlenwerte eines solchen Parametervektors in physischen Variantenuntersuchungen ermittelt, was die Ableitung von konstruktiven Maßnahmen fördert.

### 2.1.5 Bedeutung der Eigenschaftsanalyse in der Produktentwicklung

LINDEMANN<sup>48</sup> beschreibt die Eigenschaftsanalyse als Maßnahme zur Erhöhung des Kenntnisstands bezüglich der Produkteigenschaften, wodurch mögliche Fehler oder Schwachstellen aufgezeigt und erkannt werden. Dies ist gerade bei Produkteigenschaften, die nicht offensichtlich sind, wichtig. Beispielhaft führt LINDEMANN das Schwingungsverhalten des Systems an, was spezifische Analysen erfordert. Als Möglichkeiten zur Eigenschaftsermittlung schlägt LINDEMANN Berechnungen, Simulationen und Versuche vor.<sup>49</sup> Diese werden im Rahmen der Absicherung der Produktfunktionen eingesetzt.

Der hohe Stellenwert der Eigenschaftsanalyse zur Absicherung in der Produktentwicklung ist in der Literatur übereinstimmend wiederzufinden. Nach der VDI-Richtlinie 2221 stellt die Absicherung der Anforderungserfüllung eine zentrale Aktivität in der Produktentwicklung dar<sup>50</sup>. Auch in der VDI 2206 ist die Absicherung der unterschiedlichen Produktreifegrade hinsichtlich der zuvor definierten Anforderungen ein wichtiges Element<sup>51</sup>. STECHERT kommt ebenfalls zu diesem Ergebnis, wobei STECHERT die Absicherung durch die Aktivitäten *Bewerten und Testen* beschreibt<sup>52</sup>. ALBERS geht sogar noch einen Schritt weiter und beschreibt die Validierung<sup>53</sup> als die zentrale Aktivität der Produktentwicklung<sup>54</sup>. Nach ALBERS ET AL. können nur durch die Validierung Erkenntnisse gewonnen werden<sup>55</sup>.

Mit dem Pull-Prinzip der Validierung nach ALBERS ET AL.<sup>56</sup> werden den Aktivitäten zur Absicherung in der Produktentwicklung eine „Initiierungs- sowie Koordinationsfunktion von Syntheseaktivitäten“<sup>57</sup> zugesprochen. Das heißt die Aktivitäten zur Absicherung fördern die Synthese in der Gestaltung. Das Pull-Prinzip der Validierung adressiert den

---

<sup>48</sup> Lindemann 2009.

<sup>49</sup> Vgl. Lindemann 2009, S. 157.

<sup>50</sup> Vgl. VDI 2221-1:2018-03, S. 21.

<sup>51</sup> Vgl. VDI 2206:2004-06, S. 30.

<sup>52</sup> Vgl. Stechert 2010, S. 34.

<sup>53</sup> Anm.: In Albers 2010 wird der Begriff *Validierung* für die in VDI 2221 beschriebene Aktivität der Absicherung verwendet.

<sup>54</sup> Vgl. Albers 2010, S. 5.

<sup>55</sup> Vgl. Albers et al. 2011, S. 2.

<sup>56</sup> Albers et al. 2015.

<sup>57</sup> Albers et al. 2015, S. 78.

frühzeitigen Einsatz von Validierungsaktivitäten und fördert damit das Frontloading in der Produktentwicklung<sup>58</sup>.

### 2.1.6 Frontloading in der Produktentwicklung

Frontloading ist eine Maßnahme zur Verkürzung der Entwicklungszeit. THOMKE UND FUJIMOTO<sup>59</sup> definieren Frontloading als eine Methode, welche auf die Steigerung der Leistungsfähigkeit in der Entwicklung abzielt. Dies kann durch das Identifizieren kritischer Stellen bei der Gestaltung und das anschließende Problemlösen sowie der Verschiebung dieser Aktivitäten in frühere Entwicklungsphasen erreicht werden<sup>60</sup>. Der größte Vorteil dabei ist die Reduzierung der Gesamtkosten durch Vermeidung von späten Designänderungen<sup>61</sup>, da diese in frühen Phasen mit relativ geringen Kosten verbunden sind<sup>62</sup>. Es ist also wünschenswert, dass Unsicherheiten möglichst frühzeitig eliminiert oder zumindest reduziert werden<sup>63</sup>. Dem steht entgegen, dass der Mehrwert von frühem Informationsgewinn typischerweise nicht in Kennzahlen erfasst wird<sup>64</sup>, was eine Herausforderung bei der Legitimation dieser Maßnahmen in Unternehmen ist.

LINDEMANN<sup>65</sup> beschreibt in qualitativen Zusammenhängen den Mehrwert von frühem Informationsgewinn. Die Bedeutung der Eigenschaftsfrüherkennung, die mit der Aktivität des Frontloadings einhergeht, ist in Abbildung 2.5 dargestellt. Die Änderungsmöglichkeiten nehmen nach LINDEMANN mit fortschreitenden Entwicklungsphasen stark ab, während die Änderungskosten stark zunehmen. Das Frontloading beeinflusst also sowohl die Erhöhung als auch die zeitliche Verschiebung des Kenntnisstandes der Produkteigenschaften positiv. Eine Möglichkeit zur Förderung des Frontloadings ist der Einsatz von Entwicklungsprüfständen<sup>66</sup>. Dabei ist nach PAULWEBER UND LEBERT „[e]ine wesentliche Voraussetzung für das Frontloading [...] die real [im Sinne von physisch, Anmerkung des Verfassers] nicht vorhandenen Komponenten abhängig vom Prüfstandstyp zu simulieren“<sup>67</sup>.

---

<sup>58</sup> Vgl. Albers et al. 2015, S. 75.

<sup>59</sup> Thomke/Fujimoto 2000.

<sup>60</sup> Vgl. Thomke/Fujimoto 2000, S. 128.

<sup>61</sup> Vgl. Thomke/Bell 2001, S. 311.

<sup>62</sup> Vgl. Lindemann 2009, S. 198.

<sup>63</sup> Vgl. Lindemann 2009, S. 199.

<sup>64</sup> Vgl. Thomke/Bell 2001, S. 311.

<sup>65</sup> Lindemann 2009.

<sup>66</sup> Vgl. u.a. Matthiesen et al. 2017e, S. 3, Matthiesen et al. 2017d, S. 77, Matthiesen (im Druck).

<sup>67</sup> Paulweber/Lebert 2014, S. 4.

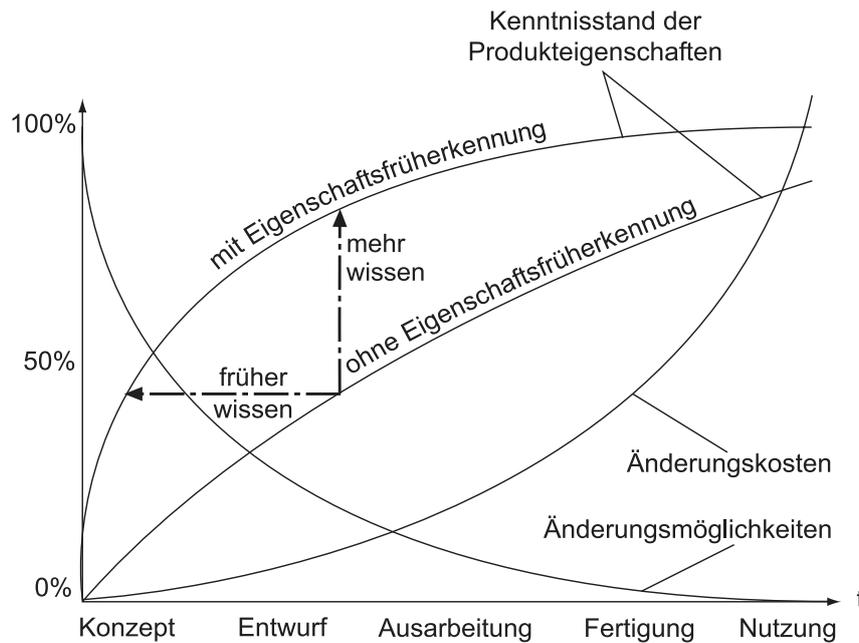


Abbildung 2.5: Bedeutung der Eigenschaftsfrüherkennung nach LINDEMANN.<sup>68</sup>

### 2.1.7 Zwischenfazit

Die Eigenschaftsanalyse zur Absicherung ist ein zentrales Element in der Produktentwicklung und ist – auch wenn häufig recht spät – fest in den Entwicklungsprozessen verankert. Dem Stand der Forschung ist zu entnehmen, dass die Aktivitäten zur funktionalen Absicherung der Entwicklungsstände Kernelemente für eine erfolgreiche Produktentwicklung sind. Dabei sind im Stand der Forschung unterschiedliche Ausprägungen dieser Aktivitäten kontextbezogen zu finden. In der Literatur herrscht keine einheitliche Nomenklatur für die Begriffe zur Beschreibung der Eigenschaftsanalyse und Absicherung. Unabhängig von den verwendeten Begriffen haben jedoch alle darunterfallenden Aktivitäten das Ziel, den Entwicklungsstand gegen die Anforderungen oder das Zielsystem abzugleichen und daraus Erkenntnisse für die weitere Entwicklung abzuleiten. Dabei ist der Zeitpunkt ein wesentlicher Faktor, das heißt wann Erkenntnisse zum Systemverhalten vorliegen, weswegen das Frontloading in der Produktentwicklung ein wichtiger Ansatz zur Reduzierung der Unsicherheiten während der Entwicklung darstellt. Die hierbei unterstützenden Test- und Validierungsansätze werden im folgenden Kapitel vorgestellt.

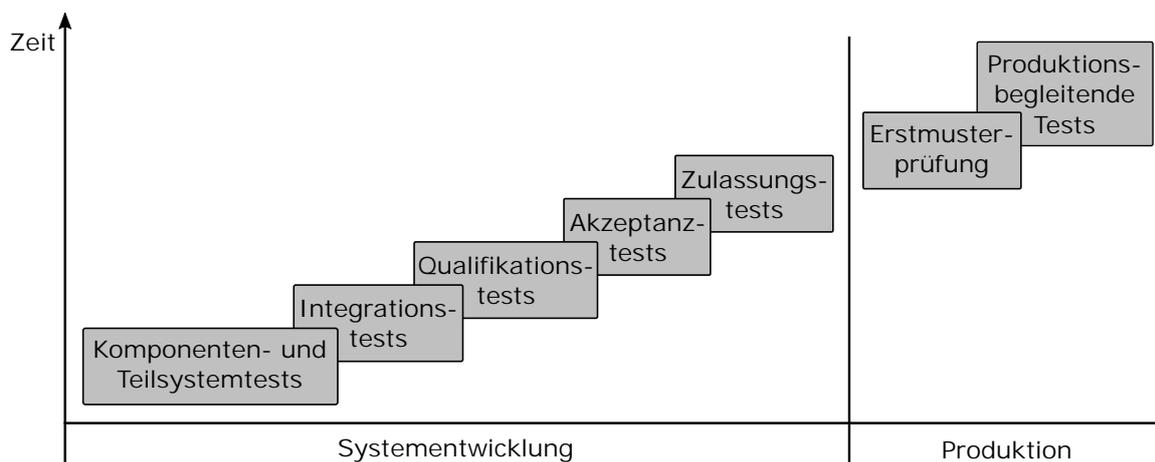
<sup>68</sup> Bildquelle: Lindemann 2009, S. 159.

## 2.2 Test- und Validierungsansätze

Test- und Validierungsansätze werden vor allem für die Absicherung der Anforderungen und Produkteigenschaften herangezogen. Nach THOMKE UND BELL sind Tests ein wesentlicher Erfolgsfaktor in der Produktentwicklung<sup>69</sup>. In diesem Abschnitt sollen zunächst Definitionen aus dem Stand der Forschung vorgestellt und im Hinblick auf die in dieser Arbeit entwickelten Antriebsstrangprüfstände zur Ermittlung von Zielgrößen für die Konstruktion handgehaltener Power-Tools diskutiert werden. Nach den Begriffsdefinitionen von *Validierung*, *Verifikation* und *Test* aus dem Stand der Forschung werden Möglichkeiten zur Erkenntnisgenerierung vorgestellt. Dabei findet eine Eingrenzung auf Ansätze, welche im Rahmen von Untersuchungen der Antriebsdynamik mechatronischer Systeme relevant sind, statt.

Eine Übersicht über die Testaktivitäten bei der Systementwicklung und Produktion ist – basierend auf ENGEL<sup>70</sup> – in Abbildung 2.6 dargestellt. Von besonderem Interesse für die vorliegende Arbeit sind die Komponenten- und Teilsystemtests. Für die Testaktivitäten beschreibt ENGEL drei Arten des Testens<sup>71</sup>:

- Plausibilitätsprüfungen
- Exploratives Testen
- Regressionstests



**Abbildung 2.6:** Übersicht über die Testaktivitäten bei der Systementwicklung und Produktion.<sup>72</sup>

<sup>69</sup> Vgl. Thomke/Bell 2001, S. 320.

<sup>70</sup> Engel 2010.

<sup>71</sup> Vgl. Engel 2010, S. 444.

<sup>72</sup> Darstellung in Anlehnung an Engel 2010, S. 444.

## 2.2.1 Validierung und Verifikation

Die Begriffe *Verifizierung* und *Validierung* sind im Kontext des Qualitätsmanagements in DIN EN ISO 9000 definiert.

### Verifizierung nach DIN EN ISO 9000

„Bestätigung durch Bereitstellung eines *objektiven Nachweises* [...], dass festgelegte *Anforderungen* [...] erfüllt worden sind.“<sup>73</sup>

### Validierung nach DIN EN ISO 9000

„Bestätigung durch Bereitstellung eines *objektiven Nachweises* [...], dass die *Anforderungen* [...] für einen spezifischen beabsichtigten Gebrauch oder eine spezifische beabsichtigte Anwendung erfüllt worden sind.“<sup>74</sup>

Die Verifikation ist also nach DIN EN ISO 9000 die Prüfung, ob die Produktspezifikationen erfüllt sind, während die Validierung den Nachweis liefert, dass die Anforderungen hinsichtlich der beabsichtigten Anwendungen erfüllt werden.

Eine ähnliche Unterscheidung der beiden Begriffe ist auch im Kontext der Produktentwicklung etabliert. In der VDI-Richtlinie 2206 sind die beiden Begriffe wie folgt definiert:

### Verifikation nach VDI 2206

Unter Verifikation technischer Systeme ist „die Überprüfung zu verstehen, ob eine Realisierung (z.B. ein Software-Programm) mit der Spezifikation (in diesem Fall mit der Algorithmenbeschreibung) übereinstimmt. Bei der Überprüfung der Gültigkeit eines Programms wird auch von der Programmverifikation gesprochen. Die Verifikation wird im Allgemeinen formal realisiert.“<sup>75</sup>

Die Verifikation ist also der reine Abgleich des Produkts mit dessen Spezifikation bzw. Anforderungen. Sie ist Teil der Validierung<sup>76</sup>.

### Validierung nach VDI 2206

Unter Validierung technischer Systeme ist „die Prüfung zu verstehen, ob das Produkt für seinen Einsatzzweck geeignet ist bzw. den gewünschten Wert erzielt. Hier geht die Erwartungshaltung des Fachexperten und des Anwenders ein. Die Validierung beinhaltet z.B. die Prüfung, ob die Beschreibung eines Algorithmus mit dem zu lösenden Problem übereinstimmt. Sie ist im Allgemeinen nicht formal durchzuführen.“<sup>77</sup>

---

<sup>73</sup> DIN EN ISO 9000:2015-11, S. 49.

<sup>74</sup> DIN EN ISO 9000:2015-11, S. 50.

<sup>75</sup> VDI 2206:2004-06, S. 38.

<sup>76</sup> Vgl. Albers et al. 2016a, S. 541.

<sup>77</sup> VDI 2206:2004-06, S. 39.



Definitionen im Kern auf die Prüfung, ob ein Produkt für seinen Einsatzzweck geeignet ist. Die Unterstützung der Synthesefähigkeit in den Gestaltungsaktivitäten wird insofern dadurch gefördert, dass die Anpassung und Konkretisierung der Anforderungen und Ziele aus der Validierungsaktivität erfolgt<sup>84</sup>. Für die in der Gestaltung beschriebene Ermittlung von Produkteigenschaften im Rahmen der synthesegetriebenen Analyse ist der Begriff der Validierung nur bedingt geeignet, auch wenn diese Art der Analyse in der Definition nicht explizit ausgeschlossen wird.

### 2.2.2 Testdefinition

Der Begriff des Testens im Kontext der Produktentwicklung definiert BOËS ET AL. wie folgt:

„We define testing as exposing a physical system to a condition or situation in order to observe the system’s response.“<sup>85</sup>

Testen bezieht sich nach obiger Definition also auf das Beobachten der Reaktion eines Systems unter definierten Randbedingungen. Nach POSER<sup>86</sup> werden Tests mit möglichst realistischen Randbedingungen durchgeführt und unterscheiden sich diesbezüglich von Experimenten, welche unter idealisierten Bedingungen stattfinden<sup>87</sup>.

EBEL definiert die Begriffe Test, Testfall, Testumgebung und Testinterpretation in Bezug auf die Modellierung von Zielsystemen<sup>88</sup>, was im Kontext der Eigenschaftsanalyse sinnvoll erscheint.

„Ein Test ermittelt Systemeigenschaften eines Systems unter Test (SUT) und liefert Erkenntnisse über das System, insbesondere ob das System zuvor definierte Ziele, Anforderungen oder Hypothesen ganz, teilweise oder nicht erfüllt. [...] Ein Test umfasst stets einen Testfall, eine Testumgebung und eine Testinterpretation.“<sup>89</sup>

Diese Definition erscheint für die Analyseaktivität im Rahmen der Gestaltung und der damit verbundenen Forderung, konstruktionsfähig zu werden, zweckmäßig. Die Ermittlung der Systemeigenschaften und deren Nutzung zur Erkenntnisgenerierung für die Gestaltung lässt dabei die Generierung von Zielgrößen für die Konstruktion zu.

---

<sup>84</sup> Vgl. Albers et al. 2015, S. 78-79.

<sup>85</sup> Boës et al. 2017, S. 1.

<sup>86</sup> Poser 2016.

<sup>87</sup> Vgl. Poser 2016, S. 307.

<sup>88</sup> Vgl. Ebel 2015, S. 137.

<sup>89</sup> Ebel 2015, S. 137.

Zu einem Test gehören nach obiger Definition der Testfall, die Testumgebung sowie die Testinterpretation. STECHERT beschreibt dieses Tripel als Testmodell, wobei er die Begriffe *Testfälle*, *Testwerkzeuge* und *Testkriterien* verwendet<sup>90</sup>.

Beim explorativen Testen nach ENGEL<sup>91</sup> steht das Sammeln von Erkenntnissen über das System im Vordergrund. Es erfolgt also keine Prüfung hinsichtlich eines erwarteten Ergebnisses sondern der Test ist ergebnisoffen. Dabei ist die Qualität des Testergebnisses sehr stark von der Kompetenz des Testpersonals abhängig.<sup>92</sup>

Im Folgenden werden verschiedene Arten der Erkenntnisgenerierung vorgestellt und diskutiert.

### 2.2.3 Simulationen und Berechnungsmodelle

Nach DRESIG UND FIDLIN<sup>93</sup> haben Berechnungsmodelle in der Antriebsdynamik den Zweck, das Dynamikverhalten von Teilsystemen oder des Gesamtsystems qualitativ abzubilden und die quantitative Berechnung der Systemgrößen zu ermöglichen. Ziel ist dabei den Einfluss von konstruktiven Parametern (Gestaltparametern) auf das dynamische Verhalten hinsichtlich der Fragestellung zu beschreiben und daraus Erkenntnisse abzuleiten<sup>94</sup>. Die Anwendung von Berechnungsmodellen erfolgt dabei in der Regel mit Hilfe von Computersimulationen<sup>95</sup>. Häufig werden in diesem Umfeld die Begriffe Simulation und virtuelles Experiment verwendet<sup>96</sup>.

Simulationen und Berechnungsmodelle unterstützen die Generierung von Erkenntnissen und die Absicherung der Anforderungen in frühen Entwicklungsphasen. Die Aussagekraft der Simulationsergebnisse beschränkt sich jedoch auf die in der Modellbildung berücksichtigten Systemeigenschaften im Sinne des Verkürzungsmerkmals nach STACHOWIAK<sup>97</sup>. Es wird also nur das bereits bekannte und in der Modellbildung berücksichtigte Systemwissen abgebildet<sup>98</sup>.

Bei dynamischen Systemen, wie sie beispielsweise in Antriebssträngen vorkommen, ergeben sich häufig starke Wechselwirkungen zwischen den Systemkomponenten, die Einfluss auf den Schwingungszustand des Systems haben. Die Modellierung dieser Wechselwirkungen, soweit sie denn überhaupt bekannt sind, kann zu komplizierten Modellen mit vielen Teilsystemen führen. In einigen Fällen ist es sogar gar nicht möglich, in

---

<sup>90</sup> Vgl. Stechert 2010, S. 89.

<sup>91</sup> Engel 2010.

<sup>92</sup> Vgl. Engel 2010, S. 445-447.

<sup>93</sup> Dresig/Fidlin 2014.

<sup>94</sup> Vgl. Dresig/Fidlin 2014, S. 6.

<sup>95</sup> Vgl. Dresig/Holzweißig 2012, S. 5.

<sup>96</sup> Vgl. Bungartz et al. 2013, S. 1.

<sup>97</sup> Stachowiak 1973.

<sup>98</sup> Vgl. Simon 1996, S. 14-16.

Simulationsmodellen mit vertretbarem Aufwand die relevanten Eigenschaften – genauer gesagt, die als relevant erscheinenden Attribute – abzubilden. Die Herausforderung ist dabei, die für die Fragestellung relevanten Aspekte und Komponenten im Simulationsmodell zu berücksichtigen<sup>99</sup>.

### **2.2.4 Experimentelle Untersuchungen mit Antriebsstrangprüfständen**

Die experimentelle Untersuchung mit Antriebsstrangprüfständen ist ein etabliertes Vorgehen in verschiedenen Stadien der Produktentwicklung. Der Erfahrung des Autors nach sind zwei Gründe für ihren Einsatz maßgeblich:

1. Prüfstandergebnisse bzw. experimentell ermittelte Erkenntnisse erzeugen ein hohes Maß an Vertrauen durch die Bewertung anhand objektiver Messwerte.
2. Durch den Einsatz von Hardwarekomponenten sinkt das Abstraktionsniveau und vereinfacht damit die Modellbildung.

Es ist leicht einzusehen, dass das Vertrauen in Ergebnisse aus experimentellen Untersuchungen durch das Vorliegen objektiver Messwerte unterstützt wird. Ein Indiz hierfür ist die große Zahl an Prüfständen und deren Einsatz in der Produktentwicklung, auf den trotz immer umfangreicherem Einsatz von Simulationen – zumindest aktuell – nicht verzichtet wird. Ein Grund für deren Einsatz ist die Nähe zum realen System, welche beim Einsatz von Hardwarekomponenten – im Vergleich zu rein virtuellen Simulationsmodellen – die Abbildung von unbekanntem Systemverhalten zulässt. Simulationsmodelle bilden hingegen lediglich das in der Modellbildung berücksichtigte Systemverhalten ab.

Die in der Produktentwicklung eingesetzten Prüfstandstypen sind vielfältig und vom Untersuchungsziel sowie Produkt abhängig, sodass zunächst eine Einteilung ohne Anspruch auf Vollständigkeit erfolgen soll. Dabei wird in der Entwicklung bei Komponentenprüfständen zwischen Funktionsprüfständen und Dauerlaufprüfständen unterschieden<sup>100</sup>. Während Funktionsprüfstände zur Absicherung von spezifischen Systemfunktionen im Gesamtsystem herangezogen werden, zielt der Einsatz von Dauerlaufprüfständen auf die Untersuchung von Haltbarkeit und Langzeitstabilität des Produktes beziehungsweise der Komponenten ab<sup>101</sup>. Dabei ist die Testtiefe bei Entwicklungsprüfständen wesentlich höher als bei Qualifizierungsprüfständen<sup>102</sup>. Um das Frontloading in der Entwicklung zu unterstützen, ist bei Komponentenprüfständen eine wesentliche Voraussetzung, dass die noch nicht real vorhandenen Komponenten hinzusimuliert

---

<sup>99</sup> Vgl. Shannon 1998, S. 10.

<sup>100</sup> Vgl. Paulweber/Lebert 2014, S. 37.

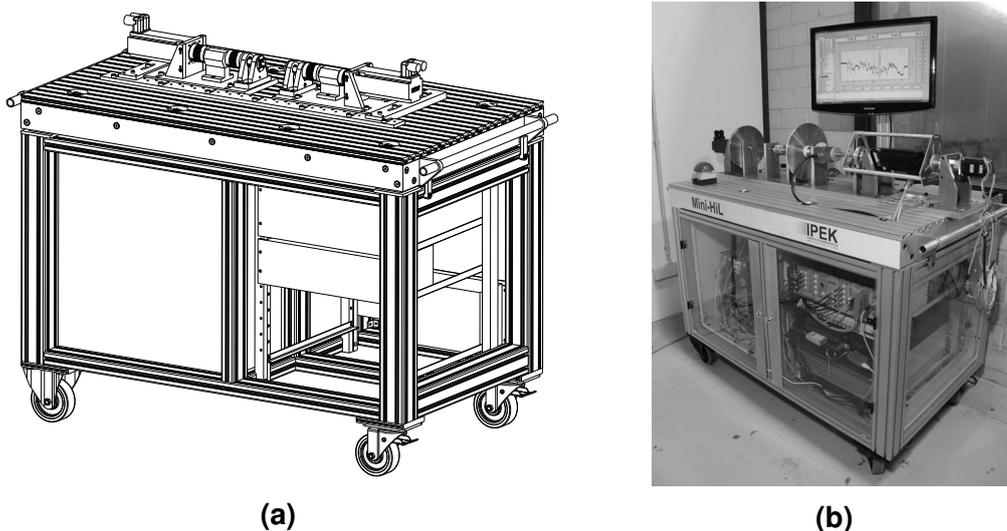
<sup>101</sup> Vgl. Paulweber/Lebert 2014, S. 12.

<sup>102</sup> Vgl. Schenk 2007, S. 49.

werden<sup>103</sup>. Ein weit verbreiteter Ansatz hierzu ist der X-in-the-Loop-Ansatz (kurz: XiL-Ansatz).

Ein Beispiel für einen X-in-the-Loop-Prüfstand ist der Mini-HiL-Prüfstand des IPEK – Institut für Produktentwicklung. Da der Mini-HiL-Prüfstand als Referenzprodukt für die in Kapitel 6 vorgestellten Antriebsstrangprüfstände dient, wird der Mini-HiL-Prüfstand kurz vorgestellt.

Bei dem Prüfstand handelt es sich um einen mobilen, kompakten Antriebsstrangprüfstand, der als Testumgebung für Komponenten und Teilsysteme sowie als Entwicklungsplattform für XiL-Prüfstände eingesetzt wird. In Abbildung 2.8 ist der Prüfstand als Grundkonfiguration (a) und mit einem Aufbau zur Untersuchung von Regelungsalgorithmen zur Reduzierung von Reibschwingungen in automobilen Antriebssträngen dargestellt. Neben den beiden in Abbildung 2.8 gezeigten Versuchsetups gibt es noch weitere, auf die an dieser Stelle nicht näher eingegangen wird. Der Mini-HiL-Prüfstand zeichnet sich durch eine hohe Flexibilität durch modulare Prüfaufbauten aus.



**Abbildung 2.8:** Mini-HiL-Prüfstand als Referenzprodukt für die Antriebsstrangprüfstände. In (a) ist der Grundaufbau des Mini-HiL-Prüfstands, in (b) ist ein Aufbau zur Untersuchung von Regelungsalgorithmen zur Reduzierung von Reibschwingungen in automobilen Antriebssträngen dargestellt.<sup>104</sup>

<sup>103</sup> Vgl. Paulweber/Lebert 2014, S. 4.

<sup>104</sup> Bildquelle: Abb. 2.8 (a) Marschall 2009, S. 16; veränderte Darstellung, Abb. 2.8 (b) Gwosch 2013, S. 12.

## 2.2.5 X-in-the-Loop-Ansätze

Die Grundidee von Hardware-in-the-Loop-Systemen (kurz: HiL-Systeme) ist das Gesamtsystem in einem Test adäquat<sup>105</sup> darzustellen<sup>106</sup>, wobei das zu untersuchende System in ein virtuelles Gesamtsystem eingebunden wird<sup>107</sup>. Bereits im Jahr 1988 hat POWELL ET AL.<sup>108</sup> das grundlegende Konzept eines Echtzeitregelungssystems mit den wesentlichen Elementen eines HiL-Prüfstands vorgestellt. In einer weiteren Publikation beschreibt POWELL ET AL. zwei Aspekte für den Einsatz von HiL-Systemen<sup>109</sup>:

1. Modellierung von Teilsystemen, welche schwierig zu entwickeln sind.
2. Einsatz von Hardwarekomponenten für schwierig zu modellierende Teilsysteme.

In beiden Fällen erlaubt der HiL-Ansatz die Wechselwirkungen zwischen den Modellen, der Hardware und der zu entwickelnden Regelung in einer realistischen, reproduzierbaren Laborumgebung abzubilden. Der HiL-Ansatz wurde ursprünglich für das Testen von Steuerungs- und Regelungssystemen entwickelt, wurde jedoch für unterschiedliche Systeme und Domänen aufgegriffen und erweitert. BOUSCAYROL unterscheidet hierbei drei Stufen<sup>110</sup>:

- HiL-Simulation auf Signalebene
- HiL-Simulation auf Leistungsebene
- HiL-Simulation auf Mechanikebene

Für das Testen von Leistungselektronik elektrischer Antriebe hat sich der Begriff *Power-Hardware-in-the-Loop* etabliert, bei dem der Hardware-in-the-Loop-Gedanke um die elektrische Leistungseinheit des Antriebssystems erweitert wurde<sup>111</sup>. Das zu untersuchende Teilsystem ist dabei der Antriebsumrichter<sup>112</sup>.

MACLAY beschreibt das Testen von Flugsteuerungen und Kraftfahrzeug-Bremsregelungen in HiL-Simulationen, beschränkt diese jedoch nicht auf Regelungssysteme, sondern schlägt einen solchen Ansatz für jegliche Teilsysteme mit komplexem Systemverhalten vor<sup>113</sup>. Diese Erweiterung wird auch mit dem Begriff X-in-the-Loop-Ansatz<sup>114</sup> bezeichnet. ALBERS ET AL. hat in zahlreichen Publikationen den X-in-the-Loop-Ansatz, bezogen

<sup>105</sup> Die adäquate Darstellung ist vom spezifischen Untersuchungsziel abhängig (vgl. Fischer/Jassmann 2017, S. 10958) und beinhaltet das relevante Systemverhalten.

<sup>106</sup> Vgl. Fischer/Jassmann 2017, S. 10958.

<sup>107</sup> Vgl. Albers et al. 2016a, S. 559.

<sup>108</sup> Powell et al. 1988.

<sup>109</sup> Vgl. Powell et al. 1998, S. 484.

<sup>110</sup> Vgl. Bouscayrol 2008, S. 2147.

<sup>111</sup> Vgl. Bouscayrol 2008, S. 2149.

<sup>112</sup> Vgl. Slater et al. 1998, S. 153, Boller/Kennel 2009, S. 1 und Schmitt 2017, S. 6.

<sup>113</sup> Vgl. Maclay 1997, S. 109.

<sup>114</sup> Vgl. Düser 2010, S. 52, Bier et al. 2012, S. 241, Albers et al. 2016a, S. 559, Pohlandt et al. 2016, S. 42, Brinkschulte et al. 2017, S. 178.

auf die Validierung mechanischer und mechatronischer Komponenten und Teilsysteme, weiterentwickelt und den IPEK-X-in-the-Loop-(IPEK-XiL)-Ansatz als Basis hierfür geschaffen<sup>115</sup>. Dabei sind unterschiedliche Ausprägungen der Validierungsaktivitäten berücksichtigt<sup>116</sup>.

MATTHIESEN ET AL. hat den X-in-the-Loop-Ansatz auf handgehaltene Power-Tools übertragen und erweitert<sup>117</sup>. Der IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz für Power-Tools ist in Abbildung 2.9 dargestellt. Das X steht hierbei für das zu entwickelnde oder zu untersuchende Teilsystem – im Folgenden als System-in-Development (SiD)<sup>118</sup> bezeichnet. Die weiteren Teilsysteme sind der Anwender, das Rest-Power-Tool, die Umwelt sowie die Anwendung und Testfälle. Der IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz für Power-Tools beschreibt die Berücksichtigung des Gesamtsystems – bestehend aus dem Anwender, der Anwendung und den Testfällen sowie der Umwelt – bei Test- und Validierungsaktivitäten eines Teilsystems.



**Abbildung 2.9:** IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz für handgehaltene Power-Tools nach MATTHIESEN ET AL.<sup>119</sup>

Das dazugehörige IPEK-X-in-the-Loop-Framework für handgehaltene Power-Tools ist in Abbildung 2.10 dargestellt und beschreibt mögliche Systemebenen des zu untersuchenden Power-Tool-Teilsystems. Während auf der System-in-the-Loop Ebene die Gesamtmaschine das zu untersuchende Teilsystem ist, ist es auf der Subsystem-in-the-

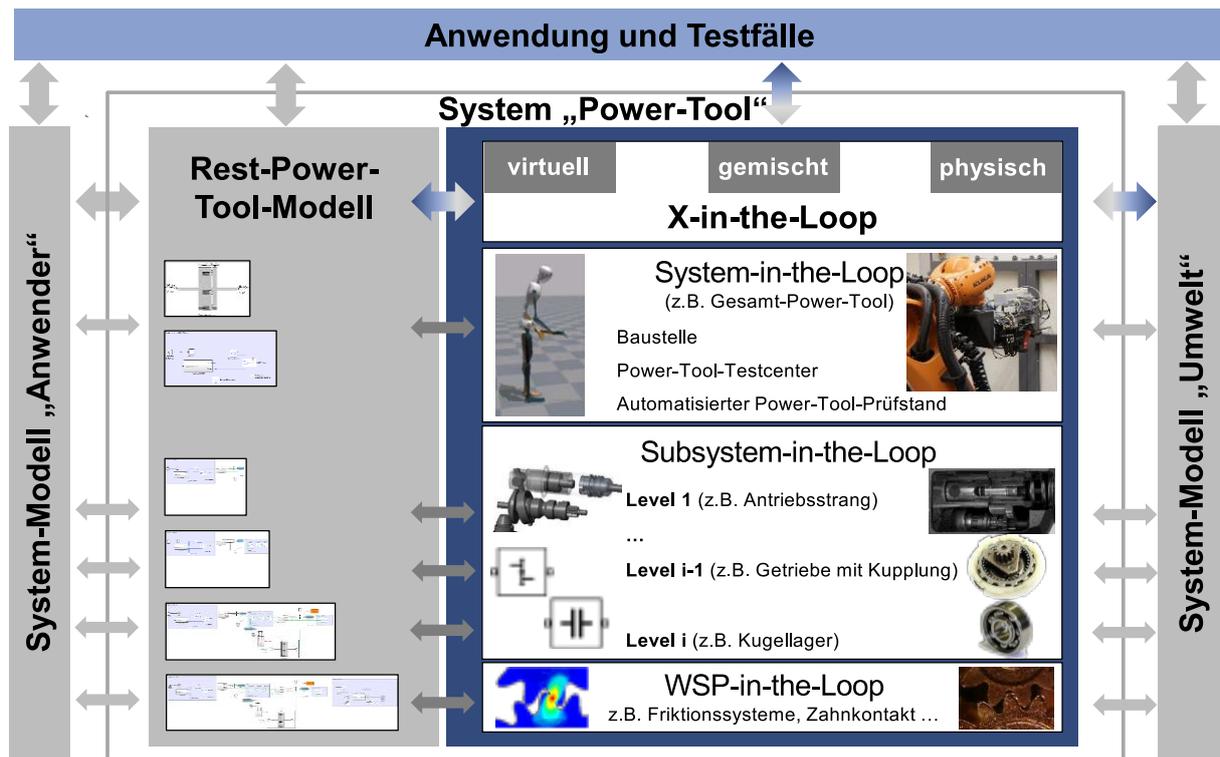
<sup>115</sup> Vgl. Geier et al. 2009, S. 4, Albers/Düser 2010 und Albers et al. 2016a, S. 559.

<sup>116</sup> Vgl. Albers et al. 2016a, S. 559.

<sup>117</sup> Vgl. Matthiesen et al. 2013, S. 5-6, Matthiesen et al. 2017e, S. 3-4 und Matthiesen et al. 2018a.

<sup>118</sup> Das System-in-Development (SiD) wird in der Literatur auch als Unit-Under-Test (UUT), System-Under-Test (SUT), Device-Under-Test (DUT), mitunter auch System-under-Investigation (Sul) bezeichnet.

<sup>119</sup> Bildquelle: Matthiesen et al. 2018a, S. 1.



**Abbildung 2.10:** IPEK-X-in-the-Loop-Framework für handgehaltene Power-Tools nach MATTHIESEN ET AL.<sup>121</sup>

Loop Ebene eine einzelne Komponente oder Baugruppe und auf der WSP-in-the-Loop Ebene ein einzelnes Wirkflächenpaar.<sup>120</sup>

## 2.2.6 Testaktivitäten bei der Entwicklung von handgehaltenen Power-Tools

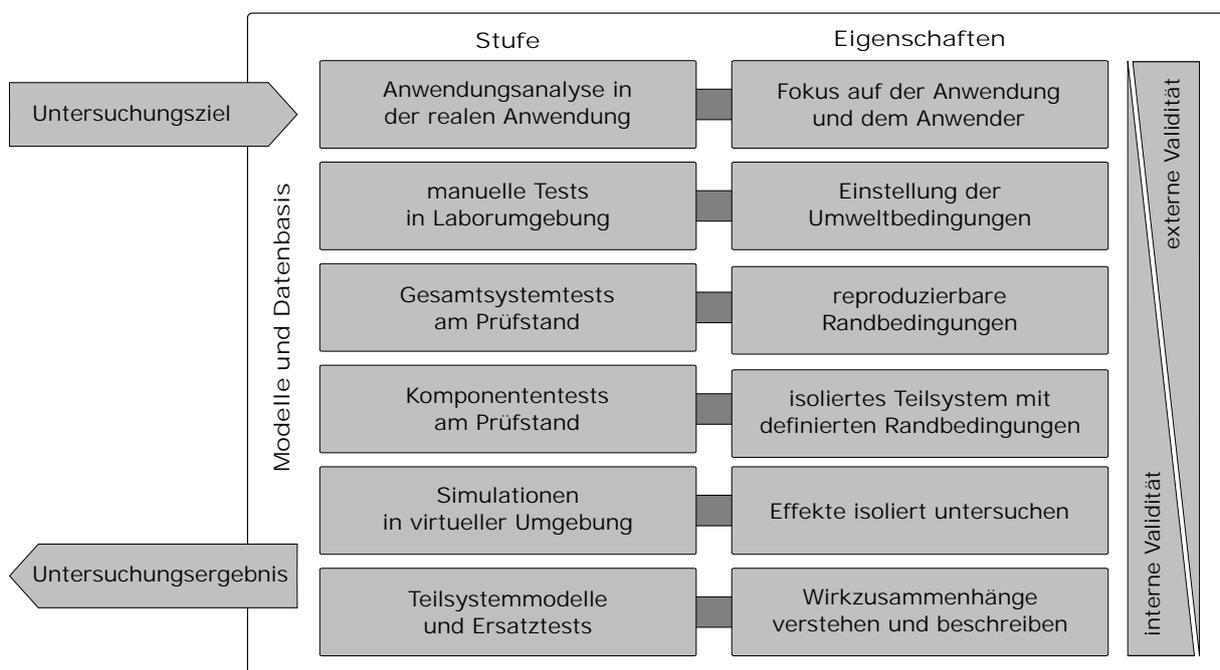
Bei der Entwicklung von handgehaltenen Power-Tools werden unterschiedliche Test- und Validierungswerkzeuge zur Eigenschaftsanalyse und Absicherung einzelner Entwicklungsstände eingesetzt. Eine Übersicht über die Stufen bei der Validierung und den Testaktivitäten von handgehaltenen Power-Tools ist in Abbildung 2.11 dargestellt. Ausgehend von einem Untersuchungsziel wird eine geeignete Stufe der Validierungs- und Testaktivitäten gewählt. Die Stufen unterscheiden sich in ihrem Modellbildungs- und Abstraktionsgrad. Als Maß hierfür kann die externe und interne Validität genutzt werden. Diese Begriffe stammen aus der experimentellen Psychologie. Dabei ist die externe Validität ein Maß dafür, wie generalisierbar die Ergebnisse sind und die interne Validität ein Maß für die Kontrolle über die Störvariablen in einem Experiment<sup>122</sup>.

<sup>120</sup> Vgl. Matthiesen et al. 2018a, S. 2.

<sup>121</sup> Bildquelle: Matthiesen et al. 2018a, S. 2.

<sup>122</sup> Vgl. Hussy et al. 2013, S. 137.

Bei der Anwendungsanalyse in der realen Anwendung liegt also eine hohe externe Validität vor, die interne Validität ist jedoch wegen der vielen schwierig zu kontrollierenden Randbedingungen gering. Für eine hohe interne Validität sind Teilsystemmodelle und Ersatztests geeignet, gleichzeitig ist jedoch die Übertragbarkeit der Ergebnisse eingeschränkt. Die Zwischenstufen umfassen manuelle Tests in einer Laborumgebung zur gezielten Einstellung der Umweltbedingungen, Tests an Prüfständen auf Gesamtsystem- und Komponentenebene sowie Simulationen in virtuellen Umgebungen. Alle Test- und Validierungsaktivitäten können zusammen als Modell- und Datenbasis aufgefasst werden, die für das Untersuchungsziel ein entsprechendes Ergebnis liefern können. Im Folgenden werden die Stufen anhand von Arbeiten aus dem Stand der Forschung erläutert.



**Abbildung 2.11:** Stufen bei der Validierung und den Testaktivitäten von handgehaltenen Power-Tools.<sup>123</sup>

### Anwendungsanalyse und manuelle Tests

Anwendungsanalysen in der realen Anwendung und manuelle Tests in einer Laborumgebung haben den Anwender und die Anwendung im Fokus. Hierbei können als Untersuchungsziel beispielsweise die Bewertung der Anwendungseignung<sup>124</sup>, der Schwingungsbelastung auf den Anwender oder die Überprüfung der Lebensdauer stehen. Für die Anwendungsanalyse werden Anwendungsstudien in Feldexperimenten, wie sie bei-

<sup>123</sup> Darstellung in Anlehnung an Albers/Schyr 2005, S. 70.

<sup>124</sup> Vgl. Matthiesen et al. 2016a, S. 5, Matthiesen/Germann 2017, S. 3 und Matthiesen/Germann 2018, S. 241.

spielsweise in SCHMIDT<sup>125</sup> vorgestellt werden, eingesetzt. Manuelle Tests finden häufig in einer Laborumgebung statt. Dabei dienen sie zur Qualifizierung des Power-Tools bezüglich Anwendungseigenschaften und Lebensdauer. Ebenfalls wird in manuellen Tests der Reifegrad der Entwicklung von Komponenten ermittelt<sup>126</sup>. Eine Testumgebung für manuelle Tests in Laborumgebung ist in Abbildung 2.12 dargestellt.



**Abbildung 2.12:** Power-Tool Testcenter am IPEK – Institut für Produktentwicklung für manuelle Tests von handgehaltenen Power-Tools.<sup>127</sup>

Anwendungsanalysen werden im Stand der Forschung von MATTHIESEN ET AL.<sup>128</sup> für die Ableitung von fundierten Entwicklungszielgrößen vorgeschlagen. Das hierzu vorgestellte Prozessmodell beinhaltet eine Vorstudie, die Anwendungsfallmodellierung, Testfallgenerierung sowie das Testen in einer geeigneten Testumgebung<sup>129</sup>. Als Testumgebung schlägt MATTHIESEN ET AL. ein Labor für manuelle Versuche vor. Durch Tests in dieser Testumgebung werden fundierte Entwicklungszielgrößen abgeleitet, wobei nach Aussage der Autoren die strukturierte Vorgehensweise ein Erfolgsfaktor hierfür ist<sup>130</sup>.

Ein weiteres Einsatzgebiet für manuelle Tests ist die Generierung von Lastprofilen für Prüfstände. Hierbei können mit Sensorik ausgestattete Maschinen eingesetzt werden. Ein solches Vorgehen unter Einsatz von Messtechnik und der Ableitung von Lastprofilen aus experimentell ermittelten Systemgrößen für den Einsatz am Prüfstand ist nach dem gegenwärtigen Stand der Forschung für handgehaltene Power-Tools nicht zu finden. Es ist jedoch davon auszugehen, dass in den Test- und Versuchsabteilungen der Elektrowerkzeughersteller mit Sensorik bestückte Seriengeräte zur Lastfallgenerierung für Prüfstände zum Einsatz kommen.

<sup>125</sup> Schmidt 2019.

<sup>126</sup> Expertenaussage eines Elektrowerkzeugherstellers.

<sup>127</sup> Bildquelle: IPEK – Institut für Produktentwicklung.

<sup>128</sup> Matthiesen et al. 2016a.

<sup>129</sup> Vgl. Matthiesen et al. 2016a, S. 2.

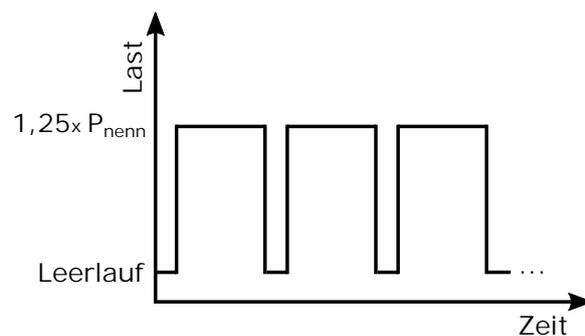
<sup>130</sup> Vgl. Matthiesen et al. 2016a, S. 5.

## Prüfstanduntersuchungen

Prüfstanduntersuchungen werden bei handgehaltenen Power-Tools für die Qualifikation bei der Serienfreigabe, serienbegleitend sowie zur Absicherung von Entwicklungsständen eingesetzt. Bei der Leistungsprüfung werden Gesamtsystemtests beispielsweise mit Bremsenprüfständen (vgl. Abbildung 2.13 (a) und 2.14 (a)) und mit automatisierten Roboterprüfständen (vgl. Abbildung 2.14 (b)) durchgeführt. Die Lastprofile sind dabei stark abstrahiert und bestehen bei Lebensdaueruntersuchungen mit Bremsenprüfständen häufig aus sich zyklisch wiederholenden Leerlauf- und Überlastphasen. Ein solches Lastprofil, wie in Abbildung 2.13 (b) gezeigt, bildet nur wenige Betriebspunkte eines Power-Tools ab, sodass für deren Ergebnisinterpretation viel Erfahrungswissen und Vergleichswerte notwendig sind. Damit werden diese Tests im Rahmen der Produktqualifikation und für Benchmarktests eingesetzt. Die Rückführung der Ergebnisse auf einzelne Systemparameter ist damit jedoch schwierig.<sup>131</sup>



(a)



(b)

**Abbildung 2.13:** Lebensdaueruntersuchungen an einem Dauerlaufprüfstand. In (a) Bremsenprüfstände, in (b) beispielhaftes Lastprofil.<sup>132</sup>

Realitätsnäher sind dynamische Belastungsprüfstände und automatisierte Prüfstände, welche die möglichst praxisgerechte und teilweise auch zeitraffende Untersuchung fokussieren und die Beanspruchungen im Feld simulieren<sup>133</sup>. Diese Prüfstände setzen voraus, dass der Prüfling zumindest als funktionsfähiger physischer Prototyp – beispielsweise als Erstmuster – vorliegt.

Komponententests finden in Unternehmen insbesondere bei der Motorentwicklung und -auslegung Anwendung. Hierbei sind Motorbelastungs- und -überlastszenarien sowie Blockiertests weit verbreitet<sup>134</sup>. Komponententests werden auch für Getriebeteile

<sup>131</sup> Vgl. Matthiesen et al. 2016b, S. 17-19.

<sup>132</sup> Bildquelle: Abb. 2.13 (a) Metabowerke GmbH.

<sup>133</sup> Vgl. o. V. 1985, S. 39.

<sup>134</sup> Vgl. o. V. 1985, S. 38.



**Abbildung 2.14:** Prüfstände für Lebensdaueruntersuchungen. In (a) Klima-Prüfstand zur Umweltsimulation, in (b) Winkelschleifer-Schrupp-Prüfstand.<sup>136</sup>

und die Funktionsprüfung von Überlastkupplungen eingesetzt, um beispielsweise die Auswirkungen auf hohe Belastungen zu untersuchen<sup>135</sup>.

Es gibt eine Reihe weiterer Tests (beispielsweise Staubversuche, Schalterlebensdauerprüfung, Elektronikprüfung etc.), die spezielle Prüfstände erfordern<sup>137</sup>. Allen gemeinsam ist jedoch die Prüfung des Geräts bzw. der Komponente im Sinne der Qualifizierung beziehungsweise der Validierung.

### Berechnungen und Simulationen

In den frühen Phasen der Produktentwicklung werden Berechnungen und Simulationen genutzt, um Anforderungen mit virtuellen Modellen abzusichern, physikalische Ursachen zu klären und optimale Parameterwerte zu finden<sup>138</sup>. So können zum Beispiel bei der Schlagwerkoptimierung eines Bohrhammers die Komponenten aufeinander abgestimmt werden<sup>139</sup>. Für die Nutzung von schwingungsmindernden Maßnahmen wie Autobalancer-Systeme in Winkelschleifern werden die Systeme mit Hilfe von mathematischen Beschreibungen theoretisch betrachtet und deren Stabilitätsbereiche untersucht<sup>140</sup>. Im Bereich der Motorauslegung werden Simulationen und Berechnungen verwendet, um die Leistungskennwerte der Antriebe früh in der Entwicklung zu bewerten.

<sup>135</sup> Expertenaussage eines Elektrowerkzeugherstellers.

<sup>136</sup> Bildquelle: Drücker Steuerungssysteme GmbH.

<sup>137</sup> Expertenaussage eines Elektrowerkzeugherstellers.

<sup>138</sup> Vgl. Dresig/Fidlin 2014, S. 5.

<sup>139</sup> Vgl. Schäfer 2018, S. 145-151.

<sup>140</sup> Vgl. Lindell 1996, S. 43-44, Rajalingham et al. 1998, S. 827-833, Rajalingham/Rakheja 1998, S. 456-462, DeSmidt 2009, S. 2-10.

### Parameteruntersuchungen durch Ersatztests

In Untersuchungsstudien finden Ersatztests Anwendung, um den Einfluss von Parametern wie beispielsweise die Geometrieparameter einer Komponente auf die Untersuchungsgröße zu untersuchen. So werden von LAUCKNER Lagerungsparameter und Lüftergeometrien auf die Geräuschentwicklung bei Elektrowerkzeugen für die Holzbearbeitung untersucht<sup>141</sup>. Dabei kommen Ersatztests zum Einsatz, mit denen gezielt die Parameter eingestellt und die Komponenten isoliert vom Gesamtsystem untersucht werden können. Für die Übertragbarkeit der Untersuchungsergebnisse auf das Systemverhalten in der Anwendung muss jedoch sichergestellt sein, dass der Übertrag zulässig ist. Es können aus solchen Parameteruntersuchungen Systemeigenschaften abgeleitet und die Konstruktion unterstützt werden. Dabei handelt es sich häufig um grundlegende Zusammenhänge von Parametern und physikalischen Gesetzmäßigkeiten, die in Gestaltungsprinzipien formuliert werden. Einige Beispiele für Gestaltungsprinzipien handgehaltener Power-Tools in Bezug auf die Schwingungseigenschaften sind in SKOGSBERG vorgestellt<sup>142</sup>.

#### 2.2.7 Zwischenfazit

Die Test- und Validierungsaktivitäten nach dem aktuellen Stand der Forschung zeigen mit den vielfältigen Ausprägungen deren Stellenwert in der Produktentwicklung. Die dabei eingesetzten Methoden und Ansätze sind je nach Zweck und vorliegenden Randbedingungen sehr unterschiedlich. Ihnen gemeinsam ist jedoch die Unterstützung bei der Eigenschaftsanalyse. Die dabei entstehenden Erkenntnisse fließen letztendlich in die nachfolgenden Entwicklungsschritte ein. In allen Test- und Validierungsaktivitäten ist also der Erkenntnisgewinn über das Systemverhalten ein wesentlicher Aspekt.

Validierungs- und Testaktivitäten, welche eine hohe externe Validität aufweisen, haben den Anwender und die Anwendung im Fokus, während Aktivitäten mit hoher interner Validität häufig das Ziel der Untersuchung von Parametereinflüssen auf das Systemverhalten haben. Dabei liefern sie Parametersätze, die Eingangsgrößen für die Gestaltung sein können. Prüfstanduntersuchungen werden in diesem Kontext für die Parameteroptimierung von einzelnen Komponenten (z. B. dem Antriebsmotor) eingesetzt. Die Untersuchungen erfolgen jedoch isoliert vom Gesamtsystem. Dies hat den Nachteil, dass das Verhalten der Komponenten im Gesamtsystem nur bedingt mit den Untersuchungsergebnissen vorhersagbar ist. Die Einbindung des zu untersuchenden Systems in das Gesamtsystem für die Test- und Validierungsaktivitäten ist in den X-in-the-Loop-Ansätzen vorwiegend für automobile Antriebssysteme sowie in der Luft- und Raumfahrt

<sup>141</sup> Vgl. Lauckner 1985 und Lauckner 1988.

<sup>142</sup> Vgl. Skogsberg 2006, S. 108.

verbreitet (vgl. Kap. 2.2.5). Arbeiten dazu sind nach aktuellem Forschungsstand bei handgehaltenen Power-Tools unterrepräsentiert, obwohl das Potenzial für die Produktentwicklung aus dem Stand der Forschung sichtbar ist.

## 2.3 Grundlagen und Untersuchungen zu handgehaltenen Power-Tools

Dieses Kapitel behandelt die Grundlagen sowie die im Stand der Forschung veröffentlichten Untersuchungen zu handgehaltenen Winkelschleifern und Akkuboehrschraubern, da in Kapitel 6 für diese beiden Maschinenklassen jeweils eine Testumgebung entwickelt wird.

### 2.3.1 Grundlagen zu Winkelschleifern

Winkelschleifer sind handgehaltene, meist elektromotorisch angetriebene Schleifmaschinen mit rotierender Schleifscheibe und werden hauptsächlich zum Seiten- und Umfangschleifen (Trennschleifen) eingesetzt<sup>143</sup>. Die Rotationsachse des Werkzeugs ist dabei im Winkel, meist um 90 °, zur Antriebsachse angeordnet, wodurch sich die Maschine trotz hoher Antriebsleistungen sicher führen lässt<sup>144</sup>. Man unterscheidet zwischen Winkelschleifern kleiner Bauart (Einhandwinkelschleifer) und großer Bauart (Zweihandwinkelschleifer)<sup>145</sup>. Kleine Winkelschleifer haben Maschinenleistungen zwischen circa 600 W und 1700 W, große Winkelschleifer zwischen circa 1800 W und 2500 W. Die obere Leistungsgrenze hat sich in den letzten Jahren immer weiter nach oben verschoben.

Die Rotationsgeschwindigkeit am Umfang der Schleifscheibe wird üblicherweise auf 80 m/s dimensioniert, sodass sich bei gebräuchlichen Schleifscheibendurchmessern<sup>146</sup> von 125 mm und 230 mm die Maximaldrehzahl der Schleifscheibe von 11000 U/min bzw. 6500 U/min ergibt<sup>147</sup>.

Winkelschleifer werden hauptsächlich für das Schleifen bzw. Trennen von Metall und Gestein (mineralische Werkstoffe) eingesetzt<sup>148</sup>. Dabei zeichnet sie eine hohe Abtragsleistung sowie einen hohen Abtragsfortschritt aus. Man unterscheidet bei den Schleif-

---

<sup>143</sup> Vgl. Schweizer 2005, S. 1119.

<sup>144</sup> Vgl. Schweizer 2005, S. 989.

<sup>145</sup> Vgl. Schweizer 2003, S. 190 und Schweizer 2005, S. 1119.

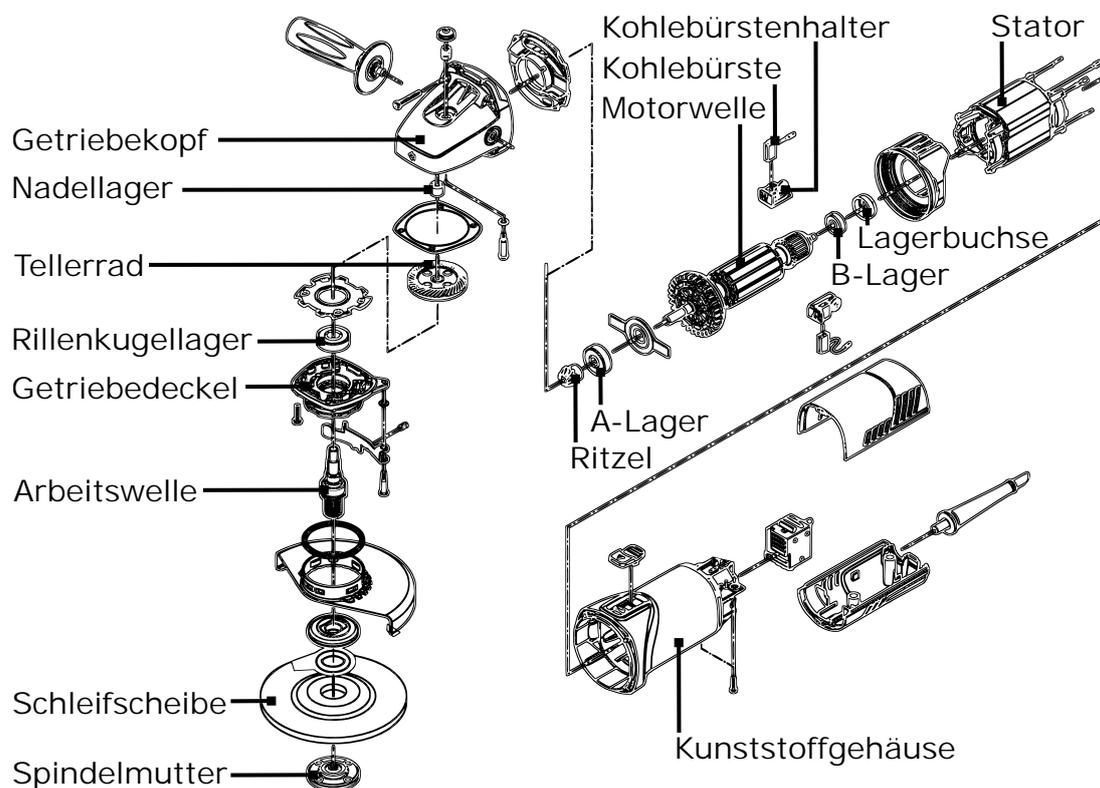
<sup>146</sup> Es sind Schleifscheibendurchmesser von 76 mm (besonders handliche Modelle), 115 mm und 125 mm (kleine Winkelschleifer), 180 mm, 230 mm und 300 mm (große Winkelschleifer) üblich. Die beiden im Text genannten Durchmesser sind im europäischen Markt am weitesten verbreitet.

<sup>147</sup> Vgl. Schweizer 2003, S. 190.

<sup>148</sup> Vgl. Schweizer 2003, S. 189.

arten zwischen Oberflächenschliff und Tiefenschliff (Trennen)<sup>149</sup>. Als Schleifscheiben kommen Trennscheiben, Schrupscheiben, Fächerschleifscheiben (Schleifmopteller), Schleiftöpfe sowie weitere Einsatzwerkzeuge zum Einsatz<sup>150</sup>.

Der Aufbau eines kleinen Winkelschleifers wird anhand des Modells WSG-11-125 des Elektrowerkzeugherstellers C. & E. Fein GmbH erläutert. In Abbildung 2.15 sind die Komponenten des Winkelschleifers in Explosionsdarstellung gezeigt.



**Abbildung 2.15:** Explosionsdarstellung wichtiger Komponenten eines kleinen Winkelschleifers.<sup>151</sup>

Die Bauart von Winkelschleifern erfolgt meist in Topfbauweise, wobei der Stator des Antriebs sowie das B-seitige Lager der Motorwelle im Motorgehäuse positioniert und durch dieses abgestützt wird. Die Kohlebürstenhalter sind ebenfalls am Motorgehäuse befestigt. Zur Lagerung der Motorwelle sitzt das B-Lager in einer Lagerbuchse aus einem Elastomerwerkstoff. Der Lagersitz des A-Lagers der Motorwelle ist im Getriebegehäuse integriert. Das Topfgehäuse wird als Spritzgussbauteil aus glasfaserverstärktem Kunststoff (häufig PA6 GF35) hergestellt. Das Getriebegehäuse ist aus Aluminiumdruckguss gefertigt. Die Lagerung der Arbeitswelle ist über ein Rillenkugellager in der Lagerplatte (Getriebedeckel) und eine Nadelhülse<sup>152</sup> im Getriebegehäuse umgesetzt. Die Kegelradstufe besteht aus Ritzel und Tellerrad, die häufig in einem Sinterverfahren

<sup>149</sup> Vgl. Schweizer 2003, S. 177.

<sup>150</sup> Vgl. Schweizer 2003, S. 179-181.

<sup>151</sup> Bildquelle: C. & E. Fein GmbH; veränderte Darstellung.

<sup>152</sup> Anstelle der Nadelhülse ist häufig auch eine Gleitbuchse oder mitunter auch ein Rillenkugellager verbaut.

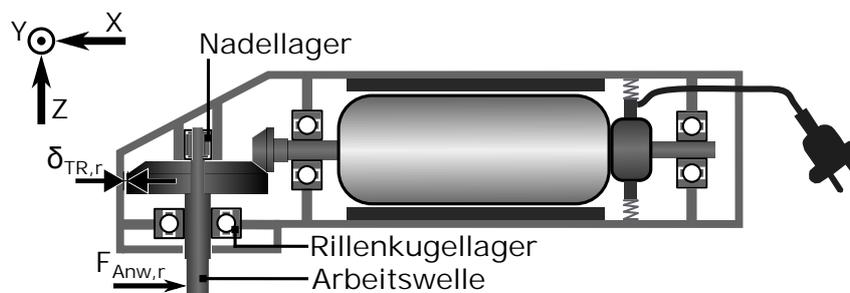
hergestellt werden<sup>153</sup> und je nach Motorart ein Übersetzungsverhältnis zwischen 2,5 und 4 ins Langsame aufweist. Es werden teilerfremde Zähnezahlen eingesetzt<sup>154</sup>, um den Verschleiß des Getriebes zu reduzieren. Das Getriebe wird mit Fett geschmiert.

## Grundlagen zu mechanischen Belastungen des Antriebsstrangs

Dieses Kapitel beinhaltet die Grundlagen zu mechanischen Belastungen im Antriebsstrang, welche in Kapitel 5.1 für die experimentellen Untersuchungen und in Kapitel 6.3.4 für die Generierung von Lastmodellen notwendig sind.

### Verlagerung des Triebstrangs relativ zum Gehäuse unter mechanischer Belastung

Es wird die Verlagerung des Triebstrangs relativ zum Gehäuse unter mechanischer Belastung betrachtet (vgl. Abb. 2.16), da diese Verlagerung die Grundlage für die Generierung von Lastmodellen aus indirekten Belastungsgrößen (vgl. Kap. 6.2) bildet. Es wird ein rotatorischer Triebstrang einer mit Wälzlagern gelagerten Welle betrachtet, wie er üblicherweise in Winkelschleifern vorzufinden ist. Einfluss auf die Verlagerung des Triebstrangs – genauer die Verlagerung der Welle relativ zu den Gehäuseteilen – haben, neben den Eigenschaften der Wälzlager, die Eigenschaften der Lagersitze und des Gehäuses sowie die Nachgiebigkeit der Welle. Es werden zunächst nur die Eigenschaften der Wälzlager betrachtet.



**Abbildung 2.16:** Schematische Darstellung zur Verlagerung der Arbeitswelle unter mechanischer Belastung. Die Radialkraft an der Werkzeugaufnahme  $F_{Anw,r}$  führt zu einer radialen Verlagerung des Tellerrads  $\delta_{TR,r}$ .

Bei Wälzlagern sind das Lagerspiel sowie die Lagersteifigkeit in radialer und axialer Richtung Kenngrößen bei der Berechnung der Verlagerung des Innenrings relativ zum Außenring. Im Stand der Forschung gibt es zahlreiche Untersuchungen und Beschreibungen der mathematischen Zusammenhänge<sup>155</sup>, welche auch in DIN-Normen<sup>156</sup> und im Stand der Technik wiederzufinden sind.

<sup>153</sup> Vgl. Klingelberg 2008, S. 271.

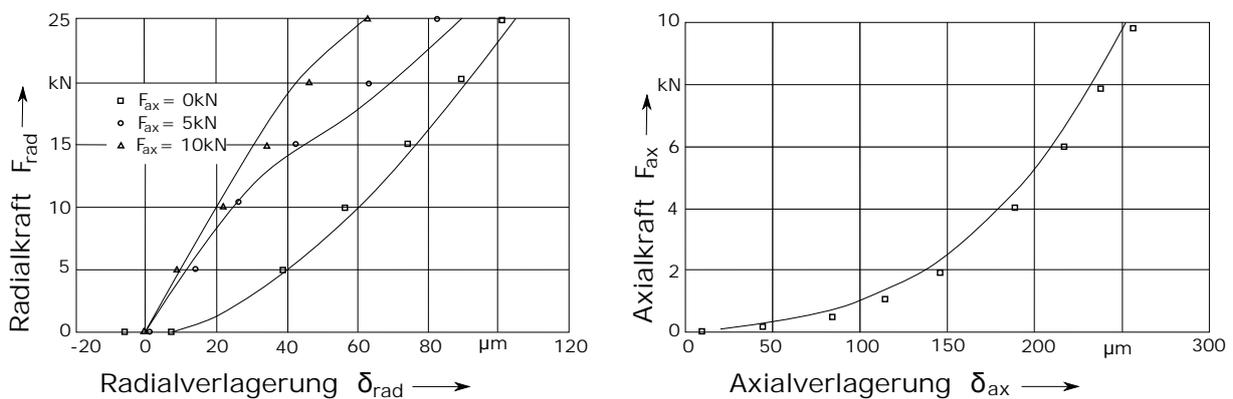
<sup>154</sup> Vgl. Klingelberg 2008, S. 353 und Kirchner 2007, S. 185.

<sup>155</sup> Vgl. Eschmann 1964, S. 30-61, Wiche 1967, Eschmann et al. 1978, S. 130-135, Breuer 1994, S. 33-62.

<sup>156</sup> Vgl. u.a. DIN 620-4:2004-06.

Die Lagerluft von Wälzlager ist innerhalb eines definierten Toleranzbandes durch die DIN-Norm 620-4 festgelegt. Das radiale Spiel  $s_r$  eines Rillenkugellagers Typ 6008-C3 ist beispielsweise mit 15-33  $\mu\text{m}$  vor dem Einbau und mit rund 10  $\mu\text{m}$  nach dem Einbau unter gewöhnlichen Einbaubedingungen angegeben<sup>157</sup>. In axialer Richtung ist das Lagerspiel  $s_a$  bei Rillenkugellager größer als in radialer Richtung und ist über das Verhältnis  $s_a/s_r$  angegeben. Dieses Verhältnis beträgt zwischen zwei und zwanzig<sup>158</sup>.

In BREUER<sup>159</sup> wurde die Wälzlagersteifigkeit rechnerisch und experimentell ermittelt. Für das Wälzlager Typ 6310 mit einem Innendurchmesser von 50 mm wurden von BREUER die in Abbildung 2.17 gezeigten Steifigkeitskennlinien ermittelt. Für die axiale Richtung ist die Kennlinie (Axialkraft über Axialverlagerung) stark progressiv. Nach BREUER ist dies auf die progressive Kennlinie des HERTZschen Kontakts sowie die Vergrößerung des Druckwinkels zurückzuführen<sup>160</sup>. Die Kennlinien in radialer Richtung sind ebenfalls nichtlinear, wobei diese von der anliegenden Axialkraft abhängen. Unter der Voraussetzung einer konstanten Axialkraft kann auch hier jeder Verlagerung eine eindeutige Radialkraft zugeordnet werden. Das Lagerspiel ist bei axialkraftfreier Belastung sichtbar. Die von BREUER ermittelten Steifigkeitskennlinien sind qualitativ auch auf kleinere Wälzlager übertragbar, wobei die Lagerart eine große Rolle spielt.



**Abbildung 2.17:** Steifigkeitskennlinie eines Wälzlagers 6310 bei axialer und radialer Belastung nach BREUER.<sup>161</sup>

ESCHMANN<sup>162</sup> beschreibt die Zusammenhänge von Kraft und Einfederung für unterschiedliche Radialspiele und Druckwinkel in Abhängigkeit der Wälzkörperanzahl und der Konstante  $C_\delta$ . Aus dem Diagramm in Abbildung 2.18 (a) ist ersichtlich, dass die Einfederung von der Kraft und der Vorspannung abhängt und kein konstanter Steifigkeitswert angegeben werden kann. Außerdem hat die Vorspannung, welche durch die Einbausituation des Lagers definiert wird, einen großen Einfluss auf den Einfederweg.

<sup>157</sup> Vgl. Schaeffler Technologies AG & Co. KG c.

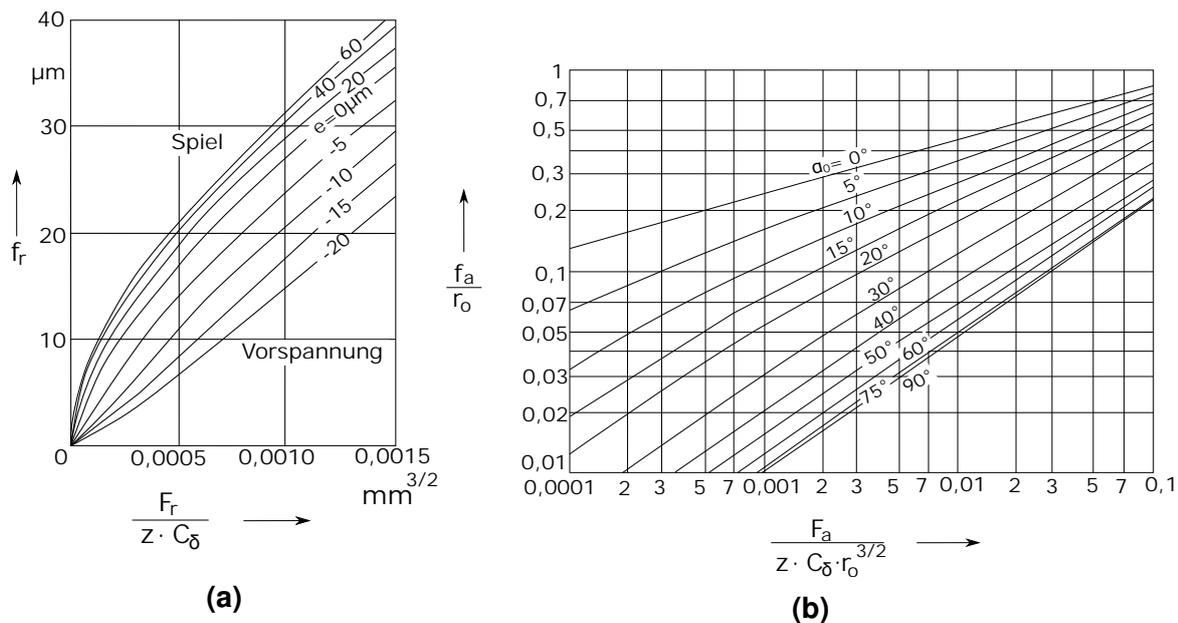
<sup>158</sup> Vgl. Schaeffler Technologies AG & Co. KG c.

<sup>159</sup> Breuer 1994.

<sup>160</sup> Vgl. Breuer 1994, S. 85.

<sup>161</sup> Bildquelle: Breuer 1994, S. 85-86; reproduzierte Darstellung.

<sup>162</sup> Eschmann et al. 1978.



**Abbildung 2.18:** Zusammenhänge für die Berechnung des Federwegs eines Rillenkugellagers in (a) radialer und (b) axialer Richtung nach ESCHMANN<sup>163</sup>.

Die Zusammenhänge aus Abbildung 2.18 werden in Kapitel 5.1 aufgegriffen und für den Aufbau eines Modells zur Berechnung der Verlagerung der Arbeitswelle eines Winkelschleifers unter mechanischer Belastung verwendet.

### Berechnung des Drehmoments aus dem elektrischen Strom des Antriebmotors

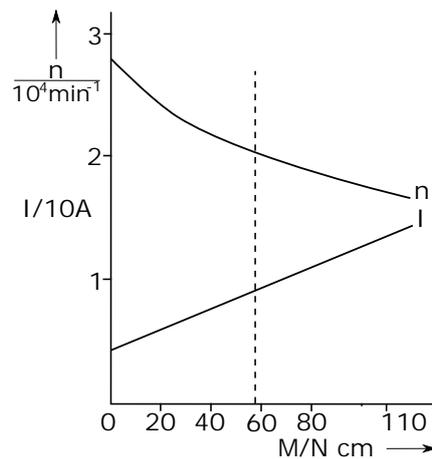
Bei einem elektro-mechanischen Energiewandler besteht ein direkter Zusammenhang zwischen elektrischem Strom und dem Drehmoment an der Motorwelle, wie für einen Kommutatormotor mit einer Bemessungsleistung von  $P_{el} = 2000 \text{ W}$  anhand des Motorkennfelds in Abbildung 2.19 dargestellt ist. Handgehaltene Power-Tools mit Kommutatormotoren werden am 230 V-Stromnetz betrieben, sodass die elektrische Leistung mit der doppelten Netzfrequenz um das mittlere Drehmoment schwankt<sup>164</sup>. Das Drehmoment  $M$  berechnet sich ohne Berücksichtigung der Verluste gemäß Gleichung 2.1, wobei  $u(t)$  die elektrische Spannung,  $i(t)$  der elektrische Strom und  $n$  die Drehzahl des Antriebs ist.

$$M(t) = \frac{u(t)i(t)}{2\pi n} \quad (2.1)$$

Zur Berechnung des Drehmoments ergeben sich aus Gleichung 2.1 die Messgrößen elektrische Spannung und Strom des Antriebmotors sowie die Drehzahl der Motorwelle. Um die Verluste im Antriebsstrang mit zu berücksichtigen, können gerätespezifische

<sup>163</sup> Bildquelle: Eschmann et al. 1978, S. 131 u. 133; reproduzierte Darstellung.

<sup>164</sup> Vgl. Stölting et al. 2011, S. 53 und Yan et al. 2005, S. 282.



**Abbildung 2.19:** Drehzahl-Drehmoment- und Drehmoment-Strom-Kennlinie eines Kommutatormotors nach STÖLTING ET AL. Die gestrichelte Linie gibt den Nennpunkt des Motors an.<sup>165</sup>

Kennlinien beziehungsweise Kennfelder erzeugt werden, die den Zusammenhang zwischen Ein- und Ausgangsgrößen für den zu untersuchenden Betriebsbereich beschreiben. Die Zusammenhänge aus Gleichung 2.1 werden in Kapitel 5.1.1 aufgegriffen und für die Berechnung des Drehmoments eines Winkelschleifers verwendet.

### 2.3.2 Untersuchungen an Winkelschleifern

Im Stand der Forschung finden sich Untersuchungen an Winkelschleifern vorwiegend mit dem Fokus auf den Auswirkungen von Schwingungen auf den Anwender. Diese sind aus medizinischen Gesichtspunkten motiviert und verfolgen das Ziel, die gesundheitsschädliche Vibrationsbelastung auf den Menschen zu bestimmen und Gegenmaßnahmen hierfür abzuleiten. Die DIN EN ISO 5349-1<sup>166</sup> definiert einen Standard, der sowohl die Messung, als auch die Bewertung von Schwingungseinwirkungen auf das Hand-Arm-System des Menschen betrifft. Neben der DIN-Norm zur Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen ist die DIN EN ISO 20643<sup>167</sup> für das grundsätzliche Vorgehen bei der Schwingungsermittlung von handgehaltenen Maschinen sowie die DIN EN ISO 28927-1<sup>168</sup> zur Schwingungsermittlung von handgehaltenen Maschinen, im speziellen Winkel- und Vertikalschleifer, mit Hilfe einer Ersatzschleifscheibe im Leerlauf relevant.

Arbeiten um KAULBARS haben ein Messsystem zur Ermittlung der Ankopplungskräfte zwischen menschlicher Hand und Werkzeuggriff entwickelt<sup>169</sup>. Die eingesetzten kapazitiven Messfolien messen dabei die Druckverteilung an der Kontaktfläche von

<sup>165</sup> Bildquelle: Stöltling et al. 2011, S. 49; vereinfachte Darstellung.

<sup>166</sup> DIN EN ISO 5349-1:2001-12.

<sup>167</sup> DIN EN ISO 20643:2012-10.

<sup>168</sup> DIN EN ISO 28927-1:2010-05.

<sup>169</sup> Vgl. o. V. 2008, Kaulbars 2006 und Kaulbars/Lemerle 2007.

Griff und Hand. Um daraus die Kraft zu berechnen, muss die Griffform berücksichtigt werden. STEFFEN UND KAULBARS<sup>170</sup> stellen ein kostengünstigeres Messsystem zur Ankopplungskraftermittlung vor, das auf piezoresistiven Foliensensoren basiert.

DEJAGER-KENNEDY UND KIM<sup>171</sup> stellen einen Ansatz vor, wie mit Hilfe des Übertragungsverhaltens von Winkelschleifern und einem Hand-Arm-Modell die Ankopplungskräfte berechnet werden können. Dazu werden an einem frei aufgehängten sowie in der Hand gehaltenen Winkelschleifer im Leerlaufbetrieb die Übertragungsfunktionen bestimmt und miteinander verrechnet. Der Vergleich von Messung und Simulation zeigt Abweichungen in der Beschleunigungsamplitude ab etwa 400 Hz. Die Gründe hierfür werden von DEJAGER-KENNEDY UND KIM nicht diskutiert, es ist jedoch davon auszugehen, dass die Eigenfrequenz des Triebstrangs bei ca. 500 Hz der Grund für die Abweichungen ist. Der Vergleich von Messung und Simulation im Zeitbereich bekräftigt diese Vermutung, da der Zeitverlauf qualitativ nachgebildet werden kann, die Amplitudenabweichungen jedoch teilweise sehr groß ist.

