

Andreas Lindenmann

**Analyse der Schwingungseigenschaften
des menschlichen Hand-Arm-Systems
in translatorischer Richtung und deren
Abbildung in einem einstellbaren Hand-
Arm-Modell**

Analysis of the Vibration Characteristics
of the Human Hand-Arm System in
Translational Direction and their Modeling
in an Adjustable Hand-Arm Model

Band 166

Systeme ■ Methoden ■ Prozesse

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

Forschungsberichte



Andreas Lindenmann

Analyse der Schwingungseigenschaften des menschlichen Hand-Arm-Systems in translatorischer Richtung und deren Abbildung in einem einstellbaren physischen Hand-Arm-Modell

Analysis of the Vibration Characteristics of the Human Hand-Arm System in Translational Direction and their Modeling in an Adjustable Physical Hand-Arm Model

Band 166

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

Copyright IPEK - Institut für Produktentwicklung, 2023
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Die Forschungsuniversität in der Helmholtz-Gemeinschaft
Alle Rechte vorbehalten

ISSN 1615-8113

Analyse der Schwingungseigenschaften des menschlichen Hand-Arm-Systems in translatorischer Richtung und deren Abbildung in einem einstellbaren physischen Hand-Arm-Modell

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

angenommene

DISSERTATION

von

M.Sc. Andreas Lindenmann

Tag der mündlichen Prüfung:	06.03.2023
Hauptreferent:	Univ.-Prof. Dr.-Ing. Sven Matthiesen
Korreferent:	Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dieter Krause

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 166

Technische Systeme erfüllen ihre Funktion in Interaktion mit ihrer Umwelt. Für die Entwicklung funktionierender Systeme ist es wichtig, die Wechselwirkungen zwischen dem technischen System und der Umwelt bei der Produktentwicklung zu kennen und zu berücksichtigen. Bei technischen Systemen, die in direkter Interaktion mit dem Menschen stehen, beeinflusst die Wechselwirkung zum Menschen das Verhalten des technischen Systems. Das gilt auch für Schwingungen und Vibrationen in handgehaltenen Geräten. Diese werden durch die Schwingungseigenschaften des menschlichen Hand-Arm-Systems beeinflusst. Die Schwingungseigenschaften des menschlichen Hand-Arm-Systems bei translatorischer Schwingungsanregung sind der Forschungsgegenstand der vorgelegten Forschungsarbeit. Die Schwingungseigenschaften werden durch die sogenannte mechanische Impedanz beschrieben. Die mechanische Impedanz ist das Verhältnis aus Anregungskraft und Auslenkungsgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz. Die mechanische Impedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems wird von vielen Faktoren beeinflusst. Aus dem Stand der Forschung bekannte Faktoren sind Greif- und Andruckkräfte sowie die Armhaltung. Unbekannt sind aber die genauen Zusammenhänge zwischen Impedanz und den drei genannten beeinflussenden Faktoren. Diese Lücke schließt Herr M.Sc. Andreas Lindenmann mit der vorgelegten Forschungsarbeit. Erstmals konnten auf einer belastbaren Datenbasis die Impedanzwerte und die Effekte von Greifkraft, Andruckkraft und Armhaltung ermittelt werden. Anwendungsnahe Greifkräfte führen im Vergleich zu niedrigen Greifkräften zu einer starken Zunahme der mechanischen Impedanz im Frequenzbereich von 25 bis 100 Hz und von 160 bis 500 Hz. Anwendungsnahe Andruckkräfte führen im Vergleich zu niedrigen Andruckkräften zu einer mittleren bis starken Zunahme der mechanischen Impedanz im Frequenzbereich 70 bis 180 Hz, und eine Überkopf-Armhaltung hat bei einem Ellenbogenwinkel von $\alpha = 90^\circ$ im Vergleich zu einer horizontalen Armhaltung lediglich einen schwachen Effekt auf die mechanische Impedanz im Bereich von 40 bis 200 Hz. Diese Ergebnisse zeigen, dass die Impedanzwerte nach ISO 10068:2012 für mehrere Frequenzen nicht bestätigt werden können und damit für die hier relevanten Anwendungsfälle nicht nutzbar sind.

Auf Basis seiner Untersuchungsergebnisse synthetisiert Herr Andreas Lindenmann ein einstellbares Hand-Arm-Modell auf Basis einstellbarer Impedanzelemente. Einstellbare Impedanzelemente sind Mechanismen mit getrennt einstellbarer Steifigkeit und Dämpfung. Das Ergebnis ist ein Hand-Arm-Modell, mit dem die mechanische Impedanz des Menschen für unterschiedliche Andruck-, Greifkräfte und Armhaltungen nachgebildet werden kann. Mit Hilfe dieses physisch einstellbaren Hand-Arm-Modells wird das Testing vibrierender handgehaltener Maschinen möglich, da das Modell in der Lage ist, den Menschen in seiner mechanischen Impedanz über einen großen Frequenzbereich wirkungsäquivalent und reproduzierbar abzubilden. Damit ist es möglich, die Wechselwirkungen zum Umgebungssystem Mensch und deren Einfluss auf das Verhalten des zu entwickelnden technischen Systems in der Produktentwicklung zu berücksichtigen.

Der von Andreas Lindenmann verfasste Forschungsbericht widmet sich einem höchst anspruchsvollen und äußerst relevanten Forschungsthema. Er beschreibt statisch abgesichert auf Basis einer breiten Datenbasis erstmalig Erkenntnisse bezüglich der Effektstärke von anwendungsnahen Andruckkräften und Überkopfarmhaltung auf die mechanische Impedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems. Die Ergebnisse sind zum Teil überraschend und führen zu Änderungen der mechanischen Impedanz im Vergleich zu aktuell definierten mechanischen Impedanzen nach ISO 10068 von 2012. Diese Erkenntnisse haben in der Forschungsgemeinschaft bereits für hohes Aufsehen gesorgt. Außerdem erzielt Andreas Lindenmann Erkenntnisse zur schwingungstechnischen Modellierung des menschlichen Hand-Arm-Systems in physischen Hand-Arm-Modellen. Er weist nach, dass physische Hand-Arm-Modelle mechanisch als Modell mit drei Freiheitsgraden konzipiert werden können. Sein Modell besteht dabei aus einem anpassbaren Steifigkeitsmechanismus und einem anpassbaren Dämpfungsmechanismus, welche über eine viskoelastische Kopplung verbunden sind. Zur Abbildung der Impedanz bei hohen Frequenzen wird dem anpassbaren Steifigkeitselement und dem anpassbaren Dämpfungselement ein weiteres anpassbares Impedanzelement vorgeschaltet, welches eine besonders niedrige dynamische Masse aufweist. Das physische Hand-Arm-System wird von Andreas Lindenmann durch extrem clevere Konstruktionen und hervorragendes Anknüpfen an den Stand des Wissens aufgebaut.

März 2023

Sven Matthiesen

Kurzfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein mechanisches einstellbares Hand-Arm-Modell für eine Auslenkung in translatorischer Richtung entwickelt und verifiziert. Das Modell dient dazu, den Menschen in einer Mensch-Maschine-Interaktion im Kontext seiner Schwingungseigenschaften des Hand-Arm-Systems mechanisch wirkungsäquivalent abzubilden. Die zentrale Herausforderung besteht darin, dass die Schwingungseigenschaften des menschlichen Hand-Arm-Systems von vielen Faktoren beeinflusst werden und somit deutlich streuen. Ziel war es, ein einstellbares Hand-Arm-Modell zu entwickeln, das den relevanten Streubereich der Schwingungseigenschaften des menschlichen Hand-Arm-Systems einstellbar abbildet. Durch das Hand-Arm-Modell soll es möglich sein, den eingestellten Einfluss des Menschen reproduzierbar abzubilden.

Aufbauend auf dem Stand der Forschung werden in dieser Arbeit die Schwingungseigenschaften des menschlichen Hand-Arm-Systems in Form der *mechanischen Impedanz* analysiert. Der Fokus der Untersuchung liegt auf der Erforschung der mechanischen Impedanz für anwendungsrelevante Greif- und Andruckkräfte sowie zwei Armhaltungen des menschlichen Hand-Arm-Systems. Die Ergebnisse zeigen, dass der Stand der Forschung zur mechanischen Impedanz nicht ausreicht, um den Menschen für anwendungsnahe Greif- und Andruckkräfte schwingungstechnisch zu beschreiben. Ausgehend von einer Darstellung der mechanischen Impedanz wurde daher ein einstellbares Hand-Arm-Modell auf Basis einstellbarer Impedanzelemente entwickelt. Einstellbare Impedanzelemente sind Mechanismen mit getrennt einstellbarer Steifigkeit und Dämpfung.

Das Ergebnis dieser Arbeit ist ein Hand-Arm-Modell, bestehend aus vier zentralen Komponenten. Mithilfe eines einstellbaren Steifigkeitselementes auf Basis nichtlinearer Korusfedern und eines adaptierten einstellbaren Rotationsdämpfers wurde die grundlegende Dynamik des menschlichen Hand-Arm-Systems nachgebildet. Eine einstellbare Griffaufnahme, die als Schnittstelle zur Maschine dient, ermöglicht es, die Dynamik der Hand abzubilden. Durch einen erstmals in ein Hand-Arm-Modell integrierten Konstantkraftmechanismus auf Basis bistabiler Blattfedern können statische Kräfte aufgenommen werden, ohne dabei die dynamische Auslegung des Hand-Arm-Modells grundlegend zu beeinflussen. Das entwickelte Hand-Arm-Modell kann somit statische Kräfte bis 180 N abstützen und den Menschen bis zu Anregungsfrequenzen von 200 Hz in seiner mechanischen Impedanz abbilden.

Abstract

In this thesis, a mechanical adjustable hand-arm model for a displacement in translational direction was developed and verified. The model is used to represent the human in a human-machine interaction with respect to its vibration characteristics of the hand-arm system in an effect-equivalent way. The main challenge is that the vibration characteristics of the human hand-arm system is influenced by many factors and therefore scatters greatly. The aim of this work was to develop an adjustable hand-arm model which can represent the scatter range of the human hand-arm vibration characteristics. The hand-arm model is supposed to make it possible to reproduce the adjusted influence of the human being in a reproducible way.

Based on the current state of research, the vibration characteristics of the human hand-arm system are analyzed in the form of the mechanical impedance in this thesis. The focus of the investigation is on the determination of the mechanical impedance for application-relevant gripping and push forces as well as two arm postures of the human hand-arm system. The results show that the on the current state of research on mechanical impedance is not sufficient to describe humans in terms of vibration for application-relevant gripping and push forces. Therefore, using the mechanical impedance, an adjustable hand-arm model was developed based on adjustable impedance elements. Adjustable impedance elements are mechanisms with separately adjustable stiffness and damping.

The result of this work is a hand-arm model consisting of four central components. An adjustable stiffness element based on nonlinear conical springs and an adapted adjustable rotational damper were used to reproduce the basic dynamics of the human hand-arm system. An adjustable grip mount, which serves as an interface to the machine, makes it possible to reproduce the dynamics of the hand. A constant force mechanism based on bistable leaf springs, integrated into a hand-arm model for the first time, allows static forces to be absorbed without fundamentally affecting the dynamic design of the hand-arm model. The developed hand-arm model can thus support static forces of up to 180 N and represent the mechanical impedance of humans up to excitation frequencies of 200 Hz.

Danksagung

Diese Arbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am IPEK - Institut für Produktentwicklung des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

Meinen besonderen Dank möchte ich meinem Doktorvater Univ.-Prof. Dr.-Ing. Sven Matthiesen aussprechen. Durch stets konstruktive Diskussionen, fordernde Aufgaben und Ziele sowie einem stets offenen Ohr für eigene Ideen konnte ich mich sowohl wissenschaftlich als auch persönlich weiterentwickeln. Für den gegebenen Freiraum und Rückhalt zur Umsetzung dieser Arbeit möchte ich mich im speziellen bedanken.

Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dieter Krause danke ich für die Übernahme des Korreferates sowie dem wissenschaftlichen Austausch in der Forschung zu Mechanismen mit einstellbarer Impedanz.

Weiterhin gilt mein Dank dem gesamten IPEK-Team. Neben der wissenschaftlichen Diskussion mit meinen Kollegen trug auch die Administration sowie die technischen Dienste des Instituts einen wichtigen Teil dazu bei, dass diese Arbeit entstehen konnte. Meinem früheren Gruppenleiter, Sebastian Helmstetter, danke ich für die Freiräume während der Ausarbeitung dieser Arbeit.

Besonderen Dank für die wissenschaftliche Diskussion sowie konstruktiven Kommentaren zu dieser Arbeit gilt meinen Kollegen Tassilo Schröder, Jan-Heinrich Robens, Dr.-Ing. Frank Bremer, Dr.-Ing. Thomas Gwosch und Dr.-Ing. Matthias Eisenmann.

Mein herzlichster Dank gilt meiner Familie und insbesondere meinen Eltern. Danke für die Unterstützung während meines Studiums und meiner Promotion. Meiner Freundin Janika danke ich für die ständige Unterstützung, ihrer guten Seele und allem voran für die mir entgegengebrachte Geduld.

März 2023

Andreas Lindenmann

„Überall geht ein frühes Ahnen dem späteren Wissen voraus“
Alexander von Humboldt

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung.....	i
Abstract.....	iii
Abbildungsverzeichnis.....	xi
Tabellenverzeichnis.....	xix
Abkürzungsverzeichnis.....	xxi
Formelzeichen.....	xxiii
1 Einleitung.....	1
2 Grundlagen und Stand der Forschung.....	5
2.1 Mechanische Interaktionskräfte im Bereich des Hand-Arm-Systems.....	5
2.2 Mechanische Wirkung des Hand-Arm-Systems auf technische Systeme.....	8
2.3 Grundlagen der mechanischen Impedanz.....	14
2.4 Messung der Schwingungseigenschaften des Hand-Arm-Systems.....	19
2.5 Die mechanische Impedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems.....	25
2.6 Schwingungstechnische Hand-Arm-Modellierung.....	35
2.6.1 Mathematische Hand-Arm-Modelle.....	35
2.6.2 Physische Hand-Arm-Modelle.....	38
2.7 Anpassbare Impedanzelemente.....	46
2.7.1 Anpassbare Steifigkeitselemente.....	49
2.7.2 Anpassbare Dämpfungselemente.....	53
2.8 Fazit zum Stand der Forschung.....	55
3 Motivation und Zielsetzung.....	59
3.1 Motivation.....	59
3.2 Zielsetzung.....	60
4 Forschungsfragen und Forschungsdesign.....	63
4.1 Forschungsfragen.....	63
4.2 Forschungsdesign.....	65
5 Ermittlung der mechanischen Impedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems.....	69
5.1 Versuchsaufbau und Messmethode.....	70
5.1.1 Probandinnen und Probanden.....	70
5.1.2 Versuchsaufbau und -durchführung.....	71
5.1.3 Datenauswertung und Analyse der mechanischen Impedanz.....	77
5.2 Ergebnisse.....	79
5.3 Diskussion.....	87

5.4	Fazit zu Hypothese 1	96
6	Entwicklung eines einstellbaren translatorischen Hand-Arm-Modells.....	97
6.1	Festlegung der Modellstruktur.....	97
6.1.1	Modelle.....	98
6.1.2	Methode zur Feststellung der Modellparameter	102
6.1.3	Ergebnisse und Diskussion.....	103
6.2	Das physische einstellbare Hand-Arm-Modell.....	109
6.2.1	Gestalt und Analyse eines anpassbaren Steifigkeitselements.	110
6.2.2	Gestalt und Analyse eines anpassbaren Dämpfungselements	119
6.2.3	Gestalt und Analyse eines Konstantkraftmechanismus zur Erfüllung statischer Anforderungen.....	127
6.2.4	Gestalt und numerische Analyse einer Griffaufnahme mit einstellbarer Steifigkeit	139
6.3	Dynamische Charakterisierung des physischen Hand-Arm-Modells....	147
6.3.1	Versuchsaufbau und Methode zur Untersuchung der mechanischen Impedanz des physischen Hand-Arm-Modells.	147
6.3.2	Ergebnisse und Diskussion.....	151
6.4	Fazit zu Hypothese 2	163
6.4.1	Fazit zu Teilforschungsfrage 2.1.....	163
6.4.2	Fazit zu den Teilforschungsfragen 2.2 und 2.3.....	164
7	Zusammenfassung und Ausblick	167
7.1	Zusammenfassung.....	167
7.2	Ausblick.....	169
	Literaturverzeichnis.....	I
	Glossar.....	XVII
	Anhang A.....	XIX
	Anhang B.....	XXI
	Anhang C.....	XXV
	Anhang D.....	XLI

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1:	Exemplarische Druckverteilung p beim Umschließen eines zylindrischen Griffes (a); Resultierende Greifkraft F_{gr} (b).	7
Abbildung 2.2:	Konzeptionelle Darstellung von Einflussfaktoren bzgl. der Schwingungseinwirkung auf den Menschen.	8
Abbildung 2.3:	Exemplarische handgehaltene Maschinen zur Messung von Greifkräften während der Anwendung:	11
Abbildung 2.4:	Untersuchte Körperhaltungen in (Lindenmann et al., 2021) und (Uhl, Lindenmann & Matthiesen, 2021)	14
Abbildung 2.5:	Einmassenschwinger mit einem Freiheitsgrad unter externer Kräfteanregung.	15
Abbildung 2.6:	Mechanische Impedanz der mechanischen Grundelemente ..	18
Abbildung 2.7:	Schematische Darstellung der Messung der Vibrationseigenschaften des Hand-Arm-Systems.	19
Abbildung 2.8:	Messung der <i>Vibration Transmission</i>	21
Abbildung 2.9:	Messgriff nach DIN EN ISO 10819:2019.	22
Abbildung 2.10:	Beispiele für Messgriffe.....	23
Abbildung 2.11:	Handzentriertes Koordinatensystem nach DIN EN ISO 5349-1:2001.	26
Abbildung 2.12:	Mechanische Impedanz des menschlichen HAS nach ISO 10068:2012	27
Abbildung 2.13:	Mechanische Impedanz des HAS in zh -Richtung unterteilt nach Greifkraft	28
Abbildung 2.14:	Mechanische Impedanz des HAS in zh -Richtung nach Besa et al. (2007)	29
Abbildung 2.15:	Mechanische Impedanz des HAS in zh -Richtung nach Zhang et al. (2021)	30
Abbildung 2.16:	Mechanische Impedanz des HAS in zh -Richtung unterteilt nach Andruckkraft.	31
Abbildung 2.17:	Bereich der zulässigen Armhaltung für die Gültigkeit der angegebenen Impedanzkurven	32

Abbildung 2.18:	Mechanische Impedanz in zh -Richtung nach Aldien et al. (2006b).....	33
Abbildung 2.19:	Mathematisches Hand-Arm-Modell	36
Abbildung 2.20:	Dreidimensionale Schwingungsmodelle des menschlichen Körpers	37
Abbildung 2.21:	Viskoelastische Griffaufnahme einer Kettensäge	39
Abbildung 2.22:	Hand-Arm-Modell nach Hansson und Kihlberg (1983) mit drei Freiheitsgraden.....	40
Abbildung 2.23:	Schematische Darstellung des HAM nach Cronjäger et al. (1984).....	41
Abbildung 2.24:	Dynamische Charakterisierung des HAM nach Kinne und Latzel (1999).....	41
Abbildung 2.25:	Hand-Arm-Modell mit zwei Freiheitsgraden	42
Abbildung 2.26:	Scheinbare Masse des menschlichen HAS sowie des physischen HAM nach Marcotte et al. (2010).	43
Abbildung 2.27:	Hand-Arm-Modell mit zwei Freiheitsgraden nach Rempel et al. (2017).....	44
Abbildung 2.28:	Schematische Darstellung des HAM nach Mangold (2019).....	45
Abbildung 2.29:	Umgerechnete mechanische Impedanz des HAM nach Mangold im Vergleich zur MI des HAS.....	45
Abbildung 2.30:	Klassierung von Aktoren mit einstellbarer Impedanz.	47
Abbildung 2.31:	Beispielhafte Prinzipien für einstellbare Steifigkeit.....	49
Abbildung 2.32:	ASE mit Rotationsfreiheitsgrad auf Basis antagonistisch angeordneter nichtlinearer Drehfedern	50
Abbildung 2.33:	Konzeptioneller Aufbau (a) und prototypische Umsetzung (b) eines ASEs mit veränderlicher Kraftübersetzung.....	51
Abbildung 2.34:	Einstellbare Steifigkeit durch Deaktivierung eines Teilbereiches einer Drehfeder.....	53
Abbildung 2.35:	Rotatorisch wirksamer Dämpfer, basierend auf dem Prinzip der Fluidrosselung	55
Abbildung 4.1:	Forschungsvorgehen und Ergebnisse zur Untersuchung von Hypothese 1.....	65
Abbildung 4.2:	Forschungsvorgehen und Ergebnisse zur Untersuchung von Hypothese 2.....	67
Abbildung 5.1:	Shakerprüfstand zur axialen und angularen Schwingungsanregung von Systemen.....	71

Abbildung 5.2:	Kalibrierung des Messgriffes:	73
Abbildung 5.3:	Einheitenlose Darstellung eines Multisinus-Signals	74
Abbildung 5.4:	Versuchsaufbau für eine (a) horizontale und (b) Überkopf-Armhaltung	76
Abbildung 5.5:	Auswertungsmethode zur Bestimmung der MI.....	78
Abbildung 5.6:	Vergleich der mechanischen Impedanz der vorliegenden Studie mit ISO 10068:2012.....	80
Abbildung 5.7:	Vergleich der mechanischen Impedanz der vorliegenden Studie mit weiteren Studien.	81
Abbildung 5.8:	Mechanische Impedanz nach Greifkraft.	82
Abbildung 5.9:	Mechanische Impedanz nach Andruckkraft.....	83
Abbildung 5.10:	Mechanische Impedanz nach Armhaltung.	84
Abbildung 5.11:	Effektstärke nach Cohen (1992) der Faktorstufenvariationen über die Frequenz	85
Abbildung 5.12:	Qualitative Veränderung der Impedanz ausgehend von einer gegebenen Impedanz des Menschen (schwarz) durch Verändern des Schulter- und Ellenbogenwinkels sowie der Greif- bzw. Andruckkraft	94
Abbildung 6.1:	Zweimassenschwinger mit zwei Freiheitsgraden unter externer Kraftanregung.	98
Abbildung 6.2:	Dreimassenschwinger-Modell.....	101
Abbildung 6.3:	Mechanische Impedanz eines Einmassenschwingers zur Abbildung der MI des menschlichen HAS.	103
Abbildung 6.4:	Mechanische Impedanz eines Zweimassenschwingers zur Abbildung der MI des menschlichen HAS.	105
Abbildung 6.5:	Mechanische Impedanz eines Dreimassenschwingers zur Abbildung der MI des menschlichen HAS	107
Abbildung 6.6:	Das physische HAM mit seinen Komponenten	110
Abbildung 6.7:	Schnittdarstellung des anpassbaren Steifigkeitselementes ...	112
Abbildung 6.8:	Kraftfluss im anpassbaren Steifigkeitselement (a) Darstellung der Kraftflüsse infolge der Federvorspannung (rot) und bei einer externen axialen Kraft (grün); b) Kraftfluss einer externen Kraft mit umgekehrtem Kraftfluss.	113
Abbildung 6.9:	Federkennlinie der Konusfeder.....	114
Abbildung 6.10:	Versuchsaufbau zur Messung der MI des ASE	116