Eine weitere Untersuchung von KIM ist in LIM ET AL.<sup>172</sup> publiziert. Es werden Teile aus DEJAGER-KENNEDY UND KIM übernommen, wobei die Anwenderkraft über einen 3-Freiheitsgrad-Schwinger und der Messung der Beschleunigung am Gerätegehäuse berechnet wird. Durch die Verrechnung der Gerätemasse wird die Kraft zwischen Werkzeug und Werkstück ermittelt. LIM ET AL. verwenden als Verifikationsgröße die von Werkstückseite berechnete Kraft. Hierzu wird das Werkstück auf einem Schaumstoff platziert. Durch die nahezu freie Schwingung des Werkstücks kann über eine Beschleunigungsmessung und die bekannte Masse des Werkstücks auf die Kraft, welche notwendig ist, um das Werkstück zur Schwingung anzuregen, zurückgerechnet werden. LIM ET AL. erzielt mit den Simulationsergebnissen nach eigenen Angaben Abweichungen von unter 30 % zu den gemessenen Kraftamplituden<sup>173</sup>. Die Greif- und Andruckkraft werden nicht berücksichtigt. LIM ET AL. schlagen vor, dass die von ihnen vorgestellte Methode zur Ermittlung der Kräfte zwischen Werkzeug und Werkstück für die Produktentwicklung genutzt werden kann, um beispielsweise die Schwingungsbelastung auf den Anwender zu ermitteln. Dagegen ist kritisch einzuwenden, dass der Umfang der Untersuchungen zur Verifikation der Methode für eine solche Schlussfolgerung nicht ausreichend ist und wesentliche Aspekte, wie der Einfluss des Betriebspunkts auf die Ergebnisse, nicht diskutiert werden. Zudem sind die Verifikationsgrößen ebenfalls berechnete Größen, welche großen Unsicherheiten unterliegen.

---

<sup>170</sup> Steffen/Kaulbars 2017.

<sup>171</sup> DeJager-Kennedy/Kim 2010.

<sup>172</sup> Lim et al. 2013; vgl. auch Lim 2014.

<sup>173</sup> An dieser Stelle sei angemerkt, dass die gemessenen Kraftamplituden durch die beschriebene Beziehung zwischen Kraft, Masse und Beschleunigung berechnet wurden.

RIEDEL ET AL.<sup>174</sup> untersucht die Wirkung eines schwingungsmindernden Flansches zur Befestigung der Schleifscheibe an Winkelschleifern auf die auftretenden Schwingungen. Der schwingungsmindernde Flansch enthält eine Beschichtung und soll damit die Schwingung der Schleifscheibe von der Maschine entkoppeln. In der Untersuchung konnte gezeigt werden, dass vorwiegend Schwingungen im Frequenzbereich von 100-150 Hz gemindert werden und im Durchschnitt eine Reduzierung der Schwingungsbelastung auf den Anwender um 12,4 % erreicht wird.

In ODUM ET AL.<sup>175</sup> wird eine Systembetrachtung für den Einsatz von Winkelschleifern erstellt, um Potentiale bezüglich der Nachhaltigkeit aufzudecken. Neben dem Aspekt des abrasiven Schleifstaubs und gesundheitlichen Aspekten werden auch energetische Betrachtungen des Antriebs diskutiert. Eine abschließende Bewertung findet jedoch nicht statt.

YAN<sup>176</sup> beschreibt in seiner Dissertation ein Mehrkörper-Simulationsmodell eines Winkelschleifers großer Bauart mit dem Fokus auf der Schwingungsanalyse der Kohlebürsten. Teilaspekte der umfangreichen Arbeit von YAN werden in weiteren Publikationen<sup>177</sup> behandelt. In den von YAN erstellten Simulationsmodellen werden folgende Aspekte betrachtet und modelliert:

- Rotormodell mit elastisch angekoppeltem Anker
- Trägheit und elastische Lagerung des Rotors
- Kohlebürstenkräfte
- Nachgiebigkeit des Zahneingriffs
- Trägheit und Lagerung der Arbeitswelle

Für die Parameteridentifikation sowie die Verifikation der Simulationsergebnisse wurden von YAN experimentelle Untersuchungen mit einem Laser-Doppler-Vibrometer durchgeführt. Die Arbeit zeigt viele Aspekte der Schwingungsanregung in Winkelschleifern, die in Kapitel 5.1 aufgegriffen und mit experimentellen Ergebnissen aus dieser Arbeit diskutiert werden.

Es wurden von YAN folgende Aspekte zu Schwingungen der Kohlebürsten untersucht:

- Einfluss der Kontaktkraft, Federvorspannung und elektrischer Kraft
- Parameter, welche die freie Flugbewegungen der Kohlebürste begünstigen
- Einfluss der Deformation des Drahtes im Blechpaket

---

<sup>174</sup> Riedel et al. 2008.

<sup>175</sup> Odum et al. 2014.

<sup>176</sup> Yan 2004.

<sup>177</sup> Vgl. Eiber/Yan 2002, Eiber/Yan 2003, Yan et al. 2004, Yan et al. 2005.

Des Weiteren untersuchte YAN das Schwingungsverhalten des Rotors aufgrund der auftretenden Kräfte durch die Interaktion zwischen dem Stator und dem Blechpaket. Auf Basis der Ergebnisse gibt YAN Empfehlungen für die Konstruktion von Elektrowerkzeugen. Diese umfassen die Einengung von Fertigungstoleranzen zur Reduzierung der Unwucht und Exzentrizität des Luftspalts, die Verringerung der Kohlebürstenmasse sowie die Verschiebung der Gummiringe der Lager zum äußeren Gehäuse. Die Arbeiten von YAN ET AL. geben ein sehr umfangreiches Systemverständnis über das dynamische Verhalten von Winkelschleifern. Die Untersuchungen wurden fundiert durchgeführt. Es sei angemerkt, dass die experimentellen Untersuchungen allesamt ohne den Einfluss der Anwendung und des Anwenders durchgeführt wurden, d. h. es wurde der Leerlaufbetrieb bzw. der Hoch- und Auslauf untersucht. Nach YAN sind Untersuchungen, die über den lastfreien Betrieb hinausgehen und Anregungen durch den Kontakt zwischen Werkzeug und Werkstück berücksichtigen, von weiterem Interesse und sollten untersucht werden<sup>178</sup>.

WEI ET AL.<sup>179</sup> stellt eine Modalanalyse von einem Winkelschleifer vor. Die Analyse erfolgt mit einem FEM-Modell. Die Wahl der Randbedingungen und Kopplung der Winkelschleiferkomponenten ist in der Publikation nicht beschrieben, sodass die Ergebnisse nur teilweise nachvollziehbar sind und bewertet werden können. Weiterhin wird eine experimentelle Untersuchung durchgeführt, welche die Vibrationen im Leerlauf erfasst. Der Vergleich von Simulation und Experiment zeigt nach Ansicht der Autoren eine sehr gute Übereinstimmung in der ersten und fünften Ordnung der Eigenfrequenz. Die Ergebnisse sind kritisch zu betrachten, da bei der experimentellen Analyse im Leerlaufbetrieb drehzahlabhängige Schwingungsanregungen bspw. durch Unwucht der rotierenden Bauteile in der Frequenzanalyse dominieren, die Modalanalyse jedoch die Eigenschwingungen der Struktur untersucht. Es ist anzunehmen, dass die beobachteten Schwingungsamplituden im Experiment ihre Ursache aus der Rotation des Antriebsstrangs haben. Diese Annahme setzt Drehzahlen von ca. 39 000 U/min voraus, was eine übliche Drehzahl der Rotorwelle bei Winkelschleifern ist. Damit wäre ein Vergleich mit der Simulation nicht zulässig, da andere Schwingungsursachen vorliegen.

Die Untersuchung von Geräuschemissionen bei handgehaltenen Winkelschleifern wurde von MINTROP ET AL.<sup>180</sup> sowie GÄRTNER<sup>181</sup> in umfangreichen Studien durchgeführt. Dazu kommt sowohl bei MINTROP ET AL., als auch bei GÄRTNER eine Versuchseinrichtung zur reproduzierbaren Abbildung von Handschleifprozessen zum Einsatz. Der von GÄRTNER vorgestellte Prüfstand ermöglicht Untersuchungen unter reproduzierbaren Versuchsbedingungen mit unterschiedlichen Winkelschleifern und Schleifscheiben. Die Untersuchungen von GÄRTNER umfassen im wesentlichen folgende Themen:

---

<sup>178</sup> Vgl. Yan 2004, S. 132.

<sup>179</sup> Wei et al. 2014.

<sup>180</sup> Mintrop et al. 1977.

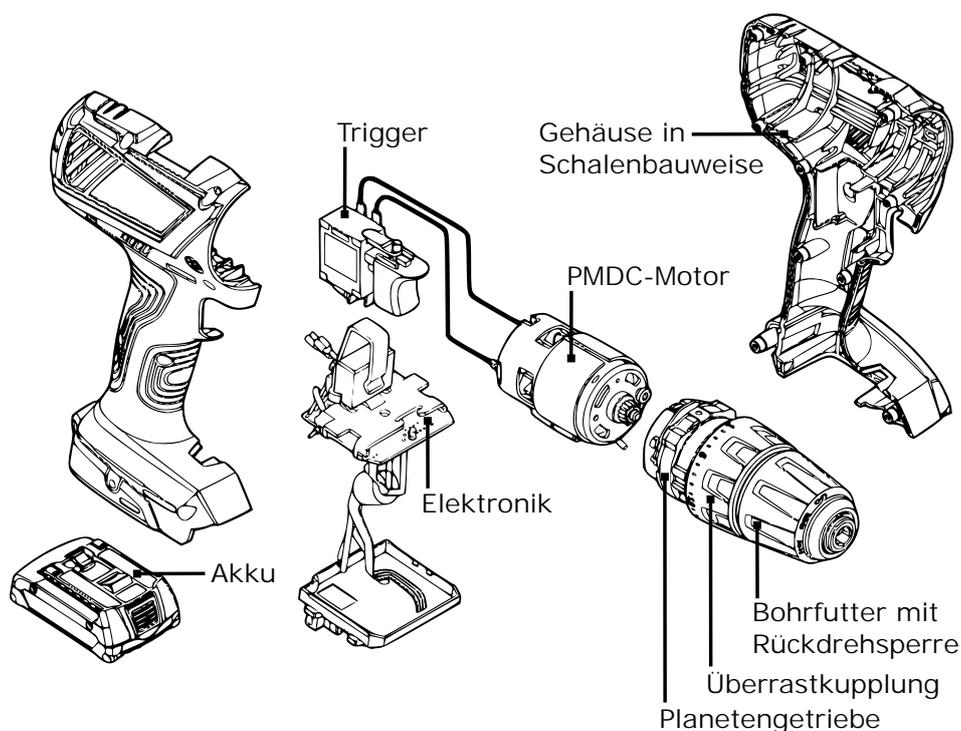
<sup>181</sup> Gärtner 2004.

- Beurteilung der Geräuschemission von Winkelschleifer und Schleifscheibe durch Messung des Schalleistungspegels, der Schalleistungsspektren sowie die Identifikation der Hauptschallquellen beim Schleifen
- Beurteilung der Schleifleistung von Winkelschleifer und Schleifscheibe durch Messung des Abtrags- und Standzeitverhaltens
- Beurteilung des Temperatureinflusses beim Schleifen durch Messung von Temperaturverläufen und Thermografieaufnahmen

Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen am Prüfstand wurden von GÄRTNER durch manuelle Versuche abgesichert. Diese fanden im Labor und teilweise auch in Betrieben statt.

### 2.3.3 Grundlagen zu Akkuboehrschraubern

Akkuboehrschrauber sind Akkuschauber, bei denen die Drehmomentkupplung mechanisch blockiert werden kann<sup>182</sup>. Damit sind sie sowohl für Schraub- als auch Bohranwendungen einsetzbar. Der Aufbau von Akkuboehrschraubern wird anhand des Modells GSR 18-2-LI Plus des Elektrowerkzeugherstellers Robert Bosch GmbH erläutert. In der Explosionsdarstellung in Abbildung 2.20 sind die Hauptkomponenten eines Akkuboehrschraubers dargestellt.

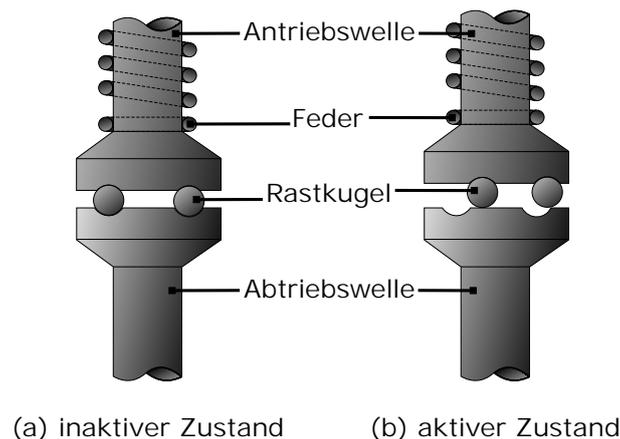


**Abbildung 2.20:** Explosionsdarstellung der Komponenten eines Akkuboehrschraubers.<sup>183</sup>

<sup>182</sup> Vgl. Schweizer 2003, S. 264.

<sup>183</sup> Bildquelle: Robert Bosch GmbH; veränderte Darstellung.

Das Gehäuse ist in Schalenbauweise ausgeführt und besteht aus glasfaserverstärktem Kunststoff. Der Antrieb erfolgt über einen PMDC-Motor<sup>184</sup>, der über die Elektronik und den Trigger als Stellelement angesteuert wird. Die an der Motorwelle anliegende mechanische Leistung wird über ein dreistufiges Planetengetriebe (zwischen zwei Stufen umschaltbar) und das Bohrfutter an das Werkzeug übertragen. Die letzte Getriebestufe enthält die drehmomentbegrenzende Kupplung (Überrastkupplung). Das Funktionsprinzip einer Überrastkupplung ist in Abbildung 2.21 schematisch dargestellt. In Abbildung 2.21 (a) ist der inaktive Zustand dargestellt, das heißt das Drehmoment wird von der Antriebswelle über die Rastkugeln auf die Abtriebswelle übertragen. In Abbildung 2.21 (b) ist der aktive Zustand der Überrastkupplung dargestellt. Die Rastkugeln rutschen aus den Taschen, sodass kein Drehmoment übertragen wird. Bei der in Abbildung 2.20 dargestellten Überrastkupplung erfolgt das beschriebene Prinzip über das Hohlrad der dritten Getriebestufe, welches bei zu hohem Drehmoment nicht mehr über das Gehäuse abgestützt wird und frei drehen kann. Mechanisch ist diese Funktion über federbelastete Rastkugeln, die im nicht ausgelösten Zustand über Mitnehmer am Hohlrad das Drehmoment gehäuseseitig abstützen, realisiert.



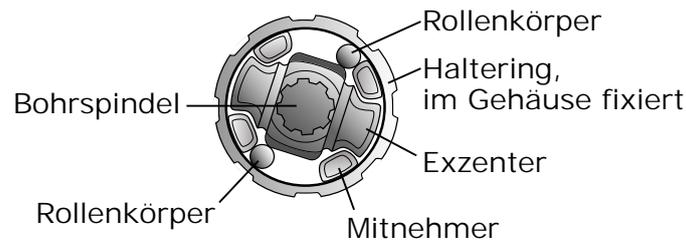
**Abbildung 2.21:** Schematische Darstellung des Funktionsprinzips einer Überrastkupplung. In (a) ist der inaktive, in (b) der aktive Zustand der Überrastkupplung dargestellt.<sup>185</sup>

Das Bohrfutter enthält eine Rückdreh Sperre in Form eines beidseitig sperrenden Klemmrollenfreilaufs, welcher in Abbildung 2.22 schematisch dargestellt ist. Die Mitnehmer werden motorseitig angetrieben und treiben die Bohrspindel über den Exzenter an. Die Rollenkörper können dabei durch den sich ausgebildeten Freiraum mitgleiten. Die Mitnehmer verhindern dabei das Verklemmen der Rollenkörper zwischen Exzenter und Haltering. Wird an der Bohrspindel ein größeres Drehmoment als antriebsseitig aufgebracht, so verklemmen die Rollenkörper zwischen Exzenter und Haltering. Die Bohrspindel ist blockiert. Die Rückdreh Sperre ist in beiden Drehrichtungen wirksam.<sup>186</sup>

<sup>184</sup> Es sind häufig auch BLDC-Motoren als Antriebselement verbaut.

<sup>185</sup> Bildquelle: Schweizer 2011, S. 363; reproduzierte Darstellung.

<sup>186</sup> Vgl. Schweizer 2011, S. 358.



**Abbildung 2.22:** Schematische Darstellung eines beidseitig sperrenden Klemmrollenfreilaufs eines Akkubohrschraubers.<sup>187</sup>

### 2.3.4 Untersuchungen an Akkubohrschraubern

Untersuchungen an handgehaltenen Akkubohrschraubern sind im Stand der Forschung in kleinem Umfang zu finden. Die Themenschwerpunkte liegen dabei auf der Identifikation des Schraubvorgangs, der Drehmomentregelung sowie der Auslegung des Antriebmotors. An dieser Stelle sei erwähnt, dass einige der im folgenden vorgestellten Arbeiten an Industrieschraubern für Montagelinien durchgeführt wurden. Die Ergebnisse sind jedoch auf handgehaltene Akkubohrschrauber übertragbar.

ALTHOEFER ET AL.<sup>188</sup> beschreibt die Entwicklung eines neuen Ansatzes mit künstlich neuronalen Netzwerken, um den Einschraubprozess von selbstschneidenden Befestigungsschrauben zu überwachen und fehlerhafte Einschraubungen zu erkennen. Als Grundlage für den Algorithmus wird die Kenngröße Drehmoment-über-Einschraubtiefe verwendet. Der Einschraubprozess wird theoretisch betrachtet und in fünf Phasen eingeteilt, die aus dem Stand der Forschung für selbstschneidende Kunststoffschrauben entnommen sind<sup>189</sup>. Für die Entwicklung des Algorithmus werden Simulationsdaten und für die Validierung experimentell ermittelte Daten verwendet.

DÖRR ET AL.<sup>190</sup> untersuchte verbreitete Machine-Learning-Algorithmen für die Anwendungserkennung bei einem Akkubohrschrauber. Es werden Expertenmerkmale und Out-of-the-box-Merkmale für die Klassifikation verwendet. Die Ergebnisse mit den Testdaten zeigen für die Expertenmerkmale unter Verwendung des Gradient Boosting Algorithmus gute Ergebnisse bei der Klassifikation der untersuchten Anwendungen.

Die elektronische Regelung des Drehmoments bei Schraubern wurde zahlreich im Stand der Forschung untersucht<sup>191</sup>. ALTHOEFER ET AL.<sup>192</sup> untersuchte drei Strategien, um eine zuverlässige elektronische Drehmomentbegrenzung für Montageprozesse mit selbstschneidenden Schrauben in Montagelinien zu erhalten. Dabei wird der Motorstrom als Regelgröße verwendet. Die Ergebnisse zeigen, dass durch den Einsatz einer der

<sup>187</sup> Bildquelle: Schweizer 2011, S. 358; reproduzierte und angepasste Darstellung.

<sup>188</sup> Althoefer et al. 2005.

<sup>189</sup> Vgl. Klingajay et al. 2002, S. 1020; weiterführende Arbeiten in Seneviratne et al. 2016, S. 143-148.

<sup>190</sup> Dörr et al. 2019.

<sup>191</sup> Vgl. Althoefer et al. 2006, Nieoczym/Longwic 2016 und Dhayagude et al. 1996.

<sup>192</sup> Althoefer et al. 2006.

untersuchten Regelungsstrategien die Ergebnisse der Einschraubung vergleichbar mit einer mechanischen Drehmomentkupplung ist.<sup>193</sup>

Die Auslegung des Antriebmotors für einen Akkuschauber wird von BERNARD ET AL.<sup>194</sup> durch eine Entwurfsmethode unterstützt. Die Methode ermöglicht die Spezifikationen wie bspw. maximalen Bauraum, zulässige Erwärmung oder Lastprofile zu berücksichtigen und nach einer Zielgröße zu optimieren. Dabei wird neben den Motorparametern auch die Getriebeübersetzung berücksichtigt und deren Abhängigkeiten durch ein Modell abgebildet. Die Verifikation der Methode wird mit Hilfe einer 2D-FEM-Berechnung durchgeführt<sup>195</sup>.

### 2.3.5 Zwischenfazit

Die Arbeiten im Stand der Forschung zur Untersuchung handgehaltener Winkelschleifer fokussieren sich auf Schwingungen auf den Anwender und die Auswirkungen auf dessen Gesundheit. Neben diesem Untersuchungsfokus gibt es einige wenige experimentelle und simulative Arbeiten zur Bestimmung der Kräfte zwischen Werkzeug und Werkstück, welche auch Prüfstände einsetzen. Die Arbeiten um YAN beschreiben in großem Umfang das Systemverständnis für die dynamischen Eigenschaften des Winkelschleifertriebstrangs im Hinblick auf Schwingungsursachen, Einflussparameter und Systemzusammenhängen. Dabei wird in den Untersuchungen das System *Winkelschleifer* isoliert und ohne den Einfluss von Anwender und Umwelt betrachtet. Die Erkenntnisse aus den Untersuchungen von YAN sollen in dieser Arbeit genutzt und um anwendungsnahe Untersuchungen erweitert werden.

Es sind wenige Arbeiten zum Stand der Forschung zur Untersuchung handgehaltener Akkubohrschrauber zu finden. Thematisch sind diese auf die Identifikation von Schraubvorgängen, der Drehmomentregelung sowie der Auslegung des Antriebmotors fokussiert. Erkenntnisse zum Antriebsstrangverhalten sind daher nur für einzelne Komponenten oder Anwendungen in Fertigungsmontagelinien vorhanden. Die Ergebnisse nach dem gegenwärtigen Stand der Forschung werden für diese Arbeit zur Auswahl der Messgrößen für die manuellen Tests herangezogen.

---

<sup>193</sup> Vgl. Althoefer et al. 2006, S. 1499.

<sup>194</sup> Bernard et al. 2010 und Bernard et al. 2012.

<sup>195</sup> Vgl. Bernard et al. 2012, S. 630-632.

## 2.4 Fazit zum Stand der Forschung

Die Eigenschaftsanalyse dient, neben der Absicherung der Produkthanforderungen, dem Aufbau von Systemwissen. Damit nimmt sie eine wichtige Rolle in der Produktentwicklung ein. In den Gestaltungsaktivitäten dient die Eigenschaftsanalyse dem Verständnis des Funktion-Gestalt-Zusammenhangs. Aus diesem Zusammenhang können Konstruktionszielgrößen als Eingangsgrößen für die Syntheseaktivitäten abgeleitet werden.

Ein wesentlicher Faktor ist dabei der Zeitpunkt, wann Erkenntnisse über das Systemverhalten vorliegen, weswegen das Frontloading ein wichtiger Ansatz in der Produktentwicklung ist. Frontloading in der Produktentwicklung wird durch das frühe Testen beispielsweise in Simulationen, Komponententests auf Prüfständen oder mit X-in-the-Loop-Prüfständen ermöglicht.

Im Stand der Forschung ist die Ermittlung von Konstruktionszielgrößen handgehaltener Power-Tools in Form von Parameteruntersuchungen an isolierten Teilsystemen und durch Ersatztests sowie in Simulationsstudien zu finden. Diese Untersuchungen können das Gesamtsystemverhalten mit den Wechselwirkungen zwischen den Komponenten nur begrenzt berücksichtigen, sodass die Ergebnisse nur bedingt auf das Verhalten des Systems in der zukünftigen Anwendung übertragen werden können.

Prüfstände aus dem Stand der Forschung erfordern handgehaltene Maschinen, die zumindest als funktionsfähige Prototypen vorliegen müssen, was typischerweise erst nach 30-40 % der Entwicklungszeit der Fall ist. Daher können diese Prüfstände erst sehr spät im Entwicklungsprozess eingesetzt werden.

Der X-in-the-Loop-Ansatz ist in unterschiedlichen Aktivitäten zur Eigenschaftsanalyse etabliert und ermöglicht die adäquate Darstellung des Gesamtsystems im Test. Damit können XiL-Prüfstände sowohl für die Eigenschaftsabsicherung, als auch für das Ableiten von Zielgrößen für die Konstruktion eingesetzt werden und damit das frühe Testen von Hardwarekomponenten unterstützen.

Eine Integration von virtuellen Systemmodellen in einem Antriebsstrangprüfstand, wie es im X-in-the-Loop-Ansatz vorgeschlagen wird, ist im Stand der Forschung für Komponenten und Teilsysteme handgehaltener Power-Tools nicht zu finden. Die Integration von virtuellen Systemmodellen ermöglicht einerseits die Systemanalyse in frühen Entwicklungsphasen, noch bevor Hardwareprototypen in vollem Umfang zur Verfügung stehen, andererseits die Untersuchung von im Gesamtsystem eingebundenen Komponenten mit der Berücksichtigung der dabei auftretenden Wechselwirkungen zwischen den Komponenten.

Es fehlen Testumgebungen und dazu passende Testmethoden, um Zielgrößen für die Konstruktion früh in der Entwicklung unter Berücksichtigung des Systemverhaltens in der Anwendung zu ermitteln.



## 3 Motivation und Zielsetzung

In diesem Kapitel werden aus dem Stand der Forschung die Herausforderungen bei der Entwicklung handgehaltener Power-Tools dargestellt und Anforderungen an Test- und Validierungsmethoden zur Unterstützung der Aktivitäten in der Konstruktion abgeleitet. Auf dieser Grundlage wird die Zielsetzung der vorliegenden Arbeit formuliert.

### 3.1 Motivation

Eine Kernherausforderung in der Produktentwicklung ist das frühzeitige Erlangen von Erkenntnissen über das Systemverhalten, um dieses in die weiteren Entwicklungsaktivitäten einfließen zu lassen. Hierzu ist ein möglichst reifes Produkt gewünscht, um Wechselwirkungen zwischen den Komponenten berücksichtigen zu können. Dies stellt gerade bei der Abstimmung von Triebstrangkomponenten einen wichtigen Aspekt dar. So ist beispielsweise die dynamische Abstimmung des Antriebsstrangs von Interesse, um die Vibrationsanregung der Gehäuseteile zu verringern. Häufig sind diese Untersuchungen bereits in den frühen Entwicklungsphasen gewünscht, in denen zwar Referenzprodukte<sup>196</sup>, jedoch noch keine funktionsfähigen Hardwareprototypen der aktuellen Entwicklungsgeneration vorliegen. Bei handgehaltenen Power-Tools ergibt sich die zusätzliche Herausforderung, dass die Wechselwirkungen mit dem Anwender und dem Werkstück in Form von mechanischen Belastungen, welche auf die Bauteile der Maschine wirken, abgebildet werden müssen. Die Berücksichtigung dieser System-Wechselwirkungen findet bisher in den Test- und Validierungsaktivitäten im Entwicklungsprozess spät statt, da hierfür Hardwareprototypen für die gesamte Maschine benötigt werden.

Zur Unterstützung des Frontloadings in der Produktentwicklung handgehaltener Power-Tools fehlen Testumgebungen, die sowohl die Ableitung von Konstruktionszielgrößen unterstützen, als auch die Einbindung des zu untersuchenden Systems in das Gesamtsystem berücksichtigen.

---

<sup>196</sup> Definition zu Referenzprodukt siehe Glossar.

An dieser Stelle soll der in dieser Arbeit vorgestellte Ansatz zur Ableitung von Konstruktionszielgrößen aus Entwicklungszielgrößen mit Hilfe einer Testumgebung bei handgehaltenen Power-Tools ansetzen. Auf Basis der in Kapitel 2 beschriebenen X-in-the-Loop-Prüfstände wird ein Ansatz für eine solche Testumgebung vorgeschlagen, welcher in zwei Ausprägungen für Antriebsstranguntersuchungen an einem Winkelschleifer und einem Akkubohrschrauber expliziert und umgesetzt wird. Die Antriebsstrangprüfstände auf Basis des X-in-the-Loop-Ansatzes ermöglichen durch Anwender- und Umweltmodelle sowie Koppelsysteme<sup>197</sup> die Einbindung der zu untersuchenden Antriebsstrangkomponenten in das Gesamtsystem. Mit einem solchen Antriebsstrangprüfstand können Entwicklungsvarianten zu einem Zeitpunkt untersucht werden, zu dem noch keine Prototypen der vollständigen Maschine vorliegen. Dadurch können Erkenntnisse zum Systemverhalten in der zukünftigen Anwendung bereits früh im Entwicklungsprozess generiert und daraus Zielgrößen für die Konstruktion formuliert werden.

## 3.2 Zielsetzung

Zur Unterstützung des Frontloadings sollen Antriebsstrangprüfstände entwickelt werden, welche die Ableitung von Konstruktionszielgrößen ermöglichen. Dies soll in Entwicklungsphasen möglich sein, in denen noch keine Prototypen der vollständigen Maschine vorliegen. Die Antriebsstrangprüfstände basieren auf dem X-in-the-Loop-Ansatz, sodass durch geeignete Lastmodelle die mechanische Belastung der Triebstrangkomponenten abgebildet werden. Es ergibt sich für diese Arbeit folgende Zielsetzung:

Ziel ist die Entwicklung von zwei Antriebsstrangprüfständen zur Ableitung von Konstruktionszielgrößen und die Dokumentation der methodischen Vorgehensweise. Die Prüfstände sollen für handgehaltene Winkelschleifer und Akkubohrschrauber Untersuchungen der Antriebsstrangkomponenten ermöglichen. Hierzu müssen die in der Anwendung auftretenden äußeren, mechanischen Belastungen geeignet berücksichtigt und in die Antriebsstrangprüfstände integriert werden.

Die Zielsetzung beinhaltet dabei die Entwicklung und Bereitstellung der notwendigen Methoden, um die Antriebsstrangprüfstände entwickeln und für spezifische Tests nutzen zu können. Ziel beim Einsatz der Antriebsstrangprüfstände ist der Aufbau von Systemverständnis, indem Untersuchungen und Experimente reproduzierbar und unter Berücksichtigung der relevanten gesamtsystemischen Wechselwirkungen durchgeführt werden können. Für die Analyse des Systemverhaltens in der Anwendung müssen

<sup>197</sup> Definition zu Koppelsystem siehe Glossar.

äußere Belastungen des Antriebsstrangs und unterschiedliche Betriebspunkte auf dem Antriebsstrangprüfstand abgebildet werden. Hierzu werden Methoden benötigt, welche die äußeren mechanischen Belastungen in Form von Lastmodellen am Antriebsstrangprüfstand geeignet abbilden. Es soll ein Antriebsstrangprüfstand für handgehaltene Winkelschleifer aufgebaut und die entwickelten Methoden in angepasster Form auf handgehaltene Akkuboehrschrauber übertragen werden.

Der wissenschaftliche Beitrag dieser Arbeit kann wie folgt zusammengefasst werden:

Mit dieser Arbeit ist es erstmalig möglich, für Komponenten handgehaltener Power-Tools unter Einbindung dieser in das Gesamtsystem an einem Antriebsstrangprüfstand Zielgrößen für die Konstruktion zu ermitteln, bevor alle Komponenten der handgehaltenen Maschine als funktionsfähiges Bauteil vorliegen. Dadurch wird das Frontloading in der Produktentwicklung unterstützt.



## 4 Methodenaufbau und Forschungsdesign

Aus dem Stand der Forschung ist in Kapitel 3 die Zielsetzung dieser Arbeit dargestellt. Aus dieser Zielsetzung wird zunächst eine Forschungsfrage abgeleitet. Die Forschungsfrage adressiert die notwendigen Methoden und Prozesse für das System *Power-Tool*, um aus Entwicklungszielgrößen und Produktanforderungen mit Hilfe eines Antriebsstrangprüfstands Konstruktionszielgrößen ableiten zu können.

### 4.1 Forschungsfragen

Aus dem Stand der Forschung ist bekannt, dass Testumgebungen auf Basis des XiL-Ansatzes für die Untersuchung von Komponenten- und Teilsystemen geeignet sind. Dabei liegt der Schwerpunkt des XiL-Ansatzes auf der Abbildung von Wechselwirkungen mit den weiteren Teilsystemen. Bei handgehaltenen Power-Tools sind die Wechselwirkungen mit dem Anwender sowie dem Werkzeug und Werkstück von besonderem Interesse, da diese mehrachsigen, in translatorischer und rotatorischer Richtung auftretenden Wechselwirkungen durch den Leistungsfluss geprägt und beeinflusst werden. Damit leitet sich die folgende übergeordnete Forschungsfrage für diese Arbeit ab:

Wie muss ein Antriebsstrangprüfstand auf Basis des X-in-the-Loop-Ansatzes gestaltet sein, um die Ableitung von Konstruktionszielgrößen für Antriebsstrangkomponenten handgehaltener Power-Tools zu unterstützen?

Um diese übergeordnete Forschungsfrage zu beantworten, werden folgende drei Teilforschungsfragen aufgestellt:

1. Wie können die inneren, belastungsabhängigen Systemzustände von handgehaltenen Power-Tools in der Anwendung erfasst werden?
2. Wie können die inneren, belastungsabhängigen Systemzustände in Lastmodelle überführt und auf Antriebsstrangprüfständen eingesetzt werden, um damit reproduzierbare Untersuchungen für die Ableitung von Konstruktionszielgrößen zu ermöglichen?

### 3. Wie können mit den Antriebsstrangprüfständen Konstruktionszielgrößen abgeleitet werden?

Die erste Teilforschungsfrage adressiert die Erfassung der Last- und Betriebsbedingungen des handgehaltenen Power-Tools in der Anwendung. Hierzu müssen Methoden für die Erfassung der belastungsabhängigen Systemgrößen entwickelt und manuelle Tests durchgeführt werden. Ergebnis dieser Teilforschungsfrage sind Zeitreihen und Kenngrößen aus manuellen Tests für die Ableitung von Lastmodellen sowie systemspezifische Erkenntnisse zu den untersuchten Power-Tools.

Die zweite Teilforschungsfrage adressiert die Gestaltung und Umsetzung des Antriebsstrangprüfstands. Dazu wird das Ergebnis aus der ersten Teilforschungsfrage herangezogen, für die Entwicklung des Antriebsstrangprüfstands verwendet und Lastmodelle für den Antriebsstrangprüfstand generiert. Ergebnis ist ein Antriebsstrangprüfstand, der hinsichtlich seiner Einsetzbarkeit zur Ableitung von Konstruktionszielgrößen die damit verbundenen Anforderungen erfüllt.

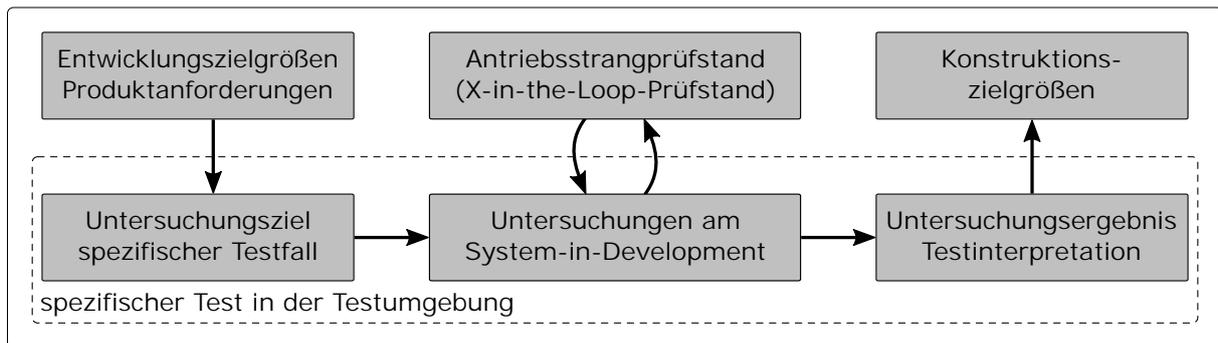
Die dritte Teilforschungsfrage adressiert den Einsatz des Antriebsstrangprüfstands zur Ableitung von Konstruktionszielgrößen. Anhand von Beispielfällen soll aus Entwicklungssicht gezeigt werden, dass die Ergebnisse aus Teilforschungsfrage eins und zwei anwendbar sind und die Zielsetzung erfüllen. Ergebnis dieser Teilforschungsfrage sind praxisrelevante Anwendungsbeispiele für die Ableitung von Konstruktionszielgrößen bei handgehaltenen Power-Tools.

Mit dem Ergebnis von Teilforschungsfrage eins bis drei kann anschließend die übergeordnete Forschungsfrage beantwortet werden. Als Ergebnis ergeben sich die entwickelten Methoden, die Antriebsstrangprüfstände sowie die bei den Untersuchungen erzielten systemspezifischen Erkenntnisse.

## 4.2 Forschungsvorgehen

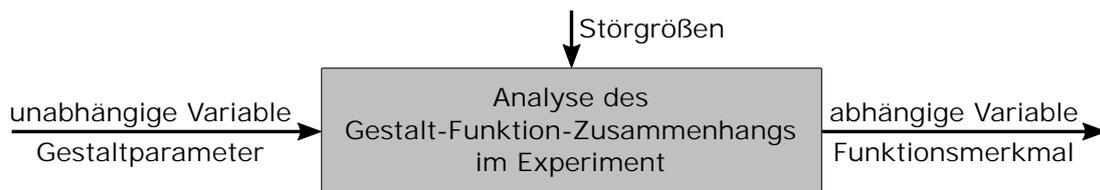
Um die Forschungsfragen zu beantworten, wird als Forschungsdesign der in Abbildung 4.1 gezeigte Ansatz herangezogen. Die Ableitung von Konstruktionszielgrößen aus Entwicklungszielgrößen und Produkthanforderungen erfolgt in spezifischen Tests in einer Testumgebung. Aus den Entwicklungszielgrößen und Produkthanforderungen wird ein Untersuchungsziel sowie ein spezifischer Testfall abgeleitet. Diese sind Grundlage für die Tests an dem zu untersuchenden Teilsystem<sup>198</sup>. Die Untersuchungen erfolgen mit einem Antriebsstrangprüfstand, der auf dem X-in-the-Loop-Ansatz basiert. Aus den Untersuchungsergebnissen und der Testinterpretation werden Konstruktionszielgrößen abgeleitet.

<sup>198</sup> In dieser Arbeit wird hierfür der Begriff *System-in-Development*, kurz *SiD*, verwendet.



**Abbildung 4.1:** Ansatz zur Ableitung von Konstruktionszielgrößen aus Entwicklungszielgrößen mit Hilfe einer Testumgebung.

Die Analyse des im Stand der Forschung beschriebenen Gestalt-Funktion-Zusammenhangs (vgl. Kap. 2.1.4) erfolgt in den spezifischen Tests mit Hilfe von Experimenten. Als unabhängige Variable wird dabei der Gestaltparameter, als abhängige Variable das zu untersuchende Funktionsmerkmal<sup>199</sup> gewählt (vgl. Abb. 4.2).



**Abbildung 4.2:** Analyse des Gestalt-Funktion-Zusammenhangs im Experiment.

Aus dem Ansatz in Abbildung 4.1 wird ein Forschungsvorgehen entwickelt, das in Abbildung 4.3 dargestellt ist. Das Vorgehen ist in drei Teile gegliedert, welche im Wesentlichen die drei Teilforschungsfragen aufgreifen. Im Rahmen der Beantwortung der Teilforschungsfrage 1 werden die Eingangsgrößen und Randbedingungen für die Antriebsstrangprüfstände ermittelt. Hierzu wird als Methode die experimentelle Ermittlung des Triebstrangverhaltens in manuellen Tests unter dem Einsatz von Sensorgeräten<sup>200</sup> angewandt. Für die manuellen Tests muss auf ein funktionsfähiges handgehaltenes Power-Tool zurückgegriffen werden. Dies ist in der Regel problemlos möglich, da in den meisten Fällen ein Referenzprodukt<sup>201</sup> zur Verfügung steht. Zur Ermittlung der belastungsabhängigen Systemgrößen in der handgehaltenen Maschine wird eine Methode zur indirekten Messung entwickelt, durch welche die Ermittlung von Belastungsverläufen aus manuellen Tests ermöglicht wird. Die Belastungsverläufe werden im Rahmen von Teilforschungsfrage 2 zur Ableitung von Lastmodellen für den Einsatz an den Antriebsstrangprüfständen eingesetzt.

<sup>199</sup> Der Begriff *Merkmal* wird im Kontext von Funktionen nach Lindemann 2009 verwendet, auch wenn diese nicht direkt verändert werden können (vgl. Kap. 2.1.4).

<sup>200</sup> In dieser Arbeit werden die mit Messtechnik präparierten Maschinen als *Sensorgeräte* bezeichnet.

<sup>201</sup> Definition siehe Glossar. Prädestiniert hierfür ist das Vorgängerprodukt, auf dessen Grundlage die Entwicklung des neuen Produkts basiert. Es können jedoch auch Wettbewerbsprodukte eingesetzt werden.

	Aktivität	Methoden/Ansatz	Ergebnisse
Teil- forschungs- frage 1	Ermittlung der Eingangs- größen und Randbedingun- gen für die Antriebsstrang- prüfstände	experimentelle Ermittlung in manuellen Tests Messung der belastungs- abhängigen System- größen in der Maschine	systemspezifische Erkennt- nisse der untersuchten Maschinen Belastungsverläufe zur Ab- leitung von Lastmodellen
Teil- forschungs- frage 2	Entwicklung und Verifikation der Antriebsstrang- prüfstände	X-in-the-Loop-Ansatz Methode zur Generierung von Lastmodellen	verifizierte Antriebsstrang- prüfstände Lastmodelle für die Antriebsstrangprüfstände
Teil- forschungs- frage 3	Beispielhafte Anwendungen zur Ermittlung von Kon- struktionszielgrößen	Variantenuntersuchung im Experiment	Nachweis der Einsatzfähig- keit der Antriebsstrangprüf- stände zur Ermittlung von Konstruktionszielgrößen

**Abbildung 4.3:** Forschungsvorgehen

Die Entwicklung und Verifikation der Antriebsstrangprüfstände beantwortet die zweite Teilforschungsfrage. Für die Entwicklung der beiden Antriebsstrangprüfstände wird der X-in-the-Loop-Ansatz für Power-Tools (vgl. Kap. 2.2.5). Dieser Ansatz wird ergänzt durch eine im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Methode zur Generierung von Lastmodellen aus indirekten Belastungsgrößen. Die Methode beschreibt ein Vorgehen, wie äußere auf den Antriebsstrang aufzubringende mechanische Belastungen aus den im ersten Teil ermittelten belastungsabhängigen Systemgrößen der handgehaltenen Maschine berechnet werden können. Ergebnis des zweiten Teils sind zwei hinsichtlich der Anforderungen verifizierte Antriebsstrangprüfstände sowie Lastmodelle, welche in die Antriebsstrangprüfstände eingebunden werden und betriebspunktabhängig die äußeren mechanischen Belastungen auf das zu untersuchende Teilsystem bzw. den Antriebsstrang abbilden.

Im dritten Teil wird zur Beantwortung der Teilforschungsfrage 3 ein Vorgehen zur Ableitung von Konstruktionszielgrößen mit Hilfe von Antriebsstrangprüfständen an zwei Beispielsystemen gezeigt. Dabei werden Experimente mit Gestaltvarianten des zu entwickelnden Teilsystems an den Antriebsstrangprüfständen durchgeführt. Für die beiden Systeme werden in Kapitel 7 exemplarische Anwendungsszenarien vorgestellt und damit der Nachweis zur Einsatzfähigkeit der Antriebsstrangprüfstände bei der Ermittlung von Konstruktionszielgrößen erbracht.

## 5 Experimentelle Untersuchungen in manuellen Tests

In diesem Kapitel werden manuelle Tests mit dem Ziel, belastungsabhängige Systemgrößen zur Generierung von Lastmodellen für den Antriebsstrangprüfstand zu ermitteln, vorgestellt. Zunächst wird der methodische Ansatz und das Vorgehen beschrieben. Es werden die Sensorgeräte für die manuellen Tests und die Ergebnisse der damit durchgeführten experimentellen Untersuchungen vorgestellt. Die experimentellen Systemuntersuchungen haben das Ziel, das Systemwissen über das Verhalten des Antriebsstrangs der handgehaltenen Power-Tools zu steigern. Mit diesem Wissen können die für die Lastmodelle relevanten Aspekte berücksichtigt und diese für die Ableitung von Lastmodellen für die Antriebsstrangprüfstände in Kapitel 6.2 eingesetzt werden.

Für die Generierung der Lastmodelle wird folgendes Vorgehen gewählt:

1. Auswahl der Testfälle.
2. Festlegung der relevanten Messgrößen und Messstellen sowie Ausstattung der Referenzgeräte mit Sensorik.
3. Untersuchungen in manuellen Tests mit Sensorgeräten.
4. Ableitung der Lastmodelle für den Antriebsstrangprüfstand aus den Untersuchungsergebnissen.

Über die Auswahl der Testfälle werden die in der Untersuchung betrachteten Anwendungen definiert. Entsprechend dem Untersuchungsziel werden die zu messenden Systemgrößen identifiziert und Messgrößen festgelegt. Es erfolgt die Ausrüstung eines Seriengeräts mit Messtechnik, d. h. es werden Sensoren in die handgehaltene Maschine integriert. In handgehaltenen, manuellen Tests erfolgt die Systemuntersuchung mit Hilfe der mit Messtechnik ausgerüsteten Maschinen.

## 5.1 Experimentelle Untersuchungen mit Winkelschleifern

*In diesem Kapitel wurden Vorveröffentlichungen<sup>202</sup> einbezogen, in denen Inhalte dieses Kapitels durch den Autor im Rahmen einer Mitautorenschaft publiziert sind. Sie werden aus Gründen der Übersichtlichkeit im Text nicht gesondert gekennzeichnet.*

In diesem Kapitel werden zunächst Untersuchungen in manuellen Tests beschrieben. Die Untersuchungen dienen dabei der Erweiterung des Systemverständnisses der untersuchten Winkelschleifer. Die daraus resultierenden Ergebnisse zeigen die Schwingungen im Antriebsstrang und deren Ursachen auf. Auf Basis der Ergebnisse werden die Lastmodelle in Kapitel 6.2 entwickelt.

### Bezeichnung der untersuchten handgehaltenen Maschinen

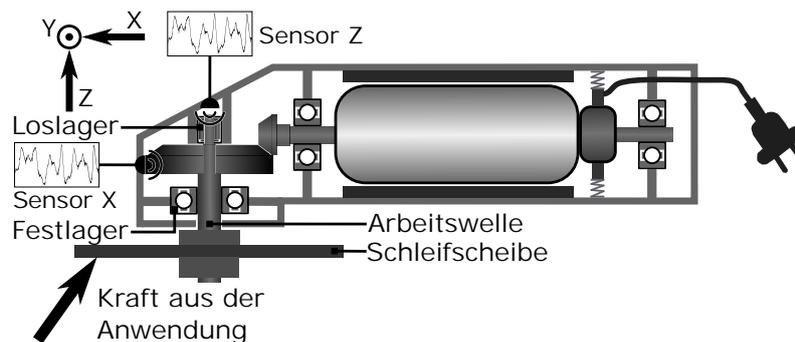
In den experimentellen Untersuchungen werden mehrere handgehaltene Maschinen eingesetzt. Die mit Sensorik bestückten Maschinen unterscheiden sich in ihrer Sensorausstattung, was sowohl den spezifischen Untersuchungszielen, als auch dem spezifischen Bauraumangebot der einzelnen Maschinen geschuldet ist. Die Sensogeräte sind mit einer Identifikationsnummer (ID-Nummer) im Text gekennzeichnet, sodass die Zuordnung zu den einzelnen Maschinen durchgängig gewährleistet ist.

### Wellenverlagerung als Maß für die mechanische Belastung

Die mechanische Belastung ist bei der Generierung von Lastmodellen für Antriebsstrangprüfstände wichtig, sodass diese benötigt wird. Mechanische Belastungen werden häufig durch Kraft- und Drehmomentsensoren gemessen, indem der Sensor in den Kraftfluss integriert wird. Aufgrund des beschränkt zur Verfügung stehenden Bauraums gepaart mit hohen Rotationsgeschwindigkeiten des Antriebsstrangs ist die Integration von Kraft- und Drehmomentsensoren in Winkelschleifern schwierig. Aus diesem Grund wird eine indirekte Messung über die Messung der Verlagerung des Antriebsstrangs relativ zum Gehäuse vorgeschlagen.

In Abbildung 5.1 ist das Grundprinzip dargestellt. Unter Belastung bewegt sich die Welle relativ zum Gehäuseteil, wobei Spiel in den Lagern sowie die Steifigkeitseigenschaft der im Kraftfluss befindlichen Bauteile dazu beitragen. Diese Verlagerung der Welle relativ zum Gehäuse kann über Abstandssensoren gemessen werden (vgl. Abb. 5.1). Da die Wälzlager durch ihre mechanischen Eigenschaften einen wesentlichen Anteil zur Verlagerung der Welle beitragen, soll der Einfluss der Wälzlager zunächst theoretisch betrachtet werden.

<sup>202</sup> Matthiesen et al. 2014a, Matthiesen et al. 2016b, Matthiesen et al. 2017d, Matthiesen et al. 2017c, Matthiesen et al. 2017f, Matthiesen et al. 2017a.



**Abbildung 5.1:** Indirekte Messung der Belastung über die Erfassung des Abstands zwischen Welle und Gehäuse unter Belastung am Beispiel eines Winkelschleifers.

Die theoretische Betrachtung der Verlagerung der Arbeitswelle erfolgt mit den in Kapitel 2.3.1 vorgestellten Grundlagen und Zusammenhängen bei Wälzlager. Die Lagerung der Arbeitswelle ist in der Regel als Fest-Loslagerung ausgeführt, wobei das Festlager im Getriebedeckel mit einem Rillenkugellager und das Loslager mit einem Nadellager<sup>203</sup> im Getriebekopf konstruktiv umgesetzt ist. Die radiale und axiale Steifigkeit sowie die im Betriebszustand vorherrschende Lagerluft des Festlagers bestimmen maßgeblich die translatorische Bewegung der Arbeitswelle. Das Nadellager weist durch den Linienkontakt eine, relativ zur Baugröße, hohe radiale Steifigkeit auf und beeinflusst über den Abstand zum Festlager die Verkipfung der Arbeitswelle. Der Lagerabstand sowie der Abstand zum Lastangriffspunkt (an der Schleifscheibe) sind in Abbildung 5.2 eingezeichnet. Es erfolgt eine Abschätzung der Verlagerung der Welle in axialer und radialer Richtung aufgrund der Einfederung der Wälzlager.

**Tabelle 5.1:** Wälzlagerkennwerte der Arbeitswelle von Gerät ID179.<sup>204</sup>

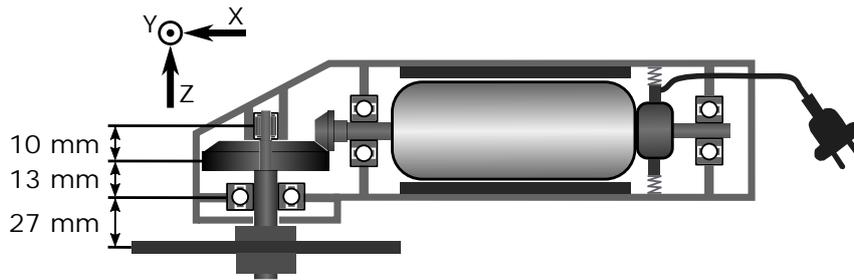
Lagertyp	radiale Lagerluft	Beiwert axiale Lagerluft	Beiwert radiale Lagersteifigkeit	Beiwert axiale Lagersteifigkeit
6001	$s_r = 3-18 \mu\text{m}$	$s_a/s_r = 9$	$z_{C_\delta} = 1,6 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^{3/2}}$	$C_0 = 2370 \text{ N}$ $r_0 = 0,3 \text{ mm}$
HK 0709	$s_r = 20-45 \mu\text{m}$	-	$K_C = 16,5$	-

Die Einfederung des Festlagers in axialer Richtung wird mit Hilfe der Kennwerte in Tabelle 5.1 und dem Diagramm in Abbildung 5.3 (b) berechnet. Die Formeln sind ESCHMANN<sup>205</sup> entnommen. Es wird für die Berechnung Spielfreiheit angenommen (Druckwinkel  $\alpha_0 = 0^\circ$ ). Es ergeben sich für die beiden Betriebspunkte axiale Federwege von  $84 \mu\text{m}$  bei einer axialen Belastung von  $200 \text{ N}$  und  $105 \mu\text{m}$  bei einer axialen Belastung

<sup>203</sup> Aufnahme bildet hierbei Gerät ID190 und ID338, bei denen das Loslager als Rillenkugellager mit einer Spielpassung am Innenring ausgeführt ist.

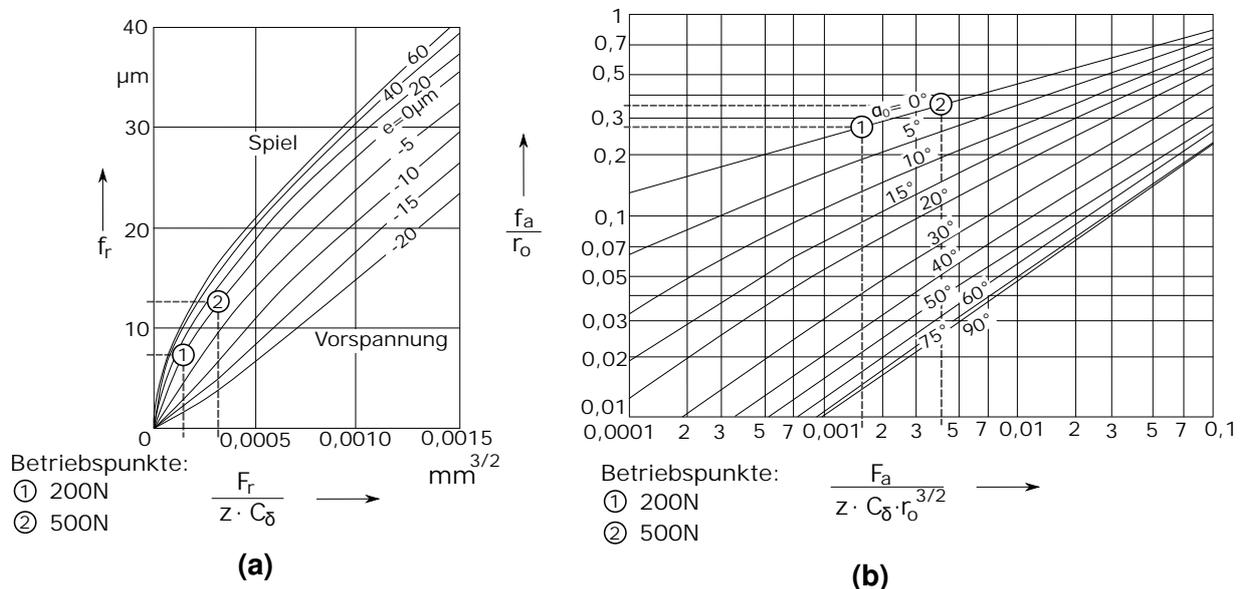
<sup>204</sup> Kennwerte für  $s_r$  aus DIN 620-4:2004-06,  $s_a/s_r$  aus Schaeffler Technologies AG & Co. KG c,  $z_{C_\delta}$  und  $r_0$  aus Eschmann et al. 1978,  $K_C$  aus Schaeffler Technologies AG & Co. KG b,  $C_0$  aus Schaeffler Technologies AG & Co. KG a.

<sup>205</sup> Eschmann et al. 1978, S. 133-135.



**Abbildung 5.2:** Wichtige geometrische Abmessungen der Lagerung der Arbeitswelle für das Gerät ID179. Der Lagerabstand sowie der Abstand zum Werkzeug sind eingezeichnet.

von 500 N. Aus Diagramm 5.3 (b) ist ersichtlich, dass bereits bei kleinen Druckwinkeln von wenigen Grad der axiale Federweg stark abnimmt.



**Abbildung 5.3:** Zusammenhänge für die Berechnung des Federwegs eines Rillenkugellagers in (a) radialer und (b) axialer Richtung nach ESCHMANN<sup>206</sup>. Es sind jeweils die Betriebspunkte eines Rillenkugellagers Typ 6001 bei 200 N und 500 N eingezeichnet.

Die Abschätzung der Einfederung des Rillenkugellagers unter Belastung zeigt, dass die Einbaubedingungen des Lagers (Spiel bzw. Vorspannung und Druckwinkel der Kraft) einen großen Einfluss auf die Bewegung der Arbeitswelle haben. Die Bewegung der Welle am Festlager liegt nach der Abschätzung im ein- bis unteren zweistelligen Mikrometerbereich für die radiale Richtung und im oberen zwei- bis unteren dreistelligen Mikrometerbereich für die axiale Richtung.

Die Abschätzung der Einfederung in radialer Richtung des Nadellagers erfolgt mit Hilfe der in SCHAEFFLER<sup>207</sup> beschriebenen Formeln und Kennwerte. Mit Formel 5.1 und den Werten für das Nadellager aus Tabelle 5.1 kann die Verlagerung  $\delta_r$  berechnet

<sup>206</sup> Bildquelle: Eschmann et al. 1978, S. 131 u. 133; veränderte Darstellung.

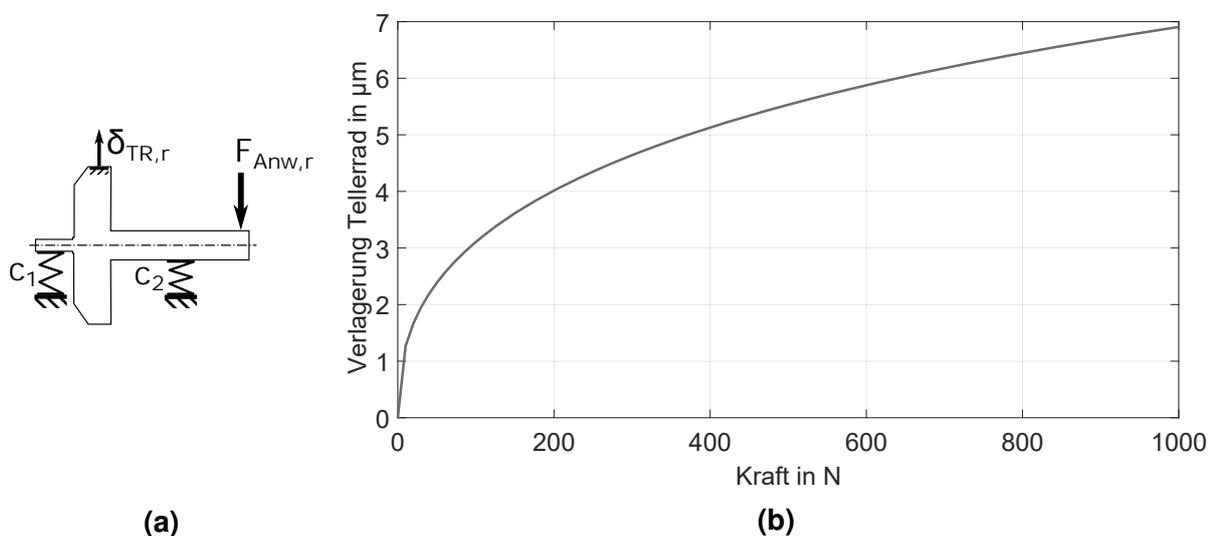
<sup>207</sup> Schaeffler Technologies AG & Co. KG b.

werden, wobei  $K_c$  ein Beiwert,  $d$  der Bohrungsdurchmesser des Lagers in mm,  $F_r$  die radiale Belastung in N,  $s_r$  die radiale Lagerluft in  $\mu\text{m}$  ist. Die Verlagerung  $\delta_r$  ist in  $\mu\text{m}$  angegeben.

$$\delta_r(F_r) = \frac{1}{K_c \cdot d^{0,65}} \cdot F_r^{0,84} + \frac{s_r}{2} \quad (5.1)$$

Für die beiden Betriebspunkte ergibt sich mit einer Lagerluft von  $22 \mu\text{m}$  eine radiale Verlagerung von  $23,5 \mu\text{m}$  bei  $200 \text{ N}$  radialer Belastung und  $25,2 \mu\text{m}$  bei  $500 \text{ N}$  radialer Belastung. Die radiale Verlagerung wird also größtenteils durch die Lagerluft bestimmt.

Die radiale Bewegung des Tellerrads ist abhängig von der Verlagerung der Wälzlager, aber auch von der Wellenbiegung. Die Wellenbiegung wirkt sich nur gering auf die Verlagerung aus, da die Arbeitswelle biegesteif ausgeführt ist. Für die Abschätzung der Tellerradbewegung wird eine starre Welle angenommen, die über die beiden Lager mit den in Abbildung 5.2 gezeigten Geometriebeziehungen gelagert ist. Die Prinzipskizze der Lastsituation ist in Abbildung 5.4 (a) dargestellt. Dabei wird eine radiale Kraft  $F_{Anw,r}$ , welche zentrisch zur Rotationsachse der Welle angreift, angenommen. In der Abschätzung werden Biegemomente, welche durch eine exzentrisch angreifende Kraft auftreten, nicht betrachtet.



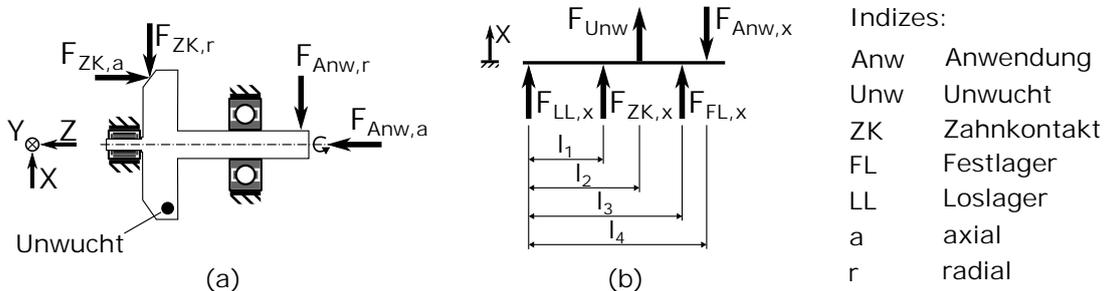
**Abbildung 5.4:** Verlagerung des Tellerrads  $\delta_{TR,r}$  unter Krafterwirkung  $F_{Anw,r}$  aufgrund der Lagersteifigkeit (Berechnung).

Es wird zunächst nur der Anteil, der durch die radiale Steifigkeitseigenschaften der Wälzlager resultiert, betrachtet. Es werden kleine Verkippwinkel angenommen. Die Steifigkeiten  $c_1$  und  $c_2$  werden nichtlinear modelliert. Die Näherung erfolgt über die Ansatzfunktion

$$\delta_r(F_r) = a \cdot \frac{1}{F_r^b} \quad (5.2)$$

Dabei sind  $a$  und  $b$  Konstanten. Zur Bestimmung der Konstanten werden die beiden Stützpunkte bei 200 N und 500 N gewählt. Die numerische Näherungslösung der radialen Verlagerung des Tellerrads für den Kraftbereich bis 1000 N ist in Abbildung 5.4 (b) dargestellt. Die radiale Verlagerung des Tellerrads steigt bei kleinen Kräften stark an (degressiver Verlauf in Abb. 5.4 (b)) und ist generell kleiner als am Rillenkugellager. Zu beachten ist, dass die in Abbildung 5.4 gezeigte Verlagerung nur den Anteil, der durch die Steifigkeitseigenschaft der Wälzlager resultiert, berücksichtigt.

Die Auswirkung des Lagerspiels auf die Bewegung der Arbeitswelle wird durch eine Betrachtung des Kräftegleichgewichts untersucht. Es erfolgt zunächst eine eindimensionale Betrachtung in radialer Richtung. Dazu wird die in Abbildung 5.5 (a) dargestellte Kraftsituation angenommen. Die Arbeitswelle ist Fest-Los gelagert und als äußere Kräfte werden die Anwendungskraft  $F_{Anw}$  sowie Kräfte aus der Verzahnung  $F_{ZK}$  angenommen. Die Anwendungskraft wird in eine radiale Komponente  $F_{Anw,r}$  und eine axiale Komponente  $F_{Anw,a}$  aufgeteilt. Ebenfalls werden die Kräfte aus der Verzahnung in die radiale Komponente  $F_{ZK,r}$  und die axiale Komponente  $F_{ZK,a}$  aufgeteilt. Durch die Rotation der Arbeitswelle tritt zudem die Unwuchtkraft  $F_{Unw}$  auf. Weitere Trägheitskräfte werden nicht betrachtet. In Abbildung 5.5 (b) ist der Freischnitt an der Arbeitswelle mit den Kräften für die X-Richtung dargestellt. Die Momente in den Lagern werden vernachlässigt. Die Abstände der Kraftangriffspunkte werden mit  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $l_3$  und  $l_4$  bezeichnet.



**Abbildung 5.5:** Kraftsituation und Freischnitt an der Arbeitswelle eines Winkelschleifers. In (a) ist die Kraftsituation für die XZ-Ebene dargestellt, in (b) der Freischnitt mit den angreifenden Kräften in X-Richtung.

Für die Unwuchtkraft  $F_{Unw}(t)$  wird die harmonische Anregung

$$F_{Unw}(t) = \omega^2 \cdot e \cdot m \cdot \sin(\omega t) = \hat{F} \cdot \sin(\omega t) \quad (5.3)$$

angenommen. Dabei ist  $e$  die Exzentrizität,  $m$  die Unwuchtmasse und  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit der Arbeitswelle. Die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  wird im Folgenden als konstant angenommen. Die Auswertung des Momentengleichgewichts um das Loslager ergibt für die X-Richtung

$$F_{FL,x}(t) = F_{Anw,x}(t) \cdot \frac{l_4}{l_3} - \hat{F} \cdot \sin(\omega t) \cdot \frac{l_2}{l_3} - F_{ZK,x}(t) \cdot \frac{l_1}{l_3}. \quad (5.4)$$

Der Freischnitt in Abbildung 5.5 (b) kann mit angepasster Indizierung für die Y-Richtung verwendet werden. Für die Y-Richtung ergibt sich entsprechend

$$F_{FL,y}(t) = F_{Anw,y}(t) \cdot \frac{l_4}{l_3} - \hat{F} \cdot \cos(\omega t) \cdot \frac{l_2}{l_3} - F_{ZK,y}(t) \cdot \frac{l_1}{l_3}. \quad (5.5)$$

Das Betragsquadrat der radialen Lagerkraft ergibt sich zu

$$\begin{aligned} |F_{FL,r}(t)|^2 = & \left[ F_{Anw,x}(t) \cdot \frac{l_4}{l_3} - \hat{F} \cdot \sin(\omega t) \cdot \frac{l_2}{l_3} - F_{ZK,x}(t) \cdot \frac{l_1}{l_3} \right]^2 \\ & + \left[ F_{Anw,y}(t) \cdot \frac{l_4}{l_3} - \hat{F} \cdot \cos(\omega t) \cdot \frac{l_2}{l_3} - F_{ZK,y}(t) \cdot \frac{l_1}{l_3} \right]^2 \end{aligned} \quad (5.6)$$

Es soll im Folgenden untersucht werden, unter welcher Bedingung die eindeutige Kraft-Verlagerungs-Beziehung verloren geht. Die freie Bewegung der Arbeitswelle innerhalb des Lagerspiels ist möglich, wenn die Lagerkraft einen Richtungswechsel aufweist, das heißt es muss ein Nulldurchgang der Lagerkraft vorliegen. Als notwendige Bedingung ergibt sich, dass beide Terme in Gleichung 5.6 unabhängig voneinander Null sind.

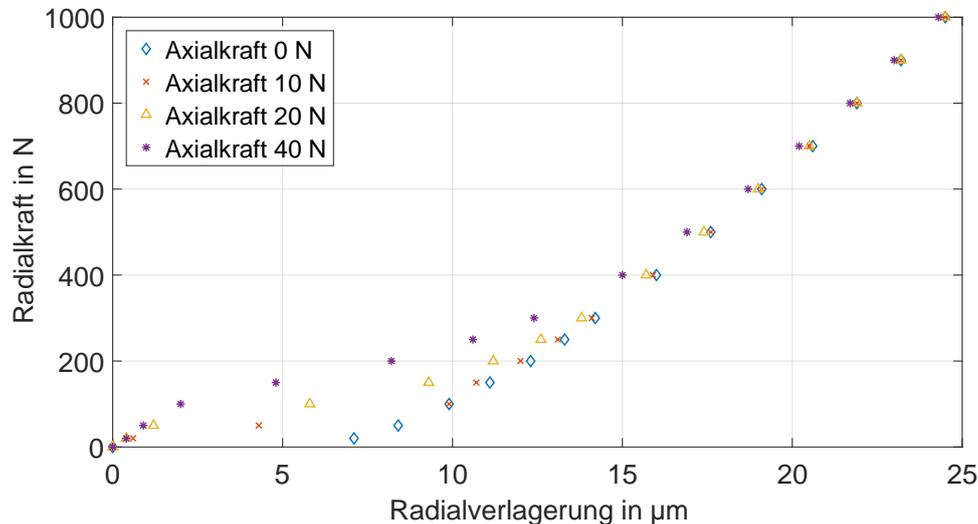
Unter der Annahme, dass die Zahnkontaktkräfte keinen Vorzeichenwechsel aufweisen und die Anwendungskraft größer als die Summe aus Zahnkontaktkraft in der betrachteten Richtung und Amplitude der Unwuchtkraft ist, wird die Lagerkraft nicht Null. Die Annahme begründet sich dadurch, dass sich die Anwendungskraft aus der exzentrisch zur Rotationsachse der Arbeitswelle angreifenden Schleifkontaktkraft und der Andruckkraft der Schleifscheibe gegen das Werkstück zusammensetzt und die Unwuchtkraft betragsmäßig sehr viel kleiner als die Kräfte des Arbeitsprozesses angenommen wird. Damit ist unter Belastung der Maschine die Voraussetzung – zumindest in einer der beiden radialen Richtungen – erfüllt.

Neben den bisher diskutierten eindimensionalen Betrachtungen soll der Einfluss einer kombinierten Belastung auf die Kraft-Verlagerungs-Beziehung betrachtet werden. Diese soll Anteile in axialer und radialer Richtung enthalten. Dazu wird die Steifigkeitskennlinie des Festlagers der Arbeitswelle in radialer Richtung unter axialer Belastung betrachtet. Als Lager wird ein Rillenkugellager 6001 gewählt, da es als Festlager in Winkelschleifern Verwendung findet. Für die Abschätzung wurde eine Berechnung mit der Software KISSSOFT<sup>208</sup> erstellt. Die Werte der Eingabeparameter können Tabelle B.2 in Anhang B entnommen werden. Es wurde mit starren Lagerringen und einem diametralen Spiel von 10 µm gerechnet.

Die Abbildung 5.6 zeigt die Steifigkeitskennlinien eines Rillenkugellagers 6001 in radialer Richtung für verschiedene axiale Belastungen. Die Abbildung zeigt den progressiven

<sup>208</sup> <https://www.kisssoft.ch/deutsch/products/kisssoft.php>

Verlauf der Steifigkeitskennlinien. Für den axialkraftfreien Fall ist das Lagerspiel in der Steifigkeitskennlinie sichtbar. Für Radialkräfte bis circa 200 N kann ein deutlicher Axialkrafteinfluss beobachtet werden. Mit zunehmender Radialkraft wird dieser geringer. Ist das Verhältnis von Radial- zu Axialkraft groß, so ist der Axialkrafteinfluss gering.



**Abbildung 5.6:** Steifigkeitskennlinien eines Wälzlagers 6001 in radialer Richtung für verschiedene Axialkräfte (Berechnung).

Bei der Bestimmung der äußeren Belastung an der Arbeitswelle des Winkelschleifers mit Hilfe der Wellenverlagerung führt der Einfluss der Axialkraft zu Unsicherheiten in den berechneten Radialkräften. Dies gilt insbesondere bei geringen Radialkräften. Um die Unsicherheit in der Bestimmung der Kräfte gering zu halten, werden in Kapitel 6.3.3 Referenzversuche durchgeführt, welche für ein hohes Maß an Konsistenz innerhalb der Modelle zur Beschreibung des Kraft-Verlagerung-Zusammenhangs sorgen.

Aus der theoretischen Betrachtung der Einfederung der Wälzlager wurde die Verlagerung der Arbeitswelle qualitativ ermittelt und die Größenordnung der Wellenverlagerung bestimmt. Mit diesen Ergebnissen können die Sensoren für die Erfassung der Verlagerung der Welle ausgewählt werden. Es wurden Unsicherheiten bei der Bestimmung der äußeren Kräfte aus der Wellenverlagerung diskutiert, welche in der Versuchsführung in Kapitel 6 und 7 berücksichtigt werden.

### 5.1.1 Methoden und Versuchsaufbau

Die experimentellen Untersuchungen finden in einer Laborumgebung statt. Als Laborumgebung wird das institutseigene Power-Tool Testcenter (vgl. Abbildung 2.12) eingesetzt, da es über die Arbeitsplatzausstattung eines professionellen Handarbeitsplatzes in der Industrie und Handwerk verfügt, gleichzeitig aber auch die Infrastruktur für den Einsatz von Messtechnik bietet.

## Auswahl der Testfälle

Die Auswahl der Testfälle und deren Zusammenstellung zu einem Prüfprogramm erfolgt durch Vor-Ort-Besichtigungen von Anwendern aus dem Bereich des Rohrleitungsbaus sowie von Schweißfachbetrieben. Die dabei dokumentierten Tätigkeiten und Arbeitsabläufe werden in Tätigkeiten geclustert und in einem Prüfprogramm zusammengestellt. Dieses ist in Tabelle 5.2 dargestellt.

**Tabelle 5.2:** Prüfprogramm für kleine Winkelschleifer auf Basis der ausgewählten Testfälle.<sup>209</sup>

<b>Tätigkeit</b>						
Trennen von Stahl	Anfasen von Stahl	Schleifen von Stahl	Entgraten von Stahl	Schweißnaht-schruppen	Trennen von Stein	Schleifen von Stein
<b>Werkzeug</b>						
Trennscheibe	Schruppscheibe	Fächer-scheibe	Fächer-scheibe	Schruppscheibe	Diamant-trennscheibe	Diamant-schleifteller
<b>Material</b>						
Stahlblech S235JR 8 mm Dicke	Granitplatte 20 mm Dicke	Betonrandstein				

## Festlegung der Messgrößen und Messstellen

Die Festlegung der Messgrößen und Messstellen erfolgt hinsichtlich der Untersuchungsziele der Testumgebung. Für den Antriebsstrangprüfstand für Winkelschleiferantriebsstränge sind dies Untersuchungen zum mechanisch-dynamischen Verhaltens des Antriebsstrangs. Einfluss auf das mechanisch-dynamische Verhalten haben die translatorischen und rotatorischen Schwingungen des Triebstrangs, die Rotationsgeschwindigkeit der rotierenden Bauteile sowie äußere Kräfte. Im Rahmen der im Folgenden beschriebenen Winkelschleiferuntersuchungen kamen unterschiedliche Winkelschleifermaschinen zum Einsatz.

Die äußeren Kräfte und Momente eines Winkelschleifers sind durch die Anwendung definiert und werden über die Schleifscheibe in den Antriebsstrang eingebracht. Am Antriebsstrangprüfstand sollen die Einflüsse des Belastungsmoments sowie die Belastungskräfte an der Werkzeugaufnahme abgebildet werden.

Für die Bestimmung der mechanischen Kräfte an der Werkzeugaufnahme wird die indirekte Messung über die Erfassung der Wellenverlagerung eingesetzt<sup>210</sup>. Als Mess-

<sup>209</sup> Matthiesen et al. 2016b, S. 21.

<sup>210</sup> Vgl. Matthiesen et al. 2014a.

größe wird der Abstand zwischen Wellenoberfläche und Gehäuseteil gewählt, d. h. ein Abstandssensor wird an das Gehäuseteil montiert. Die Messfläche ist die Oberfläche der Arbeitswelle bzw. des fest darauf montierten Tellerrads. Damit kann je Sensor eine eindimensionale Bewegung erfasst werden. Für die zeitgleiche Erfassung der translatorischen Bewegung der Arbeitswelle in allen drei Raumrichtungen werden damit drei Abstandssensoren benötigt, wie in Abbildung 5.1 für die beiden Richtungen X und Z dargestellt. Die Abstandssensoren für die Bewegung in X- und Y-Richtung sind dabei radial auf das fest mit der Welle verbundene Tellerrad ausgerichtet, während die Bewegung in Z-Richtung eine Ausrichtung auf die Stirnfläche der Arbeitswelle erfordert. Diese drei Messgrößen sind für die Belastung am Antriebsstrangprüfstand in Kapitel 6.3 notwendig, da über sie die Kräfte an der Werkzeugaufnahme eingestellt werden sollen.

In gleicher Art und Weise kann die Bewegung der Motorwelle erfasst werden. Dazu werden Abstandssensoren neben den Lagerstellen angebracht, die radial auf die Wellenoberfläche ausgerichtet sind. Die Sensoren erfassen die radiale Verlagerung der Welle im Betrieb, wobei aufgrund des großen Lagerabstands und der Lagersitzgestaltung eine unterschiedliche Verlagerung im Bereich des A- und B-Lagers zu erwarten ist. Insbesondere die Messstelle auf der Motorwelle zwischen Kollektor und B-seitigem Lager ist für die Bewertung der Triebstrangschwingung von Interesse, da der Lagersitz des B-Lagers mit einer Lagerbuchse aus einem Elastomer besteht, die über Stege an das Kunststoffgehäuse des Winkelschleifers angebunden ist. Aufgrund der Nachgiebigkeit der Lageranbindung ist eine ausgeprägte radiale Bewegung der Motorwelle im Betrieb zu erwarten. Aus diesem Grund ist diese Messstelle besonders zur Bewertung der Triebstrangschwingung geeignet. Als Sensoren werden Wirbelstromsensoren des Herstellers MICRO-EPSILON MESSTECHNIK<sup>211</sup> eingesetzt, da diese einerseits in sehr kleinen Bauräumen einsetzbar, andererseits aufgrund des Sensorprinzips relativ störunempfindlich gegenüber elektro-magnetischen Feldern sind. Dies ist besonders an den Messstellen der Motorwelle wichtig, da die Sensorpositionen sehr nah an den Motorspulen liegen. In Voruntersuchungen konnte die Störunempfindlichkeit der Sensoren gegenüber elektro-magnetischen Feldern verifiziert werden. Die Sensoren sind werksseitig kalibriert und weisen eine hohe Temperaturstabilität, Auflösung und Linearität auf<sup>212</sup>.