Abbildung 6.11:	Mechanische Impedanz des ASE.....	118
Abbildung 6.12:	Konstruktionselemente des ADE auf Basis eines adaptierten Rotationsdämpfers.....	120
Abbildung 6.13:	Freischnitt des Hebels mit angreifenden Kräften und Momenten in Auslenkungsrichtung.	122
Abbildung 6.14:	Analytisches Modell aus ADE und ASE	122
Abbildung 6.15:	Mechanische Impedanz des kombinierten ADE und ASE	124
Abbildung 6.16:	Superposition zweier Federkennlinien mit positiver und negativer Steigung.....	128
Abbildung 6.17:	Beispielhaftes Kraft-Auslenkungsdiagramm eines bistabilen Biegebalkens	129
Abbildung 6.18:	Schnittdarstellung des Konstantkraftmechanismus.	130
Abbildung 6.19:	Modellgeometrie der Blattfeder	132
Abbildung 6.20:	Kraft-Weg-Diagramm der FEM-Analyse zur bistabilen Feder	133
Abbildung 6.21:	Aufbau zur statischen Analyse des Konstantkraftmechanismus.	134
Abbildung 6.22:	Kraft-Weg Diagramm des Konstantkraftmechanismus	135
Abbildung 6.23:	Versuchsaufbau zur Bestimmung der MI des KKM in Interaktion mit ASE und ADE.	136
Abbildung 6.24:	MI der Kombination aus KKM, ASE und ADE.....	138
Abbildung 6.25:	FE-Modell Modell der Silikoneinlage der hinteren Griffhalbschale.....	142
Abbildung 6.26:	Simulierter Kraft-Weg Zusammenhang (schwarz) der synthetisierten Silikoneinlagen der vorderen und hinteren Griffhalbschale sowie die zugehörige Steifigkeit (rot) in Auslenkungsrichtung.	143
Abbildung 6.27:	Einstellbare Griffaufnahme mit Elastomereinlage	144
Abbildung 6.28:	Modifizierte Elastomereinlage	145
Abbildung 6.29:	Drehentkoppelter Adapter zur Anbindung der Griffaufnahme an das ASE.....	146
Abbildung 6.30:	Versuchsaufbau zur dynamischen Untersuchung des physischen HAM bzgl. seiner MI.	149
Abbildung 6.31:	Gesamter Einstellbereich der mechanischen Impedanz des synthetisierten HAM als Einhüllende.....	152

Abbildung 6.32:	Effektstärke nach Cohen (1992) der Faktorstufenvariationen am HAM über die Frequenz.....	153
Abbildung 6.33:	Exemplarische Einstellungen des HAM (Volllinie) zur Abbildung der MI des menschlichen HAS.	154
Abbildung 6.34:	MI von nicht einstellbaren Hand-Arm Modellen nach Marcotte et al. (2010) (blau) und Kinne und Latzel (1999) (rot) im Vergleich zur MI des menschlichen HAS.....	156
Abbildung 6.35:	Einfluss der Systemmassen m_1 (grün: Griffaufnahme), m_2 (rot: ASE + KKM) und m_3 (blau:ADE) auf die MI	158
Abbildung 6.36:	Einfluss der Steifigkeiten k_1 (grün: Griffaufnahme), k_2 (rot: ASE+KKM) und kk (blau: Kopplung ADE) auf die MI.....	160
Abbildung 6.37:	Einfluss der Steifigkeiten d_1 (grün: Griffaufnahme), d_3 (rot: ADE) und dk (blau: Kopplung ADE) auf die MI	161
Abbildung 6.38:	Mögliche Modellgenauigkeit bei Anpassung des Elastomers in der Griffaufnahme.	162
Abbildung 7.1:	Dreidimensionale Hand-Arm- und Hand-Modelle zur Abbildung der mechanischen Impedanz des Menschen in Simulationen.	170
Abbildung 7.2:	Konzept zur Ankopplung eines rotatorischen HAM an das hier entwickelte translatorische Hand-Arm-Modell.	171
Abbildung C 1:	MI des HAM für die ASE-Einstellung 0	XXV
Abbildung C 2:	MI des HAM für die ASE-Einstellung 20	XXVI
Abbildung C 3:	MI des HAM für die ASE-Einstellung 40	XXVI
Abbildung C 4:	MI des HAM für die ADE-Einstellung <i>Min</i>	XXVII
Abbildung C 5:	MI des HAM für die ADE-Einstellung 1	XXVIII
Abbildung C 6:	MI des HAM für die ADE-Einstellung 2.....	XXVIII
Abbildung C 7:	MI des HAM für die ADE-Einstellung 4.....	XXIX
Abbildung C 8:	MI des HAM für die ADE-Einstellung 8.....	XXIX
Abbildung C 9:	MI des HAM für die ADE-Einstellung 16.....	XXX
Abbildung C 10:	MI des HAM für die KKM-Einstellung 60 N.....	XXXI
Abbildung C 11:	MI des HAM für die KKM-Einstellung 100 N.....	XXXII
Abbildung C 12:	MI des HAM für die KKM-Einstellung 150 N.....	XXXIII
Abbildung C 13:	MI des HAM für die GA-Einstellung 6 mm.....	XXXIV

Abbildung C 14:	MI des HAM für die GA-Einstellung 3 mm.....	XXXIV
Abbildung C 15:	MI des HAM für die GA-Einstellung 0 mm.....	XXXV
Abbildung D 1:	Modellstruktur des untersuchten ADE und ASE nach F. Krause (2021). Abbildung aus: (F. Krause, 2021, S. 31).....	XLII
Abbildung D 2:	Rotationsdämpfer mit Hebeladaption und Elastomerentkopplung. Der Rotationsdämpfer ist über eine Blechaufnahme stirnseitig am anpassbaren Steifigkeitselement angebracht. Abbildung aus: (F. Krause, 2021, S. 36).....	XLIV
Abbildung D 3:	Die mechanische Impedanz des Rotationsdämpfers mit Hebelübersetzung und Kopplung an das ASE über Elastomerfedern. Für diese Messung wurden die Federn des ASE aus dem Mechanismus entfernt, um die Dämpfungswirkung zu erfassen. Abbildung aus: (F. Krause, 2021, S. 48)	XLV
Abbildung D 4:	Überlagerung der Federsteifigkeiten nach Chen und Lan (2012).....	XLVII
Abbildung D 5:	Bi-stabiles Gleichgewicht nach Uhlig zitiert nach (Mootz, 2020, S. 8)	XLVIII
Abbildung D 6:	Kraft-Auslenkungs-Diagramm eines bi-stabilen Balkens nach Dunning et al. (2012)	XLIX
Abbildung D 7:	Konstantkraftmechanismus nach Yang Liu et al. (2016) mittels nichtlinearer Auslenkungsübersetzung linearer Schraubendruckfedern	L
Abbildung D 8:	Schnittdarstellung des Konstantkraftmechanismus nach Mootz (2020, S. 43)	LII
Abbildung D 9:	CAD Darstellungen zur geteilten ASE Achse. (a) Konzept mit dem Elastomer in einer Zug/Druck-Konfiguration; (b) Konzept mit dem Elastomer in einer Scherungskonfiguration. Die Kraftaufprägung von Außen erfolgt entlang der Längsachse. (Volk, 2020)	LIV
Abbildung D 10:	Konzepte einer anpassbaren Griffaufnahme nach Leisering (2021). (a) Konzept mit Vierpunktauflage; (b) Konzept mit Dreipunktauflage. Das Elastomer ist grün eingefärbt.....	LV
Abbildung D 11:	Stecksystem zur Montage der Elastomere an die Griffaufnahme. (Leisering, 2021).....	LVI

- Abbildung D 12: Versuchsaufbau zur Untersuchung der mechanischen Impedanz der Griffaufnahme in Kombination mit dem anpassbaren Steifigkeitselement (ASE).(Leisering, 2021).... LVII
- Abbildung D 13: Mechanische Impedanz des ASE (Vorgängermodell) und des ASE mit Griffaufnahme (E-Sh35-Q-10mm). (Leisering, 2021) LVII

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1:	Berichtete Greifkräfte an unterschiedlichen handgehaltenen Maschinen.....	12
Tabelle 2.2:	Studien zu den Schwingungseigenschaften des HAS.....	34
Tabelle 5.1:	Anthropometrische Merkmale der Probandinnen und Probanden.....	70
Tabelle 5.2:	Untersuchte Faktoren mit zugehörigen Faktorstufen.	75
Tabelle 5.3:	Maximale Greifkraft der Probandinnen und Probanden. SD: Standardabweichung	79
Tabelle 5.4:	Statistische Daten zu den Einflüssen der untersuchten Faktoren auf die MI	86
Tabelle 5.5:	Lineare Regression der Faktoren	87
Tabelle 6.1:	Modellparameter für einen Zweimassenschwinger	99
Tabelle 6.2:	Parameter Grenzen der mathematischen Modelle.....	102
Tabelle 6.3:	Modellparameter des Einmassenschwingers entsprechend Abbildung 6.3	104
Tabelle 6.4:	Modellparameter des Zweimassenschwingers entsprechend Abbildung 6.4	106
Tabelle 6.5:	Modellparameter des Modells mit drei Freiheitsgraden entsprechend Abbildung 6.5	106
Tabelle 6.6:	Parameter des gekoppelten ADE und ASE.....	126
Tabelle 6.7:	Faktoren und Faktorstufen der dynamischen Untersuchung des Konstantkraftmechanismus.....	137
Tabelle 6.8:	Faktoren und Faktorstufen der dynamischen Untersuchung des physischen HAM.	148
Tabelle A 1:	Startwerte des Ein-Freiheitsgrad-Modells.....	XIX
Tabelle A 2:	Startwerte des Zwei-Freiheitsgrad-Modells	XIX
Tabelle A 3:	Startwerte des Drei-Freiheitsgrad-Modells	XX
Tabelle B 1:	Parameter des FE-Modells	XXII

Tabelle C 1:	Modellparameter der Griffaufnahme.	XXXVI
Tabelle C 2:	Modellparameter des anpassbaren Steifigkeitselementes.	XXXVII
Tabelle C 3:	Modellparameter des anpassbaren Dämpfungselementes.	XXXVIII
Tabelle C 4:	Modellparameter des Kopplungsmechanismus.	XXXIX
Tabelle D 1:	Übersicht über die zitierten Abschlussarbeiten mit entsprechenden Kapitel- und Seitenangaben.	XLI
Tabelle D 2:	Geometrie- und Einbauparameter sowie resultierende mechanische Eigenschaften der bistabilen Blattfeder nach Mootz (2020).....	LI

Abkürzungsverzeichnis

ADE	Anpassbares Dämpfungselement
AIE	Anpassbares Impedanzelement
AM	Scheinbare Masse (apparent mass)
AS	Scheinbare Steifigkeit (apparent stiffness)
ASE	Anpassbares Steifigkeitselement
GA	Griffaufnahme
HAM	Hand-Arm-Modell
HAS	Hand-Arm-System
IQR	Interquartilsabstand
KKM	Konstantkraftmechanismus
MMI	Mensch-Maschine-Interaktion
MI	Mechanische Impedanz
RMS	Root-Mean-Square

Formelzeichen

a	Beschleunigung in m/s^2
a_{nv}	Frequenzbewerteter Beschleunigungswert nach DIN EN ISO 5349-1:2001-12 in m/s^2
A_8	Tages-Vibrationsdosis nach DIN CEN/TR 15350:2013 in m/s^2
AM	Scheinbare Masse in kg
AS	Scheinbare Steifigkeit in N/m
α	Winkel der Greifkraft bezogen zum Handrücken nach DIN 45679:2013; Winkel des Unterarms bezogen zur Längsachse des Oberarmes nach ISO 10068:2012 in $^\circ$
β	Winkel der Greifkraft bezogen zum Maschinengriff nach DIN 45679:2013; Vorhaltewinkel des Oberarms bezogen zur Frontalebene des Oberkörpers nach ISO 10068:2012 in $^\circ$
γ	Rotation des Unterarmes bezogen zur Seitenebene des Oberkörpers nach ISO 10068:2012 in $^\circ$
c, d	Dämpfung Ns/m
ε	Mittlerer relativer Fehler
f_0	Grundfrequenz in Hz
f_n	n-te Frequenz einer Reihe in Hz
Δf	Frequenzauflösung, Frequenzabstand in Hz
$\mathcal{F}(*)$	Fouriertransformation des Argumentes *
F	Kraft in N
F_A	Andruckkraft in N
F_{ext}	Externe, von außen auf einen Körper wirkende Kraft in N
F_{gr}	Greifkraft in N
i	Imaginäre Einheit
J_0	Massenträgheitsmoment bezogen auf 0 in kgm^2
k	Steifigkeit in N/m

k_s	Scheitelfaktor
l	Länge in m
m	Masse in kg
M	Drehmoment in Nm
MI	Mechanische Impedanz in Ns/m
P	Leistung – hier Vibration Absorption in W
ϕ_0	Phasenwinkel bezogen zum Zeitpunkt Null in rad
ϕ_{0x}	Phasenwinkel der Größe X in rad bezogen zum Zeitpunkt Null
t	Zeit in s
ω	Kreisfrequenz in $1/s$
ω_0	Eigenkreisfrequenz
$x(*)$	Eine Größe x in Abhängigkeit eines Argumentes $*$
\hat{x}	Amplitude von x
\dot{x}	Erste Zeitableitung von x
\ddot{x}	Zweite Zeitableitung von x
X	Fourier-Transformierte von x

1 Einleitung

Der Begriff *Mensch-Maschine-System* beschreibt das Zusammenspiel eines technischen Systems mit dem Menschen mit der Absicht, eine Aufgabe oder Tätigkeit auszuführen (Wirtz, 2020, S. 1145). Dieses Zusammenspiel umfasst eine Vielzahl mechanischer und informatorischer Interaktionen. Im Kontext mechatronischer Systeme führt die Mensch-Maschine-Interaktion neben einem Informationsfluss auch zu einer wechselseitigen mechanischen Beeinflussung der Maschine sowie des Menschen.

Die mechanischen Interaktionen unterliegen einer Bandbreite an Einflussfaktoren, die noch nicht vollständig erforscht sind. Bei einer Mensch-Maschine-Interaktion im Bereich des Hand-Arm-Systems (HAS) ist bspw. die Muskelanspannung im Arm und infolgedessen eine Versteifung des HAS ein Einflussfaktor, der die Interaktion verändert. Durch die hohe Anzahl an bekannten und vermutlich unbekanntem Einflussfaktoren obliegt die mechanische Mensch-Maschine-Interaktion Streuungen. Eine Herausforderung für die Produktentwicklung ist daher das schwer vorhersagbare und ermittelbare Verhalten eines technischen Systems in Interaktion mit dem Menschen. Als Konsequenz ist es schwierig festzustellen, wie Merkmale des Produktes mit dem Systemverhalten zusammenhängen. Dies erschwert das Ableiten konkreter Maßnahmen, mit denen ein gewünschtes Systemverhalten erreicht werden soll.

Der Fokus der vorliegenden Arbeit liegt auf den dynamischen Interaktionen des menschlichen HAS mit technischen Systemen im Kontext von Vibrationen. Eine Schwingungseinwirkung auf das HAS führt eine Reihe psychischer und physiologischer Effekten mit sich. Eine Übersicht über die psychischen Aspekte (bspw. Discomfort) wird von Griffin (1990) gegeben, während Krajnak (2018) durch eine Literaturanalyse die schädigende Wirkung von Vibrationen auf das HAS zusammengefasst hat. Durch die wechselseitige Mensch-Maschine-Interaktion wird allerdings auch das technische System beeinflusst. Die Relevanz hierzu wird in Kapitel 2 dieser Arbeit aufgezeigt.

Zur Beherrschung der Interaktionen bedienen sich Entwicklerinnen und Entwickler an Ersatzmodellen des Menschen, mit dem Zweck, die Interaktionen mit dem technischen System vorherzusagen. Ein spezialisierter Teilbereich der Mensch-Modellierung ist die Abbildung der Schwingungseigenschaften des Menschen in sog. Hand-Arm-Modellen (HAM). Im Hinblick auf das Schwingungsverhalten des Men-

schen finden sich in der Literatur Berichte zur mathematischen, aber auch zur mechanischen Abbildung des Menschen in Ersatzmodellen (vgl. Keppler (2003) und Cronjäger, Jahn und Riederer (1984)). In dieser Arbeit liegt der Fokus auf physischen HAM zur Abbildung der Schwingungseigenschaften des menschlichen HAS auf Prüfständen. HAM mit konstanten Parametern ermöglichen die Abbildung der Schwingungseigenschaften des HAS in einem gewissen Betriebspunkt mit wesentlich geringerer Streuung im Vergleich zum Menschen. Marcotte, Boutin und Jasinski (2010) konnten unter Verwendung eines HAM mit konstanten Parametern feststellen, dass die Streuung in Vibrationsmessungen an einem Schlagabsorptionsprüfstand für Bohrhämmer im Vergleich zu handgeführten Experimenten um den Faktor 4 bis 8 abnahm. Im Hinblick auf ein HAM mit konstanten Parametern für Bohrhämmer beschreiben Rempel, Barr und Antonucci (2017) in der Diskussion der Vibrationsergebnisse allerdings auch, dass die gemessenen Ergebnisse nur eingeschränkt übertragbar sind. Dies wird darauf zurückgeführt, dass bei Verlagerung des Betriebspunktes, bspw. durch Veränderung der Anregungsfrequenzen oder Amplitude, das dynamische Verhalten des Modells vom dynamischen Verhalten des menschlichen HAS abweichen kann. Zusätzlich sind Modelle mit konstanten Parametern nicht in der Lage, die heterogenen Schwingungseigenschaften des Menschen abzubilden, die sich bspw. durch Änderungen der Greifkraft an der Hand oder Haltungsänderungen des HAS ergeben können. Die Verwendung eines HAM zur Reduzierung der Streuungen im Vergleich zu handgeführten Experimenten ist daher nur sinnvoll, sofern das HAM in der Lage ist, Veränderungen im menschlichen HAS abzubilden. Hieraus kann der Bedarf für ein HAM mit einstellbaren Eigenschaften abgeleitet werden. Erste Arbeiten zu einem angular wirkenden physischen HAM mit einstellbaren Eigenschaften (vgl. Mangold (2019)) zeigten, dass durch einstellbare Modellparameter der Gültigkeitsbereich erweitert werden kann. In empirischen Untersuchungen bietet die Einstellbarkeit des Modells den Vorteil, dass unterschiedliche Betriebspunkte mit wenig Aufwand untersucht werden können und gleichzeitig der simulierte menschliche Einfluss auf das technische System konstant gehalten werden kann.

Für den Kontext translatorisch wirkender einstellbarer HAM sind keine Arbeiten bekannt. Ein Großteil des Standes der Forschung und Technik beruht allerdings auf Untersuchungen zu translatorischen Schwingungen an Mensch-Maschine-Systemen. Ein einstellbares HAM für translatorische Schwingungsanregung kann es ermöglichen, die mechanische Wirkung des Menschen auf das technische System in Prüfstanduntersuchungen über den kompletten Streubereich des Menschen reproduzierbar abzubilden. Reproduzierbare Untersuchungen erleichtern es wiederum, Wissen zum Zusammenhang zwischen konstruktiven Merkmalen des technischen Systems und dem resultierenden Verhalten aufzubauen und dieses Wissen in der Entwicklung technischer Systeme zu nutzen.

Ziel dieser Arbeit ist es daher, die Schwingungseigenschaften des menschlichen HAS in translatorischer Richtung zu ermitteln und für unterschiedliche Betriebspunkte in einem einstellbaren physischen HAM abzubilden.

Zur Erreichung dieses Ziels gliedert sich die vorliegende Arbeit wie folgt:

In Kapitel 2 *Grundlagen und Stand der Forschung* werden technische und mathematische Grundlagen für diese Arbeit erläutert. Dabei wird die mechanische Wirkung des HAS auf ein beispielhaftes technisches System im Kontext von Vibrationen thematisiert. Als Grundlage der Entwicklung eines physischen HAM wird die mechanische Impedanz als Größe, mit der die Schwingungseigenschaften des HAS beschrieben werden, eingeführt. Zusätzlich werden Zusammenhänge der mechanischen Impedanz des HAS mit bereits bekannten Einflussfaktoren erläutert. Abschließend erfolgt eine systematische Diskussion des Stands der Forschung zu mechanischen HAM.

In Kapitel 3 *Motivation und Zielsetzung* werden die wesentlichen Herausforderungen im Stand der Forschung diskutiert, woraus die Forschungslücke für diese Arbeit hergeleitet wird. Aus der Forschungslücke wiederum wird anschließend das Forschungsziel abgeleitet und Hypothesen formuliert.

In Kapitel 4 *Forschungsfragen und Forschungsdesign* auf Basis der Hypothesen Teilforschungsfragen genannt, die zur Erreichung des Forschungsziels beantwortet werden sollen. Ausgehend von den Forschungsfragen wird das Forschungsdesign der weiteren Arbeit erläutert.

In den Kapiteln 5 und 6 werden die Forschungsfragen beantwortet. In Kapitel 5 erfolgt die schwingungstechnische Analyse des menschlichen HAS in Form der mechanischen Impedanz. Zentrales Ergebnis dieses Kapitels ist eine Beschreibung der mechanischen Impedanz des HAS für unterschiedliche Frequenzen, Greifkräfte, Andruckkräfte und Armhaltungen. In Kapitel 6 wird die Entwicklung eines einstellbaren HAM thematisiert. Nach einer analytischen Betrachtung werden die einzelnen Komponenten des physischen HAM erklärt und die konkreten Eigenschaften des Modells und seiner Komponenten in Form der mechanischen Impedanz ermittelt. Abschließend erfolgt eine Verifizierungsstudie des Gesamt-HAM, in der die mechanische Impedanz ermittelt und gegen die Impedanz des Menschen verglichen und beurteilt wird.

In Kapitel 7 *Zusammenfassung und Ausblick* werden die wesentlichen Ergebnisse und Erkenntnisse dieser Arbeit zusammengefasst und mögliche anknüpfende Forschungsaktivitäten zu diesem Thema diskutiert.