Die Drehzahl des Antriebsstrangs kann über die zeitliche Ableitung des Drehwinkels berechnet werden. Werden beide Wellen an ihrem Ende mit Drehwinkelsensoren ausgestattet, so kann zusätzlich die Verdrehung des Triebstrangs ermittelt und torsionale Schwingungen im Triebstrang erfasst werden. Zum Einsatz kommen magnetische Inkrementalgeber des Herstellers AMS AG<sup>213</sup>, optische Inkrementalgeber des Herstellers

<sup>211</sup> <https://www.micro-epsilon.de/>

<sup>212</sup> Herstellerangaben; vgl. Datenblatt eddyNCDT 3100 Micro-Epsilon Messtechnik GmbH & Co. KG.

<sup>213</sup> <https://ams.com/eng>

BROADCOM LTD.<sup>214</sup> sowie des Herstellers MEGATRON ELEKTRONIK GMBH & CO. KG<sup>215</sup>. Alle Drehwinkelsensoren zeichnen sich durch einen kleinen Bauraum, großen zulässigen Drehzahlbereich sowie aufgrund deren lagerlosen Bauweise durch eine gute Integration in die Maschine aus.

Die Ermittlung der elektrischen Leistung erfolgt über die Verrechnung von Strom und Spannung nach Formel 5.7, wobei  $u(t)$  die Netzspannung,  $i(t)$  der elektrische Strom,  $\text{RMS}(x)$  der Effektivwert<sup>216</sup> von  $x$  und  $\varphi$  der Phasenwinkel zwischen elektrischem Strom und elektrischer Spannung ist.

$$P_{RMS}(t) = \text{RMS}(u(t)) \cdot \text{RMS}(i(t)) \cdot \cos(\varphi) \quad (5.7)$$

Die Messung der Netzspannung erfolgt über einen Spannungswandler des Herstellers LEM HOLDING SA<sup>217</sup>. Die Messung des elektrischen Stroms erfolgt über einen Stromwandler des Herstellers LEM HOLDING SA. Beide Messgrößen werden an der elektrischen Zuleitung des Winkelschleifers abgegriffen.

Die Messung der Temperatur an Lagern und im Getriebeinnenraum erfolgt durch Thermoelemente. Bei den Lagern wird das Getriebegehäuse angebohrt, sodass sich die Temperaturmessstelle am Außenring des Wälzlagers befindet. Die Temperaturmessung im Getriebeinnenraum erfolgt im Bereich des Fettreservoirs im Getriebekopf.

Die Messung der Gehäusebeschleunigung erfolgt über Beschleunigungssensoren des Herstellers PCB SYNOTECH GMBH<sup>218</sup>. Der Beschleunigungssensor ist über eine Montageplatte befestigt, wobei diese mit einem 2-Komponenten-Klebstoff auf dem Getriebekopf befestigt ist.

### Ausstattung der Referenzgeräte mit Sensorik

Für die manuellen Versuche mit den Sensorgeräten werden die im vorhergehenden Abschnitt beschriebenen Sensoren in Seriengeräten appliziert. Die Messstellen und eingesetzten Sensoren können Abbildung 5.7 und Tabelle 5.3 entnommen werden. Es ist leicht zu erkennen, dass aus Bauraumgründen nicht alle Sensoren gleichzeitig appliziert werden können. Ebenfalls gibt es durch die Verkabelung der Sensoren Einschränkungen in der Handhabung der Maschine, sodass aus dieser Sicht die Anzahl an applizierten Sensoren auf die notwendigen zu begrenzen ist. Um dieser Heraus-

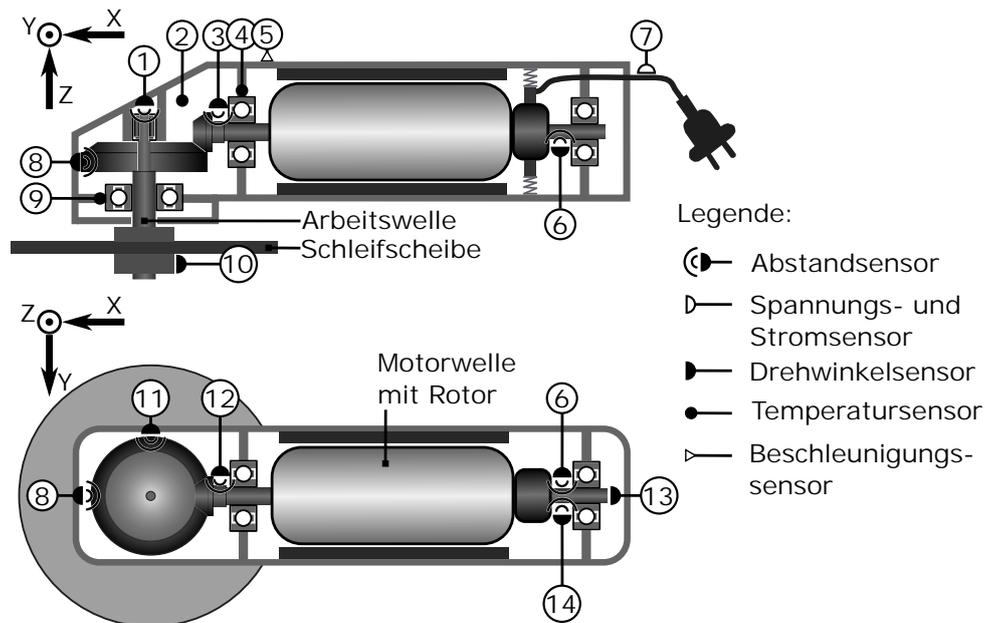
<sup>214</sup> <https://www.broadcom.com>

<sup>215</sup> <https://www.megatron.de>

<sup>216</sup> Der Effektivwert wird als gleitender Mittelwert über eine Netzperiode gebildet.

<sup>217</sup> <http://www.lem.com/>

<sup>218</sup> <http://www.synotech.de/start/>



**Abbildung 5.7:** Messgrößen und Messstellen der Sensorgeräte (Winkelschleifer).

forderung zu begegnen, wurden die in Tabelle 5.4 aufgeführten Untersuchungssetups erstellt, die jeweils verschiedene Konfigurationen des Sensorgeräts erfordern.

In Tabelle 5.4 sind nur die für das Untersuchungsziel relevanten Messgrößen angegeben. Es wurden in den Versuchen noch weitere Messgrößen (bspw. die Temperatur im Getriebegehäuse) erfasst, um geeignete Randbedingungen sicherstellen zu können. An dieser Stelle sei noch angemerkt, dass teilweise gleiche Konfigurationen mit verschiedenen Maschinentypen erstellt wurden. Über die Geräte-ID ist die Zuordnung zu den Ergebnissen sichergestellt. Die Daten zu den Wälzlagern sowie die Verzahnungsparameter des Winkelschleifers ID179 können Tabelle B.1 entnommen werden.

Abbildung 5.8 zeigt ein Foto des Sensorgeräts ID179. Die Wirbelstromsensoren zur Messung der Bewegung der Arbeitswelle sind über Gewindebohrungen im Getriebegehäuse befestigt. Die Verlagerung der Arbeitswelle wird durch drei Wirbelstromsensoren erfasst, welche mit Haltern am Getriebekopf befestigt sind. Die Sensorfläche in radialer Richtung ist dabei die Umlaufläche des Tellerrads (vgl. Abb. 5.9 (a)), in axialer Richtung wird die Stirnfläche des Wellenendes genutzt.

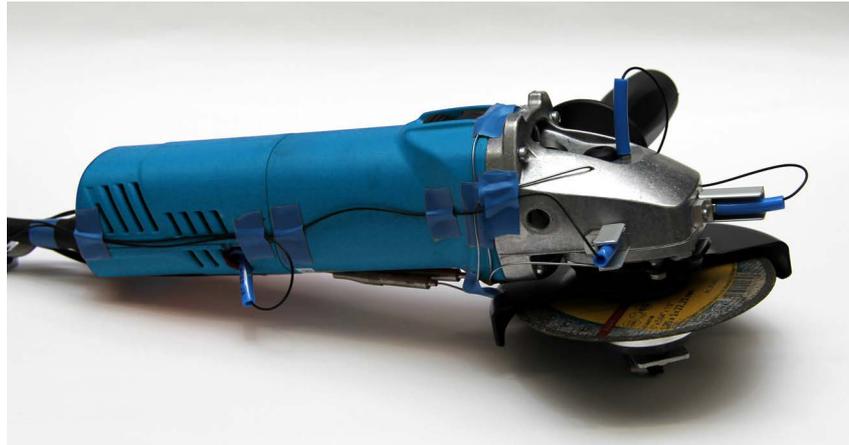
Weiterhin erfassen drei Wirbelstromsensoren die Bewegung der Motorwelle, wobei zwei im Bereich des B-seitigen Lagers um  $135^\circ$  versetzt angeordnet sind. Dadurch können Wellenbewegungen in den verschiedenen Richtungen ermittelt werden. Eine Ausrichtung um  $90^\circ$  ist an dieser Sensorposition aufgrund der Lage der Kohlebürsten aus Bauraumgründen nicht möglich. Die fest eingebrachten Sensorhalterungen im Kunststoffgehäuse (vgl. Abb. 5.9 (b)) ermöglichen eine einfache Ausrichtung des Grundabstands der Wirbelstromsensoren zur Messfläche. Die Motorwelle ist im Bereich der Messfläche nachbearbeitet.

**Tabelle 5.3:** Messgrößen der Sensorgeräte (Winkelschleifer). Die Sensorpositionen sind in Abb. 5.7 eingezeichnet.

Nr. in Abb. 5.7	Messgröße	Einheit	Position	Sensor
1	Abstand Arbeitswelle Z	$\mu\text{m}$	axial auf Arbeitswelle in neg. Z-Richtung	Wirbelstromsensor EPU05
2	Temperatur Getriebeinnenraum	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur des Getriebeinnenraums	Thermoelement Typ J
3	Abstand Motorwelle AZ	$\mu\text{m}$	radial auf Motorwelle neben A-Lager in neg. Z-Richtung	Wirbelstromsensor EPU05
4	Temperatur A-Lager Motorwelle	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur Lagersitz des A-Lagers der Motorwelle	Thermoelement Typ J
5	Beschleunigung Getriebegehäuse XYZ	$\text{m/s}^2$	Beschleunigung des Getriebegehäuses (triaxial)	Vibrationsaufnehmer PCB 356A02
6	Abstand Motorwelle BYZ	$\mu\text{m}$	radial auf Motorwelle neben B-Lager in pos. YZ-Richtung	Wirbelstromsensor EPU05
7	Eingangsspannung	V	elektrische Eingangsspannung	LEM LV 25-P
7	Eingangsstrom	A	elektrischer Eingangsstrom	LEM CASR 15-NP
8	Abstand Arbeitswelle X	$\mu\text{m}$	radial auf Tellerrad in neg. X-Richtung	Wirbelstromsensor EPU05
9	Temperatur Festlager Arbeitswelle	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur Lagersitz des Festlagers der Arbeitswelle	Thermoelement Typ J
10	Drehwinkel Arbeitswelle	$^{\circ}$	Drehwinkel der Arbeitswelle unterhalb der Schleifscheibe	Magnetischer Winkelsensor AMS AS5304
11	Abstand Arbeitswelle Y	$\mu\text{m}$	radial auf Tellerrad in pos. Y-Richtung	Wirbelstromsensor EPU05
12	Abstand Motorwelle AY	$\mu\text{m}$	radial auf Motorwelle neben A-Lager in pos. Y-Richtung	Wirbelstromsensor EPU05
13	Drehwinkel Motorwelle	$^{\circ}$	Drehwinkel der Motorwelle neben B-Lager	Drehwinkelsensor AMS AS5134 / HEDS 9140
14	Abstand Motorwelle BY	$\mu\text{m}$	radial auf Motorwelle neben B-Lager in neg. Y-Richtung	Wirbelstromsensor EPU05

**Tabelle 5.4:** Übersicht über die Untersuchungen mit den Sensorgeräten (Winkelschleifer).

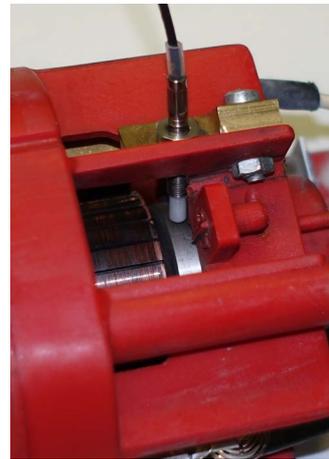
Untersuchung	Geräte-ID	Kenndaten	Messgrößen aus Tab. 5.3
Erfassung Belastung Werkzeugaufnahme	ID179	Netzgerät 1100 W	1,7,8,11,13
Erfassung Belastung Werkzeugaufnahme	ID338	Netzgerät 1100 W	1,7,8,11,13
Erfassung Belastung Werkzeugaufnahme	ID187	Akkugerät 22 V	1,7,8,11,13
Erfassung Schwingung Motorwelle	ID179	Netzgerät 1100 W	3,6,7,12,13,14
Erfassung Schwingung Motorwelle	ID338	Netzgerät 1100 W	3,6,7,12,13,14
Erfassung Schwingung Motorwelle	ID187	Akkugerät 22 V	3,6,7,12,13,14
Erfassung Torsionsschwingungen	ID190	Netzgerät 1100 W	5,7,10,13



**Abbildung 5.8:** Fotografische Darstellung des Sensorgeräts ID179. Die im Gehäuse des Winkelschleifers applizierten Sensoren erfassen die Verlagerung der Welle relativ zum Gehäuse. Zusätzlich sind Temperatursensoren und Drehwinkelgeber appliziert.<sup>219</sup>



(a)



(b)

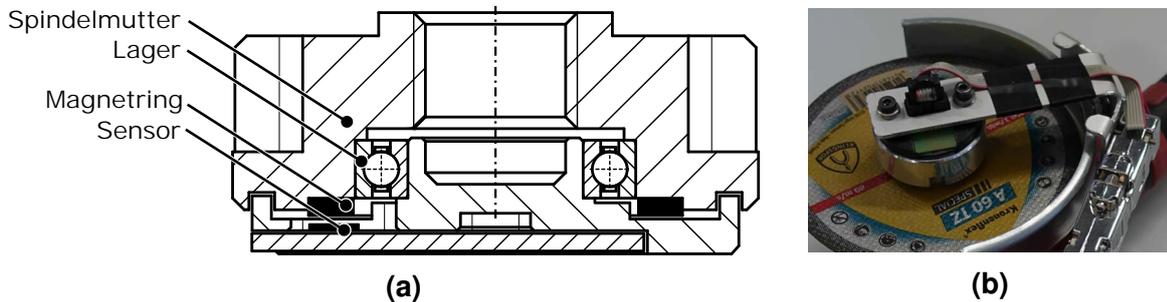
**Abbildung 5.9:** Einbausituation der Wirbelstromsensoren am Sensorgerät ID338. In (a) ist ein Sensor zur Bewegungserfassung der Arbeitswelle in X-Richtung mit Blick auf das Tellerrad dargestellt (Die Arbeitswelle ist für das Foto demontiert). In (b) ist ein Sensor im Bereich des B-Lagers der Motorwelle dargestellt.<sup>220</sup>

Der fertigungsbedingte Rundlauffehler dieser Messfläche ist direkt im Signal des Wirbelstromsensors sichtbar und muss in der Interpretation der Messergebnisse berücksichtigt werden. Für die Generierung der Lastprofile hat die durch den Rundlauffehler verursachte Abweichung keine Auswirkung, da nur niederfrequente Anteile berücksichtigt werden. Die Messflächen sind bei den radial auf die Wellen gerichteten Abstandssensoren nicht plan, sodass es zu Messabweichungen kommt. Um diese klein zu halten, sind die Messflächen mit einem möglichst großen Durchmesser gewählt.

<sup>219</sup> Bildquelle: Matthiesen/Gwosch 2015, S. 18; veränderte Darstellung.

<sup>220</sup> Bildquelle: Abb. 5.9 (b) Matthiesen et al. 2017c, S. 7.

Für die Drehwinkelermessung der Arbeitswelle wird der Drehwinkelsensor AMS AS5304 in eine angepasste Spindelmutter integriert, wobei der nichtrotierende Teil über einen Haltebügel an der Schutzhaube des Winkelschleifers befestigt wird (vgl. Abbildung 5.10).



**Abbildung 5.10:** Drehwinkelermessung an der Arbeitswelle eines Winkelschleifers. In (a) ist ein Schnitt durch den Spindelmutter-Sensor dargestellt. Der Magnetring ist auf der Spindelmutter befestigt, der Sensor ist über ein Lager positioniert und mit einem Haltebügel gegen Verdrehen gesichert.

### Versuchsdurchführung

Die Sensorgeräte werden in manuellen Versuchen in Laborumgebung<sup>221</sup> eingesetzt. Ziel der Untersuchungen ist die Erfassung des Geräteverhaltens und Ableitung eines Lastmodells für den Prüfstand. Mit dem Antriebsstrangprüfstand sollen Konstruktionszielgrößen abgeleitet werden, die aus Experimenten unter Variation einzelner Parameter bestimmt werden. Daher ist im Rahmen der Untersuchungen in dieser Arbeit die Abbildung typischer Anwendungen mit einer Bandbreite an Belastungssituationen, ohne diese explizit eingrenzen zu können, ausreichend, solange kritische Betriebspunkte berücksichtigt und wiederholbare Belastungssituationen abgebildet werden können. Es ergeben sich damit keine besonderen Anforderungen an die Probandenauswahl, wobei der routinierte Umgang mit Power-Tools vorausgesetzt wird. Die manuellen Versuche werden von Probanden durchgeführt, die im Umgang mit Winkelschleifern geübt sind. Das Prüfprogramm in Tabelle 5.2 wird in kurzen Einzelversuchen abgearbeitet, wobei je nach Untersuchungsziel die untersuchten Testfälle reduziert werden.

Die Datenerfassung erfolgt bei allen Untersuchungen mit einem ADwin Pro II Datenerfassungssystem des Herstellers JÄGER COMPUTERGESTEUERTE MESSTECHNIK GMBH<sup>222</sup> mit einer Datenaufzeichnungsrate von 25 kHz. Die Datenaufzeichnungsrate ermöglicht die Erfassung von ca. 40 Messpunkte pro Umdrehung der Motorwelle bei maximaler Drehzahl (Leerlaufbetrieb). Damit ist es möglich, das Systemverhalten im Frequenzbereich bis oberhalb der dritten Ordnung der Motorwelle auszuwerten, höherfrequente Effekte wie beispielsweise ungleichmäßige Zahnsteifigkeiten sind jedoch nicht mehr in den Signalen eindeutig erkennbar.

<sup>221</sup> Die Untersuchungen finden im Power-Tool Testcenter (vgl. Abb. 2.12) statt.

<sup>222</sup> <http://www.adwin.de/>

In Abbildung 5.11 sind Momentaufnahmen der manuellen Versuche im Power-Tool Testcenter des Instituts dargestellt. Abbildung 5.11 (a) zeigt den Testfall *Schleifen von Stahl*, (b) den Testfall *Trennen von Stahl*.



**Abbildung 5.11:** Fotos der manuellen Versuche mit den Sensorgeräten im Power-Tool Testcenter des Instituts. In (a) ist der Testfall *Schleifen von Stahl* mit Sensorgerät ID179, in (b) der Testfall *Trennen von Stahl* mit Sensorgerät ID190 gezeigt.<sup>223</sup>

## Auswertung

Die Auswertung der Versuche erfolgt anhand folgender Kenngrößen:

- Zeitverlauf der Drehzahl und Eingangsleistung (RMS-Wert)
- Amplitudenspektrogramm der Gehäusebeschleunigung, des Differenzdrehwinkels und des Motorstroms zur Bewertung der Frequenzanteile
- Zeitverlauf und FFT-Analyse des Differenzdrehwinkels
- Zeitverlauf und Amplitudenspektrogramm der Wellenverlagerung

### 5.1.2 Ergebnisse der manuellen Tests mit Sensorgeräten

Aus dem Stand der Forschung sind Schwingungsursachen im Antriebsstrang von Winkelschleifern bekannt (vgl. Kap. 2.3.2). Diese sind:

- Schwingungsanregung aus dem elektrischen System
- Schwingungsanregung aus dem mechanischen Triebstrang durch Unwuchten und den Zahneingriff
- Schwingungsanregung aus der Anwendung

<sup>223</sup> Bildquelle: Abb. 5.11 (b) Matthiesen et al. 2017f, S. 4.

Diese Schwingungsursachen konnten für die in dieser Arbeit eingesetzten Sensorgeräte im Rahmen einer Vorstudie ebenfalls identifiziert werden, sodass die zu erwartenden Anregungsfrequenzen für die im folgenden vorgestellten Untersuchungen bekannt sind. Die detaillierten Ergebnisse können Anhang A.1 entnommen werden. Die Quantifizierung der Triebstrangschwingung erfolgt für die torsionalen Schwingungen des Triebstrangs sowie translatorischen Schwingungen der Motor- und Arbeitswelle separat.

### **Torsionale Schwingungen im Antriebsstrang**

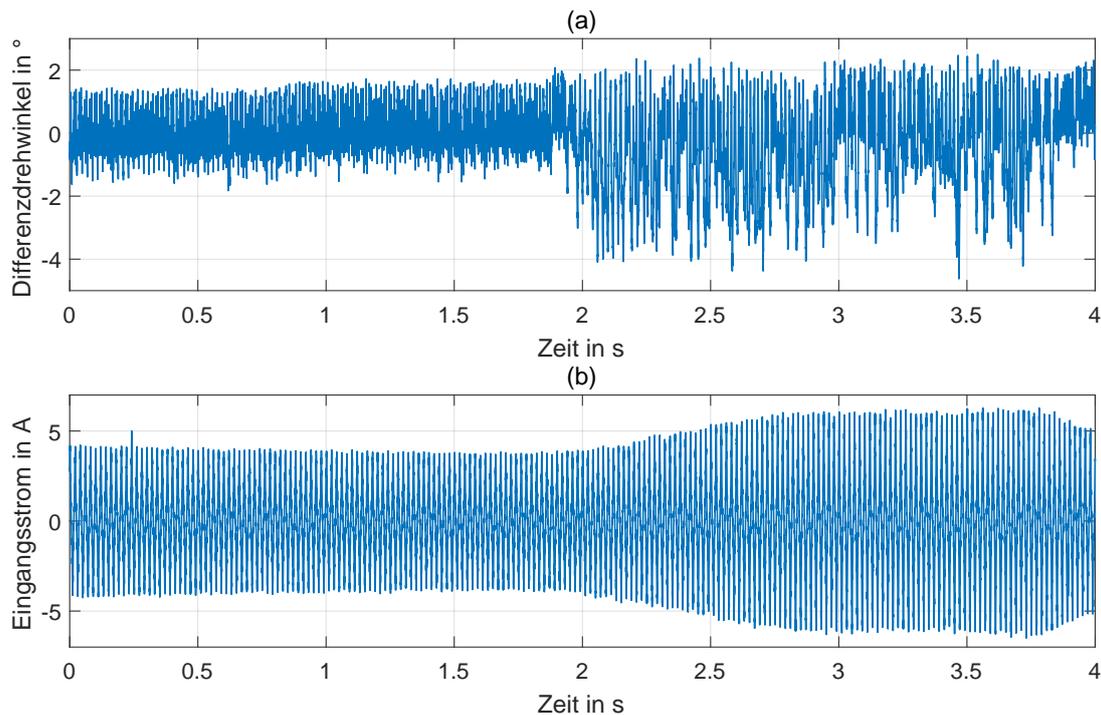
*In diesem Kapitel wurden Vorveröffentlichungen<sup>224</sup> einbezogen, in denen Inhalte dieses Kapitels durch den Autor im Rahmen einer Mitautorenschaft publiziert sind. Sie werden aus Gründen der Übersichtlichkeit im Text nicht gesondert gekennzeichnet.*

Für die torsionale Schwingung wird zunächst das Zeitsignal des Differenzdrehwinkels der beiden Wellenenden betrachtet. Der Differenzdrehwinkel wird durch das Getriebeispiel und die torsionale Verdrehung der beiden Wellen definiert. Das in diese Richtung wirkende Widerstandsmoment der Wellen ist aufgrund der Wellendurchmesser groß, sodass das Getriebeispiel und die Zahnsteifigkeit als relevant betrachtet werden. In Abbildung 5.12 ist der Differenzdrehwinkel zwischen Motor- und Arbeitswelle über der Zeit dargestellt. Das Differenzdrehwinkelsignal schwankt im Leerlaufbetrieb (Zeitbereich 0-2 s) mit ca. 154 Hz um etwa 3 °. Die drehzahlabhängige Schwingung geht mit einem ungleichmäßigen Torsionsmoment im Triebstrang einher. Zusätzlich wird das Differenzdrehwinkelsignal durch Messunsicherheiten der beiden Drehwinkelencoder beeinflusst. Eine exzentrisch angebrachte Encoderscheibe kann hierbei zu einer scheinbaren Anregung mit der korrespondierenden Frequenz der ersten Ordnung der Drehzahl führen. Dieser Einfluss konnte bei einem ähnlichen Versuchsaufbau beobachtet werden<sup>225</sup> und ist abhängig von der Rundlaufgenauigkeit der Encoderscheibe im Einbauzustand. Für das Sensorgerät ID190 konnte in statischen Referenzversuchen eine Messunsicherheit der gesamten Messkette für den Differenzdrehwinkel von  $< \pm 1^\circ$  festgestellt werden. Daraus folgt, dass der in Abbildung 5.12 gezeigte Differenzdrehwinkel im Leerlaufbetrieb zu einem Teil aus der Messabweichung resultiert, jedoch zusätzlich zu diesem Anteil eine Torsionsanregung beobachtet werden kann. Dabei treten besonders zwei Frequenzanteile hervor, wie aus Abbildung 5.13 (a) ersichtlich. Neben der bereits diskutierten drehzahlabhängigen Anregung bei 154 Hz ist die elektrische Anregung mit doppelter Netzfrequenz bei 100 Hz in Abbildung 5.13 (a) deutlich sichtbar.

Beim Einsetzen des Trennvorgangs (ab ca. 2 s in Abb. 5.12) wird der Antriebsstrang des Winkelschleifers belastet, was in Abbildung 5.12 (b) am Anstieg der Spitzenwerte des Eingangsstroms zu erkennen ist. Gleichzeitig ist im Signal des Differenzdrehwinkels in

<sup>224</sup> Matthiesen et al. 2017f.

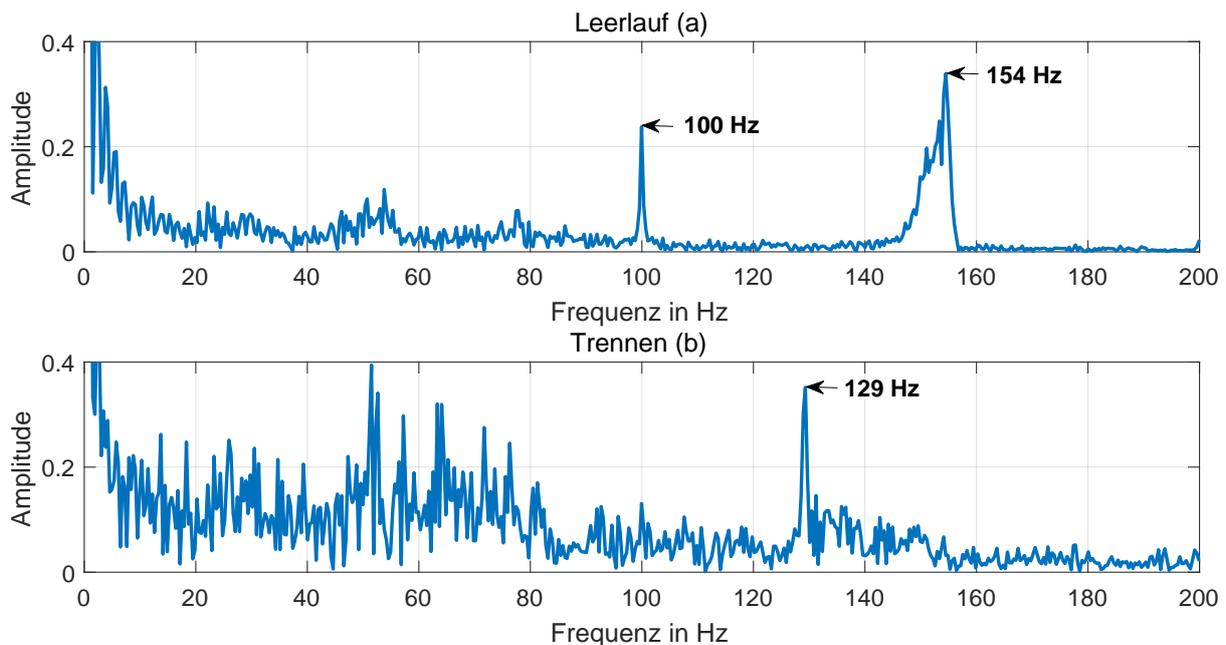
<sup>225</sup> Vgl. Bührle 2017, S. 53-54 (betreute Abschlussarbeit).



**Abbildung 5.12:** Zeitverlauf des Differenzdrehwinkels (a) und des Motorstroms (b) beim Trennen von Stahlblech mit dem Sensorgerät ID190. Zu Beginn ist der Winkelschleifer im Leerlaufbetrieb, ab ca. 2 s erfolgt der Trennschnitt.<sup>226</sup>

Abbildung 5.12 (a) eine unregelmäßige Vergrößerung der Schwingungsamplitude zu beobachten. Dabei treten Spitze-Spitze-Werte im Differenzdrehwinkelsignal von circa  $7^\circ$  auf. Statische Referenzversuche haben bei diesem Gerät ein Getriebespiel von circa  $4^\circ$  bezogen auf die Arbeitswelle ergeben. Dabei bedeutet ein negativer Differenzdrehwinkel ein Aufklaffen der Verzahnung. Es wird ersichtlich, dass das Getriebespiel einen maßgeblichen Einfluss auf die Torsionsschwingung des Triebstrangs hat. Die FFT-Analyse in Abbildung 5.13 (b) zeigt die Frequenzverteilung der Schwingung bis 200 Hz. Neben der signifikanten Spitze bei 129 Hz, was der ersten Ordnung der Drehzahl entspricht, sind insbesondere im niederfrequenten Bereich bis ca. 80 Hz starke Anregungen zu erkennen. Anregungsursache ist der Trennvorgang, der zu stark schwankenden Belastungen führt, die wiederum auf den Triebstrang wirken.

<sup>226</sup> Bildquelle: Matthiesen et al. 2017f, S. 5; veränderte Darstellung.



**Abbildung 5.13:** FFT-Analyse des Differenzdrehwinkels im Leerlauf (a) und beim Trennen von Stahlblech (b) mit dem Sensorgerät ID190.<sup>227</sup>

### Translatorische Bewegung der Motorwelle

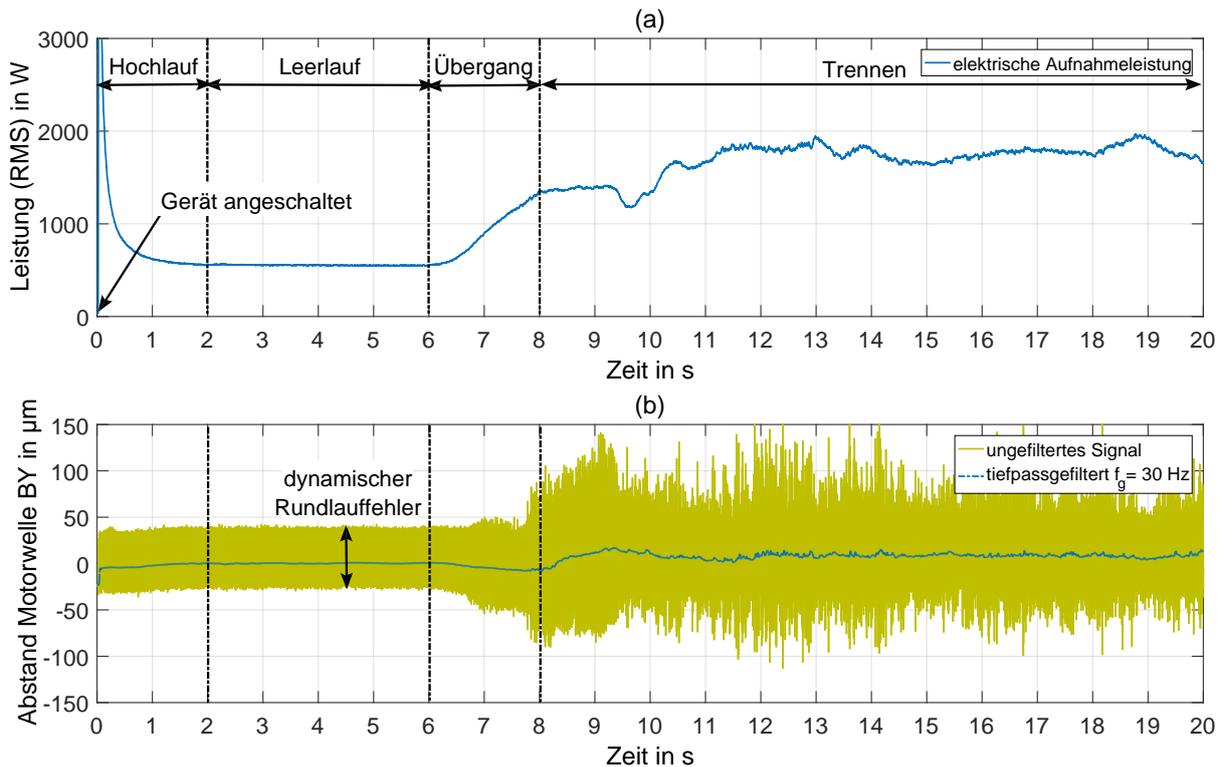
In diesem Kapitel wurden Vorveröffentlichungen<sup>228</sup> einbezogen, in denen Inhalte dieses Kapitels durch den Autor im Rahmen einer Mitautorenschaft publiziert sind. Sie werden aus Gründen der Übersichtlichkeit im Text nicht gesondert gekennzeichnet.

Zunächst wird die translatorische Bewegung der Motorwelle in radialer Richtung betrachtet. Die Ergebnisse stammen aus manuellen Versuchen mit dem Sensorgerät ID179. In Abbildung 5.14 ist ein Ausschnitt der elektrischen Aufnahmeleistung und der Abstandmessung der Motorwelle in negative BY-Richtung (Messstelle 14 in Abb. 5.7) des Sensorgeräts ID179 bei der Anwendung *Trennen von Stahlblech* gezeigt. Die Abstandmessung ist aus Gründen der Übersichtlichkeit um den arithmetischen Mittelwert im Leerlaufbetrieb verschoben. Der Zeitausschnitt in Abbildung 5.14 enthält zu Beginn den Hochlauf aus dem Stillstand, was an der anfänglich hohen elektrischen Leistung erkennbar ist, im Zeitbereich von 2-6 s ist das Gerät im Leerlaufbetrieb mit einer elektrischen Leistungsaufnahme von ca. 500 W. Ab etwa 6 s beginnt der Übergangsbereich, in dem die Trennscheibe in das Stahlblech eintaucht, wobei sich der Trennvorgang nahtlos daran anschließt<sup>229</sup>.

<sup>227</sup> Bildquelle: Matthiesen et al. 2017f, S. 5.

<sup>228</sup> Matthiesen et al. 2016b.

<sup>229</sup> Die Unterscheidung von *Übergang* und *Trennen* unterliegt keinem festen Kriterium und wurde an dieser Stelle willkürlich bei 8 s festgelegt.

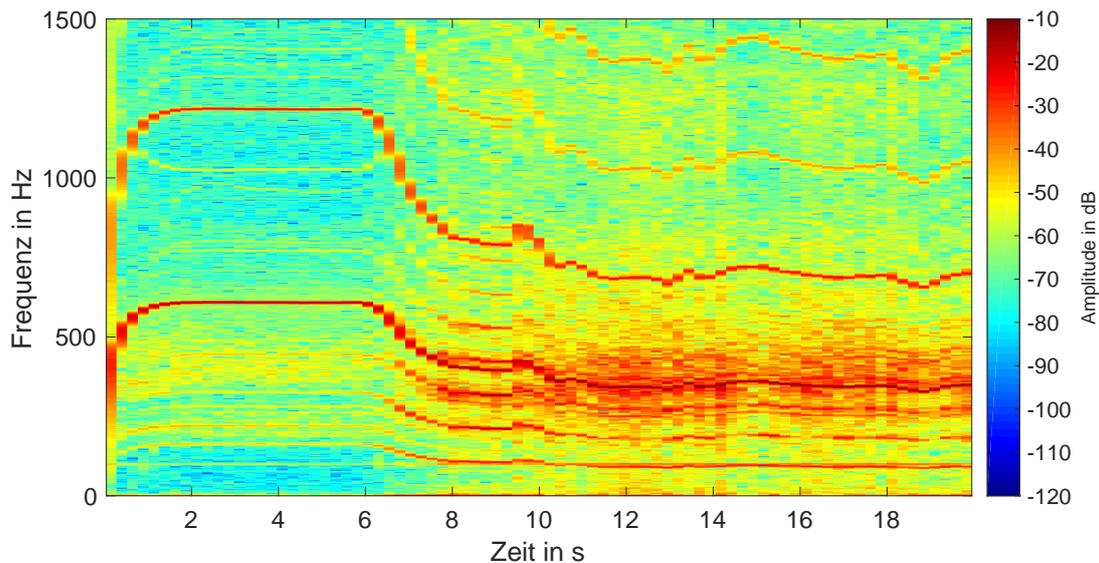


**Abbildung 5.14:** Schwingung der Motorwelle zwischen Kollektor und B-Lager durch Messung des Abstands an Messstelle 14 in Abb. 5.7 beim Trennen von Stahlblech mit dem Sensorgerät ID179. In (a) ist der zeitliche Verlauf der elektrischen Eingangsleistung dargestellt, in (b) der Abstand zwischen Gehäuse und Motorwelle in negativer BY-Richtung, der mit einem Offset versehen wurde.<sup>230</sup>

Das Abstandssignal der Motorwelle in BY-Richtung schwankt im Leerlauf periodisch mit der Grundfrequenz der Drehzahl mit einer Amplitude von ca.  $40 \mu\text{m}$ . Diese periodische Schwankung wird im folgenden als dynamischer Rundlauffehler bezeichnet und setzt sich aus dem Rundlauffehler der Messfläche sowie der Anregung im Leerlauf, insbesondere durch die Unwuchterregung verursacht, zusammen. Das tiefpassgefilterte Abstandssignal ist in Abbildung 5.14 (b) als Strichpunktlinie dargestellt. Es kommt ein Tiefpassfilter 5. Ordnung mit 30 Hz Grenzfrequenz zum Einsatz. Das tiefpassgefilterte Signal ist demnach von den periodischen Schwankungen durch den Rundlauffehler bereinigt, auch wenn sogleich andere Anregungen über der Grenzfrequenz stark gedämpft werden und damit im gefilterten Signal nicht mehr sichtbar sind. Die im gefilterten Signal sichtbaren Auslenkungen stammen aus der mechanischen Belastung. Der niederfrequente Anteil ist im Vergleich zu den dynamischen Anregungsspitzen klein. Beim Übergang zum Trennen ist ein starker Anstieg der Auslenkungsspitzen im ungefilterten Signal auf etwa den vierfachen Wert zu beobachten, wobei die Schwingungsform unregelmäßig ist. Dies ist auf die unregelmäßige Belastung beim Eingriff der Trennscheibe in das Werkstück zurückzuführen, was sich mit den Erkenntnissen aus der Torsionsschwingungsmessung deckt. Die dabei angeregten Frequenzanteile sind in

<sup>230</sup> Bildquelle: Matthiesen et al. 2016b, S. 22.

Abbildung 5.15 sichtbar. Auffällig sind die stark angeregten Frequenzanteile um die Grunddrehzahl der Motorwelle. Gleichzeitig wird aufgrund der höheren Drehmomentbelastung die Drehzahl gedrückt, wobei über den gesamten Trennvorgang (8-20 s in Abb. 5.14) die Drehzahl der Arbeitswelle in den Bereich der elektrischen Anregung bei 100 Hz gedrückt wird und dadurch weitere Anregungen in Form von Rattern auftreten. Eine solche Ratteranregung kann vom Anwender deutlich wahrgenommen werden und konnte in einer vergleichbaren Untersuchung im Drehwinkel der Arbeitswelle als starke Ausprägung der Harmonischen beobachtet werden<sup>231</sup>.

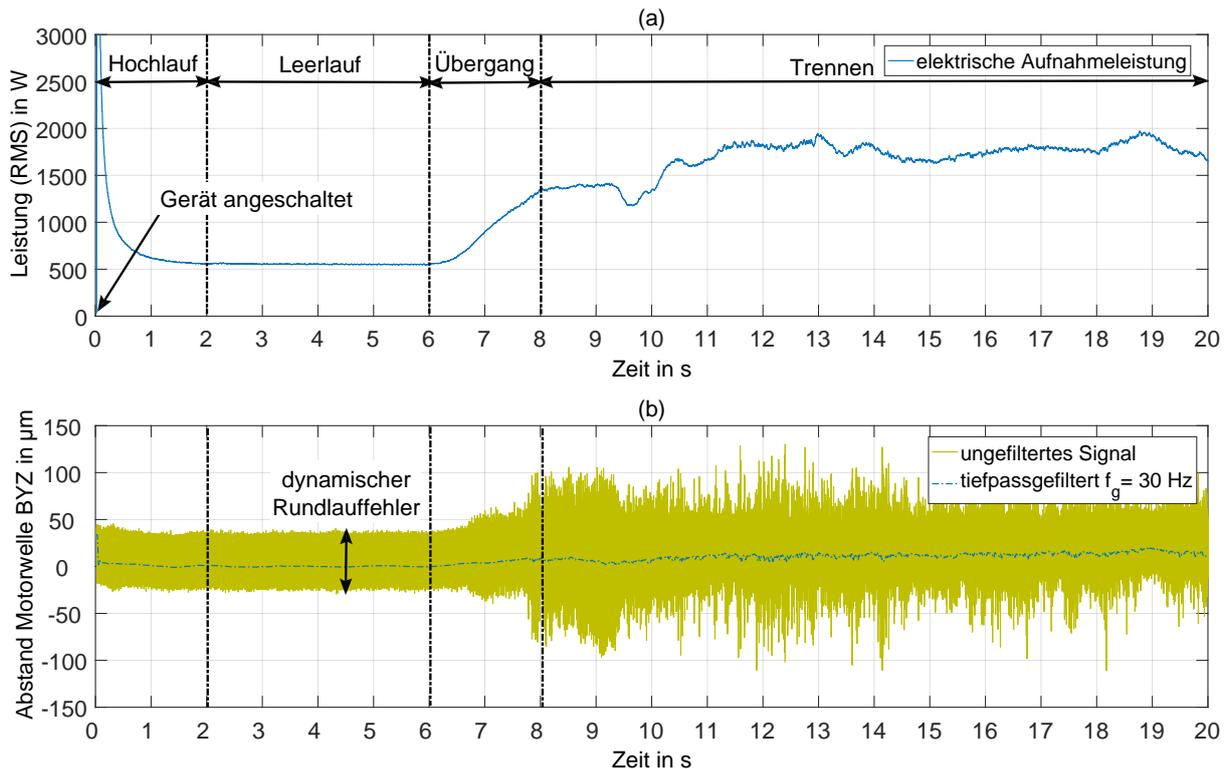


**Abbildung 5.15:** Amplituden-Spektrogramm des Abstandssignals der Motorwelle zwischen Kollektor und B-Lager an Messstelle 14 in Abb. 5.7 beim Trennen von Stahlblech mit dem Sensorgerät ID179.

Das um  $135^\circ$  um die Motorachse versetzte zweite Abstandssignal ist in Abbildung 5.16 dargestellt. Das grundlegende Schwingungsverhalten ist in dieser Richtung ähnlich, wobei die Spitzenwerte teilweise deutliche Unterschiede aufweisen, was darauf schließen lässt, dass die Wellenauslenkung stark von Einzelanregungen abhängt, die in den unterschiedlichen Richtungen verschieden sein können. Aus diesem Grund lassen sich nur pauschalisierte Aussagen zum Systemverhalten, wie beispielsweise maximale Wellenauslenkung, Frequenzbereich der Schwingung oder Charakteristik bei Leistungsänderung treffen. Dies hat direkte Auswirkung auf die Ableitung der Lastprofile, da hierbei einfache und überschaubare Beschreibungsmodelle mit möglichst wenig Einfluss des zu untersuchenden Systems – in diesem Fall die mechanisch-dynamischen Eigenschaften des Winkelschleifertriebstrangs – bevorzugt werden.

Es stellt sich daher die Frage, wie sich eine andere Maschine ähnlicher Bauart verhält. Dabei ist zu beachten, dass die Reproduzierbarkeit von Betriebspunkten und Randbedingungen bei manuellen Versuchen als nicht besonders hoch einzustufen ist. In

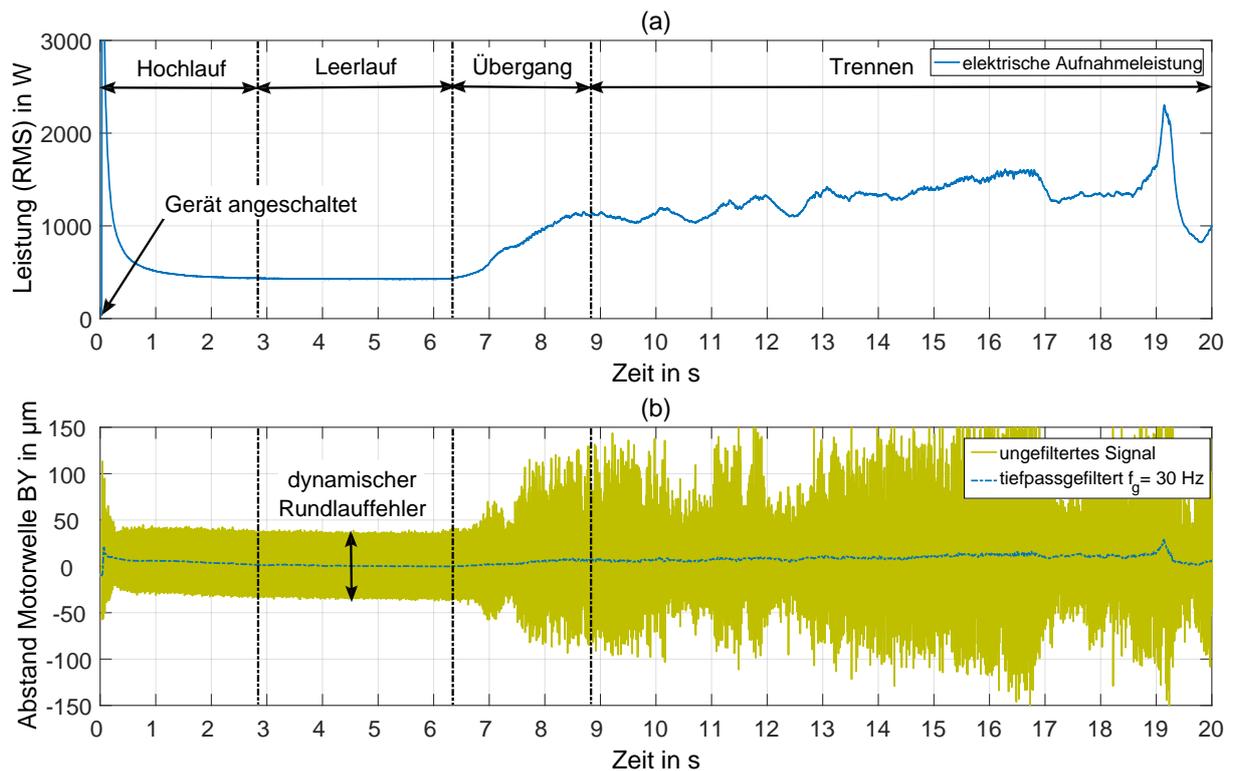
<sup>231</sup> Vgl. Bührle 2017, S. 63 (betreute Abschlussarbeit).



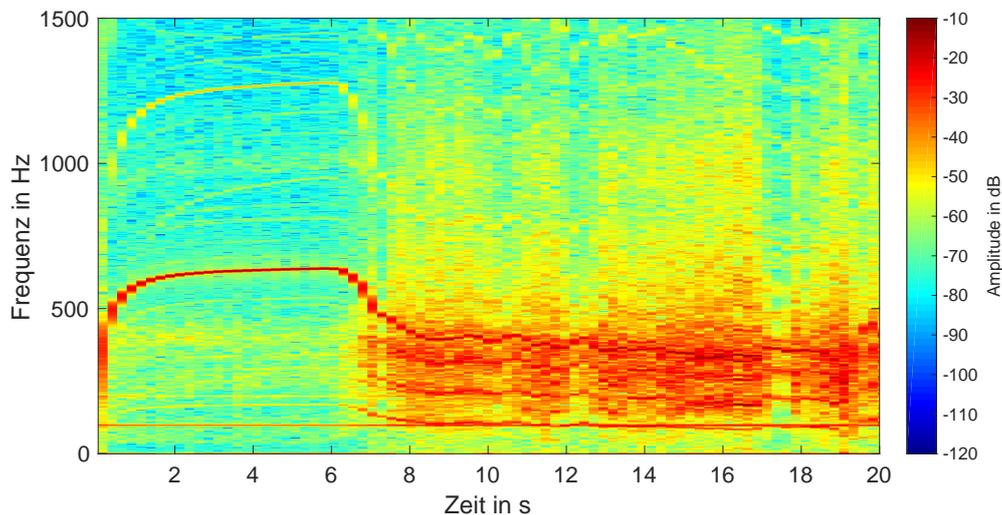
**Abbildung 5.16:** Schwingung der Motorwelle zwischen Kollektor und B-Lager durch Messung des Abstands an Messstelle 6 in Abb. 5.7 beim Trennen von Stahlblech mit dem Sensorgerät ID179. In (a) ist der zeitliche Verlauf der elektrischen Eingangsleistung dargestellt, in (b) der Abstand zwischen Gehäuse und Motorwelle in positiver BYZ-Richtung, der mit einem Offset versehen wurde.

Abbildung 5.17 ist das Ergebnis eines Versuchs mit einem Winkelschleifer gleicher Leistungsklasse und vergleichbarem mechanischen Aufbau unter gleichen Versuchsvorgaben dargestellt. In Abbildung 5.17 (a) ist der zeitliche Verlauf der elektrischen Leistungsaufnahme dargestellt, wobei dieser von der Charakteristik sehr ähnlich ist, auch wenn in einigen Bereichen die Absolutwerte auf einem etwas niedrigeren Niveau liegen. Auffällig ist, dass die Schwingungsamplituden unter Belastung größer sind als bei Gerät ID179. Es sind Spitze-zu-Spitze Werte von über  $300 \mu\text{m}$  zu beobachten. Dies bedeutet, dass die Bewegung der Motorwelle im Bereich des Kollektors beim Trennvorgang mehrere Zehntelmillimeter Auslenkung erreicht.

Weiterhin ist ersichtlich, dass mit steigender Leistungsaufnahme die Schwingung zunimmt, während in Bereichen mit einer kurzzeitigen Leistungsreduzierung (bspw. ab 12 s in Abb. 5.17) die Amplitude der Bewegung deutlich abnimmt. Dieses Verhalten ist auch im Amplituden-Spektrogramm in Abbildung 5.18 sichtbar. Der beim Trennen von Stahlblech stark angeregte Frequenzbereich ist im Vergleich zu Gerät ID179 in Abbildung 5.15 größer und im Frequenzbereich bis ca. 100 Hz stärker ausgeprägt, während die höheren Harmonischen der Drehzahl nicht so dominant sichtbar sind.



**Abbildung 5.17:** Schwingung der Motorwelle zwischen Kollektor und B-Lager durch Messung des Abstands an Messstelle 14 in Abb. 5.7 beim Trennen von Stahlblech mit dem Sensorgerät ID338. In (a) ist der zeitliche Verlauf der elektrischen Eingangsleistung dargestellt, in (b) der Abstand zwischen Gehäuse und Motorwelle in positiver BY-Richtung, der mit einem Offset versehen wurde.<sup>232</sup>

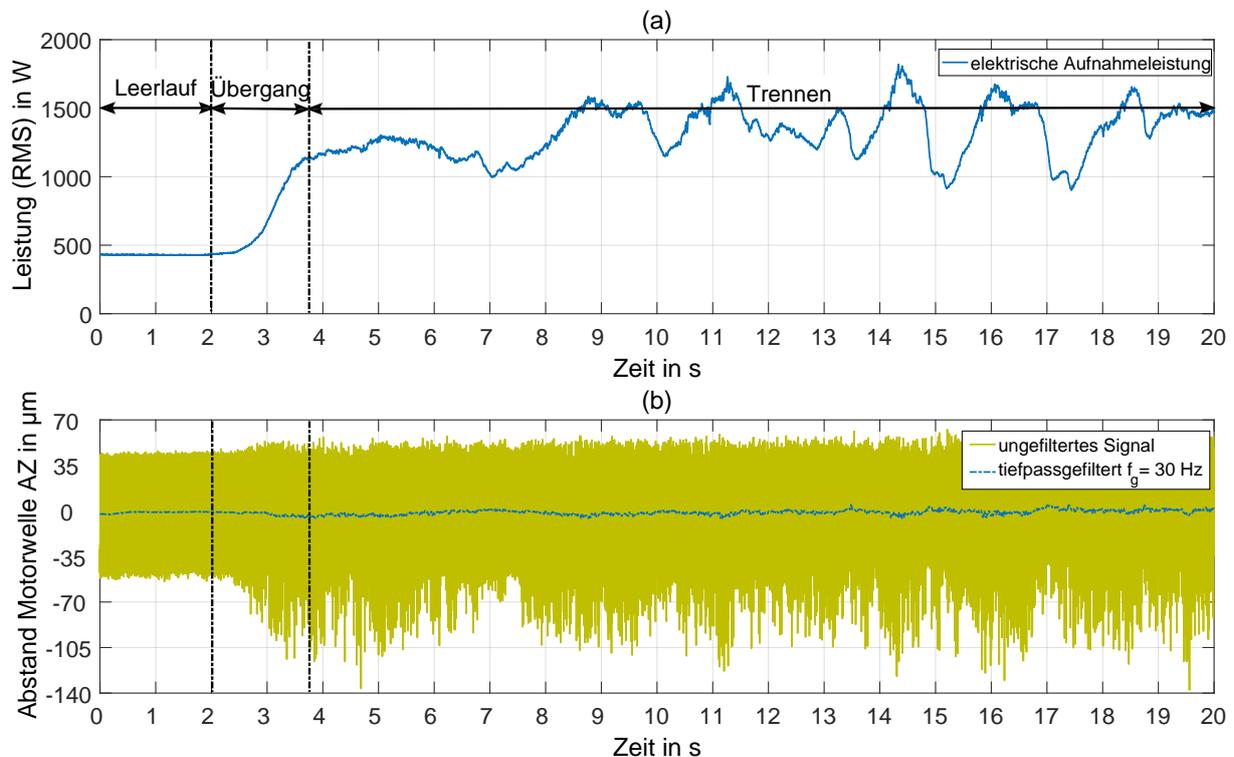


**Abbildung 5.18:** Amplituden-Spektrogramm des Abstandssignals der Motorwelle zwischen Kollektor und B-Lager an Messstelle 14 in Abb. 5.7 beim Trennen von Stahlblech mit dem Sensorgerät ID338.

Die radiale Wellenbewegung im Bereich des A-Lagers der Motorwelle beim Trennen von Stahlblech mit Sensorgerät ID338 ist in Abbildung 5.19 dargestellt. Auffällig sind die

<sup>232</sup> Bildquelle: Matthiesen et al. 2016b, S. 22.

bei Belastung asymmetrisch ausgebildeten Schwingungsspitzen der Wellenverlagerung. Dabei ist ein größerer Ausschlag in positiver Z-Richtung zu beobachten. Die Zunahme der Spitzenwerte beläuft sich auf ca.  $70\ \mu\text{m}$  in positiver Z-Richtung und weniger als  $10\ \mu\text{m}$  in negativer Z-Richtung. Grund hierfür ist der Zahnkontakt des Kegelradgetriebes. Das Tellerrad steht der Bewegung des Ritzels in negativer Z-Richtung entgegen.

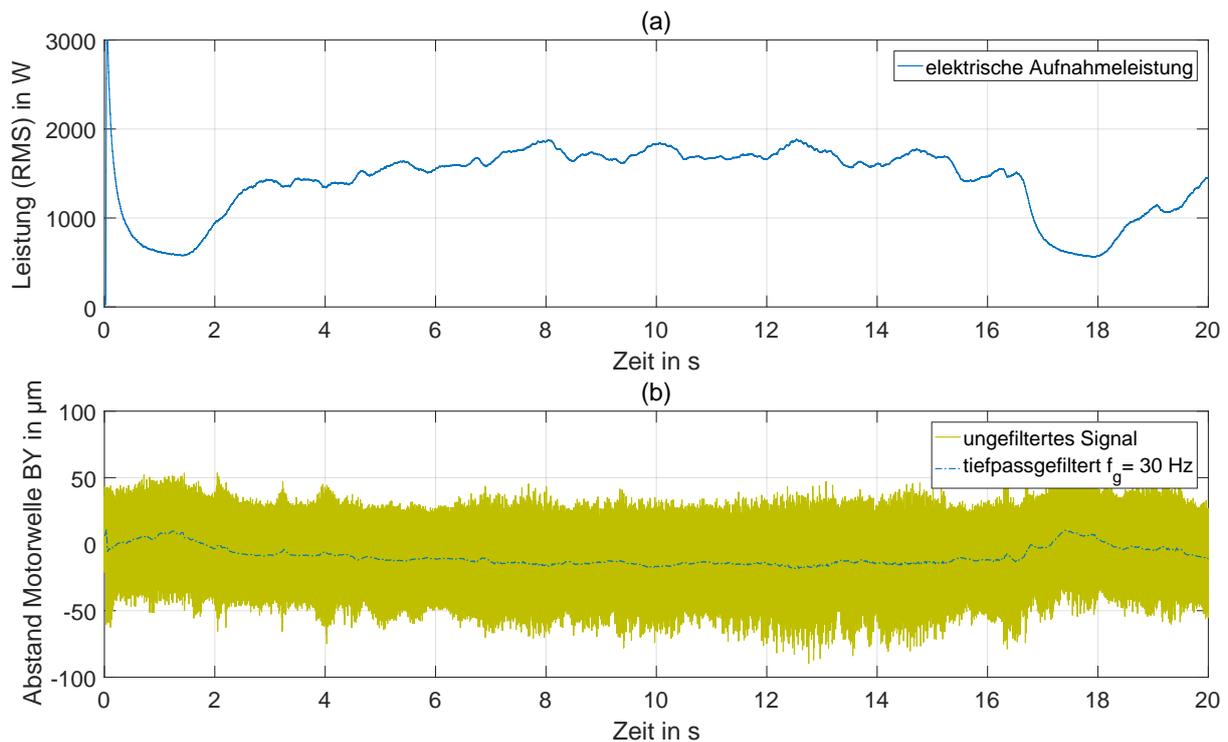


**Abbildung 5.19:** Schwingung der Motorwelle nahe dem A-Lager durch Messung des Abstands an Messstelle 3 in Abb. 5.7 beim Trennen von Stahlblech mit dem Sensorgerät ID338. In (a) ist der zeitliche Verlauf der elektrischen Eingangsleistung dargestellt, in (b) der Abstand zwischen Gehäuse und Motorwelle in negativer AZ-Richtung, der mit einem Offset versehen wurde.<sup>233</sup>

Auch im Bereich des A-Lagers steigt die Amplitude der radialen Schwingungen mit zunehmender elektrischer Leistungsaufnahme an. Tendenziell sind jedoch im Vergleich zu den radialen Schwingungen am B-Lager kleinere Schwingungswerte zu beobachten, was mit der theoretischen Betrachtung übereinstimmt.

Im Folgenden werden für das Sensorgerät ID179 die translatorische Schwingung der Motorwelle für die beiden Anwendungen *Anfasen von Stahl* und *Schleifen von Stahl* vorgestellt. Die Schwingung der Motorwelle zwischen Kollektor und B-Lager beim Anfasen von Stahlblech sowie der dazugehörige zeitliche Verlauf der elektrischen Leistungsaufnahme ist in Abbildung 5.20 dargestellt. Die elektrische Leistungsaufnahme beträgt beim Anfasen etwa die 1,3 bis 1,7-fache Nennleistung und erreicht damit ähnlich große Werte wie beim Trennen von Stahlblech. Die translatorische Schwingung der Motorwelle ist jedoch deutlich geringer, wobei bei steigender Leistung die Schwingungsamplitude

<sup>233</sup> Bildquelle: Matthiesen et al. 2016b, S. 23.

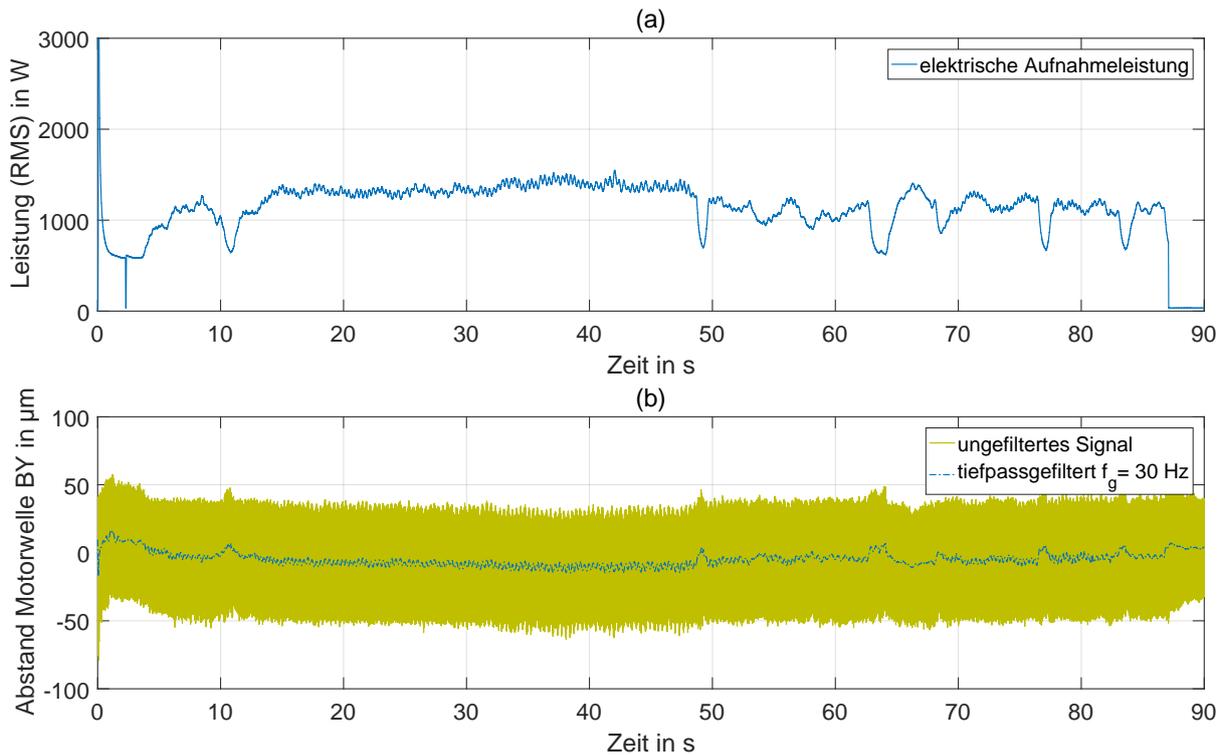


**Abbildung 5.20:** Schwingung der Motorwelle zwischen Kollektor und B-Lager durch Messung des Abstands an Messstelle 14 in Abb. 5.7 beim Anfasen von Stahlblech mit dem Sensorgerät ID179. In (a) ist der zeitliche Verlauf der elektrischen Eingangsleistung dargestellt, in (b) der Abstand zwischen Gehäuse und Motorwelle in negativer BY-Richtung, der mit einem Offset versehen wurde.

ebenfalls zunimmt. Der niederfrequente Anteil, der die quasistatische Auslenkung der Motorwelle zeigt, liegt in einem ähnlichen Bereich wie beim Trennen von Stahlblech.

Für das Schleifen von Stahlblech ist in Abbildung 5.21 (a) im zeitlichen Verlauf der elektrischen Leistungsaufnahme ersichtlich, dass diese Anwendung geringere Leistungen erfordert als die beiden anderen diskutierten. Das mittlere Leistungsniveau liegt bei etwa der Nennleistung des Winkelschleifers und steigt in dieser Untersuchung nicht über 1500 W. Auffällig ist eine Schwingungsanregung im einstelligen Hertzbereich (ca. 3-4 Hz), die sowohl in der Leistung, als auch im tiefpassgefilterten Abstandssignal sichtbar ist. Die Schwingungsursache ist aus der durch den Anwender aufgebrachten Schleifbewegung resultierend, wie der Abgleich mit Videomaterial des Versuchs zeigte. Eine Anregung der höherfrequenten Schwingungsanteile entsteht dadurch jedoch nur in begrenztem Maße.

Die weiteren Messstellen zur Bewegungserfassung der Motorwelle bei den beiden Anwendungen *Anfasen von Stahl* und *Schleifen von Stahl* weisen keine weiteren besonderen Schwingungscharakteristiken auf. Die vorgestellten Ergebnisse für das Trennen von Stahlblech sind hierauf übertragbar, wobei die unterschiedlichen Niveaus der elektrischen Leistungsaufnahme sich auf die Schwingungsamplituden auswirken



**Abbildung 5.21:** Schwingung der Motorwelle zwischen Kollektor und B-Lager durch Messung des Abstands an Messstelle 14 in Abb. 5.7 beim Schleifen von Stahlblech mit dem Sensorgerät ID179. In (a) ist der zeitliche Verlauf der elektrischen Eingangsleistung dargestellt, in (b) der Abstand zwischen Gehäuse und Motorwelle in negativer BY-Richtung, der mit einem Offset versehen wurde.

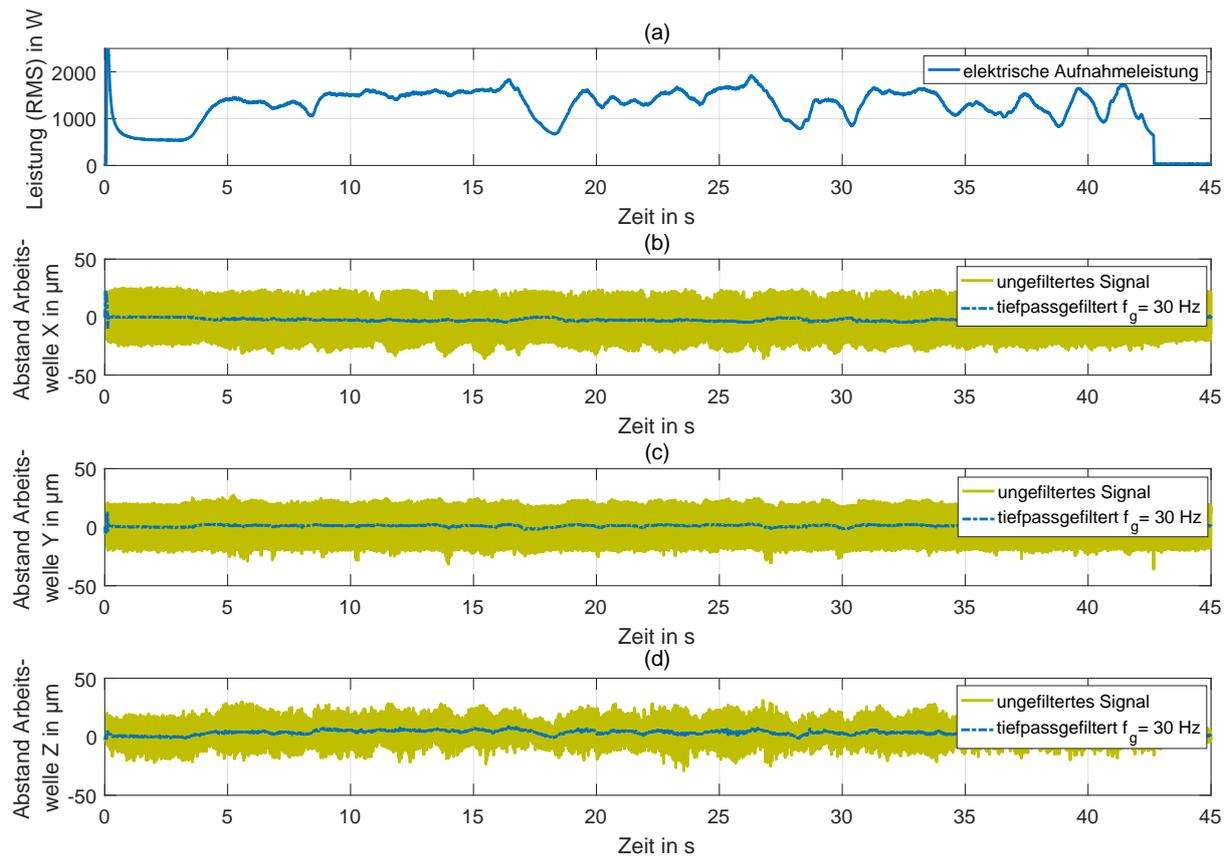
und die beim *Trennen von Stahl* breitbandige Anregung der translatorischen Schwingung beim *Anfasen von Stahl* und *Schleifen von Stahl* nicht beobachtet werden konnte.

### Translatorische Bewegung der Arbeitswelle

*In diesem Kapitel wurden Vorveröffentlichungen<sup>234</sup> einbezogen, in denen Inhalte dieses Kapitels durch den Autor im Rahmen einer Mitautorenschaft publiziert sind. Sie werden aus Gründen der Übersichtlichkeit im Text nicht gesondert gekennzeichnet.*

Die Bewegung der Arbeitswelle beim Trennen von Stahlblech ist in Abbildung 5.22 (b) bis (d) dargestellt. In Abb. 5.22 (a) ist der dazugehörige zeitliche Verlauf der elektrischen Leistungsaufnahme gezeigt. Die Amplituden sind deutlich geringer als dies bei der Motorwelle der Fall ist, wobei der kürzere Lagerabstand, die steifere Lageranbindung sowie die geringere Drehzahl der Arbeitswelle Gründe hierfür sein können. Die beiden radialen Bewegungsrichtungen der Arbeitswelle weisen einen dynamischen Rundlauffehler von ca. 40 µm auf, wobei sich der Spitzenwert in X-Richtung in einigen Betriebszuständen (bspw. bei 11 s und 13 s in Abb. 5.22) auf etwa den halben Wert verringert. Der niederfrequente Anteil liegt im einstelligen Mikrometerbereich und ist

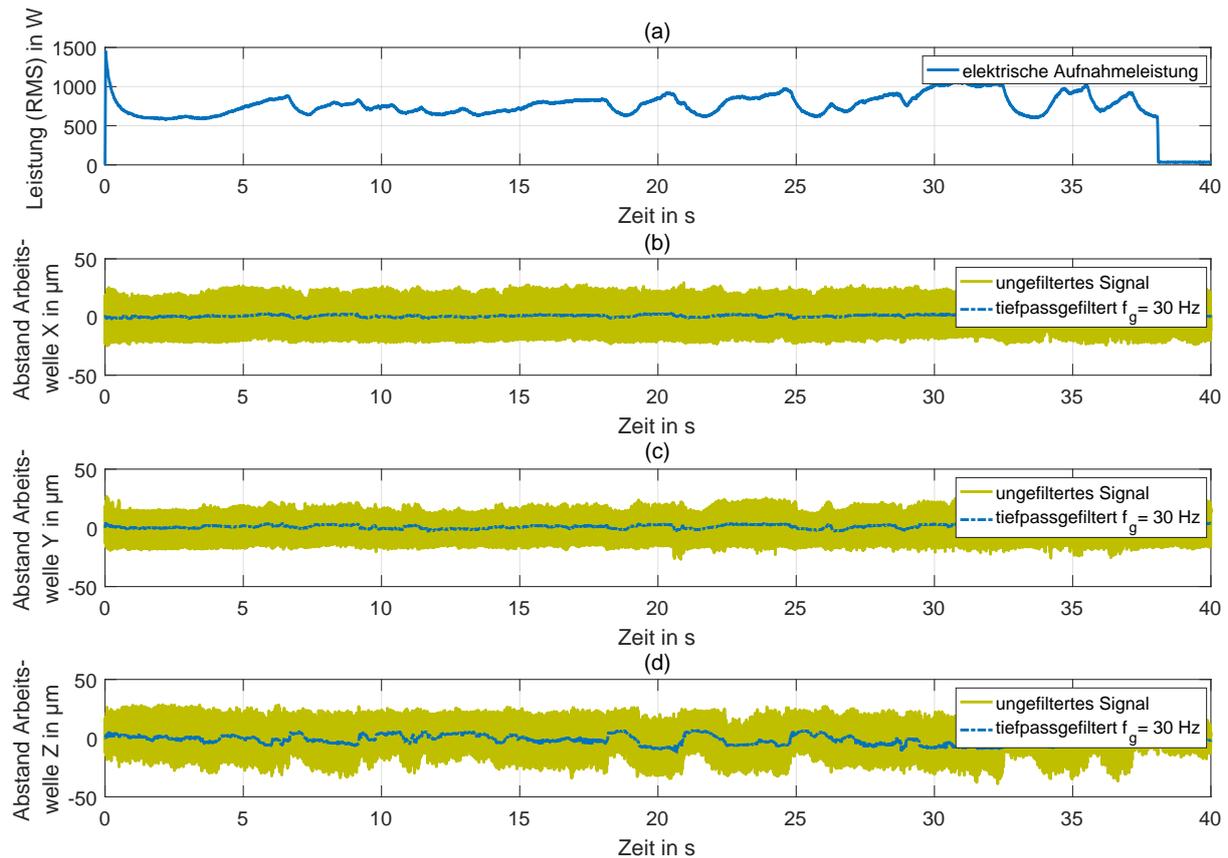
<sup>234</sup> Matthiesen et al. 2016b.



**Abbildung 5.22:** Schwingung der Arbeitswelle durch Messung des Abstands an Messstelle 1, 8 und 11 in Abb. 5.7 beim Trennen von Stahlblech mit dem Sensorgerät ID179. In (a) ist der zeitliche Verlauf der elektrischen Eingangsleistung dargestellt, in (b) der Abstand zwischen Gehäuse und Arbeitswelle in neg. X-Richtung, in (c) der Abstand zwischen Gehäuse und Arbeitswelle in pos. Y-Richtung, in (d) der Abstand zwischen Gehäuse und Arbeitswelle in neg. Z-Richtung. Alle Abstandssignale sind mit einem Offset versehen.

belastungsabhängig. In axialer Richtung (Abstand Arbeitswelle Z) sind größere Wellenbewegungen zu beobachten, wobei die höherfrequenten Anteile stärker angeregt werden. Im Frequenzspektrum äußert sich dies durch eine breitbandige Anregung, die besonders stark im Bereich zwischen 400-500 Hz ausgeprägt ist. In den beiden radialen Richtungen sind die Ausprägungen drehzahlabhängig, wobei neben der Grunddrehzahl auch die höheren Ordnungen angeregt werden.

Der zeitliche Verlauf der Bewegung der Arbeitswelle beim Anfasen von Stahlblech ist in Abbildung 5.23 (b) bis (d) für die drei Raumrichtungen dargestellt. In Abbildung 5.23 (a) ist der dazugehörige Verlauf der elektrischen Leistungsaufnahme gezeigt. Der dynamische Rundlauf im Leerlaufbetrieb ist etwas kleiner als bei der Anwendung *Trennen*, was möglicherweise auf die unterschiedlichen Werkzeuge zurückzuführen ist. Das Schwingungsverhalten der Arbeitswelle in den beiden radialen Bewegungsrichtungen ist vergleichbar mit der Anwendung *Trennen*, wobei die Spitzenwerte beim Anfasen in der Y-Richtung größeren Schwankungen unterliegen. Die Schwingung in axialer Rich-

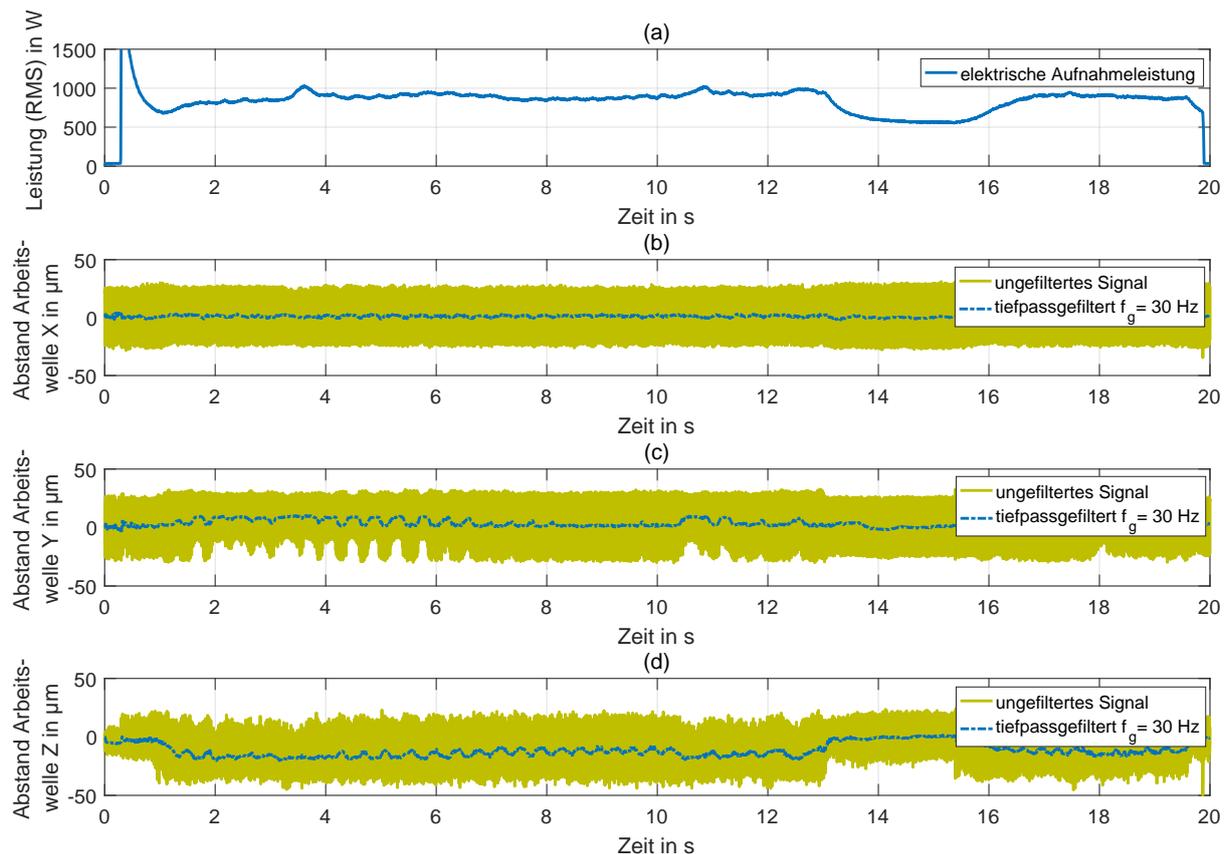


**Abbildung 5.23:** Schwingung der Arbeitswelle durch Messung des Abstands an Messstelle 1, 8 und 11 in Abb. 5.7 beim Anfasen von Stahlblech mit dem Sensorgerät ID179. In (a) ist der zeitliche Verlauf der elektrischen Eingangsleistung dargestellt, in (b) der Abstand zwischen Gehäuse und Arbeitswelle in neg. X-Richtung, in (c) der Abstand zwischen Gehäuse und Arbeitswelle in pos. Y-Richtung, in (d) der Abstand zwischen Gehäuse und Arbeitswelle in neg. Z-Richtung. Alle Abstandssignale sind mit einem Offset versehen.

tung (Z-Richtung) weist hingegen eine größere Amplitude auf und der niederfrequente Anteil der Bewegung ist belastungsabhängig. Dies ist auf die Andruckkraft zwischen Schleifscheibe und Werkstück zurückzuführen<sup>235</sup>.

Der zeitliche Verlauf der Bewegung der Arbeitswelle beim Schleifen von Stahlblech ist in Abbildung 5.24 (b) bis (d) für die drei Raumrichtungen dargestellt. In Abbildung 5.24 (a) ist der dazugehörige Verlauf der elektrischen Leistungsaufnahme dargestellt. Auffällig ist die niederfrequente Schwingung von 3-4 Hz in der Y- sowie Z-Richtung, wie sie bei der Motorwellenbewegung in Abbildung 5.21 beobachtet werden konnte. Diese, durch die Bewegung des Winkelschleifers hervorgerufene Schwingung ist aufgrund der Bewegungsrichtung nicht bzw. nur sehr schwach in der X-Richtung zu sehen. In Y-Richtung ist zwischen 1,5 und 6,5 s eine starke Schwankung der Amplitude zu beobachten, wobei diese nur in negative Z-Richtung stark ausgeprägt ist und um mehr als die Hälfte der Amplitude im Leerlauf abnimmt.

<sup>235</sup> Vgl. Matthiesen et al. 2016b, S. 24.



**Abbildung 5.24:** Schwingung der Arbeitswelle durch Messung des Abstands an Messstelle 1, 8 und 11 in Abb. 5.7 beim Schleifen von Stahlblech mit dem Sensorgerät ID179. In (a) ist der zeitliche Verlauf der elektrischen Eingangsleistung dargestellt, in (b) der Abstand zwischen Gehäuse und Arbeitswelle in neg. X-Richtung, in (c) der Abstand zwischen Gehäuse und Arbeitswelle in pos. Y-Richtung, in (d) der Abstand zwischen Gehäuse und Arbeitswelle in neg. Z-Richtung. Alle Abstandssignale sind mit einem Offset versehen.

Beim Schleifen wird durch den exzentrischen Kraftangriffspunkt an der Schleifscheibe ein Kippmoment an der Arbeitswelle induziert, was zu unsymmetrischen Kraftverhältnissen führt. Die Bewegung der Arbeitswelle wird in die negative Y-Richtung eingeschränkt. Dieses Verhalten ist damit auch abhängig von der vorliegenden Axialkraft. Die Auswirkung dieser Axialkraft ist in (d) in der Bewegung in Z-Richtung sichtbar. Die Welle bewegt sich axial in positive Z-Richtung, was in einem negativen Abstandssignal sichtbar wird. Bei Beendigung des Schleifvorgangs bewegt sich die Welle wieder in ihre ursprüngliche Lage zurück, was in Abbildung 5.24 (d) zwischen 13 und 15 s sichtbar ist.

### 5.1.3 Diskussion der Ergebnisse

Die Torsionsschwingung des Triebstrangs kann zur kurzzeitigen Aufhebung des Zahn-eingriffs führen. Dies ist besonders stark in der Anwendung *Trennen von Stahl* zu beobachten (vgl. Abb. 5.12), wobei Verdrehwinkel im Bereich des Verzahnungsspiels erreicht werden. Es ist anzunehmen, dass die Rückseiten der Zahnflanken kurzzeitig in Kontakt geraten, was durch die optische Analyse des Tellerrads nach einer Betriebszeit von mehreren Stunden gestützt wird.

Die Lagerung der Motorwelle hat starken Einfluss auf die translatorischen Schwingungen, wie beispielsweise Abbildung 5.14 zeigt. Dabei hat die Aufnahmeleistung und die Anwendung einen großen Einfluss. Die Aufnahmeleistung ist über Gleichung 2.1 direkt mit dem Drehmoment des Antriebsstrangs gekoppelt, weswegen ein Zusammenhang zwischen Belastungsmoment und Höhe der radialen Motorwellenschwingung unterstellt werden kann. In der Anwendung kann eine besonders große Schwingungsamplitude beim *Trennen von Stahl* beobachtet werden. Die beiden Anwendungen *Anfasen von Stahl* und *Schleifen von Stahl* weisen geringere Spitzenwerte in der Schwingung auf, sind aber im niederfrequenten Schwingungsbereich bis 30 Hz von den Kräften, die auf die Schleifscheibe wirken, stark beeinflusst. Dabei sind ausgeprägte Bewegungsrichtungen festzustellen. Beim *Anfasen von Stahl* ist dies die axiale Richtung der Arbeitswelle, beim *Schleifen von Stahl* die Schleifbewegung des Geräts. Es ist daher anzunehmen, dass nicht nur das Drehmoment das mechanisch-dynamische Triebstrangverhalten und damit auch die Belastungen auf die Triebstrangkomponenten beeinflusst, sondern die Kräfte ebenfalls eine wichtige Rolle spielen.

Die in diesem Kapitel vorgestellten Untersuchungen umfassen die Tätigkeiten aus Tabelle 5.2 zur Bearbeitung von Stahlwerkstoffen mit Winkelschleifern. Untersuchungen zur Bearbeitung von mineralischen Werkstoffen mit Winkelschleifern zeigen vergleichbare Ergebnisse hinsichtlich der Kraftverläufe. Unterschiede sind aufgrund der eingesetzten Werkzeuge (Trennscheiben, Schleifscheiben etc.) zu beobachten, sodass mit den in dieser Arbeit vorgestellten Untersuchungen eine große Bandbreite an Belastungszuständen abgedeckt werden kann.

Die translatorische Verlagerung der Arbeitswelle ist aufgrund der steifen Lagerung klein und bewegt sich im einstelligen Mikrometerbereich. Die Umrechnung in Kräfte wird dadurch erschwert, da die Genauigkeit der Messung großen Einfluss auf die daraus berechneten Kräfte hat. Für die Ableitung des Lastmodells bedeutet dies, dass der Zusammenhang von Kraft und Wellenverlagerung für die Sensorgeräte mit großer Genauigkeit bestimmt werden muss. In Kapitel 6.3.3 wird auf diese Problematik näher eingegangen und eine Methode hierfür vorgestellt.

Ein weiterer Aspekt bei der Messung der translatorischen Bewegung ist die begrenzte Sensoranzahl im Sensorgerät. Aufgrund von Bauraumbeschränkungen ist nur eine begrenzte Zahl an Sensoren zeitgleich zu applizieren, sodass zwar die translatorische Bewegung der Arbeitswelle in den drei Raumrichtungen zeitgleich, eventuell auftretende Kippmomente jedoch nicht separat erfasst werden können. Zudem wurde der Winkel zwischen Schleifscheibe und Werkstück nicht erfasst, sodass die Richtung des Kraftvektors an der Schleifscheibe unbekannt ist und nicht zur Berechnung der Kräfte zur Verfügung steht. Für die Nutzung der Ergebnisse zur Aufbringung der äußeren mechanischen Belastungen am Antriebsstrangprüfstand bedeutet dies Einschränkungen in der Abbildung des mehrachsigen Kraftzustands. Im Lastmodell, das die äußeren mechanischen Belastungen am Antriebsstrangprüfstand abhängig vom Betriebspunkt berechnet, werden damit die sechs Richtungen (drei Krafrichtungen und drei Momentenrichtungen) auf drei translatorische Richtungen reduziert. Damit fließen die Kippmomente in die translatorischen Kräfte ein, was erhöhte Kräfte in translatorischer Richtung erwarten lässt.

Die Instrumentierung der Maschinen mit Sensorik kann die Haltung der Maschine durch den Anwender und damit den Arbeitsprozess beeinflussen. Nach Aussage der Probanden ist die subjektiv empfundene Störung durch die Instrumentierung gering. Die während den Untersuchungen erstellten Videoaufzeichnungen zeigen ebenfalls keine Auffälligkeiten bei der Haltung der Maschinen, sodass der Einfluss aus der Instrumentierung der Maschinen auf die Untersuchungsergebnisse als gering eingestuft wird. Dennoch wird für zukünftige Untersuchungen eine Verbesserung der Sensorintegration in die Maschine empfohlen. Hierzu bietet sich die Integration der Sensorik in die Triebstrangkomponenten und die Nutzung der Wälzlager zur Übertragung der Signale von den rotierenden Bauteilen an. Aktuelle Forschungsarbeiten<sup>236</sup> befassen sich mit der Sensorintegration in Maschinenelementen sowie die Nutzung von Maschinenelementen als Sensor. Für die vorgestellte Instrumentierung der Maschinen besteht aus Sicht des Autors großes Potential durch Sensorintegration den Einfluss der Messtechnik auf die Untersuchungsergebnisse weiter zu reduzieren.

---

<sup>236</sup> Vgl. Vogel/Kirchner 2017, Schirra et al. 2017, Martin et al. 2018, Vorwerk-Handing et al. 2018.

## 5.2 Experimentelle Untersuchungen mit Akkuboehrschraubern

*In diesem Kapitel wurden Vorveröffentlichungen<sup>237</sup> einbezogen, in denen Inhalte dieses Kapitels durch den Autor im Rahmen einer Mitautorenschaft publiziert sind. Sie werden aus Gründen der Übersichtlichkeit im Text nicht gesondert gekennzeichnet.*

Ziel der experimentellen Untersuchungen ist der Aufbau von Systemverständnis über das Antriebsstrangverhalten des Akkuboehrschraubers sowie die Ableitung eines Lastmodells, das die externen mechanischen Lasten am Antriebsstrangprüfstand abhängig vom Betriebspunkt berechnet, aus den Untersuchungsergebnissen.

### 5.2.1 Methoden und Versuchsaufbau

#### Auswahl der Testfälle

Die Auswahl relevanter Testfälle erfolgt im Hinblick auf die Untersuchungsziele und im Hinblick auf die Untersuchungsmöglichkeiten am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand. Die Testumgebung ist für die Entwicklung von mechanischen Skalierungsmodellen konzipiert und dient dabei primär der Untersuchung des Systemverhaltens der Überrasstkupplung. Als Anwendungen kommen daher Schraubanwendungen in Betracht, wobei die Auswahl auf die beiden Anwendungen *Einschraubungen in Holz mit versenktem Schraubenkopf* und *Anschrauben eines Flachverbinders an einen Holzbalken* fällt. Letztere Anwendung wird im folgenden Ergebniskapitel detailliert vorgestellt. Variiert wird der Schraubendurchmesser, die Kupplungsstufe und die Triggerposition<sup>238</sup>.

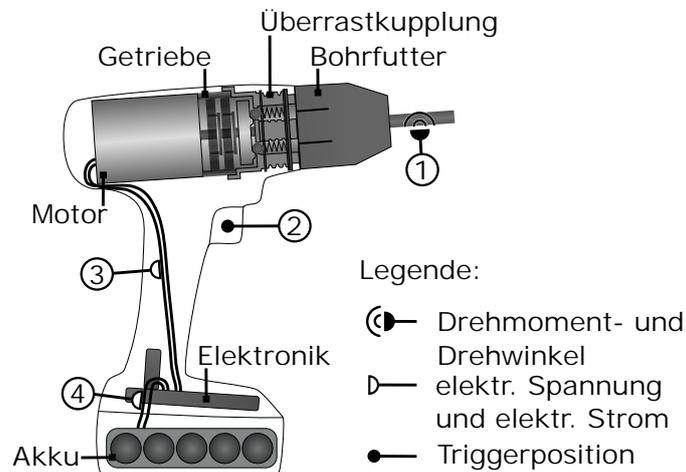
#### Festlegung der Messgrößen und Messstellen

Eine wichtige Größe bei der Begrenzung des Drehmoments durch die Überrasstkupplung ist das maximal auftretende Drehmoment sowie der zeitliche Verlauf des Drehmoments. Eine Drehmomentmessung direkt an der Überrasstkupplung ist aus Bauraumgründen nur mit großem Aufwand möglich. Eine alternative Messstelle ergibt sich an der Bitaufnahme, da diese Schnittstelle einerseits die lastseitige Systemgrenze der Maschine darstellt und andererseits durch den 1/4" Normsechskant auf kommerziell verfügbare Drehmomentensensoren zurückgegriffen werden kann. Neben dem Drehmoment als Flussgröße ist die Drehzahl als Potentialgröße eine charakteristische Größe für das Maschinenverhalten.

<sup>237</sup> Steck et al. 2019.

<sup>238</sup> Die Triggerposition ist die quantitative Größe für die Betätigung der Einrichtung zur Drehzahlsteuerung durch den Anwender. Sie gibt den Wert der Schalterstellung des Trigger-Schalters der Maschine an.

Als Sensorkombination sind beide Sensoren in einem Schleifring-Drehmomentsensor des Messtechnikherstellers KISTLER INSTRUMENTE GMBH<sup>239</sup> integriert. Die Sensorkombination wird an der Schnittstelle zwischen Bohrfutter und Bit integriert. Die Messgrößen und Messstellen des Sensorschraubers sind in Abbildung 5.25 dargestellt und deren Erläuterung in Tabelle 5.5 zusammengefasst.



**Abbildung 5.25:** Messgrößen und Messstellen des Sensorschraubers. Die Messgrößen sind in Tabelle 5.5 beschrieben.

**Tabelle 5.5:** Messgrößen des Sensorschraubers. Die Sensorpositionen sind in Abb. 5.25 dargestellt.

Nr. in Abb. 5.25	Messgröße	Einheit	Position	Sensor
1	Drehmoment	Nm	zwischen Bit und Bohrfutter	Kistler 4501A020HA
1	Drehwinkel	°	zwischen Bit und Bohrfutter	Kistler 4501A020HA
2	Triggerwert	V	-	Spannungsmessung 0-5 V
3	Motorspannung	V	elektrische Spannung am Motor	LEM LV 25-P
3	Motorstrom	A	elektrischer Strom am Motor	LEM CASR 25-NP
4	Eingangsspannung	V	elektrische Spannung am Akku	LEM LV 25-P
4	Eingangsstrom	A	elektrischer Strom am Akku	LEM CASR 15-NP

Die Eingangsgrößen des elektromechanischen Antriebsstrangs sind auf elektrischer Seite die leistungsdefinierenden Größen elektrischer Strom und elektrische Spannung zwischen Power-Tool-Batterie und elektrischem Energieumformer bzw. zwischen elektrischem Energieumformer und Antriebsmotor. Diese Systemgrößen sollen erfasst werden. Hierfür werden Stromwandler des Herstellers LEM HOLDING SA<sup>240</sup> in die elektrische Leitung integriert. Aufgrund des Messprinzips auf Halleffekt-Basis sind Stromwandler für DC-, Wechsel- und transiente Ströme geeignet. Durch die prinzipbedingte galvanische

<sup>239</sup> <https://www.kistler.com/>

<sup>240</sup> <http://www.lem.com/>

Trennung der Last- und Messseite ist eine problemlose Integration möglich. Zu beachten ist der Spannungsabfall über die zusätzlich elektrische Leitung zum Stromsensor, sodass hierdurch zusätzliche Messabweichungen in der Spannung zu erwarten sind. Für die Erfassung der durch den Anwender steuerbare Handtrigger soll ein interner Abgriff der Triggerposition erfolgen. Der Abgriff der elektrischen Spannung am Trigger entspricht dabei einem der Triggerposition<sup>241</sup> proportionalen Wert.

### Ausstattung eines Referenzgeräts mit Sensorik

Als Referenzgerät dient ein Akkubohrschrauber der 18V-Klasse. Das Sensorgerät ist in Abbildung 5.26 dargestellt. Die Drehmomentmesswelle mit integrierter Drehwinkel erfassung wird an einem Blech zur Verdrehsicherung befestigt, die elektrischen Leitungen zwischen Batterie und Elektronik sowie Elektronik und Motor sind nach außen geführt, sodass die elektrischen Größen *Strom* und *Spannung* mit den Messkarten (vgl. Tab. 5.5 und Abb. B.1 in Anh. B) erfasst werden können. Dabei sind die Messleitungen für die Strommessung zwischen Sensorgerät und Messkarte kurz zu wählen, um einen zusätzlichen Spannungsabfall gering zu halten. Die Messung der Triggerposition erfolgt durch das Herausführen des Eingangspins der Steuerelektronik für das Triggersignal. Dort liegt ein elektrisches Spannungssignal in Abhängigkeit der Triggerposition zwischen 0-5 V an. Zusätzlich können über eine externe Vorgabe Triggerpositionen wiederholbar vorgegeben werden, sodass sich in den manuellen Tests die Vorgabegrößen reproduzierbar einstellen lassen.

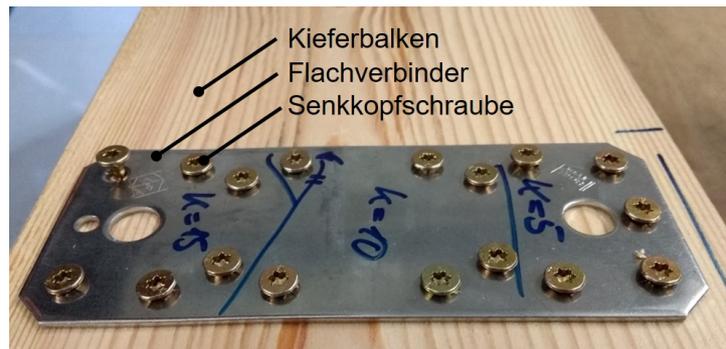


**Abbildung 5.26:** Fotografische Darstellung des Sensorschraubers zur Messung der mechanischen Größen an der Werkzeugaufnahme und den elektrischen Größen.

<sup>241</sup> Die Triggerposition ist die quantitative Größe für die Betätigung der Einrichtung zur Drehzahlsteuerung durch den Anwender. Sie gibt den Wert der Schalterstellung des Trigger-Schalters der Maschine an.

## Versuchsdurchführung

Die Versuchsdurchführung erfolgt im institutseigenen Testlabor. Es wird die Anwendung *Anschrauben eines Flachverbinders an einen Holzbalken* untersucht (vgl. Abb. 5.27). Es wird ein vollfaktorieller Versuchsplan (vgl. Tab. B.3) durchgeführt. Die dabei verwendeten Faktoren und Faktorstufen sind in Tabelle 5.6 dargestellt. Jeder Versuch wird fünfmal wiederholt, da es sich um eine explorative Studie handelt und Einflüsse auf die Bewertungsgrößen ermittelt werden sollen.



**Abbildung 5.27:** Schraubenanwendung mit Kieferbalken und Flachverbinder.<sup>242</sup>

**Tabelle 5.6:** Faktoren und Faktorstufen bei den Akkuboehrschrauberuntersuchungen.

Faktorstufe	Schraubendurchmesser	Triggerposition	Kupplungsstufe
1	4 mm	50 %	5
2	5 mm	70 %	10
3	6 mm	-	15

## Auswertung

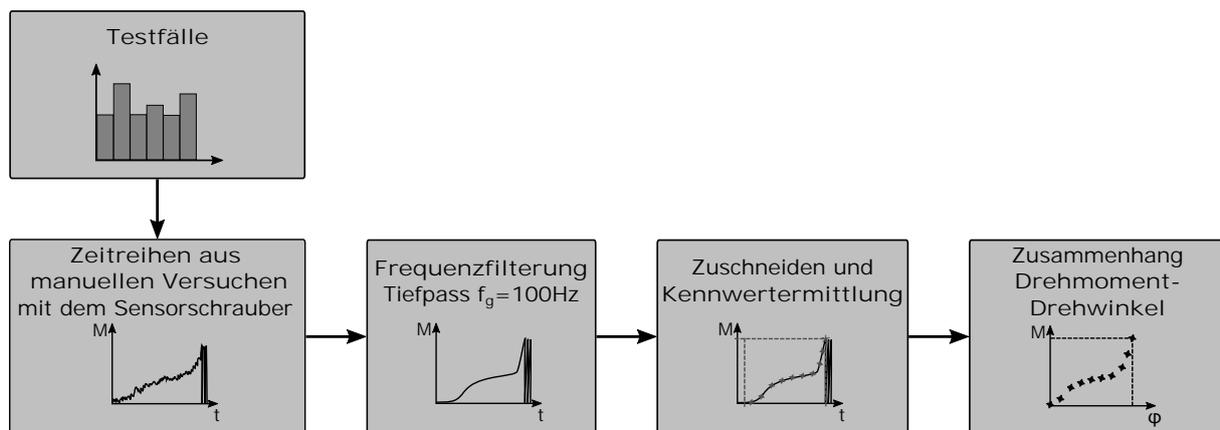
Die Auswertung der Versuche erfolgt anhand der folgenden Kenngrößen:

- Drehmoment-über-Drehwinkel-Kennlinie
- Streuung der Hüllkurven (Standardabweichung und Spannweite) der Drehmoment-Drehwinkel-Kennlinien
- maximales Drehmoment bei der Auslösung der Überraschkupplung

Das Vorgehen zur Auswertung der manuellen Versuche mit dem Akkuboehrschrauber und die Berechnung des Drehmoment-Einschraubwinkel-Zusammenhangs ist in Abbildung 5.28 dargestellt. Die für die untersuchten Testfälle vorliegenden Zeitreihen werden zunächst frequenzgefiltert. Dabei wird für das Drehmomentsignal ein Tiefpassfilter

<sup>242</sup> Bildquelle: Steck et al. 2019; veränderte Darstellung.

5. Ordnung mit einer Grenzfrequenz von 100 Hz eingesetzt. Die Zeitreihen werden zugeschnitten, um mehrere Messungen zeitlich zu synchronisieren. Dies ist notwendig, da es beim Ansetzen zu einer geringen Winkelverdrehung kommt und damit der Startpunkt der Messung nicht eindeutig aus dem Einschraubwinkel hervorgeht. Die Synchronisierung der Messungen erfolgt auf einen Schwellwert (Threshold) im Drehwinkelsignal. Die Berechnung des Kupplungsmoments erfolgt über die Ermittlung des maximalen Drehmoments vor dem ersten Abfall des Drehmoments bei aktiver Überrasstkupplung. Als Kriterium zur Detektion der aktiven Überrasstkupplung wird ein abfallender Drehwinkel von mehr als  $2^\circ$  festgelegt. Aus den zugeschnittenen Messdaten werden Drehmoment-Drehwinkel-Kennlinien generiert.

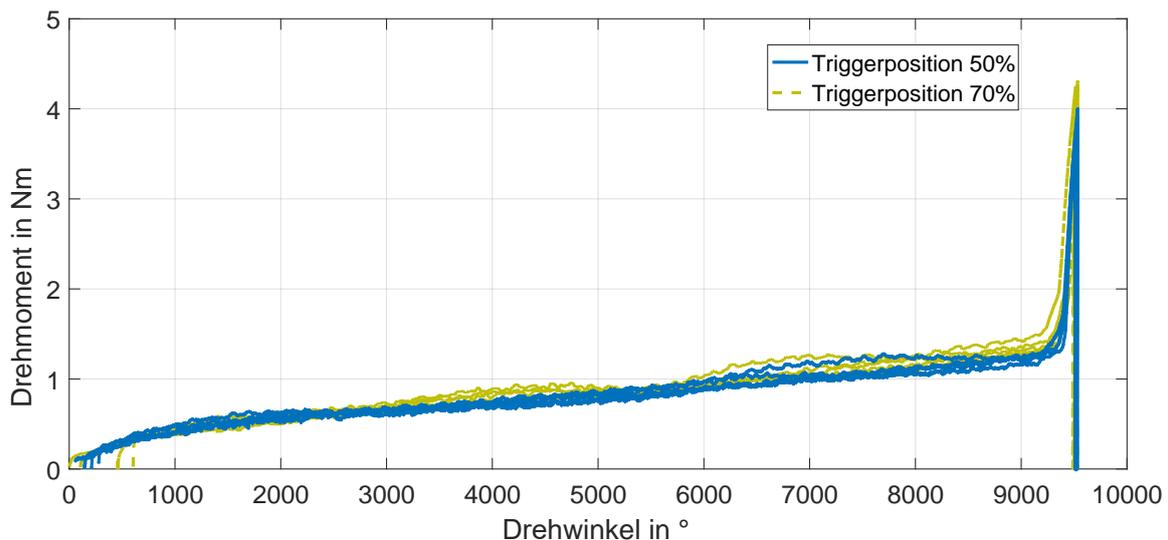


**Abbildung 5.28:** Vorgehen zur Auswertung der manuellen Versuche mit dem Akkubohrschrauber zur Berechnung des Drehmoment-Drehwinkel-Zusammenhangs.<sup>243</sup>

## 5.2.2 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen mit dem Sensorschrauber

Die manuellen Versuche werden entsprechend der in Abbildung 5.28 gezeigten Schritte ausgewertet. Für die beiden Triggerpositionen 50 % und 70 % sind jeweils fünf Messungen für den Parametersatz 4 mm Schraubendurchmesser und Kupplungsstufe 15 in Abbildung 5.29 dargestellt. Die Drehmoment-Drehwinkel-Zusammenhänge zeigen einen charakteristischen Verlauf mit einem im Drehwinkel ab ca.  $9400^\circ$  stark ansteigenden Drehmoment. Das Drehmoment ist durch die Überrasstkupplung auf ca. 4,2 Nm begrenzt. Tendenziell ist das maximale Drehmoment für die Triggerposition 50 % geringer als bei Triggerposition 70 %, wobei aufgrund der Streubreite und des geringen Unterschieds hierzu keine eindeutige Aussage getroffen werden kann.

<sup>243</sup> Bildquelle: In Anlehnung an Steck et al. 2019.



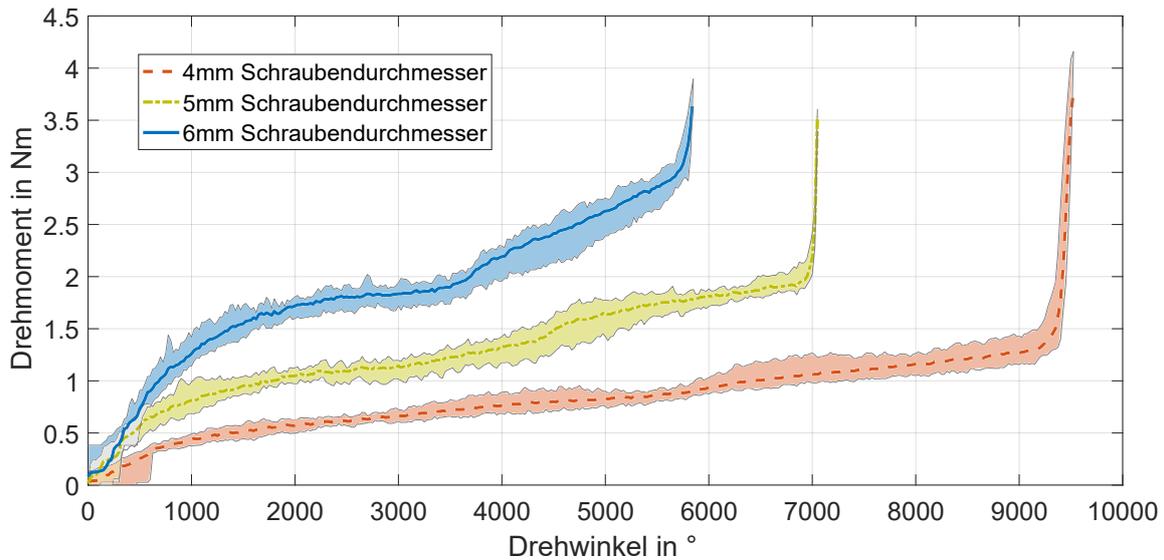
**Abbildung 5.29:** Drehmoment-Drehwinkel-Zusammenhang in Abhängigkeit der Triggerposition für den Parametersatz 4 mm Schraubendurchmesser und Kupplungsstufe 15.<sup>244</sup>

Die Drehmoment-Drehwinkel-Zusammenhänge für unterschiedliche Schraubendurchmesser sind in Abbildung 5.30 dargestellt. Es ist der Mittelwertverlauf (als Kurve) sowie die Begrenzung durch den maximalen und minimalen Verlauf der Versuchswiederholungen (eingefärbter Bereich) dargestellt. Durch die vollfaktorielle Versuchsplanung werden Mittel-, Minimal- und Maximalwert aus jeweils 30<sup>245</sup> Versuchswiederholungen gebildet. Der maximale Drehwinkel sowie der damit verbundene flachere Verlauf des Drehmoments über dem Drehwinkel nimmt mit dem Schraubendurchmesser zu, da die Gewindesteigung der Holzschrauben ebenfalls mit steigendem Schraubendurchmesser zunimmt.

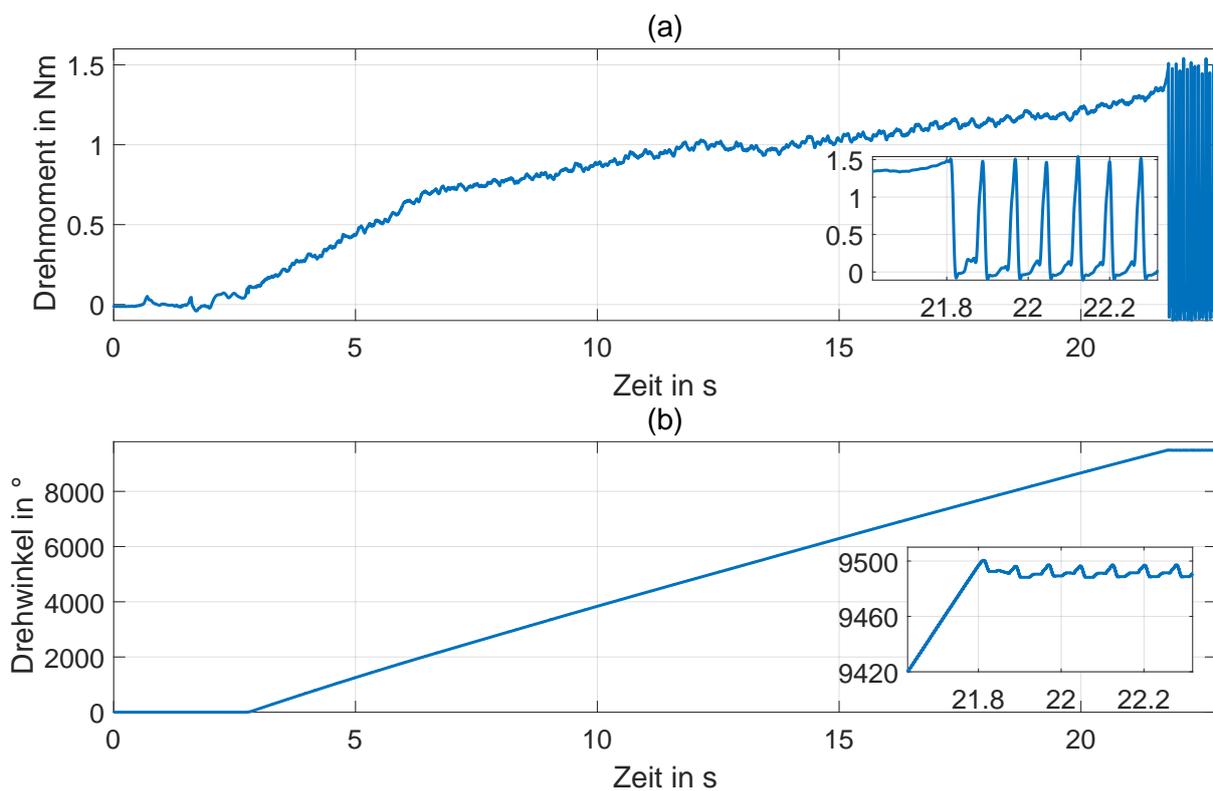
Der Zeitverlauf des Drehmoments und Drehwinkels an der Ausgangswelle des Akkuboehrschraubers während eines Einschraubvorgangs mit aktiver Überrasstkupplung ist in Abbildung 5.31 dargestellt. Der Einschraubvorgang beginnt bei etwa 2,8 s und erfolgt mit näherungsweise konstanter Änderungsrate des Eindrehwinkels bis die Überrasstkupplung aktiv ist, was durch das Erreichen des Kupplungsmoments verursacht wird. Die Detailansicht in Abbildung 5.31 zeigt die Aktivierung der Überrasstkupplung für die ersten sieben Überrasstungen. Bei aktiver Überrasstkupplung ist ein starker Abfall des Drehmoments zu erkennen, der kurzzeitig negative Werte annimmt, anschließend kurzzeitig auf einen Wert von 0,1-0,2 Nm ansteigt, bevor ein steiler Anstieg des Drehmoments zur nächsten Überrasstung führt. Der Drehwinkel ändert sich bei aktiver Überrasstkupplung zyklisch um 8-12 °.

<sup>244</sup> Bildquelle: Steck et al. 2019.

<sup>245</sup> Für den Schraubendurchmesser 6 mm werden aufgrund einer Fehlmessung lediglich 29 Messungen berücksichtigt.



**Abbildung 5.30:** Drehmoment-Drehwinkel-Zusammenhang in Abhängigkeit des Schraubendurchmessers. Die eingefärbten Flächen geben die Spannweiten der Versuchswiederholungen an.<sup>246</sup>



**Abbildung 5.31:** Zeitverlauf des Drehmoments in (a) und Drehwinkels in (b) an Position 1, Abb. 5.25 während eines Einschraubvorgangs mit aktiver Überrasstkupplung. Die Messung erfolgte bei Kupplungsstufe 5 und 50 % Triggerposition.

<sup>246</sup> Bildquelle: Steck et al. 2019.

In Tabelle 5.7 sind Kennwerte zur Bewertung des Kupplungsmoments für drei Kupplungsstufen dargestellt. Die Kennwerte sind aus jeweils 30<sup>247</sup> Einzelmessungen berechnet und wurden mit dem Lilliefors-Test (5 % Signifikanzwert) auf Normalverteilung überprüft. Die Mittelwerte liegen zwischen 1,5 Nm für Kupplungsstufe 5 und 4 Nm für Kupplungsstufe 15, wobei die Spannweite zwischen 0,3 Nm für Kupplungsstufe 5 und 0,8 Nm für Kupplungsstufe 15 beträgt. Die Standardabweichung des Kupplungsmoments liegt zwischen 0,1 Nm und 0,2 Nm und damit für alle drei Kupplungsstufen unter 5 % des Kupplungsmoments.

**Tabelle 5.7:** Kennwerte zur Bewertung der Streuung des Kupplungsmoments für drei Kupplungsstufen der Überrasstkupplung.

Kupplungsstufe	Mittelwert in Nm	Standardabweichung in Nm	Spannweite in Nm
5	1,51	0,07	0,30
10	2,70	0,10	0,45
15	3,96	0,19	0,77

### 5.2.3 Diskussion der Ergebnisse

Die Drehmoment-Drehwinkel-Zusammenhänge zeigen ein, für Holzeinschraubungen charakteristisches Verhalten<sup>248</sup>. Die Untersuchungsergebnisse decken sich mit denen von Blaß und Siebert<sup>249</sup>, die Drehmoment-über-Einschraubtiefe-Zusammenhänge für unterschiedliche Holz- und Schraubenarten ermittelt haben. Die Ergebnisse zeigen einen geringen Einfluss der Triggerposition und damit der Antriebsdrehzahl auf das Kupplungsmoment für den untersuchten Parameterraum (vgl. Abb. 5.29).

Die Variation des Schraubendurchmessers zeigt die Verschiebung des Drehmoment-Drehwinkel-Zusammenhangs, was durch die damit verbundene Änderung der Gewindesteigung, aber auch durch die Änderung des Kerndurchmessers der Schraube, resultiert. Für die Lastmodelle bedeutet das, dass die abzubildenden Eigenschaften, wie das Einschraubdrehmoment für die Schraubengeometrie/Werkstück-Kombination, bekannt sein muss. Dies kann entweder auf theoretischer Basis geschehen, wenn die Beziehungen zwischen Gestalt und Funktion bekannt sind oder über eine experimentelle Ermittlung, wie in dieser Untersuchung gezeigt.

Die zeitlichen Verläufe des Drehmoments sowie des Drehwinkels zeigen charakteristische Merkmale bei aktiver Überlastkupplung und werden als Referenz zur Verifikation des scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstands in Kapitel 6.4.4 herangezogen. Das

<sup>247</sup> Für den Schraubendurchmesser 6 mm werden aufgrund einer Fehlmessung nur 29 Messungen berücksichtigt.

<sup>248</sup> Vgl. Schweizer 2011, S. 1059.

<sup>249</sup> Blaß/Siebert 1999.

Kupplungsmoment, das durch die Einstellung der Überrasstkupplung bestimmt wird, weist eine geringe Streuung auf, was auf eine gute Wiederholbarkeit dieses Kennwerts hindeutet. Für die Untersuchungen der Überrasstkupplung am Antriebsstrangprüfstand bedeutet dies, dass auch hier mit geringer Streuung der Ergebnisse durch das Verhalten der Überrasstkupplung zu rechnen ist. Mit den Untersuchungsergebnissen liegt ein Maß für die Streuung der Bewertungsgröße *Kupplungsmoment* vor, welche in der Verifikation des Lastmodells in Kapitel 6.4.4 herangezogen wird.

Die Erkenntnisse aus den Untersuchungen bilden die Grundlage für die Vorgabe der externen mechanischen Lasten am Antriebsstrangprüfstand. Dazu werden die Drehmoment-Einschraubwinkelbeziehungen in ein Lastmodell überführt, das abhängig vom Betriebspunkt des Antriebsstrangs das am Bohrfutter anliegende Lastmoment berechnet. Durch die Überführung des in der Anwendung gemessenen Drehmoments in das Lastmodell wird die anwendungsnahe Belastung des Antriebsstrangs am Prüfstand erreicht. Die Ableitung des Lastmodells wird in Kapitel 6.4.3 vorgestellt.

### **5.3 Fazit zu den experimentellen Untersuchungen in manuellen Tests**

Die experimentellen Untersuchungen mit den Sensorgeräten zeigen das Systemverhalten des Antriebsstrangs in den untersuchten Anwendungen. Es lassen sich charakteristische Betriebspunkte und Systemgrößen identifizieren. Die Ergebnisse der Untersuchungen werden in Kapitel 6 zur Erzeugung der Lastmodelle für die Antriebsstrangprüfstände verwendet. Das Lastmodell bildet im Antriebsstrangprüfstand die äußeren mechanischen Belastungen ab.

Bei Winkelschleifern konnten torsionale Schwingungen identifiziert werden, die während der Anwendung unter Belastung besonders starke Schwingungsamplituden aufweisen. Die translatorische Schwingungsanregung von Motor- und Arbeitswelle ist anwendungs- und belastungsabhängig. Für die Ableitung von Lastmodellen zur Abbildung der mechanischen Lasten am Antriebsstrangprüfstand kann die Verlagerung der Wellen herangezogen werden. Dazu wird der niederfrequente Anteil der Arbeitswellenbewegung verwendet. Über den Zusammenhang von äußeren Kräften und der Wellenbewegung in der Maschine soll daraus in Kapitel 6.3.4 ein Lastmodell abgeleitet werden.

Bei Akkubohrschraubern wurde der Einfluss auf den Drehmomentverlauf sowie das durch die Überrasstkupplung begrenzte Drehmoment in Einschraubanwendungen untersucht. Mit der Ableitung von Drehmoment-Drehwinkel-Zusammenhängen sind zeitunabhängige Einschraubcharakteristiken verfügbar, welche für die Ableitung eines Lastmodells in Kapitel 6.3.4 genutzt werden. Damit basiert die Lastvorgabe des Antriebs-

strangprüfstands auf den in den manuellen Tests ermittelten Drehmomentbelastungen. Die für die Kupplungsstufen ermittelten Kupplungsmomente sowie die dabei beobachtete Auslösecharakteristik können als Bewertungsgröße für die Untersuchungen am Antriebsstrangprüfstand herangezogen werden.

Ergebnis der experimentellen Untersuchungen sind die systemspezifischen Erkenntnisse der untersuchten handgehaltenen Maschinen sowie die Methoden zur Ermittlung dieser Erkenntnisse. Zudem stehen aus den systemspezifischen Untersuchungsergebnissen Belastungsverläufe der Maschinen zur Verfügung, welche zur Ableitung von Lastmodellen für die Antriebsstrangprüfstände genutzt werden. Mit den vorgestellten Ergebnissen der experimentellen Untersuchungen in manuellen Tests konnte die erste Teilforschungsfrage

Wie können die inneren, belastungsabhängigen Systemzustände von handgehaltenen Power-Tools in der Anwendung erfasst werden?

beantwortet werden.



## **6 Antriebsstrangprüfstände für handgehaltene Power-Tools**

In diesem Kapitel wird die Entwicklung von zwei Antriebsstrangprüfständen vorgestellt. Zunächst erfolgt die Anforderungsformulierung an die Antriebsstrangprüfstände. Anschließend werden die beiden Prüfstände in ihrer Umsetzung und die Generierung der Lastmodelle für die Antriebsstrangprüfstände beschrieben. Zum Schluss des Kapitels erfolgt die Verifikation beider Prüfstände anhand der formulierten Anforderungen.

### **6.1 Anforderungen an Antriebsstrangprüfstände für handgehaltene Power-Tools**

Die Anforderungen an die Antriebsstrangprüfstände ergeben sich aus den Untersuchungszielen. Für die in diesem Kapitel vorgestellten Antriebsstrangprüfstände stehen Dynamikuntersuchungen zur Abstimmung der Triebstrangkomponenten im Fokus. Ziel ist es dabei, mit Hilfe von Antriebsstrangprüfständen Konstruktionszielgrößen zu ermitteln und damit die Entwicklung zu einem frühen Zeitpunkt mit Zielgrößen für die Umsetzung in Entwicklungsvarianten zu unterstützen. Diese Entwicklungsvarianten können auf dem Antriebsstrang getestet und das Systemverhalten analysiert werden. Um eine Aussage zum Systemverhalten zwischen den Entwicklungsvarianten bewerten zu können, ist das Testen unter wiederholbaren Randbedingungen erforderlich. Als Anforderung an den Prüfstand leitet sich also die Wiederholbarkeit der Testbedingungen ab. Gleichzeitig ist es notwendig, dass realitätsnahe Betriebszustände während des Tests vorliegen. Dies soll durch die Nutzung der Ergebnisse aus Kapitel 5 und daraus abgeleiteten Lastmodelle sichergestellt werden.

Eine weitere Anforderung ist die Flexibilität und Modularität der Aufbauten des Antriebsstrangprüfstands im Hinblick auf die Untersuchungsziele und bei der Einbindung des zu untersuchenden Systems in den Antriebsstrang. Hierzu sollen unterschiedliche Konfigurationen der Prüfstandaufbauten ermöglicht werden sowie verschiedene Anwendungen und Testfälle einfach integrierbar sein. Diese Anforderung ist wichtig für die zukünftige

Nutzung in der Produktentwicklung, da ein Antriebsstrangprüfstand für unterschiedliche Fragestellungen eingesetzt wird. Insbesondere bei Verwendung über mehrere Entwicklungs- und Produktgenerationen ist eine Anpassung an die Untersuchungsziele zwingend notwendig, wenn der Entwicklungsprüfstand langfristig eingesetzt werden soll.

So ist es häufig zweckmäßig, gezielt einzelne Parameter einzustellen, um deren Auswirkung auf das Gesamtsystemverhalten zu ermitteln. Beispielsweise soll der Einfluss einer geringeren Drehzahlrückung bei einem unveränderten Lastmomentprofil oder das Schwingungsverhalten der Motorwelle ohne Einfluss der elektrischen Feldkräfte untersucht werden. Solche Untersuchungen sind in einem handgehaltenen Power-Tool ohne größere Modifikationen nicht möglich. Antriebsstrangprüfstände ermöglichen jedoch solche Untersuchungsszenarien.

Zusammenfassend ergeben sich also die folgenden Anforderungen an die Antriebsstrangprüfstände:

1. Einsatz des Antriebsstrangprüfstands zur Ermittlung von Konstruktionszielgrößen
2. Abbildung wiederholbarer Testbedingungen
3. Integration von Lastmodellen
4. Flexibilität und Modularität der Untersuchungssetups

Die allgemeinen Anforderungen werden für die beiden Antriebsstrangprüfstände in Kapitel 6.3.1 und 6.4.1 in konkreten Anforderungen an den Prüfstand formuliert. Die Überprüfung der Anforderungen erfolgt in Kapitel 6.3.5 und 6.4.4 sowie anhand von beispielhaften Untersuchungsszenarien in Kapitel 7.

## 6.2 Methodischer Ansatz und Vorgehen

Der für die Antriebsstrangprüfstände zugrundeliegende Ansatz ist der IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz für handgehaltene Power-Tools (vgl. Kap. 2.2.5). Der IPEK-XiL-Ansatz soll dabei sicherstellen, dass die Einbindung des zu untersuchenden Systems in das Gesamtsystem mit den relevanten Wechselwirkungen erfolgt. Dabei werden die Teilsysteme physisch oder virtuell abgebildet sowie geeignete Anwendungen und Testfälle ausgewählt. Für die Untersuchungsziele sind spezifische Anforderungen an die Einbindung des System-in-Development und die Abbildung der Connected Systems am Antriebsstrangprüfstand notwendig. Für die Entwicklung der beiden Antriebsstrangprüfstände dient als Referenzprodukt der in Kapitel 2.2.4 vorgestellte X-in-the-Loop-Prüfstand.

In den Ergebnissen zu den Antriebsstrangprüfständen wird ein Lastprofil für Winkelschleifer und ein Lastmodell einer Holzeinschraubung für Akkuboehrschrauber vorgestellt.

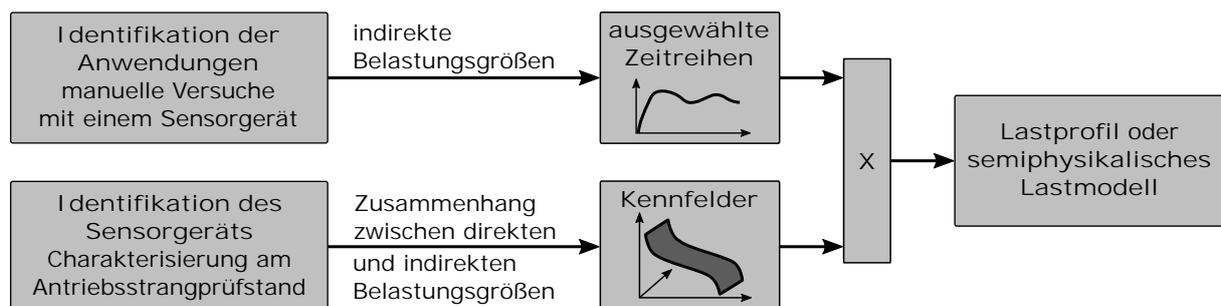
Dazu wird eine Methode zur Generierung von Lastmodellen für die Antriebsstrangprüfstände entwickelt und vorgestellt. Ziel ist die Nutzung der in den manuellen Tests ermittelten belastungsabhängigen Systemgrößen.

Für das Vorgehen werden zwei Arten von belastungsabhängigen Systemgrößen unterschieden:

1. Direkte mechanische Belastungsgrößen
2. Indirekte mechanische Belastungsgrößen

Zu den direkten mechanischen Belastungsgrößen zählen Kräfte und Drehmomente, also mechanische Flussgrößen, die entlang des Kraftflusses konstant sind. Zu den indirekten mechanischen Belastungsgrößen zählen Bauteilverformungen, aber auch elektrische Größen wie der elektrische Strom<sup>250</sup>. Diese indirekten mechanischen Belastungsgrößen zeichnen sich dadurch aus, dass sie durch die Systemeigenschaften der Antriebsstrangkomponenten bestimmt werden. So ist beispielsweise die Verlagerung der Arbeitswelle unter anderem von der Nachgiebigkeit der Lagerung und der Motorstrom unter anderem von der Wicklungszahl des Elektromotors abhängig.

Für Systemgrößen, die als indirekte mechanische Belastungsgrößen vorliegen, ist die Generierung von systemunabhängigen Lastprofilen nur über die Kenntnis der korrespondierenden Flussgrößen möglich, weswegen hierbei Systemmodelle vorliegen müssen. Die Erzeugung der Systemmodelle kann beispielsweise durch die in Abbildung 6.1 dargestellte Methode erfolgen. Die Systemmodelle können in Form von mathematischen Gleichungen oder Kennfeldern expliziert werden.



**Abbildung 6.1:** Methode zur Generierung von Lastprofilen oder semiphysikalischen Lastmodellen aus indirekten Belastungsgrößen. Die Methode basiert auf der Identifikation der Anwendung mit Hilfe manueller Versuche mit einem Sensorgerät und der Identifikation des Sensorgeräts durch Systemcharakterisierung am Antriebsstrangprüfstand. Mit Hilfe ausgewählter Zeitreihen und Kennfeldern lassen sich Lastprofile oder semiphysikalische Lastmodelle ableiten.<sup>251</sup>

<sup>250</sup> Dies ist gültig, wenn ein eindeutiger Zusammenhang zwischen Strom und Drehmoment besteht, wie es bei Elektromotoren unter Beachtung einiger Randbedingungen der Fall ist (vgl. Abb. 2.19).

<sup>251</sup> Abbildung in Anlehnung an Matthiesen et al. 2017c, S. 17.

Die Identifikation der Anwendungen erfolgt in manuellen Versuchen mit einem Sensorgerät, wie in Kapitel 5.1 vorgestellt. Aus den indirekten Belastungsgrößen werden Zeitreihen für das Lastprofil oder das semiphysikalische Lastmodell ausgewählt. Die Auswahl der Zeitreihen basiert auf den zuvor definierten Testfällen. Die Identifikation des Sensorgeräts erfolgt durch eine Systemcharakterisierung am Antriebsstrangprüfstand. Der dabei ermittelte Zusammenhang von direkten und indirekten Belastungsgrößen kann mit Hilfe von Kennfeldern beschrieben werden. Diese beschreiben die Beziehungen zwischen Fluss- und Potentialgröße. Die ausgewählten Zeitreihen und die Kennfelder ergeben das Lastprofil oder das semiphysikalische Lastmodell.

## 6.3 Gerätekomponentenprüfstand

Der Gerätekomponentenprüfstand (kurz: GKP) ist ein Entwicklungsprüfstand für handgehaltene Power-Tools mit schnelldrehenden Antriebssystemen. In diesem Kapitel wird der Gerätekomponentenprüfstand für Dynamikuntersuchungen an einem Winkelschleiferantriebsstrang entwickelt und für diese verifiziert.

### 6.3.1 Einsatzzweck und Anforderungen

Als Einsatzzweck des Gerätekomponentenprüfstands stehen Untersuchungen zur dynamischen Abstimmung von Komponenten im Triebstrang eines kleinen Winkelschleifers im Fokus. Die Anforderungen ergeben sich aus den Erkenntnissen aus Kapitel 5.1 sowie den allgemeinen Anforderungen in Kapitel 6.1. Folgende Anforderungen an den Gerätekomponentenprüfstand können definiert werden:

1. Flexibilität bei den Untersuchungsmöglichkeiten
2. Integration eines Lastmodells
3. Wiederholbarkeit der Testbedingungen
4. Reproduzierbarkeit der Untersuchungsergebnisse
5. Messbeständigkeit

Die zur Erfüllung des Einsatzzwecks notwendige Architektur des Prüfstands ist Abbildung 6.2 zu entnehmen. In der physischen Domäne sind die Triebstrangkomponenten<sup>252</sup>, welche die Motorwelle, das Kegelradgetriebe, die Arbeitswelle sowie die Lagerung der Wellen umfassen, abgebildet. Die virtuelle Domäne wird durch ein Lastmodell in Form der Lastprofile, welche in Kapitel 6.3.4 entwickelt werden, zur Abbildung der mechanischen Belastung sowie virtuelle Modelle der Power-Tool-Komponenten gebildet.

<sup>252</sup> Es handelt sich hierbei um physische Modelle der Triebstrangkomponenten.

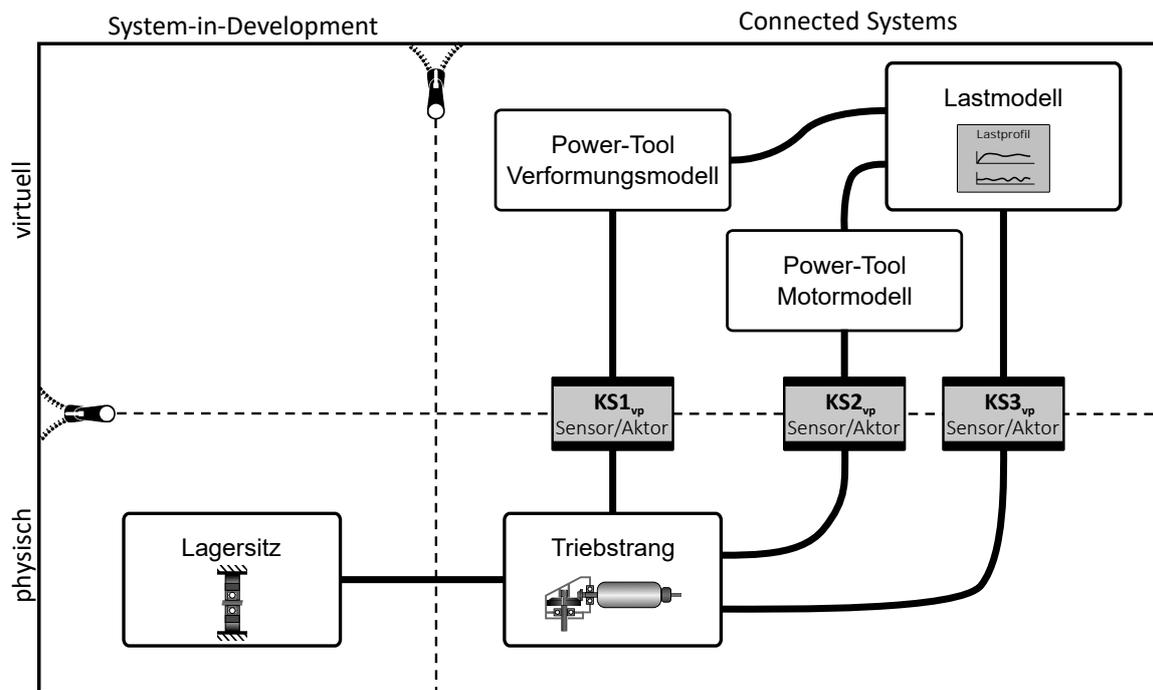


Abbildung 6.2: Modell der IPEK-XiL-Architektur des Gerätekomponentenprüfstands.<sup>253</sup>

### 6.3.2 Aufbau des Gerätekomponentenprüfstands

In diesem Kapitel wurden Vorveröffentlichungen<sup>254</sup> einbezogen, in denen Inhalte dieses Kapitels durch den Autor im Rahmen einer Mitautorenschaft publiziert sind. Sie werden aus Gründen der Übersichtlichkeit im Text nicht gesondert gekennzeichnet.

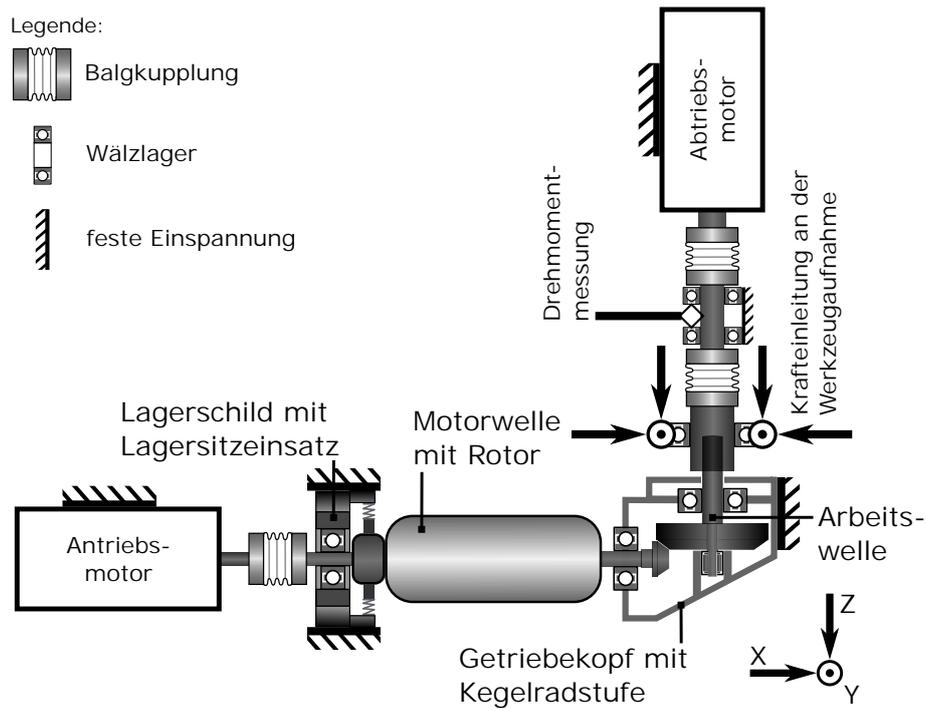
#### Mechanischer Aufbau

Der mechanische Aufbau des Gerätekomponentenprüfstands ist schematisch in Abbildung 6.3 und als Foto in Abbildung 6.4 dargestellt. Als System-in-Development können die Komponenten des Triebstrangs von kleinen Winkelschleifern untersucht werden. Der Triebstrang ist in der physischen Domäne am Prüfstand abgebildet. Die Kopplung der physischen Domäne erfolgt an drei Stellen mit Koppelsystemen:

1. Antrieb der Motorwelle durch einen Antriebsmotor (Prüfstandmotor)
2. Aufbringung des Belastungsmoments an der Arbeitswelle durch einen Abtriebsmotor (Prüfstandmotor)
3. Aufbringung von Radial- und Axialkräften auf die Arbeitswelle durch ein Koppelsystem mit Linearaktoren als Kraftsteller

<sup>253</sup> Darstellung in Anlehnung an Albers et al. 2016b, S. 114 basierend auf Geier et al. 2012, S. 18.

<sup>254</sup> Matthiesen et al. 2017c und Matthiesen et al. 2017d.



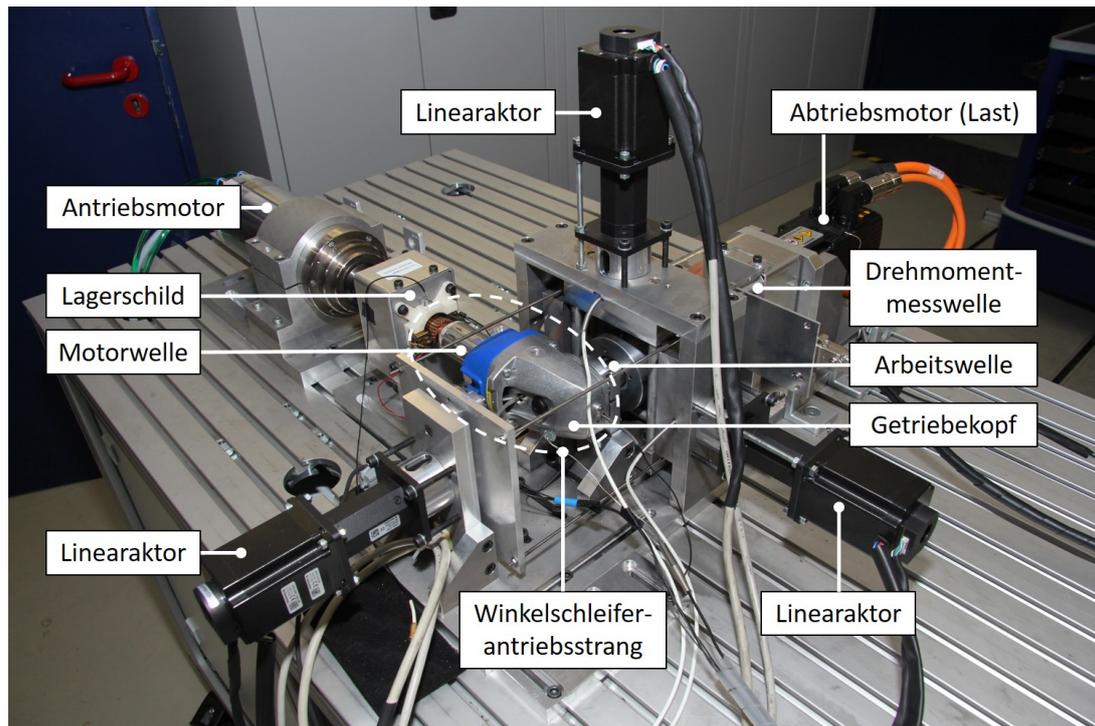
**Abbildung 6.3:** Mechanischer Aufbau des rotatorischen Teils des Gerätekomponentenprüfstands (schematische Darstellung).<sup>255</sup>

Ein Prüfstandmotor (Antriebsmotor) treibt den Triebstrang des Winkelschleifers an. Dieser Prüfstandmotor ist über eine Balgkupplung mit der Rotorwelle des System-in-Development verbunden, sodass der Antrieb in Rotationsrichtung steif gekoppelt und in den translatorischen Richtungen nachgiebig an das System-in-Development angebunden ist. Die nachgiebige Anbindung ist notwendig, um den Einfluss auf die Bewegung der Rotorwelle gering zu halten. Das B-seitige Lager der Motorwelle ist über ein Lagerschild fest mit dem Prüfbett gekoppelt, wobei der Lagersitz durch Einsätze austauschbar ist und damit mit variierenden Bauteileigenschaften gestaltet werden kann. Der Getriebekopf mit der Kegelaradstufe ist über einen Halter mit dem Prüfbett verbunden, das Kunststoffgehäuse sowie der Stator des Antriebs sind nicht im Prüfaufbau vorhanden. Die Arbeitswelle ist mit einer Adapterwelle über eine Drehmomentmessnabe an einen Prüfstandmotor (Abtriebsmotor) gekoppelt. Dieser bringt das Lastmoment an der Arbeitswelle auf. An der Adapterwelle ist ein Wälzlager montiert, durch das radiale und axiale Kräfte auf die Arbeitswelle aufgebracht werden können<sup>256</sup>. Die Krafteinleitungsstelle ist in axialer Richtung nahe an der Werkzeugaufnahme, bauraumbedingt jedoch um 10-20 mm<sup>257</sup> in Richtung Abtrieb verschoben. Für die Krafteinleitung wird ein Schrägkugellager der Baureihe 3004 (Pos. 5 in Abb. 6.5) eingesetzt, das die Rotation des Abtriebs von der Aktuatorik entkoppelt. Die Kraftaufbringung der Aktuatorik erfolgt über drei Linearaktoren (Pos. 1 in Abb. 6.5), die positionsgesteuert an die Krafteinleitungsstelle gekoppelt sind.

<sup>255</sup> Bildquelle: Matthiesen et al. 2017d, S. 78; veränderte Darstellung.

<sup>256</sup> Die Idee ist im Rahmen der Masterarbeit Rusch 2015 (betreute Abschlussarbeit) entstanden.

<sup>257</sup> Der Kraftangriffspunkt an der Schleifscheibe ist von der Schleifscheibenart abhängig.



**Abbildung 6.4:** Fotografische Darstellung des mechanischen Aufbaus des Gerätekomponentenprüfstands.<sup>258</sup>

Die am Gerätekomponentenprüfstand eingesetzten Sensoren und Aktoren sind in Tabelle 6.1 aufgelistet. An- und Abtriebsmotor sowie die Linearaktoren werden über das Mess- und Regelungssystem ADwin Pro II angesteuert. Die Sensorwerte der Kraftsensoren, Drehmomentmesswelle und Aktoren werden vom Mess- und Regelungssystem erfasst und für die Echtzeitregelungen sowie Datenerfassung verwendet. Die Hardwarearchitektur ist Anhang A.2.1 zu entnehmen.

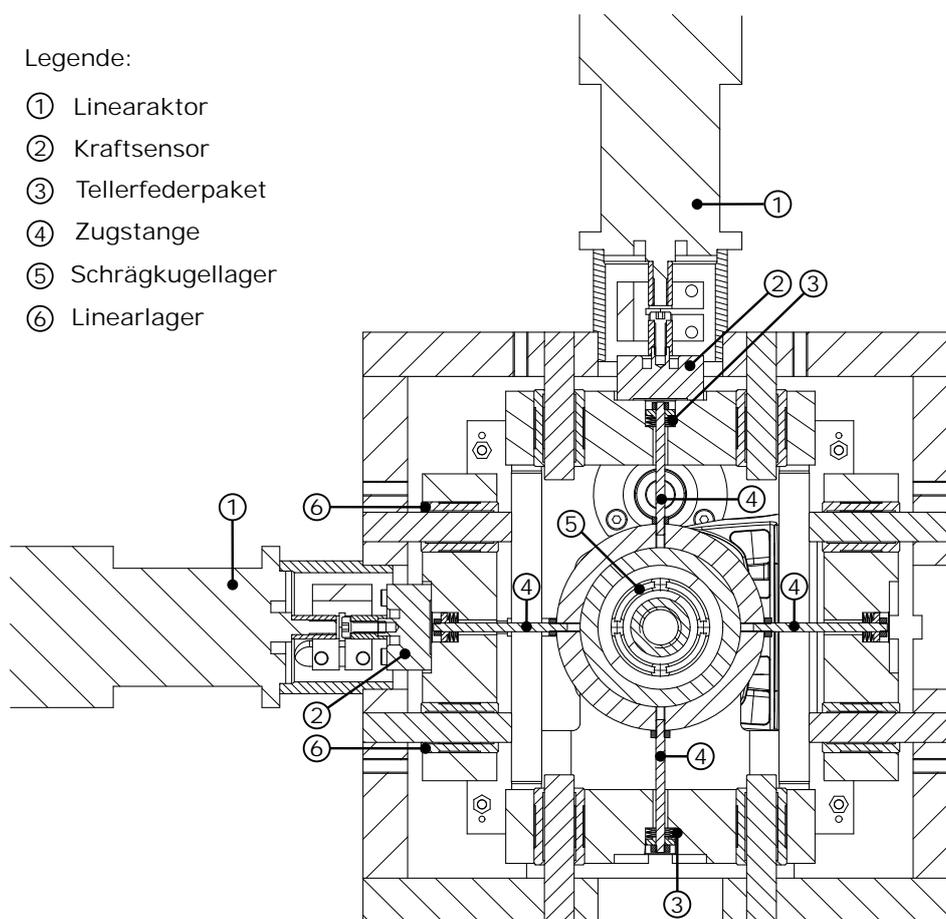
**Tabelle 6.1:** Hardwarekomponenten am Gerätekomponentenprüfstand (Sensoren und Aktoren).

Komponente	Hersteller	Typ/Bezeichnung
Antriebsmotor	mechatron GmbH	HFS-10040
Abtriebsmotor (Last)	Moog GmbH	G403-2015A
Linearaktor	Nanotec Electronic GmbH & Co. KG	L5918L3008-T10x2-A50
Drehmomentmesswelle	Manner Sensortelemetrie GmbH	Messwellen Kit 10-010
Kraftsensor Radialkraft	burster präzisionsmesstechnik gmbh & co kg	8435-6001
Kraftsensor Axialkraft	burster präzisionsmesstechnik gmbh & co kg	8524-6001

Es sind Stellwege für die Aktuatorik im unteren Mikrometerbereich notwendig, wie die Ergebnisse der manuellen Tests in Kapitel 5.1 zeigen. Dies erfordert bei den am Gerätekomponentenprüfstand eingesetzten Linearaktoren eine Anpassung der Kraft-Weg-Verhältnisse. Die Umsetzung erfolgt durch die in Abbildung 6.5 im Schnitt gezeigten vorgespannten Tellerfederpakete (Pos. 3 in Abb. 6.5). Über die Anzahl der in Reihe

<sup>258</sup> Bildquelle: Matthiesen et al. 2017d, S. 78.

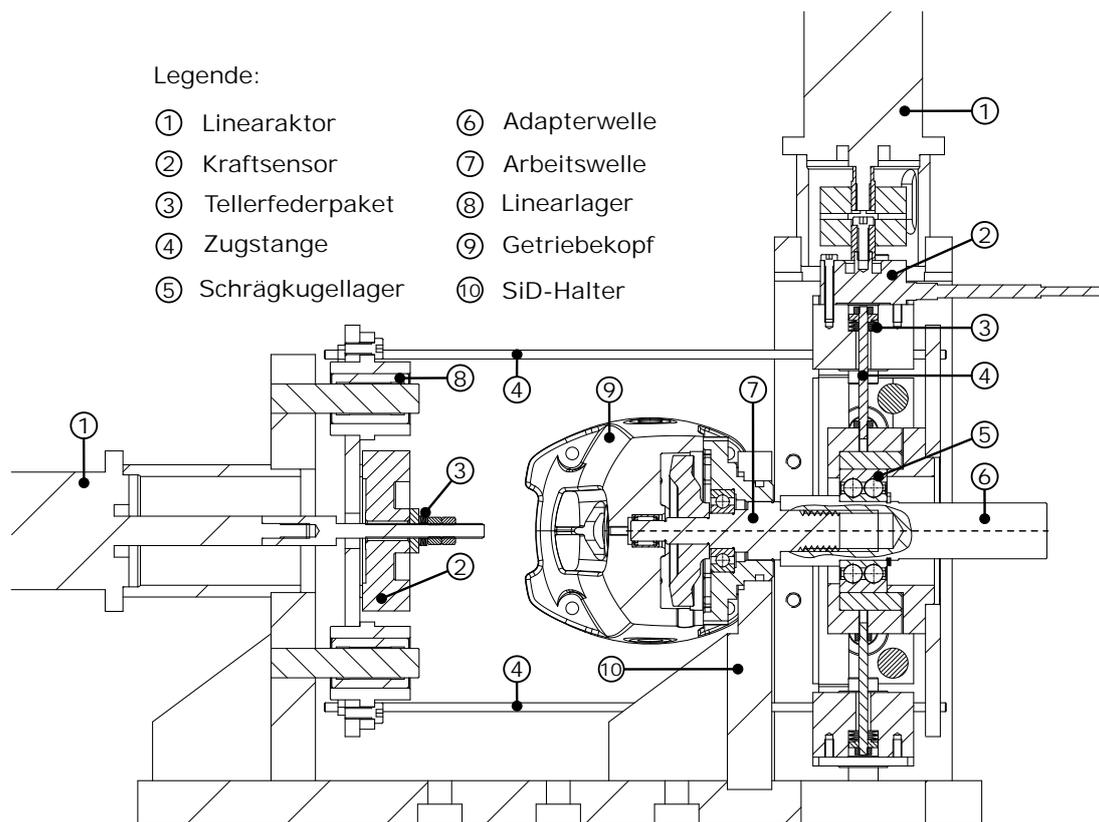
geschalteten Tellerfedern<sup>259</sup> kann die Kennlinie an die Steifigkeitseigenschaften des System-in-Development angepasst werden. Die Führung der Linearbewegung erfolgt über Linearkugellager (Pos. 6 in Abb. 6.5), die über einen Rahmen die jeweilige Bewegungsrichtung zulassen. Die jeweils gegenüberliegenden Tellerfederpakete sind über den Rahmen vorgespannt. Durch die Vorspannung können sowohl Zug-, als auch Druckkräfte aufgebracht werden. Die Trennung der Bewegungsrichtungen erfolgt über Festkörpergelenke in Form von Zugstangen (Pos. 4 in Abb. 6.5), die in axialer Richtung steifes, in radialer Richtung nachgiebiges Bauteilverhalten aufweisen. Die Erfassung der in Stellrichtung wirkenden Kraft erfolgt über einen in den Kraftfluss integrierten Kraftsensor (Pos. 2 in Abb. 6.5).



**Abbildung 6.5:** Schnittdarstellung der Aktuatorik des Gerätekomponentenprüfstands für die Aufbringung der Radiallast an der Arbeitswelle (keine normgerechte Darstellung).

Für die axiale Richtung wird ein dem in radialer Richtung ähnliches Aktuatorikkonzept eingesetzt, was in der Schnittdarstellung in Abbildung 6.6 dargestellt ist. In axialer Richtung werden nur Zugkräfte auf die Adapterwelle gefordert, weshalb ein minimal vorgespanntes Tellerfederpaket zur Überbrückung des Spiels ausreichend ist.

<sup>259</sup> Tellerfeder nach DIN 2093 A10\*5,2\*0,5.



**Abbildung 6.6:** Schnittdarstellung der Aktuatorik des Gerätekomponentenprüfstands für die Aufbringung der Radial- und Axiallast an der Arbeitswelle (keine normgerechte Darstellung).

## Regelung und virtuelle Modelle

Die Softwarearchitektur des Mess- und Regelungssystems beinhaltet alle virtuellen Modelle zum Betrieb des Gerätekomponentenprüfstands sowie Kommunikationsschnittstellen und die Prüflaufsteuerung. Die Softwarearchitektur des Mess- und Regelungssystems am Gerätekomponentenprüfstand ist Anhang A.2.2 zu entnehmen.

Die virtuelle Domäne des Systems kann neben dem Umweltmodell auch Komponenten und Teilsysteme des Antriebsstrangs als virtuelle Modelle enthalten. Hierbei dient das Power-Tool Verformungsmodell zur Abbildung der kraftabhängigen Verformungsberechnung, über das die Aktuatorik geregelt werden kann. Das Power-Tool-Motormodell ermöglicht die virtuelle Abbildung von Motormodellen, die über den Prüfstandantrieb abgebildet werden können. Die Art und der Umfang der Nutzung dieser virtuellen Modelle erfolgt in den spezifischen Tests in unterschiedlicher Ausprägung.

Neben den virtuellen Modellen mit den Regelungs- und Steuerungsalgorithmen auf dem Mess- und Regelungssystem sind die Frequenzrichter mit Drehzahl- und Drehmomentenregler ausgestattet. Eine direkte Regelung über die Frequenzrichter zu realisieren bietet Vorteile bei den Zykluszeiten der Regelung, da die Kommunikationszeit von Motorregler und Regelungssystem entfällt. Für den Antriebsmotor wird

die im Frequenzumrichter integrierte Drehzahlregelung verwendet, wobei es sich um eine sensorlose Vektorregelung handelt. Die Regelung der Abtriebsmaschine erfolgt über eine feldorientierte Stromregelung. Dieser Regelung überlagert ist die Drehmomentkompensation durch den PI-Regler des ADwin-Pro II Regelungssystems (vgl. Kap. A.2.2). Die Regelung der Linearaktoren erfolgt über die im Motorcontroller integrierte Positionssteuerung<sup>260</sup>, was eine übliche Ansteuerungsart von Schrittmotoren ist. Die Linearaktoren werden also über eine Wegsteuerung betrieben, was eine gute Kenntnis des Aktuatorikmodells sowie Power-Tool Verformungsmodells erfordert. Der aus der Steuerung resultierende Vorteil hinsichtlich Gewinn von Dynamikeigenschaften gegenüber einer rückgeführten Kraftregelung überwiegt in diesem Fall die Nachteile eines Open-Loop-Konzepts, zumal über die Systemcharakterisierung eine gute Abbildung der Systemeigenschaften möglich ist, wie in Abschnitt 6.3.5 gezeigt wird.

### 6.3.3 Referenzversuche zur Systemcharakterisierung

Die Referenzversuche am Gerätekomponentenprüfstand dienen der Systemcharakterisierung der in den manuellen Tests eingesetzten Winkelschleifern. Durch die Referenzversuche werden die Beziehungen zwischen den Vorgabegrößen am Prüfstand und den in den manuellen Tests gemessenen belastungsabhängigen Systemgrößen ermittelt. Die Referenzversuche werden mit den Sensorgeräten, die in Kapitel 5.1 beschrieben sind, durchgeführt. Die Sensorgeräte werden über den Getriebedeckel auf dem Prüfstand befestigt und über die Schutzhaubenaufnahme bzw. die im Getriebedeckel vorhandenen Bohrungen zentriert (vgl. Abbildung 6.7).



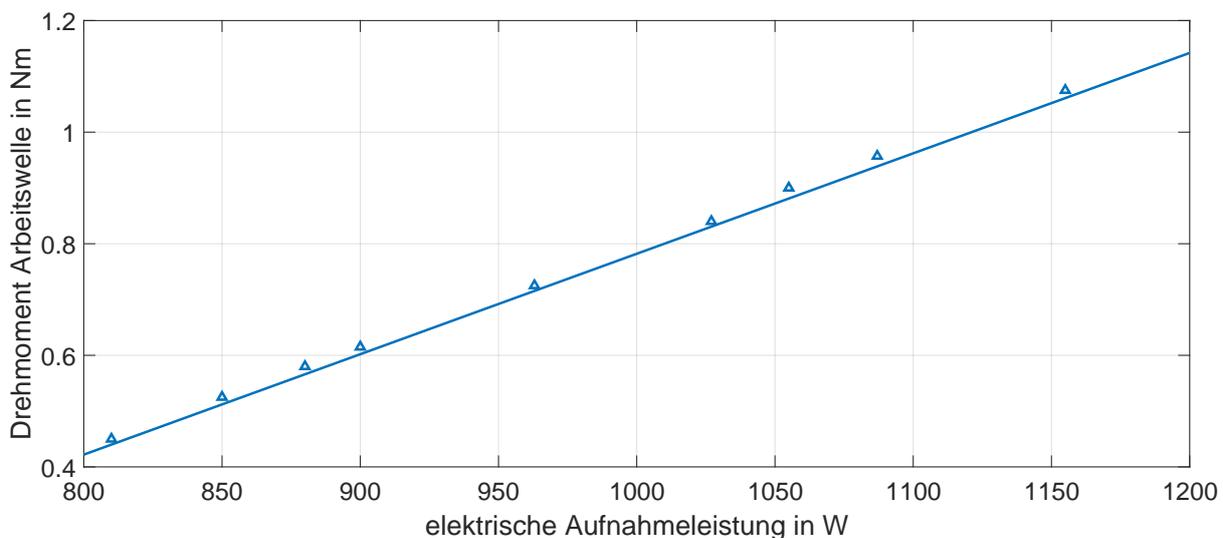
**Abbildung 6.7:** Winkelschleifer ID338 bei der Systemcharakterisierung am Gerätekomponentenprüfstand.