2 Grundlagen und Stand der Forschung

Ziel dieses Kapitels ist die Darstellung der Grundlagen und des Stands der Forschung zu einstellbaren Hand-Arm-Modellen (HAM). Nach einer Klassierung der mechanischen Interaktionskräfte im Bereich des Hand-Arm-Systems (HAS) wird der Einfluss des HAS auf ein beispielhaftes technisches System gezeigt. Anschließend wird die mechanische Impedanz (MI) als beschreibende Größe eingeführt. Dieses Teilkapitel bildet die Grundlage für die nachfolgende Interpretation der dargestellten Ergebnisse. Anschließend wird der Stand der Forschung zu den Vibrationseigenschaften des menschlichen HAS und deren Messung erläutert. Zudem wird der Stand der Forschung zu HAM diskutiert. Mit dem Ziel der Entwicklung eines einstellbaren HAM werden abschließend Mechanismen mit einstellbaren mechanischen Eigenschaften erläutert.

2.1 Mechanische Interaktionskräfte im Bereich des Hand-Arm-Systems

Hinsichtlich der mechanischen Mensch-Maschine-Interaktion im Bereich des Hand-Arm-Systems (HAS) werden, dem Stand der Forschung zufolge, die wirkenden Kräfte und Momente in verschiedene Klassen unterteilt. In der vorliegenden Arbeit wird Bezug auf die Definitionen in DIN 33411-1:1982, *Körperkräfte des Menschen*, und den Forschungsarbeiten von Kern (2009) genommen. DIN 33411 unterscheidet die Art der Kraftausübung innerhalb des menschlichen Körpersystems in *aktiv* und *passiv*. Aktive Kraftausübung umfasst Kräfte aufgrund statischer oder dynamischer Muskelaktivität. Passive Kraftausübung hingegen resultiert aus dem statischen und dynamischen Verhalten von Körpermassen. Nach außen treten diese Kräfte als *statische* und *dynamische Aktionskräfte* in Erscheinung. Kern (2009) führt die Begriffe der *aktiven haptischen¹ Interaktion* und *passiven haptischen Interaktion* an. Eine Unterteilung findet anhand der Frequenzbereiche statt, in denen aktive und passive Bewegungen und Kräfte erfolgen. Kern beschreibt: „Der Bereich aktiver haptischer Interaktionen – Bewegungen, die bewusst oder unbewusst vom Menschen ausgeführt werden – sind in ihrer [sic] Bandbreite begrenzt“ (Kern, 2009, S. 66). Somit führt Kern den Begriff der aktiven Interaktion ebenfalls auf eine muskuläre (statische

¹ haptisch: „den Tastsinn, das Tasten betreffend, (...)“. Dudenredaktion (o.D.b).

oder dynamische) Aktivität zurück. Die ungefähre obere Grenze der aktiven Interaktion wird bei Bewegungsfrequenzen von 10 Hz angesetzt und ist als fließend zu betrachten (Kern, 2009, S. 66). Passive Interaktion wird von Kern als Frequenzbereich beschrieben, in dem der Mensch keine aktiven Kräfte erzeugt. In diesem Bereich tritt das dynamische Verhalten der Muskelmassen in den Vordergrund. Obwohl keine aktive Interaktion in diesem Bereich möglich ist, kann dennoch eine Beeinflussung der passiven Interaktion durch aktive Kraftausübung erfolgen. Ein Beispiel dafür ist die Versteifung des HAS durch aktive Muskelanspannung. Die Beschreibung von Kern suggeriert, dass sich die passive Interaktion auf Frequenzen über 10 Hz beschränkt. Es soll daher angemerkt werden, dass unter Betrachtung der statischen Wirkung von Körpermassen in DIN 33411-1 eine passive Interaktion auch unterhalb von 10 Hz möglich ist.

Im Sinne einer übersichtlichen Beschreibung wird im Weiteren lediglich zwischen aktiver und passiver Interaktion unterschieden:

Aktive Interaktion umfasst somit in Anlehnung an DIN 33411-1:1982 und Kern nun diejenigen Kräfte und Momente bis zu Frequenzen von 10 Hz, die der Mensch durch Muskelaktivität erzeugen kann.

Passive Interaktion beschreibt im Folgenden diejenigen Kräfte und Momente, die aus den dynamischen Eigenschaften, der an der Interaktion beteiligten Körpermassen (z. B. Haut, Muskeln, Fettgewebe, Knochen) entstehen. Aufgrund des Ziels dieser Arbeit, ein HAM für die Abbildung der Schwingungseigenschaften des menschlichen HAS zu entwickeln, wird im Hinblick auf den Frequenzbereich festgelegt, ausschließlich Frequenzen über 10 Hz zu betrachten. Hierdurch kann ein direkter Einfluss aktiver Kräfte ausgeschlossen werden.

Neben einer Unterteilung der wirkenden Kräfte anhand der Art der Kraftausübung kann im Bereich der aktiven Kräfte eine weitere Unterteilung nach Krafrichtung erfolgen. Die Definition wurde DIN 45679:2013 entnommen. In der vorliegenden Arbeit erfolgt eine Einschränkung auf die Definitionen der zwei Kräfte *Greifkraft* und *Andruckkraft*.

Eine *Greifkraft* wird nach Norm definiert als eine „[...] zangenartig wirkende Kraft, die von der Hand der Bedienungsperson beim Umschließen des Griiffs [sic] ausgeübt und innerhalb der Hand durch die entgegengerichtet wirkende Greifkraft kompensiert wird“ (DIN 45679:2013, S. 9). Abbildung 2.1-a zeigt hierzu eine exemplarische Druckverteilung p , die sich beim Greifen eines Zylinders ergibt. Resultierend daraus können zwei Greifkraftvektoren F_{gr} durch Integralbildung über die halbe Zylinderoberfläche errechnet werden. Diese kompensieren sich gegenseitig, sodass

der Kraftfluss über den Griff und die Hand geschlossen ist. Die Richtung der Greifkraftvektoren wird handbezogen über den Winkel α und griffbezogen über den Winkel β festgelegt. Die Winkel werden hierbei so gewählt, dass der Betrag der resultierenden Kraftvektoren F_{gr} maximal ist. In DIN 45679:2013-02 wird angemerkt, dass die Richtung der Greifkraft für zylindrische Griffe entlang der z-Richtung verläuft, welche die Richtung der Unterarmachse angibt.

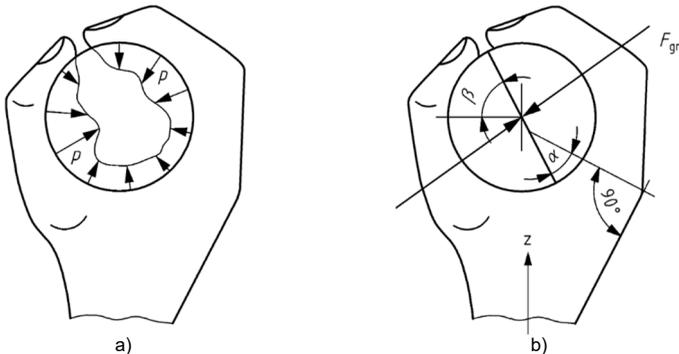


Abbildung 2.1: Exemplarische Druckverteilung p beim Umschließen eines zylindrischen Griffes (a); Resultierende Greifkraft F_{gr} (b). Die Orientierung der Greifkraft kann in Bezug auf die Hand mit dem Winkel α und in Bezug auf die Maschine mit β definiert werden. z entspricht der Unterarmachse. (DIN 45679:2013)

Anknüpfend daran ist die *Andruckkraft* diejenige Kraft, „[...] die von der Bedienungsperson je Hand ausgehend auf die Maschine wirkt und nicht innerhalb der Anknüpfungsfläche der Hand kompensiert wird“ (DIN 45679:2013, S. 7). Diese Kraft erzeugt einen Kraftfluss von der Hand der Bedienperson über die Maschine in die Umgebung. Der Kraftfluss ist im Falle eines frei stehenden Anwenders über eine Bodenreaktionskraft des Anwenders mit dem Untergrund geschlossen.

Fazit: Mechanische Mensch-Maschine-Interaktionen im Bereich des HAS werden in aktive und passive Interaktionen aufgeteilt. Aktive Interaktionen entstehen aufgrund muskulärer Aktivität und sind in ihrer Bandbreite bei 10 Hz begrenzt. Passive Interaktionen resultieren aus Kräften und Momenten, die sich aus den dynamischen Eigenschaften der an der Interaktion beteiligten Körpermassen ergeben. Die passive Interaktion kann vom Menschen nur indirekt über aktive Kraftaufprägung (bspw. Greifkraft, Andruckkraft) beeinflusst werden. Die Greifkraft ist eine zangenartige Kraft, die beim Greifen eines Griffes vom Menschen ausgeübt wird. Die Andruckkraft ist die vom Menschen über die Maschine in die Umgebung wirkende Kraft.

2.2 Mechanische Wirkung des Hand-Arm-Systems auf technische Systeme

In diesem Kapitel wird aufgezeigt, wie die mechanische Interaktion des menschlichen Hand-Arm-Systems (HAS) mit einem technischen System das dynamische Verhalten des technischen Systems beeinflussen kann. Zunächst werden allgemeine Zusammenhänge bzgl. der mechanischen Mensch-Maschine-Interaktion erläutert. Anhand des Beispielsystems eines handgehaltenen Bohrhammers wird der Einfluss des HAS auf die Vibration eines Bohrhammers genauer betrachtet. Im Folgenden werden im Hinblick auf die mechanische Mensch-Maschine-Interaktion die zwei Schwerpunkte *Mensch* und *technisches System* unterschieden. Der Schwerpunkt Mensch umfasst die vom System auf den menschlichen Körper wirkenden Kräfte. Der Schwerpunkt *technisches System* betrifft die Auswirkungen der hieraus resultierenden Reaktionskräfte auf das System selbst.

Im Hinblick auf den *Menschen* beschreibt Griffin die „komplexen Interaktionen“ (Griffin, 1990, S. 533) im Kontext von Vibrationen am HAS. Abbildung 2.2 gibt eine Übersicht zu möglichen Wechselwirkungen.

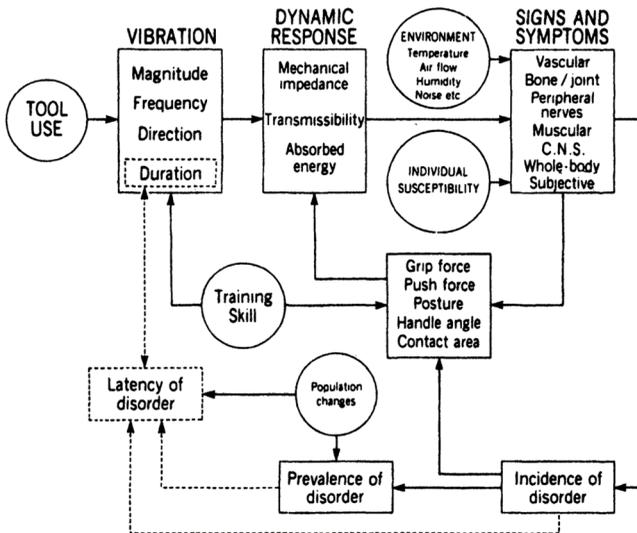


Abbildung 2.2: Konzeptionelle Darstellung von Einflussfaktoren bzgl. der Schwingungseinwirkung auf den Menschen. (Griffin, 1990, S. 533)

Neben der mechanischen Interaktion (vgl. Dynamic Response) wird auch der physiologische und psychologische Einfluss erläutert. Griffin betont hierbei die multimodale Interaktion. So kann bspw. ein haptischer Sinneseindruck zu einer Beeinflussung der Körperkräfte und somit zu einer veränderten mechanischen Interaktion führen. Durch die stets wechselseitige Beeinflussung der Systeme im Kontext der Mensch-Maschine-Interaktion können diese Faktoren zu einem gewissen Grad auch auf die Beeinflussung des technischen Systems durch den Menschen übertragen werden. Mit dem Fokus auf der Entwicklung eines HAM zur Abbildung der Schwingungseigenschaften des menschlichen HAS steht in diesem Kapitel der schwingungstechnische Einfluss des HAS auf das technische System im Vordergrund.

Im Folgenden wird der relevante Stand der Forschung zu Untersuchungen der mechanischen Mensch-Maschine-Interaktion am Beispiel handgehaltener Maschinen erläutert, da der Mensch hier im direkten Leistungsfluss steht. Der Einfluss der Vorschubkraft, Greifkraft und Armhaltung wird in separaten Abschnitten betrachtet.

Der Einfluss der **Vorschubkraft** auf die Vibration eines Bohrhammers wurde von Jahn (1985), Uhl, Bruchmüller und Matthiesen (2019), Mangold (2019) sowie Lindenmann, Uhl, Gwosch und Matthiesen (2021) untersucht. Die Vorschubkraft beim Bohrer entspricht der statischen Kontaktkraft zwischen Werkzeug und Untergrund in Bohrrichtung. Die Vorschubkraft besteht aus der Andruckkraft des Menschen und, je nach Bohrrichtung (horizontal, vertikal), aus dem Eigengewicht der Maschine. In den genannten Studien konnte kein einheitlicher Einfluss der Vorschubkraft auf die Vibration der Maschine festgestellt werden. Die Autoren unterscheiden in der Beschreibung der Vibration zwischen dem Effektivwert der Beschleunigung (RMS – Root-Mean-Square) und dem frequenzbewerteten Beschleunigungswert a_{hv} (vgl. DIN EN ISO 5349-1:2001). Der a_{hv} -Wert dient hierbei als Bemessungsgröße für die schädigende Wirkung von Vibrationen am HAS und gewichtet Frequenzen im Bereich um 16 Hz am stärksten. Eine genaue Definition des Bewertungsfilters kann der genannten Norm entnommen werden.

In der Studie von Jahn (1985) wurde für eine einhändige Maschinenbedienung über den Hauptgriff festgestellt, dass der a_{hv} -Wert mit zunehmender Vorschubkraft sinkt. Uhl et al. (2019) beobachteten hingegen eine Zunahme des Effektivwertes bei erhöhter Vorschubkraft am Hauptgriff. Mangold (2019) fand in einer explorativen Studie mit zwei Probanden in einer Bohreranwendung ebenfalls eine Zunahme des Effektivwertes der Beschleunigung am Hauptgriff. Hierauf aufbauend wurde in der Studie von Lindenmann et al. (2021) mit 15 professionellen Anwendungstechnikern der Einfluss der Vorschubkraft auf den Effektivwert der Beschleunigung in

Bohrriechtung sowie den a_{hv} -Wert untersucht. In dieser Studie wurde ein unterschiedlicher Einfluss auf den Effektivwert sowie den a_{hv} -Wert beobachtet. Während der a_{hv} -Wert am schwingungsentkoppelten Hauptgriff sowie am Seitengriff mit zunehmender Vorschubkraft sank, stieg der Effektivwert der Vibration am Hauptgriff. Am Seitengriff hingegen sank der Effektivwert der Vibration. Der abnehmende Trend des a_{hv} -Wertes bestätigt die Ergebnisse von Jahn (1985), während der zunehmende Trend des Effektivwertes am Hauptgriff die Aussagen von Uhl et al. (2019) stärkt. Die Abnahme der a_{hv} -Werte sowie des Effektivwertes am Seitengriff wird in den genannten Quellen hypothetisch durch eine stärkere Kopplung des menschlichen HAS erklärt. Uhl (2022, S. 120) beobachtete in einer Untersuchung zu Querkräften am Bohrhämmer ebenfalls eine Zunahme des a_{hv} -Wertes am Hauptgriff mit steigenden Querkräften. Dieser Effekt wird in der Arbeit von Uhl auf ein Überbrücken der Griffentkopplung in Querrichtung zurückgeführt. Die Ursache der unterschiedlichen Trends in den einzelnen Studien konnte nicht abschließend geklärt werden. Uhl (2022, S. 121) schlägt hierzu Untersuchungen zum Einfluss der Griffentkopplung vor. Dies verdeutlicht die Abhängigkeit des Gesamtsystemverhaltens von individuellen und teils unbekanntem Einflussfaktoren in der Mensch-Maschine-Interaktion.

Zum Einfluss der **Greifkraft** auf die Vibration technischer Systeme finden sich nur wenige umfangreiche Studien. Bekannte Veröffentlichungen fokussieren vielmehr Methoden zur Messung der Greifkraft während einer Anwendung. Einige Studien berichten von modifizierten Maschinengriffen auf Basis von Dehnungsmessstreifen. Der Griff wird hierzu in Segmente geteilt, die über eine kommerzielle oder individuell konstruierte Kraftmesseinrichtung verbunden sind (vgl. Dempsey, McGorry, Cotnam und Braun (2000); McGorry (2001)). Eine vom Autor dieser Arbeit mitentwickelte Methode zur Festlegung der Griffsegmentierung wurde von Schröder et al. (2020) und Schröder et al. (2022) publiziert.

Alternativ zu einer konstruktiven Anpassung der Messgriffe beschreiben Welcome, Rakheja, Dong, Wu und Schopper (2004) sowie Kalra, Rakheja, Marcotte, Dewangan und Adewusi (2015b) die Verwendung von sog. Kraftmessfolien. Hierbei handelt es sich um eine Sensormatrix in einer folienähnlichen Struktur, die in der Lage ist, Druckverteilungen zu messen. In den Studien von Lindenmann et al. (2021), Kaulbars und Lemerle (2007) sowie Kaulbars (2006) wurden mithilfe dieser Folien Greifkräfte an zylinderförmigen Maschinengriffen in der Anwendung gemessen. Abbildung 2.3 zeigt die beispielhafte Darstellung eines Bohrhammers mit segmentiertem Hauptgriff (a) sowie applizierten Kraftmessfolien (b).



Abbildung 2.3: Exemplarische handgehaltene Maschinen zur Messung von Greifkräften während der Anwendung: a) modifizierter Hauptgriff (Matthiesen, Mangold & Bruchmüller, 2018), b) Nutzung von Kraftmessfolien (Lindenmann et al., 2021).

Die berichteten Greifkraftwerte unterscheiden sich deutlich und hängen stark von der Maschinenart, Maschinengewicht und Anwendung ab. Die berichteten Werte liegen im Bereich von 18-210 N und sind, unterteilt nach den jeweiligen Studien, in Tabelle 2.1 aufgeführt.

In den Untersuchungen durch Jahn (1985) und Matthiesen, Mangold und Bruchmüller (2018) konnte bei eingestellter Greifkraft eine abfallende Tendenz der Vibration mit zunehmender Greifkraft gemessen werden (Mangold, 2019; Matthiesen, Mangold & Bruchmüller, 2018). In der Bohrhammerstudie von Lindenmann et al. (2021) findet sich ein Bericht zur Messung der Greifkraft an einem Bohrhammer mit 15 professionellen Anwendungstechnikern. Durch die Nutzung professioneller Anwender kann davon ausgegangen werden, dass die resultierenden Greifkräfte in einem Bereich liegen, der für eine Nutzung der untersuchten Maschine in einem industriellen Umfeld repräsentativ ist. Lindenmann et al. (2021) führten mithilfe der gemessenen Greifkraft- und Vibrationswerte eine Korrelationsanalyse durch, wobei signifikante Korrelationen zwischen Greifkraft und Vibrationswert festgestellt wurden. Generell zeigten die Daten eine abnehmende Tendenz der Vibration mit zunehmender Greifkraft. Es ist jedoch darauf hinzuweisen, dass durch die reine Korrelationsanalyse keinen kausalen Zusammenhang belegt. Nach Griffin (1990, S. 533 & 540) finden in diesem Kontext mutuale Wechselwirkungen statt, sodass die Höhe der Greifkraft auch durch den Vibrationseindruck beeinflusst werden kann. In Bezug auf die vorherig genannten Studien ist allerdings auch hier davon auszugehen, dass durch eine erhöhte Greifkraft die Vibrationswerte sinken. Der Einfluss der Greifkraft auf die Vibration handgehaltener Maschinen betont die Abhängigkeit der Mensch-Maschine-Interaktion von der Greifkraft.

Tabelle 2.1: Berichtete Greifkräfte an unterschiedlichen handgehaltenen Maschinen.

Autor	Maschine und Randbedingungen	ermittelte Greifkraft
Jahn (1985)	Bohrhammer – <i>Einhandbedienung über den Hauptgriff</i>	Kraftbereich am Hauptgriff 30 bis 100 N
Kaulbars (2006)	Meißelhammer, Aufbruchhammer, Stampfer, Winkelschleifer – <i>Zweihandbedienung</i>	Kraftbereich im Zweihandbetrieb: 63 bis 210 N
Kaulbars und Lemerle (2007)	Winkelschleifer und Vertikalschleifer – <i>Zweihandbedienung</i>	Mittelwert am Hauptgriff: 18,4 N (Winkelschleifer); 50,7 N (Vertikalschleifer)
Matthiesen, Mangold und Bruchmüller (2018)	Bohrhammer- und Impulsschrauber – <i>Einhandbedienung</i>	Mittelwert am Hauptgriff: 20 bis 95 N ²
Lindenmann et al. (2021)	Bohrhammer, horizontales Bohren – <i>Zweihandbedienung</i>	Median am Seitengriff: 26,8 N Median am Hauptgriff: 137,2 N

Die Vibration handgehaltener Maschinen bei unterschiedlichen **Armhaltungen** wurde in den Studien von Jahn (1985), Uhl et al. (2019) und Lindenmann et al. (2021) untersucht. In der Studie von Jahn wurde der Unterschied zwischen Hammerbohren in horizontaler Richtung und vertikal nach unten untersucht. Die Vorschubkraft war in beiden Bohrrichtungen konstant. Es wurde festgestellt, dass in der untersuchten Stichprobe die frequenzbewertete Griffbeschleunigung a_{hv} für horizontales Bohren geringer war. Als mögliche Ursache nennt Jahn, dass beim horizontalen Bohren die Andruckkraft, die der Anwender für die gleiche Vorschubkraft

² In der Studie von Matthiesen et al. (2018a) wurden die Probanden an beiden handgehaltenen Maschinen angewiesen subjektiv niedrige und hohe Greif- und Andruckkräfte aufzubringen. Die angegebenen Kraftwerte beschreiben die Unter- und Obergrenze.

aufbringen muss, höher ist und dementsprechend die „[...] Versteifung und Dämpfung des Hand-Arm-Systems größer als beim Senkrechtbohren gewesen ist“ (Jahn, 1985, S. 58).

In der Untersuchung von Lindenmann et al. (2021) wurde ebenfalls der Einfluss der Bohrrichtung und demzufolge der Arm- und Körperhaltung auf die Vibration eines Bohrhammers untersucht. In der Studie von Lindenmann et al. wurden konstante Vorschubkräfte in horizontaler Richtung und vertikaler Richtung nach unten untersucht. Die untersuchten Körperhaltungen sind in Abbildung 2.4 (a und b) dargestellt. Abweichend von den Ergebnissen von Jahn wurden am Hauptgriff für *Bohren vertikal nach unten* niedrigere Vibrationswerte gemessen. Lindenmann et al. argumentieren hierbei, dass beim vertikalen Bohren nach unten bei gleichbleibender Vorschubkraft eine geringere Andruckkraft im Vergleich zum horizontalen Bohren aufgebracht werden musste. Die niedrigeren Vibrationswerte am Hauptgriff beim Bohren vertikal nach unten wurden auf eine bessere Isolationswirkung der Schwingungsentkopplung am Hauptgriff zurückgeführt. Die Tendenzen der Vibrationswerte für horizontales Bohren und vertikales Bohren nach unten am Seitengriff sind hierbei gegenläufig zu denen der Vibrationswerten am Hauptgriff und bestätigen die Ergebnisse von Jahn.

Obwohl der Einfluss der Armhaltung auf die Vibration nicht im Fokus der Bohrhammerstudie von Uhl et al. (2019) stand, zeigen die angegebenen Daten ebenfalls einen Einfluss der Bohrrichtung und damit einhergehend der Armhaltung auf die Maschinenvibration. Es wurden *horizontales Bohren*, *vertikales Bohren nach unten* und *vertikales Bohren nach oben* (vgl. Abbildung 2.4 – c) untersucht. Beim Vergleich der angegebenen Beschleunigungswerte für die subjektiv niedrige Vorschubkraft, lässt sich der niedrigste Vibrationswert beim horizontalen Bohren und der höchste Vibrationswert beim vertikalen Bohren nach unten feststellen. Unter Berücksichtigung der Begründung von Jahn, dass mit zunehmender Versteifung des HAS die Vibration abnimmt, ist allerdings zu erwarten, dass bei vertikalem Bohren nach oben minimale Vibrationswerte auftreten, da der Anwender bei gleichbleibender Vorschubkraft zusätzlich das Maschinengewicht stützen muss und daher hier die höchste Andruckkraft aufbringt. Laut den von Uhl et al. (2019) dargestellten Werten liegt am Hauptgriff für hohe Vorschubkräfte in vertikaler Richtung nach oben allerdings der höchste Vibrationswert vor.

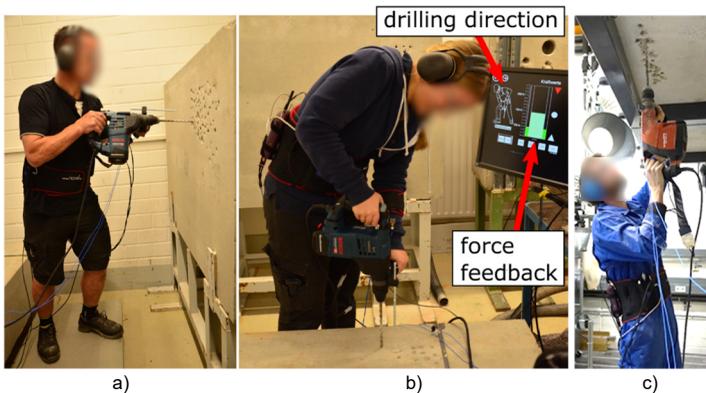


Abbildung 2.4: Untersuchte Körperhaltungen in (Lindenmann et al., 2021) und (Uhl, Lindenmann & Matthiesen, 2021) (a) & (b). Die Abbildung wurde (Uhl et al., 2021) entnommen. Es handelt sich jedoch um das selbe Experiment. (c) Überkopf-Körperhaltung in der Studie von Uhl et al. (2019).

Fazit: In diesem Kapitel wurde der Einfluss der drei Größen *Vorschubkraft*, *Greifkraft* und *Armhaltung* auf die Vibration handgehaltener Maschinen erläutert. Lediglich in Bezug auf den Faktor *Greifkraft* herrscht in der Forschung Einigkeit darüber, dass die Vibrationen an der handgehaltenen Maschine bei zunehmender Greifkraft abnehmen. Für die Faktoren *Vorschubkraft* und *Armhaltung* konnte keine einheitliche Tendenz in den genannten Studien gefunden werden. Aus den genannten Studien geht die Ursache für die abweichenden Ergebnisse nicht hervor. Um ein tiefergehendes Verständnis der dynamischen Zusammenhänge und Wechselwirkungen in Mensch-Maschine-Systemen zu erlangen, kann auf HAM zurückgegriffen werden. Durch diese kann der Mensch wirkungsäquivalent und reproduzierbar abgebildet werden, sodass gemessene Effekte auf die Eigenschaften der Maschine zurückgeführt werden können.

2.3 Grundlagen der mechanischen Impedanz

Bei der mechanischen Impedanz handelt es sich um eine Größe, die die Schwingungseigenschaften eines Objektes im Frequenzbereich beschreibt. Diese Größe bildet im Kontext der Bildung von HAM eine Grundlage zur Darstellung der dynamischen Eigenschaften des HAS für mechanische Schwingungen.

Als Schwingung wird nach der Literatur eine zeitlich zu- und abnehmende Änderung einer systemischen Zustandsgröße bezeichnet (DIN 1311-1:2000). DIN 1311-1:2000 bietet eine Definition zur Kategorisierung von Schwingungen in deterministische und stochastische Schwingungen. Der Fokus in dieser Arbeit liegt auf deterministischen Schwingungen. Im Folgenden wird der Begriff der mechanischen Impedanz mit grundlegenden Interpretationsanleitungen am Beispiel eines Einmassenschwingers unter harmonischer Anregung erläutert

Bei einer harmonischen Schwingung eines Körpers lässt sich die Bewegung durch eine Sinus- bzw. Cosinus-Funktion der Form

$$x(t) = \hat{x} * \sin(\omega t + \phi_0) = \hat{x} * \cos\left(\omega t + \phi_0 - \frac{\pi}{2}\right) \quad 1$$

beschreiben. \hat{x} ist hierbei die Amplitude, ω die Kreisfrequenz und ϕ_0 den Phasenwinkel. Für einen linearen Einmassenschwinger mit einem Freiheitsgrad unter harmonischer Anregung, wie in Abbildung 2.5 dargestellt, kann folgende Bewegungsgleichung aufgestellt werden:

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + kx = F_{\text{ext}} \quad 2$$

Auf die Notation der Zeitabhängigkeit wird verzichtet. m beschreibt die Masse, d den Dämpfungsparameter und k den Steifigkeitsparameter des Einmassenschwingers. x , \dot{x} und \ddot{x} ist die Ortskoordinate mit ihrer ersten und zweiten Zeitableitung.

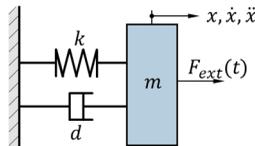


Abbildung 2.5: Einmassenschwinger mit einem Freiheitsgrad unter externer Kraftanregung. (Eigene Abbildung)

Unter Annahme einer harmonischen Anregung mit der Kreisfrequenz ω wird die Bewegungsgleichung zur Beschreibung der mechanischen Impedanz mit einer Fourier-Transformation $\mathcal{F}(x(t)) = X(i\omega)$ in den Frequenzbereich transformiert.

$$(m(i\omega)^2 + d i\omega + k)X(i\omega) = F(i\omega) \quad 3$$

$X(i\omega)$ und $F(i\omega)$ bezeichnen jeweils die Fourier-Transformierten der zeitabhängigen Größen.

Für die Zeitableitung resultiert im Frequenzbereich:

$$\mathcal{F}\left(\frac{d(x(t))}{dt}\right) = i\omega X(i\omega) = \dot{X}(i\omega) \quad 4$$

Die mechanische Impedanz (MI) ist hierbei nun als das komplexwertige Verhältnis aus Kraft und Geschwindigkeit definiert.

$$MI(i\omega) = \frac{F(i\omega)}{\dot{X}(i\omega)} = i\omega m + d + \frac{k}{i\omega} \quad 5$$

Analog zur elektrischen Impedanz kann die MI als ein frequenzabhängiger komplexwertiger Widerstandswert gegen eine mechanische Schwingungsanregung gesehen werden.

Der erste Teil von Gleichung 5 gilt auch für den allgemeinen Fall:

$$MI(i\omega) = \frac{F(i\omega)}{\dot{X}(i\omega)} = \frac{\hat{F}(\omega)}{\hat{X}(\omega)} * e^{i(\phi_{0F}(\omega) - \phi_{0X}(\omega))} \quad 6$$

\hat{F} und \hat{X} beschreiben die jeweilige Amplitude in Abhängigkeit der Frequenz, ϕ_{0F} und ϕ_{0X} den Nullphasenwinkel der Kraft bzw. Geschwindigkeit bei einer gegebenen Frequenz.

Zur Vereinfachung der Interpretation der Ergebnisse werden zusätzlich die scheinbare Steifigkeit und die scheinbare Masse eingeführt. Die scheinbare Steifigkeit (AS³) ist als Verhältnis aus Kraft und Auslenkung im Frequenzbereich definiert (vgl. Gleichung 7).

$$AS(i\omega) = \frac{F(i\omega)}{X(i\omega)} = (i\omega)^2 m + i\omega d + k = MI(i\omega) * i\omega \quad 7$$

Ergänzend wird die scheinbare Masse (AM⁴) wie folgt aus dem Verhältnis aus Kraft und Beschleunigung im Frequenzbereich ermittelt.

³ AS: engl. Apparent Stiffness

⁴ AM: engl. Apparent Mass

$$AM(i\omega) = \frac{F(i\omega)}{\dot{X}(i\omega)} = m + \frac{d}{i\omega} + \frac{k}{(i\omega)^2} = \frac{MI(i\omega)}{i\omega} \quad 8$$

Die Größen MI, AM und AS können ineinander umgerechnet werden und beinhalten somit die gleiche Information bei unterschiedlicher Darstellung.

Im Kontext der Hand-Arm-Schwingungen hat sich in der Vergangenheit die MI als beschreibende Größe etabliert, da im HAS des Menschen Dämpfung dominiert (Reynolds & Soedel, 1972, S. 352). Anhand von Gleichung 5 ist erkennbar, dass in einer grafischen Darstellung der Impedanz der Dämpfungsanteil als Konstante auftritt. Der Einfluss der Steifigkeit nimmt mit dem Kehrwert der Frequenz ab, während der Einfluss der Masse mit der Frequenz zunimmt. Deutlich wird dies in Abbildung 2.6, in welcher der Betrag und die Phase der MI der mechanische Grundelemente *Feder*, *Masse*, *Dämpfer* sowie des Einmassenschwingers aus Abbildung 2.5 in doppellogarithmischer Darstellung (hier $\log_{10}(\cdot)$) abgebildet sind. In dem dargestellten Beispiel wurde mit den Werten $m = 10^{-1} \text{ kg}$, $d = 10 \text{ Ns/m}$ und $k = 10^4 \text{ N/m}$ gerechnet. Als Eigenkreisfrequenz des Einmassenschwingers wurde ein Wert von $\omega_0 = \sqrt{k/m} = 316,2 \text{ s}^{-1}$ ($= 50,3 \text{ Hz}$) ermittelt, was mit der abzulesenden Frequenz des Nulldurchgangs der Phase übereinstimmt. Die Phasengänge der jeweiligen Grundelemente sind den entsprechenden Graphen zu entnehmen.

Für eine Interpretation der nachfolgenden MI-Darstellungen in dieser Arbeit lassen sich nun folgende Aussagen ableiten: Eine MI, die durch eine Steifigkeit dominiert wird, ist durch einen abfallenden Betrag und einen negativen Phasenwinkel gekennzeichnet. Dieses Verhalten steht in kombinierten Systemen meist bei niedrigen Frequenzen im Vordergrund. Ein Verhalten, das einer Masse entspricht, zeigt sich durch einen mit der Frequenz ansteigenden Betrag und einen positiven Phasenwinkel und ist somit im höheren Frequenzbereich dominant. Das Dämpfungsverhalten wirkt in der Darstellung der MI über alle Frequenzen gleichermaßen, tritt besonders im Resonanzfall in Erscheinung und begrenzt die Schwingungsamplituden. Der Phasenwinkel ist hierbei null.

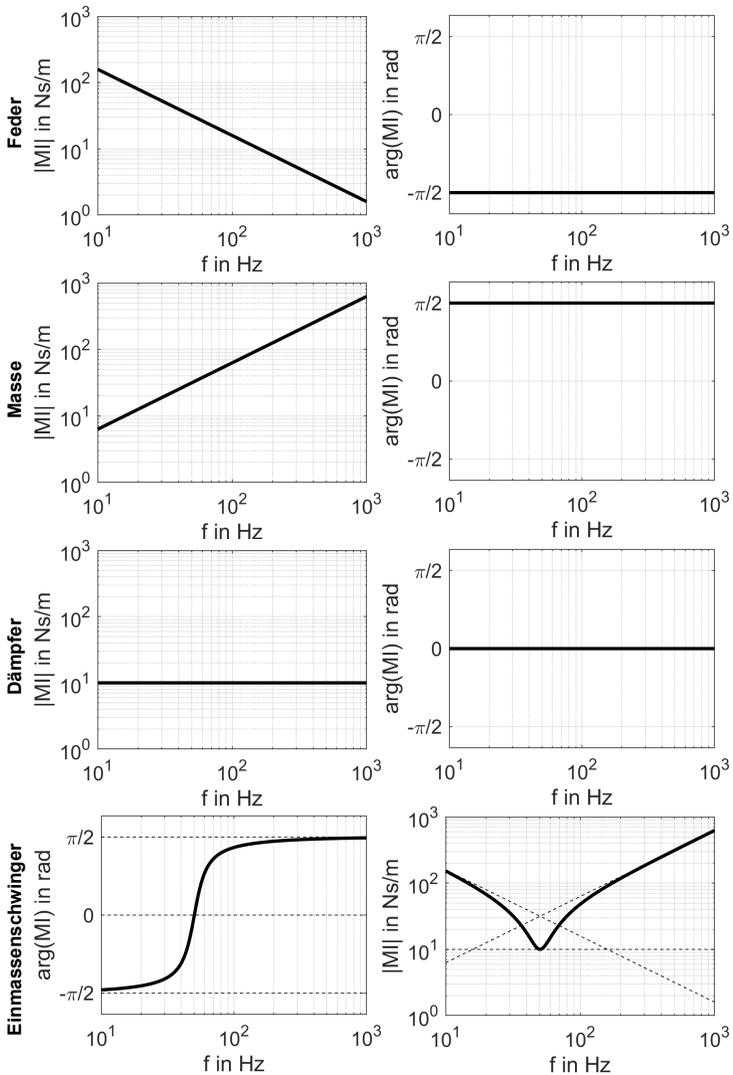


Abbildung 2.6: Mechanische Impedanz der mechanischen Grundelemente *Feder*, *Masse* und *Dämpfer* sowie eines Einmassenschwingers nach Abbildung 2.5.

$m = 10^{-1} \text{ kg}$; $d = 10 \text{ Ns/m}$; $k = 10^4 \text{ N/m}$

2.4 Messung der Schwingungseigenschaften des Hand-Arm-Systems

Die Messung der menschlichen Vibrationseigenschaften erfolgt in der Regel unter kontrollierten Laborbedingungen. Hierzu wird ein mechanischer Schwingerzeuger, meist elektromechanische oder hydraulische Shaker, zur Vibrationserzeugung angesteuert. Die Anregung des HAS erfolgt in der Regel über einen, an den Shaker angebrachten, Griff. Über den Einsatz geeigneter Messaufnehmer können die Vibrationseigenschaften des menschlichen HAS erfasst werden. Um Messbedingungen vergleichbar zu halten, wird in den meisten Fällen ein visuelles Feedback bzgl. der momentanen Greif- und Andruckkraft über eine entsprechende Anzeige gegeben

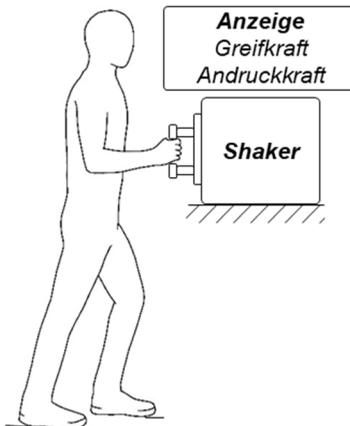


Abbildung 2.7: Schematische Darstellung der Messung der Vibrationseigenschaften des Hand-Arm-Systems. (Eigene Abbildung in Anlehnung an Aldien, Marcotte, Rakheja und Boileau (2006a))

Ziel dieses Kapitels ist es, unterschiedliche Messgrößen aus dem Bereich der Hand-Arm-Schwingung sowie deren Erfassung zu erläutern.

Wie bereits in Kapitel 2.3 erwähnt, hat sich die MI als beschreibende Größe der Vibrationseigenschaften des Menschen etabliert. Im Bereich dieser Hand-Arm-Schwingungen finden sich in der Literatur außerdem die Größen *Vibration Absorption* und *Vibration Transmission*. Beide Begriffe werden vor allem in der englischsprachigen Literatur verwendet und wurden analog übernommen. Im Folgenden werden diese Begriffe gegeneinander abgegrenzt und ihre Aussagekraft wird erläutert.

Bei einer gegebenen Anregungsfrequenz beschreibt die *Vibration Absorption* das Produkt aus Kraft und Geschwindigkeit im Frequenzbereich an der Krafteinleitungsstelle und trägt bei Verwendung von SI-Einheiten die Einheit *Watt*.

$$P(i\omega) = F(i\omega)\dot{X}(i\omega)$$

9

Die *Vibration Absorption* kann nicht direkt aus der *MI* abgeleitet oder mit ihr verglichen werden. Sie beschreibt die scheinbare Leistung mit Real- und Imaginärteil. Der Imaginärteil $\Im(P(i\omega))$ ist nach Dong et al. (2004) derjenige Anteil der Schwingleistung, der in potentielle Energie im HAS umgesetzt wird und von diesem wieder an die Vibrationsquelle abgegeben werden kann. Der Realteil $\Re(P(i\omega))$ der *Vibration Absorption* ist diejenige Leistung, die der Vibrationsquelle entnommen und folglich vom HAS dissipiert wird.

Nach Dong et al. (2004) besteht der Verdacht, dass die *Vibration Absorption* ursächlich für die Manifestierung verschiedener vibrationsinduzierter Erkrankungen ist. Derartige Erkrankungen reichen von einer Mangeldurchblutung der Finger (Raynaud-Syndrom) über eine Gelenkdegeneration bis hin zur Minderung der sensitiven Empfindsamkeit in den Händen. Eine umfangreiche Auflistung und Erläuterung arbeitsmedizinisch relevanter Erkrankungen findet sich im informativen Anhang in DIN EN ISO 5349-1:2001 sowie in der Arbeit von Griffin (1990) gegeben.

Während die *MI* das Verhältnis aus Kraft und Geschwindigkeit an der Krafteinleitungsstelle beschreibt, wird die *Vibration Transmission* als eine Übertragung von Vibrationen von einer Einleitungsstelle (i. d. R. an der Hand) an eine gewählte Stelle am menschlichen Körper angesehen. In einigen Studien wurden zur Messung der *Vibration Transmission* Beschleunigungssensoren mit Befestigungsbändern an festgelegten Stellen des menschlichen Armes appliziert (vgl. Abbildung 2.8 a). Aus dem Verhältnis der Beschleunigung an der Einleitungsstelle zu Messstelle am Arm im Frequenzbereich errechnet sich die *Vibration Transmission*. Kenntnisse zur Übertragung von Vibration an unterschiedliche Bereiche des menschlichen Armes kann zu einem besseren Verständnis des dynamischen Verhaltens des HAS beitragen. Dies kann als Ergänzung, nicht aber als Ersatz für die *MI* betrachtet werden. Die Messung der *Vibration Transmission* ist aufgrund des Messprinzips unsicherheitsbehaftet. Bei Verwendung von Beschleunigungssensoren hängt das Messergebnis von der Platzierung der Sensoren und der Art der Befestigung ab. Nach Welcome et al. (2015) erfolgt durch mechanische Vorspannung menschlichen Gewebes unter dem Befestigungsband eine lokale Versteifung, welche die Messergebnisse beeinflussen kann. Neben einer schwierigen räumlichen Ausrichtung der Beschleunigungssensoren kann die Trägheit des Sensors selbst das dynamische Verhalten beeinflussen und Messergebnisse verfälschen (Welcome et al., 2015).

Für eine rückwirkungsfreie Messung finden sich in der Literatur auch Studien zur kontaktlosen Messung mittels 1D- und 3D-Laservibrometern (vgl. Abbildung 2.8 b) (Concettoni & Griffin, 2009; Welcome et al., 2015). Hier besteht die Herausforderung darin, dass das Messsystem örtlich stationär installiert ist und so auf Positionsänderungen des HAS reagiert (Welcome et al., 2015). Dennoch sind Kenntnisse zur *Vibration Transmission* eine wichtige Grundlage für das Verständnis der Dynamik des HAS.

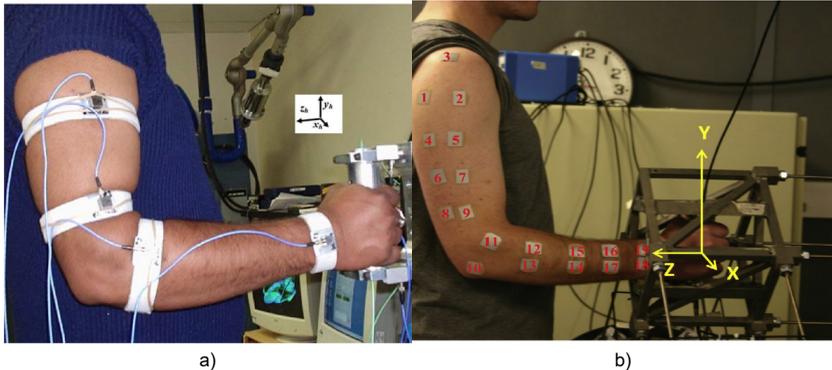


Abbildung 2.8: Messung der *Vibration Transmission* mittels (a) Beschleunigungsaufnehmer (Adewusi, Rakheja, Marcotte & Boutin, 2010) und (b) aufgebrachter Reflektormarkern für Laservibrometer (Welcome et al., 2015).

Zur Beschreibung der mechanischen Wirkung im Kontext der Hand-Arm-Vibration wird daher die MI herangezogen. Das Messprinzip unterscheidet sich von dem zur Messung der *Vibration Transmission* dahingehend, dass die mechanische Interaktion an der Schnittstelle zum technischen System, also an der Handfläche, gemessen wird. In der Literatur finden sich hierzu Berichte zur Verwendung sog. Messgriffe, durch die auf eine Sensoranbringung am Menschen verzichtet werden kann.