Die Referenzversuche finden bei rotierendem Antriebsstrang statt. Es konnte festgestellt werden, dass die Systemcharakterisierung mit rotierendem Triebstrang erfolgen muss, um Messungenauigkeiten durch Spiel in der Lagerung der Arbeitswelle und Rundlauffeh-

<sup>260</sup> Der Betriebsmodus wird vom Hersteller als *Profile Position Mode* bezeichnet.

ler der Maschine gering zu halten. Die Referenzversuche können bei Leerlaufdrehzahl oder verminderter Drehzahl durchgeführt werden.

Der Zusammenhang zwischen elektrischer Leistungsaufnahme und Drehmoment an der Arbeitswelle ist für den relevanten Betriebsbereich für das Gerät ID179 in Abbildung 6.8 gezeigt. Die Ermittlung der Kennwerte erfolgte bei Raumtemperatur. Da sowohl der Referenzversuch, als auch die in Kapitel 7 gezeigten Dynamikuntersuchungen mit kurzen Versuchszeiten auskommen, wurde auf eine temperaturabhängige Charakterisierung verzichtet. Die Näherung der am Prüfstand hinterlegten Kennlinie ist in Abbildung 6.8 als durchgezogene Linie dargestellt.

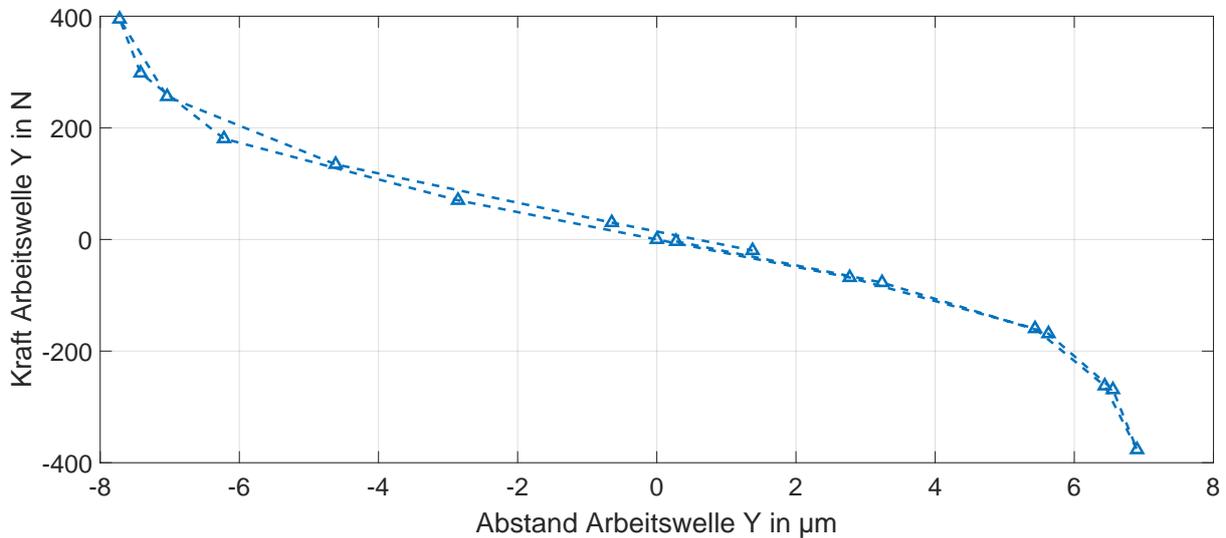


**Abbildung 6.8:** Zusammenhang der elektrischen Aufnahmeleistung und des Drehmoments an der Arbeitswelle während der Systemcharakterisierung von Gerät ID179 am Gerätekomponentenprüfstand. Die durchgezogene Linie ist die am Prüfstand hinterlegte Kennlinie.

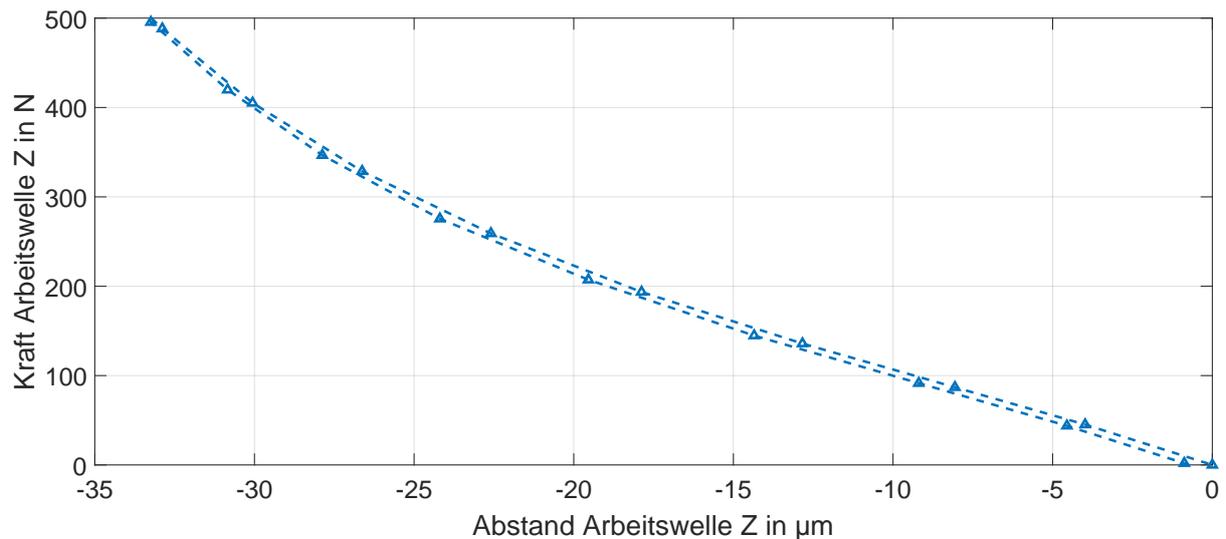
Der experimentell ermittelte Zusammenhang zwischen Radialkraft und radialer Wellenverlagerung am Tellerrad ist in Abbildung 6.9 für die Y-Richtung dargestellt. Die Kennlinie zeigt grundsätzlich das in Abbildung 5.4 dargestellte Verhalten der Wellenverlagerung, wobei die theoretisch berechnete Verlagerung etwas kleiner ist als die gemessene. Die Umkehrspanne bei einem Wechsel der Bewegungsrichtung ist gering. Die aus der Messung abgeleitete Kennlinie wird über eine Lookup-Tabelle in der Software des Gerätekomponentenprüfstands hinterlegt.

Der experimentell ermittelte Zusammenhang zwischen Axialkraft und axialer Wellenverlagerung ist in Abbildung 6.10 dargestellt. Die Kennlinie zeigt grundsätzlich das in Kapitel 5.1 vorgestellte Verhalten der Wellenverlagerung, wobei die theoretisch berechnete Verlagerung größer ist als die gemessenen, was durch einen von  $\alpha_0 = 0^\circ$  abweichenden Druckwinkel erklärbar ist. Zu beachten ist, dass die Bestimmung der Kennlinie nur für Zugkräfte (positive Z-Richtung) erfolgte, was durch die Aktuatorik

des Gerätekomponentenprüfstands bedingt ist. Die Umkehrspanne bei einem Wechsel der Bewegungsrichtung ist gering. Die aus der Verlagerung abgeleitete Kennlinie wird über eine Lookup-Tabelle in der Software des Gerätekomponentenprüfstands hinterlegt. Damit lassen sich die im Lastprofil hinterlegten Kraftwerte in, für den auf dem Prüfstand zu untersuchenden Antriebsstrang passende Stellgrößen berechnen.



**Abbildung 6.9:** Kraft-Weg-Zusammenhang an der Arbeitswelle in Y-Richtung während der Systemcharakterisierung von Gerät ID179 am Gerätekomponentenprüfstand. Die Abstandswerte sind offsetbereinigt und zur Kenntlichmachung der Umkehrspanne in Bewegungsrichtung durch gestrichelte Geradenlinien miteinander verbunden.



**Abbildung 6.10:** Kraft-Weg-Zusammenhang an der Arbeitswelle in Z-Richtung während der Systemcharakterisierung von Gerät ID179 am Gerätekomponentenprüfstand. Die Abstandswerte sind offsetbereinigt und zur Kenntlichmachung der Umkehrspanne durch gestrichelte Geradenlinien miteinander verbunden.

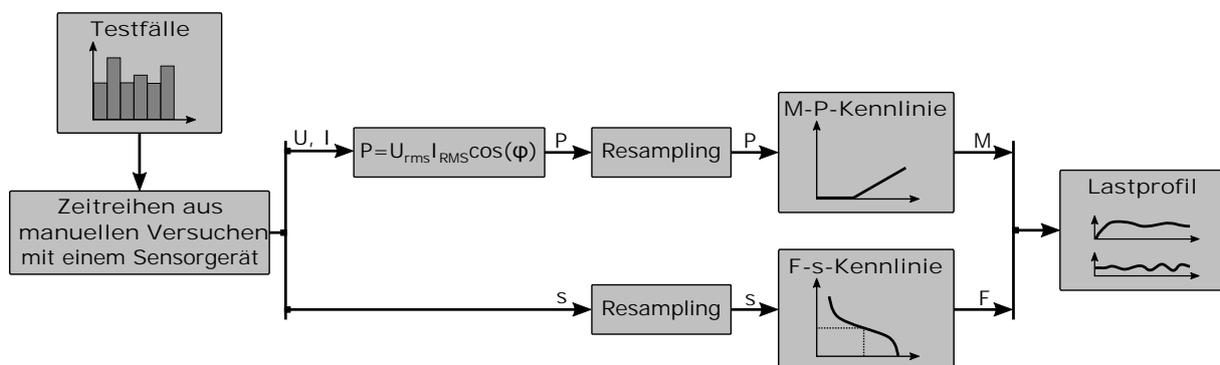
Die Systemcharakterisierung für die Kraft-Weg-Zusammenhänge wird nach jedem mechanischen Umbau am Prüfstand durchgeführt, da durch die erneute Montage geringe Lageabweichungen des Winkelschleifers auftreten und zu Verspannungen in der Aktuatorik führen können. Über eine Anpassung der Nulllage und Kennlinie kann der dadurch auftretende Fehler reduziert werden.

### 6.3.4 Lastprofil für Winkelschleifer

In diesem Kapitel wurden Vorveröffentlichungen<sup>261</sup> einbezogen, in denen Inhalte dieses Kapitels durch den Autor im Rahmen einer Mitautorenschaft publiziert sind. Sie werden aus Gründen der Übersichtlichkeit im Text nicht gesondert gekennzeichnet.

#### Ergebnisse

Für das Lastprofil für Winkelschleifer werden auf Basis der in Abschnitt 5.1 vorgestellten Untersuchungsergebnisse die Wellenverlagerung der Arbeitswelle sowie der elektrische Eingangsstrom herangezogen. Die Berechnungsschritte sind in Abbildung 6.11 dargestellt.



**Abbildung 6.11:** Berechnungsschritte des Lastprofils für Winkelschleifer.

Es werden Testfälle für die Testumgebung festgelegt und Zeitreihen aus den manuellen Tests aus Abschnitt 5.1 ausgewählt. Für die Berechnung des Drehmoments wird die elektrische Leistung als Systemgröße herangezogen, sodass diese zunächst aus den beiden Messgrößen *Eingangsspannung* und *Eingangsstrom* gemäß Gleichung 5.7 berechnet wird.

Zur Nutzung der Zeitreihen für das Lastprofil ist eine Abstratenkonvertierung (Resampling) notwendig. Dies hat mehrere Gründe:

1. Es müssen die Schwingungsanteile, die aus dem dynamischen Triebstrangverhalten des Sensorgeräts resultieren, eliminiert werden. Dies soll über eine Tief-

<sup>261</sup> Matthiesen et al. 2017c und Matthiesen et al. 2017d.

passfilterung geschehen. Die Filterfrequenz ist so zu wählen, dass die durch den Anwender aktiv aufgebrachtten äußeren Kräfte möglichst ungedämpft bleiben, gleichzeitig jedoch die Schwingungen aus dem Triebstrang durch Unwuchten, Zahneingriff und elektrischer Anregung stark gedämpft werden. Anforderung an das Filter ist also die Dämpfung von Frequenzanteilen von 50 Hz und darüber.

2. Die Signale müssen an die Aktordynamik der Testumgebung angepasst werden. Die am Gerätekomponentenprüfstand eingesetzten Kraftsteller können dynamische Kraftverläufe bis ca. 10 Hz abbilden (vgl. Kap. 6.3.2).
3. Die Performance des in der Testumgebung eingesetzten Echtzeitregelungssystems muss berücksichtigt werden.

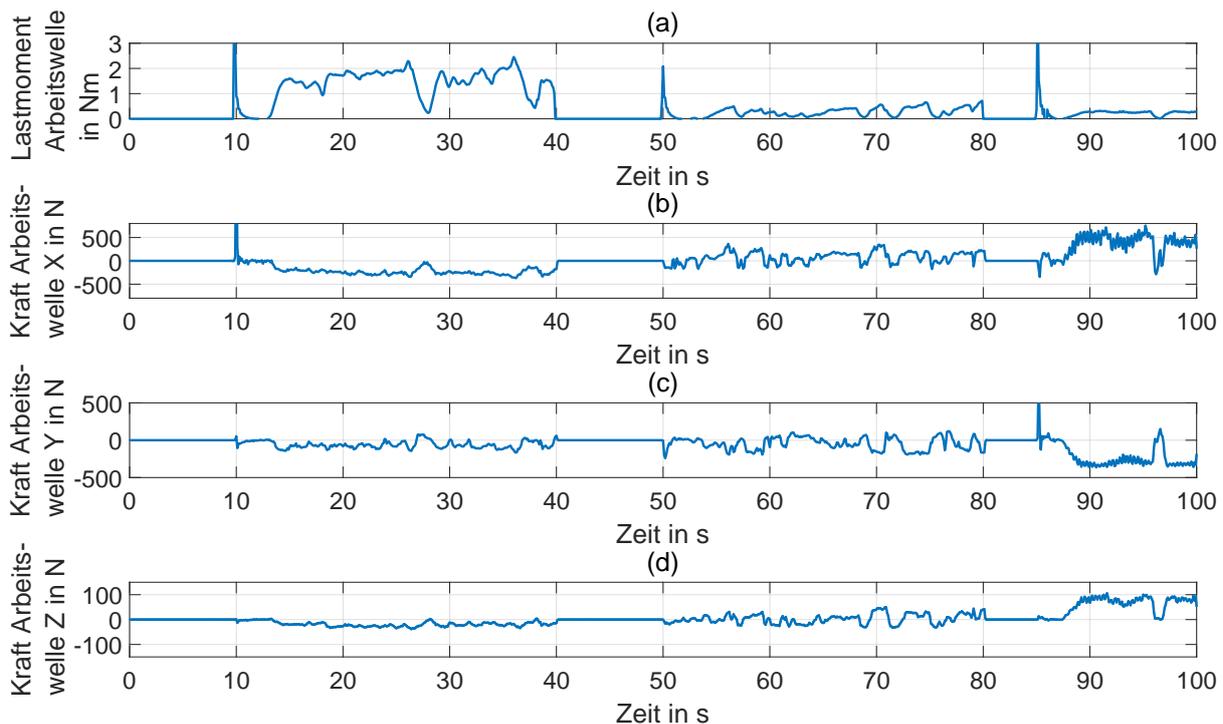
Das Resampling erfolgt mit 10 Hz, wobei ein FIR-Filter mit Kompensation der Filterverzögerung als Antialiasing-Filter eingesetzt wird. Nach dem Resampling erfolgt die Berechnung des Lastprofils mit Hilfe der Drehmoment-Leistungs-Kennlinie sowie Kraft-Bewegungs-Kennlinien. Die Kennlinien stammen aus einem Referenzversuch in der Testumgebung mit dem Sensorgerät. Die Durchführung der Referenzversuche wurde in Kapitel 6.3.3 beschrieben.

Die Testfälle für das Lastprofil von kleinen Winkelschleifern sind in Tabelle 6.2 dargestellt. Die Aufteilung leitet sich aus dem Prüfprogramm in Tabelle 5.2 ab. Die manuellen Versuche in Abschnitt 5.1 zeigen, dass die Triebstrangschwingungen bei Anwendungen aus dem Bereich der Stahlbearbeitung stark von der mechanischen Belastung abhängig sind. Daher wird als Anwendung die Schweißnahtvorbereitung herangezogen, wonach sich die in Tabelle 6.2 gezeigte prozentuale Aufteilung ergibt. Neben den Belastungsphasen beinhaltet das Lastprofil Leerlaufphasen, um den lastfreien Triebstrang bei gleichzeitig hohen Drehzahlen untersuchen zu können.

**Tabelle 6.2:** Testfälle für das Lastprofil von kleinen Winkelschleifern.

10 %	30 %	10 %	30 %	5 %	15 %
Leerlauf	Trennen von Stahl	Leerlauf	Anfasen von Stahl	Leerlauf	Schleifen von Stahl

Das nach Abbildung 6.11 erzeugte Lastprofil für kleine Winkelschleifer ist in Abbildung 6.12 dargestellt. Der zeitliche Verlauf für das Belastungsmoment an der Arbeitswelle ist in Abb. 6.12 (a) dargestellt. Das Lastmoment bewegt sich im Bereich bis 2,5 Nm, wobei zu den beiden Zeitpunkten 10 s und 85 s kurzzeitig das Lastmoment größer ist. An diesen Stellen ist das Anschalten des Winkelschleifers in den manuellen Versuchen zu beobachten. Die beiden radialen Krafrichtungen der Arbeitswelle sind in Abb. 6.12 (b) und (c) dargestellt. Der Kraftbereich ist für den Testfall *Trennen von Stahl* (10-40 s) kleiner als beim Testfall *Anfasen von Stahl* (50-80 s) und *Schleifen von Stahl* (85-100 s). Die dabei erforderlichen Kräfte liegen im Bereich bis 600 N. Die Kraft in Abb. 6.12 (d) in axialer Arbeitswellenrichtung (Z-Richtung) liegt im Bereich von unter 100 N.



**Abbildung 6.12:** Lastprofil für kleine Winkelschleifer für den Gerätekomponentenprüfstand. In (a) ist der zeitliche Verlauf für das Belastungsmoment an der Arbeitswelle dargestellt. In (b) bis (d) sind Kraftverläufe für die drei Bewegungsrichtungen X, Y, Z der Arbeitswelle dargestellt.

### Diskussion der Ergebnisse

Das Lastprofil für kleine Winkelschleifer beruht auf den Beziehungen zwischen elektrischer Leistung und Drehmoment sowie Kraft und Verlagerung der Arbeitswelle. Diese Beziehungen wurden experimentell ermittelt, sodass der Einfluss durch Messfehler genauer betrachtet werden muss. Bei der Ermittlung des Drehmoments aus dem elektrischen Strom bzw. der elektrischen Leistung wurden die physikalischen Beziehungen von Elektromotoren herangezogen. Aufgrund der kurzen Versuchszeiten ist kein signifikanter Temperatureinfluss zu erwarten. Die Anlaufmomente während der Hochlaufphasen sind ebenfalls im Lastmoment enthalten, obwohl diese im realen Betrieb nur zu einem kleinen Teil an der Werkzeugaufnahme anliegen, da der Triebstrang beschleunigt wird. Für eine Berücksichtigung der durch die Trägheit der rotierenden Triebstrangteile verursachten Momentenanteile müssten diese herausgerechnet werden, was in diesem Fall nicht erfolgte.

Die Kräfte in X- und Y-Richtung sind mit Werten bis über 500 N als groß zu bewerten. Die dabei auftretenden Wellenverlagerungen liegen im einstelligen Mikrometerbereich. Die Kraft-Weg-Kennlinie steigt besonders im oberen Kraftbereich stark an, d. h. das System ist in diesem Bereich sehr steif (vgl. auch Kap. 6.3.3, Abb. 6.10). Messunsicherheiten wirken sich gerade in diesem Bereich stark aus. Die Kraft in Z-Richtung entsteht zum großen Teil durch die Anpresskraft des Anwenders beim Andrücken der Schleifscheibe

gegen das Werkstück. Dies zeigt sich besonders deutlich beim Testfall *Schleifen von Stahl*.

Das Lastprofil ist spezifisch für einen Antriebsstrangprüfstand – in diesem Fall für den Gerätekomponentenprüfstand. Ein direkter Übertrag auf andere Prüfstände ist nur dann möglich, wenn die Lasteinleitung und die davon abhängigen kinematischen Größen vergleichbar sind. Die Krafteinleitungsstellen sowie die Eigenschaften der Koppelsysteme des Antriebsstrangprüfstands haben einen wesentlichen Einfluss auf den Belastungszustand des zu untersuchenden Triebstrangs in der Testumgebung. Im vorliegenden Fall ist dies durch die Balgkupplung, welche für die Ankopplung des Lastmoments benötigt wird, sowie der Kraftangriffspunkt an der Arbeitswelle maßgeblich definiert.

Bei der Ermittlung der Kräfte der Arbeitswelle werden die in Kapitel 6.3.3 vorgestellten Kennlinien für die einzelnen Krafrichtungen herangezogen. Dabei wird die Annahme getroffen, dass die einzelnen Krafrichtungen keine Auswirkungen aufeinander aufweisen, was eine Vereinfachung des Kraftzustands darstellt. Insbesondere dabei auftretende Kippmomente können mit der in den manuellen Versuchen eingesetzten Messtechnik nicht gesondert ermittelt werden. Der dadurch entstehende Fehler kann nur durch die theoretische Betrachtung eingegrenzt werden.

### 6.3.5 Verifikation des Gerätekomponentenprüfstands

Die Verifikation des Gerätekomponentenprüfstands erfolgt durch Prüfung der Erfüllung der Anforderungen aus Kapitel 6.3.1.

#### Flexibilität bei den Untersuchungsmöglichkeiten

Die Flexibilität bei den Untersuchungsmöglichkeiten des Gerätekomponentenprüfstands wird über flexible Prüfstandbaugruppen erreicht, die unterschiedliche Untersuchungsmöglichkeiten bieten<sup>262</sup>. Die durchgeführten Dynamikuntersuchungen mit den Schwerpunkten Motorwellenlagerung<sup>263</sup>, Kohlebürstenabheben<sup>264</sup>, Getriebeuntersuchung<sup>265</sup>, Motorkennlinie<sup>266</sup> sowie Dauerlaufuntersuchungen<sup>267</sup> zeigen den flexiblen Einsatz des Antriebsstrangprüfstands bezüglich des Untersuchungsziels und auch der Maschine<sup>268</sup>.

<sup>262</sup> Vgl. dazu Matthiesen et al. 2017c, S. 18-25.

<sup>263</sup> Vgl. Kap. 7.1.

<sup>264</sup> Vgl. Matthiesen et al. 2017c, S. 21-23.

<sup>265</sup> Vgl. Federhen 2018, S. 38-45 (betreute Abschlussarbeit).

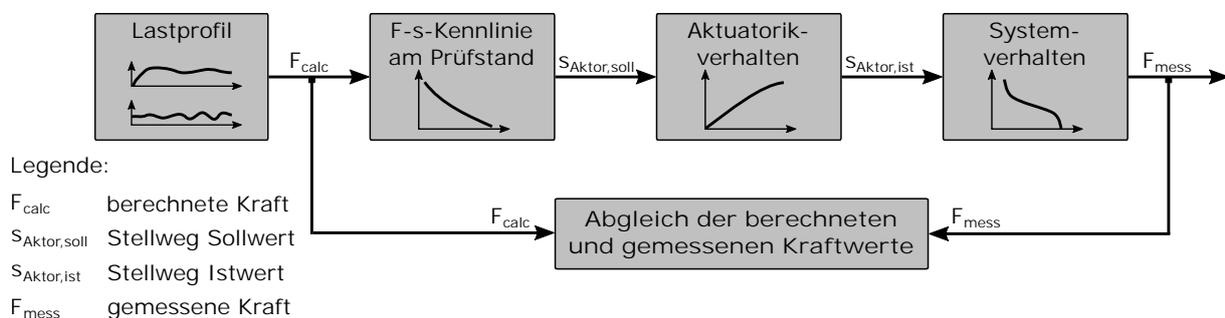
<sup>266</sup> Vgl. Matthiesen et al. 2017c, S. 23-25.

<sup>267</sup> Vgl. Matthiesen et al. 2017c, S. 26-31.

<sup>268</sup> Der Gültigkeitsbereich erstreckt sich über Maschinen gleicher Bauart und Leistungsklasse.

## Integration eines Lastmodells

Die Integration des Lastmodells in den Prüfstand ist in Abbildung 6.2 in Form eines Lastprofils über das Lastmodell aufgezeigt. Für die Bewertung der im Lastmodell berechneten Kraftgrößen werden diese mit den am Prüfstand gemessenen verglichen (vgl. Abb. 6.13). Im Drehzahlsignal der Motorwelle (a) ist sichtbar, dass bei schnellen Drehzahländerungen das Ist-Signal leicht verzögert dem Soll-Signal folgt. An den Übergangsstellen zwischen den Anwendungen (vgl. Tab. 6.2) sind Abweichungen zum Sollsignal vorhanden. Generell ist die Soll-Drehzahl etwas geringer als die Ist-Drehzahl, was auf die geberlose Antriebsregelung zurückzuführen ist. Die hinreichend gute Abbildung des Drehmoments kann Abbildung 6.14 entnommen werden. Die Güte der Abbildung der Radialkräfte ist in Abbildung 6.15 dargestellt. Die aus dem Verformungsmodell berechneten Radialkraftverläufe an der Arbeitswelle können gut abgebildet werden, wobei in Abbildung 6.15 ein geringer Versatz sichtbar ist und die Kraft in X-Richtung begrenzt wird. Der Versatz ist abhängig von der Nullpunktabstimmung bei der Referenzierung der Aktuatorik. Die Radialkraftaufbringung ist softwareseitig auf Absolutwerte von 500 N begrenzt, damit die Aktuatorik nicht zu stark beansprucht wird, wodurch sich in der vorliegenden Messung ein etwas geringerer Wert der gemessenen Maximalkraft ergibt.

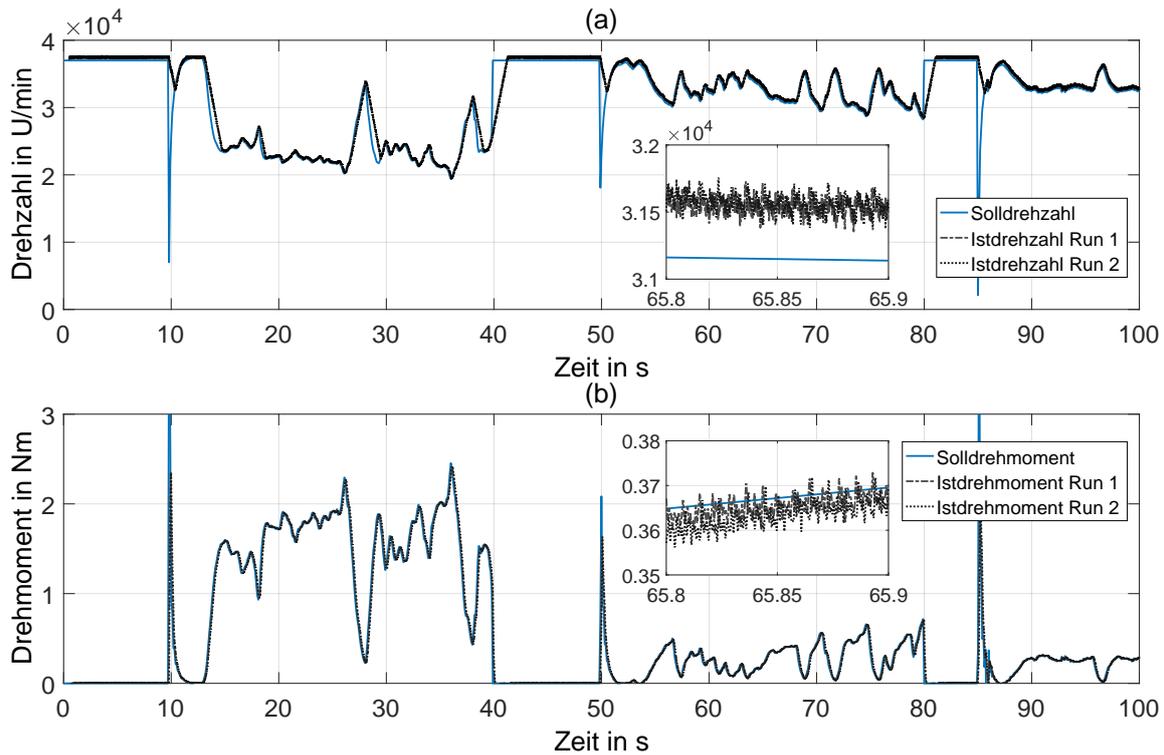


**Abbildung 6.13:** Vorgehen zur Verifikation des Lastprofils am Gerätekomponentenprüfstand durch Vergleich der berechneten und gemessenen Kräfte.

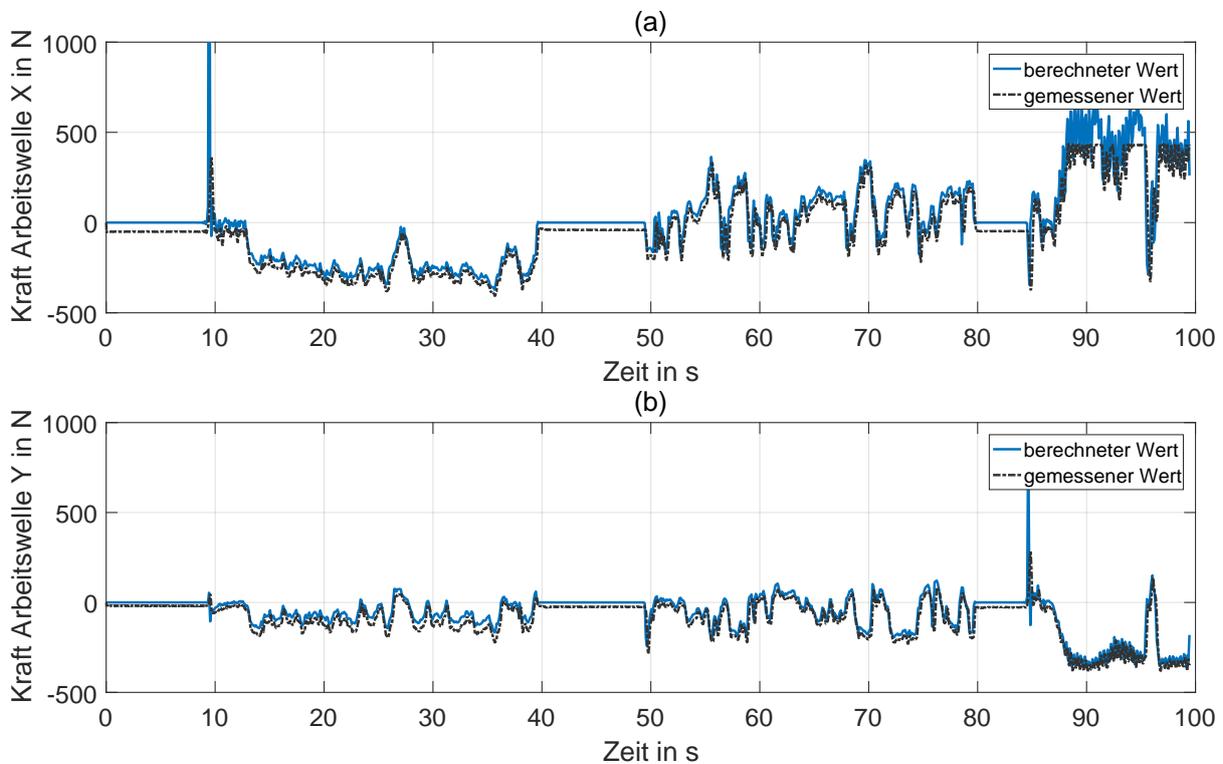
## Wiederholbarkeit der Testbedingungen

Die Wiederholbarkeit von Untersuchungsergebnissen ist bei der Verifikation von Testumgebungen eine ganz zentrale Frage. So stellt sich zunächst die Frage nach der wiederholbaren Abbildung der Belastungssituation am Gerätekomponentenprüfstand. In Abbildung 6.14 ist die Wiederholbarkeit<sup>269</sup> des Lastprofils durch zwei Zeitverläufe (Run 1 und Run 2) des Drehzahl- und Drehmomentsignals dargestellt. Die in der Abbildung

<sup>269</sup> Der Begriff *Wiederholbarkeit* ist an die in DIN 55350 definierte Wiederholpräzision angelehnt. Definition von *Wiederholpräzision* siehe Glossar.



**Abbildung 6.14:** Wiederholbarkeit des Lastprofils am Gerätekomponentenprüfstand. In (a) ist der Drehzahlverlauf der Motorwelle, in (b) der Drehmomentverlauf an der Arbeitswelle für zwei Versuchsdurchläufe (Run 1 und Run 2) dargestellt.



**Abbildung 6.15:** Vergleich der berechneten mit den am Gerätekomponentenprüfstand gemessenen Kraftwerten. In (a) ist die Kraft an der Arbeitswelle in X-Richtung dargestellt, in (b) die Kraft an der Arbeitswelle in Y-Richtung.

dargestellte Detailansicht zeigt einen Zeitausschnitt von 0,1 s um den Zeitpunkt 65,85 s. Die Ist-Drehzahl der beiden Versuchsdurchläufe (Run 1 und Run 2) stimmen sehr gut überein, was eine gute Wiederholbarkeit des Drehzahlverlaufs bestätigt.

In Abbildung 6.14 (b) ist der Drehmomentverlauf an der Arbeitswelle als Soll-Signal sowie die beiden Versuchsdurchläufe (Run 1 und Run 2) dargestellt. Die Verläufe stimmen sehr gut überein, wobei die Drehmomentspitzen bei 10 s, 50 s und 85 s nicht in voller Höhe abgebildet werden. Die Detailansicht zeigt für den Zeitabschnitt von 65,8 s bis 65,9 s ebenfalls eine sehr gute Wiederholbarkeit der beiden Versuchsdurchläufe sowie eine gute Abbildung des Drehmomentverlaufs.

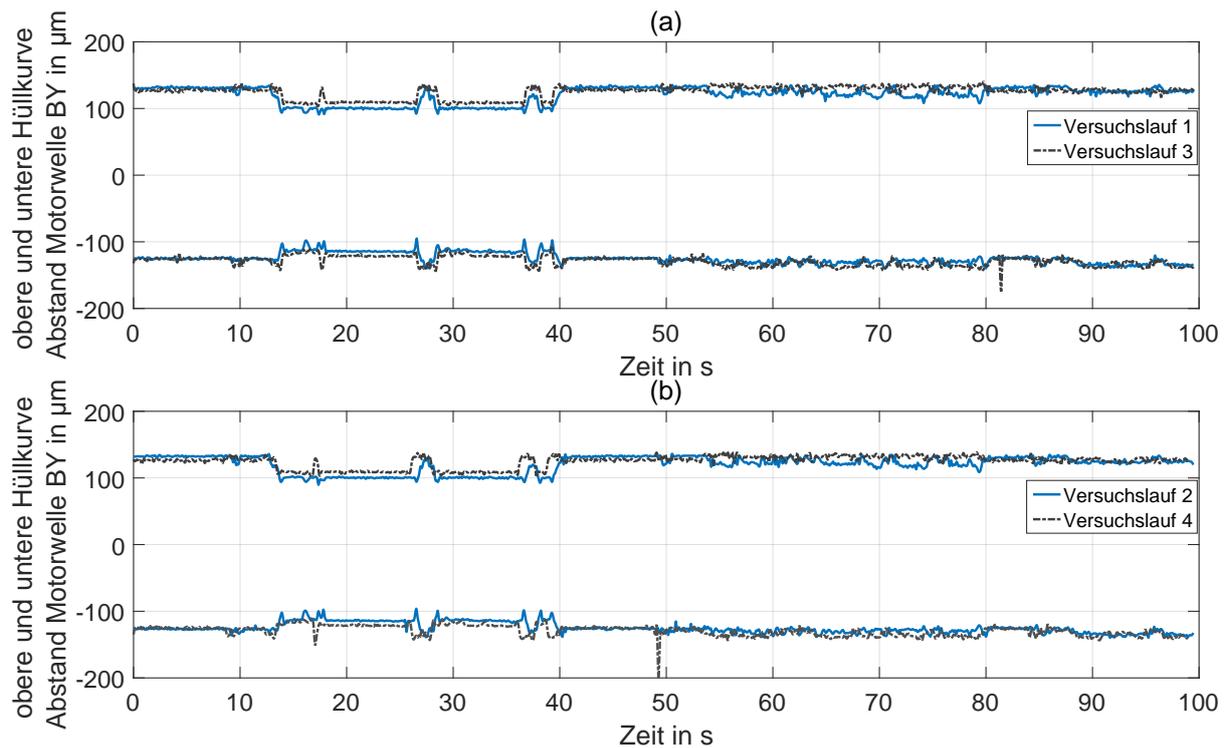
### **Reproduzierbarkeit der Untersuchungsergebnisse**

Die Reproduzierbarkeit der Untersuchungsergebnisse ist, neben den bereits verifizierten wiederholbaren Testbedingungen, eines der wichtigsten Kriterien für eine Testumgebung. Zur Verifikation soll dabei die Reproduzierbarkeit<sup>270</sup> betrachtet werden.

Für eine Bewertung der Reproduzierbarkeit der Messgrößen am Gerätekomponentenprüfstand ist in Abbildung 6.16 die obere und untere Hüllkurve der Messgröße *Abstand Motorwelle BY* über einen Versuchslauf dargestellt. Zwischen den beiden Versuchsläufen in (a) erfolgte ein mechanischer Umbau des Lagersitzes. Die beiden Hüllkurven unterscheiden sich zwischen den Versuchen nur geringfügig voneinander. Der Vergleich zwischen (a) und (b) zeigt die Wiederholbarkeit hinsichtlich der Messgröße. Zwischen Versuchslauf 2 und 4 erfolgte ebenfalls ein mechanischer Umbau des Lagersitzes.

Die Ergebnisse zeigen also eine gute Reproduzierbarkeit und Wiederholbarkeit für die in Abbildung 6.16 gezeigte Messgröße. Ein mechanischer Umbau, wie er zwischen den zu untersuchenden Varianten einer Variantenuntersuchung (vgl. Kap. 7.1) notwendig ist, verändert das Untersuchungsergebnis nur geringfügig. Dies gilt, solange die Komponenten reproduzierbar ausgerichtet werden können, wie es in der gezeigten Untersuchung der Fall ist. Bei einer Neuausrichtung der Komponenten ist die Reproduzierbarkeit durch einen Referenzversuch abzusichern.

<sup>270</sup> Im Kontext von Messsystemen und dem Qualitätsmanagement ist hierfür auch der Begriff *Wiederholpräzision* (vgl. DIN 1319-1:1995-01, DIN 55350:1987-07, DIN ISO 5725-1:1997-11, Dietrich 2002) verbreitet. In Abgrenzung zur Wiederholpräzision wird nicht nur das Messverfahren bewertet, sondern zusätzlich fließt die Präzision der Testumgebung (bspw. wie wiederholbar der Versuchsträger montiert werden kann) in das Ergebnis ein.



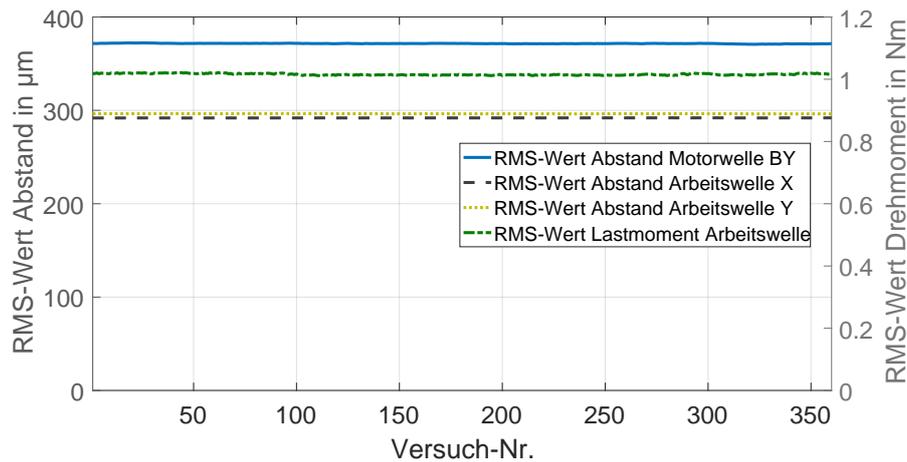
**Abbildung 6.16:** Reproduzierbarkeit der Messgrößen am Gerätekomponentenprüfstand bei einer Variantenuntersuchung. Dargestellt sind die obere und untere Hüllkurve der Bewegung der Motorwelle im Bereich des Kollektors. Zwischen Versuchslauf 1 und 3 in Plot (a) sowie Versuchslauf 2 und 4 in Plot (b) erfolgte ein mechanischer Umbau des Lagersitzes. Der Vergleich von (a) und (b) zeigt die Wiederholbarkeit der Messgröße ohne mechanischen Umbau.

### Messbeständigkeit

Die Messbeständigkeit<sup>271</sup> ist beispielsweise für Lebensdaueruntersuchungen von großer Relevanz, sodass diese für den Gerätekomponentenprüfstand untersucht werden soll. Dazu werden die Messwerte der Vorgabegrößen über einen Versuchszeitraum von 10 h analysiert. Die Vorgabegrößen dürfen sich im Falle der Verifizierung der Messbeständigkeit über der Versuchszeit nicht bzw. nur geringfügig ändern. In Abbildung 6.17 sind die RMS-Werte der Abstandssignale für die Arbeitswelle in X- und Y-Richtung, für die Motorwelle in Y-Richtung sowie das Lastmoment an der Arbeitswelle über 360 Versuchszyklen aufgetragen, was einer Versuchszeit von 10 h entspricht. Es sind nur geringe Änderungen der RMS-Werte zu beobachten (vgl. Abb. 6.17).

Die quantitative Auswertung mit Hilfe des Mittelwerts und der Standardabweichung dieser Messwerte ist in Tabelle 6.3 gezeigt. Die Standardabweichung ist für alle ausgewerteten Messgrößen sehr gering, was auf eine gute Messbeständigkeit schließen lässt. An dieser Stelle sei angemerkt, dass die gezeigten Ergebnisse zur Messbeständigkeit keine Einlaufphasen, mechanische Umbauten etc. enthalten. Bei den im Rahmen

<sup>271</sup> Definition siehe Glossar.



**Abbildung 6.17:** Messbeständigkeit des GKP-Prüfstands über 10 h Versuchszeit. Dargestellt sind die RMS-Werte der Messgrößen eines Versuchszyklus über der Versuchsnummer.

der Verifikation des Gerätekomponentenprüfstands durchgeführten Untersuchungen kann eine Einlaufphase beobachtet werden, die jedoch nach einem Versuchszyklus (100 s Versuchszeit) in einen stabilen Zustand übergeht, was über die Versuchsführung eliminiert werden kann.

**Tabelle 6.3:** Messbeständigkeit des Gerätekomponentenprüfstands über eine Versuchszeit von 10 h. Die Anzahl der in die Kenngrößen einfließenden Versuche beträgt 360.

Messsignal	Einheit	Mittelwert	Standardabweichung
Abstand Motorwelle BY	$\mu\text{m}$	371,563	0,27
Abstand Arbeitswelle X	$\mu\text{m}$	291,913	0,044
Abstand Arbeitswelle Y	$\mu\text{m}$	296,405	0,105
Lastmoment Arbeitswelle	Nm	1,017	0,003

### 6.3.6 Zwischenfazit

Die Verifikation des Gerätekomponentenprüfstands zeigt eine gute Eignung des Prüfstands hinsichtlich der gestellten Anforderungen. Insbesondere die Eignung für Variantenuntersuchungen zur Ableitung von Konstruktionszielgrößen wird damit erfüllt. Eine Einschränkung ergibt sich im mechanischen Aufbau der Radialkrafteinleitung, da die maximal aufzubringenden Kräfte beschränkt sind und damit die Spitzen des Lastprofils nicht abgebildet werden können, was jedoch als unkritisch eingestuft wird. Weiterhin ergibt sich die Notwendigkeit, die Systemcharakterisierung nach einer umfangreichen Umbauphase (bspw. beim Wechsel des Winkelschleifertriebstrangs) erneut durchzuführen, da Lageabweichungen des Triebstrangs bei der Montage beobachtet werden konnten, die Auswirkung auf die Messgrößen – insbesondere die Kraftgrößen – haben.

## 6.4 Scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand

Der scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand (kurz: sCiL-Prüfstand) ist ein Antriebsstrangprüfstand für die Untersuchung des Auslöseverhaltens von Übrerrastkupplungen in Akkubohrschraubern. Zusätzlich dient der scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand als Entwicklungsprüfstand für mechanische Skalierungsmodelle<sup>272</sup>. Diese Skalierungsmodelle können in X-in-the-Loop-Prüfständen eingesetzt werden, um beispielsweise Teilsysteme aus einer Baureihe, welche eine verminderte mechanische Belastbarkeit aufweisen, in einen Antriebsstrangprüfstand zu integrieren. Dadurch können Hardwareprototypen mit geringerer Belastbarkeit eingesetzt werden. Die mechanischen Skalierungsmodelle ermöglichen dabei eine Anpassung der mechanischen Leistungsgrößen an die Belastbarkeit des zu untersuchenden Teilsystems. Dabei ist ein zeitgleicher, gekoppelter Betrieb mehrerer Teilsysteme, welche auf unterschiedlichen Belastungsniveaus betrieben werden können, auf dem Antriebsstrangprüfstand vorgesehen.

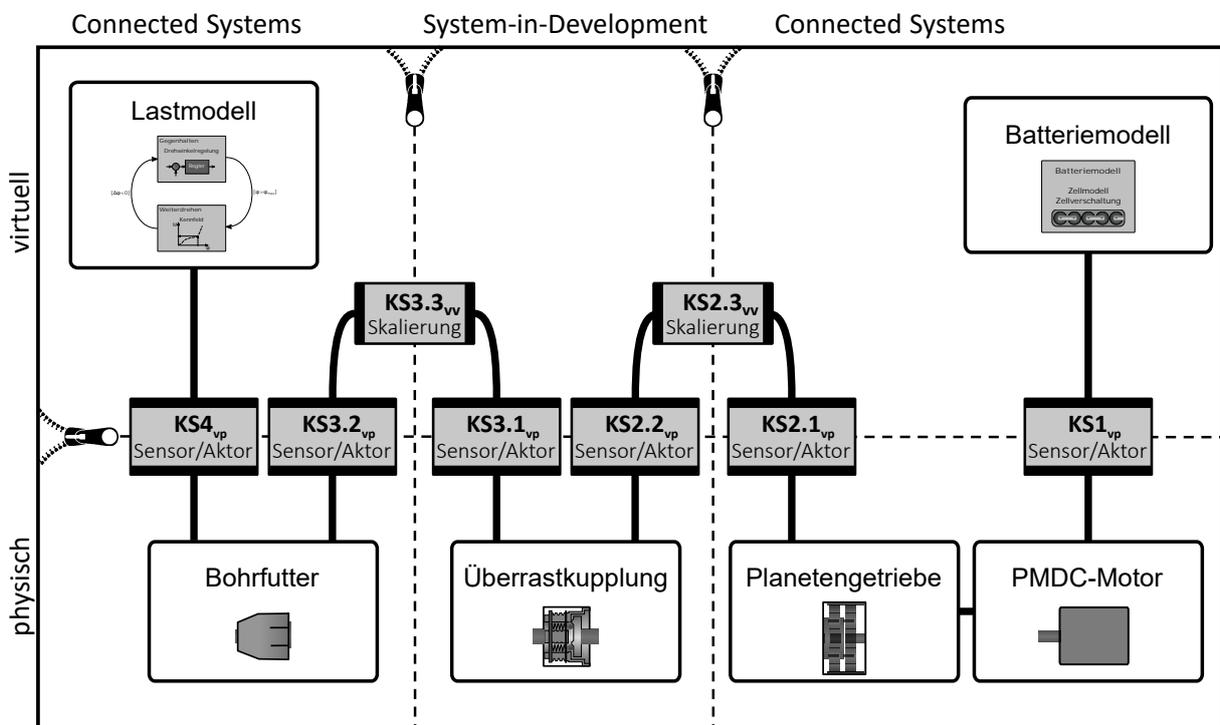
### 6.4.1 Einsatzzweck und Anforderungen

Der Einsatzzweck des scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstands ist die Untersuchung des Antriebsstrangs von Akkubohrschraubern mit dem Fokus auf dem Auslöseverhalten der Übrerrastkupplung. Zusätzlich soll die Entwicklung mechanischer Skalierungsmodelle für die Einbindung von mechanischen Komponenten mit vermindelter Beanspruchbarkeit durch den Prüfstand möglich sein. Dazu muss ein zeitgleicher Betrieb der mechanisch getrennten Antriebsstrangkomponenten und deren Kopplung über die virtuelle Domäne ermöglicht werden. Durch die Aufhebung der mechanischen Kopplung des System-in-Developments mit den restlichen Triebstrangkomponenten kann die Einbindung des System-in-Developments leistungsskaliert stattfinden und damit das Leistungsniveau an die Beanspruchbarkeit des Hardware-Prototypen angepasst werden. Aus dem Einsatzzweck ergeben sich für den Prüfstand folgende Anforderungen:

1. Integration eines Lastmodells
2. Wiederholbarkeit der Testbedingungen
3. Physische Integration der mechanischen Triebstrangkomponenten auf dem Antriebsstrangprüfstand und Kopplung über die virtuelle Domäne
4. Reproduzierbarkeit der Untersuchungsergebnisse
5. Integrationsmöglichkeit von Skalierungsmodellen an den virtuell-physischen Kopplungssystemen

<sup>272</sup> Vgl. Matthiesen et al. 2017e, S. 8, Steck et al. 2019 und Gwosch et al. 2019.

Die hierzu notwendige Architektur des Prüfstands ist Abbildung 6.18 zu entnehmen. In der physischen Domäne sind die Triebstrangteilsysteme *Antriebsmotor*, *zweistufiges Planetengetriebe*, *Überrastkupplung mit Planetenstufe* und *Bohrfutter mit Klemmrollenfreilauf* abgebildet. Über die Koppelsysteme sind sie mit der virtuellen Domäne verbunden. Die virtuelle Domäne beinhaltet ein Batteriemodell, ein Lastmodell sowie die Schnittstellenmodule für ein optionales Skalierungsmodell. Im Rahmen dieser Arbeit werden nur die Schnittstellen zum Skalierungsmodell entwickelt, es erfolgt also keine Entwicklung von geeigneten Skalierungsmodellen. Das Lastmodell beinhaltet die äußeren Lasten bei einer Schraubanwendung. Das Batteriemodell besteht aus einem, aus dem Stand der Forschung übertragenen Modell, um das Verhalten von Power-Tool Batterien abzubilden.



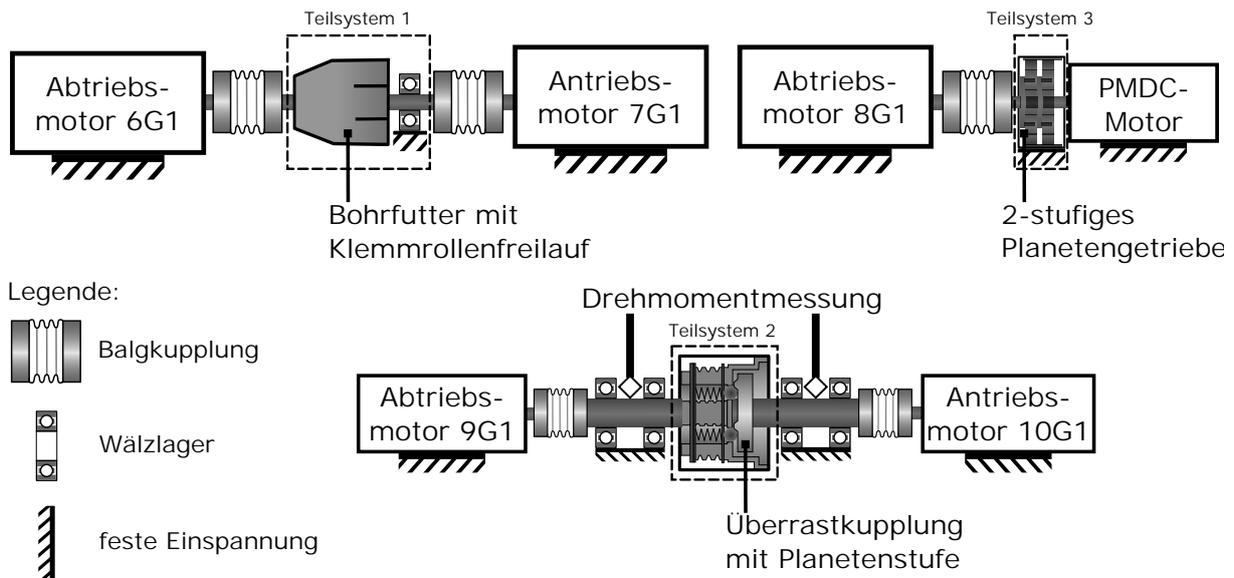
**Abbildung 6.18:** Modell der IPEK-XiL-Architektur des scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstands.<sup>273</sup>

## 6.4.2 Aufbau des Scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstands

### Mechanischer Aufbau

Für die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen ist der mechanische Aufbau des scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstands schematisch in Abbildung 6.19 und als fotografische Darstellung in Abbildung 6.20 dargestellt.

<sup>273</sup> Bildquelle: Gwosch et al. 2019; veränderte Darstellung. Darstellung basierend auf Albers et al. 2016b, S. 114 und Geier et al. 2012, S. 18.

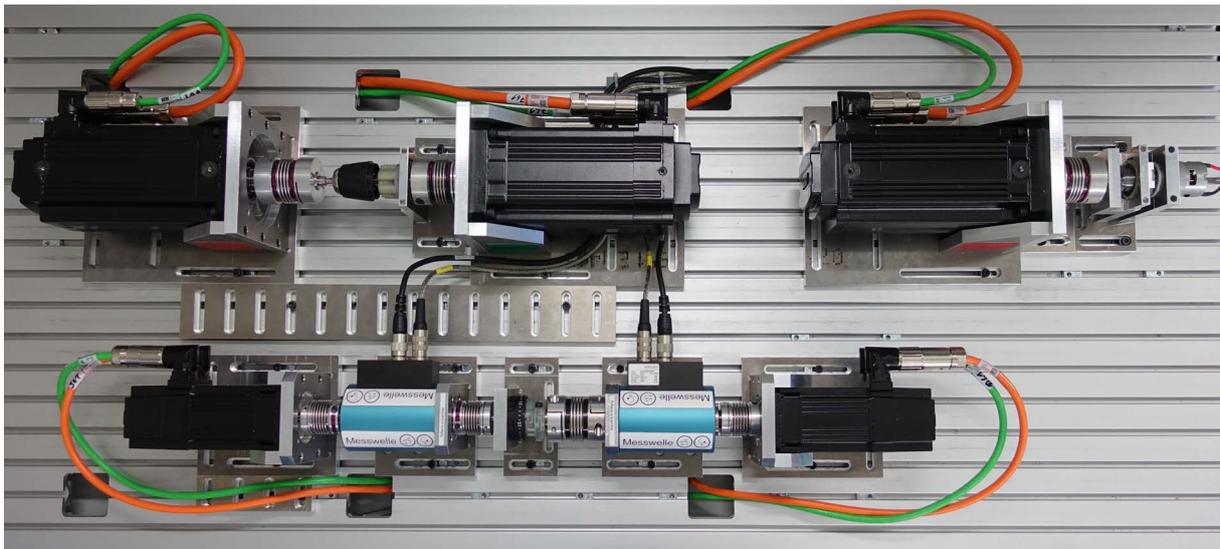


**Abbildung 6.19:** Schematische Darstellung von dem mechanischen Aufbau des scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstands.

Die mechanischen Triebstrangkomponenten des Akkuboehrschraubers sind über insgesamt fünf Prüfstandmotoren gekoppelt, wobei der Antrieb über den PMDC-Motor des Akkuboehrschraubers (Teilsystem 3 in Abb. 6.19) erfolgt. An den PMDC-Motor sind die ersten beiden Getriebestufen gekoppelt und ein Prüfstandmotor ermöglicht die Aufprägung von Lastmomenten auf die Komponenten. Das Bohrfutter mit dem integrierten beidseitig sperrenden Klemmrollenfreilauf (Teilsystem 1 in Abb. 6.19) ist über Balgkupplungen und Adapterwellen an der An- und Abtriebsseite an jeweils einen Prüfstandmotor gekoppelt. Das System-in-Development<sup>274</sup> – die Überlastkupplung – ist aufgrund der Integralbauweise mit der dritten Getriebestufe nicht von dieser zu trennen. Die Überlastkupplung ist mitsamt einer Planetenstufe (Teilsystem 2 in Abb. 6.19) auf der An- und Abtriebsseite jeweils über Adapterwellen und Balgkupplungen mit einer Drehmomentmessnabe und einem Prüfstandmotor verbunden. Die Drehmomentmessnaben sind so verbaut, dass sich jeweils die Messseite nahe am SiD befindet.

Die Produktbezeichnungen der Drehmomentmessnaben und Prüfstandmotoren können Tabelle 6.4 entnommen werden. Die Drehmomentmessnaben haben eine Zweibereichs-Option, das heißt ihr Messbereich kann auf 10 % reduziert werden und damit eine Verbesserung der Genauigkeitseigenschaften im unteren Messbereich erreicht werden. Damit ist ihr Einsatz nicht nur auf das SiD beschränkt, sondern kann auch zwischen die Triebstrangkomponenten von Teilsystem 1 und Teilsystem 3 eingebaut werden. Als Prüfstandmotoren werden fünf Synchronservomotoren eingesetzt. Die Ansteuerung der Prüfstandmotoren sowie die Steuerung des PMDC-Motors erfolgt durch das Mess-

<sup>274</sup> Das System-in-Development ist in dieser Arbeit das Teilsystem *Überlastkupplung*, auch wenn der Zweck des sCiL-Prüfstands die Entwicklung von Skalierungsmodellen ist. Im Rahmen der Entwicklung von Skalierungsmodellen ist die Überlastkupplung als System-under-Investigation (vgl. Albers et al. 2016a) zu betrachten.



**Abbildung 6.20:** Fotografische Darstellung des mechanischen Aufbaus des scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstands.<sup>275</sup>

**Tabelle 6.4:** Am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand eingesetzte Hardwarekomponenten (Sensoren und Aktoren).

Komponente	Hersteller	Typ/Bezeichnung
Prüfstandsmotor (Connected Systems)	SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG	CMP71L/KY/AK1H/SM1
Prüfstandsmotor (System-in-Development)	SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG	CMP50S/KY/AK1H/SM1
Motorregler Prüfstandsmotor	SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG	MOVIAXIS MXA81A
Drehmomentsensor	Kistler Instrumente GmbH	4503A050WA1B10D1
Motortreiber PMDC-Motor	Cytron Technologies	MD30C
Leistungsversorgungsmodul PMDC-Motor	EPS Stromversorgung GmbH	PSI 9000 2U

und Regelungssystem ADwin Pro II, das auch die Datenaufzeichnung und die Schnittstelle zur Benutzersteuerung übernimmt. Die Hardwarearchitektur ist Anhang A.2.3 zu entnehmen.

### Regelung und virtuelle Modelle

Die Softwarearchitektur des Mess- und Regelungssystems beinhaltet alle virtuellen Modelle zum Betrieb des scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand sowie die Kommunikationsschnittstellen und die Prüflaufsteuerung. Die Softwarearchitektur des Mess- und Regelungssystems am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand ist Anhang A.2.4 zu entnehmen.

<sup>275</sup> Bildquelle: Steck et al. 2019; veränderte Darstellung.

## Regelung

Die Regelung der Koppelsysteme des scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstands erfolgt durch die Frequenzumrichter. Abhängig von der Regelgröße werden Drehmoment-, Drehzahl- und Positionsregler eingesetzt. Die Sollwerte der mechanischen Triebstranggrößen werden durch das Mess- und Regelungssystem berechnet und über den CAN-Bus übertragen. In die Berechnung der Sollwerte fließen die Istwerte der anderen Koppelsysteme sowie der virtuellen Modelle (Umweltmodell und Skalierungsmodell) ein. Für die elektrischen Größen am Antrieb (KS1 in Abb. 6.18) erfolgt die Vorgabe des Pulsweitenmodulationssignals (kurz: PWM-Signal) als Steuergröße und die Regelung der Batteriespannung über das Batteriemodell durch das Mess- und Regelungssystem.

Die Regelung der Koppelsysteme KS2 bis KS4 erfolgt jeweils auf dem dazugehörigen Frequenzumrichter. Dies hat den Vorteil, dass die Signallaufzeiten innerhalb des Regelkreises gering sind, da keine Kommunikationszeiten zwischen Frequenzumrichter und Mess- und Regelungssystem im Regelungspfad vorhanden sind. Dadurch kann die Regelungsgeschwindigkeit erhöht werden, was die Ausregelung dynamischer Lastveränderungen begünstigt. Dies hat Einfluss auf die Regelungsarten.

## Batteriemodell

Das Batteriemodell baut auf dem Modell von SHEPHERD<sup>276</sup> und der Modifikation von TREMBLAY UND DESSAINT<sup>277</sup> auf und ist um die Berücksichtigung des Peukert-Effekts erweitert. Ein großer Vorteil dieses Modells ist die Parametrierung anhand der Datenblattangaben der Batteriezellen. Dazu müssen die Spannung und Kapazität in drei Betriebspunkten bekannt sein<sup>278</sup>. Die drei Punkte sind in einer typischen Entladekurve in Abbildung 6.21 eingezeichnet.

Zusätzlich sind Innenwiderstand und Peukert-Konstante als Parameter erforderlich. Einschränkungen des Modells sind:

- Keine Abbildung der stromabhängigen Änderung des Innenwiderstands
- Keine Abbildung der Temperaturabhängigkeit
- Keine Abbildung der Selbstentladung und des Memoryeffekts
- Einschränkungen bei der Abbildung von Ladevorgängen

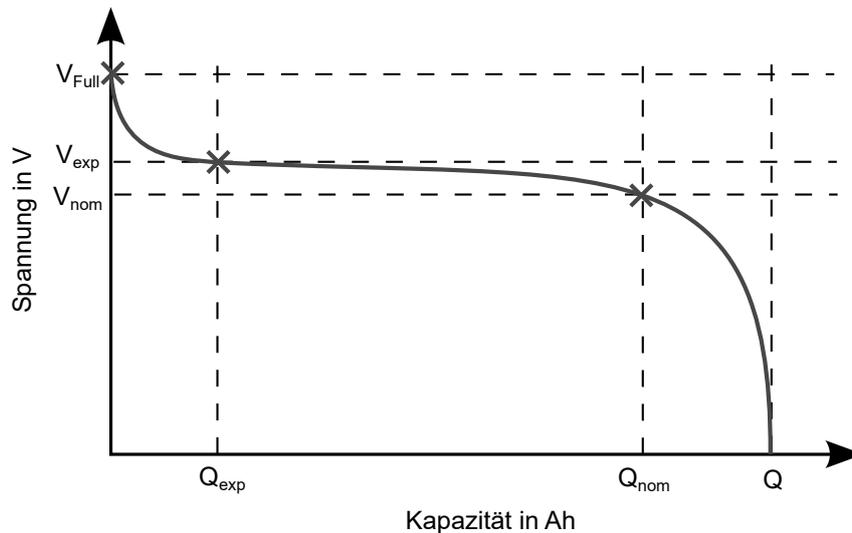
Das Modell basiert auf konstanten Entladeströmen, sodass die stromabhängige Änderung des Innenwiderstands nicht abgebildet ist. TREMBLAY UND DESSAINT konnten jedoch trotz dieser Einschränkung eine gute Abbildung des dynamischen Entladever-

---

<sup>276</sup> Shepherd 1965.

<sup>277</sup> Tremblay/Dessaint 2009.

<sup>278</sup> Vgl. Tremblay/Dessaint 2009, S. 292.



**Abbildung 6.21:** Entladekurve einer Batterie mit wichtigen Punkten zur Parameterbestimmung. Die Bezeichnung und Werte der eingezeichneten Punkte können Tabelle B.5 in Anhang B entnommen werden.<sup>280</sup>

haltens zeigen<sup>279</sup>, sodass auch bei dynamischen Lasten das Batteriemodell eingesetzt werden kann. Das temperaturabhängige Verhalten der Batterie ist insbesondere bei starker Änderung der Umgebungstemperatur und längeren Belastungsphasen relevant. Für die Untersuchung des Auslöseverhaltens der Überraschkupplung ist dieser Aspekt von untergeordneter Bedeutung und in der Wahl der Umweltbedingungen zu berücksichtigen. Die letzten beiden Aspekte stellen keine Einschränkungen in Bezug auf die Nutzung am sCiL-Prüfstand dar, da diese für das Untersuchungsziel keine wesentliche Bedeutung haben.

Das Zellmodell nach TREMBLAY UND DESSAINT wird durch die Gleichung 6.1 beschrieben. Dabei ist  $V_{cell}$  die Zellspannung,  $Q$  die Kapazität der Zelle,  $it$  der zeitintegrierte elektrische Strom,  $R_{cell}$  der Innenwiderstand der Zelle und  $i^*$  der gefilterte elektrische Strom. Die Parameter  $A_{cell}$ ,  $B_{cell}$ ,  $E_0$  und  $K_{cell}$  werden durch die Gleichungen 6.2 bis 6.5 berechnet. Gleichung 6.3 ist dabei eine Näherung<sup>281</sup>. Die Indizes für Spannung und Kapazität an den charakteristischen Betriebspunkten können Abbildung 6.21 entnommen werden.

$$V_{cell} = E_0 - K_{cell} \frac{Q}{Q - it} \cdot it - R_{cell} \cdot i + A_{cell} \exp(-B_{cell} \cdot it) - K_{cell} \frac{Q}{Q - it} \cdot i^* \quad (6.1)$$

$$A_{cell} = V_{full} - E_0 + R_{cell} \cdot i \quad (6.2)$$

<sup>279</sup> Vgl. Tremblay/Dessaint 2009, S. 293-296.

<sup>280</sup> Bildquelle: Vogel 2013, S. 38 in Anlehnung an Tremblay/Dessaint 2009.

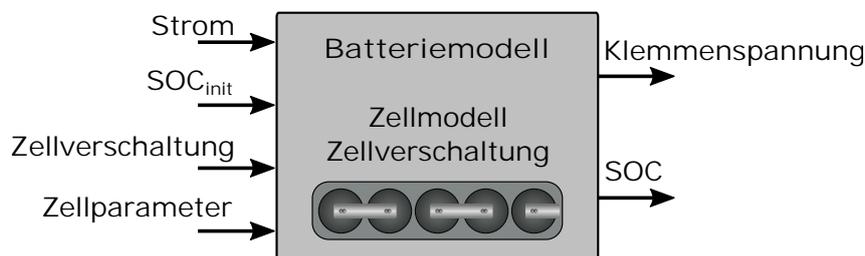
<sup>281</sup> Vgl. Tremblay/Dessaint 2009, S. 292.

$$B_{cell} = \frac{3}{Q_{exp}} \quad (6.3)$$

$$E_0 = \frac{V_{exp} + K_{cell} \frac{Q}{Q-Q_{exp}} (Q_{exp} + i) + R_{cell} \cdot i - (V_{full} + R_{cell} i) \exp(-3)}{1 - \exp(-3)} \quad (6.4)$$

$$K_{cell} = \frac{(1 - \exp(-3))(V_{nom} + R_{cell} \cdot i - (V_{full} + R_{cell} \cdot i) \exp(-3 \frac{Q_{nom}}{Q_{exp}}))}{\frac{Q}{Q-Q_{exp}} (Q_{exp} + i)(1 - \exp(-3) \frac{Q_{nom}}{Q_{exp}}) - \frac{Q}{Q-Q_{nom}} (Q_{nom} + i)(1 - \exp(-3))} - \frac{(V_{exp} + R_{cell} \cdot i - (V_{full} + R_{cell} \cdot i) \exp(-3))(1 - \exp(-3 \frac{Q_{nom}}{Q_{exp}}))}{\frac{Q}{Q-Q_{exp}} (Q_{exp} + i)(1 - \exp(-3) \frac{Q_{nom}}{Q_{exp}}) - \frac{Q}{Q-Q_{nom}} (Q_{nom} + i)(1 - \exp(-3))} \quad (6.5)$$

Im Batteriemodell (Abbildung 6.22) ist das Zellmodell sowie die Zellverschaltung implementiert. Als Eingangsgrößen dienen die Zellparameter aus dem Datenblatt des Zellherstellers, die Zellverschaltung, der initiale Ladezustand  $SOC_{init}$  sowie der elektrische Strom an der Batterie. Als Ausgangsgröße stehen die Klemmenspannung und der aktuelle Ladezustand  $SOC$  zur Verfügung. Die Parameter sind Tabelle B.5 in Anhang B zu entnehmen.

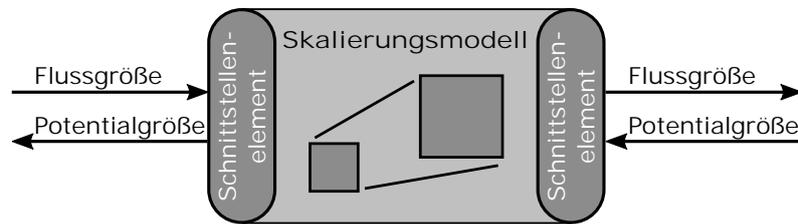


**Abbildung 6.22:** Ein- und Ausgangsgrößen des Batteriemodells.

### Skalierungsmodell

Das Skalierungsmodell soll – wie bereits in Kapitel 6.4.1 erwähnt – nicht Bestandteil dieser Arbeit sein. Teil dieser Arbeit ist die Bereitstellung der Schnittstellen für die Einbindung von Skalierungsmodellen in die Regelungsstruktur. Das Skalierungsmodell verbindet mechanische Schnittstellen über die Koppelsysteme des Prüfstands. Mechanischen Schnittstellen können über die Fluss- und Potentialgrößen beschrieben werden, sodass die in Abbildung 6.23 gezeigte prinzipielle Beschreibung der Ein- und Ausgangsgrößen mit Schnittstellenelementen für den eindimensionalen Fall die Einbindung eines Skalierungsmodells zulässt. Im vorliegenden Fall ist als Flussgröße das Drehmoment und als Potentialgröße der Drehwinkel beziehungsweise die Drehzahl an den Schnittstellen gewählt. Um die Einbindung von Skalierungsmodellen möglichst flexibel zu gestalten, enthalten die Schnittstellenelemente, welche das Skalierungsmodell in die

Regelungsstruktur einbinden, die drei mechanischen Größen *Drehmoment*, *Drehzahl* und *Drehwinkel*. In Abhängigkeit der Ein- und Ausgangsgrößen des Skalierungsmodells können diese mit den Schnittstellenelementen verbunden werden.



**Abbildung 6.23:** Beschreibung der Ein- und Ausgangsgrößen der Schnittstellenelemente für die Einbindung eines Skalierungsmodells.

### 6.4.3 Lastmodell für Akkuboehrschrauber

*In diesem Kapitel wurden Vorveröffentlichungen<sup>282</sup> einbezogen, in denen Inhalte dieses Kapitels durch den Autor im Rahmen einer Mitautorenschaft publiziert sind. Sie werden aus Gründen der Übersichtlichkeit im Text nicht gesondert gekennzeichnet.*

Ziel des Lastmodells ist die Berechnung der Drehmomentbelastung, welche als äußeres Lastmoment an KS4 (vgl. Abb. 6.18) auf den Triebstrang aufgebracht wird. Für das Lastmodell sollen die Untersuchungsergebnisse aus Kapitel 5.1 verwendet werden. Es soll ein Lastmodell einer Holzeinschraubung erstellt werden, das zeitunabhängig und damit in Grenzen auch für verschiedene Drehzahlverläufe gültig ist.

#### Implementierung des Lastmodells

Für Systemgrößen, die als direkte mechanische Belastungsgrößen vorliegen, ist die Generierung von Lastprofilen verhältnismäßig einfach möglich. Die in den manuellen Tests gemessenen und aufbereiteten Systemgrößen sind direkt nutzbar, indem aus diesen das Lastmodell erstellt wird. Für den Fall des Akkuboehrschraubers sind die beiden mechanischen Größen *Drehmoment* und *Drehwinkel* an der Bitaufnahme aus den manuellen Tests verfügbar. Der Drehwinkel wird als Eingangsgröße (Einschraubwinkel) und das Drehmoment als Ausgangsgröße des Lastmodells verwendet. Das Lastmodell einer Einschraubung in Holz für Akkuboehrschrauber für den Antriebsstrangprüfstand ist als Zustandsmodell in Abbildung 6.24 dargestellt. Es handelt sich um ein semiphysikalisches Modell.

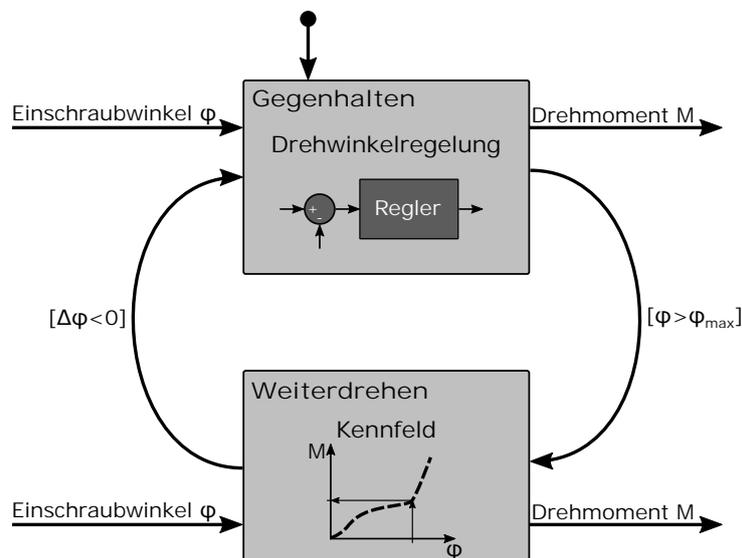
Das Lastmodell für eine Holzeinschraubung enthält zwei Zustände – das *Gegenhalten* und das *Weiterdrehen*. Der Zustand *Gegenhalten* ist immer dann aktiv, wenn der

<sup>282</sup> Steck et al. 2019.

Einschraubwinkel  $\varphi$  konstant bleibt, die Schraube also weder ein- noch ausgedreht wird. Der Zustand *Weiterdrehen* ist immer dann aktiv, wenn der Einschraubwinkel  $\varphi$  größer wird. Aus dem Zustand *Gegenhalten* wird in den Zustand *Weiterdrehen* gewechselt, wenn der aktuelle Einschraubwinkel  $\varphi$  größer als der maximale Einschraubwinkel  $\varphi_{max}$  ist. Im Zustand *Weiterdrehen* wird das Drehmoment  $M$  aus dem in Kapitel 5.2.2 vorgestellten Kennfeld berechnet. Sobald der Einschraubwinkel  $\varphi$  abfällt (Bedingung  $\Delta\varphi < 0$ ) erfolgt der Wechsel in den Zustand *Gegenhalten*. In diesem Zustand erfolgt eine Drehwinkelregelung auf einen konstanten Einschraubwinkel.

Der Zustand *Weiterdrehen* liegt damit während der Einschraubung vor, der Zustand *Gegenhalten* liegt während der dynamischen Entkopplung der Antriebsseite des Akkuboehrschrauberantriebsstrangs vor, was bei aktivierter Überrasstkupplung der Fall ist. Beim Durchrutschen der Überrasstkupplung wechselt das Modell zwischen den zwei Zuständen in schneller Folge.

Die Regelungsart der Koppelsysteme erfolgt damit abhängig vom Zustand des Lastmodells. Während beim Weiterdrehen das Drehmoment, also die Flussgröße, von Lastseite in Richtung Antrieb übertragen wird, erfolgt beim Gegenhalten die Übertragung des Drehwinkels, also die Potentialgröße, von Lastseite in Richtung Antrieb. Daraus folgt, dass beim Wechsel des Zustands im Lastmodell ein Wechsel der Regelungsstruktur notwendig wird. Eine detaillierte Beschreibung der Regelungsstruktur erfolgt in Anhang A.2.5.



**Abbildung 6.24:** Lastmodell einer Holzeinschraubung für Akkuboehrschrauber für den scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand in Zustandsmodellform.<sup>283</sup>

<sup>283</sup> Bildquelle: Steck et al. 2019.

## Diskussion zum Lastmodell

Das Lastmodell für Holzeinschraubungen mit Akkuboehrschraubern ermöglicht eine zeitunabhängige und damit drehzahlunabhängige Lastmomentaufprägung auf den Triebstrang. Das entwickelte Lastmodell einer Holzeinschraubung ist für die in Kapitel 5.2 gezeigten Randbedingungen gültig. Im Rahmen dieser Arbeit wird das in Abbildung 6.24 gezeigte Lastmodell für eine Schraubenart implementiert. Das Lastmodell berücksichtigt keine drehzahlabhängigen Einflüsse auf das Lastmoment und es kann der Einschraubvorgang, jedoch kein Ausschraubvorgang, abgebildet werden. Eine Erweiterung auf andere Schraubenarten ist mit den vorgestellten Methoden möglich.

### 6.4.4 Verifikation des Scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstands

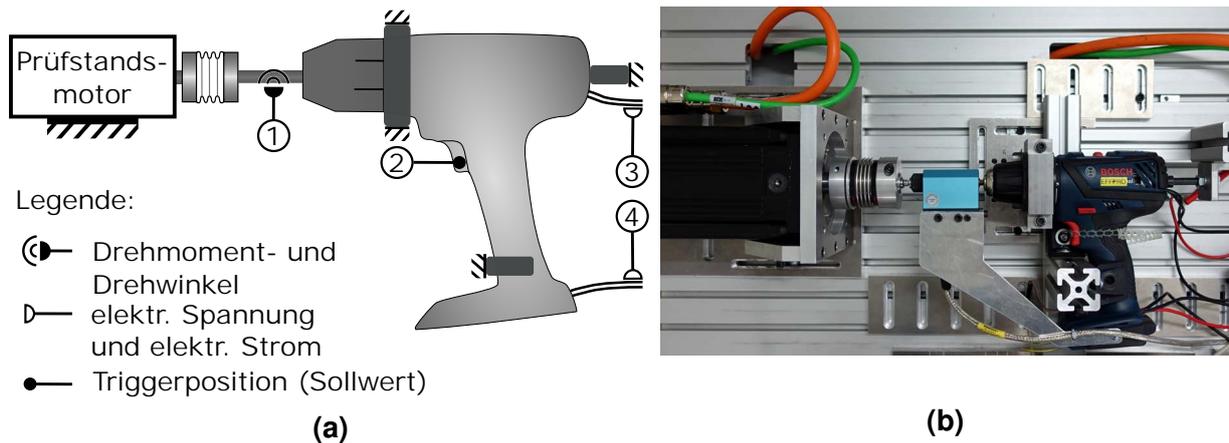
*In diesem Kapitel wurden Vorveröffentlichungen<sup>284</sup> einbezogen, in denen Inhalte dieses Kapitels durch den Autor im Rahmen einer Mitautorenschaft publiziert sind. Sie werden aus Gründen der Übersichtlichkeit im Text nicht gesondert gekennzeichnet.*

Die Verifikation des scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstands erfolgt durch die Prüfung der Anforderungserfüllung aus Kapitel 6.4.1.