DIN EN ISO 10819:2019 definiert grundlegende Anforderungen an einen solchen Messgriff und schlägt im informativen Anhang eine mögliche Umsetzung vor. Der Messgriff, dargestellt in Abbildung 2.9, besteht aus einem zylindrischen Griffkörper (Pos. 4 und 8), der in zwei Griffschalen geteilt wird. Eingebroughte Kraftaufnehmer zwischen den Griffschalen ermöglichen eine Messung der Greifkraft. Der Griffzylinder ist über eine entsprechende Vorrichtung (Pos. 3 und 7) mit zwischengeschalteten Kraftaufnehmern (Pos. 2) mit einem sog. Grundkörper (Pos. 1) verbunden. Eine aufgebrachte Andruckkraft wird über die Kraftaufnehmer an Position 2 erfasst. Die

Vibrationseinleitung durch den Shaker erfolgt am Grundkörper. Dynamische Reaktionskräfte des nachgeschalteten Griffzylinders und des menschlichen HAS werden ebenfalls über die Kraftaufnehmer an Position 2 erfasst. Als kinematische Größe, aus der über die scheinbare Masse später die Impedanz errechnet werden kann, wird die Beschleunigung am Griffzylinder (Pos. 5) gemessen. Eine zentrale Anforderung ist, dass der Messgriff im Bereich von 25 bis 1250 Hz keine Eigenfrequenzen aufweist. So wird verhindert, dass Messungen am HAS durch schwer zu kompensierende Resonanzen des Messgriffes verfälscht werden.

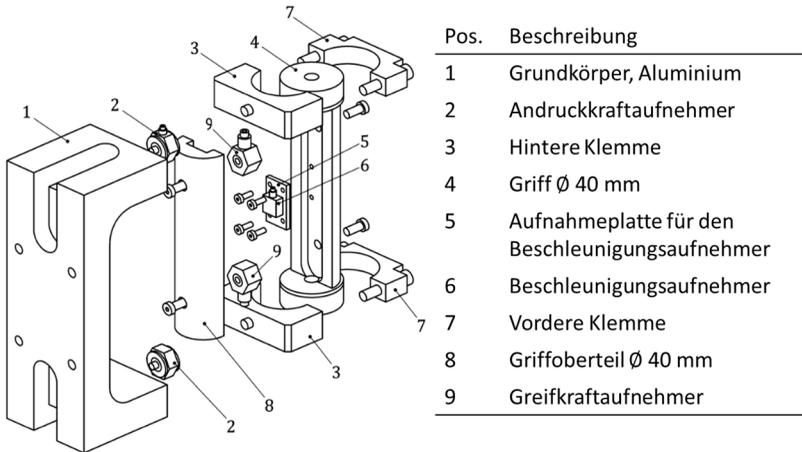


Abbildung 2.9: Messgriff nach DIN EN ISO 10819:2019. Die Legende wurde der Quelle entnommen und neu angeordnet.

In der aktuellen Forschung findet sich eine Vielzahl an Nachweisen zu verwendeten Messgriffen. Die konkrete Gestalt kann von der in DIN EN ISO 10819:2019 vorgeschlagenen Umsetzung abweichen. Verschiedene Messgriffe sind exemplarisch in Abbildung 2.10 dargestellt.

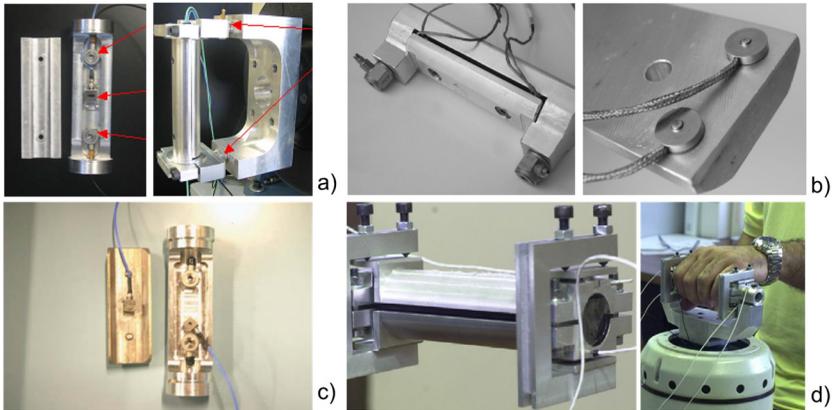


Abbildung 2.10: Beispiele für Messgriffe: a) Aldien et al. (2006a), b) Besa, Valero, Suñer und Carballeira (2007); c) Dong, Welcome, McDowell und Wu (2006); d) Forte (2017).

Für die Anregungsform des HAS finden sich in der Literatur verschiedene Beschreibungen. Eine einfache Möglichkeit ist die Anregung mit einem einzelnen Sinussignal bei möglichst unterschiedlichen Frequenzen. Im Bereich der Hand-Arm-Vibration haben sich die Frequenzen eines 1/3-Oktavbandes etabliert. Ausgehend von einer Grundfrequenz f_0 werden die nachfolgenden Frequenzen f_n durch folgende Gleichung ermittelt:

$$f_n = (2^{1/3})^n * f_0; n \in \mathbb{N} \quad 10$$

Bei niedrigen Frequenzen ist der Frequenzabstand somit kleiner als bei hohen Frequenzen. Ein wesentlicher Vorteil dieser Methode ist, dass nichtlineare dynamische Reaktionen, wie Höherharmonische, leicht von der eigentlichen Anregung unterschieden werden können. So können bspw. durch Änderung der Anregungsamplitude Aussagen über nichtlineare Eigenschaften des HAS getroffen werden. Ein Nachteil, der diese Methode für Untersuchungen am Menschen nur wenig praktikabel erscheinen lässt, ist der Zeitbedarf für eine einzelne Messung. Für jede einzelne Sinusanregung ist eine gewisse Mittelungsdauer notwendig (bspw. ca. 10 s). Hinzu kommt das Einschwing- und Ausschwingverhalten des Shakers für die Untersuchung einer einzelnen Frequenz. Das konstante Halten von Greif- und Andruckkraft durch den Probanden während der Messung über unterschiedliche Frequenzanregungen hinweg kann hierdurch zu einer Herausforderung werden. Zur Erhöhung des Informationsgehaltes der Impedanzmessung wurde in Studien von

Burström (1990) und Besa et al. (2007) ein Sinus-Sweep mit zeitlich ansteigender oder abfallender Frequenz verwendet. Für eine korrekte Messung darf die Rate der Frequenzerhöhung nicht zu hoch gewählt werden, da sonst die Systemantwort der Anregung nicht folgen kann. Entsprechend ist der Nachteil eines hohen Zeitaufwandes für eine vollständige Erfassung der MI über einen breiten Frequenzbereich zu nennen.

Griffin (1990, S. 538) beschreibt alternativ die Möglichkeit, das HAS mit Signalen konstanter Bandbreite, also unveränderlichem Frequenzinhalt, zu untersuchen. Als mögliche Signalformen für eine kontinuierliche Anregung, die in der allgemeinen Versuchstechnik zur Charakterisierung technischer Systeme Anwendung finden, können die *Rauschanregung* (vgl. Untersuchungen von Marcotte, Aldien, Boileau, Rakheja und Boutin (2005)) und die *Multisinusanregung* genannt werden. Bei beiden Signalformen werden mehrere Frequenzen gleichzeitig angeregt. Bei einem idealen Rauschen handelt es sich um eine stochastische Anregungsform mit einem kontinuierlichen Frequenzinhalt, während eine Multisinusanregung einer deterministischen Bestimmungsgleichung folgt und nur einzelne diskrete Frequenzen anregt. Die Messdauer wird in beiden Fällen durch eine gleichzeitige Anregung mehrerer Frequenzen erheblich reduziert und im Wesentlichen durch die notwendige Auflösung zur Unterscheidung von einzelnen Frequenzen im Spektrum bestimmt. Bei einer Messung mit einer gegebenen Dauer T ergibt sich nach entsprechender Fourier-Transformation der Frequenzabstand Δf zu:

$$\Delta f = 1/T$$

11

Mit längeren Messzeiten steigt die Frequenzauflösung. Bei einer Messdauer von 10 s können im Frequenzspektrum somit Frequenzen von 0,1 Hz unterschieden werden. Zur einheitlichen und validen Messung der MI des menschlichen HAS beschreiben Dong et al. (2006) eine Methode zur Untersuchung und Kalibrierung des Messgriffes. Ein ähnliches Vorgehen wird von Mangold (2019) aufgeführt. Der Autor der vorliegenden Arbeit entwickelte einen auf die Methode nach Dong et al. aufbauenden Ansatz mit (Heyden, Lindenmann, Matthiesen & Krause, 2021). In den genannten Quellen wird ein Vorgehen erläutert, durch das der Messfehler aufgrund der dynamischen Eigenschaften des Messgriffes reduziert wird. Hierzu wird zunächst die sog. Leerimpedanz des Messgriffes, also die Impedanz ohne angreifendes HAS, ermittelt. Mangold nutzte dieses Vorgehen, um die Impedanz des menschlichen HAS mittels eines modifizierten Impulsschraubers in Rotationsrichtung zu bestimmen. Die Anregung erfolgte durch die Impulswirkung mit einer Schlagfrequenz von ca. 23Hz. Die ermittelte Leerimpedanz des Messgriffes wurde nachfolgend von der gemessenen Impedanz, bestehend aus der Impedanz des Menschen zzgl. Messgriff, abgezogen, womit der Einfluss des Messgriffes entfernt

wurde. In einer nachgelagerten Verifikationsmessung wurden unterschiedliche Prüfmassen an den Messgriff angebracht, die korrigierte MI ermittelt und gegen die zu erwartenden theoretischen Werte verglichen. Mangold stellte bei der genannten Einzelanregung bei 23 Hz eine zu erwartende Messabweichung von 2,2% fest. Bei Dong et al. (2006) und Heyden et al. (2021) erfolgte die Kompensation der Leerimpedanz über einen breiteren Frequenzbereich. Erweiternd zu der Methode, die Mangold eingesetzt hatte, nutzten Dong et al. und Heyden et al. zusätzlich zum Abzug der Leerimpedanz eine frequenzabhängige Kalibrierung. Diese korrigiert ein Über- bzw. Unterschätzen der Impedanz bei unterschiedlichen Frequenzen. Während Dong et al. diese frequenzabhängige Kalibrierung anhand der Leerimpedanz durchführten, wurden in der Methode nach Heyden et al. unterschiedliche Kalibriergewichte mit bekanntem dynamischen Verhalten an den Messgriff angebracht und die frequenzabhängige Kalibrierung als mathematisch beschreibbare stetige Funktion abgeleitet. Hierdurch fand eine Kalibrierung des Messgriffes im dynamisch belasteten Zustand statt. Durch die Beschreibung der Kalibrierung als stetige mathematische Funktion ist diese auf andere Anregungsfrequenzen übertragbar.

2.5 Die mechanische Impedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems

Im Folgenden wird der für diese Arbeit relevante Stand der Forschung zur mechanischen Impedanz (MI) des menschlichen Hand-Arm-Systems (HAS) erläutert. Um das Verständnis der beschriebenen Eigenschaften zu erleichtern, wird zudem auszugswise die *Vibration Transmission* des HAS dargestellt. Zu Beginn des Kapitels wird zunächst das Koordinatensystem der Hand definiert. Anschließend wird das Schwingungsverhaltens des HAS bei unterschiedlichen Frequenzen allgemein beschrieben. Anhand ausgewählter Studien wird der Einfluss der *Greifkraft*, *Andruckkraft* und *Armhaltung* auf die MI aufgezeigt.

Das grundlegende Koordinatensystem, das die Raumrichtungen des HAS an der Hand festlegt, ist in DIN EN ISO 5349-1:2001 definiert und in Abbildung 2.11 dargestellt. Der Fokus in dieser Arbeit liegt auf der MI entlang der z_h -Achse.

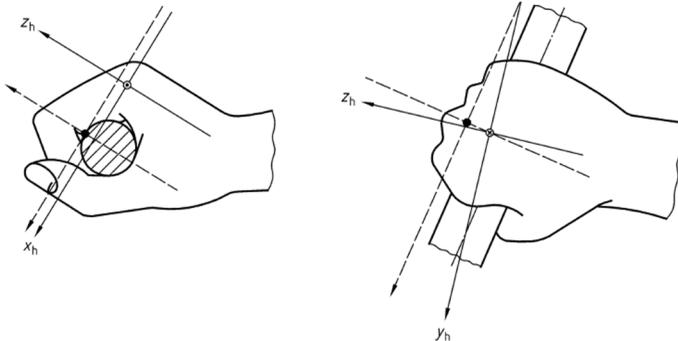


Abbildung 2.11: Handzentriertes Koordinatensystem nach DIN EN ISO 5349-1:2001. Die z_h -Achse zeigt entlang des Unterarmes, die x_h -Achse ist orthogonal zum Handrücken orientiert, die y_h -Achse verläuft orthogonal zu z_h und x_h in Richtung des Daumens.

Die MI des HAS, als beschreibende Größe für die dynamischen Eigenschaften, gibt Auskunft über Masse-, Dämpfungs- und Steifigkeitseigenschaften (vgl. Abbildung 2.6, S. 18). Hierbei ist zu beachten, dass die dynamischen Eigenschaften des HAS frequenzabhängig sind. So werden niederfrequente Vibrationen von der Hand bis in die Schulterpartie und den restlichen Körper geleitet. Mit steigender Frequenz werden die weit von der Einleitungsstelle entfernten Teile des Körpers durch die elastischen Eigenschaften des beteiligten Gewebes von der Schwingung entkoppelt. Bei besonders hochfrequenten Schwingungen beschränkt sich das Vibrationsgeschehen somit auf die Handfläche und die Finger. Diese Eigenschaften wurden anhand von Messungen zur *Vibration Transmission* nachgewiesen (Pyykkö, Färkkilä, Toivanen, Korhonen & Hyvärinen, 1976; Welcome et al., 2015).

Berichte zu Untersuchungen der Schwingungseigenschaften des menschlichen HAS stammen teilweise aus den 1970er Jahren. Dennoch sind die Zusammenhänge zwischen den Schwingungseigenschaften und möglichen Einflussfaktoren bis heute nicht abschließend geklärt. Im Bericht von Kinne, Latzel, Melzig-Thiel und Schatte (2011) steht hierzu: „Die in den Fachveröffentlichungen vorgefundenen Impedanzkurven [...] weichen zum Teil erheblich voneinander ab. Leider sind die Beschreibungen der Versuchsbedingungen oft unvollständig, sodass Ursachen für die Abweichungen nicht oder nur schwer gefunden werden können“ (Kinne et al., 2011, S. 21). So haben neben mechanischen Einflussfaktoren, wie die *Greif- und Andruckkraft*, bspw. auch die *Gelenkwinkel des Armes* oder die individuellen *anthropometrischen Eigenschaften* des Menschen einen Einfluss auf die MI (ISO 10068:2012). Der Fokus in dieser Arbeit liegt auf den Einflussfaktoren Greif- und Andruckkraft

sowie Armhaltung (Gelenkwinkel des Armes), da diese Faktoren während einer Mensch-Maschine Interaktion durch den Menschen beeinflusst werden können. Der Stand der Forschung beruht zu einem Großteil auf Untersuchungen zu diesen drei Faktoren bei unterschiedlichen Anregungsrichtungen. Eine Übersicht über diese Studien und die relevanten Studienparameter wird am Ende dieses Kapitels in Tabelle 2.2 gegeben.

Die MI nach ISO 10068:2012 ist für die z_h -Richtung in Abbildung 2.12 unterteilt nach Betrag und Phase dargestellt. Durch die tendenziell horizontale Lage der Betragskurve und betragsmäßig kleine Phasenwinkel werden die dämpfenden Eigenschaften des HAS verdeutlicht. Die angegebenen mechanischen Impedanzen sind für Greifkräfte von 25 bis 50 N und Andruckkräfte unter 50 N definiert. Nach Dong et al. (2006, S. 808) handelt es sich bei den Kurven aus ISO 10068:2012 um eine Zusammenfassung mehrerer Studien. Eine Unterteilung nach Einflussfaktoren ist nicht gegeben, sodass eine gewisse Unschärfe in den Werten verbleibt. Gleichzeitig werden aufgrund der hohen Streuung der Werte in der Norm die Genauigkeit und die Reliabilität der Ergebnisse angezweifelt (Dong et al., 2006, S. 808), was die Relevanz weiterer Forschung verdeutlicht.

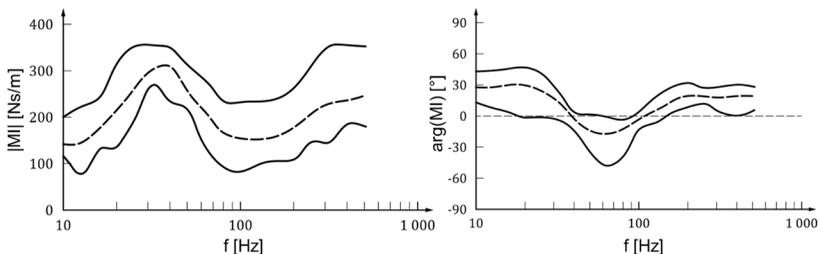


Abbildung 2.12: Mechanische Impedanz des menschlichen HAS nach ISO 10068:2012 in z_h -Richtung.

Im Folgenden wird der bekannte Einfluss der genannten Faktoren auf Grundlage ausgewählter Quellen mit ähnlichen Versuchsbedingungen erläutert.

Im Stand der Forschung findet sich die allgemeine Aussage, dass durch eine ansteigende **Greifkraft** die Impedanz betragsmäßig zunimmt (Besa et al., 2007; Burström, 1990; Gurrain, Rakheja & Gouw, 1995). Als Erklärungsansatz wird eine Versteifung des HAS durch Muskelkontraktion genannt. In Messungen zur *Vibration Transmission* wurde bei einer Zunahme der Greifkraft eine stärkere Übertragung der eingeleiteten Vibrationen von der Hand in den Unterarm beobachtet (Adewusi et al.,

2010). Dies stützt die Annahme, dass das HAS durch Erzeugen einer Greifkraft versteift und somit mehr Gewebe am Schwingungsgeschehen beteiligt ist, sodass die MI folglich zunimmt.

In der Studie von Marcotte et al. (2005) wurde die MI von sieben Probanden bei unterschiedlichen Greif- und Andruckkräften an unterschiedlichen Griffdurchmessern untersucht. Die Greifkraft wurde in den Faktorstufen 10 N, 30 N und 50 N eingestellt. Die frequenzbewertete Beschleunigung der Schwingungsanregung mittels Rauschen wurde auf die Werte $a_{hw} = 2,5 \text{ m/s}^2$ und $5,0 \text{ m/s}^2$ eingestellt (vgl. DIN EN ISO 5349-1:2001). Die resultierende MI ist nach Betrag und Phase in Abbildung 2.13 dargestellt. Nach Marcotte et al. ist durch eine erhöhte Greifkraft eine Zunahme im Betrag der Impedanz zwischen 20 und 80 Hz sowie über 200 Hz erkennbar. Im Bereich von 20 bis 80 Hz verschiebt sich die Phase zudem leicht ins Positive. In Anlehnung an Abbildung 2.6 (vgl. Kapitel 2.3) kann dieses Ergebnis als Zunahme des Masseanteils infolge einer Versteifung der beteiligten Körpermassen interpretiert werden. Im Vergleich der Studie von Marcotte et al. mit den Werten aus ISO 10068:2012 kann festgestellt werden, dass die MI für die Greifkraft 50 N den Bereich aus ISO 10068:2012 trotz gleicher Randbedingungen verlässt.

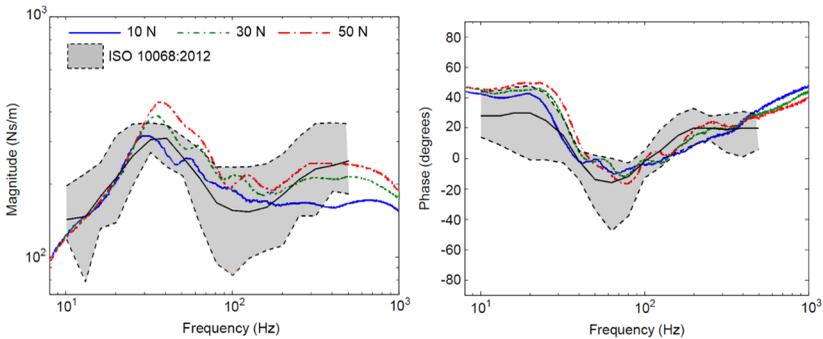


Abbildung 2.13: Mechanische Impedanz des HAS in z_h -Richtung unterteilt nach Greifkraft (10 N, 30 N, 50 N). Die Andruckkraft beträgt 50 N, der Griffdurchmesser 40 mm. Die Abbildung wurde um eine Legende sowie den Bereich nach ISO 10068:2012 ergänzt. (Marcotte et al., 2005, S. 1086)

Besa et al. (2007) untersuchten den Einfluss der Greifkraft auf die MI mit fünf Probanden. Die Anregungsamplitude des Sinus-Sweeps lag hierbei bei $a_{hw} = 15 \text{ m/s}^2$ und 30 m/s^2 und somit wesentlich höher als bei Marcotte et al. (2005). Die gemessene MI in z_h -Richtung ist in Abbildung 2.14 zusammen mit dem Bereich nach ISO 10068:2012 abgebildet. Bei einer Greifkraft von 20 N ohne Andruckkraft verlässt die

gemessene MI den Normbereich nach unten. Bei der höchsten Greifkraftstufe kann vor allem im Bereich von ca. 20 bis 80 Hz eine Abweichung von der Normkurve beobachtet werden. Dies betont wiederum die Unsicherheit der definierten mechanischen Impedanz nach ISO 10068:2012. Im Vergleich der Kurve mit einer Greifkraft von 20 N zu den Ergebnissen der Studie von Marcotte et al. (2005) (vgl. Abbildung 2.13) kann festgestellt werden, dass die gemessene MI wesentlich geringere Werte annimmt. Diese Abweichungen motivieren somit die weitere Forschung zum Einfluss der Greifkraft auf die MI.

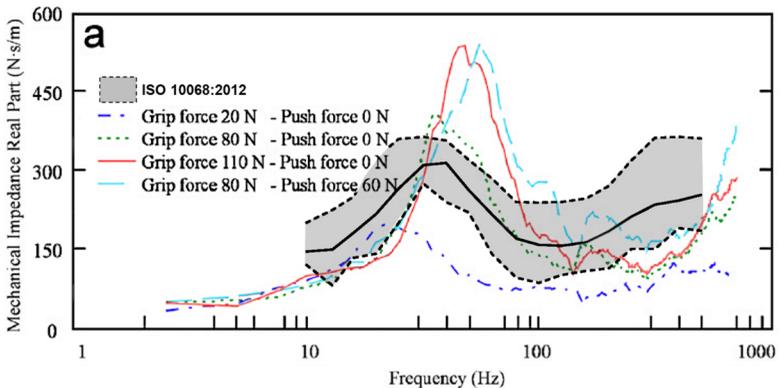


Abbildung 2.14: Mechanische Impedanz des HAS in z_h -Richtung nach Besa et al. (2007) gruppiert nach Greifkraft und Andruckkraft. Um eine übersichtlichere Darstellung zu erhalten, wurden die einzelnen Kurven eingefärbt sowie der Bereich nach ISO 10068:2012 ergänzt. Die Position der Achsenbeschriftung wurde angepasst.

In einer aktuellen Studie von Zhang et al. (2021) wurde ebenfalls der Einfluss der Greifkräfte (10 N, 30 N und 50 N) an einer Stichprobe von sieben Probanden untersucht. Die nachfolgenden Messergebnisse wurden von Zhang et al. nur für einen Probanden gezeigt und erläutert. Die Aussagekraft der dargestellten Ergebnisse ist daher eingeschränkt, weshalb die Ergebnisse als Ergebnisse mit explorativem Charakter interpretiert werden sollten. Einflüsse anthropometrischer Eigenschaften der untersuchten Person können die gezeigte Kurve ungünstig beeinflussen. Die gemessene MI für einen Probanden bei unterschiedlichen Greifkräften ist in Abbildung 2.15 dargestellt. Im Vergleich zu den vorherig genannten Studien und den Werten nach ISO 10068:2012 sind abermals Unterschiede, vor allem im Bereich von ungefähr 30 bis 100 Hz erkennbar. Es ist anzumerken, dass in der Studie von Zhang et al. (2021) bei wesentlich geringerer Greifkraft ähnliche Werte berichtet werden wie

bei Besa et al. (2007). Der sprunghafte Anstieg im Betrag der Impedanz ab 700 Hz wird nicht genauer erläutert.

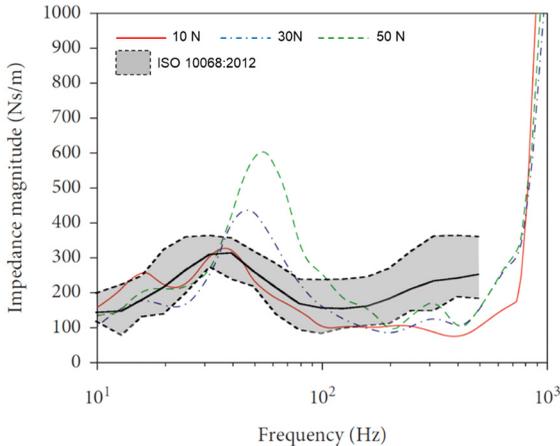


Abbildung 2.15: Mechanische Impedanz des HAS in z_h -Richtung nach Zhang et al. (2021) gruppiert nach Greifkraft. Um die Darstellung übersichtlicher zu gestalten, wurden die Kurven neu eingefärbt sowie der Bereich nach ISO 10068:2012 eingefügt. Die Legende wurde ergänzt.

Zwischenfazit: Die berichteten MI-Werte unterschiedlicher Studien für ähnliche Greifkräfte weichen deutlich voneinander ab. Als Gemeinsamkeit lässt sich allerdings feststellen, dass die Ergebnisse der genannten Studien trotz gleicher Randbedingungen von den in ISO 10068:2012 definierten MI-Werten abweichen. Als wesentliche Schwäche der aktuellen Untersuchungen ist die meist niedrige Stichprobengröße zu nennen, die auch in Tabelle 2.2 aufgeführt ist. Durch die bekannte hohe Streuung der gemessenen Impedanzwerte (Dong et al., 2006) können die Ergebnisse schwer verglichen und nur mit großer Unsicherheit weiterverwertet werden. Als weitere Einschränkung der genannten Studien ist auch der Wertebereich der untersuchten Greifkräfte zu nennen. Aus aktuellen Untersuchungen geht hervor, dass in einigen Anwendungen die Greifkräfte höher sein können (vgl. Kapitel 2.2). Lediglich Besa et al. (2007) untersuchten den Einfluss von Greifkräften bis 110 N auf die MI des HAS. Die Übertragbarkeit der Impedanzkurven nach Besa et al. ist jedoch eingeschränkt, da diese auf einer einzigen Studie basieren und die Stichprobe klein war. Eine Lücke im Stand der Forschung betrifft somit die MI des menschlichen HAS bei hohen Greifkräften.

Bei Untersuchungen zur **Andruckkraft** konnte in Studien ebenfalls eine Zunahme der mechanischen Impedanz bei steigender Andruckkraft festgestellt werden. Der gemessene Einfluss ist jedoch nicht einheitlich. Die hier berichteten Veröffentlichungen beziehen sich auf die z_h -Achse des HAS (vgl. Abbildung 2.11).

Burström (1997) beschreibt, dass eine erhöhte Andruckkraft die MI betragsmäßig in allen Frequenzen erhöht. Ein Einfluss auf den Phasenwinkel konnte durch Burström nicht nachgewiesen werden. Das Verhältnis aus Steifigkeit, Dämpfung und Masse würde demnach konstant bleiben.

Marcotte et al. (2005) berichten, dass mit einer Zunahme der Andruckkraft die MI im Frequenzbereich von 30 bis 200 Hz steigt. Für höhere Frequenzen ist zwar ein Einfluss erkennbar, jedoch ist hier die Zunahme der Impedanz geringer. Die zugehörigen Impedanzkurven sind in Abbildung 2.16 in Betrag und Phase für eine konstante Greifkraft dargestellt. Im Frequenzbereich von ca. 20 bis 70 Hz verschiebt sich der Phasenwinkel in Richtung des Massenverhaltens, während für Frequenzen über 70 bis 500 Hz sich ein zunehmendes Dämpfungsverhalten zeigt. Im direkten Vergleich mit dem Einfluss der Greifkraft tritt nach Marcotte et al. ein kleinerer Einfluss der Andruckkraft auf die MI auf.

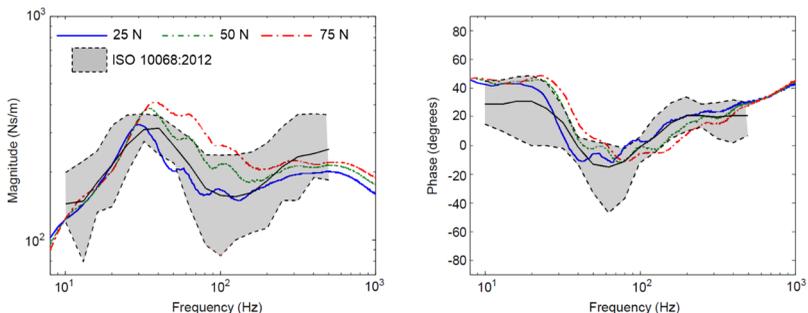


Abbildung 2.16: Mechanische Impedanz des HAS in z_h -Richtung unterteilt nach Andruckkraft. Die Greifkraft beträgt 30 N. Die Abbildung wurde um eine Legende sowie den Bereich nach ISO 10068:2012 ergänzt. (Marcotte et al., 2005, S. 1086)

Besa et al. (2007) wiesen in ihrer Studie ebenfalls eine Zunahme im Betrag der mechanischen Impedanz ab einer Frequenz von 30 Hz nach (vgl. Abbildung 2.14 grün und hellblau dargestellt). Auch hier kann ein abfallender Effekt der Andruckkraft ab ca. 100 Hz anhand des Zusammenlaufens der MI-Kurven erkannt werden.

Zhang et al. (2021) berichten ebenfalls über eine Zunahme der Impedanz durch zunehmende Andruckkraft zwischen ca. 30 und 200 Hz. Es ist jedoch anzumerken, dass bei wesentlich geringeren Andruckkräften und gleicher Greifkraft wie bei Marcotte et al. (2005) ein ähnliches Niveau des MI-Betrags erreicht wurde.

Zwischenfazit: Eine Zunahme der Andruckkraft führt zu einer Zunahme der MI im Frequenzbereich von ca. 30 bis 200 Hz. Die Absolutwerte der MI der einzelnen Studien mit vergleichbaren Versuchsbedingungen weichen allerdings voneinander ab. Als mögliche Ursache können die jeweils geringen Probandenzahlen angeführt werden. Lediglich Kinne et al. (2011) griffen auf eine größere Stichprobe ($n = 36$) zurück. In dieser Studie wurden die Greif- und Andruckkräfte jedoch nicht variiert. Eine Lücke im Stand der Forschung ist, analog zur Greifkraft, der Wertebereich der untersuchten Andruckkräfte. In Kapitel 2.2 wurden in manuellen Anwendungen untersuchte Vorschub- und Andruckkräfte von bis zu 200 N berichtet, während die Andruckkraft in Untersuchungen zur mechanischen Impedanz in den beschriebenen Studien (vgl. Tabelle 2.2) in allen Fällen unter 100 N lag. Besonders bei Überkopf-Anwendungen mit handgehaltenen Maschinen werden durch das Eigengewicht der Maschine hohe Andruckkräfte in der Schnittstelle zur Hand erreicht. Es fehlen im Stand der Forschung also Informationen zur mechanischen Impedanz bei höheren Andruckkräften.

Im Folgenden wird der Einfluss der **Armhaltung** auf die MI des menschlichen HAS gezeigt. Die in ISO 10068:2012 definierten MI-Werte gelten für den Bereich der Armhaltungen, der in Abbildung 2.17 dargestellt ist.

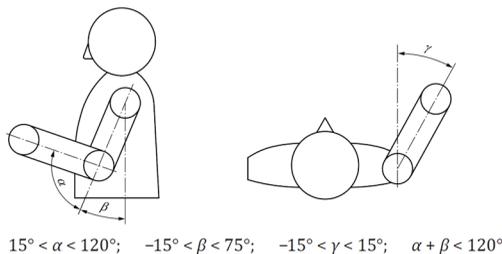


Abbildung 2.17: Bereich der zulässigen Armhaltung für die Gültigkeit der angegebenen Impedanzkurven nach ISO 10068:2012.

Mit α wird der Winkel des Unterarms in Bezug zum Oberarm entlang der Beugerichtung des Ellenbogengelenkes bezeichnet. β beschreibt den „[...] Vorhaltewinkel des Oberarms zur Frontalebene des Rumpfes [...]“ (Kinne et al., 2011, S. 55). Der Winkel γ definiert die Rotation des Oberarms entlang seiner Längsachse.

Aktuelle Untersuchungen belegen den Einfluss einer gestreckten Armhaltung ($\alpha = 0^\circ$; $\beta = 90^\circ$, $\gamma = 0^\circ$) auf die *Vibration Transmission* (Adewusi et al., 2010; Adewusi, Rakheja & Marcotte, 2012) und die MI (Adewusi et al., 2012; Aldien, Marcotte, Rakheja & Boileau, 2006b; Besa et al., 2007; Burström, 1990; Zhang et al., 2021). Stellvertretend ist in Abbildung 2.18 die MI nach Aldien et al. (2006b) für eine angewinkelte und eine gestreckte Armhaltung abgebildet. Besonders im Frequenzbereich unter 30 Hz kann eine deutliche Zunahme der Impedanz beobachtet werden. Dies wird in guter Näherung und unter Vernachlässigung der genauen Beträge und Grenzfrequenzen auch von Besa et al. (2007), Adewusi et al. (2012) und Zhang et al. (2021) bestätigt. Der mit zunehmender Frequenz abnehmende Einfluss der gestreckten Armhaltung wurde auch in der Studie zur *Vibration Transmission* von Adewusi et al. (2010) beobachtet und durch die zunehmende Lokalisierung der Vibration in der Hand bei Frequenzen über 100 Hz erklärt. Studien zur Messung der Impedanz in z_h -Richtung bei einer Überkopf-Armhaltung (vgl. Abbildung 2.4 – c, S. 14) sind nicht bekannt. Somit ist unklar, ob die aktuell definierten Impedanzkurven und analytischen sowie mechanischen Ersatzmodelle gültig sind.

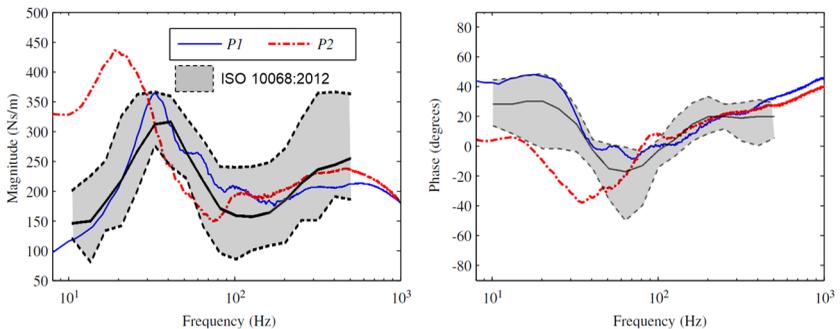


Abbildung 2.18: Mechanische Impedanz in z_h -Richtung nach Aldien et al. (2006b) gruppiert nach Armhaltung (P1: Körperhaltung nach Abbildung 2.17; P2: nach vorne gestreckter Arm). Die Greifkraft beträgt 30 N, die Andruckkraft 50 N. Der Bereich nach ISO 10068:2012 wurde ergänzt und die Kurven wurden eingefärbt.

Zwischenfazit: Eine gestreckte Armhaltung führt im Vergleich zu einer gebeugten Armhaltung zu einer Zunahme der MI im niederen Frequenzbereich. Höhere Frequenzen werden kaum beeinflusst, da das Vibrationsgeschehen bei höheren Frequenzen an der Hand lokalisiert ist. Eine Lücke im Stand der Forschung betrifft die MI des menschlichen HAS bei einer Überkopf-Armhaltung.

Tabelle 2.2: Studien zu den Schwingungseigenschaften des HAS mit Angabe der Greifkräfte, Andruckkräfte, Armhaltungen und Stichprobengrößen (Subj.)

Autor	Greifkraft [N]	Andruckkraft [N]	Armhaltung	Subj.
ISO 10068:2012	25 - 50	≤50	angewinkelt $\alpha = 90^\circ; \beta = 0^\circ, \gamma = 0^\circ$	n. a.
Aatola (1989)	0/10/20/30/40	n. a.	angewinkelt $\alpha = 135^\circ; \beta = 0^\circ, \gamma = 0^\circ$	5
Adewusi et al. (2010)	10/30/50	20/50/75	angewinkelt & gestreckt $\alpha = 90^\circ; \beta = 0^\circ, \gamma = 0^\circ$ $\alpha = 0^\circ; \beta = 90^\circ, \gamma = 0^\circ$	6
Aldien et al. (2006b)	10/30/50	20/50/75	angewinkelt & gestreckt $\alpha = 90^\circ; \beta = 0^\circ, \gamma = 0^\circ$ $\alpha = 0^\circ; \beta = 90^\circ, \gamma = 0^\circ$	7
Besa et al. (2007)	20/80/110	0/60	angewinkelt & gestreckt $\alpha = 90^\circ; \beta = 0^\circ, \gamma = 0^\circ$ $\alpha = 0^\circ; \beta = 90^\circ, \gamma = 0^\circ$	5
Burström (1990)	20/50/75	0	angewinkelt in unterschiedlichen Winkeln $\alpha = 0/30/60/90/120^\circ$	10
Dong, Wu, McDowell, Welcome und Schopper (2005)	50	-50/0/50	angewinkelt $\alpha = 90^\circ; \beta = 0^\circ, \gamma = 0^\circ$	6
Gurram et al. (1995)	10/25/50	n. a.	angewinkelt $\alpha = 90^\circ; \beta = 0^\circ, \gamma = 0^\circ$	4
Hamouda, Rakheja, Marcotte und Dewangan (2017)	30	50	angewinkelt $\alpha = 90^\circ; \beta = 0^\circ, \gamma = 0^\circ$	4
Aldien, Marcotte, Rakheja und Boileau (2005)	10/30/50	0/25/50	angewinkelt & gestreckt $\alpha = 90^\circ; \beta = 0^\circ, \gamma = 0^\circ$ $\alpha = 0^\circ; \beta = 90^\circ, \gamma = 0^\circ$	7
Dong et al. (2012)	30	50	angewinkelt $\alpha = 90^\circ; \beta = 0^\circ, \gamma = 0^\circ$	7
Kinne et al. (2011)	30/50	10/60	Zweihandbedienung	36
Zhang et al. (2021)	10/30/50	10/30	angewinkelt & gestreckt $\alpha = 90^\circ; \beta = 0^\circ, \gamma = 0^\circ$ $\alpha = 0^\circ; \beta = 90^\circ, \gamma = 0^\circ$	5

n. a.: nicht angegeben

Tabelle 2.2: Fortsetzung

Autor	Greifkraft [N]	Andruckkraft [N]	Armhaltung	Subj.
Mishoe und Suggs (1977)	13/27/40	n. a.	n. a.	8
Kalra, Rakheja, Marcotte, Dewangan und Adewusi (2015a)	10/30/50	25/50/75	angewinkelt $\alpha = 90^\circ; \beta = 0^\circ, \gamma = 0^\circ$	6
Marcotte et al. (2005)	10/30/50	25/50/75	angewinkelt $\alpha = 90^\circ; \beta = 0^\circ, \gamma = 0^\circ$	7

n. a.: nicht angegeben

2.6 Schwingungstechnische Hand-Arm-Modellierung

Zur schwingungstechnischen Modellierung des menschlichen Hand-Arm-Systems (HAS) finden sich in der Literatur unterschiedliche Modelltypen. Mangold (2019, S. 28) unterscheidet hierbei zwischen biomechanisch motivierten und wirkungsäquivalenten Modellen. In dieser Arbeit wird zwischen *mathematischen Modellen* und *physischen Modellen* differenziert. Im Hinblick auf den Fokus dieser Arbeit, der auf der Entwicklung eines physischen Modells liegt, wird der Stand der Forschung zu mathematischen Modellen nur kurz angeschnitten. Vertiefende Informationen können den genannten Veröffentlichungen entnommen werden.

2.6.1 Mathematische Hand-Arm-Modelle

Als *mathematische HAM* werden Modelle zusammengefasst, deren Dynamik über Bewegungsgleichungen in der virtuellen Domäne beschrieben wird. Hierbei finden sich einfache Modelle deren MI analytisch dargestellt werden kann, sowie Modelle, für deren Lösung numerische Methoden angewendet werden. Als Beispiel für mathematische HAM können die Mehrkörpermodelle mit konzentrierten Parametern aus ISO 10068:2012 genannt werden. Ein beispielhaftes Modell ist in Abbildung 2.19 dargestellt. Bei diesem handelt es sich um ein Modell mit fünf Freiheitsgraden. Die einzelnen Komponenten repräsentieren in Näherung einzelne Bereiche des menschlichen HAS.

Dong, Rakheja, Schopper, Han und Smutz (2001) sowie Rakheja, Wu, Dong, Schopper und Boileau (2002) fassen in ihrer Arbeit den Stand der Forschung ausführlich zusammen. Dong, Dong, Wu und Rakheja (2007) beschreiben Vier- und Fünf-Massen-Modelle, wie sie auch in ISO 10068:2012 gegeben sind. Obwohl in ISO 10068:2012 nicht direkt auf das Modell nach Dong et al. (2007) referenziert wird, kann angenommen werden, dass die Modelle von Dong et al. in ihrer Struktur übernommen wurden (die entsprechende Veröffentlichung ist in den Literaturangaben der ISO 10068:2012 aufgeführt). Die Modellparameter (Steifigkeit, Dämpfung, Trägheit) unterscheiden sich jedoch. Aktuellere Modellparameter sind bei Dong, Welcome, McDowell und Wu (2013) aufgeführt. Modelle für stoßartige Anregung des HAS können Matthiesen, Mangold und Schäfer (2012) sowie Matthiesen, Germann und Mangold (2015) entnommen werden. Adewusi et al. (2012) beschreiben Mehrkörpermodelle zur Berücksichtigung der Armhaltung. Beispiele für Modelle mit verteilten Parametern finden sich in der Arbeit von Rakheja et al. (2002).

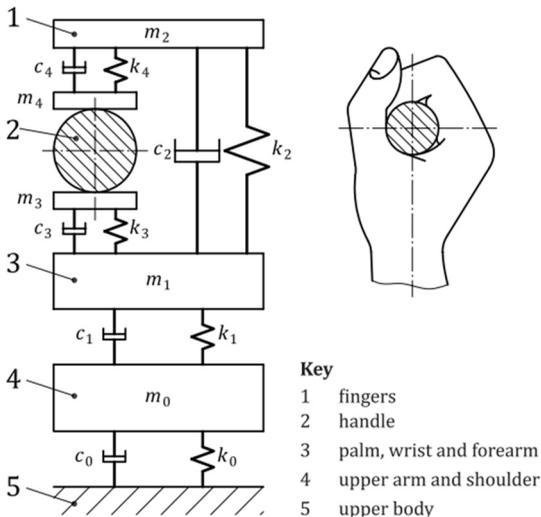


Abbildung 2.19: Mathematisches Hand-Arm-Modell mit konzentrierten Parametern und fünf Freiheitsgraden. (ISO 10068:2012)

Keppler (2003) beschreibt ein dreidimensionales HAM auf Basis von Starrkörpern, die über Gelenke und Feder-Dämpfer-Beziehungen gekoppelt sind. Die Lösung der Bewegungsgleichungen erfolgt numerisch. Das entsprechende Modell ist in Abbildung 2.20 (a) dargestellt. Es handelt sich dabei um eine Skelettstruktur mit angebrachten Schwabbelmassen. Bei den sog. Schwabbelmassen handelt es sich wiederum um Starrkörper, die über Feder-Dämpfer Beziehungen an das Skelett

gekoppelt sind. Die Modellparameter *Steifigkeit*, *Dämpfung* und *Masse* wurden durch Messungen an der Hand, durch Literaturwerte zu Gelenksteifigkeiten und -dämpfungen sowie durch Abschätzungen anhand anatomischer Referenzen (vgl. The Visible Human Project (National Library of Medicine, o. D.)) ermittelt. Das HAM wurde in der in Abbildung 2.20 (a) dargestellten Armhaltung parametriert. Ein auf Kepler aufbauendes kommerzielles Modell ist in Abbildung 2.20 (b) veranschaulicht und dient der Vorhersage dynamischer Interaktionen des HAS mit Power-Tools. Das dreidimensionale Modell ist in der Lage die Kopplung der dynamischen Eigenschaften in den drei orthogonalen Raumrichtungen zu berücksichtigen (Kepler, 2003). Obwohl die genannten Modelle den geometrischen Proportionen des menschlichen Körpers nahe sind, wird das HAS deutlich vereinfacht. Besonders im Bereich der Hand identifizierte Kepler (2003, S. 132) weiteren Bedarf zur Modellverfeinerung.