#### Verifikation des Lastmodells

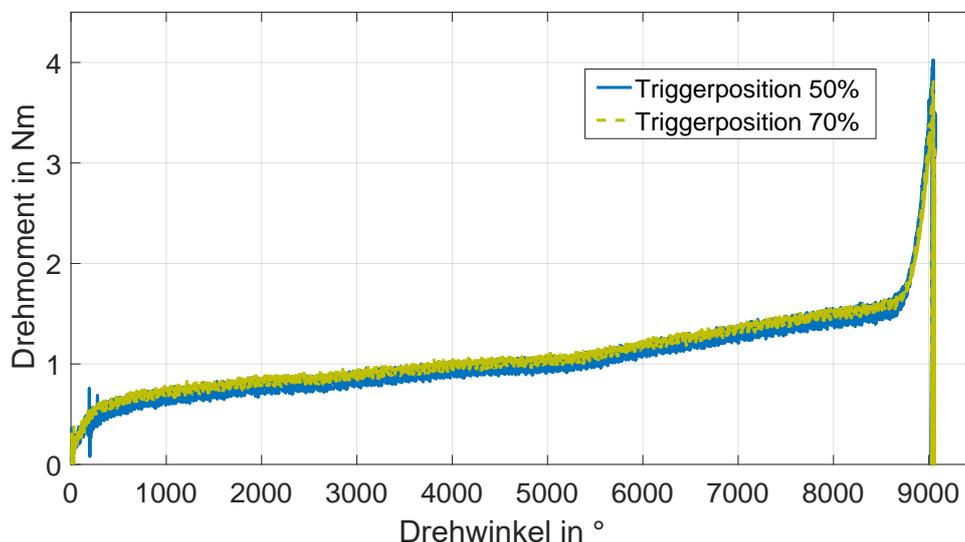
Die Verifikation des Lastmodells am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand erfolgt durch Untersuchungen mit dem Sensorschrauber aus Kapitel 5.2 am Prüfstand. Dazu wird der Sensorschrauber an der Bitaufnahme mit einem Prüfstandmotor mechanisch gekoppelt. Das hierbei eingesetzte Untersuchungssetup ist in Abbildung 6.25 dargestellt. Die Berechnung des Belastungsmoments des Prüfstandmotors erfolgt über das in Kapitel 6.4.3 vorgestellte Lastmodell für Akkuboehrschrauber. Die Messgrößen entsprechen denen des Sensorschraubers in Kapitel 5.2 (vgl. Tabelle 5.5). Der Verlauf der Triggerposition (Pos. 2 in Abb. 6.25 (a)) wird über das Regelungssystem des Prüfstands vorgegeben. Die Energieversorgung des Akkuschauberantriebs erfolgt durch das Leistungsversorgungsmodul des Prüfstands (vgl. Tab. 6.4). Dieses wird über die Prüfstandregelung mit dem in Kapitel 6.4.2 vorgestellten Batteriemodell gesteuert. Die Verifikation erfolgt über die Auswertung der Systemgrößen an der Bitaufnahme (Pos. 1 in Abb. 6.25). Es wird der Drehmoment-Drehwinkel-Zusammenhang ermittelt.

<sup>284</sup> Steck et al. 2019 und Gwosch et al. 2019.



**Abbildung 6.25:** Untersuchungssetup zur Verifikation des Lastmodells am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand. In (a) schematische Darstellung, in (b) fotografische Darstellung.

Der Drehmoment-Drehwinkel-Zusammenhang für 10 Einzelmessungen (5 aufeinanderfolgende Versuchswiederholungen je Triggerposition) mit Kupplungsstufe 15 in Abbildung 6.26 zeigt einen ähnlich charakteristischen Verlauf wie bei den Einschraubuntersuchungen der manuellen Tests (vgl. Abb. 5.29), wobei im Bereich bis  $300^\circ$  der Drehmomentanstieg steiler ist und im Bereich zwischen  $5500^\circ$  und  $8500^\circ$  ein gleichmäßiger Anstieg des Drehmoments im Vergleich zu den in Kapitel 5.2.2 vorgestellten manuellen Tests vorliegt. Der maximale Drehwinkel beträgt bei den Messungen am sCiL-Prüfstand ca.  $9000^\circ$ .



**Abbildung 6.26:** Drehmoment-Drehwinkel-Zusammenhang mit Kupplungsstufe 15 am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand zur Verifikation des Lastmodells. Dargestellt sind jeweils 5 Einzelmessungen für 50 % und 70 % Triggerposition.

Im Vergleich zu den Ergebnissen der manuellen Tests aus Kapitel 5.2.2 ist der maximale Drehwinkel geringer, was größtenteils aus der Abweichung zu Beginn der Einschraubung beim Ansetzen und Eindrehen der Schraubenspitze in das Werkstück (Drehwinkel bis

ca. 500 °) resultiert. Für die Untersuchung der Überrasstkupplung ist der Betriebspunkt zu Beginn der Einschraubung von untergeordneter Bedeutung, da das Drehmoment gering ist und die Drehmomentbegrenzung durch die Überrasstkupplung zu einem späteren Zeitpunkt stattfindet. Aus diesem Grund wird die Abweichung der Ergebnisse zu den Ergebnissen der manuellen Tests als unkritisch für den Einsatz des Lastmodells am sCiL-Prüfstand bewertet.

Zur Verifikation des Lastmodells wird weiterhin das Verhalten beim Übergang vom inaktiven zum aktiven Zustand der Überrasstkupplung (vgl. Kap. 6.4.3) betrachtet. Als Bewertungsgröße wird der Mittelwert und die Standardabweichung des Kupplungsmoments gewählt. Das Kupplungsmoment ist dabei das maximale Drehmoment, das zeitlich vor dem Drehmomentabfall auf der Abtriebsseite bei aktivierter Überrasstkupplung vorliegt. Die Kenngrößen werden auf Basis eines Datensatzes aus 30 Einzelmessungen je Kupplungsstufe berechnet, wobei die Normalverteilung der Daten durch den Lilliefors-Test (5 % Signifikanzwert) überprüft wurde. Die Ergebnisse sind in Tabelle 6.5 zusammengefasst. Als Vergleichswerte werden die Ergebnisse aus den manuellen Tests (vgl. Tab. 5.7) herangezogen.

**Tabelle 6.5:** Mittelwert, Standardabweichung und Spannweite des Kupplungsmoments für die Kupplungsstufen 5, 10, 15 der Überrasstkupplung für die manuellen Tests und die Untersuchungen am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand. Die Versuchszahl beträgt für jede Kupplungsstufe 30.

Kupplungsstufe	manueller Test			sCiL-Prüfstand		
	Mittelwert in Nm	Standardabweichung in Nm	Spannweite in Nm	Mittelwert in Nm	Standardabweichung in Nm	Spannweite in Nm
5	1,51	0,07	0,30	1,40	0,06	0,21
10	2,70	0,10	0,45	2,60	0,08	0,38
15	3,96	0,19	0,77	3,82	0,16	0,51

Das maximale Drehmoment ist bei den Untersuchungen am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand im Mittel etwa 0,1 Nm geringer als bei den manuellen Tests. Die Standardabweichung des Kupplungsmoments liegt für die drei untersuchten Kupplungsstufen bei 3-4 % des Mittelwerts und ist damit vergleichbar zu den Werten der manuellen Tests. Die Spannweite des Kupplungsmoments beträgt 0,2-0,5 Nm, was etwa 15 % des Mittelwerts entspricht. Im Vergleich zu den manuellen Tests ist die Spannweite geringer.

Die Auswertung der Streuung des Kupplungsmoments zeigt etwas geringere Werte für die Standardabweichung und Spannweite im Vergleich zu den manuellen Tests für alle Kupplungsstufen (vgl. Tab. 6.5). Die beobachtete Abweichung resultiert möglicherweise aus der steiferen Einspannung des Akkubohrschraubers am Prüfstand im Vergleich zur

Maschinenführung durch einen Anwender. Aufgrund der geringen Abweichung ist diese jedoch als unkritisch einzustufen, insbesondere wenn Untersuchungen am Prüfstand miteinander verglichen werden.

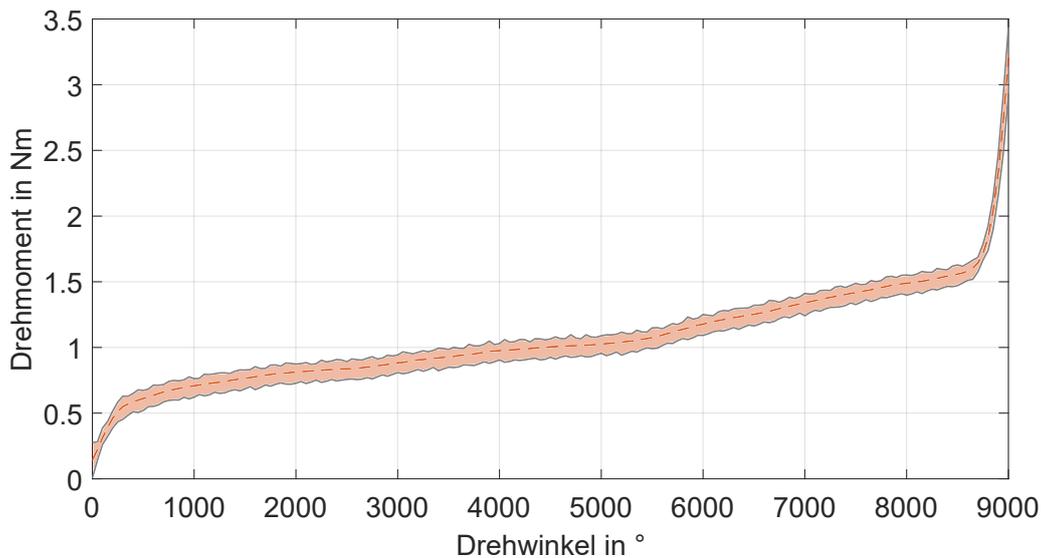
Das Lastmodell zeigt in den Untersuchungsergebnissen eine gute Abbildung der Drehmomentverläufe sowie der Kupplungsmomente am Antriebsstrangprüfstand, sodass das Lastmodell für die Untersuchungen am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand eingesetzt werden kann.

### **Wiederholbarkeit der Testbedingungen**

Zur Bewertung der Wiederholbarkeit der Testbedingungen werden Streuungsmaße mehrerer Einzelmessungen betrachtet. Das Untersuchungssetup zur Generierung der Einzelmessungen ist gleich dem Untersuchungssetup zur Verifikation des Lastmodells am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand (vgl. Abb. 6.25). Es wird vorausgesetzt, dass sich das System *Akkubohrschrauber* im Rahmen der Verifikationsuntersuchungen nur geringfügig ändert und hinsichtlich der Bewertungsgrößen als konstant angenommen werden kann. Als Streuungsmaß wird die Spannweite sowie die mittlere Standardabweichung des Drehmoments über einen Einschraubvorgang betrachtet. Diese Kennwerte werden mit den Ergebnissen aus den manuellen Tests (vgl. Kap. 5.2.2) verglichen.

Die Spannweite sowie der Mittelwert des Drehmoments sind für 30 Einzelmessungen in Abbildung 6.27 in Abhängigkeit des Drehwinkels dargestellt. Der qualitative Verlauf zeigt ein gleichmäßiges Streuband über dem Drehwinkel im Bereich zwischen ca. 500 ° und 8500 °. Zur quantitativen Bewertung wird das mittlere Drehmoment je Einschraubvorgang analysiert und dessen Standardabweichung sowie die maximale Spannweite über 10 Versuchswiederholungen berechnet.

In Tabelle 6.6 sind die Kennwerte zusammengefasst und zusätzlich die Kennwerte der manuellen Tests aus Kapitel 5.2.2 dargestellt. Das mittlere Drehmoment ist bei den Kupplungsstufen 10 und 15 am sCiL-Prüfstand etwa 0,2 Nm größer als in den manuellen Tests. Die Abweichung resultiert aus der Genauigkeit der Drehmomentaufprägung der An- und Abtriebsmotoren am Prüfstand, was in Referenzmessungen bestätigt werden konnte. Die mittlere Spannweite ist bei den Untersuchungen am sCiL-Prüfstand mit den Werten aus den manuellen Tests vergleichbar, wobei im Vergleich zu den manuellen Tests die mittlere Spannweite am sCiL-Prüfstand tendenziell etwas geringer ist. Die maximale Spannweite beträgt in dieser Untersuchungsreihe zwischen 0,2 Nm und 0,5 Nm für die Ergebnisse am sCiL-Prüfstand, während die maximale Spannweite der manuellen Tests zwischen 0,4 Nm und 1,3 Nm liegt. Die Ergebnisse zeigen eine geringere



**Abbildung 6.27:** Spannweite des Drehmoments am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand zur Verifikation des Lastmodells. Die eingefärbte Fläche gibt die Spannweite, die gestrichelte Linie den Mittelwert von 30 Versuchswiederholungen an.<sup>285</sup>

**Tabelle 6.6:** Mittelwert, Standardabweichung und maximale Spannweite des Drehmoments bei verschiedenen Kupplungsstufen. Es sind die Ergebnisse der manuellen Test und der Untersuchungen am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand dargestellt.

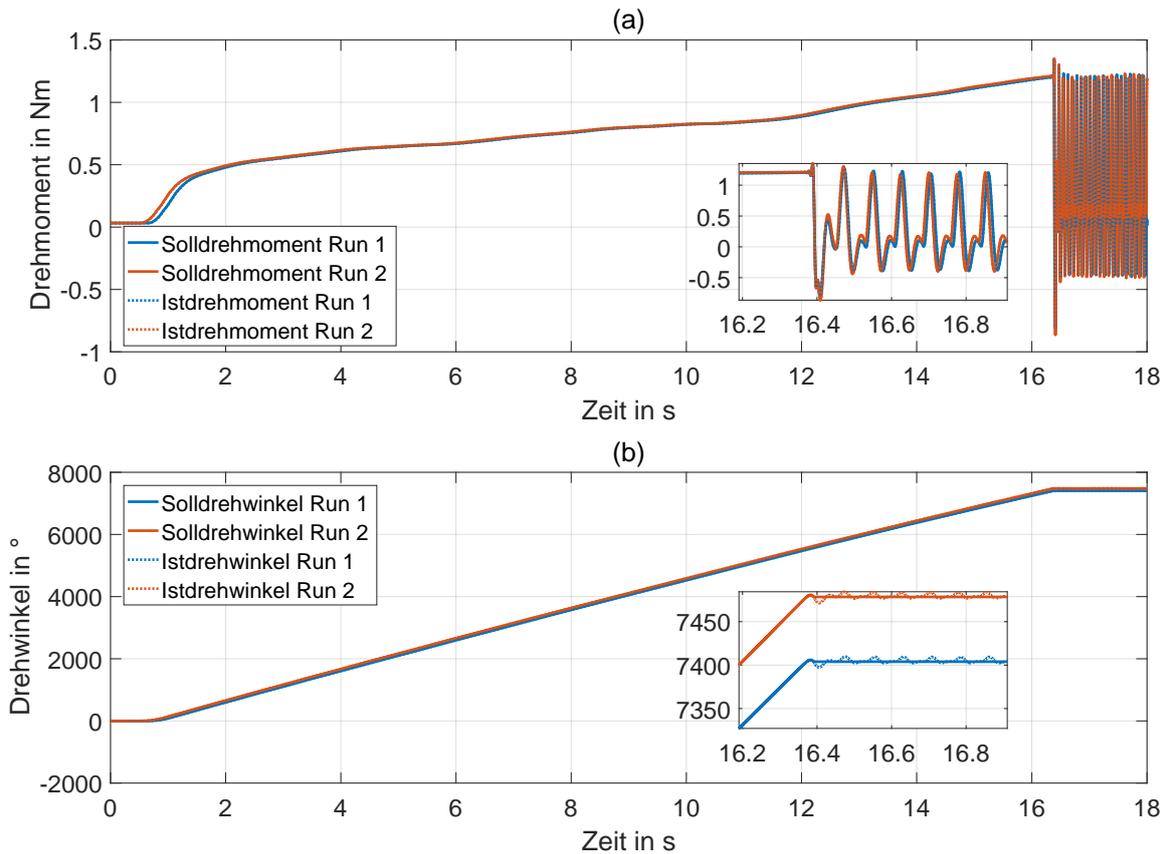
Kupplungsstufe	manueller Test			sCiL-Prüfstand		
	mittleres Drehmoment in Nm	mittlere Spannweite in Nm	maximale Spannweite in Nm	mittleres Drehmoment in Nm	mittlere Spannweite in Nm	maximale Spannweite in Nm
5	0,810	0,170	0,406	0,865	0,175	0,455
10	0,819	0,251	0,634	1,042	0,155	0,192
15	0,838	0,217	1,297	1,068	0,126	0,420

Streuung des Drehmoments am sCiL-Prüfstand im Vergleich zu den manuellen Tests, was sich positiv auf die Wiederholbarkeit der Testbedingungen am Prüfstand auswirkt.

Weiterhin wird für die Wiederholbarkeit der Testbedingungen der Zeitverlauf des Drehmoments und Drehwinkels an der Schnittstelle zum Bohrfutter (Messstelle 1 in Abb. 6.25) sowie der Zeitverlauf des Stroms und der Spannung an der Schnittstelle zum Akku (Messstelle 4 in Abb. 6.25) für Versuchswiederholungen verglichen. Die Ergebnisse für zwei Versuchswiederholungen (Run 1 und 2) sind in Abbildung 6.28 und Abbildung 6.29 dargestellt.

Der Drehmomentverlauf folgt in beiden Versuchsläufen dem Sollmoment und es sind nur geringe Abweichungen erkennbar (vgl. Abb. 6.28 (a)). Zwischen den beiden Versuchsläufen ist zu Beginn des Drehmomentanstiegs bei etwa 1 s eine geringe zeit-

<sup>285</sup> Bildquelle: Steck et al. 2019.

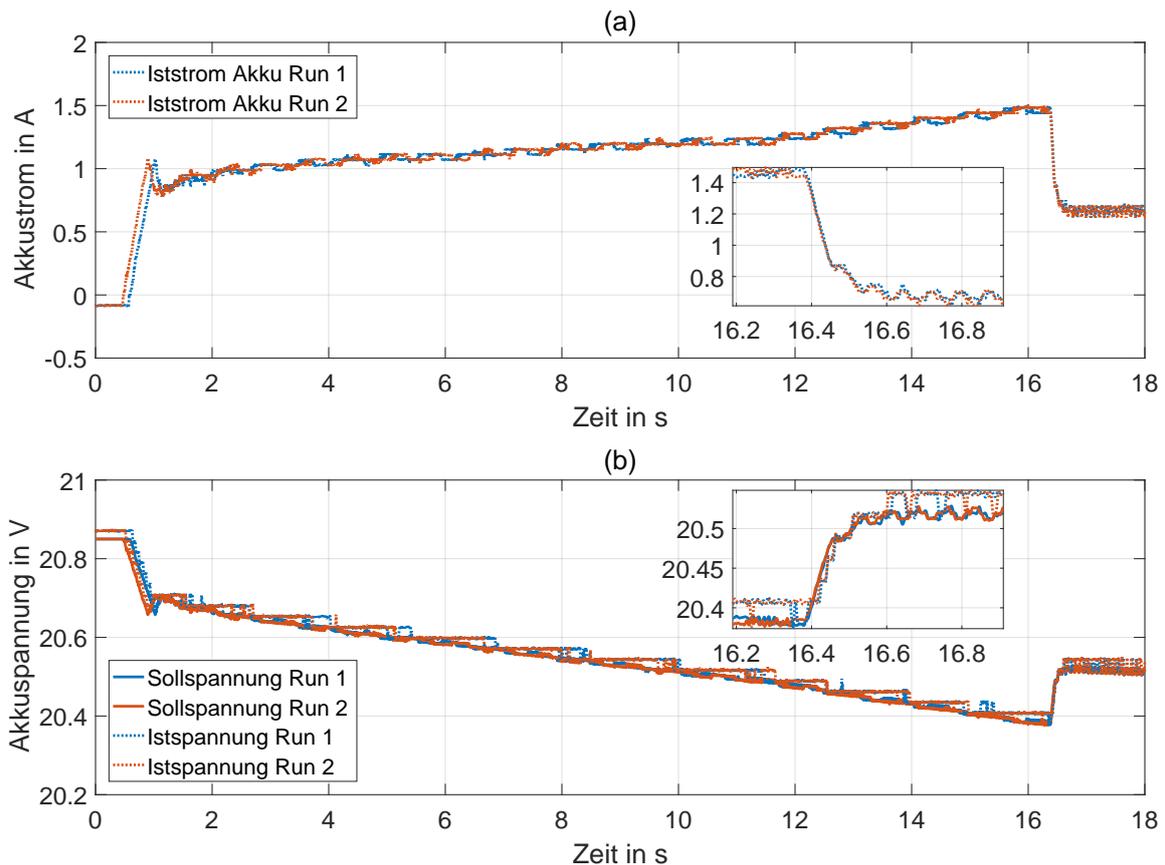


**Abbildung 6.28:** Wiederholbarkeit der Testbedingungen am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand für die mechanischen Größen an der Abtriebsseite des Antriebsstrangs.

liche Abweichung zu beobachten. Die Detailansicht in Abbildung 6.28 (a) zeigt einen geringen Drift zwischen den beiden Drehmomentsignalen über der Zeit. Im Drehwinkelsignal ist ein Drehwinkelversatz zu beobachten, der nach etwa 1 s über der Versuchszeit konstant ist. Die Abweichung in den beiden Drehwinkelsignalen kann aus einer unterschiedlichen Relativverdrehung der An- und Abtriebsseite der Überrastkupplung zu Versuchsbeginn resultieren, da der Antriebsstrang im drehmomentfreien Zustand Spiel in Rotationsrichtung aufweist.

Die elektrischen Größen auf der Abtriebsseite zeigen in Abbildung 6.29 für die beiden Versuchsläufe eine gute Übereinstimmung, wobei ein dem Drehmoment und Drehwinkel vergleichbarer zeitlicher Versatz beobachtet werden kann. Durch die Spannungsregelung am Prüfstand kann für den Spannungsverlauf zusätzlich der Istwert mit dem Sollwert verglichen werden. Diese stimmen gut überein, wobei Abweichungen von bis zu 50 mV vorliegen. Die Abweichung von Soll- und Istwert liegt im Bereich der Genauigkeit des Leistungsversorgungsmoduls des Prüfstands.

Die Ergebnisse zur Wiederholbarkeit der Testbedingungen zeigen geringe Abweichungen zwischen den Versuchswiederholungen, welche jedoch den qualitativen und quantitativen Verlauf der elektrischen und mechanischen Größen an den Schnittstellen zum



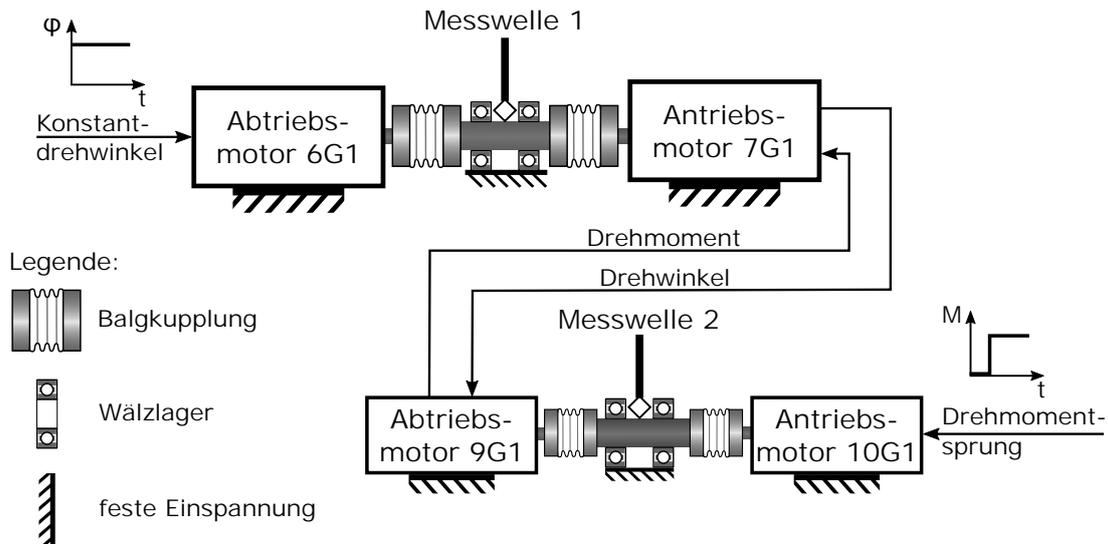
**Abbildung 6.29:** Wiederholbarkeit der Testbedingungen am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand für die elektrischen Größen an der Antriebsseite des Antriebsstrangs.

Antriebsstrang des Akkubohrschraubers nur gering beeinflussen. Die Spannweite des Drehmoments am sCiL-Prüfstand ist vergleichbar mit den Ergebnissen der manuellen Tests und bei den Untersuchungen am sCiL-Prüfstand tendenziell etwas geringer. Die Wiederholbarkeit der Testbedingungen konnte damit im Rahmen der diskutierten Streuung verifiziert werden.

### Physische Integration der mechanischen Triebstrangkomponenten auf dem Antriebsstrangprüfstand und Kopplung über die virtuelle Domäne

Zur Bewertung der Kopplung über die virtuelle Domäne wird die Sprungantwort eines Drehmomentsprungs auf der Antriebsseite ausgewertet, da diese Anregung Ähnlichkeiten zu dem erwartenden Drehmomentverlauf durch die Überraschkupplung aufweist und standardisierte Kenngrößen zur Charakterisierung des Systemverhaltens vorhanden sind. Als Kenngrößen werden die Anschwingzeit, die Überschwingweite sowie der Beharrungswert für Sprungantworten von Regelungssystemen nach DIN-Norm 60050-351<sup>286</sup>

<sup>286</sup> DIN IEC 60050-351:2014-09.



**Abbildung 6.30:** Untersuchungssetup zur Verifikation der Koppelsysteme am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand.<sup>287</sup>

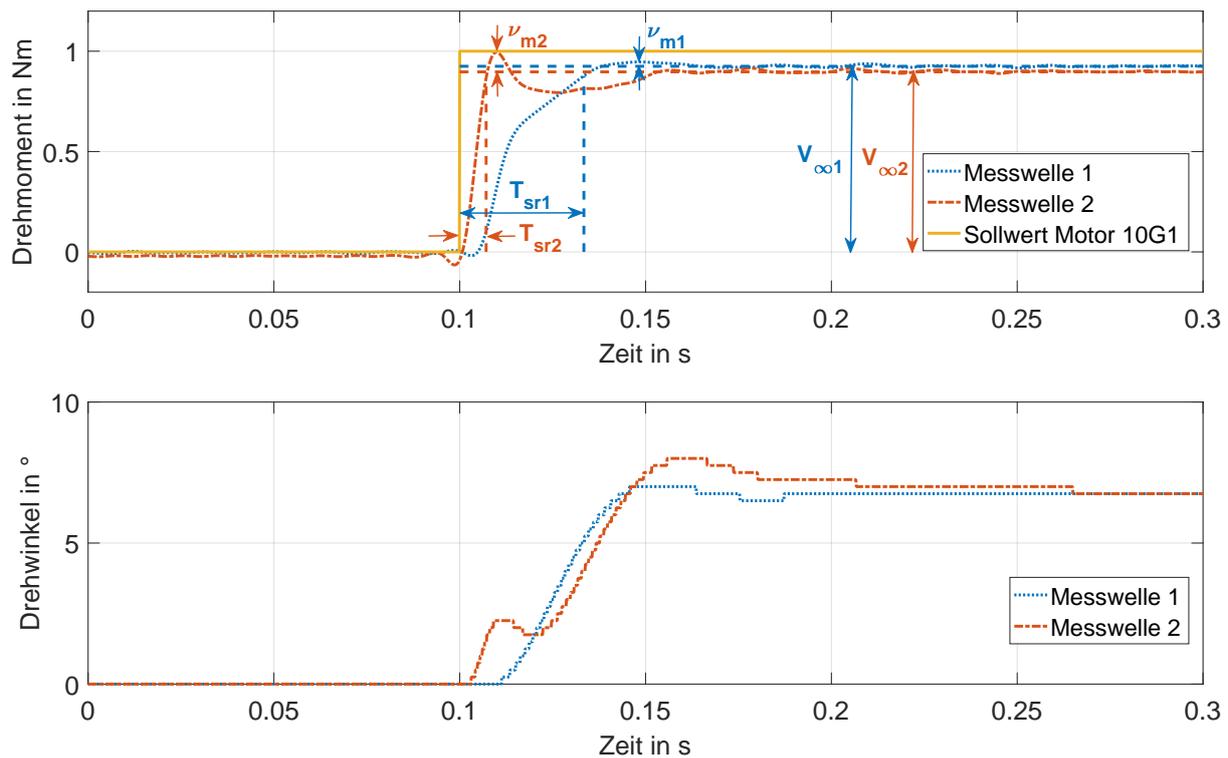
verwendet. Der Toleranzbereich  $\delta\nu_s$  wird dabei zu 0,05 Nm festgelegt. Das Untersuchungssetup ist in Abbildung 6.30 dargestellt.

Der Antriebsmotor 10G1 wird zum Zeitpunkt  $T = 0,1$  s mit einem Drehmomentsprung von 1 Nm beaufschlagt, während der Abtriebsmotor 6G1 auf einen Konstantdrehwinkel geregelt wird. Der Abtriebsmotor 9G1 ist mit dem Antriebsmotor 7G1 in beiden Richtungen gekoppelt, sodass die Messgröße des Abtriebsmotors als Sollwertvorgabe des Antriebsmotors und umgekehrt verwendet werden. Die in den Untersuchungen eingesetzten Regelparameter können Tabelle B.8 in Anhang B entnommen werden.

Der Zeitverlauf des Drehmoment- und Drehwinkelsignals an den beiden Messwellen ist in Abbildung 6.31 dargestellt. In Abbildung 6.31 (a) ist der Sollwert an Abtriebsmotor 10G1 sowie die Drehmomentmesswerte der beiden Messwellen dargestellt. Die Drehmomentmesswerte sind mit einem Tiefpassfilter 5. Ordnung mit einer Grenzfrequenz von 100 Hz gefiltert. Der Drehmomentsprung wird zum Zeitpunkt 0,1 s mit einer Sprunghöhe von 1 Nm auf den Triebstrang aufgeprägt. Die Kennwerte in den Drehmomentmesswerten sind in Abbildung 6.31 (a) eingezeichnet. In Abbildung 6.31 (b) ist der Zeitverlauf des Drehwinkels an den beiden Messwellen dargestellt. Die Auswertung erfolgt über die Berechnung der Anschwingzeit, Überschwingweite und dem Beharungswert für das Drehmoment, das an Messwelle 1 und 2 gemessen wird und ist in Tabelle 6.7 zusammengefasst.

Die Anschwingzeit beträgt 33 ms für Messwelle 1 und 7 ms für Messwelle 2. Die Überschwingweite beträgt 2,3% an Messwelle 1 und 10,9% an Messwelle 2. Der Beharungswert liegt bei beiden Messwellen etwa 10% unter dem Sollwert. Die maximale Drehwinkelabweichung von Messwelle 1 zu Messwelle 2 beträgt 2,3°.

<sup>287</sup> Bildquelle: Gwosch et al. 2019; veränderte Darstellung.



**Abbildung 6.31:** Sprungantwort zur Verifikation der Koppelsysteme am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand. In (a) ist der zeitliche Verlauf des Drehmoments und in (b) des Drehwinkels aufgetragen. Als Kennwert ist die Anschwingzeit  $T_{sr}$ , die Überschwingweite  $\nu_m$  und der Beharrungswert  $V_\infty$  eingezeichnet.<sup>288</sup>

**Tabelle 6.7:** Kennwerte der Sprungantwort zur Verifikation der Koppelsysteme am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand.

Messstelle	Anschwingzeit $T_{sr}$	Überschwingweite $\nu_m$	Beharrungswert $V_\infty$
Messwelle 1	33 ms	2,3 %	0,92 Nm
Messwelle 2	7 ms	10,9 %	0,90 Nm

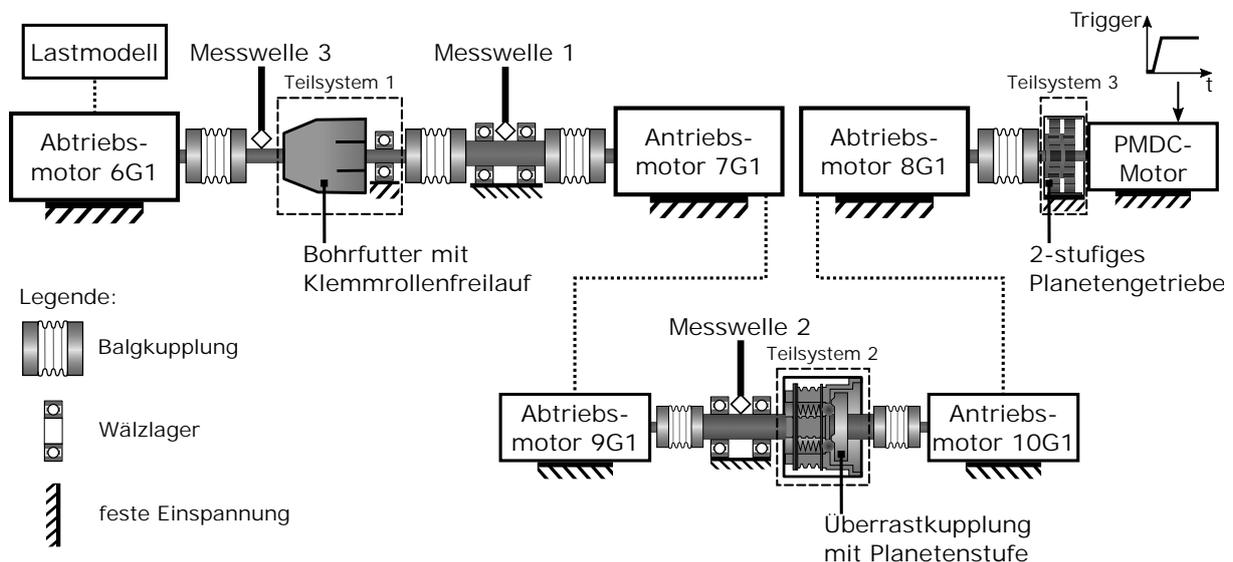
Anhand der Sprungantwort und den dabei ermittelten Kennwerten kann die Kopplung der Triebstrangteilsysteme quantifiziert werden. Die geringe Abweichung der beiden Drehwinkelsignale zeigt eine gute Kopplung der Triebstrangbewegung. Die Übertragung des Drehmoments sorgt für eine zeitliche Verzögerung des Drehmomentsignals. Diese Verzögerung wirkt sich in der Anstiegsantwort des Drehmoments aus. Die Anschwingzeit kann daher als ein Maß für die maximal abbildbare Dynamik der Kopplung verwendet werden. Für die Untersuchung der Überraschkupplung ist damit die maximale Auslösefrequenz festgelegt, was direkten Einfluss auf die Maximaldrehzahl des Antriebsstrangs hat. Bei 50 % Triggerposition ist die Auslösefrequenz etwa vier mal kleiner als der Kehrwert der Anschwingzeit von Messwelle 1. Für größere Drehzahlen ist der Einfluss der Kopplung größer, was sich negativ auf die Ergebnisqualität der Untersuchungen auswirken kann.

<sup>288</sup> Bildquelle: Gwosch et al. 2019; veränderte Darstellung.

Die Abweichung des Beharrungswerts vom Sollwert ist auf die Ungenauigkeit der Motorregler zurückzuführen, da für die Drehmomentregelung motorinterne Systemgrößen – in diesem Fall der Motorstrom – verwendet werden. Die Abweichung wird für die geplanten Untersuchungen der Überrasstkupplung als unkritisch bewertet, da hierbei vorwiegend dynamische Drehmomentverläufe zu erwarten sind. Für den Einsatz des Prüfstands in weiteren Anwendungsszenarien wird die Durchführung einer Bewertung der Kopp lungseigenschaften hinsichtlich der Anforderungen empfohlen, um gegebenenfalls die Regelungsparameter den Untersuchungszielen und Randbedingungen anzupassen.

### Reproduzierbarkeit der Untersuchungsergebnisse

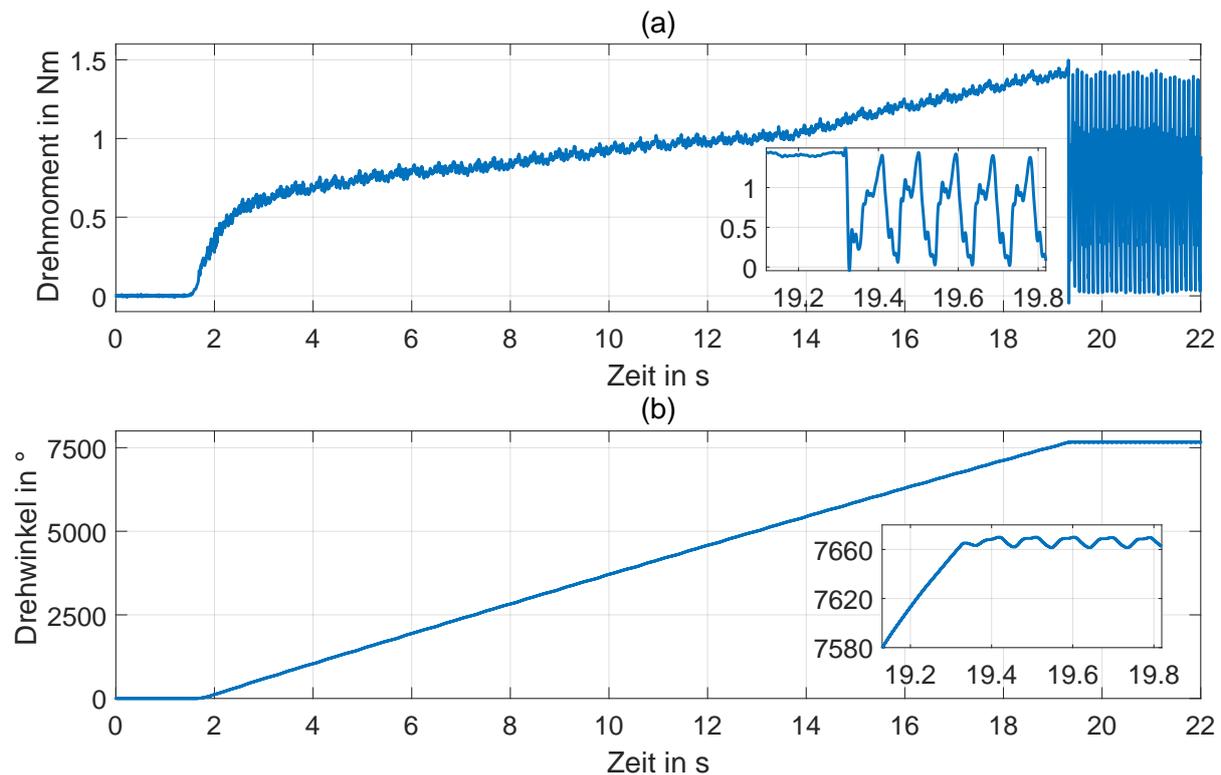
Die Bewertung der Reproduzierbarkeit der Untersuchungsergebnisse erfolgt anhand der Streuung von festgelegten Kenngrößen bei aktiver Überrasstkupplung im gekoppelten Betrieb des sCiL-Prüfstands. Das dazugehörige Untersuchungssetup ist in Abbildung 6.32 dargestellt. Die Teilsysteme sind über die Koppelsysteme direkt gekoppelt, das heißt die mechanischen Leistungsgrößen werden ohne Verrechnung<sup>289</sup> weitergegeben. Dabei wird die Regelungsstruktur, wie sie in Anhang A.2.5 beschrieben ist, verwendet. Als Sollwert wird der Triggerwert mit einer Rampe von 50 % pro Sekunde auf einen konstanten Wert von 50 % vorgegeben. Als Belastung auf der Abtriebsseite wird das Lastmodell für Akkubohrschrauber aus Kapitel 6.4.3 verwendet.



**Abbildung 6.32:** Untersuchungssetup zur Bewertung der Reproduzierbarkeit der Untersuchungsergebnisse am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand.

Der zeitliche Verlauf des Drehmoments und Drehwinkels eines simulierten Einschraubvorgangs mit Drehmomentbegrenzung durch die Überrasstkupplung ist in Abbildung 6.33 dargestellt. Der Drehmoment- und Drehwinkelanstieg erfolgt ab etwa 1,5 s mit einer

<sup>289</sup> Es erfolgt eine Filterung der Sollwerte mit den in Tabelle B.7 beschriebenen Filterparametern.



**Abbildung 6.33:** Zeitverlauf des Drehmoments in (a) und Drehwinkels in (b) von Messwelle 3, Abb. 6.32 während eines simulierten Einschraubvorgangs mit aktiver Überrasstkupplung am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand. Die Messung erfolgte bei Kupplungsstufe 5 und 50 % Triggerposition.

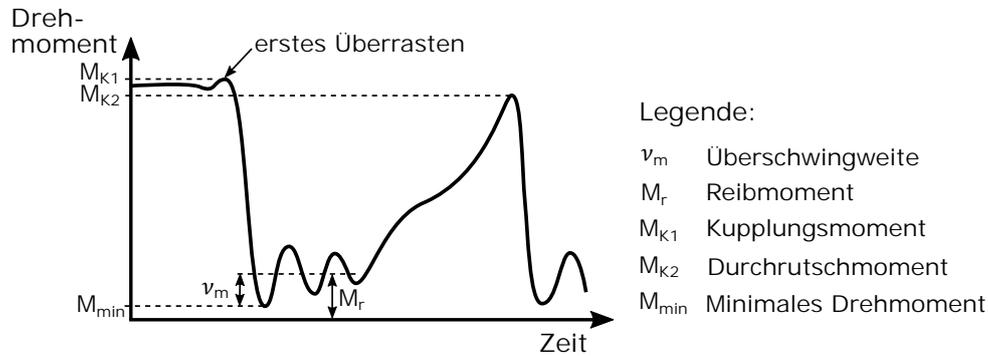
näherungsweise konstanten Änderungsrate des Drehwinkels bis die Überrasstkupplung beim Erreichen des Kupplungsmoments aktiviert wird.

Die Detailansicht in Abbildung 6.33 zeigt die Aktivierung der Überrasstkupplung für die ersten sechs Überrasstungen. Bei aktiver Überrasstkupplung ist der Drehmomentverlauf ähnlich dem Verlauf der manuellen Tests in Kapitel 5.2.2. Das nach dem starken Drehmomentabfall kurzzeitig anliegende Drehmomentniveau ist jedoch etwas höher und liegt bei etwa 0,4 Nm. Der starke Drehmomentanstieg vor der nächsten Überrasstung zeigt, im Vergleich zu den Ergebnissen der manuellen Tests (vgl. Abb. 5.31), ein kurzzeitiges Beharrungsniveau bei etwa 0,9 Nm. Dieses wird durch die Regelung der Koppelsysteme und deren Parametrierung (vgl. Abb. A.11 und Tab. B.8) beeinflusst. Der Drehwinkel ändert sich bei aktiver Überrasstkupplung zyklisch um etwa  $8^\circ$  und liegt damit in einem vergleichbaren Wertebereich zu den manuellen Tests.

Sowohl der zeitliche Drehmoment- als auch Drehwinkelverlauf der Untersuchung am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand sind von ihrer Charakteristik ähnlich dem Verlauf der manuellen Tests, auch wenn die Koppelsysteme und die closed-Loop-Regelung des Prüfstands die Charakteristik der Systemgrößen beeinflussen. Daraus folgend ist der Vergleich der Untersuchungsergebnisse am Prüfstand mit Ergebnissen aus manuellen Tests möglich, sofern die Einflüsse aus den Koppelsystemen in der Inter-

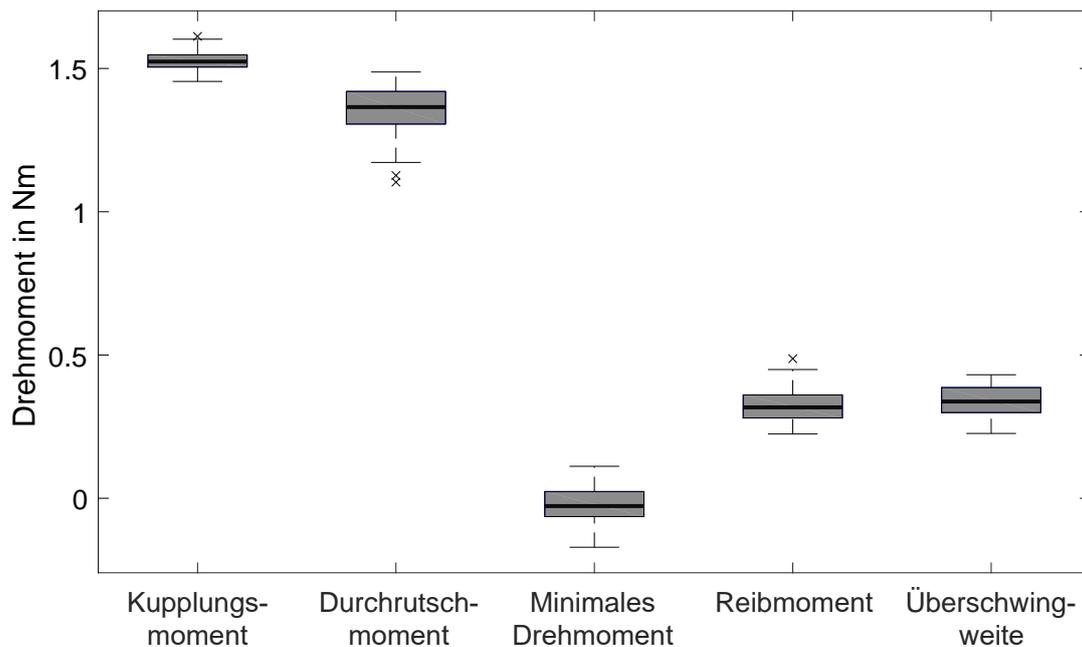
pretation der Ergebnisse berücksichtigt werden oder sich nicht auf die Bewertungsgröße auswirken.

Zur Bewertung der Reproduzierbarkeit werden Kennwerte im Verlauf des Drehmoments an Messstelle 3 (vgl. Abb. 6.32) festgelegt. Diese sind in Abbildung 6.34 eingezeichnet. Als Datenbasis werden 30 Versuchswiederholungen verwendet.



**Abbildung 6.34:** Kennwerte zur Bewertung der Reproduzierbarkeit der Untersuchungsergebnisse am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand.

Der Box-Plot zur Bewertung dieser Kennwerte ist in Abbildung 6.35 dargestellt. Mittelwert und Standardabweichung der Kennwerte können Tabelle 6.8 entnommen werden. Das Kupplungsmoment liegt für Kupplungsstufe 5 bei etwa 1,5 Nm. Das Durchrutschmoment ist etwas niedriger und liegt im Mittel bei etwa 1,35 Nm. Im Durchrutschmoment sind vereinzelt Ausreißer zu beobachten. Das minimale Drehmoment liegt um 0 Nm. Reibmoment und Überschwingweite liegen jeweils bei etwa 0,3 Nm.



**Abbildung 6.35:** Box-Plot zur Bewertung der Reproduzierbarkeit der Untersuchungsergebnisse am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand.

**Tabelle 6.8:** Mittelwert und Standardabweichung der Drehmomentkennwerte am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand.

Kennwert	Mittelwert	Standardabweichung
Kupplungsmoment	1,53 Nm	0,04 Nm
Durchrutschmoment	1,35 Nm	0,10 Nm
Minimales Drehmoment	-0,02 Nm	0,06 Nm
Reibmoment	0,33 Nm	0,06 Nm
Überschwingweite	0,34 Nm	0,06 Nm

Die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse ist im Rahmen der dargestellten Streuung am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand gegeben. Die Verifikationsuntersuchungen zeigen vereinzelt Ausreißer in den Bewertungsgrößen. Dies muss in der Versuchsführung durch eine ausreichende Anzahl an Versuchswiederholungen berücksichtigt werden. In den Verifikationsuntersuchungen konnte eine gute Aussagekraft bei einer Versuchswiederholungszahl von 30 erzielt werden.

### Integrationsmöglichkeit von Skalierungsmodellen an den virtuell-physischen Koppelsystemen

Die Integrationsmöglichkeit von Skalierungsmodellen wird über die in Kapitel 6.4.2 beschriebenen Schnittstellenelemente sichergestellt. Damit wird diese Anforderung dem zukünftigen Einsatz des Prüfstands mit beanspruchungsgerechter Belastung bei der Integration von Prototypkomponenten gerecht.

Die Skalierungsmodelle können beispielsweise durch Ähnlichkeitsmodelle gebildet werden<sup>290</sup>. Ein Vorgehen zur Skalierung mittels Dimensionsanalyse wird in LOTZ beschrieben<sup>291</sup>. Dabei weist LOTZ auf die zusätzlichen Unsicherheiten bei Skalierungsmodellen hin, welche im Rahmen der Baureihenentwicklung auftreten können, was in der Regel zu einer Steigerung der Unsicherheit im skalierten System führt<sup>292</sup>. Es wird daher vorgeschlagen, dass bei der Integration von Skalierungsmodellen am sCiL-Prüfstand skalierungskritische Eigenschaften frühzeitig betrachtet und damit die Skalierungsgrenzen aufgedeckt werden. Damit kann frühzeitig bewertet werden, welche Abweichungen durch die Skalierung zu erwarten sind und in welchem Rahmen eine Skalierung der Systemgrößen an den Koppelsystemen möglich ist.

<sup>290</sup> Vgl. Matthiesen et al. 2017e, S. 8 und Gwosch et al. 2019.

<sup>291</sup> Vgl. Lotz 2017, S. 22.

<sup>292</sup> Vgl. Lotz 2017, S. 47.

### 6.4.5 Zwischenfazit

Die Verifikation des scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand zeigt die Eignung des Antriebsstrangprüfstands für Variantenuntersuchungen. Die Einsatzgrenzen des scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstands ergeben sich durch die abbildbare Dynamik und Genauigkeit der Abbildung der mechanischen und elektrischen Systemgrößen. Durch die Eigenschaften der Koppelsysteme kann der zeitliche Drehmomentverlauf dem Sollverlauf lediglich angenähert abgebildet werden, was in der Versuchsführung und Versuchsinterpretation berücksichtigt werden muss. Möglichkeiten zur Erhöhung der Güte der Abbildung der Systemgrößen ist durch die Anpassung der Regelungsart und den Regelungsparametern auf die zu untersuchenden Betriebspunkte möglich.

Die Eignung des Antriebsstrangprüfstands für Variantenuntersuchungen ist durch eine gute Wiederholbarkeit der Versuchsbedingungen sichergestellt. Bei der Übertragung der Untersuchungsergebnisse auf das Realsystem muss jedoch der untersuchungsspezifische Einfluss der Koppelsysteme beachtet werden. Um die Reproduzierbarkeit der Untersuchungsergebnisse zu gewährleisten, wird eine Versuchswiederholungszahl von mindestens 30 Wiederholungen empfohlen.

## 6.5 Fazit zu Antriebsstrangprüfständen für handgehaltene Power-Tools

In diesem Kapitel wurde die Entwicklung sowie die Verifikation zweier Antriebsstrangprüfstände vorgestellt. Zunächst wurden Anforderungen an die Antriebsstrangprüfstände definiert, mit denen Systemanalysen zur Ableitung von Konstruktionszielgrößen möglich werden. Damit ergänzen die Antriebsstrangprüfstände klassische Simulationsmodelle, welche ein hohes Maß an Modellbildung erfordern sowie Ersatztests auf Wirkflächenpaarebene (bspw. Tribotests), welche physikalische Effekte isoliert vom Gesamtsystem untersuchen. Antriebsstrangprüfstände bieten besonders bei komplizierten Systemen mit vielen Teilsystemen Vorteile, da die Wechselwirkungen zwischen den Teilsystemen auf dem Prüfstand abgebildet werden können. In den Antriebsstrangprüfständen können bereits verfügbare Hardwarekomponenten integriert werden, sodass keine Simulationsmodelle des gesamten Systems notwendig sind.

Mit der Methode zur Generierung von Lastmodellen für Antriebsstrangprüfstände können mechanische Belastungen, welche aus manuellen Tests abgeleitet werden, in Form von zeitabhängigen Lastprofilen oder zeitunabhängigen Lastmodellen erzeugt werden. Anhand der beiden Beispielsysteme wurden zwei Vorgehensweisen erarbeitet, die es ermöglichen, direkte und indirekte Belastungsgrößen als Eingangsgrößen der Lastmodelle zu verwenden.

Im ersten Teil des Kapitels wurde der Gerätekomponentenprüfstand – ein Antriebsstrangprüfstand für Winkelschleifer – entwickelt. Für den Gerätekomponentenprüfstand wurde ein Lastprofil abgeleitet, mit dem Anwendungen und die dazugehörigen Betriebspunkte von kleinen Winkelschleifern am Antriebsstrangprüfstand untersucht werden können. Das Lastprofil beinhaltet zeitliche Verläufe des abtriebsseitigen Drehmoments sowie die Kraftverläufe an der Arbeitswelle in den drei Raumrichtungen.

Für den Gerätekomponentenprüfstand leiten sich folgende Erkenntnisse ab:

- Die Aufprägung eines mehrachsigen Belastungszustands an der Werkzeugaufnahme ermöglicht die Abbildung des abgeleiteten Lastprofils.
- Es konnte eine gute Wiederholbarkeit hinsichtlich der Testbedingungen für die Kräfte und das Drehmoment nachgewiesen werden.
- Die Reproduzierbarkeit der Untersuchungsergebnisse sowie Messbeständigkeit über einen längeren Versuchszeitraum konnte nachgewiesen werden.

Der Gerätekomponentenprüfstand erfüllt die Anforderungen und eignet sich damit für die Untersuchung von Entwicklungsvarianten in einem frühen Entwicklungsstadium. Die mehrachsige Aufbringung von Kräften an der Arbeitswelle ermöglicht die Abbildung unterschiedlicher Belastungssituationen. Dabei ist die Einschränkung in der abbildbaren Dynamik der Kraftaufbringung durch den Gerätekomponentenprüfstand auf den einstelligen Hertzbereich, was Einfluss auf das mögliche Untersuchungsspektrum des Prüfstands hat.

Im zweiten Teil des Kapitels wurde der scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand – ein Antriebsstrangprüfstand für Akkubohrschrauber – entwickelt. Für den scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand steht ein Lastmodell zur Verfügung, mit dessen Hilfe Drehmomentbelastungen von Holzeinschraubungen simuliert werden können. Diese dienen der Belastung des Triebstrangs bei der Untersuchung der Überraschkupplung und dessen Auslöseverhalten im Antriebsstrang.

Für den scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand leiten sich folgende Erkenntnisse ab:

- Der bidirektional gekoppelte, zeitgleiche Betrieb mehrerer Komponenten des Antriebsstrangs ist möglich, auch wenn die Komponenten mechanisch nicht gekoppelt sind.
- Die Aufprägung der Belastung aus Anwendungsseite wird durch ein Lastmodell und die Berücksichtigung des Batterieverhaltens durch ein Batteriemodell abgebildet. Beide Modelle sind in den virtuellen Teil des Prüfstands eingebunden.
- Es konnte eine gute Wiederholbarkeit der Testbedingungen sowie die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse nachgewiesen werden.

Der scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand erfüllt die Anforderungen und eignet sich damit für die Untersuchung von Entwicklungsvarianten in einem frühen Entwicklungsstadium.

Als Ergebnis stehen verifizierte Antriebsstrangprüfstände für die Untersuchung von Akkubohrschraubern und Winkelschleifern zur Ableitung von Konstruktionszielgrößen zur Verfügung. Daneben stehen die hierfür erforderlichen Lastmodelle sowie die Methoden zur Erzeugung dieser zur Verfügung. Mit den beiden in diesem Kapitel entwickelten und verifizierten Antriebsstrangprüfständen konnte die zweite Teilforschungsfrage

Wie können die inneren, belastungsabhängigen Systemzustände in Lastmodelle überführt und auf Antriebsstrangprüfständen eingesetzt werden, um damit reproduzierbare Untersuchungen für die Ableitung von Konstruktionszielgrößen zu ermöglichen?

beantwortet werden.

## 7 Ermittlung von Konstruktionszielgrößen an den Antriebsstrangprüfständen

In diesem Kapitel werden beispielhafte Anwendungen für die beiden in dieser Arbeit entwickelten Antriebsstrangprüfstände gezeigt. Es werden hierzu anhand von Praxisbeispielen Einsatzmöglichkeiten in der Entwicklung von handgehaltenen Power-Tools vorgestellt. Die Praxisbeispiele wurden mit Experten von mehreren Elektrowerkzeugherstellern aus dem Bereich der Entwicklung und des Testings diskutiert. Die Auswahl der Praxisbeispiele orientiert sich an aktuellen Herausforderungen in der Produktentwicklung.

### 7.1 Konstruktionszielgrößen für den Lagersitz eines Winkelschleiferantriebs

*In diesem Kapitel wurden Vorveröffentlichungen<sup>293</sup> einbezogen, in denen Inhalte dieses Kapitels durch den Autor im Rahmen einer Mitautorenschaft publiziert sind. Sie werden aus Gründen der Übersichtlichkeit im Text nicht gesondert gekennzeichnet.*

#### 7.1.1 Zielsetzung und Hypothesenformulierung

Die in dieser Untersuchung adressierte Fragestellung ist die Auslegung der Triebstranglagerung hinsichtlich dynamischer Aspekte. Dabei ist unter anderem die Anbindung der Lager an das Gehäuse zu gestalten. Es werden Zielgrößen – also Zielwerte – für die Gestaltparameter gesucht, welche auf die Erreichung der Entwicklungszielgrößen gerichtet sind. Im folgenden soll der Lagersitz des B-Lagers der Motorwelle näher betrachtet werden. Dieser ist hinsichtlich dynamischer Aspekte von besonderem Interesse, da die Bewegung der Motorwelle an dieser Stelle während der Anwendung stark zunimmt (vgl. Kap. 5.1) und damit auch das Vibrations- und Schwingungsverhalten des Winkelschleifers stark beeinflusst wird. Es ist also eine große Einflussmöglichkeit zur

<sup>293</sup> Matthiesen et al. 2017d und Matthiesen et al. 2017c.

Verstimmung des Systemverhaltens zu erwarten und ermöglicht damit das Potential die Gestaltung der Lageranbindung an das Gehäuse zu verbessern.

Ziel der in diesem Abschnitt vorgestellten Untersuchung ist die Bewertung von fünf prototypisch umgesetzten Entwicklungsvarianten des Lagersitzes.

Es wird folgende Hypothese formuliert:

Die radiale Schwingung der Motorwelle kann durch Anpassung der Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften des B-seitigen Lagersitzes für Schleifanwendungen reduziert werden.

Zur Bewertung der Varianten wird die Schwingung der Motorwelle im Bereich des B-Lagers in radialer Richtung betrachtet. Dabei ist die Annahme<sup>294</sup>, dass die radiale Schwingung der Motorwelle ein Maß für die Schwingungs- bzw. das Vibrationsverhalten des Winkelschleifers darstellt. Die unabhängige Variable ist die Lagersitzvariante und wird durch die beiden Kennzahlen *Elastizität* und *Shore-Härte* beschrieben. Die abhängige Variable ist die radiale Schwingung der Motorwelle und wird durch den Kennwert in Gleichung 7.1 quantifiziert.

$$Y_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N |Y_n|^2} \quad (7.1)$$

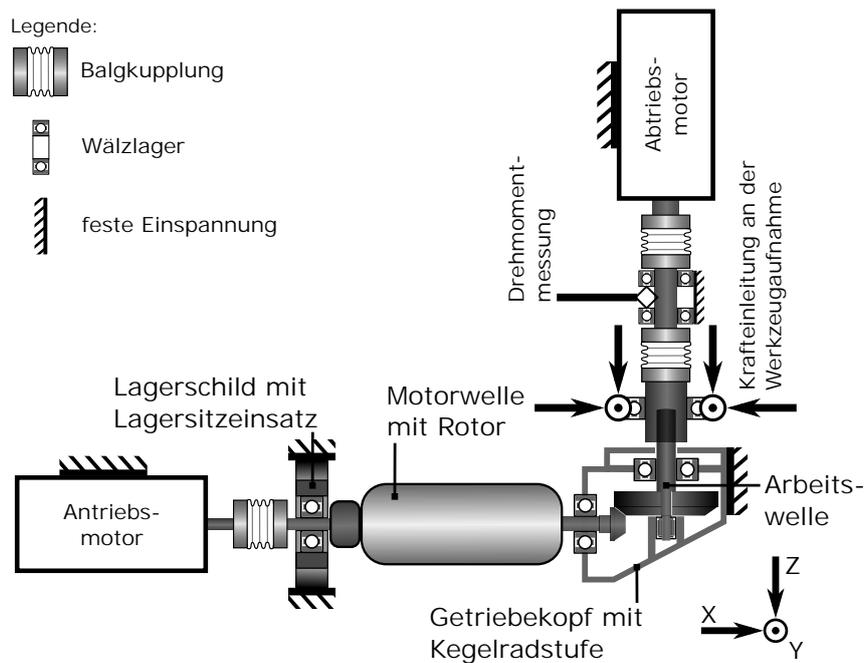
Y ist dabei der offsetbereinigte Wert der radialen Schwingung in negativer Y-Richtung der Motorwelle zwischen Kollektor und B-Lager (Messstelle 14 in Abb. 5.7), N die Anzahl der Messwerte für den betrachteten Zeitbereich.

### 7.1.2 Versuchsaufbau und Untersuchungsmethode

Die Untersuchung findet am Gerätekomponentenprüfstands statt, wobei der in Abbildung 7.1 gezeigte Aufbau eingesetzt wird. In dieser Konfiguration des Gerätekomponentenprüfstands ist es möglich, den Lagersitz des B-Lagers der Motorwelle als abstrahiertes Bauteil auszutauschen. Dabei beinhaltet der abstrahierte Lagersitz die Eigenschaften der Anbindung des Lagers an die Gehäuseteile im zu entwickelnden Produkt. Die fünf untersuchten Varianten des abstrahierten Lagersitzes sind in Abbildung 7.2 gezeigt. Als Referenz dient die im Seriengerät verbaute Lagerbuchse, welche in einer Aluminiumhülse eingebracht ist. Die drei Varianten mit 5 %, 25 % und 35 % Elastizität bestehen aus einem, an die Lagergeometrie angepassten Bauteil aus Eladur und unterscheiden sich in ihren Materialeigenschaften<sup>295</sup>. Eine weitere untersuchte Variante

<sup>294</sup> Die Gültigkeit der Annahme wird im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter untersucht.

<sup>295</sup> Die Materialeigenschaften werden durch die Kennzahlen *Elastizität* bzw. *Shorehärte* beschrieben.



**Abbildung 7.1:** Mechanischer Aufbau für die Parametervariation des Lagersitzes (schematische Darstellung).

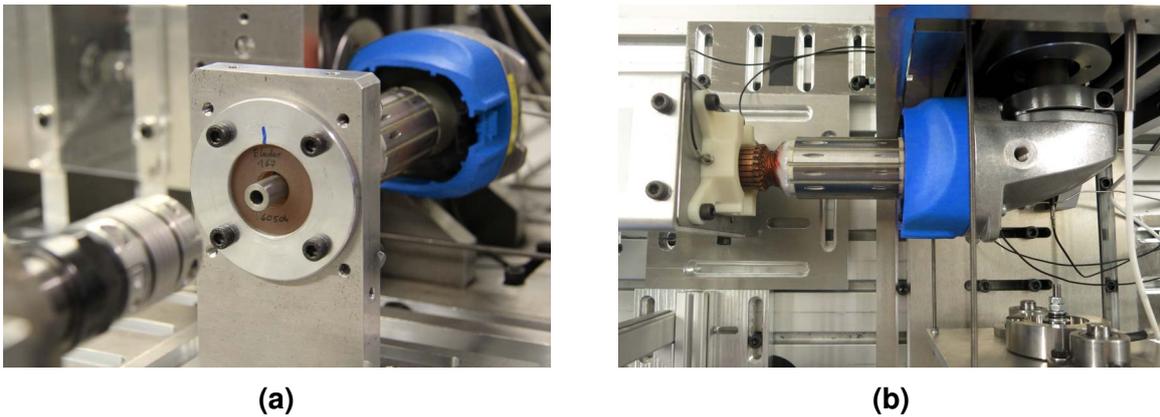


**Abbildung 7.2:** Varianten des Lagersitzeinsatzes für die Untersuchung des Einflusses der Lagersitzeigenschaften auf die Radialschwingung der Motorwelle eines Winkelschleifers.

besteht aus einem Ring geschäumten Polyurethans, der, wie die Referenzvariante, in einer Aluminiumhülle eingebracht ist.

Die Lagersitzvarianten werden nacheinander in den mechanischen Aufbau des Gerätekomponentenprüfstands integriert (vgl. Abbildung 7.3), wobei die Referenzvariante zu Beginn und am Ende der Versuchsreihe untersucht wird, sodass Änderungen über der Zeit bzw. den Einzelversuchen detektiert werden können<sup>296</sup>. Als Lastmodell kommt das in Kapitel 6.3.4 entwickelte Lastprofil für kleine Winkelschleifer zum Einsatz. Die betrachteten Zeitbereiche sind den Anwendungen *Leerlauf*, *Trennen von Stahl*, *Anfasen von Stahl* und *Schleifen von Stahl* zugeordnet.

<sup>296</sup> Vgl. auch die Untersuchungen zur Reproduzierbarkeit der Messergebnisse in Kap. 6.3.5.

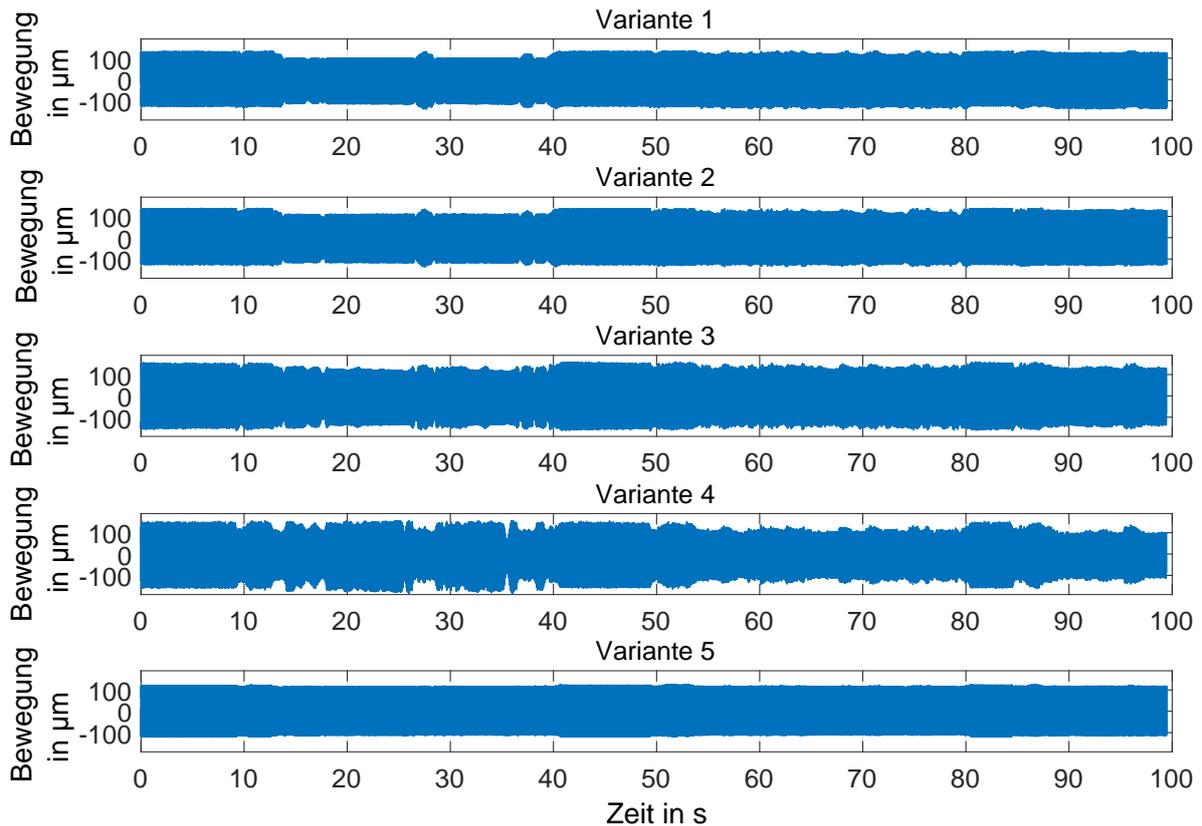


**Abbildung 7.3:** Winkelschleifetriebstrang am GKP für die Parametervariation des Lagersitzes. In (a) ist die Einbausituation des Lagersitzes dargestellt. In (b) ist der Winkelschleifetriebstrang mit Abstandssensoren dargestellt (Ansicht von oben).

### 7.1.3 Ergebnisse

Die Auswertung erfolgt anhand der radialen Schwingung der Motorwelle im Bereich des B-Lagers. Die Zeitverläufe für die fünf untersuchten Varianten sind in Abbildung 7.4 dargestellt, wobei diese zunächst qualitativ ausgewertet werden. Im Leerlaufbetrieb (0-15 s, 40-50 s, 80-85 s) zeigen die Zeitverläufe in Abbildung 7.4 eine gleichmäßige Schwingungsamplitude, wobei die Amplitudenhöhe von Variante 1 (Referenz) zu Variante 4 zunimmt. Variante 5 weist eine geringe Schwingungsamplitude auf. Bei der Anwendung *Trennen von Stahl* sind deutliche Unterschiede in der Schwingungsamplitude und auch in der zeitlichen Änderung zwischen den Varianten zu beobachten. Auffällig ist dabei die bei der Variante 4 stark variierende Amplitude, welche betriebspunktabhängig ist.

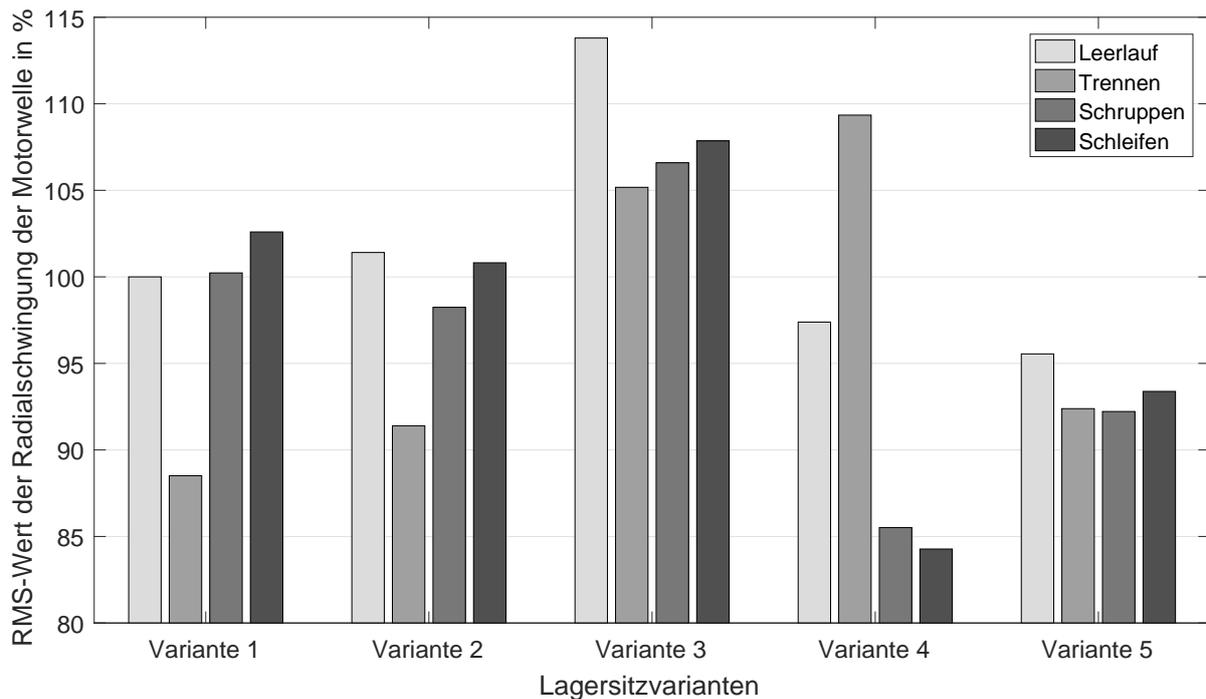
Um die Varianten besser bewerten zu können, soll die in Gleichung 7.1 vorgestellte Bewertungsgröße herangezogen werden. In Abbildung 7.5 ist die Bewertungsgröße, hier mit *RMS-Wert der Radialschwingung der Motorwelle* bezeichnet, für die fünf Varianten - jeweils aufgeteilt in die vier Anwendungen - dargestellt. Zu beachten ist, dass alle in der Abbildung dargestellten Werte auf die Referenz im Leerlaufbetrieb bezogen sind. So weist Variante 3 in allen Anwendungen einen 6-18% höheren RMS-Wert als die Referenzvariante auf, während die Variante 4 ein stark anwendungsabhängiges Schwingungsverhalten im Vergleich zur Referenz aufweist. Bei der Anwendung *Trennen von Stahl* ist ein deutlicher Anstieg des RMS-Wertes zu beobachten, während der RMS-Wert bei den beiden Anwendungen *Schruppen von Stahl* und *Schleifen von Stahl* in dieser Variante im Vergleich zur Referenzvariante deutlich geringer ist. Bei Variante 5 ist auffällig, dass der RMS-Wert für alle Anwendungen relativ gleich groß ist.



**Abbildung 7.4:** Ergebnis der Variantenuntersuchung des Lagersitzes am Winkelschleifer im Zeitverlauf. Es ist die radiale Motorwellenbewegung dargestellt.<sup>297</sup>

Aus der Variantenuntersuchung leiten sich die Konstruktionszielgrößen für die aufgestellte Hypothese ab. Die radiale Schwingung bei Schleifanwendungen kann bezüglich der gewählten Bewertungsgröße mit Variante 4 stark reduziert werden. Die Konstruktionszielgröße ergibt sich für den B-seitigen Lagersitz der Motorwelle zu 35 % Elastizität und Shorehärte 80A. Die Konstruktionszielgröße kann in der Entwicklung für die Gestaltung des Gehäuses genutzt werden, indem hieraus Stellgrößen wie die Material- und Geometrieigenschaften festgelegt werden.

<sup>297</sup> Bildquelle: Matthiesen et al. 2017c, S. 20; veränderte Darstellung.



**Abbildung 7.5:** Ergebnis der Variantenuntersuchung des Lagersitzes am Winkelschleifer. Es sind die in Abb. 7.2 gezeigten Varianten hinsichtlich der Bewertungsgröße aus Gleichung 7.1 dargestellt. Alle dargestellten Werte sind bezogen auf die Referenzvariante im Leerlaufbetrieb.<sup>298</sup>

### 7.1.4 Diskussion

Die Ergebnisse der vorgestellten Untersuchung zur Parametervariation am Lagersitz eines Winkelschleifers zeigen die Abhängigkeit des RMS-Wertes der radialen Motorwellenschwingung vom Betriebspunkt, der Anwendung und der untersuchten Lagersitzvariante. Die Fertigungsgenauigkeit der Varianten hat Einfluss auf die Untersuchungsergebnisse. Die Passung des Lagersitzes sowie im Lagersitzhalter sind durch die Fertigungstoleranzen bestimmt. Im Rahmen dieser Arbeit waren durch die zur Verfügung stehenden Fertigungsrandbedingungen die erreichbaren Maß- und Oberflächentoleranzen nicht in der Güte möglich, wie es in Serienbauteilen der Fall ist. Aus diesem Grund wurde Präzisions-Lehrenband zwischen Lageraußenring und Lagersitz eingesetzt. Durch diese Maßnahme konnten der Lagersitz bei allen Varianten als leichte Übermaßpassung ausgeführt werden. Ein daraus entstehender Einfluss in den Untersuchungsergebnissen ist möglich.

Die Untersuchungsergebnisse bestätigen die aufgestellte Hypothese, dass die radiale Schwingung der Motorwelle durch die Anpassung der Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften bezüglich der Bewertungsgröße reduziert werden kann. Die Schwingungswerte sind dabei abhängig vom Testfall. Die Auswirkung des geänderten Lagersitzes auf das

<sup>298</sup> Bildquelle: Matthiesen et al. 2017d, S. 80.

Arbeitsergebnis wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht. Um den Einfluss der Triebstrangschwingungen auf das Arbeitsergebnis bewerten zu können, sind weitere Untersuchungen notwendig, was für die darauffolgenden Entwicklungsphasen empfohlen wird. Ebenfalls sind Aspekte hinsichtlich der Bauteillebensdauer im weiteren Verlauf der Entwicklung zu betrachten und über Untersuchungen abzusichern.

Die Ableitung der Konstruktionszielgrößen erfolgt anhand der quantifizierten Werte. Für das *Schruppen von Stahl* und *Schleifen von Stahl* kann mit Variante 2, Variante 4 und Variante 5 bezüglich der Bewertungsgröße das Schwingungs- und Vibrationsverhalten reduziert werden. Für das *Trennen von Stahl* hat Variante 1 (Referenz) bezüglich der Bewertungsgröße das geringste Schwingungs- und Vibrationsverhalten der untersuchten Varianten. Aus den Ergebnissen leiten sich die Konstruktionszielgrößen für die Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften der Lagersitzgestaltung ab, das heißt die Zielgrößen der Gestaltparameter liegen als quantitative Größen vor. Bei der Ausgestaltung des Lagersitzes können sie dem Konstrukteur als Gestaltungshinweise dienen und bei der Definition der Gestaltmerkmale (bspw. bei der Festlegung der Breite der Stege und Rippen im Kunststoffgehäuse) den Gestaltungsraum zielgerichtet einschränken.

## **7.2 Konstruktionszielgrößen für die Überrasstkupplung eines Akkubohrschraubers**

Die in dieser Untersuchung adressierte Fragestellung ist die Gestaltung der Überrasstkupplung eines Akkubohrschraubers. Dabei ist die Entwicklungszielgröße die Verringerung von Drehmomentschwankungen am Bohrfutter bei aktiver Überrasstkupplung. Es werden Zielgrößen – also Zielwerte – für die Gestaltparameter gesucht, welche auf die Erreichung der Entwicklungszielgröße gerichtet sind.

### **7.2.1 Zielsetzung und Hypothesenformulierung**

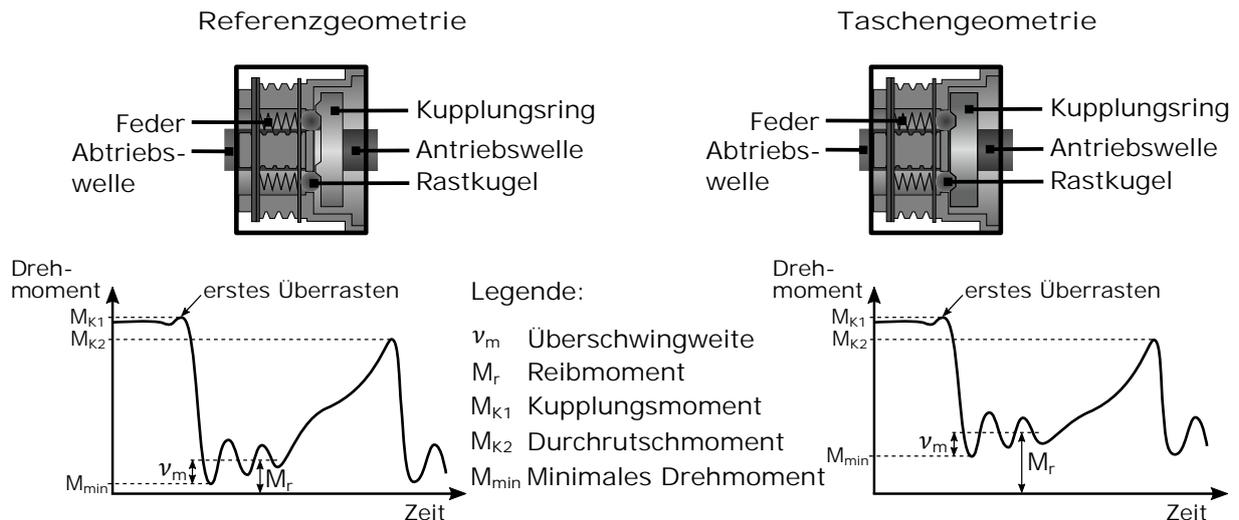
Ziel der in diesem Abschnitt vorgestellten Untersuchung ist die Bewertung von zwei prototypisch umgesetzten Entwicklungsvarianten des Kupplungsringes hinsichtlich der Auslösecharakteristik der Überrasstkupplung. Zur Bewertung der Auslösecharakteristik werden Kennwerte im Drehmomentverlauf der Ausgangswelle betrachtet.

Es wird folgende Hypothese formuliert:

Die Auslösecharakteristik der Überrasstkupplung kann durch Anpassung der Geometrie des Kupplungsringes beeinflusst werden. Durch den Einsatz von Kugeltaschen weist die Drehmomentschwankung bei aktiver Überrasstkupp-

lung einen kleineren Wert auf, als dies bei der Referenzgeometrie der Fall ist.

Zur Überprüfung der Hypothese werden zwei Varianten des Kupplungsringes untersucht. Sie unterscheiden sich in der Laufbahngeometrie der Rastkugeln (vgl. Abb. 7.6). Eine theoretische Betrachtung des Drehmomentverlaufs bei aktiver Überrasstkupplung ist auf Basis der Untersuchungen aus Kapitel 6.4.4 als qualitativer Verlauf in Abbildung 7.6 dargestellt.



**Abbildung 7.6:** Qualitativer Verlauf des Drehmoments bei aktiver Überrasstkupplung für zwei Geometrievarianten. Zur Charakterisierung der Varianten sind die Drehmomentkennwerte eingezeichnet.

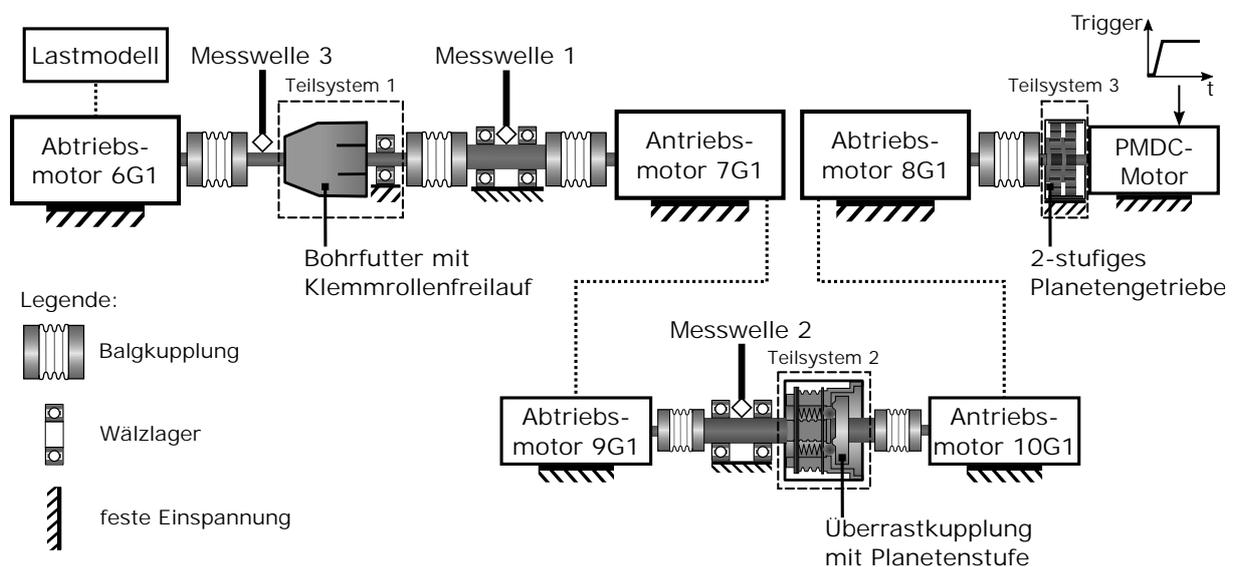
Liegt bei der Referenzgeometrie das Kupplungsmoment an, rollen die Rastkugeln über die Mitnehmer des Kupplungsringes (Übersraskupplung aktiv) und das Drehmoment fällt anschließend stark ab. Die Federn drücken die Rastkugeln gegen den Kupplungsring, sodass ein reduziertes Drehmoment (Reibmoment) übertragen werden kann. Aufgrund der dynamischen Eigenschaften des Triebstrangs können Drehmomentschwingungen auftreten, die über den Kennwert *Überschwingweite* (vgl. Kap. 6.4.4) quantifiziert werden. Im weiteren Zeitverlauf steigt das Drehmoment wieder an, da der nächste Mitnehmer am Kupplungsring über die Rastkugeln das Drehmoment gegenüber dem Gehäuse abstützt. Es kommt zu einem zyklischen Verlauf des Drehmoments, wobei das in Abbildung 7.6 eingezeichnete Durchrutschmoment aufgrund der Rotationsgeschwindigkeit der Triebstrangkomponenten vom Kupplungsmoment abweichen kann.

Bei der Taschengeometrie (vgl. Abb. 7.6) ist ein ähnlicher Drehmomentverlauf zu vermuten, mit dem Unterschied, dass aufgrund der Laufbahngeometrie der Rastkugeln ein erhöhtes Reibmoment sowie minimales Drehmoment im Vergleich zur Referenzgeometrie erwartet wird. Diese theoretische Betrachtung des Drehmomentverlaufs soll in einem Experiment mit zwei Prototypbauteilen des Kupplungsringes überprüft werden. Da die Herstellung der Prototypen Fertigungsrestriktionen unterworfen ist, werden im

Rahmen dieser Arbeit additiv hergestellte Bauteile verwendet. Um den Einfluss der Geometrievariation untersuchen zu können, wird die Referenzvariante mit dem gleichen Fertigungsverfahren sowie aus dem gleichen Material wie die Variante mit der Taschegeometrie hergestellt.

## 7.2.2 Versuchsaufbau und Untersuchungsmethode

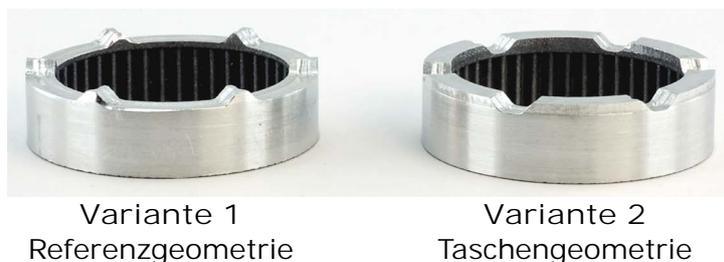
Die Untersuchung findet am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand mit dem in Abbildung 7.7 dargestellten Untersuchungssetup statt. Das Untersuchungssetup entspricht dem in Kapitel 6.4.4 eingesetzten Setup zur Verifikation der Reproduzierbarkeit des scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstands. Die Überrasstkupplung kann mit Bauteilvarianten des Kupplungsringes bestückt werden.



**Abbildung 7.7:** Untersuchungssetup für die Variantenuntersuchung der Überrasstkupplung (schematische Darstellung).

Die in dieser Untersuchung eingesetzten Kupplungsringe sind in Abbildung 7.8 dargestellt. Sie sind aus dem Material AISi10Mg durch ein additives Fertigungsverfahren hergestellt. Die Laufbahn der Rastkugeln ist spanend nachbearbeitet. Variante 1 entspricht dabei annähernd der Originalgeometrie des Serienbauteils und dient als Referenz. Variante 2 enthält Taschen, in denen sich die Rastkugeln im nicht aktiven Zustand der Überrasstkupplung befinden. Die Geometrie der Kupplungsringe wurde vor der Untersuchung optisch vermessen. Die Ergebnisse der Geometrievermessung können Tabelle B.4 entnommen werden. Mit Hilfe von Passscheiben wird die Gesamthöhe des Kupplungsringes angepasst.

Die Untersuchungen werden mit dem in Kapitel 6.4.3 vorgestellten Lastmodell durchgeführt. Als Vorgabegröße dient die Triggerposition, welche nach einer Hochlaufphase von 1 s auf einem konstanten Wert von 50 % gehalten wird. Als Bewertungsgrößen



**Abbildung 7.8:** Varianten des Kupplungsringes für die Untersuchung der Geometrie auf den Drehmomentverlauf.

werden das Kupplungsmoment, das Durchrutschmoment, das minimale Drehmoment, das Reibmoment und die Überschwingweite des Drehmoments nach dem ersten Drehmomentabfall betrachtet. Die Kennwerte sind in Abbildung 7.6 eingezeichnet. Als Messgröße wird das gefilterte<sup>299</sup> Drehmoment an Messwelle 3 in Abbildung 7.7 gewählt. Die Versuchswiederholung beträgt je Variante 30.

### 7.2.3 Ergebnisse

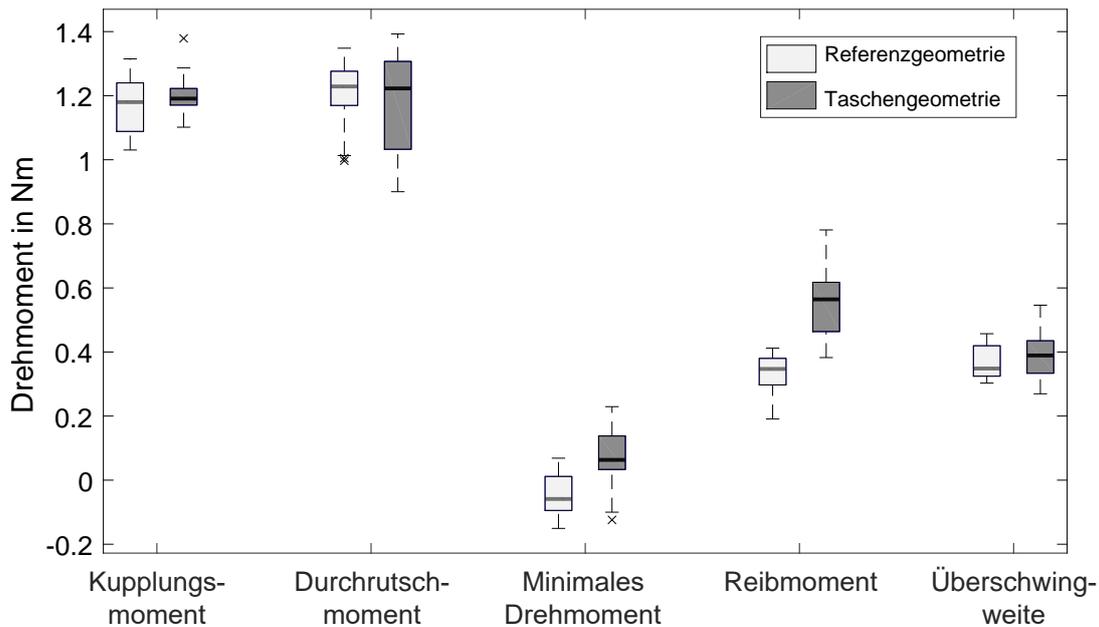
Die Ergebnisse sind in Abbildung 7.9 in einem Box-Plot zusammengefasst. Der Median des Kupplungs- und Durchrutschmoments liegt für die beiden Varianten auf einem vergleichbaren Niveau. Das Minimal- sowie Reibmoment ist bei der Taschengeometrie größer, wobei sich die Boxen (Interquartilsabstand) nicht überlappen. Die Überschwingweite der beiden Varianten ist auf einem vergleichbaren Niveau. Bei beiden Geometrievarianten sind vereinzelt Ausreißer zu beobachten. Tabelle 7.1 ist zu entnehmen, dass die Streuungskennwerte bei den untersuchten Geometrievarianten einen ähnlichen Wertebereich aufweisen. Die Kennwerte wurden mit dem Lilliefors-Test auf Normalverteilung überprüft<sup>300</sup>.

**Tabelle 7.1:** Kenngrößen zur Bewertung der Geometrievarianten. Mittelwert und Standardabweichung wurden aus jeweils 30 Versuchswiederholungen ermittelt.

Kennwert	Referenzgeometrie		Taschengeometrie	
	Mittelwert	Standardabweichung	Mittelwert	Standardabweichung
Kupplungsmoment	1,18 Nm	0,08 Nm	1,20 Nm	0,05 Nm
Durchrutschmoment	1,21 Nm	0,10 Nm	1,17 Nm	0,15 Nm
Minimales Drehmoment	-0,05 Nm	0,06 Nm	0,07 Nm	0,09 Nm
Reibmoment	0,33 Nm	0,06 Nm	0,54 Nm	0,10 Nm
Überschwingweite	0,37 Nm	0,05 Nm	0,39 Nm	0,07 Nm

<sup>299</sup> Die Filterung erfolgt über einen Tiefpassfilter 5. Ordnung mit einer Grenzfrequenz von 100 Hz.

<sup>300</sup> Mit Ausnahme der Kennwerte *Durchrutschmoment* und *Überschwingweite* bei der Referenzgeometrie konnte die Nullhypothese für einen Signifikanzwert von 5 % nicht verworfen werden.



**Abbildung 7.9:** Boxplot der Drehmomentkennwerte für die beiden untersuchten Geometrievarianten.

Die für diese Untersuchung eingangs formulierte Hypothese

Die Auslösecharakteristik der Übrerrastkupplung kann durch Anpassung der Geometrie des Kupplungsringes beeinflusst werden. Durch den Einsatz von Kugeltaschen weist die Drehmomentschwankung bei aktiver Übrerrastkupplung einen kleineren Wert auf, als dies bei der Referenzgeometrie der Fall ist.

soll überprüft werden. Dazu wird der zweiseitig gepaarte t-Test für den Kennwert *Reibmoment* durchgeführt. Der t-Test zeigt einen signifikanten Unterschied bei den Mittelwerten der Referenzgeometrie und der Taschengeometrie, was die Hypothese bestätigt. Bei vergleichbarem Kupplungsmomentniveau ist das Reibmoment bei der Taschengeometrie größer als bei der Referenzgeometrie. Durch die Änderung der Laufbahngeometrie der Rastkugeln kann die Auslösecharakteristik der Übrerrastkupplung angepasst werden. Als Zielwert kann aus der Untersuchung das Reibmoment für die Übrerrastkupplung abgeleitet werden.

## 7.2.4 Diskussion

Die Ergebnisse der vorgestellten Untersuchung zu Konstruktionszielgrößen für die Übrerrastkupplung eines Akkubohrschraubers zeigen die Abhängigkeit der Drehmomentkennwerte von der Bauteilgeometrie des Kupplungsringes für zwei Geometrievarianten. Die Ergebnisse zeigen signifikante Effekte im Reibmoment und dem minimalen Drehmoment an der Ausgangswelle des Akkubohrschrauber-Triebstrangs.

Die untersuchten Prototypenbauteile sind bezüglich Material und Fertigungsverfahren nicht identisch mit dem Serienbauteil. Unterschiede ergeben sich neben Maßtoleranzen und Oberflächenrauheitswerten bei der Bauteilträgerheit, welche die Schwingung des Triebstrangs beeinflussen kann. Dadurch ist es möglich, dass die Erkenntnisse bezüglich der Geometrieänderung nicht direkt auf das Serienbauteil übertragen werden können, was in weiteren Entwicklungsaktivitäten zu überprüfen ist. Zusätzlich konnte bei den Untersuchungen mit den Prototypenbauteilen Verschleiß an den Kanten der Laufbahngeometrie beobachtet werden, was jedoch nicht zu großen Änderungen der Kennwerte führt und damit innerhalb der Versuchsstreuung berücksichtigt ist.

Die Bewertung des Drehmoments an der Ausgangswelle ermöglicht die Bewertung des Schwingungszustands an der Schnittstelle zum System *Umwelt*. Die inneren Systemzustände und Belastungen auf die Triebstrangkomponenten können trotz gleichem Zustand an der Ausgangswelle zwischen den Bauteilvarianten unterschiedlich sein. Dies sollte berücksichtigt und in weiteren Aktivitäten untersucht werden, was durch die applizierte Messtechnik am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand bereits zum Teil mit den durchgeführten Untersuchungen möglich ist.

Die Untersuchungen ermöglichen den Einfluss der Geometrieänderung qualitativ und quantitativ am Antriebsstrangprüfstand zu bewerten. Mit Hilfe der für ein Entwicklungsziel aufgestellten Hypothese und der Variantenuntersuchung können die Zielwerte – in der vorgestellten Untersuchung die Höhe des Reibmoments – abgeleitet werden. Die quantitativen Zielgrößen der Gestaltparameter können den Konstrukteur bei der Festlegung der Gestaltmerkmale wie beispielsweise die Höhe und der Rampenwinkel der Mitnehmer des Kupplungsrings unterstützen, indem der Gestaltungsraum zielgerichtet eingeschränkt wird. Im Rahmen dieser Arbeit konnten die Einsatzmöglichkeiten des scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstands exemplarisch an der Untersuchung von zwei Geometrievarianten aufgezeigt werden.

### 7.3 Fazit zur Ermittlung von Konstruktionszielgrößen

Die Parametervariation am Lagersitz eines Winkelschleifers zeigt eine Einsatzmöglichkeit des Antriebsstrangprüfstands bei der Entwicklung von Winkelschleifern. Die Darstellung in Abbildung 7.5 lässt eine Vergleichbarkeit der Varianten zu, wenn die zugrundeliegende Bewertungsgröße für die Fragestellung geeignet ist. Dabei können in frühen Gestaltungsphasen, in denen noch keine Prototypen der Gehäuseteile des Winkelschleifers vorliegen, Konstruktionszielgrößen ermittelt werden. Für das vorgestellte Beispiel des Lagersitzes ist es so beispielsweise möglich, die radialen Dämpfungs- und Steifigkeitseigenschaften als Konstruktionszielgrößen aus den am Antriebsstrangprüfstand durchgeführten Untersuchungen abzuleiten.

Die Variation der Laufbahngeometrie des Kupplungsringes eines Akkubohrschraubers zeigt die Einsatzmöglichkeiten des scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstands. Mit Hilfe der Untersuchung verschiedener Laufbahngeometrien am Antriebsstrangprüfstand kann der Einfluss der Laufbahngeometrie auf den Drehmomentverlauf im Antriebsstrang des Akkubohrschraubers unter definierten Randbedingungen untersucht werden. Als Ergebnis der Untersuchung liegen Konstruktionszielgrößen für die Komponenten der Überrasstkupplung vor. Die Zielgröße kann dabei als Komponenteneigenschaften – bei der Überrasstkupplung beispielsweise das Reibmoment – in die Konstruktion einfließen.

Die beiden Anwendungsbeispiele zur Ermittlung von Konstruktionszielgrößen mit Hilfe von Antriebsstrangprüfständen zeigen beispielhaft die Einsatzmöglichkeiten. Mit den beiden in diesem Kapitel vorgestellten Untersuchungen konnte die dritte Teilforschungsfrage

Wie können mit den Antriebsstrangprüfständen Konstruktionszielgrößen abgeleitet werden?

beantwortet werden.



## 8 Zusammenfassung und Ausblick

Dieses Kapitel fasst die wesentlichen Ergebnisse sowie die daraus abgeleiteten Erkenntnisse dieser Arbeit zusammen. Anhand der Forschungsfragen aus Kapitel 4 werden die Ergebnisse diskutiert und ein Fazit gezogen. Im zweiten Teil dieses Kapitels wird ein Ausblick auf an diese Arbeit anknüpfende Forschungsthemen gegeben.

### 8.1 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurden zwei Antriebsstrangprüfstände zur Untersuchung von handgehaltenen Power-Tools und der Ableitung von Konstruktionszielgrößen entwickelt sowie die dafür eingesetzte methodische Vorgehensweise dargestellt. Dazu wurde zunächst ein Ansatz einer Testumgebung mit einem Antriebsstrangprüfstand vorgestellt und deren Einsatz zur Ableitung von Konstruktionszielgrößen in der Produktentwicklung erläutert. Die Testumgebung unterstützt dabei das Frontloading in der Produktentwicklung, indem auf Komponentenebene Zielgrößen für die Konstruktion ermittelt und Entwicklungsvarianten quantitativ bewertet werden können. Durch den Einsatz eines physischen Komponenten- oder Teilsystemtests unter Einbindung in das Gesamtsystem können früh im Entwicklungsprozess Komponenten im Antriebsstrang auf den Gesamttriebstrang und die Betriebspunkte abgestimmt werden.

Um dies zu ermöglichen mussten die drei Teilforschungsfragen beantwortet werden:

1. Wie können die inneren, belastungsabhängigen Systemzustände von handgehaltenen Power-Tools in der Anwendung erfasst werden?
2. Wie können die inneren, belastungsabhängigen Systemzustände in Lastmodelle überführt und auf einem Antriebsstrangprüfstand eingesetzt werden, um damit reproduzierbare Untersuchungen für die Ableitung von Konstruktionszielgrößen zu ermöglichen?
3. Wie können mit dem Antriebsstrangprüfstand Konstruktionszielgrößen abgeleitet werden?

Die Forschungsfragen wurden anhand von zwei Beispielsystemen – Winkelschleifer und Akkuboehrschrauber – beantwortet. Dazu wurden für jedes dieser Beispiele manuelle Tests zur Ermittlung der belastungsabhängigen Systemzustände durchgeführt, ein Antriebsstrangprüfstand entwickelt sowie jeweils eine exemplarische Untersuchung zur Ableitung von Konstruktionszielgrößen vorgestellt.

Die Beantwortung der ersten Teilforschungsfrage erfolgte in Kapitel 5 mit Hilfe von experimentellen Untersuchungen in manueller Versuchsführung und unter dem Einsatz von Sensorgeräten. Hierzu wurde das Systemverhalten des handgehaltenen Power-Tools in der Anwendung unter Laborumgebung ermittelt und es entstanden systemspezifische Erkenntnisse zum Systemverhalten der untersuchten Maschinen. Mit den Ergebnissen konnte die erste Teilforschungsfrage beantwortet werden.

Die zweite Teilforschungsfrage wurde in Kapitel 6 anhand der Entwicklung zweier Antriebsstrangprüfstände beantwortet. Der Gerätekomponentenprüfstand ermöglicht dabei die reproduzierbare Untersuchung von Winkelschleifer-Triebstrangkomponenten hinsichtlich deren Schwingungseigenschaften. Durch den Einsatz eines aus den manuellen Tests abgeleiteten Lastmodells lassen sich reproduzierbare Versuchsbedingungen einstellen und damit Variantenuntersuchungen durchführen. Der scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand ermöglicht die reproduzierbare Untersuchung der Überraschkupplung eines Akkuboehrschraubers. Durch den Einsatz eines aus den manuellen Tests abgeleiteten Lastmodells lassen sich reproduzierbare Versuchsbedingungen einstellen und Entwicklungsvarianten untersuchen. Durch die Integrationsmöglichkeit von beanspruchungsgerechter Leistungsskalierung der Komponenten soll zukünftig die Einbindung von Prototypen mit verminderter Belastbarkeit ermöglicht werden. Mit den beiden Antriebsstrangprüfständen konnte die zweite Teilforschungsfrage beantwortet werden.

Die dritte Teilforschungsfrage wurde in Kapitel 7 durch exemplarisch aufgezeigte Entwicklungsszenarien beantwortet. Durch den Einsatz der Lastmodelle und den Antriebsstrangprüfständen wird die Abstimmung der Triebstrangkomponenten in frühen Entwicklungsphasen möglich, in denen noch keine Prototypen der Gesamtmaschine vorliegen. Durch diese frühen Tests können Entwicklungsvarianten untersucht und daraus Konstruktionszielgrößen abgeleitet werden. Mit den zwei exemplarisch gezeigten Anwendungsszenarien der Antriebsstrangprüfstände konnte die dritte Teilforschungsfrage beantwortet werden.

Mit der Beantwortung der drei Teilforschungsfragen konnte die übergeordnete Forschungsfrage beantwortet werden. Der in Abbildung 4.1 dargestellte Ansatz zur Ableitung von Konstruktionszielgrößen mit Hilfe einer Testumgebung bildet dabei das Grundgerüst für die untersuchungsspezifischen Ausprägungen.

## 8.2 Ausblick

Die Erkenntnisse aus dieser Arbeit zeigen das Potenzial von Antriebsstrangprüfständen auf Basis des XiL-Ansatzes zur Unterstützung von Frontloading in der Produktentwicklung. Weiterführende Forschungsarbeiten werden für die folgenden Themenbereiche vorgeschlagen:

1. Weiterentwicklung der Methode zur indirekten Erfassung der Belastung
2. Erweiterung der Lastmodelle
3. Erweiterung des Dynamikbereichs der Kraftaufprägung am Gerätekomponentenprüfstand
4. Weiterentwicklung der Regelung am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand durch andere Regelungsansätze
5. Entwicklung von mechanischen Skalierungsmodellen für den scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand

Die Methode zur indirekten Erfassung der Belastung erfordert die Applizierung von Sensoren in das handgehaltene Power-Tool, was aus Bauraumgründen individuell auf die Maschine abgestimmt werden muss. Mit dem Einsatz von sensorintegrierten Bauteilen besteht das Potenzial, den zur Verfügung stehenden Bauraum besser nutzen und durch auf die Bauteile abgestimmte Sensorik präzisere Belastungskennwerte zu erhalten. Dabei ist die Mehrachsigkeit der Belastung durch die Anwendung über das Werkzeug eine Herausforderung, welche in auf dieser Arbeit aufbauenden Forschungsaktivitäten um die Trennung der radial bzw. axial angreifenden Kräfte und den Biegemomenten bei Winkelschleifern bewältigt werden kann. Beim System *Winkelschleifer* ist die Trennung von radialen Kräften und den Biegemomenten an der Arbeitswelle ein Aspekt, durch den mit Hilfe der vorgestellten Methoden detaillierte Lastmodelle ermittelt werden können. Beim System *Akkubohrschrauber* ist das Erfassen der Belastung an den Triebstrangkomponenten wie beispielsweise den Bauteilen der Überraschkupplung im Inneren der Maschine von Interesse, um detaillierte Aussagen über das Triebstrangverhalten zu treffen.

In dieser Arbeit beschränken sich die Lastmodelle auf wenige Testfälle. Das Lastprofil für kleine Winkelschleifer kann für weitere Maschinenklassen sowie um Temperatureinflüsse der Antriebsstrangkomponenten erweitert werden. Hierzu ist es notwendig, weitere Systemzusammenhänge wie beispielsweise die Abhängigkeit der Andruckkraft von den Leistungsgrößen des Antriebsstrangs zu kennen und in Modellen zu beschreiben. Mit diesen Modellen wird der Betrieb des Antriebsstrangprüfstands mit closed-Loop-Regelungen zur Anpassung der Belastung auf die Triebstrangkomponenten gefördert. Das Lastmodell zur Abbildung des Lastmoments bei Holzeinschraubungen kann um

weitere Schraubengeometrien erweitert werden. Dadurch werden die am Antriebsstrangprüfstand abbildbaren Testfälle erweitert und zusätzliche Betriebspunkte können in die Tests einbezogen werden.

Die Erweiterung des Dynamikbereichs der Kraftaufprägung am Gerätekomponentenprüfstand bietet das Potenzial der erweiterten Abbildung breitbandiger Anregung aus der Anwendung. Die im Rahmen dieser Arbeit in den manuellen Tests identifizierten Schwingungsursachen und der Abgleich mit dem Stand der Forschung zeigen die Präsenz von Anregungen durch den Schleifkontakt. Die Berücksichtigung dieser Anregungen ermöglicht Untersuchungen zu deren Einfluss auf die Antriebsstrangschwingung sowie der Belastung der Komponenten. Die Maßnahme zur Erweiterung des Dynamikbereichs wird bereits in einem auf dieser Arbeit aufbauenden Forschungsvorhaben umgesetzt.

Die Weiterentwicklung der Regelung am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand bietet das Potenzial zur Verbesserung der Regelgüte und damit präziseren Abbildung der Schnittstellengrößen zwischen den Teilsystemen. Hierbei sollte besonders die Abbildungsgüte von dynamischen Anregungen verfeinert werden, sodass die Grenze zur Abbildung dynamischer Wechselwirkungen erweitert wird. Als eine Maßnahme wird der Einsatz eines modellbasierten Regelungskonzeptes zur Verbesserung der Regelgüte vorgeschlagen.

Die Entwicklung von mechanischen Skalierungsmodellen für den scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand ermöglicht die Erweiterung des Einsatzbereichs für den Prüfstand. Es können Teilsysteme, welche unterschiedliche Leistungsniveaus benötigen, miteinander gekoppelt und zeitgleich betrieben werden. Die Ableitung von Konstruktionszielgrößen mit einem Antriebsstrangprüfstand, der diese Möglichkeit bietet, wird die Nutzung von bereits bestehenden Komponenten aus Baureihen unterstützt, auch wenn diese aufgrund ihrer Baugröße oder Belastbarkeit nicht direkt in den zu untersuchenden Antriebsstrang integriert werden können. Damit eröffnen sich neue Einsatzgebiete zur Nutzung von Antriebsstrangprüfständen in der Produktentwicklung.

# A Anhang

## A.1 Schwingungsursachen im Antriebsstrang von Winkelschleifern

*In diesem Kapitel wurden Vorveröffentlichungen<sup>301</sup> einbezogen, in denen Inhalte dieses Kapitels durch den Autor im Rahmen einer Mitautorenschaft publiziert sind. Sie werden aus Gründen der Übersichtlichkeit im Text nicht gesondert gekennzeichnet.*

Es werden die Ergebnisse zum mechanisch-dynamischen Geräteverhalten und der Bezug zu den Schwingungsursachen vorgestellt. Dies erfolgt durch die qualitative Auswertung des Frequenzspektrums der Messgrößen der Sensorgeräte. Die Methoden und der Versuchsaufbau sind Kapitel 5.1.1 zu entnehmen.

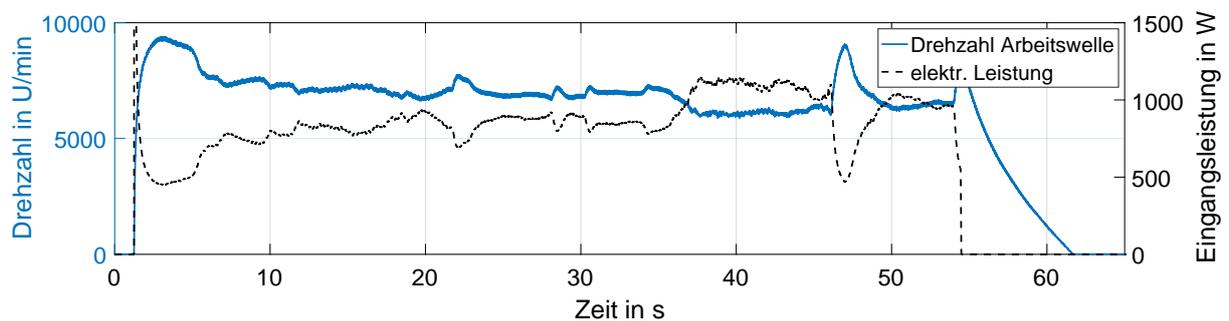
### A.1.1 Ergebnisse zu Schwingungsursachen im Antriebsstrang von Winkelschleifern

Schwingungsursachen sind im Antriebsstrang von Winkelschleifern vielfältig, wobei einige grundlegende Ursachen identifiziert werden können. Dazu werden Untersuchungen mit dem Sensorgerät ID190 in der Konfiguration zur Erfassung der Torsionsschwingung (vgl. Tabelle 5.4) durchgeführt. Es werden die rotatorischen und translatorischen Schwingungen im Antriebsstrang des Winkelschleifers gemessen. Zunächst wird die Anwendung *Schleifen von Stahl* betrachtet. Ein Ausschnitt der Untersuchungsreihe ist als Zeitverlauf der Drehzahl sowie des RMS-Werts der elektrischen Eingangsleistung in Abbildung A.1 dargestellt. In diesem Versuchslauf sind verschiedene Belastungssituationen zu erkennen, wobei die ansteigende elektrische Leistung und die abfallende Drehzahl aus einer erhöhten Belastung resultieren. Nach dem Einschalten bei etwa 1,3 s wird der Triebstrang beschleunigt bis die Leerlaufdrehzahl erreicht ist, sodass die elektrische Leistung nach kurzzeitigem Anstieg auf die Leerlaufleistung von etwa 460 W abfällt. Anschließend erfolgt die Belastungsphase, in welcher die Eingangsleistung zwischen 700 W und 1150 W variiert. Bei 47 s wird kurzzeitig das Schleifen durch den Anwender unterbrochen, sodass es zu einer abfallenden Leistungsaufnahme kommt. Nach 54 s wird die Maschine abgeschaltet und der Winkelschleifer läuft bis zum Stillstand aus. Anhand dieser Untersuchung wird im Folgenden zunächst die Verteilung der Frequenzanteile in den Messsignalen analysiert.

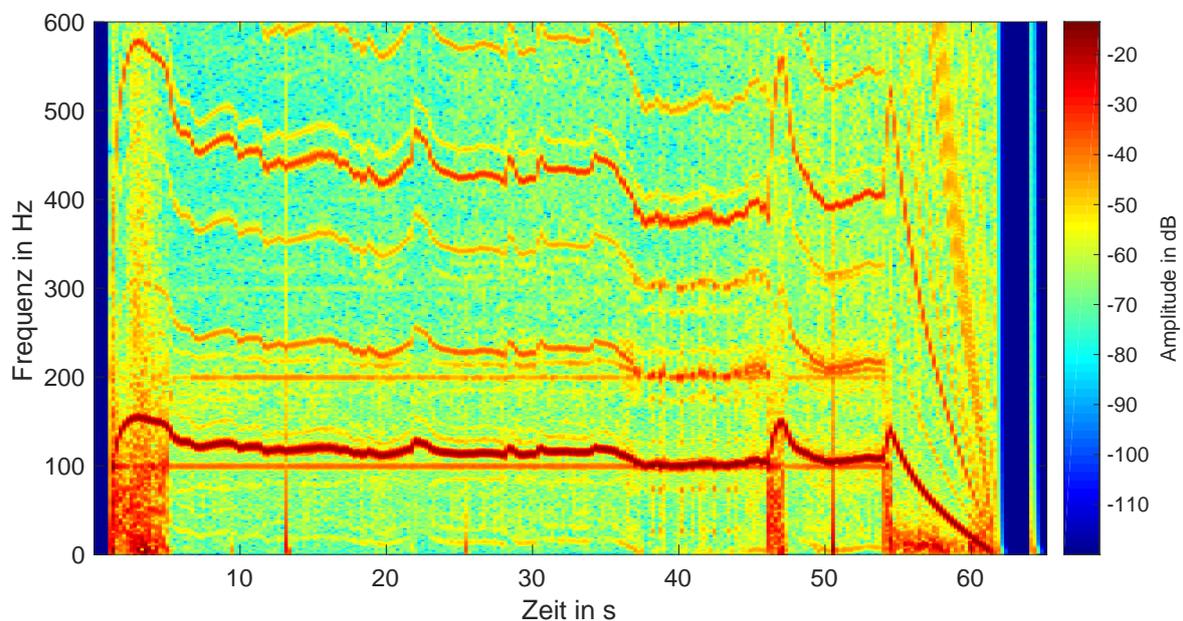
---

<sup>301</sup> Matthiesen et al. 2017a.

Zur Bewertung der rotatorischen Schwingung wird der Differenzdrehwinkel der Motor- und Arbeitswelle betrachtet. Das Frequenzspektrum bis 600 Hz ist in Abbildung A.2 als Amplituden-Spektrogramm dargestellt. Auf der Abszisse ist die Zeit aufgetragen, die mit der Abszisse in Abbildung A.1 übereinstimmt. In Abhängigkeit der Zeit ist in Abbildung A.2 die Amplitudenverteilung über der Frequenz gezeigt. Neben zeitlich konstanten Frequenzanteilen (in Abb. A.2 bei 100 Hz, 200 Hz und 300 Hz) sind über der Zeit veränderliche Frequenzanteile mit großer Amplitude sichtbar. Gut sichtbar sind dabei drehzahlabhängige Frequenzanteile, wobei die erste Ordnung der Arbeitswellendrehzahl und Motorwellendrehzahl dominieren. Drehzahlabhängige Schwingungsanregungen entstehen maßgeblich durch die Unwucht des rotierenden Triebstrangs.



**Abbildung A.1:** Zeitverlauf der Arbeitswellendrehzahl und der elektrischen Eingangsleistung beim Schleifen von Stahlblech mit dem Sensorgerät ID190.<sup>302</sup>



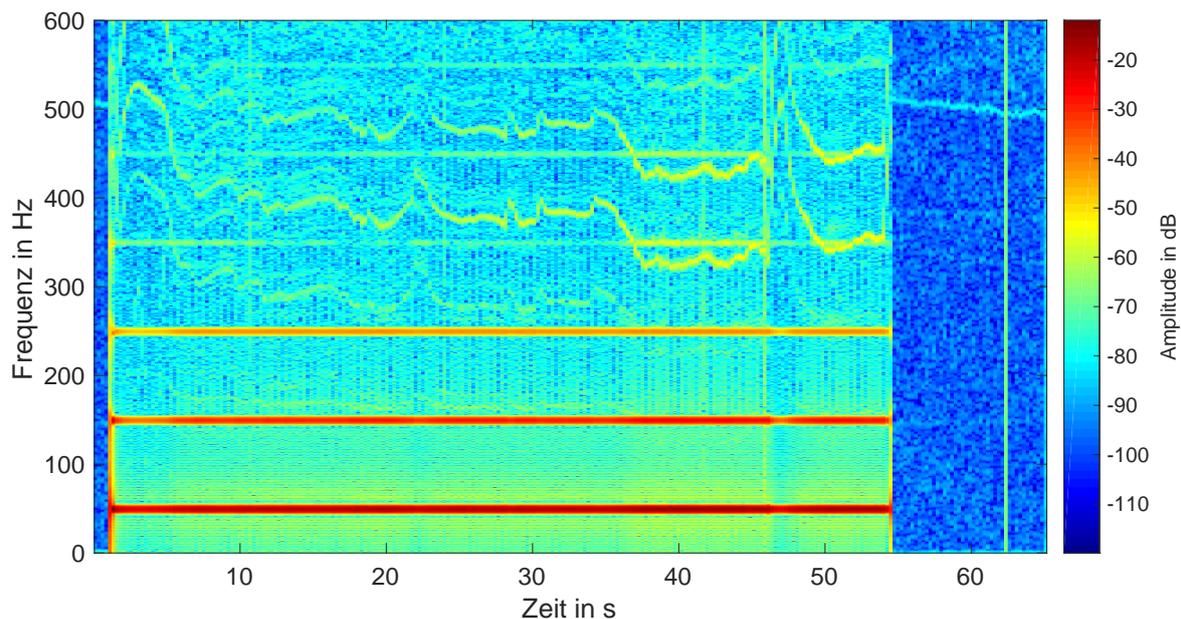
**Abbildung A.2:** Amplituden-Spektrogramm des Differenzdrehwinkels beim Schleifen von Stahlblech mit dem Sensorgerät ID190.<sup>303</sup>

<sup>302</sup> Bildquelle: Matthiesen et al. 2017a, S. 316.

<sup>303</sup> Bildquelle: Matthiesen et al. 2017a, S. 318; veränderte Darstellung.

Deren Ursache ist also in den mechanischen Eigenschaften der Triebstrangkomponenten und der Triebstranglagerung zu finden. Höhere Ordnungen der Drehzahl sind ebenfalls zu beobachten, wobei mit zunehmender Ordnung die Amplitude abnimmt. Weitere Frequenzanteile der Schwingungsanregung sind zeitlich konstante Frequenzanteile bei 100 Hz und deren Vielfache. Weiterhin ist im Bereich der Anlauf- und Auslaufphasen (1-5 s, 46-47 s und 54-62 s) eine breitbandige Anregung, vorwiegend im Frequenzbereich bis etwa 100 Hz, zu erkennen.

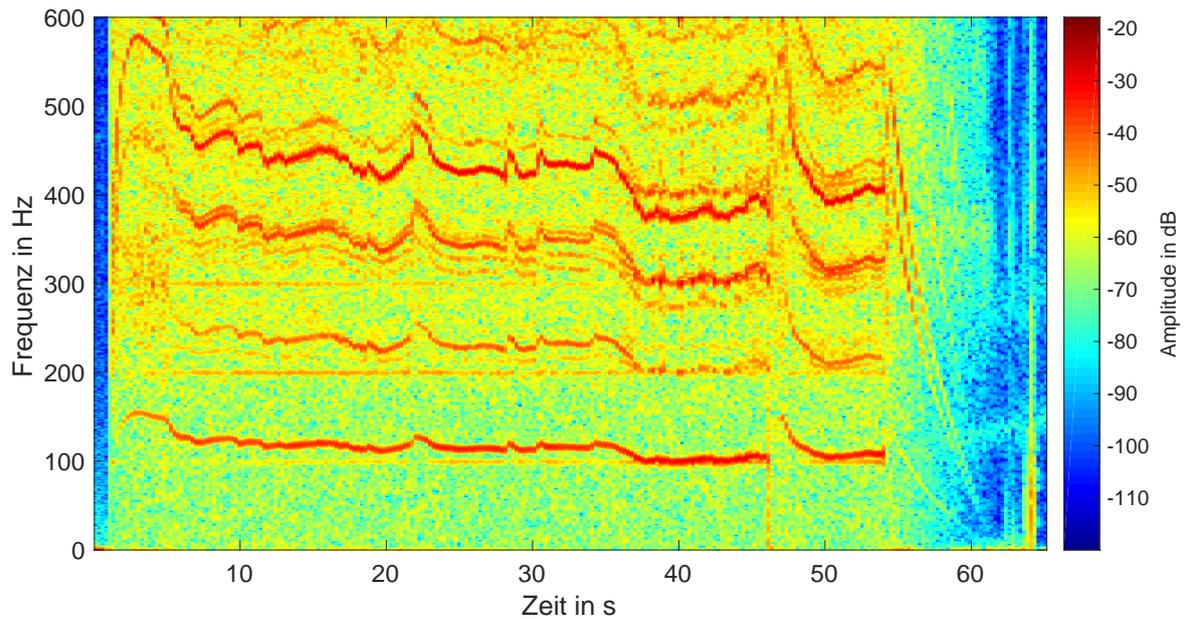
Der elektromechanische Antrieb ist in Winkelschleifern mit Netzbetrieb üblicherweise durch einen Universalmotor realisiert. Diese Antriebsart führt prinzipbedingt zu periodischen Anregungen, die im Motorstrom sichtbar sind und zu einem ungleichmäßigen Drehmoment, das periodisch zwischen Null und dem maximalen Moment schwankt, führen. In Abbildung A.3 ist das Amplituden-Spektrogramm des Eingangstroms für den Bereich bis 600 Hz dargestellt. Deutlich sichtbar sind über der Zeit konstante Frequenzanteile bei 50 Hz, 150 Hz und 250 Hz. Das entspricht der einfachen, dreifachen und fünffachen Netzfrequenz. Daneben sind drehzahlabhängige Frequenzanteile im Bereich von 300 Hz und 550 Hz sichtbar, welche kombinierte Frequenzanteile enthalten.



**Abbildung A.3:** Amplituden-Spektrogramm des Motorstroms beim Schleifen von Stahlblech mit dem Sensorgerät ID190.<sup>304</sup>

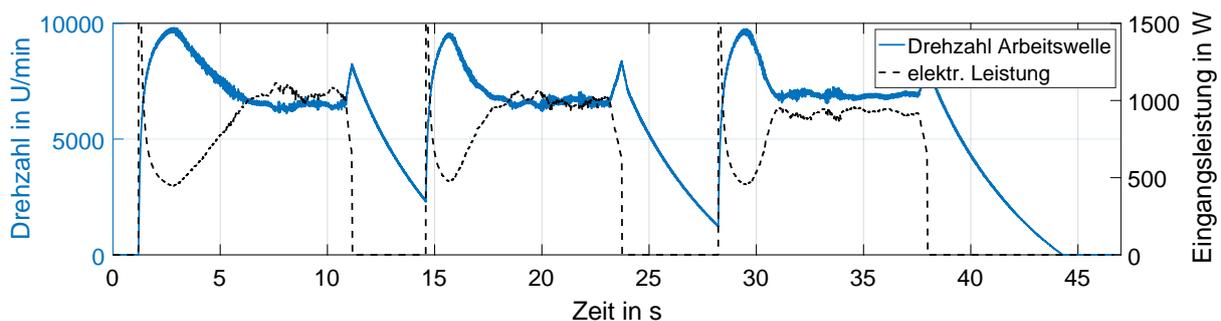
Das Amplituden-Spektrogramm der Gehäusebeschleunigung im Bereich von 0-600 Hz ist in Abbildung A.4 dargestellt. Die drehzahlabhängigen Frequenzanteile sind ähnlich gut sichtbar wie im Spektrum des Differenzdrehwinkels (Abb. A.2). Die konstanten Frequenzanteile bei 100 Hz und 200 Hz sind nicht so deutlich wie im Differenzdrehwinkel, aber dennoch sichtbar.

<sup>304</sup> Bildquelle: Matthiesen et al. 2017b, S. 13; veränderte Darstellung.



**Abbildung A.4:** Amplituden-Spektrogramm der Gehäusebeschleunigung beim Schleifen von Stahlblech mit dem Sensorgerät ID190.<sup>305</sup>

Für die Anwendung Trennen von Stahl (vgl. Tab. 5.2) ist der Zeitverlauf der Arbeitswellendrehzahl und der elektrischen Eingangsleistung in Abbildung A.5 dargestellt. In diesem Versuch werden drei Trennschnitte erzeugt, wobei vor jedem Schnitt die Maschine ausgeschaltet, wieder angeschaltet und kurzzeitig in den Leerlaufbetrieb gebracht wird. Die Dauer eines Trennschnitts beträgt in diesem Versuch etwa 5-7 s. Die elektrische Eingangsleistung während der Trennschnitte beträgt ca. 1000 W.



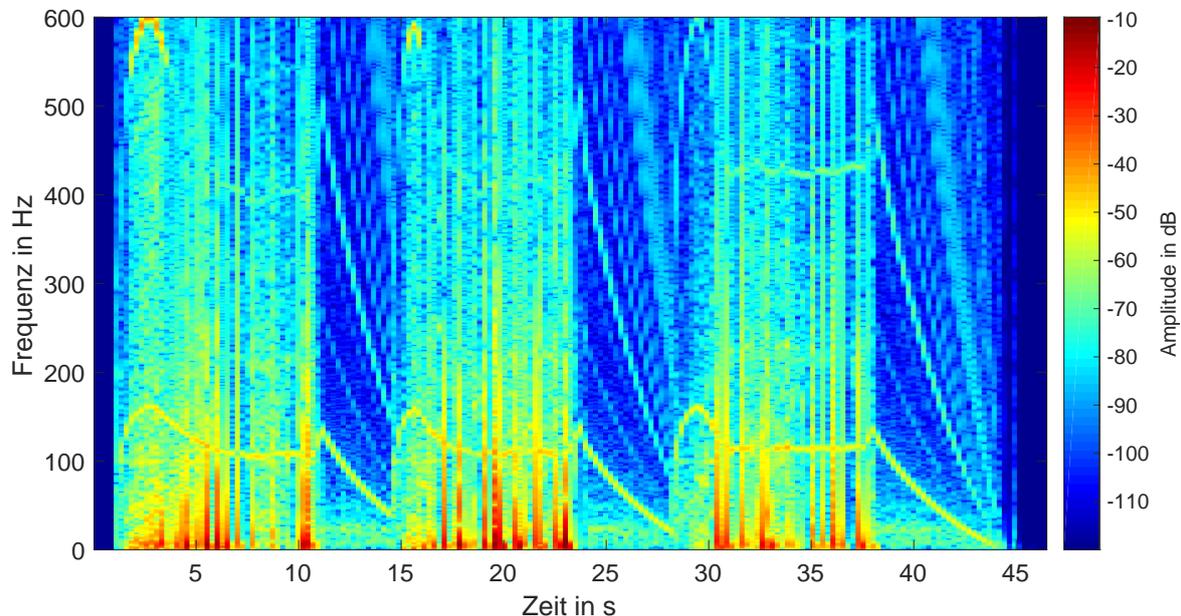
**Abbildung A.5:** Zeitverlauf der Arbeitswellendrehzahl und der elektrischen Eingangsleistung (Trennen von Stahlblech) mit dem Sensorgerät ID190.<sup>306</sup>

Das Amplituden-Spektrogramm des Differenzdrehwinkels in Abbildung A.6 zeigt die Amplitudenverteilung im Frequenzbereich von 0-600 Hz. Neben den drehzahlabhängigen Frequenzanteilen, die in Abbildung A.2 beobachtet und bereits diskutiert wurden, ist im niedrigen Frequenzbereich bis ca. 100 Hz eine breitbandige Anregung zu beobachten. Die Amplitude ist größer als die Schwingungsamplituden durch die Unwuchtanregung,

<sup>305</sup> Bildquelle: Matthiesen et al. 2017a, S. 317; veränderte Darstellung.

<sup>306</sup> Bildquelle: Matthiesen et al. 2017a, S. 318.

wobei die Intensität der Anregung nicht konstant über den Zeitverlauf ist. Es ist anzunehmen, dass die Anregung aus dem Schleifkontakt in Wechselwirkung mit dem Triebstrang entsteht, was durch die Indizien der großen Amplituden und Unregelmäßigkeiten der Anregung gestützt wird.



**Abbildung A.6:** Amplituden-Spektrogramm des Differenzdrehwinkels (Trennen von Stahlblech) mit dem Sensorgerät ID190.<sup>307</sup>

### A.1.2 Diskussion zu Schwingungsursachen im Antriebsstrang von Winkelschleifern

Die Ergebnisse aus den manuellen Versuchen mit Winkelschleifern zeigen in den verschiedenen Anwendungen charakteristische Betriebseigenschaften des Antriebsstrangs, wobei verschiedene Schwingungsursachen auftreten<sup>308</sup>:

1. Schwingungsanregung aus dem elektrischen System
2. Schwingungsanregung aus dem mechanischen Triebstrang durch Unwuchten und den Zahneingriff
3. Schwingungsanregung aus der Anwendung

Die konstanten Frequenzanteile sind auf die elektrische Anregung des Antriebmotors zurückzuführen<sup>309</sup>. Neben den genannten Frequenzanteilen gibt es Anteile, die sowohl drehzahlabhängige, als auch konstante Anteile beinhalten. Diese Schwingungsanteile

<sup>307</sup> Bildquelle: Matthiesen et al. 2017a, S. 320; veränderte Darstellung.

<sup>308</sup> Vgl. Yan 2004, S. 132 und Matthiesen et al. 2017a.

<sup>309</sup> Vgl. Yan et al. 2005, S. 287.

treten aufgrund der Überlagerung von mechanischen und elektrischen Anregungen auf, wie im Stand der Forschung bereits von YAN ET AL. bei der Untersuchung der Kohlebürstenbewegung eines Winkelschleifers beschrieben<sup>310</sup>. Die Schwingungsanregung aus dem elektrischen System entsteht durch die Kommutierung des Antriebmotors sowie des periodischen Verlaufs des Eingangsstroms. YAN ET AL. konnte simulativ zeigen, dass diese durch den Spannungsabfall am Kontakt zwischen Kohlebürste und Kollektor beeinflusst werden und die drehzahlabhängigen Frequenzen aus dem mechanischen in das elektrische System wirken<sup>311</sup>.

Es ist leicht nachvollziehbar, dass diese Anregung im elektrischen Strom sichtbar ist, wobei die erste, dritte und fünfte Ordnung der Netzfrequenz als Anregungsfrequenzen in Erscheinung treten (vgl. Abb. A.3), was mit den Ergebnissen von YAN ET AL.<sup>312</sup> übereinstimmt. Nach YAN ET AL. sind die höheren Harmonischen auf die Sättigung der Feldwicklungen zurückzuführen<sup>313</sup>. Die elektrische Anregung hat Auswirkungen auf die torsionale Schwingung, was im Differenzdrehwinkel sichtbar wird (vgl. Abb. A.2). Auch die translatorische Bewegung der Motorwelle ist hiervon betroffen (vgl. Abb. 5.18), wobei als Ursache die Parameteranregung durch das elektromagnetische Feld in Betracht kommt<sup>314</sup>.

Die mechanischen Anregungen sind vorwiegend durch die Unwuchtkräfte geprägt, wobei bereits kleine Unwuchten bei den hohen Drehzahlen der Motorwelle einen großen Einfluss auf die Schwingung haben. Problematisch ist bei der Bewertung der drehzahlabhängigen Schwingung die Messunsicherheit durch den Rundlauffehler der Messstelle. Bei den Drehwinkelsensoren ist dies die koaxiale Positionierung der Encoderscheibe bzw. Magnetrings zum Sensor. Durch den Rundlauffehler erzeugte Abweichung ist nicht von der drehzahlabhängigen Schwingung zu unterscheiden. Für die quantitative Bewertung der drehzahlabhängigen Schwingungen wurde aus diesem Grund die Messunsicherheit im Stillstand ermittelt.

---

<sup>310</sup> Vgl. Yan et al. 2005, S. 288.

<sup>311</sup> Vgl. Yan et al. 2005, S. 287-288.

<sup>312</sup> Yan 2004, S. 119 und Yan et al. 2005, S. 288.

<sup>313</sup> Vgl. Yan et al. 2005, S. 288.

<sup>314</sup> Vgl. Yan 2004, S. 104-105.

## **A.2 Hard- und Softwarearchitektur der Antriebsstrangprüfstände**

### **A.2.1 Hardwarearchitektur am Gerätekomponentenprüfstand**

Die Hardwarearchitektur ist in Abbildung A.7 dargestellt. Das Mess- und Regelungssystem ADwin Pro II ist die Schnittstelle für die Sensor-Aktor-Systeme und ermöglicht neben der Datenerfassung über den Hostrechner echtzeitfähige Regelungen. Die Kommunikationsschnittstelle der Linearaktorregler erfolgt über ein Highspeed-CAN-Bussystem, wobei neben den Sollwerten die Istgrößen der Linearaktoren und der rückseitig angebrachten Drehgeber übertragen werden. Die Signale der DMS-basierten Kraftsensoren werden zunächst über einen Messumformer in ein konditioniertes Analogsignal gewandelt, das über das ADwin Pro II MIO-4-ET1 Modul AD-gewandelt und im Mess- und Regelungssystem weiterverarbeitet wird. Der Abtriebsmotor wird über einen Frequenzumrichter (Motorregler) versorgt. Die Sollwertvorgabe erfolgt über ein Analogsignal, die Istwerte werden über einen Highspeed-CAN-Bus übertragen. Der Antriebsmotor wird über einen Frequenzumrichter (Motorregler) versorgt. Dieser ist über analoge Ein- und Ausgänge mit dem Mess- und Regelungssystem verbunden. Der Hostrechner dient als Schnittstelle zur Benutzersteuerung und zur Datenaufzeichnung. Dazu ist der Hostrechner über eine Ethernetverbindung mit dem Mess- und Regelungssystem verbunden.

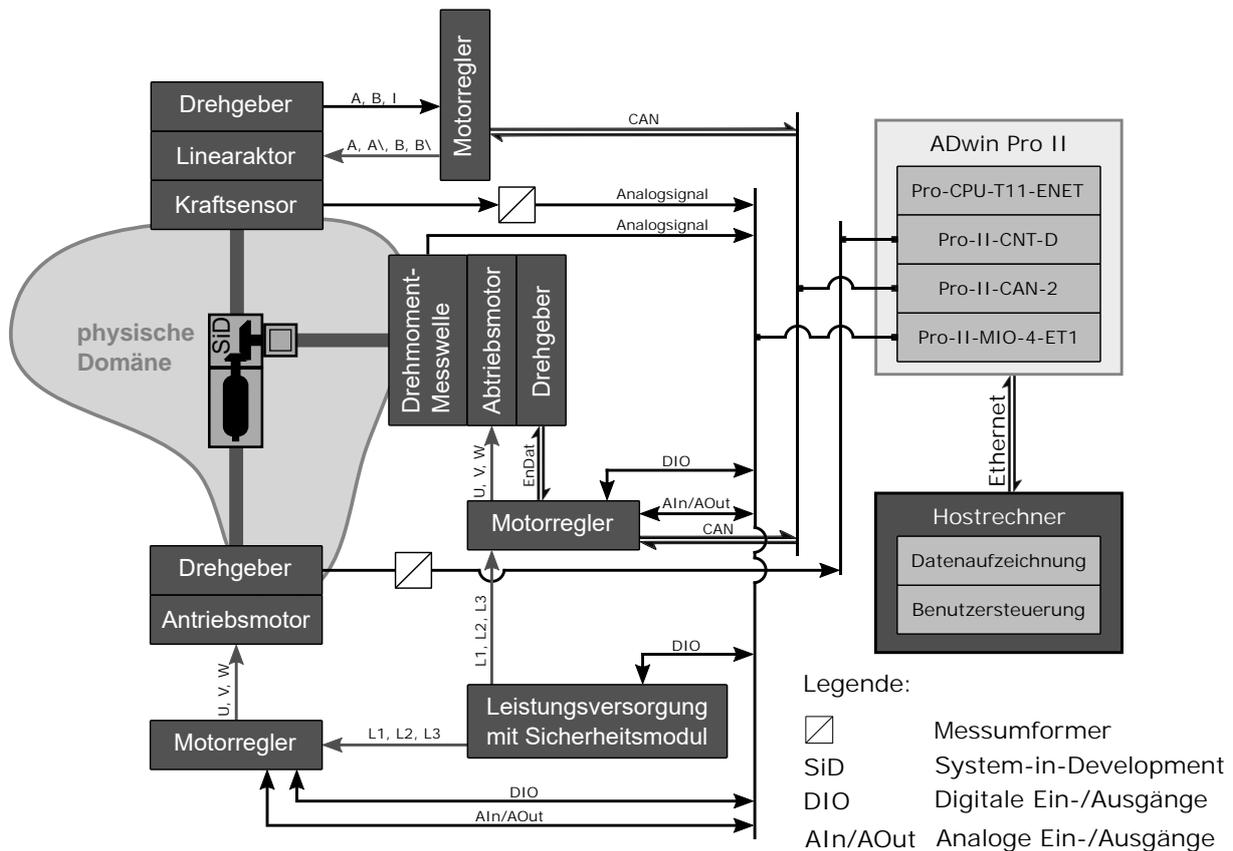
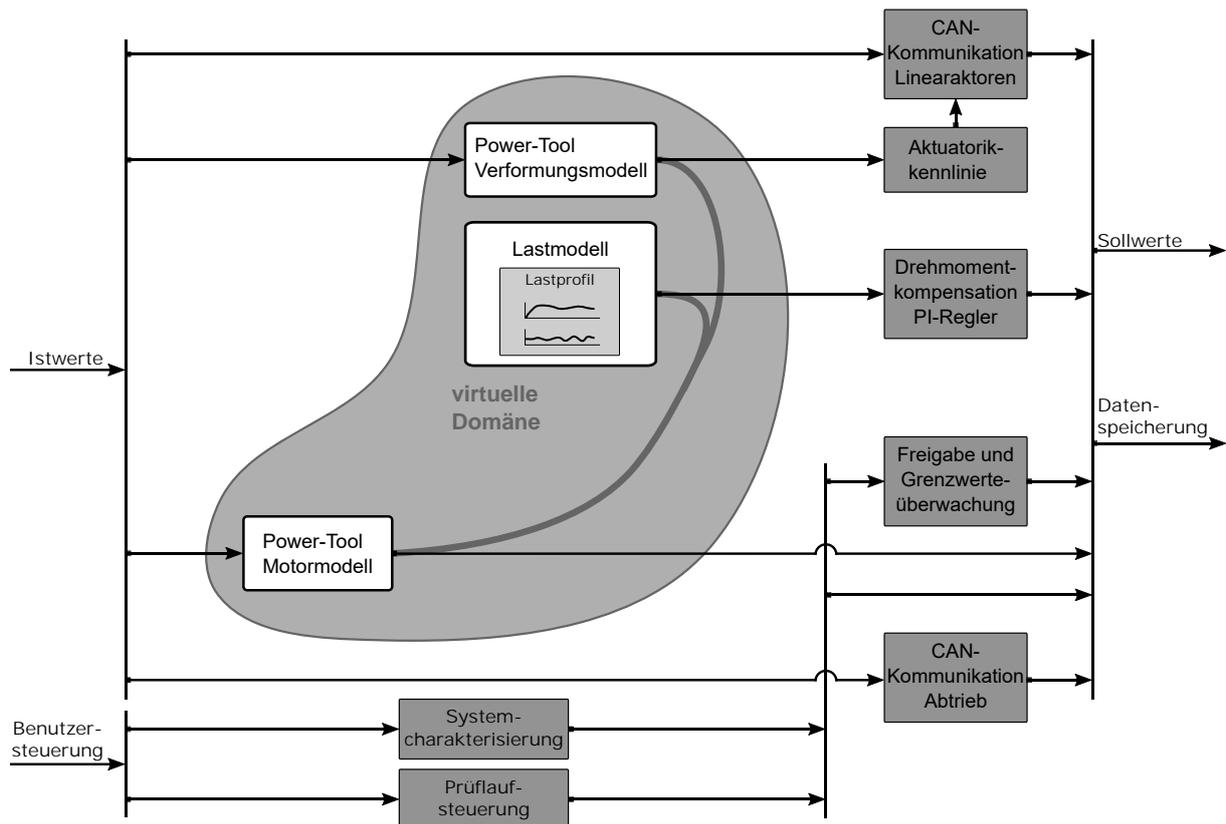


Abbildung A.7: Hardwarearchitektur des Gerätekomponentenprüfstands.

## A.2.2 Softwarearchitektur am Gerätekomponentenprüfstand

Die Softwarearchitektur des Mess- und Regelungssystems am Gerätekomponentenprüfstand ist in Abbildung A.8 dargestellt. Die Istwerte werden eingelesen und an die Subsysteme zur Weiterverarbeitung verteilt. Die Kommunikation mit den Motorreglern wird durch ein Zustandsmodell<sup>315</sup> innerhalb des Echtzeitsystems realisiert. Die Freigabe- und Grenzwertüberwachung wird über die Prüflaufsteuerung parametrisiert. Alternativ zur Prüflaufsteuerung kann die Systemcharakterisierung erfolgen, welche für die Parametrierung der Aktuatorikmodelle benötigt wird (vgl. Kap. 6.3.3). Die Aktuatorikmodelle werden in Form von Kennlinien im Echtzeit-Regelungssystem hinterlegt und ermöglichen die Berechnung der Vorgabegrößen für die Linearaktoren, sodass die zu stellenden Kraftgrößen auf den Winkelschleifertriebstrang aufgebracht werden. Für das Lastmoment wird mit Hilfe eines PI-Reglers eine Drehmomentkompensation implementiert, die dafür sorgt, dass in allen erforderlichen Betriebsbereichen das Lastmoment an der Abtriebswelle auf das Solldrehmoment geregelt wird. Dies ist notwendig, da der Abtriebsmotor im Feldschwächebetrieb weit weg vom Nennpunkt eingesetzt wird und die im Motorregler hinterlegten Motormodelle eine unzureichende Genauigkeit für diese Betriebspunkte aufweisen.

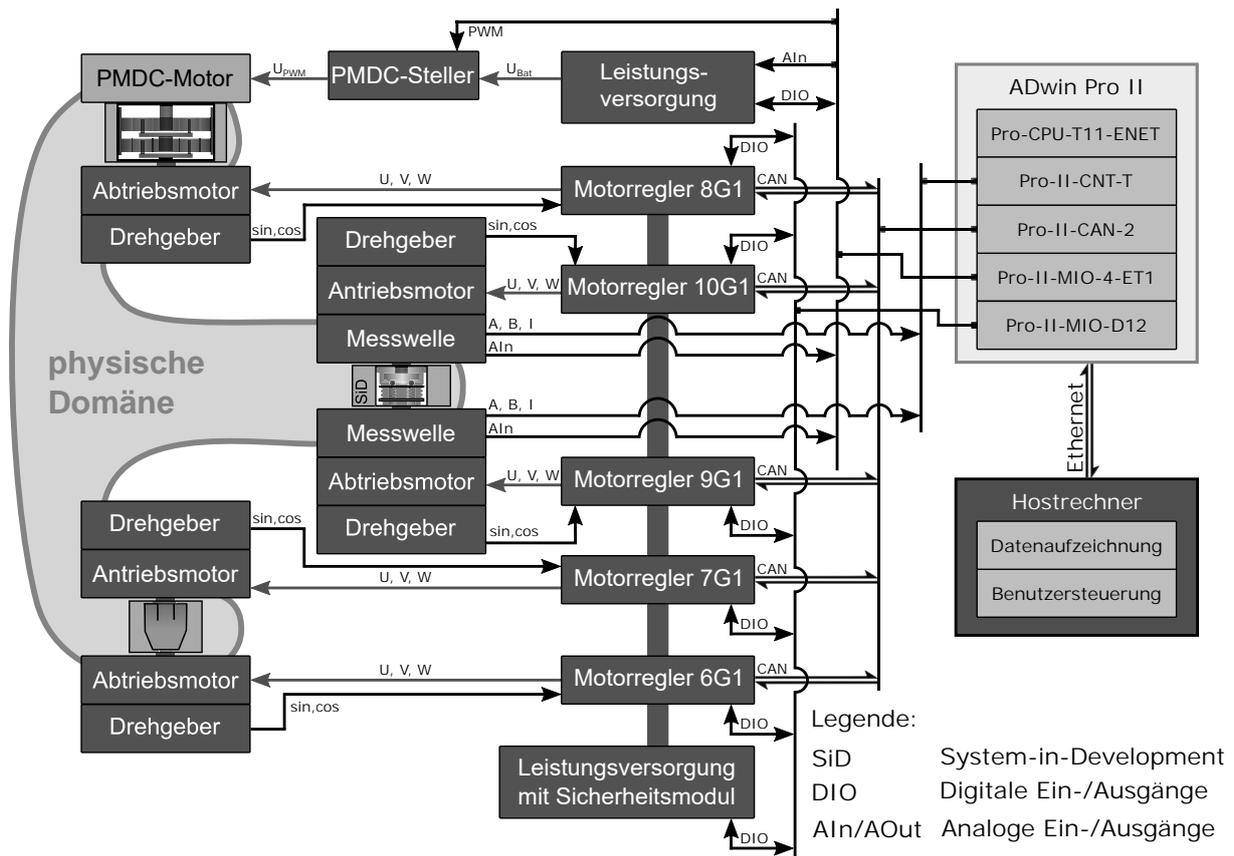
<sup>315</sup> Das Zustandsmodell ist über das Tool *Stateflow* von The MathWorks, Inc. realisiert.



**Abbildung A.8:** Softwarearchitektur des Mess- und Regelungssystems am Gerätekomponentenprüfstand.

### A.2.3 Hardwarearchitektur am Scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand

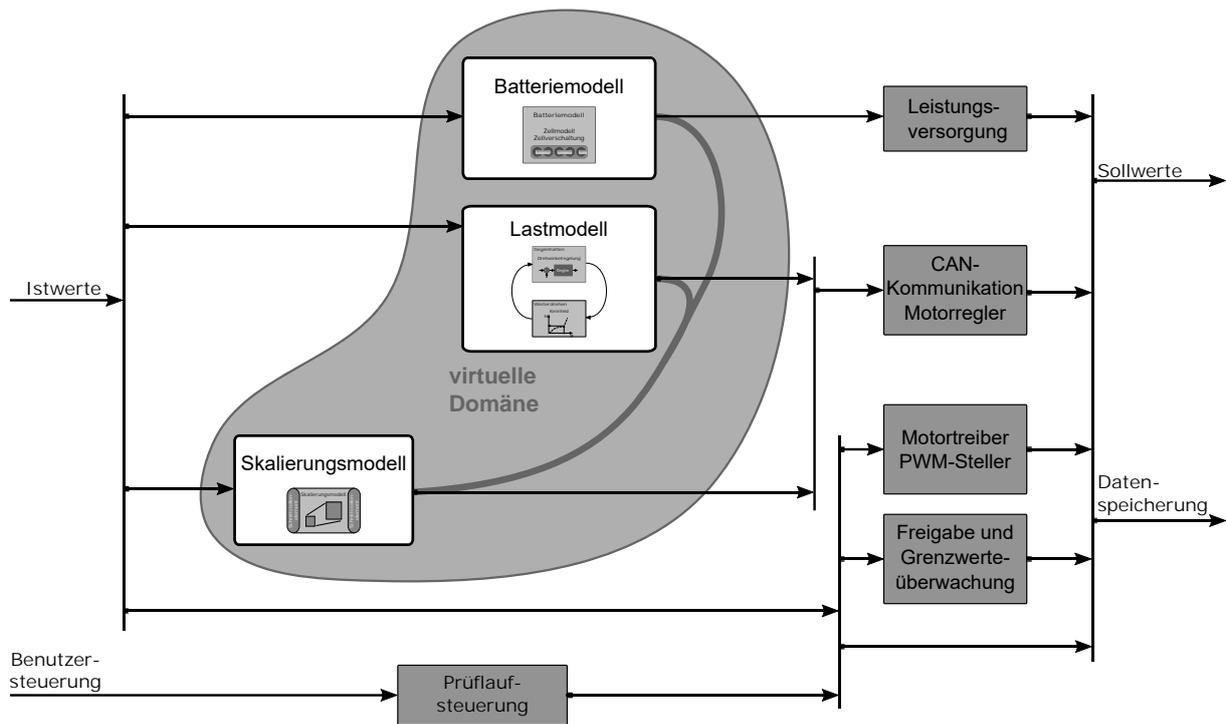
Die Hardwarearchitektur des scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand ist in Abbildung A.9 dargestellt. Bei den Prüfstandmotoren handelt es sich um Synchron-Servomotoren, deren Frequenzumrichter über einen gemeinsamen Zwischenkreis verfügen. In den Servomotoren sind integrierte Drehwinkelgeber verbaut. Wie aus Abbildung A.9 sichtbar wird, sind die Motorregler der Servomotoren über die CAN-Schnittstelle an das Mess- und Regelungssystem ADwin Pro II angebunden. Der Taktzyklus des Mess- und Regelungssystems beträgt 10 kHz. Aus Gründen der begrenzten Übertragungsrates des Bussystems werden zwei Highspeed-CAN-Busse eingesetzt. Damit ist eine Zykluszeit aller relevanten Soll- und Istwerte von 1 ms möglich. Der PMDC-Motor wird über einen externen Motortreiber mit einer PWM-Frequenz von 16 kHz betrieben. Die Erzeugung des PWM-Signals erfolgt auf dem TiCo-Prozessor des ADwin Pro II Regelungssystems. Die Leistungsversorgung des Motortreibers erfolgt durch ein regelbares DC-Labornetzteil, das durch das ADwin Pro II Regelungssystem gesteuert werden kann. Die Sollwertvorgabe erfolgt mit 500 Hz. Der Hostrechner dient als Schnittstelle zur Benutzersteuerung und zur Datenaufzeichnung. Dazu ist der Hostrechner über eine Ethernetverbindung mit dem Mess- und Regelungssystem verbunden.



**Abbildung A.9:** Hardwarearchitektur des scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand.

## A.2.4 Softwarearchitektur am Scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand

Die Softwarearchitektur des Mess- und Regelungssystems am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand ist in Abbildung A.10 dargestellt. Die Istwerte der Sensoren werden als Eingangsgrößen für das Batteriemodell, das Lastmodell sowie das Skalierungsmodell benötigt. Mit Hilfe der Modelle werden die Sollwerte für die Aktorsysteme berechnet und über die Kommunikationsschnittstellen für die Leistungsversorgung und die Motorregler (CAN-Kommunikation) konditioniert. Über die Benutzersteuerung wird der Prüflauf durch die Vorgabewerte für den PWM-Steller sowie die Freigabe und Grenzwertüberwachung gesteuert.



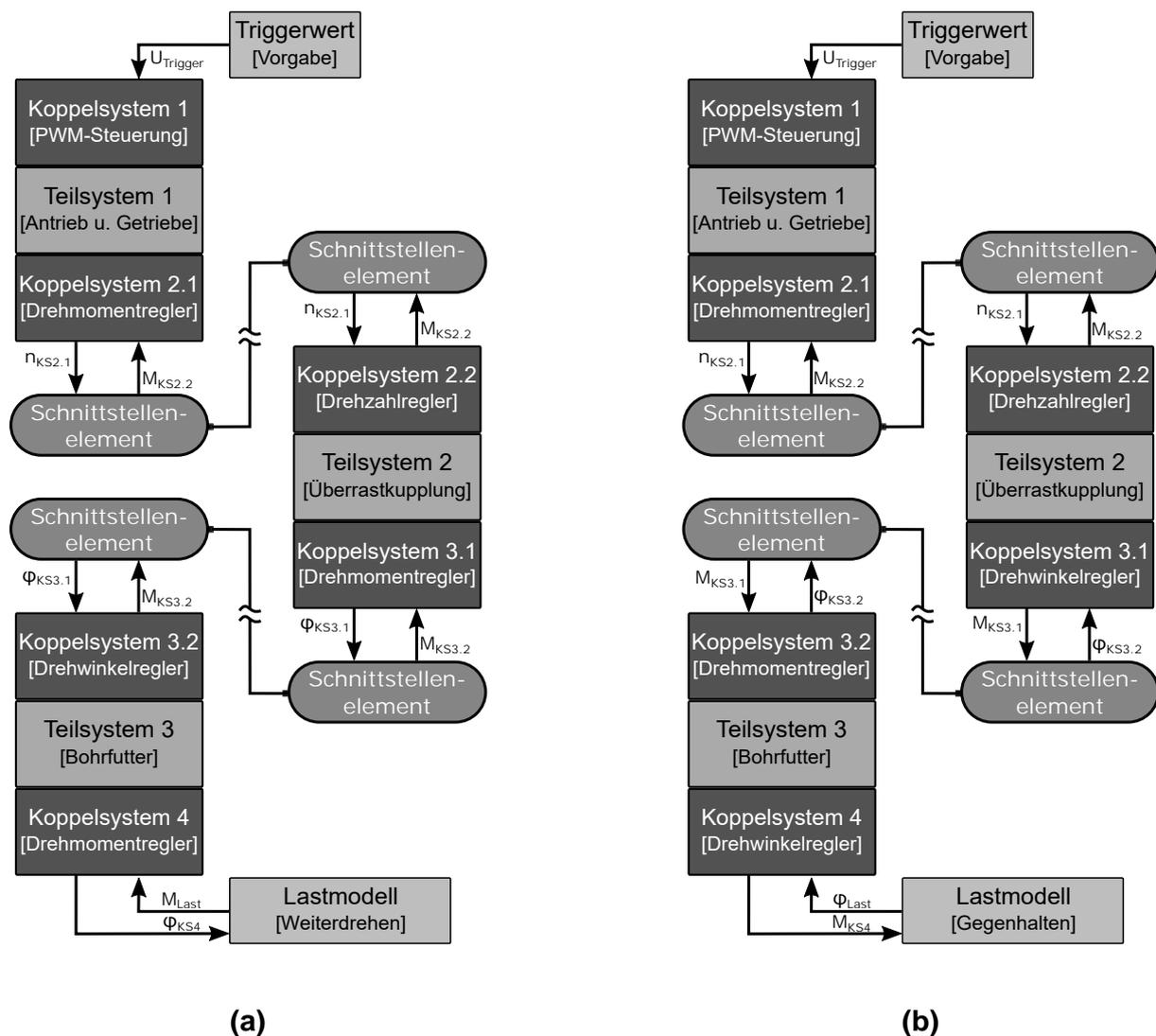
**Abbildung A.10:** Softwarearchitektur des Mess- und Regelungssystems am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand.

## A.2.5 Regelungsstruktur am Scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand

In Abbildung A.11 (a) ist die Regelungsstruktur für den Zustand *Weiterdrehen* dargestellt. Dabei werden von Koppelsystem 1 ausgehend bis Koppelsystem 4 in aufsteigender Nummer die Potentialgrößen übertragen, während in der Rückschleife von Koppelsystem 4 bis Koppelsystem 1 in absteigender Nummer die Flussgrößen übertragen werden. Das Anwendungsmodell schließt über Koppelsystem 4 den Regelkreis.