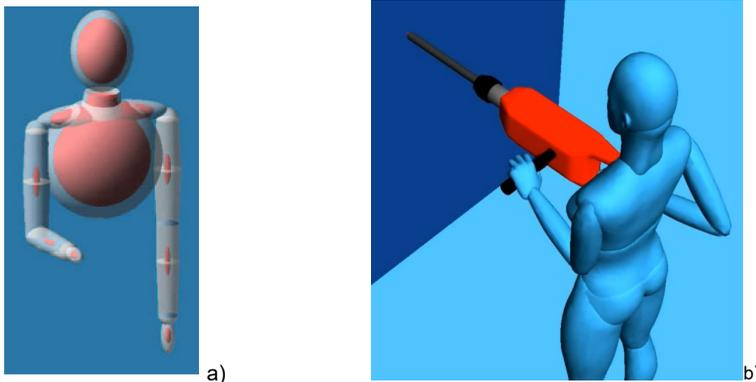


Abbildung 2.20: Dreidimensionale Schwingungsmodelle des menschlichen Körpers: a) Schwingungsmodell in ADAMS nach Kepler (2003, S. 98). Das Modell besteht aus einer Skelettstruktur (grau) mit innenliegenden Schwabbelmassen (rot). Die Körper sind über Feder-Dämpfer-Beziehungen gekoppelt; b) kommerzielles Mehrkörper-Simulationsmodell nach Kepler (o.D.).

Adewusi, Thomas, Vu und Li (2014) sowie J. Z. Wu, Welcome, McDowell, Xu und Dong (2017) berichten in ihren Arbeiten über Finite-Elemente-Modell (FEM) Ansätze zur dynamischen Modellierung des HAS. Adewusi et al. (2014) berichteten von einer zweidimensionalen FEM-Analyse zur Abschätzung der Eigenfrequenzen und Eigenmoden des menschlichen Armes. J. Z. Wu et al. (2017) präsentieren ein dreidimensionales Modell eines einzelnen Fingers an einem zylindrischen Griff. Mithilfe des parametrisierten Modells können Aussagen zur Übertragung von Vibrationen von

einer schwingenden Oberfläche in die Hand in Abhängigkeit der Greifkraft getroffen werden. Die Forschungsarbeit von J. Z. Wu et al. (2017) trägt somit zu der von Keppler (2003, S. 132) identifizierten Herausforderung bzgl. der Handmodellierung bei.

Fazit: Die Forschung an mathematischen HAM kann zu einem besseren Verständnis der mechanischen Wechselwirkungen innerhalb des menschlichen HAS beitragen. Obwohl alle genannten Modelle mit experimentellen Daten verglichen wurden, sind die ermittelten Parametersätze meist nur eingeschränkt gültig. Parameterstudien in den Modellen, bspw. die Variation von Gelenksteifigkeiten, können dabei helfen, die Auswirkung auf das dynamische Verhalten zu verstehen. Eine Herausforderung in der Anwendung mathematischer HAM zur Ermittlung mechanischer Mensch-Maschine-Interaktionen liegt allerdings darin, dass ebenso ein Modell des technischen Systems vorhanden sein muss. Modellgrenzen des technischen Systems können die Aussagekraft des Gesamtmodells zusätzlich einschränken.

2.6.2 Physische Hand-Arm-Modelle

Grundlage für die Entwicklung und Auslegung physischer HAM sind in den meisten Fällen mathematische Mehrkörpermodelle. Der Begriff *physisches HAM* bezieht sich im Folgenden auf physische Mechanismen, die in der Interaktion mit einem schwingenden technischen System eine zum Menschen äquivalente Wechselwirkung erzeugen. Wesentlicher Vorteil physischer HAM im Vergleich zu analytischen und numerischen Modellen ist, dass das technische System, das in Interaktion mit dem HAM untersucht werden soll, mit all seinen Eigenschaften zur Verfügung steht. Modellfehler vonseiten des technischen Systems sind so weitestgehend ausgeschlossen.

Im folgenden Abschnitt wird der Stand der Forschung zu physischen HAM und unterschiedlichen Umsetzungen zusammengefasst.

Abrams und Suggs (1977) beschreiben in ihrer Arbeit die Entwicklung eines *Simulators* zur Anwendung in der Vibrationsmessung von Kettensägen. Anhand gemessener Impedanzkurven des HAS eines Probanden wurde eine viskoelastische Griffaufnahme für den Haupt- und Seitengriff ausgelegt. Ein ähnliches Vorgehen berichteten auch Reynolds und Wilson (1983). Zur Abbildung der Trägheitswirkung des HAS nutzten Abrams und Suggs (1977) Zusatzmassen an den Handgriffen. Der schematische sowie der experimentelle Aufbau sind in Abbildung 2.21 dargestellt. Es wurde festgestellt, dass die MI der entwickelten Vorrichtung durch eine zu geringe Dämpfungswirkung des verwendeten Elastomers nur in grober Näherung ab-

gebildet werden konnte. Im Frequenzbereich von 100 bis 400 Hz konnte keine Übereinstimmung der mechanischen Impedanz des Modells mit der des Menschen erreicht werden. Die in einer abschließenden Messstudie an einer Kettensäge ohne Schnittlast resultierende Vibration zeigte eine „[...] ausreichende Annäherung [...]“ (Abrams & Suggs, 1977, S. 134) an handgeführte Experimente. Abrams und Suggs weisen allerdings darauf hin, dass aufgrund der damaligen Analysemethoden mögliche Extremstellen im Vibrationsspektrum durch die Abweichung der Impedanz von Modell zu Mensch unentdeckt geblieben sein könnten. Eine Einstellmöglichkeit zur Anpassung der mechanischen Impedanz des Modells war nicht vorgesehen.

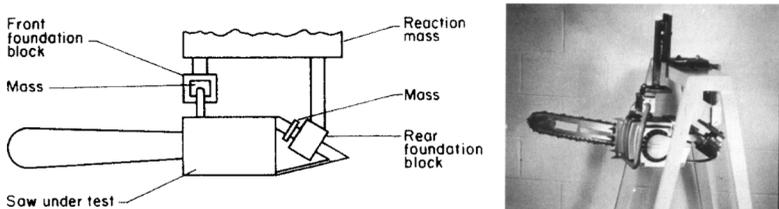


Abbildung 2.21: Viskoelastische Griffaufnahme einer Kettensäge zur Abbildung der mechanischen Impedanz des HAS. (Abrams & Suggs, 1977)

Byström, Nillson und Olsson E. (1982) beschreiben ebenfalls ein Handmodell für Vibrationsuntersuchungen an Kettensägen auf Basis hydraulischer Dämpfer. Das Modell berücksichtigt nach Byström et al. (1982) alle drei Raumrichtungen der Impedanz des menschlichen HAS. In einer dynamischen Charakterisierung auf einem Shakerprüfstand konnte gezeigt werden, dass das entwickelte Modell die dynamischen Reaktionskräfte des HAS in z_h und x_h -Richtung in guter Näherung abbildet (Byström et al., 1982, S. 114). Eine abschließende Vibrationsstudie mit einer Kettensäge ohne und mit Schnittlast belegte, dass das entwickelte HAM innerhalb des Bereiches der mechanischen Mensch-Maschine-Interaktion liegt. Eine Diskussion über eine mögliche Einstellung des Modells zur Abbildung des kompletten Bereiches der Interaktion fehlt.

Hansson und Kihlberg (1983) stellen einen Aufbau zur schwingungstechnischen Untersuchung für Bohrhämmer dar, wobei je ein HAM am Hauptgriff und am Seitengriff eingesetzt wird. Die verwendeten HAM basieren auf dem Modell nach Byström et al. (1982) und sind in Abbildung 2.22 schematisch dargestellt. Hansson und Kihlberg berichten über den Einsatz von Druckluftreglern und Druckkammern am HAM zur Erzeugung unterschiedlicher Andruckkräfte. Eine Anpassung der Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften zur Abbildung unterschiedlicher Betriebspunkte wird nicht beschrieben.

Im Bereich der Vibrationsuntersuchungen an Bohrhämmern berichten Cronjäger et al. (1984), Kinne und Melzig-Thiel (1992), Schenk und Knoll (1998), Kinne und Latzel (1999), Marcotte et al. (2010) und Rempel et al. (2017) von HAM in Prüfstanduntersuchungen. Bei Cronjäger et al. (1984) ist die Entwicklung durch die extreme Vibrations-, Staub- und Lärmexposition von Bedienpersonal in Lebensdaueruntersuchungen von Bohrhämmern motiviert. In ihrer Arbeit zeigen Cronjäger et al. die dynamische Dimensionierung, konstruktive Umsetzung sowie abschließende Verifizierung des Modells. Die Modelle nach Cronjäger et al. (1984) (vgl. Abbildung 2.23 a), Kinne und Melzig-Thiel (1992), Schenk und Knoll (1998) (vgl. Abbildung 2.23 b) sowie Kinne und Latzel (1999) sind in ihrem prinzipiellen Aufbau ähnlich. Kinne und Latzel (1999) betonen diesbezüglich die direkte Zusammenarbeit mit Schenk und Knoll (1998). Die Modelle beinhalten je einen Federmechanismus am Haupt- und vorderen Zusatzgriff des Bohrhammers. Die Vorschubbewegung der genannten Modelle wird durch eine entsprechende Führung ermöglicht. Cronjäger et al. sowie Schenk und Knoll erzeugten die entsprechende Vorschubkraft über eine Kombination aus Gewichten und Seilzügen. Darüber hinaus nutzten Cronjäger et al. einen Pneumatikaktor zur Vorschubkrafterzeugung.

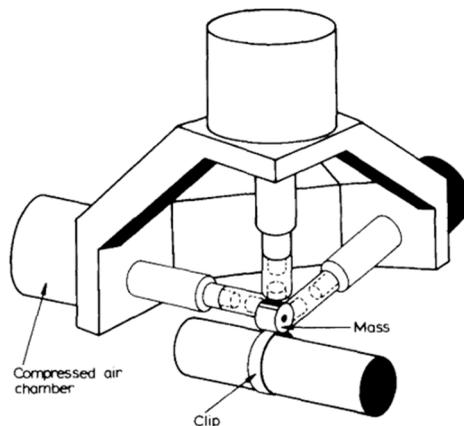


Abbildung 2.22: Hand-Arm-Modell nach Hansson und Kihlberg (1983) mit drei Freiheitsgraden. Die Aufprägung von Andruckkräften erfolgt über ein Druckluftsystem. (Hansson & Kihlberg, 1983)

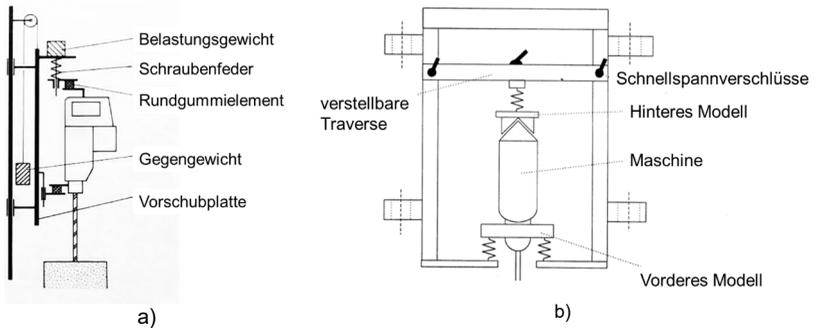


Abbildung 2.23: Schematische Darstellung des HAM nach Cronjäger et al. (1984) (a); schematische Darstellung nach Schenk und Knoll (1998) (b). Die Legende wurde der Lesbarkeit halber in beiden Darstellungen neu eingefügt.

Ein Fokus der Untersuchungen nach Kinne und Latzel (1999) ist die schwingungsmechanische Charakterisierung des gezeigten Modells. In Vorschubrichtung zeigten sich dabei erhebliche Abweichungen im gesamten Frequenzspektrum. Abbildung 2.24 zeigt hierzu die MI des untersuchten HAM im Vergleich zu einer zuvor veröffentlichten Impedanzkurve des menschlichen HAS (vgl. ISO 10068 und Mittelwertkurve Prag).

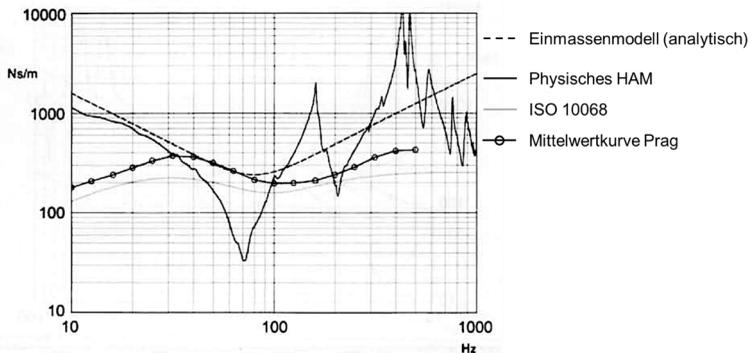


Abbildung 2.24: Dynamische Charakterisierung des HAM nach Kinne und Latzel (1999). Die Legende wurde der Lesbarkeit halber ergänzt. Bei der *Mittelwertkurve Prag* handelt es sich um eine von Kinne et al. (1996) (zitiert nach Kinne und Latzel (1999), S. 23) veröffentlichte Studie zur MI des Menschen.

Bei der *Mittelwertkurve Prag* handelt es sich um eine von Kinne et al. (1996) (zitiert nach Kinne und Latzel (1999), S. 23) veröffentlichte Studie zur MI des Menschen, die nach Kinne et al. in Prag erstmals präsentiert wurde. In Bezug auf das mechanische HAM ist im niederfrequenten Bereich (< 70 Hz) im Betrag der Impedanz ein deutliches Federverhalten und im hohen Frequenzbereich ein generelles Massenverhalten mit einigen Resonanzerscheinungen zu erkennen. Das HAM zeigt im Bereich um 70 Hz eine ausgeprägte Resonanzstelle.

Marcotte et al. (2010) beschreiben ein HAM auf Basis eines Zweimassenschwingers. Dieses Modell ist in Abbildung 2.25 dargestellt.

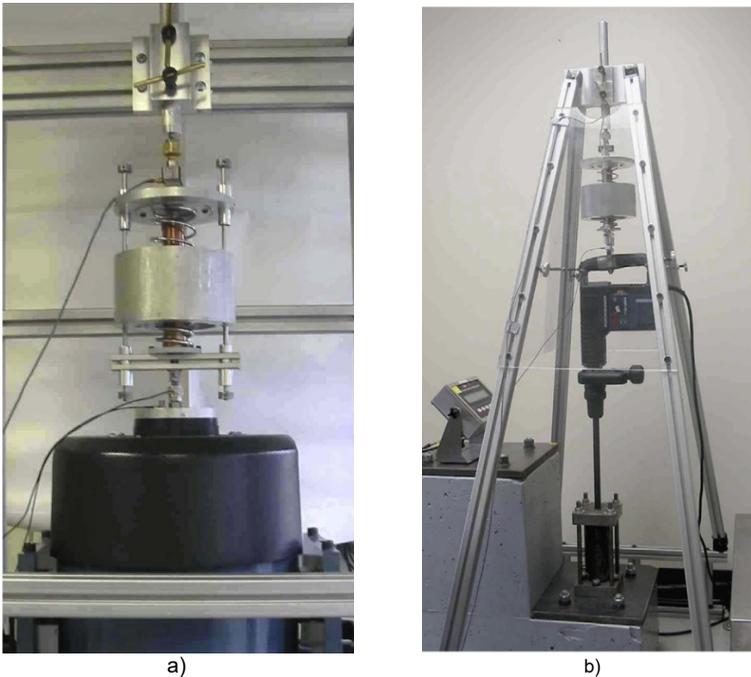


Abbildung 2.25: Hand-Arm-Modell mit zwei Freiheitsgraden: a) Charakterisierung auf einem Shakerprüfstand; b) Verifikation mit einem Abbruchhammer auf einem Schlagabsorber. (Marcotte et al., 2010)

Zur Dimensionierung wurden die benötigten Modellparameter (Steifigkeit, Dämpfung, Masse) numerisch bestimmt. Marcotte et al. zufolge durfte die erlaubte Federsteifigkeit einen Grenzwert nicht unterschreiten, um große statische Auslenkungen

zu vermeiden. Das Modell kann für Untersuchungen in vertikaler Richtung nach unten eingesetzt werden. Die Bewertung der dynamischen Charakteristik erfolgte anhand der scheinbaren Masse (AM) (vgl. Gleichung 8). Die AM des Menschen sowie des entwickelten HAM sind in Abbildung 2.26 dargestellt. Während laut Marcotte et al. (2010) die AM-Kurve des Ersatzmodells derer des Menschen „[...] eng folgt [...]“ (Marcotte et al., 2010, S. 1976), ist besonders im Bereich über 100 Hz zu erkennen, dass die AM des Modells die des Menschen übersteigt. So wurde in einer Vibrationsuntersuchung an einem Schlagabsorber eine um 6 bis 11% niedrigere Vibration gemessen. Besonders zu betonen ist jedoch, dass die Streuung im Vergleich zu handgeführten Messungen um den Faktor 4 bis 8 abnahm.

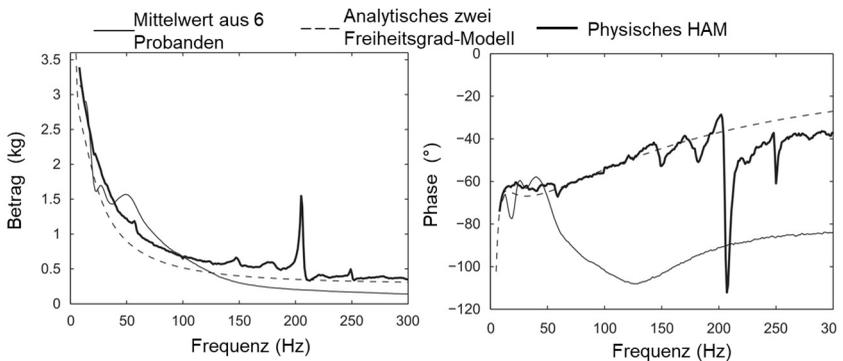


Abbildung 2.26: Scheinbare Masse des menschlichen HAS sowie des physischen HAM nach Marcotte et al. (2010). Die Achsenbeschriftung sowie die Legende wurden sinngemäß übersetzt und neu angeordnet.

Rempel et al. (2017) präsentieren in ihrer Veröffentlichung ebenfalls ein HAM mit zwei Freiheitsgraden, das in Abbildung 2.27 dargestellt ist und in horizontaler Ausrichtung betrieben wird. Der Vorschub erfolgt über einen kraftgeregelten Linearantrieb. Zur Abbildung der dynamischen Eigenschaften der Hand wurde eine viskoelastische Einlage (Neopren) in die Einspannung des Hauptgriffes und der vorderen Bohrhammerfixierung eingefügt. In einem Bohrversuch wurden ähnliche Vibrationswerte wie in manuellen Versuchen nachgewiesen. Rempel et al. weisen jedoch darauf hin, dass in abweichenden Betriebspunkten (Anregungsamplitude, Frequenz) abweichende Ergebnisse resultieren können.

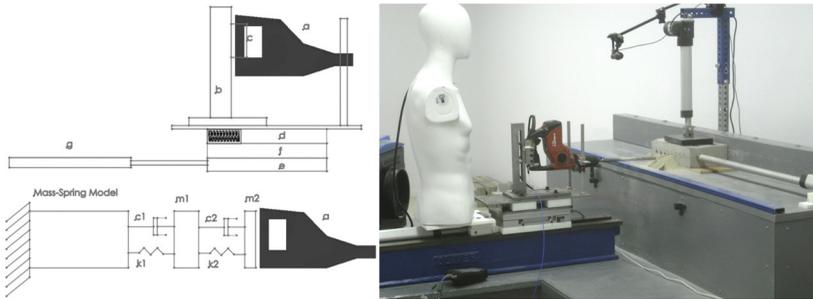


Abbildung 2.27: Hand-Arm-Modell mit zwei Freiheitsgraden nach Rempel et al. (2017). Die Parameter m_2 , c_2 , k_2 werden durch eine viskoelastische Einlage (Neopren) an der Hauptgriffeinspannung abgebildet.

Als einzige bekannte, aktuelle Forschung zu einstellbaren HAM ist die Arbeit von Mangold (2019) zu nennen. Aufbauend auf den bisherigen Stand der Forschung quantifizierte Mangold den Einfluss des menschlichen HAS in der Interaktion mit einem Impulsschrauber und einem Bohrhämmer. Darauf aufbauend entwickelte Mangold ein rotatorisch wirkendes HAM mit zwei Freiheitsgraden für einen Impulsschrauber. Das entwickelte Modell ist in Abbildung 2.28 dargestellt. Wesentliche Neuerung des HAM im Vergleich zu bisherigen HAM ist die Einstellbarkeit der Modellparameter am Modell, ohne dass Komponenten getauscht werden müssen.

In dem gezeigten Modell können alle Steifigkeiten und Dämpfungen sowie die Trägheit J_1 in einem gewissen Bereich eingestellt werden. Der komplette Parameterraum sowie die Charakteristiken der einzelnen Komponenten können der genannten Quelle entnommen werden. Die Auslegung des Modells erfolgte anhand der mechanischen Impedanz des HAS in x_h -Richtung. Motivation hierfür war, dass bei einer rotatorischen Impulsanregung durch die Hebelwirkung des Handgriffes der Impuls in translatorische Richtung in die Hand umgesetzt wird. In einer Verifikationsstudie stellte Mangold eine große Überlappung im Betrag der Impedanzkurven des Modells und des HAS fest. Hierzu wurden mittels eines Elektromotors einzelne Sinusschwingungen auf das Modell aufgeprägt. Auf Grundlage der Messung des Anregungsmomentes und der Winkelbeschleunigung erfolgte eine Umrechnung in die translatorisch wirkende Impedanz am Griff eines Impulsschraubers. Die Abweichungen im Phasendiagramm führt Mangold auf Abweichungen im erwarteten Verhalten der verbauten Dämpfer zurück.