Über die Vorgabe des Triggerwerts wird die PWM-Steuerung des Antriebmotors beeinflusst. Durch das Antriebsmoment dreht sich Teilsystem 1. Die aktuelle Geschwindigkeit wird von Koppelsystem 2.1 erfasst und als Soll Drehzahl an Koppelsystem 2.2 weitergegeben. Dadurch wird Teilsystem 2 beschleunigt, wobei der Drehwinkel von Koppelsystem 3.1 ansteigt. Dieser wird an Koppelsystem 3.2 übertragen, sodass Teilsystem 3 beschleunigt. Aufgrund des steigenden Drehwinkels von Koppelsystem 4 wird ein Gegenmoment durch das Anwendungsmodell berechnet, auf das Koppelsystem 4 regelt. Die Drehmomentbelastung wirkt sich auf das anliegende Drehmoment von Koppelsystem 3.2 aus. Dieses wird als Soll Drehmoment an Koppelsystem 3.1 weitergegeben, sodass Teilsystem 2 mit dem Drehmoment von der Lastseite beaufschlagt wird. Das an Koppelsystem 2.2 anliegende Drehmoment wird als Sollwertvorgabe von Koppelsystem 2.1 verwendet. Dadurch wird Teilsystem 1 lastseitig mit Drehmoment beaufschlagt. Die Drehzahl des Antriebmotors von Koppelsystem 1 wird aufgrund des

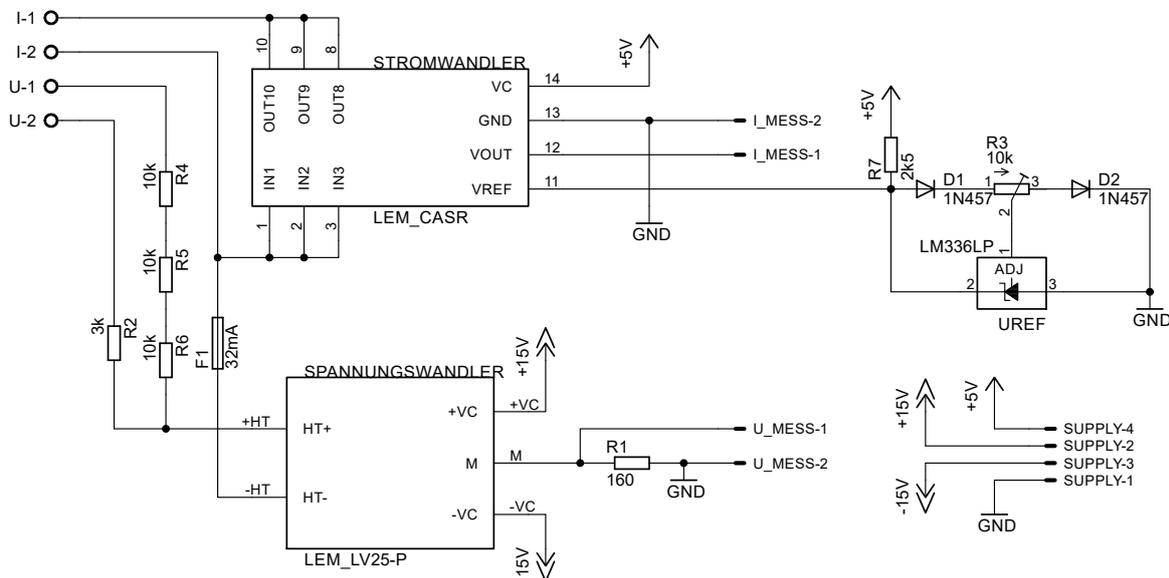
Lastmoments gedrückt. Diese Drehzahlrückung wirkt sich auf beschriebenen Wege auf die anderen Koppelsysteme aus. Der Regelkreis ist geschlossen. Die Regler von Koppelsystem 2 bis 4 sind direkt auf den Frequenzumrichtern implementiert. Über die CAN-Kommunikation (vgl. Abb. A.10) werden die Ist- und Sollwerte übertragen. Die Parameter zur Signalkonditionierung der Sollwerte können Tabelle B.7 entnommen werden. Durch die Implementierung der Regler auf den Frequenzumrichtern erhöht sich die Regelgeschwindigkeit, da die Regler mit bis zu 16 kHz Taktfrequenz<sup>316</sup> betrieben werden können. Die Regelungsparameter können Tabelle B.8 in Anhang B entnommen werden.



**Abbildung A.11:** Regelungsstruktur des scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstands.

<sup>316</sup> Die Angabe bezieht sich auf den Stromregler. Die Zykluszeiten von Drehzahl- und Positionsregler liegen bei 0,25-1,0 ms.

# B Anhang



**Abbildung B.1:** Schaltplan der Strommesskarte. Die Messkarte ist für die Messung von netzbetriebenen und akkubetriebenen handgehaltenen Power-Tools mit Nennströmen von maximal 25 A ausgelegt. Es werden Strommesswandler verwendet. Der Messbereich beträgt für die Spannungsmessung  $\pm 40$  V (kleiner Messbereich) und  $\pm 400$  V (großer Messbereich), für die Strommessung je nach Stromwandler  $\pm 15$  A oder  $\pm 25$  A (Nennstrom).

**Tabelle B.1:** Lagerbezeichnungen und Verzahnungsparameter des Winkelschleifers ID179.<sup>317</sup>

Typ / Parameter	Bezeichnung / Wert
<b>Wälzlagerdaten</b>	
Festlager Motorwelle	629-2RSL
Loslager Motorwelle	607-DW
Festlager Arbeitswelle	6001
Loslager Arbeitswelle	HK 0709
<b>Verzahnungsdaten</b>	
Verzahnungsart	Gleason-Verzahnung
Zähnezahl des Ritzels	11
Zähnezahl des Tellerrads	41
Modul	1,25
Teilkegel	75 °
Zahnbreite des Tellerrads	6,49 mm

<sup>317</sup> Quelle: C. & E. Fein GmbH.

**Tabelle B.2:** Parameterwerte zur Abschätzung des Axialkrafteinflusses auf die radiale Verlagerung eines Rillenkugellagers 6001.

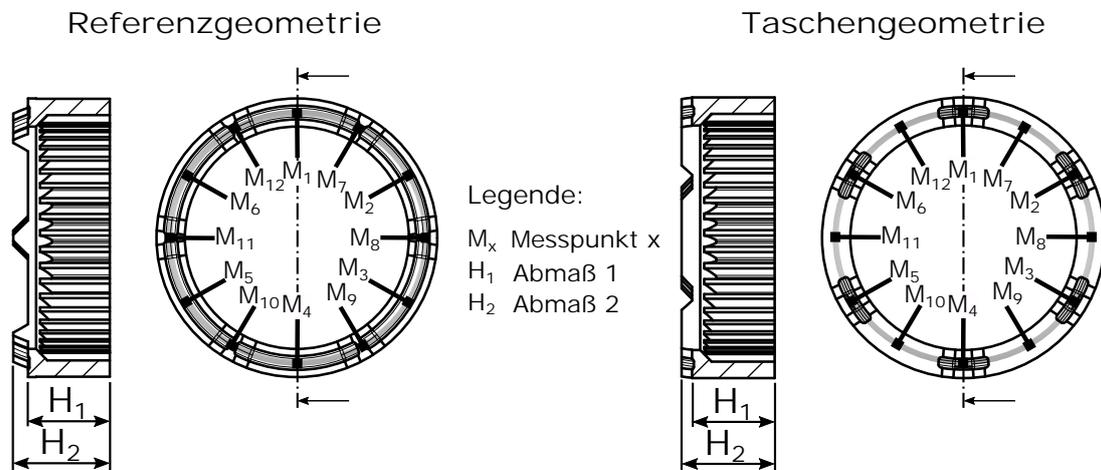
Parameterbezeichnung	Wert	Einheit
Anzahl Wälzkörper	8	-
Kugeldurchmesser	4,762	mm
Teilkreisdurchmesser	20	mm
Krümmungsradius Innenring	2,4762	mm
Krümmungsradius Außenring	2,5239	mm
Diametrales Spiel	0,01	mm

**Tabelle B.3:** Versuchsplan für die Einschraubuntersuchungen.

Versuchsnummer	Schraubendurchmesser	Triggerposition	Kupplungsstufe
1-5	4 mm	50 %	5
6-10	4 mm	50 %	10
11-15	4 mm	50 %	15
16-20	5 mm	50 %	5
21-25	5 mm	50 %	10
26-30	5 mm	50 %	15
31-35	6 mm	50 %	5
36-40	6 mm	50 %	10
41-45	6 mm	50 %	15
46-50	4 mm	70 %	5
51-55	4 mm	70 %	10
56-60	4 mm	70 %	15
61-65	5 mm	70 %	5
66-70	5 mm	70 %	10
71-75	5 mm	70 %	15
76-80	6 mm	70 %	5
81-85	6 mm	70 %	10
86-90	6 mm	70 %	15

**Tabelle B.4:** Geometrische Ist-Abmessungen der Kupplungsringe. Die Lage der Maße sind in Abbildung B.2 eingetragen. Die Differenz der mittleren Ist-Abmaße der Gesamthöhe wird in den Untersuchungen durch Passscheiben ausgeglichen.

Abmaß	Originalgeometrie	Referenzgeometrie	Taschengeometrie
Mittleres Ist-Abmaß $H_1$	9,05 mm	8,88 mm	8,64 mm
Max. obere Abw. Abmaß $H_1$	0,06 mm	0,07 mm	0,11 mm
Max. untere Abw. Abmaß $H_1$	0,05 mm	0,11 mm	0,06 mm
Mittleres Ist-Abmaß $H_2$	10,8 mm	10,6 mm	10,39 mm
Max. obere Abw. Abmaß $H_2$	0,06 mm	0,09 mm	0,06 mm
Max. untere Abw. Abmaß $H_2$	0,07 mm	0,07 mm	0,05 mm



**Abbildung B.2:** Geometrieabmaße der Kupplungsringe. Die Ist-Abmaße werden durch den arithmetischen Mittelwert der Messpunkte (für  $H_1$   $M_1$  bis  $M_6$  und für  $H_2$   $M_7$  bis  $M_{12}$ ) gebildet.

**Tabelle B.5:** Parameter des Batteriemodells.

Bezeichnung	Abkürzung	Wert	Einheit
Peukertkonstante	$k$	1,01	-
Spannung bei vollgeladenem Akku	$V_{full}$	4,1	V
Spannung am Ende der exponentiellen Zone der Entladekurve	$V_{exp}$	4,0	V
Nennspannung	$V_{nom}$	3,1	V
minimale Spannung	$V_{min}$	2,5	V
maximale Akkukapazität	$Q$	2,03*3600	As
Akkukapazität am Ende der exponentiellen Zone	$Q_{exp}$	0,03*3600	As
Akkukapazität bei Nennspannung	$Q_{nom}$	1,9*3600	As
Innenwiderstand	$R$	0,007	$\Omega$
Entladestrom, bei dem die Entladekurve aufgenommen wurde	$i$	10	A
Anzahl der Zellen in Serie	$s$	5	-
Anzahl der Zellen parallel	$p$	1	-
initialer SOC-Wert	$SOC_{init}$	100	%

**Tabelle B.6:** Parameter der Motorregler am Gerätekomponentenprüfstand.

Bezeichnung	Abkürzung	Wert	Einheit
Abtastzeit global	$T_a$	0,1	ms
Aufnahmefrequenz	$f_{s,rec}$	10	kHz
P-Verstärkung Drehmomentkompensationsregler	$k_{p,DMK}$	0,9	-
I-Anteil Drehmomentkompensationsregler	$k_{i,DMK}$	12	-
Filterkoeffizient Analogausgang Antrieb	$k_{AO,Antrieb}$	0,001	-
Grundfrequenz Antrieb	$f_{0,Antrieb}$	400	Hz
Maximale Frequenz Antrieb	$f_{max,Antrieb}$	700	Hz
PWM-Frequenz Stromregler Abtrieb	$f_{PWM,Abtrieb}$	8	kHz
P-Verstärkung Drehmomentregler Abtrieb	$k_{p,Abtrieb}$	31,934	V/A
Nachstellzeit Integrierer Drehmomentregler Abtrieb	$T_n,Abtrieb$	1,67562	ms
Filterkoeffizient Analogausgang Abtrieb	$k_{AO,Abtrieb}$	0,001	-

**Tabelle B.7:** Parameter zur Signalkonditionierung der Sollsignale am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand.

Signalbezeichnung	Filtertyp	Filterordnung	Grenz-/Abtastfrequenz
Sollwert Drehmoment 7G1	Tiefpass-Filter	1	100 Hz
Sollwert Position 7G1	FIR-Filter	10	1 kHz
Sollwert Drehmoment 8G1	FIR-Filter	50	10 kHz
Sollwert Drehmoment 9G1	Tiefpass-Filter	1	100 Hz

**Tabelle B.8:** Parameter der Motorregler am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand.

Bezeichnung	Abkürzung	Wert	Einheit
CAN-Kommunikationszeit (Basiswert)	$T_{CAN}$	1	ms
Korrekturfaktor Solldrehmoment CMP71L	$k_{CMP71L}$	0,857	-
Korrekturfaktor Solldrehmoment CMP50S	$k_{CMP50S}$	0,962	-
PWM-Frequenz PMDC-Steller	$f_{PWM,PMDC}$	16	kHz
PWM-Frequenz Stromregler 6G1	$f_{PWM,6G1}$	16	kHz
Abtastzeit Drehzahlregler 6G1	$T_{a,6G1}$	0,25	ms
P-Verstärkung Drehzahlregler 6G1	$k_{p,6G1}$	370	1/s
Nachstellzeit Integrierer Drehzahlregler 6G1	$T_{n,6G1}$	0	ms
Verstärkung Drehzahlvorsteuerung 6G1	$k_{n,VS,6G1}$	20	%
Verstärkung Beschleunigungsvorsteuerung 6G1	$k_{a,VS,6G1}$	30	%
Gesamträgheitsmoment 6G1	$J_{6G1}$	1,3	kg cm <sup>2</sup>
P-Verstärkung Lageregler 6G1	$k_{p,L,6G1}$	120	1/s
PWM-Frequenz Stromregler 7G1	$f_{PWM,7G1}$	16	kHz
Abtastzeit Drehzahlregler 7G1	$T_{a,7G1}$	0,25	ms
P-Verstärkung Drehzahlregler 7G1	$k_{p,7G1}$	60	1/s
Nachstellzeit Integrierer Drehzahlregler 7G1	$T_{n,7G1}$	200	ms
Verstärkung Drehzahlvorsteuerung 7G1	$k_{n,VS,7G1}$	0	%
Verstärkung Beschleunigungsvorsteuerung 7G1	$k_{a,VS,7G1}$	30	%
Gesamträgheitsmoment 7G1	$J_{7G1}$	1	kg cm <sup>2</sup>
P-Verstärkung Lageregler 7G1	$k_{p,L,7G1}$	50	1/s
PWM-Frequenz Stromregler 8G1	$f_{PWM,8G1}$	16	kHz
Abtastzeit Drehzahlregler 8G1	$T_{a,8G1}$	0,25	ms
P-Verstärkung Drehzahlregler 8G1	$k_{p,8G1}$	200	1/s
Nachstellzeit Integrierer Drehzahlregler 8G1	$T_{n,8G1}$	20	ms
Verstärkung Drehzahlvorsteuerung 8G1	$k_{n,VS,8G1}$	100	%
Verstärkung Beschleunigungsvorsteuerung 8G1	$k_{a,VS,8G1}$	100	%
Gesamträgheitsmoment 8G1	$J_{8G1}$	6,272	kg cm <sup>2</sup>
P-Verstärkung Lageregler 8G1	$k_{p,L,8G1}$	100	1/s
PWM-Frequenz Stromregler 9G1	$f_{PWM,9G1}$	16	kHz
Abtastzeit Drehzahlregler 9G1	$T_{a,9G1}$	0,25	ms
P-Verstärkung Drehzahlregler 9G1	$k_{p,9G1}$	1400	1/s
Nachstellzeit Integrierer Drehzahlregler 9G1	$T_{n,9G1}$	50	ms
Verstärkung Drehzahlvorsteuerung 9G1	$k_{n,VS,9G1}$	0	%
Verstärkung Beschleunigungsvorsteuerung 9G1	$k_{a,VS,9G1}$	50	%
Gesamträgheitsmoment 9G1	$J_{9G1}$	0,42	kg cm <sup>2</sup>
P-Verstärkung Lageregler 9G1	$k_{p,L,9G1}$	400	1/s
PWM-Frequenz Stromregler 10G1	$f_{PWM,10G1}$	16	kHz
Abtastzeit Drehzahlregler 10G1	$T_{a,10G1}$	0,25	ms
P-Verstärkung Drehzahlregler 10G1	$k_{p,10G1}$	100	1/s
Nachstellzeit Integrierer Drehzahlregler 10G1	$T_{n,10G1}$	10	ms
Verstärkung Drehzahlvorsteuerung 10G1	$k_{n,VS,10G1}$	10	%
Verstärkung Beschleunigungsvorsteuerung 10G1	$k_{a,VS,10G1}$	10	%
Gesamträgheitsmoment 10G1	$J_{10G1}$	0,42	kg cm <sup>2</sup>
P-Verstärkung Lageregler 10G1	$k_{p,L,10G1}$	80	1/s



# Literaturverzeichnis

## **Albers 2010**

ALBERS, A.: Five Hypotheses about Engineering Processes and their Consequences. In: *Proceedings of the TMCE*, 2010

## **Albers/Düser 2010**

ALBERS, A.; DÜSER, T.: Implementation of a Vehicle-in-the-Loop Development and Validation Platform. In: *FISITA 2010 World Automotive Congress*, 2010

## **Albers et al. 2011**

ALBERS, A.; SADOWSKI, E.; MARXEN, L.: A New Perspective on Product Engineering Overcoming Sequential Process Models. In: BIRKHOFER, H. (Hrsg.): *The future of design methodology*. London: Springer-Verlag, 2011

## **Albers et al. 2015**

ALBERS, A.; MATROS, K.; BEHRENDT, M.; JETZINGER, H.: Das Pull-Prinzip der Validierung – Ein Referenzmodell zur effizienten Integration von Validierungsaktivitäten in den Produktentstehungsprozess. In: *Konstruktion*. Nr. 06, 2015

## **Albers et al. 2016a**

ALBERS, A.; BEHRENDT, M.; KLINGLER, S.; MATROS, K.: Verifikation und Validierung im Produktentstehungsprozess. In: LINDEMANN, U. (Hrsg.): *Handbuch Produktentwicklung*. München: Hanser-Verlag, 2016

## **Albers et al. 2016b**

ALBERS, A.; PINNER, T.; YAN, S.; HETTEL, R.; BEHRENDT, M.: Koppelsystems: Obligatory Elements within Validation Setups. In: MARJANOVIC, D. (Hrsg.); STORGA, M. (Hrsg.); PAVKOVIC, N. (Hrsg.); BOJCETIC, N. (Hrsg.); SKEC, S. (Hrsg.): *Proceedings of the DESIGN 2016 14th International Design Conference*, 2016

## **Albers/Schyr 2005**

ALBERS, A.; SCHYR, C.: Modellgestützte Erprobungsmethodik in der Antriebsstrangentwicklung. In: *VDI-Berichte – Erprobung und Simulation in der Fahrzeugentwicklung*. Bd. 1900. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2005

## **Althoefer et al. 2005**

ALTHOEFER, K.; LARA, B.; SENEVIRATNE, L. D.: Monitoring of Self-Tapping Screw Fastenings Using Artificial Neural Networks. In: *Journal of Manufacturing Science and Engineering*. Bd. 127, Nr. 1, 2005

## **Althoefer et al. 2006**

ALTHOEFER, K.; SENEVIRATNE, L. D.; SHIELDS, R.: Mechatronic strategies for torque control of electric powered screwdrivers. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. Bd. 214, Nr. 12, 2006

## **Bernard et al. 2010**

BERNARD, N.; MARTIN, F.; ZAIM, M. E.: High speed surface permanent magnet synchronous machines for a screwdriver application. In: *The XIX International Conference on Electrical Machines - ICEM 2010*, IEEE, 2010

**Bernard et al. 2012**

BERNARD, N.; MARTIN, F.; ZAIM, M. E.: Design Methodology of a Permanent Magnet Synchronous Machine for a Screwdriver Application. In: *IEEE Transactions on Energy Conversion*. Bd. 27, Nr. 3, 2012

**Bier et al. 2012**

BIER, M.; BUCH, D.; KLUIN, M.; BEIDL, C.: Entwicklung und Optimierung von Hybridantrieben am X-in-the-Loop-Motorenprüfstand. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*. Springer-Verlag, 2012

**Blaß/Siebert 1999**

BLASS, H. J.; SIEBERT, W.: *Ermittlung der Einschraub- und Bruchdrehmomente von Schrauben*. Karlsruhe: Versuchsanstalt für Stahl, Holz und Steine, Abteilung Ingenieurholzbau, 1999

**Boës et al. 2017**

BOËS, S.; BATLINER, M.; STÜCHELI, M.; MEBOLDT, M.: *A Taxonomy of Testing Activities in Product Development*. ETH Zürich, 2017

**Boller/Kennel 2009**

BOLLER, T.; KENNEL, R. M.: Virtual machine – A hardware in the loop test for drive inverters. In: *13th European Conference on Power Electronics and Applications, 2009*. Piscataway, NJ: IEEE, 2009

**Bouscayrol 2008**

BOUSCAYROL, A.: Different types of Hardware-In-the-Loop simulation for electric drives. In: *2008 IEEE International Symposium on Industrial Electronics, IEEE, 2008*

**Breuer 1994**

BREUER, M.: Theoretische und experimentelle Bestimmung der Wälzlagersteifigkeit. In: *VDI-Fortschrittberichte*. Nr. 241, 1994

**Brinkschulte et al. 2017**

BRINKSCHULTE, L.; ENGELMANN, D.; SIEBERT, J.; GEIMER, M.; IWANICKI, M.: MO-BiL – Eine auf mobile Arbeitsmaschinen optimierte Prüfmethode. In: WISSENSCHAFTLICHER VEREIN FÜR MOBILE ARBEITSMASCHINEN (Hrsg.): *Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen*. KIT Scientific Publishing, 2017

**Bungartz et al. 2013**

BUNGARTZ, H.-J.; ZIMMER, S.; BUCHHOLZ, M.; PFLÜGER, D.: *Modellbildung und Simulation: Eine anwendungsorientierte Einführung*. 2., überarbeitete Auflage. Berlin und Heidelberg: Springer Spektrum, 2013

**Bursac 2016**

BURSAC, N.: Model Based Systems Engineering zur Unterstützung der Baukastenentwicklung im Kontext der Frühen Phase der Produktgenerationsentwicklung. In: ALBERS, A. (Hrsg.): *Forschungsberichte des IPEK – Institut für Produktentwicklung*. Bd. 93. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2016

**C. & E. Fein GmbH**

C. & E. FEIN GMBH: *Ersatzteilkatalog: Modell: WSG 11-125 (50/60Hz,*

220/230V). <https://vserv09.fein.bawue.com/spc/index.php?r=item%2Flist&id=3717>, Zugriff am: 19.01.2019

**DeJager-Kennedy/Kim 2010**

DEJAGER-KENNEDY, R.; KIM, J.: Semi-Analytic Estimation of the Response of Hand-Held Tools and Its Applications. In: WILDER, D. (Hrsg.); RAHMATALLA, S. (Hrsg.); FATHKE, N. (Hrsg.): *Proceedings of the Third American Conference on Human Vibration*. Iowa City, IA: University of Iowa, 2010

**DeSmidt 2009**

DESMIDT, H. A.: Imbalance Vibration Suppression of a Supercritical Shaft via an Automatic Balancing Device. In: *Journal of Vibration and Acoustics*. Bd. 131, Nr. 4, 2009

**Dhayagude et al. 1996**

DHAYAGUDE, N.; GAO, Z.; MRAD, F.: Fuzzy logic control of automated screw fastening. In: *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*. Bd. 12, Nr. 3, 1996

**Dietrich 2002**

DIETRICH, E.: *Leitfaden zum "Fähigkeitsnachweis von Messsystemen"*. <http://www.hit-karlsruhe.de/hit-info/06-00-e-Vertical%20Abstand%20TOF%20TeraRanger%20-%20Leddar/VDA%20Leitfaden%20zum%20Fähigkeitsnachweis%20von%20Messsystemen.pdf>. 2002, Zugriff am: 19.01.2019

**DIN 1319-1:1995-01**

DIN 1319-1:1995-01: *Grundlagen der Meßtechnik Teil 1: Grundbegriffe*

**DIN 2330:2013-07**

DIN 2330:2013-07: *Begriffe und Benennungen - Allgemeine Grundsätze*

**DIN 55350:1987-07**

DIN 55350:1987-07: *Begriffe der Qualitätssicherung und Statistik Begriffe zur Genauigkeit von Ermittlungsverfahren und Ermittlungsergebnissen*

**DIN 620-4:2004-06**

DIN 620-4:2004-06: *Wälzlager - Wälzlagertoleranzen - Teil 4: Radiale Lagerluft*

**DIN EN ISO 11148-13:2015-04**

DIN EN ISO 11148-13:2015-04: *Handgehaltene nicht-elektrisch betriebene Maschinen – Sicherheitsanforderungen – Teil 13: Eintreibgeräte*

**DIN EN ISO 20643:2012-10**

DIN EN ISO 20643:2012-10: *Mechanische Schwingungen – Handgehaltene und handgeführte Maschinen – Grundsätzliches Vorgehen bei der Ermittlung der Schwingungsemission*

**DIN EN ISO 28927-1:2010-05**

DIN EN ISO 28927-1:2010-05: *Handgehaltene motorbetriebene Maschinen – Messverfahren zur Ermittlung der Schwingungsemission – Teil 1: Winkelschleifer und Vertikalschleifer*

**DIN EN ISO 5349-1:2001-12**

DIN EN ISO 5349-1:2001-12: *Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen*

**DIN EN ISO 9000:2015-11**

DIN EN ISO 9000:2015-11: *Qualitätsmanagementsysteme - Grundlagen und Begriffe*

**DIN IEC 60050-351:2014-09**

DIN IEC 60050-351:2014-09: *Internationales Elektrotechnisches Wörterbuch – Teil 351: Leittechnik*

**DIN ISO 5725-1:1997-11**

DIN ISO 5725-1:1997-11: *Genauigkeit (Richtigkeit und Präzision) von Meßverfahren und Meßergebnissen Teil 1: Allgemeine Grundlagen und Begriffe*

**Dispan 2016**

DISPAN, J.: *Study / Hans-Böckler-Stiftung*. Bd. Nr. 343 (November 2016): *Branchenanalyse Elektrowerkzeuge: Entwicklungstrends und Herausforderungen*. Düsseldorf: Hans-Böckler-Stiftung, 2016

**Dörr et al. 2019**

DÖRR, M.; RIES, M.; GWOSCH, T.; MATTHIESEN, S.: *Recognizing Product Application based on Integrated Consumer Grade Sensors: A Case Study with Handheld Power Tools*. In: *Procedia CIRP*, 2019

**Dresig/Fidlin 2014**

DRESIG, H.; FIDLIN, A.: *Schwingungen mechanischer Antriebssysteme: Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese*. 3., überarb. u. erw. Aufl. Berlin: Springer Vieweg, 2014

**Dresig/Holzweißig 2012**

DRESIG, H.; HOLZWEISSIG, F.: *Maschinendynamik*. 11. Auflage. Berlin und Heidelberg: Springer Vieweg, 2012

**Drücker Steuerungssysteme GmbH**

DRÜCKER STEUERUNGSSYSTEME GMBH: *Prüfstände*. <https://druecker.de/leistungen/index-pruefstaende.php>, Zugriff am: 19.01.2019

**Düser 2010**

DÜSER, T.: X-in-the-Loop – ein durchgängiges Validierungsframework für die Fahrzeugentwicklung am Beispiel von Antriebsstrangfunktionen und Fahrerassistenzsystemen. In: ALBERS, A. (Hrsg.): *Forschungsberichte des IPEK – Institut für Produktentwicklung*. Bd. 47. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2010

**Dylla 1991**

DYLLA, N.: *Konstruktionstechnik München*. Bd. 5: *Denk- und Handlungsabläufe beim Konstruieren*. München: Hanser-Verlag, 1991

**Ebel 2015**

EBEL, B.: Modellierung von Zielsystemen in der interdisziplinären Produktentstehung. In: ALBERS, A. (Hrsg.): *Forschungsberichte des IPEK – Institut für Produktentwicklung*. Bd. 85. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2015

**Ehrlenspiel 2009**

EHRENSPIEL, K.: *Integrierte Produktentwicklung: Denkabläufe, Methodeneinsatz, Zusammenarbeit*. 4., aktualisierte Aufl. München: Hanser-Verlag, 2009

**Eiber/Yan 2002**

EIBER, A.; YAN, S.: Vibrations in electrical tools. In: *Machine dynamics problems*. Nr. 25 (3/4), 2002

**Eiber/Yan 2003**

EIBER, A.; YAN, S.: Dynamics of hand-held power tools. In: KURKA, P. (Hrsg.); FLEURY, A. (Hrsg.): *Proceedings of the X International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics*, UNICAMP, 2003

**Engel 2010**

ENGEL, A.: Verification, Validation and Testing of Engineered Systems. In: SAGE, A. (Hrsg.): *Wiley Series in Systems Engineering and Management*. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2010

**Eschmann 1964**

ESCHMANN, P.: *Das Leistungsvermögen der Wälzlager: Eine Beurteilung nach neuen Gesichtspunkten*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 1964

**Eschmann et al. 1978**

ESCHMANN, P.; HASBARGEN, L.; WEIGAND, K.; BRÄNDLEIN, J.: *Die Wälzlagerpraxis: Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen*. 2. Aufl. München: Oldenbourg Verlag, 1978

**Fischer/Jassmann 2017**

FISCHER, B.; JASSMANN, U.: A general framework for a control-based design of power and mechanical hardware-in-the-loop systems. In: *IFAC-PapersOnLine*. Bd. 50, Nr. 1, 2017

**Gärtner 2004**

GÄRTNER, H.: *Einflussgrößen auf die Geräuschemission von handgeführten Schleifmaschinen unter Berücksichtigung des Abtrags- und Verschleißverhaltens*. Tübingen, Dissertation, 2004

**Geier et al. 2009**

GEIER, M.; STIER, C.; DÜSER, T.; BEHRENDT, M.; OTT, S.; ALBERS, A.: Simulationsgestützte Methoden IDE und XiL zur Entwicklung von Antriebsstrangkomponenten. In: *ATZextra*. Bd. 14, Nr. 4, 2009

**Geier et al. 2012**

GEIER, M.; JAEGER, S.; STIER, C.; ALBERS, A.: *Combined real and virtual domain product validation using top-down strategies*. Vortrag auf dem ASME Verification and Validation Symposium, 2012

**Göker 1996**

GÖKER, H. M.: *Einbinden von Erfahrung in das konstruktionsmethodische Vorgehen*. Darmstadt, Universität Darmstadt, Dissertation, 1996

**Gwosch et al. 2019**

GWOSCH, T.; STECK, M.; MATTHIESEN, S.: Virtual Coupling of Powertrain Components: New Applications in Testing. In: DURAK, U. (Hrsg.); DEATCU, C. (Hrsg.); HETTWER, J. (Hrsg.): *Tagungsband ASIM Workshop 2019 Simulation technischer Systeme/Grundlagen und Methoden in Modellbildung und Simulation*, Argesim, 2019

**Hussy et al. 2013**

HUSSY, W.; SCHREIER, M.; ECHTERHOFF, G.: *Forschungsmethoden in Psychologie und Sozialwissenschaften für Bachelor*. 2., überarbeitete Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2013

**Karthaus et al. 2015**

KARTHAUS, C.; BINZ, H.; ROTH, D.: Studie zur Kooperation und zum Informationsaustausch zwischen Konstruktions- und Erprobungsabteilungen. Stuttgart: Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design, 2015

**Kaulbars 2006**

KAULBARS, U.: Schwingungen fest im Griff: Neues System zur Messung von Ankopplungskräften. In: *Technische Überwachung*. Nr. 47, 2006

**Kaulbars/Lemerle 2007**

KAULBARS, U.; LEMERLE, P.: Messung der Ankopplungskräfte zur Beurteilung der Hand-Arm-Schwingungen – Weiterentwicklung eines Messsystems. In: *Human-schwingungen*. Bd. 2002. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2007

**Kirchner 2007**

KIRCHNER, E.: *Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben: Grundlagen der Auslegung, Entwicklung und Validierung von Fahrzeuggetrieben und deren Komponenten*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2007

**Klingajay et al. 2002**

KLINGAJAY, M.; SENEVIRATNE, L. D.; ALTHOEFER, K.: Parameter estimation during automated screw insertions. In: *IEEE International Conference on Industrial Technology*, IEEE, 2002

**Klingelberg 2008**

KLINGELBERG, J.: *Kegelräder: Grundlagen, Anwendungen*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2008

**Lauckner 1985**

LAUCKNER, H.: *Schriftenreihe der Bundesanstalt für Arbeitsschutz Forschung*. Bd. Fb 437: *Lärmarm konstruieren*. Bremerhaven: Wirtschaftsverlag NW, 1985

**Lauckner 1988**

LAUCKNER, H.: *Beitrag zur Geräuschminderung an Elektrowerkzeugen: Untersuchung der Betriebsparameter und lärmarme Konstruktion*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Dissertationsschrift, 1988

**Lim 2014**

LIM, A.: *Development of a Semi-Analytic Method to Estimate Forces Between Tool and Hand, Tool and Workpiece in Operation of a Hand-held Power Tool*. University of Cincinnati, 2014

**Lim et al. 2013**

LIM, A.; KIM, J.; ZECHMANN, E.: Development of an Experimental Method to Estimate the Operating Force of a Hand-Held Power Tool Utilizing Measured Transfer Functions. In: *Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. New York: ASME, 2013

**Lindell 1996**

LINDELL, H.: Vibration reduction on hand-held grinders by automatic balancing. In: *Central European Journal of Public Health*. Bd. 4, Nr. 1, 1996

**Lindemann 2009**

LINDEMANN, U.: *Methodische Entwicklung technischer Produkte: Methoden flexibel und situationsgerecht anwenden*. 3., korrigierte Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2009

**Lotz 2017**

LOTZ, J.: *Beherrschung von Unsicherheit in der Baureihenentwicklung*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2017

**Lux 2000**

LUX, R.: *Ganzheitliche Antriebsstrangentwicklung durch Integration von Simulation und Versuch*. Karlsruhe, Universität Karlsruhe, Dissertation, 2000

**Maclay 1997**

MACLAY, D.: Simulation gets into the loop. In: *IEE Review*. Bd. 43, Nr. 3, 1997

**Martin et al. 2018**

MARTIN, G.; SCHORK, S.; VOGEL, S.; KIRCHNER, E.: MME - Potentiale durch mechatronische Maschinenelemente. In: *Konstruktion*. Nr. 01/02, 2018

**Matthiesen (im Druck)**

MATTHIESEN, S.: Prozess und Methoden der Gestaltung. In: BENDER, B. (Hrsg.); GERICKE, K. (Hrsg.): *Pahl/Beitz Konstruktionslehre*. 9. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, (im Druck)

**Matthiesen et al. 2013**

MATTHIESEN, S.; SCHÄFER, T.; MANGOLD, S.; DUROW, W.: X-in-the-Loop in der Gerätebranche: Ein ganzheitliches Validierungsframework unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen zwischen Anwender, Gerät und Anwendung. In: SPATH, D. (Hrsg.); BERTSCHE, B. (Hrsg.); BINZ, H. (Hrsg.): *Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung 2013*. Stuttgart: Fraunhofer Verlag, 2013

**Matthiesen et al. 2014a**

MATTHIESEN, S.; GWOSCH, T.; MANGOLD, S.: Eine Methode für eine Prüf- und Validierungsumgebung zur Komponentenuntersuchung handgehaltener Geräte in der Produktentwicklung. In: BRÖKEL, K. (Hrsg.); FELDHUSEN, J. (Hrsg.); GROTE, K.-H. (Hrsg.); RIEG, F. (Hrsg.); STELZER, R. (Hrsg.): *Tagungsband – 12. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik*. Bayreuth: Lehrstuhl für Konstruktionslehre und CAD, Universität Bayreuth, 2014

**Matthiesen et al. 2014b**

MATTHIESEN, S.; MANGOLD, S.; BRUCHMÜLLER, T.; MARKO, A.-M.: Der Mensch als zentrales Teilsystem in Wechselwirkung mit handgehaltenen Geräten – Ein problemorientierter Ansatz zur Untersuchung dieser Schnittstelle. In: KRAUSE, D. (Hrsg.); PAETZOLD, K. (Hrsg.); WARTZACK, S. (Hrsg.): *Design for X*. Hamburg: TuTech Verlag, 2014

**Matthiesen et al. 2016a**

MATTHIESEN, S.; GERMANN, R.; SCHMIDT, S.; HÖLZ, K.; UHL, M.: Prozessmodell zur anwendungsorientierten Entwicklung von Power-Tools: Messtechnisch gestützt vom realen Nutzungsverhalten zu fundierten Entwicklungszielgrößen. In: WEIDNER, R. (Hrsg.): *Technische Unterstützungssysteme, die die Menschen wirklich wollen*. Hamburg: Helmut-Schmidt-Universität, 2016

**Matthiesen et al. 2016b**

MATTHIESEN, S.; GWOSCH, T.; SCHÄFER, T.; DÜLTGEN, P.; PELSHENKE, C.; GITTEL, H.-J.: Experimentelle Ermittlung von Bauteilbelastungen eines Power Tool Antriebsstrangs durch indirektes Messen in realitätsnahen Anwendungen als ein Baustein in der Teilsystemvalidierung. In: BERTRAM, T. (Hrsg.); KABELAC, S. (Hrsg.); SCHMIDT, T. (Hrsg.); STAHL, K. (Hrsg.): *Forschung im Ingenieurwesen*. Bd. 80. Springer-Verlag, 2016

**Matthiesen et al. 2016c**

MATTHIESEN, S.; MANGOLD, S.; ZUMSTEIN, T.: Ein anpassbares Hand-Arm-Modell mit rotatorischem Freiheitsgrad zur Validierung handgehaltener Geräte. In: *6. VDI-Tagung Humanschwingungen*. Bd. 2277. Düsseldorf: VDI Verlag, 2016

**Matthiesen et al. 2017a**

MATTHIESEN, S.; GWOSCH, T.; BRUCHMÜLLER, T.: Experimentelle Identifikation von Schwingungsursachen in Antriebssträngen von Power-Tools. In: VDI WISSENSFORUM GMBH (Hrsg.): *VDI-Fachtagung Schwingungen 2017*. Düsseldorf: VDI Verlag GmbH, 2017

**Matthiesen et al. 2017b**

MATTHIESEN, S.; GWOSCH, T.; BRUCHMÜLLER, T.: *Experimentelle Identifikation von Schwingungsursachen in Antriebssträngen von Power-Tools*. Unveröffentlichter Vortrag auf der VDI-Fachtagung Schwingungen, Nürtingen, 2017

**Matthiesen et al. 2017c**

MATTHIESEN, S.; GWOSCH, T.; GITTEL, H.-J.: *Schlussbericht zu IGF-Vorhaben Nr. 18196N – Entwicklung einer beanspruchungsidetischen Prüftechnik für Elektrowerkzeug-Komponenten*. FGW – Forschungsgemeinschaft Werkzeuge und Werkstoffe, Remscheid, 2017

**Matthiesen et al. 2017d**

MATTHIESEN, S.; GWOSCH, T.; MANGOLD, S.; DÜLTGEN, P.; PELSHENKE, C.; GITTEL, H.-J.: Realitätsnahe Komponententests zur Unterstützung der Produktentwicklung bei der Validierung von Power-Tools. In: *Konstruktion*. Nr. 07/08, 2017

**Matthiesen et al. 2017e**

MATTHIESEN, S.; GWOSCH, T.; MANGOLD, S.; GRAUBERGER, P.; STECK, M.; CERSOWSKY, S.: Frontloading in der Produktentwicklung von Power-Tools durch frühe Validierung mit Hilfe von leistungsskalierten Prototypen. In: BINZ, H. (Hrsg.); BERTSCHE, B. (Hrsg.); BAUER, W. (Hrsg.); SPATH, D. (Hrsg.); ROTH, D. (Hrsg.): *Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung SSP 2017*. Stuttgart: Fraunhofer-Institut für Arbeitswirtschaft und Organisation IAO, 2017

**Matthiesen et al. 2017f**

MATTHIESEN, S.; GWOSCH, T.; WETTSTEIN, A.: Torsional Vibration Measurement of an Angle Grinder in Real Life Applications. In: *Torsional Vibration Symposium*, 2017

**Matthiesen et al. 2017g**

MATTHIESEN, S.; HÖLZ, K.; GRAUBERGER, P.: Systemverständnis durch Analysemethoden. In: KRAUSE, D. (Hrsg.); PAETZOLD, K. (Hrsg.); WARTZACK, S. (Hrsg.): *Design for X*. Hamburg: Tutech Verlag, 2017

**Matthiesen et al. 2018a**

MATTHIESEN, S.; BEHRENDT, M.; GWOSCH, T.; BRUCHMÜLLER, T.; SCHÄFER, T.: IPEK-XiL-Ansatz und IPEK-XiL-Framework für Power-Tools. In: *KITopen*. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2018

**Matthiesen et al. 2018b**

MATTHIESEN, S.; GRAUBERGER, P.; HÖLZ, K.; NELIUS, T.; BREMER, F.; WETTSTEIN, A.; GESSINGER, A.; PFLEGLER, B.; NOWOSELTSCHENKO, K.; VOSS, K.: Modellbildung mit dem C&C<sup>2</sup>-Ansatz in der Gestaltung – Techniken zur Analyse und Synthese. In: *KITopen*. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2018

**Matthiesen/Germann 2017**

MATTHIESEN, S.; GERMANN, R.: Ansatz zur objektiven und effizienten Erfassung der empfundenen Anwendungseignung von Power-Tool. In: BINZ, H. (Hrsg.); BERTSCHE, B. (Hrsg.); BAUER, W. (Hrsg.); SPATH, D. (Hrsg.); ROTH, D. (Hrsg.): *Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung SSP 2017*. Stuttgart: Fraunhofer-Institut für Arbeitswirtschaft und Organisation IAO, 2017

**Matthiesen/Germann 2018**

MATTHIESEN, S.; GERMANN, R.: Meaningful Prediction Parameters for Evaluating the Suitability of Power Tools for Usage. In: *Procedia CIRP*, 2018

**Matthiesen/Gwosch 2015**

MATTHIESEN, S.; GWOSCH, T.: Elektrowerkzeuge auf dem Prüfstand. In: *WiGeP-News*, 2015

**Metabowerke GmbH**

METABOWERKE GMBH: *Leistungstest*. <http://www.werkzeug-news.de/de/branchen-news/17/metabo-werkzeugmeeting-1516.html>, Zugriff am: 19.01.2019

**Micro-Epsilon Messtechnik GmbH & Co. KG**

MICRO-EPSILON MESSTECHNIK GMBH & CO. KG: *Datenblatt eddyNCDT 3100*. <https://www.micro-epsilon.com/download/manuals/man--eddyNCDT-3100--en.pdf>, Zugriff am: 19.01.2019

**Mintrop et al. 1977**

MINTROP, H.; HOCK, F.; TÖNSHOFF, H. K.: *Lärminderung beim Schleifen von Blech und Konstruktionselementen aus Blech: Abschlussbericht DFBO 2924*. Hannover, 1977

**Nieoczym/Longwic 2016**

NIEOCZYM, A.; LONGWIC, R.: Control of the Process of Screwing in the Industrial Screwdrivers. In: *Advances in Science and Technology Research Journal*. Bd. 10, Nr. 30, 2016

**o. V. 1985**

O. V.: Elektrowerkzeuge im gewerblichen Einsatz. In: *Schweizer Maschinenmarkt*. Nr. 16, 1985

**o. V. 2008**

O. V.: *VIBTOOL: Grip Force Mapping for Characterisation of Hand-Held Vibrating Tools*. [http://www.dguv.de/medien/ifa/en/fac/vibration/vibtool/publishable\\_final\\_technical\\_report.pdf](http://www.dguv.de/medien/ifa/en/fac/vibration/vibtool/publishable_final_technical_report.pdf), Zugriff am: 19.01.2019

**Odum et al. 2014**

ODUM, K.; CASTILLO, M. C.; DAS, J.; LINKE, B.: Sustainability Analysis of Grinding with Power Tools. In: *Procedia CIRP*, 2014

**Paulweber/Lebert 2014**

PAULWEBER, M.; LEBERT, K.: *Mess- und Prüfstandstechnik: Antriebsstrangentwicklung – Hybridisierung – Elektrifizierung*. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2014

**Pinner 2017**

PINNER, T.: Ein Beitrag zur Entwicklung von Koppelsystemen für die Validierung im Kontext des X-in-the-Loop-Frameworks am Beispiel eines Schaltroboters. In: ALBERS, A. (Hrsg.): *Forschungsberichte des IPEK – Institut für Produktentwicklung*. Bd. 104. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2017

**Pohlandt et al. 2016**

POHLANDT, C.; BRINKSCHULTE, L.; GEIMER, M.: Entwicklungsmethode für elektrische und hybride Antriebssysteme. In: *ATZoffhighway*. Bd. 9, Nr. 2, 2016

**Ponn 2016**

PONN, J.: Absicherung der technischen Entwicklungsziele. In: LINDEMANN, U. (Hrsg.): *Handbuch Produktentwicklung*. München: Hanser-Verlag, 2016

**Poser 2016**

POSER, H.: *Homo Creator: Technik als philosophische Herausforderung*. 1. Aufl. 2016. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2016

**Powell et al. 1988**

POWELL, B. K.; LAWSON, G. P.; HOGH, G.: Advanced Real-Time Powertrain Systems Analysis. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. Bd. 110, Nr. 3, 1988

**Powell et al. 1998**

POWELL, B. K.; SURESHBABU, N.; BAILEY, K. E.; DUNN, M. T.: Hardware-in-the-Loop Vehicle and Powertrain Analysis and Control Design Issues. In: *American Control Conference*. Piscataway: IEEE, 1998

**Rajalingham et al. 1998**

RAJALINGHAM, C.; BHAT, R. B.; RAKHEJA, S.: Automatic balancing of flexible vertical rotors using a guided ball. In: *International Journal of Mechanical Sciences*. Bd. 40, Nr. 9, 1998

**Rajalingham/Rakheja 1998**

RAJALINGHAM, C.; RAKHEJA, S.: Whirl Suppression in Hand-held Power Tool Rotors using Guided Rolling Balancers. In: *Journal of Sound and Vibration*. Bd. 217, Nr. 3, 1998

**Riedel et al. 2008**

RIEDEL, S.; GILLMEISTER, F.; STANG, C.: Reduzierung der Schwingungsbelastung bei Winkelschleifern mit Hilfe eines speziellen Flansches. In: *Zentralblatt für Arbeitsmedizin, Arbeitsschutz und Ergonomie*. Bd. 58, Nr. 6, 2008

**Robert Bosch GmbH**

ROBERT BOSCH GMBH: *Gw-Akku-Schrauber: 3 601 JE6 100 - GSR 18-2-LI Plus / 18 V / EU*. <http://www.powertools-aftersaleservice.com/public/boschprof/service/bxp/SKU3601JE6100?country=de&lg=de>, Zugriff am: 19.01.2019

**Rodenacker 1970**

RODENACKER, W. G.: *Konstruktionsbücher*. Bd. 27: *Methodisches Konstruieren*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 1970

**Ropohl 1975**

ROPOHL, G. (Hrsg.): *Systemtechnik: Grundlagen und Anwendung*. München: Hanser-Verlag, 1975

**Ruckpaul 2017**

RUCKPAUL, A.: Synthese-getriebene Analyse technischer Systeme in der Produktentwicklung – Ein Beitrag zum Messen und Verstehen von Analyseprozessen während der Konstruktion unter Einsatz von Eye Tracking. In: ALBERS, A. (Hrsg.); MATTHIESEN, S. (Hrsg.): *Forschungsberichte des IPEK – Institut für Produktentwicklung*. Bd. 105. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2017

**Schaeffler Technologies AG & Co. KG a**

SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG & CO. KG: *Produktdaten zu Rillenkugellager 6001 (Baureihe 60)*. [https://medias.schaeffler.com/medias/de!hp.ec.br.pr/60\\*6001](https://medias.schaeffler.com/medias/de!hp.ec.br.pr/60*6001), Zugriff am: 19.01.2019

**Schaeffler Technologies AG & Co. KG b**

SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG & CO. KG: *Steifigkeit: Einfederung*. [https://medias.schaeffler.com/medias/de!hp.tg.cat/tg\\_hr\\*ST4\\_20921815435](https://medias.schaeffler.com/medias/de!hp.tg.cat/tg_hr*ST4_20921815435), Zugriff am: 19.01.2019

**Schaeffler Technologies AG & Co. KG c**

SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG & CO. KG: *Technische Grundlagen Wälzlager Lagerdaten: Axiale Lagerluft*. [https://medias.schaeffler.com/medias/de!hp.tg.cat/tg\\_hr\\*ST4\\_26699672075#ST4\\_21238059019](https://medias.schaeffler.com/medias/de!hp.tg.cat/tg_hr*ST4_26699672075#ST4_21238059019), Zugriff am: 19.01.2019

**Schäfer 2018**

SCHÄFER, T.: Ein gesamtsystemischer Ansatz zur simulationsgestützten Analyse und Optimierung eines Bohrhammerschlagwerkes. In: ALBERS, A. (Hrsg.); MATTHIESEN, S. (Hrsg.): *Forschungsberichte des IPEK – Institut für Produktentwicklung*. Bd. 111. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2018

**Schenk 2007**

SCHENK, J.: *Prüfplattform für mechatronisch ausgestattete Fahrzeuge in Entwicklung und Produktion*. Aachen, Dissertation, 2007

**Schenk 2017**

SCHENK, M.: *Adaptives Prüfstandsverhalten in der PKW-Antriebstrangerprobung*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Dissertation, 2017

**Schirra et al. 2017**

SCHIRRA, T.; SCHORK, S.; KIRCHNER, E.: Konstruieren mit Mikroinvasiven Intelligenzen Maschinenelementen: MI<sup>2</sup>ME-Wälzlager als Element der Energie- und Signalübertragung. In: KRAUSE, D. (Hrsg.); PAETZOLD, K. (Hrsg.); WARTZACK, S. (Hrsg.): *Design for X*. Hamburg: Tutech Verlag, 2017

**Schmidt 2019**

SCHMIDT, S.: Erweiterte Anwendungsfallmodellierung (e-AFM) – Ein Beitrag zur nutzerzentrierten Entwicklung von Power-Tools. In: ALBERS, A. (Hrsg.); MATTHIESEN, S. (Hrsg.): *Forschungsberichte des IPEK – Institut für Produktentwicklung*. Bd. 114. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2019

**Schmitt 2017**

SCHMITT, A.: *Hochdynamische Power Hardware-in-the-Loop Emulation hoch ausgenutzter Synchronmaschinen mit einem Modularen-Multiphasen-Multilevel Umrichter*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation, 2017

**Schweizer 2003**

SCHWEIZER, H. (Hrsg.): *Elektrowerkzeuge und ihre Anwendung: 1500 Fragen und Antworten*. 1. Aufl. Konstanz: Technisches Institut für Aus- und Weiterbildung GmbH & Co. KG, 2003

**Schweizer 2005**

SCHWEIZER, H.: *Taschenbuch für Handwerk und Industrie*. 6., überarb. und erw. Aufl. Leinfelden-Echterdingen: Robert Bosch GmbH, 2005

**Schweizer 2011**

SCHWEIZER, H.: *Taschenbuch für Handwerk und Industrie*. 7., überarb. und erw. Aufl. Leinfelden-Echterdingen: Robert-Bosch-GmbH, 2011

**Schyr 2006**

SCHYR, C.: Modellbasierte Methoden für die Validierungsphase im Produktentwicklungsprozess mechatronischer Systeme am Beispiel der Antriebsstrangentwicklung. In: ALBERS, A. (Hrsg.): *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung*. Bd. 22. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2006

**Seneviratne et al. 2016**

SENEVIRATNE, L. D.; NGEMOH, F. A.; EARLES, S. W. E.; ALTHOEFER, K. A.: Theoretical modelling of the self-tapping screw fastening process. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. Bd. 215, Nr. 2, 2016

**Shannon 1998**

SHANNON, R. E.: Introduction to the art and science of simulation. In: *1998 Winter Simulation Conference. Proceedings (Cat. No. 98CH36274)*, IEEE, 1998

**Shepherd 1965**

SHEPHERD, C. M.: Design of Primary and Secondary Cells. In: *Journal of The Electrochemical Society*. Bd. 112, Nr. 7, 1965

**Simon 1996**

SIMON, H. A.: *The sciences of the artificial*. 3. Aufl. Cambridge, Mass.: MIT Press, 1996

**Skogsberg 2006**

SKOGSBERG, L.: Vibration Control On Hand-Held Industrial Power Tools: Introduction. In: *Proceedings of the First American Conference on Human Vibration*, 2006

**Slater et al. 1998**

SLATER, H. J.; ATKINSON, D. J.; JACK, A. G.: Real-time emulation for power equipment development. Part 2: The virtual machine. In: *IEE Proceedings - Electric Power Applications*. Bd. 145, Nr. 3, 1998

**Stachowiak 1973**

STACHOWIAK, H.: *Allgemeine Modelltheorie*. Wien: Springer-Verlag, 1973

**Stechert 2010**

STECHELT, C.: *Modellierung komplexer Anforderungen*. Braunschweig, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Dissertation, 2010

**Steck et al. 2019**

STECK, M.; GWOSCH, T.; MATTHIESEN, S.: Frontloading in der Produktentwicklung handgehaltener Power-Tools – Lastmodelle für den Einsatz in Antriebsstrangprüfständen. In: *Konstruktion*. Nr. 05, 2019

**Steffen/Kaulbars 2017**

STEFFEN, O.; KAULBARS, U.: Messen von Ankopplungskräften zur Beurteilung der Vibrationsübertragung auf die Hände: Preiswerte Alternative zu konventioneller Messtechnik. In: *Technische Sicherheit*. Nr. 01/02, 2017

**Stölting et al. 2011**

STÖLTING, H.-D.; KALLENBACH, E.; AMRHEIN, W.: *Handbuch elektrische Kleinantriebe*. 4., neu bearb. Aufl. München: Hanser-Verlag, 2011

**Thomke/Bell 2001**

THOMKE, S.; BELL, D. E.: Sequential Testing in Product Development. In: *Management Science*. Bd. 47, Nr. 2, 2001

**Thomke/Fujimoto 2000**

THOMKE, S.; FUJIMOTO, T.: The Effect of "Front-Loading" Problem-Solving on Product Development Performance. In: *Journal of Product Innovation Management*. Bd. 17, Nr. 2, 2000

**Tremblay/Dessaint 2009**

TREMBLAY, O.; DESSAINT, L.-A.: Experimental Validation of a Battery Dynamic Model for EV Applications. In: *World Electric Vehicle Journal*. Bd. 3, Nr. 2, 2009

**VDI 2206:2004-06**

VDI 2206:2004-06: *Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*

**VDI 2221:1993-05**

VDI 2221:1993-05: *Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte*

**VDI 2221-1:2018-03**

VDI 2221-1:2018-03: *Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte Blatt 1. Entwurf*

**VDI 2221-2:2018-03**

VDI 2221-2:2018-03: *Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte Blatt 2. Entwurf*

**Vogel/Kirchner 2017**

VOGEL, S.; KIRCHNER, E.: Konstruieren mit Smart Machine Elements: Einfluss von Bauteiltoleranzen und Uneindeutigkeit. In: KRAUSE, D. (Hrsg.); PAETZOLD, K. (Hrsg.); WARTZACK, S. (Hrsg.): *Design for X*. Hamburg: Tutech Verlag, 2017

**Vorwerk-Handing et al. 2018**

VORWERK-HANDING, G.; MARTIN, G.; KIRCHNER, E.: Integration of Measurement Functions in Existing Systems – Retrofitting as Basis for Digitalization. In: EKSTRÖMER, P. (Hrsg.); SCHÜTTE, S. (Hrsg.); ÖLVANDER, J. (Hrsg.): *Proceedings of NordDesign*, 2018

**Wei et al. 2014**

WEI, H. W.; WANG, Y.; GAO, Q.: Modal Analysis of a Electric Tool. In: *Applied Mechanics and Materials*. Bd. 527, 2014

**Wiche 1967**

WICHE, E.: Die radiale Federung von Wälzlagern bei beliebiger Lagerluft. In: *Konstruktion*. Nr. 05, 1967

**Yan 2004**

YAN, S.: *On the Dynamics of Hand-Held Electrical Tools*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Dissertation, 2004

**Yan et al. 2004**

YAN, S.; EIBER, A.; SCHIEHLEN, W.: Oscillations of Carbon Brushes in Hand-held Electrical Tools. In: *PAMM*. Bd. 4, Nr. 1, 2004

**Yan et al. 2005**

YAN, S.; EIBER, A.; SCHIEHLEN, W.: Interaction between Electrical and Mechanical Components in Hand-held Electrical Tools. In: *Mechanics Based Design of Structures and Machines*. Bd. 33, Nr. 3-4, 2005

## Studien-, Diplom-, Bachelor- und Masterarbeiten

### Bührle 2017

BÜHRLE, E.; Co-Betreuer: GWOSCH, T.; Betreuer: MATTHIESEN, S.: *Entwurf, Implementierung und Validierung eines Encoder-basierten Messsystems zur Erfassung von Rotationsschwingungen in Power-Tools*. IPEK – Institut für Produktentwicklung, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Bachelorarbeit, 2017

### Federhen 2018

FEDERHEN, J.; Co-Betreuer: GWOSCH, T.; Betreuer: MATTHIESEN, S.: *Auswahl und Erprobung einer Methode zur Zahnkontaktanalyse am Beispiel eines Kegelradgetriebes*. IPEK – Institut für Produktentwicklung, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Bachelorarbeit, 2018

### Gwosch 2013

GWOSCH, T.; Co-Betreuer: BABIK, A.; Betreuer: ALBERS, A.: *Echtzeitimplementierung einer mathematischen Optimierungsmethode zur Minimierung von Rupfschwingungen in Antriebssystemen*. IPEK – Institut für Produktentwicklung, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Masterarbeit, 2013

### Marschall 2009

MARSCHALL, F.; Co-Betreuer: GEIER, M.; Betreuer: ALBERS, A.: *Entwurf, Auslegung und Konstruktion eines mobilen Prüfstandes*. IPEK – Institut für Produktentwicklung, Universität Karlsruhe, Studienarbeit, 2009

### Rusch 2015

RUSCH, M.; Co-Betreuer: GWOSCH, T.; Betreuer: MATTHIESEN, S.: *Entwicklung einer Aktuatorik zur Abbildung relevanter mechanischer Einflüsse auf einem Antriebsstrangprüfstand am Beispiel eines Winkelschleifers*. IPEK – Institut für Produktentwicklung, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Masterarbeit, 2015

### Vogel 2013

VOGEL, S.; Co-Betreuer: BOOG, S.; Betreuer: MATTHIESEN, S.: *Entwicklung einer Modellbibliothek für Batteriesimulationen in elektrifizierten Antriebssystemen*. IPEK – Institut für Produktentwicklung, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Diplomarbeit, 2013



# Glossar

## **A-Lager**

Das A-Lager ist das abtriebsseitige Lager eines Elektromotors und in der Regel als Festlager ausgeführt.

## **Anwendung**

Unter Anwendung im Kontext von handgehaltenen Power-Tools wird die Aneinanderreihung von Tätigkeiten zur Beschreibung einer Arbeitsaufgabe verstanden. Eine Anwendung kann beispielsweise die Schweißnahtvorbereitung sein, welche sich aus den Tätigkeiten Anschalten der Maschine, Halten im Leerlaufbetrieb, Anfasen von Stahl und Ausschalten der Maschine zusammensetzt.

## **B-Lager**

Das B-Lager ist das rückseitige Lager eines Elektromotors und in der Regel als Loslager ausgeführt.

## **Connected Systems**

Als Connected Systems werden im Kontext des X-in-the-Loop-Ansatzes die mit dem zu untersuchenden System interagierenden Systeme bezeichnet (Quelle: Albers et al. 2016a, S. 560).

## **Entwicklungsziele**

Entwicklungsziele sind angestrebte Ergebnisse des Entwicklungsprozesses, die in Form von Anforderungen konkretisiert werden. Anforderungen wiederum sind geforderte Eigenschaften des zu entwickelnden Produktes oder des Entwicklungsprozesses. Sie lassen sich formal durch Merkmale und Ausprägungen ausdrücken (Quelle: Ponn 2016, S. 806 basierend auf Lindemann 2009).

## **Entwicklungszielgrößen**

Entwicklungszielgrößen sind Parameterwerte zur quantitativen Beschreibung von Entwicklungszielen. Beispiele für Entwicklungszielgrößen: maximale Gehäuseschwingung von  $2,5 \text{ m/s}^2$ , Reduzierung der Fertigungskosten um 20 % im Vergleich zum bestehenden Produkt.

## **Konstruktionszielgrößen**

Konstruktionszielgrößen sind Parameterwerte, mit denen eine Funktion bezüglich der Entwicklungszielgrößen quantitativ beschrieben werden kann. Konstruktionszielgrößen können aus der Analyse von Gestalt-Funktion-Zusammenhängen abgeleitet werden und sind Eingangsgröße für die Syntheseaktivität. Beispiele für Konstruktionszielgrößen: Vorspannung der Lagerung von 15 N, Lagersitz mit einem Dämpfungsgrad von 0,3.

**Koppelsystem**

Das Koppelsystem ist das System, das die gewünschte Koppelfunktion beinhaltet bzw. die gewünschte Koppelfunktion hauptsächlich realisiert (Quelle: Pinner 2017, S. 102).

**Manuelle Tests**

Manuelle Tests – auch als manuelle Versuche bezeichnet – sind im Kontext handgehaltener Power-Tools handgeführte Tests mit einem handgehaltenen Power-Tool.

**Handgehaltene Maschine**

Maschine, die mit einer Hand oder beiden Händen betätigt wird und die durch einen Motor mit rotierender oder linearer Bewegung elektrisch (durch Netzspannung oder Akkumulator), mit Druckluft, gasförmigem oder flüssigem Brennstoff (durch eine Batterie oder einen Akkumulator entzündet) oder gespeicherter Energie (z. B. aus Federn) angetrieben wird, um mechanische Arbeit zu leisten und die so gestaltet ist, dass Motor und Mechanismus eine Einheit bilden, die leicht an ihren Verwendungsort gebracht werden kann (Quelle: In Anlehnung an DIN EN ISO 11148-13:2015-04).

**Messbeständigkeit**

Fähigkeit eines Messsystems, seine metrologischen Merkmale zeitlich unverändert beizubehalten (Quelle: Dietrich 2002, S. 14).

**Handgehaltenes Power-Tool (engl. hand-held power tool)**

Synonym für handgehaltene Maschine.

**Referenzprodukt**

Referenzprodukte sind bestehende Produkte (z. B. Vorgänger- oder Wettbewerbsprodukte), auf deren Basis neue Produktgenerationen entwickelt werden und deren Struktur in großen Teilen übernommen wird (Quelle: Bursac 2016, S. 38).

**Sensorgerät**

Im Kontext dieser Arbeit ist ein Sensorgerät ein mit Messtechnik ausgestattetes handgehaltenes Power-Tool, das in manuellen Tests zum Einsatz kommt.

**Testfall**

Ein Testfall beschreibt Randbedingungen, Eingangsgrößen und das erwartete Systemverhalten eines Systems unter Test. Testfälle sind repräsentative Modelle eines Kollektivs von Anwendungsfällen (Quelle: Ebel 2015, S. 137 und Albers et al. 2016a, S. 554).

**Testumgebung**

Eine Testumgebung beinhaltet die Gesamtheit aller physischen und virtuellen Modelle bzw. Originale, die notwendig sind, um einen oder mehrere Testfälle durchzuführen und das erwartete Systemverhalten zu erfassen (Quelle: Ebel 2015, S. 137).

**Wiederholpräzision**

Präzision unter Wiederholbedingungen (Quelle: DIN 55350:1987-07, S. 4).

**Wiederholbedingungen**

Bei der Gewinnung voneinander unabhängiger Ermittlungsergebnisse geltende Bedingungen, bestehend in der wiederholten Anwendung des festgelegten Ermittlungsverfahrens am identischen Objekt durch denselben Beobachter in kurzen Zeitabständen mit derselben Geräteausrüstung am selben Ort (Quelle: DIN 55350:1987-07, S. 4).



# Tabellenverzeichnis

5.1	Wälzlagerkennwerte der Arbeitswelle . . . . .	55
5.2	Prüfprogramm für kleine Winkelschleifer . . . . .	61
5.3	Messgrößen der Sensorgeräte (Winkelschleifer) . . . . .	65
5.4	Übersicht über die Untersuchungen mit den Sensorgeräten (Winkelschleifer) . . . . .	65
5.5	Messgrößen des Sensorschraubers . . . . .	85
5.6	Faktoren und Faktorstufen bei den Akkuboehrschrauberuntersuchungen	87
5.7	Kennwerte zur Bewertung der Streuung des Kupplungsmoments für drei Kupplungsstufen der Überrasstkupplung . . . . .	91
6.1	Hardwarekomponenten am Gerätekomponentenprüfstand . . . . .	101
6.2	Testfälle für das Lastprofil von kleinen Winkelschleifern . . . . .	108
6.3	Messbeständigkeit des Gerätekomponentenprüfstands . . . . .	115
6.4	Hardwarekomponenten am scaled-Components-in-the-Loop-Prüfstand .	119
6.5	Mittelwert, Standardabweichung und Spannweite des Kupplungsmoments (manuelle Tests und Untersuchungen am sCiL-Prüfstand) . . . .	127
6.6	Mittelwert, Standardabweichung und maximale Spannweite des Drehmoments bei verschiedenen Kupplungsstufen . . . . .	129
6.7	Kennwerte der Sprungantwort zur Verifikation der Koppelsysteme am sCiL-Prüfstand . . . . .	133
6.8	Mittelwert und Standardabweichung der Drehmomentkennwerte am sCiL-Prüfstand . . . . .	137
7.1	Kenngrößen zur Bewertung der Geometrievarianten . . . . .	150
B.1	Lagerbezeichnungen und Verzahnungsparameter des Winkelschleifers ID179 . . . . .	XIII
B.2	Parameterwerte zur Abschätzung des Axialkrafteinflusses auf die radiale Verlagerung eines Rillenkugellagers 6001 . . . . .	XIV
B.3	Versuchsplan für die Einschraubuntersuchungen . . . . .	XIV
B.4	Geometrische Abmessungen der Kupplungsringe . . . . .	XIV
B.5	Parameter des Batteriemodells . . . . .	XV
B.6	Parameter der Motorregler am Gerätekomponentenprüfstand . . . . .	XVI
B.7	Parameter zur Signalkonditionierung der Sollwerte am sCiL-Prüfstand .	XVI
B.8	Parameter der Motorregler am sCiL-Prüfstand . . . . .	XVII



# Abbildungsverzeichnis

1.1	Aufbau der Arbeit . . . . .	4
2.1	V-Modell als Makrozyklus nach VDI 2206 . . . . .	7
2.2	Prozessbeschreibung am Beispiel der Entwicklung von Elektrogeräten . . . . .	8
2.3	Validierungsphasen innerhalb eines beispielhaften Time-to-Market Stage-Gate-Prozesses in der Geräteentwicklung . . . . .	9
2.4	Vorgehen in der Gestaltung . . . . .	11
2.5	Bedeutung der Eigenschaftsfrüherkennung . . . . .	14
2.6	Übersicht über die Testaktivitäten bei der Systementwicklung und Produktion . . . . .	15
2.7	Design und Validierung im Produktentstehungsprozess . . . . .	17
2.8	Mini-HiL Prüfstand . . . . .	21
2.9	IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz für Power-Tools . . . . .	23
2.10	IPEK-X-in-the-Loop-Framework für Power-Tools . . . . .	24
2.11	Stufen bei der Validierung und den Testaktivitäten von handgehaltenen Power-Tools . . . . .	25
2.12	Power-Tool Testcenter am IPEK – Institut für Produktentwicklung . . . . .	26
2.13	Lebensdaueruntersuchungen an einem Dauerlaufprüfstand . . . . .	27
2.14	Prüfstände für Lebensdaueruntersuchungen . . . . .	28
2.15	Explosionsdarstellung eines kleinen Winkelschleifers . . . . .	31
2.16	Schematische Darstellung zur Verlagerung der Arbeitswelle unter mechanischer Belastung . . . . .	32
2.17	Steifigkeitskennlinie eines Wälzlagers 6310 bei axialer und radialer Belastung . . . . .	33
2.18	Zusammenhänge für die Berechnung des Federwegs eines Rillenkugellagers . . . . .	34
2.19	Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie eines Kommutatormotors . . . . .	35
2.20	Explosionsdarstellung der Komponenten eines Akkuboehrschraubers . . . . .	39
2.21	Funktionsprinzip einer Überraschkupplung (schematische Darstellung) . . . . .	40
2.22	Schematische Darstellung eines Klemmrollenfreilaufs . . . . .	41
4.1	Ansatz zur Ableitung von Konstruktionszielgrößen . . . . .	51
4.2	Analyse des Gestalt-Funktion-Zusammenhangs im Experiment . . . . .	51
4.3	Forschungsvorgehen . . . . .	52
5.1	Indirekte Messung der Belastung über die Erfassung des Abstands zwischen Welle und Gehäuse unter Belastung . . . . .	55
5.2	Wichtige geometrische Abmessungen der Lagerung der Arbeitswelle für das Gerät ID179 . . . . .	56
5.3	Zusammenhänge für die Berechnung des Federwegs eines Rillenkugellagers . . . . .	56
5.4	Verlagerung des Tellerrads unter Krafteinwirkung (Berechnung) . . . . .	57
5.5	Kraftsituation und Freischnitt an der Arbeitswelle eines Winkelschleifers . . . . .	58
5.6	Steifigkeitskennlinien eines Wälzlagers 6001 in radialer Richtung für verschiedene Axialkräfte (Berechnung) . . . . .	60
5.7	Messgrößen und Messstellen der Sensorgeräte (Winkelschleifer) . . . . .	64

5.8	Fotografische Darstellung des Sensorgeräts ID179 . . . . .	66
5.9	Einbausituation der Wirbelstromsensoren am Sensorwinkelschleifer . .	66
5.10	Drehwinkelmessung an der Arbeitswelle eines Winkelschleifers . . . . .	67
5.11	Fotos der manuellen Tests mit den Sensorgeräten . . . . .	68
5.12	Zeitverlauf des Differenzdrehwinkels und des Motorstroms beim Trennen von Stahlblech mit dem Sensorgerät ID190 . . . . .	70
5.13	FFT-Analyse des Differenzdrehwinkels im Leerlauf und beim Trennen von Stahlblech mit dem Sensorgerät ID190 . . . . .	71
5.14	Motorwellenschwingung (Messstelle 14) beim Trennen von Stahlblech .	72
5.15	Amplituden-Spektrum des Abstandssignals der Motorwelle (Mess- stelle 14) beim Trennen von Stahlblech . . . . .	73
5.16	Motorwellenschwingung (Messstelle 6) beim Trennen von Stahlblech . .	74
5.17	Motorwellenschwingung (Messstelle 14) beim Trennen von Stahlblech .	75
5.18	Amplituden-Spektrum des radialen Abstandssignals der Motorwelle (Messstelle 14) beim Trennen von Stahlblech . . . . .	75
5.19	Motorwellenschwingung (Messstelle 3) beim Trennen von Stahlblech . .	76
5.20	Motorwellenschwingung (Messstelle 14) beim Anfasen von Stahlblech .	77
5.21	Motorwellenschwingung (Messstelle 14) beim Schleifen von Stahlblech	78
5.22	Arbeitswellenschwingung in Richtung X, Y und Z beim Trennen von Stahlblech . . . . .	79
5.23	Arbeitswellenschwingung in Richtung X, Y und Z beim Anfasen von Stahlblech . . . . .	80
5.24	Arbeitswellenschwingung in Richtung X, Y und Z beim Schleifen von Stahlblech . . . . .	81
5.25	Messgrößen und Messstellen des Sensorschraubers . . . . .	85
5.26	Fotografische Darstellung des Sensorschraubers . . . . .	86
5.27	Schraubanwendung mit Kieferbalken und Flachverbinder . . . . .	87
5.28	Vorgehen zur Auswertung der manuellen Versuche mit dem Akkubohr- schrauber . . . . .	88
5.29	Drehmoment-Drehwinkel-Zusammenhang in Abhängigkeit der Triggerpo- sition . . . . .	89
5.30	Drehmoment-Drehwinkel-Zusammenhang in Abhängigkeit des Schrau- bendurchmessers . . . . .	90
5.31	Zeitverlauf des Drehmoments und Drehwinkels während eines Ein- schraubvorgangs mit aktiver Überraschkupplung . . . . .	90
6.1	Methode zur Generierung von Lastprofilen oder semiphysikalischen Last- modellen aus indirekten Belastungsgrößen . . . . .	97
6.2	Modell der IPEK-XiL-Architektur des GKP . . . . .	99
6.3	Schematische Darstellung des mechanischen Aufbaus des GKP . . . . .	100
6.4	Fotografische Darstellung des mechanischen Aufbaus des GKP . . . . .	101
6.5	Schnittdarstellung der Aktuatorik (radial) am GKP . . . . .	102
6.6	Schnittdarstellung der Aktuatorik (radial, axial) am GKP . . . . .	103
6.7	Winkelschleifer ID338 bei der Systemcharakterisierung am GKP . . . . .	104
6.8	Zusammenhang von Drehmoment und Aufnahmeleistung am GKP . . . .	105
6.9	Kraft-Weg-Zusammenhang an der Arbeitswelle in Y-Richtung am GKP .	106
6.10	Kraft-Weg-Zusammenhang an der Arbeitswelle in Z-Richtung am GKP .	106
6.11	Berechnungsschritte des Lastprofils für Winkelschleifer . . . . .	107
6.12	Lastprofil für kleine Winkelschleifer für den GKP . . . . .	109

6.13	Vorgehen zur Verifikation des Lastprofils am GKP . . . . .	111
6.14	Wiederholbarkeit am GKP . . . . .	112
6.15	Vergleich der berechneten mit den am Gerätekomponentenprüfstand gemessenen Kraftwerten . . . . .	112
6.16	Reproduzierbarkeit der Messgrößen am GKP . . . . .	114
6.17	Messbeständigkeit des GKP-Prüfstands über 10 h Versuchszeit . . . . .	115
6.18	Modell der IPEK-XiL-Architektur des sCiL-Prüfstands . . . . .	117
6.19	Mechanischer Aufbau des sCiL-Prüfstands (schematische Darstellung)	118
6.20	Mechanischer Aufbau des sCiL-Prüfstands . . . . .	119
6.21	Entladekurve einer Batterie mit wichtigen Punkten zur Parameterbestimmung . . . . .	121
6.22	Ein- und Ausgangsgrößen des Batteriemodells . . . . .	122
6.23	Beschreibung der Ein- und Ausgangsgrößen der Schnittstellenelemente für die Einbindung eines Skalierungsmodells . . . . .	123
6.24	Lastmodell einer Holzeinschraubung für Akkuboehrschrauber (Prinzipdarstellung) . . . . .	124
6.25	Setup zur Verifikation des Lastmodells am sCiL-Prüfstand . . . . .	126
6.26	Drehmoment-Drehwinkel-Zusammenhang am sCiL-Prüfstand . . . . .	126
6.27	Spannweite des Drehmoments am sCiL-Prüfstand . . . . .	129
6.28	Wiederholbarkeit der Testbedingungen am sCiL-Prüfstand (mechanische Größen) . . . . .	130
6.29	Wiederholbarkeit der Testbedingungen am sCiL-Prüfstand (elektrische Größen) . . . . .	131
6.30	Setup zur Verifikation der Koppelsysteme am sCiL-Prüfstand . . . . .	132
6.31	Sprungantwort zur Verifikation der Koppelsysteme am sCiL-Prüfstand .	133
6.32	Untersuchungssetup zur Bewertung der Reproduzierbarkeit der Untersuchungsergebnisse am sCiL-Prüfstand . . . . .	134
6.33	Drehmoment- und Drehwinkelverlauf während eines simulierten Einschraubvorgangs mit aktiver Überraschkupplung am sCiL-Prüfstand . . .	135
6.34	Kennwerte zur Bewertung der Reproduzierbarkeit der Untersuchungsergebnisse am sCiL-Prüfstand . . . . .	136
6.35	Box-Plot zur Bewertung der Reproduzierbarkeit der Untersuchungsergebnisse am sCiL-Prüfstand . . . . .	136
7.1	Mechanischer Aufbau für die Parametervariation des Lagersitzes (schematische Darstellung) . . . . .	143
7.2	Varianten für die Parametervariation des Lagersitzes . . . . .	143
7.3	Winkelschleifertriebstrang am GKP für die Parametervariation des Lagersitzes . . . . .	144
7.4	Ergebnis der Variantenuntersuchung des Lagersitzes am Winkelschleifer (Zeitverlauf) . . . . .	145
7.5	Ergebnis der Variantenuntersuchung des Lagersitzes am Winkelschleifer (Bewertungsgröße) . . . . .	146
7.6	Qualitativer Verlauf des Drehmoments bei aktiver Überraschkupplung für zwei Geometrievarianten . . . . .	148
7.7	Setup für die Variantenuntersuchung der Überraschkupplung . . . . .	149
7.8	Varianten des Kupplungsringes für die Untersuchung der Geometrie auf den Drehmomentverlauf . . . . .	150

7.9	Box-Plot der Drehmomentkennwerte für die beiden untersuchten Geometrievarianten . . . . .	151
A.1	Zeitverlauf der Arbeitswellendrehzahl und der elektrischen Eingangsleistung beim Schleifen von Stahlblech mit dem Sensorgerät ID190 . . . . .	II
A.2	Amplituden-Spektrogramm des Differenzdrehwinkels beim Schleifen von Stahlblech mit dem Sensorgerät ID190 . . . . .	II
A.3	Amplituden-Spektrogramm des Motorstroms beim Schleifen von Stahlblech mit dem Sensorgerät ID190 . . . . .	III
A.4	Amplituden-Spektrogramm der Gehäusebeschleunigung beim Schleifen von Stahlblech mit dem Sensorgerät ID190 . . . . .	IV
A.5	Zeitverlauf der Arbeitswellendrehzahl und der elektrischen Eingangsleistung (Trennen von Stahlblech) mit dem Sensorgerät ID190 . . . . .	IV
A.6	Amplituden-Spektrogramm des Differenzdrehwinkels (Trennen von Stahlblech) mit dem Sensorgerät ID190 . . . . .	V
A.7	Hardwarearchitektur am GKP . . . . .	VIII
A.8	Softwarearchitektur am GKP . . . . .	IX
A.9	Hardwarearchitektur am sCiL-Prüfstand . . . . .	X
A.10	Softwarearchitektur am sCiL-Prüfstand . . . . .	XI
A.11	Regelungsstruktur des sCiL-Prüfstands . . . . .	XII
B.1	Schaltplan der Strommesskarte . . . . .	XIII
B.2	Geometrieabmaße der Kupplungsringe . . . . .	XV