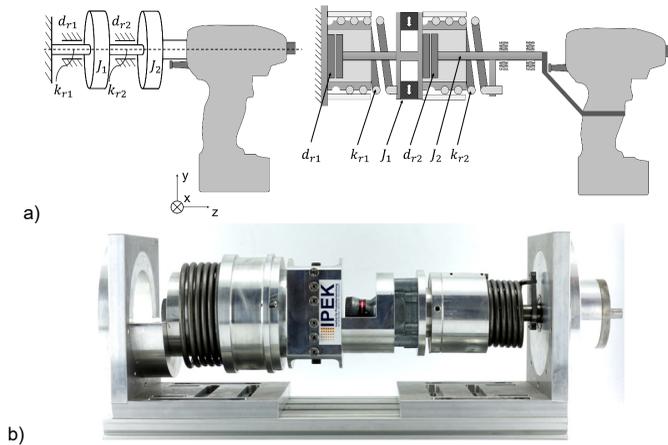


Abbildung 2.28: Schematische Darstellung des HAM nach Mangold (2019) (a) mit d_r : Dämpfung, k_r : Steifigkeit, J : Trägheit. (b) Prototyp (eigene Abbildung).

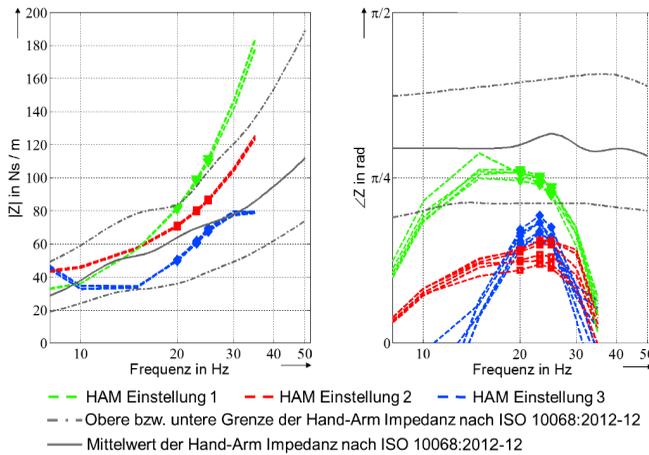


Abbildung 2.29: Umgerechnete mechanische Impedanz des HAM nach Mangold im Vergleich zur MI des HAS in x_h -Richtung. (Mangold, 2019)

Äquivalent zu Marcotte et al. (2010) berichtet auch Mangold (2019, S. 168) zur Auslegung der Federn, dass theoretische Vorbetrachtungen zwar eine besonders niedrige Federsteifigkeit fordern, was konstruktiv durch resultierende hohe Federauslenkungen im gegebenen Bauraum jedoch nicht erfüllbar ist. Daher musste ein

entsprechender Kompromiss zwischen statischen und dynamischen Anforderungen getroffen werden.

Fazit: Physische HAM ermöglichen es, in Experimenten mit handgehaltenen Maschinen an Prüfständen den Menschen reproduzierbar abzubilden. Der Großteil der bekannten HAM besitzt konstante Modellparameter (bspw. Steifigkeit). Die Modelle sind in der Lage, Streuungen in Messwerten erheblich zu reduzieren. Mit HAM mit konstanten Parametern ist es bisher jedoch nicht gelungen, den Menschen in einem breiten Frequenzbereich abzubilden oder die veränderliche MI des menschlichen HAS zu berücksichtigen. Mit dem einstellbaren HAM nach Mangold (2019) ist es erstmals möglich, die heterogenen Schwingungseigenschaften des menschlichen HAS in einem gewissen Bereich einstellbar und reproduzierbar nachzubilden. Untersuchungen zu einstellbaren translatorischen HAM sind nicht bekannt und bilden somit eine Lücke im Stand der Forschung. Eine weitere Forschungslücke besteht darin, dass keine HAM bekannt sind, die statische und dynamische Anforderungen gleichzeitig erfüllen.

2.7 Anpassbare Impedanzelemente

Bei anpassbaren Impedanzelementen handelt es sich um Mechanismen, deren Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften eingestellt werden können (Stücheli, 2016). Dies kann eine Grundlage für die Entwicklung eines einstellbaren Hand-Arm-Modells (HAM) darstellen. Zum Stand der Forschung im Hinblick auf anpassbare Impedanzelemente haben im Wesentlichen das Wissenschaftsfeld der Robotik und die Forschung an Vibrationsisolatoren beigetragen. Vanderborght et al. (2013) beschreiben eine Unterteilung von Aktoren mit einstellbarer Impedanz (VIA – Variable Impedance Actuator). Der Begriff *Impedanz* wird hier oft in Einklang mit dem Begriff *Steifigkeit* gebracht. Es soll an dieser Stelle jedoch darauf hingewiesen werden, dass die mechanische Impedanz (MI), wie in Kapitel 2.3 erläutert, dem Zusammenspiel aus Steifigkeit, Dämpfung und Trägheit entspringt.

Im Feld der Robotik ergeben sich nach Vanderborght et al. (2013) Anforderungen, die den Einsatz von Aktoren mit einstellbarer Impedanz motivieren. Hierzu gehören neben dem Aspekt *Effizienz*, bspw. zur Nachahmung biologisch motivierter Bewegungsabläufe in Robotern, auch die Aspekte *Robustheit gegen äußere Störungen*, *Anpassbarkeit (adaptability)* sowie *Sicherheit für den Menschen*. Letzterer betrifft die Möglichkeit einer Kollision eines Roboters mit einem Menschen während einer kollaborativen Aufgabe. Ein Aktor mit einstellbarer Steifigkeit beschränkt bei einer Kollision die entstehenden Kraftamplituden. Der Aspekt *Anpassbarkeit* meint die

Möglichkeit, auf unterschiedliche Anforderungen reagieren zu können (bspw. niedrige Steifigkeit für Kollisionssicherheit und hohe Steifigkeit für hohe Positionsgenauigkeit). Van Ham, Sugar, Vanderborght, Hollander und Lefeber (2009) betonen, dass die Forschung zu anpassbaren Impedanzelementen in der Robotik auch in anderen Wissenschaftsbereichen genutzt werden kann. So wurde von Sturm, Lindenmann, Gwosch und Matthiesen (2021) der Einsatz eines Lagersitzes mit einstellbarer Steifigkeit zur Beeinflussung von Vibrationen an Antriebsträngen untersucht. Ein Übertrag der Erkenntnisse aus dem Umfeld der Robotik und Vibrationsbeeinflussung in die Forschung an einstellbaren HAM ist ebenso denkbar.

Nach Vanderborght et al. ergeben sich vier Elemente, die zu einer anpassbaren Impedanz beitragen können (vgl. Abbildung 2.30). Neben einer *aktiven Impedanz durch Regelung* mittels steifer Aktoren mit entsprechender Elektronik und Software bestehen die Möglichkeiten der einstellbaren *Steifigkeit*, *Dämpfung* und *Trägheit*.

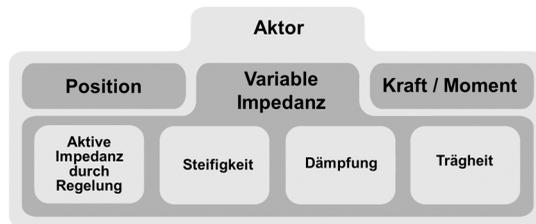


Abbildung 2.30: Klassierung von Aktoren mit einstellbarer Impedanz. (Übersetzt aus dem Englischen nach Vanderborght et al. (2013))

Bei einer *aktiven Impedanz durch Regelung* wird die anpassbare Impedanz durch einen ‚steifen‘ Aktor (bspw. Linearmotor) simuliert. Durch Sensorik (bspw. Kraftsensoren) und einen nachgeschalteten Regler kann bspw. ein Feder- oder Dämpferverhalten nachgebildet werden. Auch kompliziertere Systemeigenschaften, wie nichtlineare Kraft-Weg-Zusammenhänge, können abgebildet werden. Bei Aktoren mit aktiver Regelung ist nach Vanderborght et al. der Anwendungsbereich durch eine beschränkte Bandbreite an möglichen Frequenzen eingeschränkt. Besonders schnelle Ereignisse, bspw. stoßartige Belastungen, können nach Vanderborght et al. dann nicht mehr abgebildet werden. Weitere herausfordernde Aspekte aktiver Regelungen sind der kontinuierliche Energiebedarf, die fehlende Möglichkeit der Energiespeicherung sowie meist aufwändige Regler und Regelungsmodelle. Für die Entwicklung eines einstellbaren HAM wird im Rahmen dieser Arbeit auf das Prinzip einer aktiven Impedanz verzichtet.

Eine Anpassung der *inhärenten Steifigkeit*, *Dämpfung* oder *Trägheit* bietet nach Vanderborght et al. den wesentlichen Vorteil, dass es sich um passive Mechanismen handelt. Es wird kein kontinuierlicher Energieeintrag in den Mechanismus benötigt und es lassen sich große Frequenzbereiche abdecken. Im Vergleich zur anpassbaren Impedanz mittels Regelung ist der konstruktive Aufwand jedoch höher (Vanderborght et al., 2013). Im Rahmen dieser Arbeit zur Entwicklung eines einstellbaren HAM wird der Begriff *anpassbares Impedanzelement* (AIE) im Folgenden an der Definition aus Lindenmann, Heyden, Matthiesen und Krause (2019) ausgerichtet.

Ein AIE wird in dieser Dissertation entsprechend der Beschreibung nach Lindenmann et al. (2019) als eine Kombination aus einem anpassbaren Steifigkeitsmechanismus (ASE) und einem anpassbaren Dämpfungsmechanismus (ADE) verstanden.

Die Anpassung der Masse steht hierbei nicht explizit im Fokus der Forschung. Eine Möglichkeit besteht durch das Hinzufügen und Wegnehmen diskreter Zusatzmassen zu einem bestehenden Mechanismus. Diese Aufteilung eines AIE in einen Teil mit zugeordneter Funktion *einstellbare Steifigkeit* und *einstellbare Dämpfung* folgt dem Ansatz der Modularisierung, wie er durch D. Krause und Gebhardt (2018) definiert wurde. Hierunter fallen nach Salvador (2007) und Blees (2011) die Aspekte *kommunale Verwendung*, *Kombinierbarkeit der Module*, *Schnittstellenstandardisierung*, *Funktionsbindung* und *Entkopplung*. Die Idee diesbezüglich besteht darin, AIEs in die Module ASE und ADE mit der jeweils an sie gebundenen Funktion *einstellbare Steifigkeit* bzw. *einstellbare Dämpfung* zu unterteilen (Funktionsbindung). Durch definierte und standardisierte Schnittstellen (Schnittstellenstandardisierung) können so unterschiedliche ASEs und ADEs kombiniert werden. Hierdurch wird es möglich, mit einer geringen Anzahl an ASEs und ADEs eine hohe Anzahl an Kombinationen zu erreichen und breite Anforderungsbereiche, bspw. Last- und Frequenzbereiche, abzudecken. (*Kombinierbarkeit der Module*). Der Aspekt der *Entkopplung* beschreibt nach D. Krause und Gebhardt (2018), dass die Komponenten innerhalb eines Moduls (ASE und ADE) wesentlich stärker wechselwirken als zwischen verschiedenen Modulen. Dieser Aspekt wird ebenso bei der späteren Kombination der Module wichtig. Während die *kommunale Verwendung* der Module ASE und ADE in unterschiedlichen Produkten nicht im Fokus dieser Arbeit steht, kann die konsequente Modularisierung den Transfer der hier entwickelten ASE und ADE in andere Forschungsdomänen erleichtern. Intensive Forschungsarbeiten hierzu fanden in dem durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG) geförderten Projekt *AIProVE* (DFG Projektnummer 399922375) statt, in dem der Einsatz von AIEs in verschiedensten Anwendungsbereichen untersucht wurde.

In bisherigen aktuellen mechanischen Untersuchungen lag der Fokus auf den statischen und niederfrequent dynamischen Eigenschaften der ASEs und ADEs. Forschung zu einstellbaren ASEs und ADEs in einem rotatorischen HAM ist lediglich durch Mangold (2019) bis zu Frequenzen von 35 Hz bekannt. Untersuchungen zu ASEs oder ADEs in translatorischen HAM konnten nicht aufgefunden werden.

Im Folgenden werden die grundlegenden Wirkprinzipien für ASEs und ADEs erläutert. Aufgrund der Vielzahl an möglichen technischen Umsetzungen wird eine Beschränkung auf die wesentlichen Mechanismen vorgenommen. An einigen Stellen werden zur Verdeutlichung Beispielsysteme aus der Literatur herangezogen.

2.7.1 Anpassbare Steifigkeitselemente

Grundlegende Wirkprinzipien für anpassbare Steifigkeitselemente (ASE) sind *Vorspannung von Federn*, *Veränderung der Kraftübersetzung*, *Änderung von Merkmalen* (Vanderborght et al., 2013). Eine vertiefte theoretische Betrachtung und verschiedene Möglichkeiten zur technischen Umsetzung können Vanderborght et al. (2013) und van Ham et al. (2009) entnommen werden.

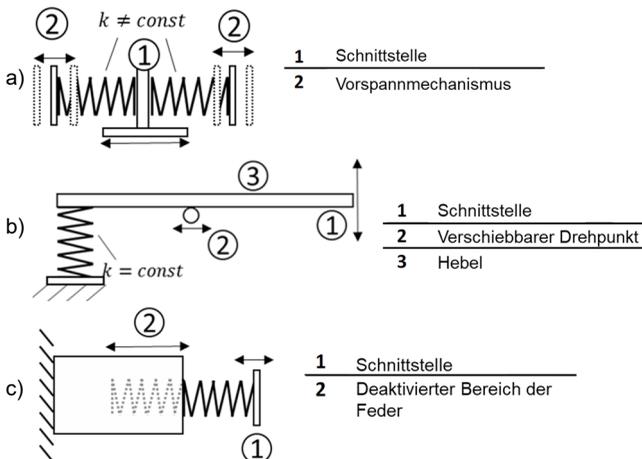


Abbildung 2.31: Beispielhafte Prinzipien für einstellbare Steifigkeit mit a) *Vorspannung* von antagonistisch *angeordneten Federn*, b) *Veränderung der Kraftübersetzung* und c) *Änderung von Merkmalen*. Übersetzt aus dem Englischen nach (Lindenmann et al., 2019)

Für das Prinzip *Vorspannung von Federn* erfolgt die Anpassung der Steifigkeit durch Verschieben des Betriebspunktes einer nichtlinearen (progressiv oder degressiv) Feder. Dabei kann mit einer einzelnen Feder gearbeitet werden, sodass jedoch nach Vorspannen der Feder eine Vorspannkraft verbleibt, die für eine weitere Auslenkung überwunden werden muss. In einer antagonistischen⁵ Anordnung zweier Federn ist es möglich die Vorspannkraft zu kompensieren. Das Wirkprinzip ist in Abbildung 2.31 a) dargestellt. Zur Einstellung der Steifigkeit werden die beiden Federn über einen Vorspannmechanismus gegenläufig vorgespannt. Die Federn befinden sich während der Vorspannung in einer Serienschaltung. Die Vorspannkraft hebt sich an Stelle 1 auf. Wird das vorgespannte Federpaket an dieser Stelle ausgelenkt, wirken die Federn als Parallelschaltung. Je nach Auslenkungsrichtung wird somit je eine Feder be- bzw. entlastet. Berechnungen zur resultierenden Federsteifigkeit können van Ham et al. (2009) entnommen werden. Eine exemplarische konstruktive Umsetzung eines ASEs, basierend auf dem Wirkprinzip der Vorspannung antagonistischer Federn, ist in Abbildung 2.32 dargestellt. Bei dem dargestellten Mechanismus von Stücheli (2016) handelt es sich um scheibenförmige Drehfedern mit spiralförmiger Federwindung, die in zwei Paketen auf eine Welle gefügt werden. Der Außendurchmesser der Federpakete kann durch ein Kegelradgetriebe gegenläufig vorgespannt werden, um so die Steifigkeit zu erhöhen.

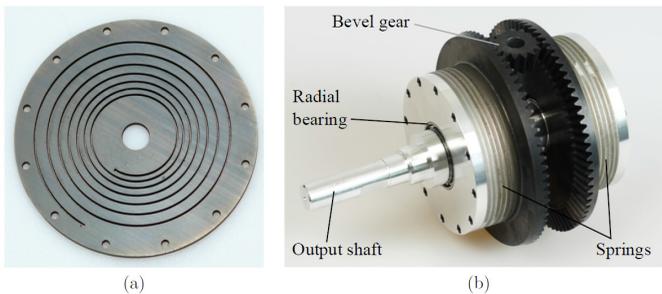


Abbildung 2.32: ASE mit Rotationsfreiheitsgrad auf Basis antagonistisch angeordneter nichtlinearer Drehfedern (a). Der innere Durchmesser der Federn ist mit einer Ausgangswelle gefügt. Die Vorspannung erfolgt antagonistisch über einen Kegelradsatz am Außendurchmesser der Drehfeder. (Stücheli, 2016, S. 68)

⁵ antagonistisch: gegensätzlich, widerstreitend. Synonym: entgegengesetzt
Dudenredaktion (o.D.a).

Unter dem Wirkprinzip *Veränderung der Kraftübersetzung* wird die Veränderung des Verhältnisses aus Kraft und Auslenkung mittels einer mechanischen Vorrichtung verstanden (vgl. Abbildung 2.31 - b). Ein mögliches Prinzip ist die Übersetzung der Federkraft über einen Hebel mit veränderlichem Drehpunkt. Analog nennen Vanderborght et al. (2013) die Möglichkeit, den Krafteinleitungspunkt oder die Federposition zu verschieben. Die eigentliche Feder kann in diesem Prinzip einer linearen Kennlinie folgen. Zu diesem Wirkprinzip finden sich in der Literatur einige Nachweise (Choi, Hong, Lee, Kang & Kim, 2011; Jafari, Tsagarakis, Vanderborght & Caldwell, 2010; Y. Liu, Liu, Yuan & Liu, 2019; Shao, Zhang & Ding, 2021). Jafari et al. (2010) beschreiben einen rotatorisch wirksamen Mechanismus für den Einsatz in Bein-Exoskeletten. Der konzeptionelle und prototypische Aufbau ist in Abbildung 2.33 dargestellt. Es handelt sich hierbei um zwei Hebel (Intermediate Link und Link) mit demselben Drehpunkt. Beide Hebel sind über ein Schraubenfederpaket (gelb) gekoppelt. Die Position der Federn an den Hebeln wird über einen Gewindetrieb eingestellt, womit die effektive Drehsteifigkeit zwischen beiden Hebeln verändert werden kann.

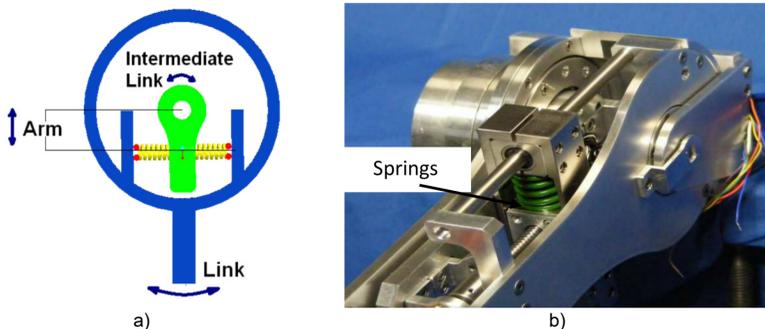


Abbildung 2.33: Konzeptioneller Aufbau (a) und prototypische Umsetzung (b) eines ASEs mit veränderlicher Kraftübersetzung. Der Aufbau besteht aus zwei Hebeln (Intermediate Link: grün; Link: blau), die über ein Federpaket (gelb) gekoppelt sind. Die Position der Federn und der somit wirksame Hebelarm (Arm) zwischen beiden Hebeln werden durch einen Gewindetrieb verstellt. (Jafari et al., 2010)

In ähnlichen Konzepten von Choi et al. (2011) und Y. Liu et al. (2019) werden alternativ Blattfedern mit veränderlichem Kraftangriffspunkt genutzt. Wesentlicher Vorteil der genannten Mechanismen ist der große Bereich möglicher Steifigkeiten. So kann im Mechanismus nach Jafari et al. durch Verschieben der Federn in den Drehpunkt beider Hebel eine Steifigkeit nahe Null erreicht werden. Die maximale Steifigkeit ist

durch die Steifigkeit des verwendeten Federpaketes sowie die maximale Hebel­länge limitiert. In dem Mechanismus von Shao et al. (2021) wird eine Drehfeder als elastisches Element eingesetzt. In dem Mechanismus nach Shao et al. kann durch die verwendete Gestalt eine theoretische Steifigkeit von *Null* bis *Unendlich* erreicht werden. Die wahren Steifigkeiten sind jedoch durch die Eigenschaften der umgebenen Konstruktion begrenzt. Ein weiterer Vorteil bei diesem Prinzip ist, dass eine Verstellung der Steifigkeit mit sehr geringem Energieeintrag möglich ist. Im Vergleich zu antagonistisch angeordneten Federn, bei denen eine Einstellung in Wirkrichtung der Feder erfolgt, wird hier die Steifigkeit durch eine Einstellbewegung orthogonal zur Wirkrichtung der Federn realisiert. Es ist somit kein Energieeintrag in die Federn nötig. Herausfordernd sind der meist komplizierte Aufbau und das Vorhandensein geometrischer Nichtlinearitäten (Spiel). Somit eignen sich diese Mechanismen besonders für Anwendungen mit großen Auslenkungen und Anwendungen, in denen ein gewisses Spiel die Funktion nicht ungünstig beeinflusst. Im Falle der Modellierung des HAS im Kontext von Vibrationen kann bei besonders kleinen Auslenkungen vorhandenes Spiel das dynamische Verhalten schwer beherrschbar machen.

Unter dem Prinzip *Änderung von Merkmalen* versteht sich die Einstellung der Federsteifigkeit durch bspw. Anpassung der Federlänge, des Elastizitätsmoduls oder des Flächenträgheitsmoments. Eine Umsetzung durch Änderung der Federlänge kann bei entsprechender Gestalt dem vorherig genannten Wirkprinzip *Veränderung der Kraftübersetzung* ähneln. Als Beispiel kann die Änderung der freien Länge einer Blattfeder genannt werden (vgl. Choi et al. (2011)).

Eine Möglichkeit zur Reduzierung der Federlänge bei Schraubenfedern wurde für ein einstellbares HAM von Matthiesen, Mangold und Zumstein (2016) und Mangold (2019) gezeigt. Der prinzipielle Aufbau des Mechanismus ist in Abbildung 2.34 dargestellt. Es handelt sich um eine Schraubenfeder, die in Drehrichtung entlang der Längsachse ausgelenkt wird. Die Feder verbindet innerhalb des HAM die Antriebs- und die Abtriebswelle. Zur Einstellung der Steifigkeit wird die Feder über einen Einstellring mit eingebrachter spiralförmiger Nut teilweise deaktiviert. Eine Spannhülse fixiert den deaktivierten Teil der Feder. Eine axial verstellbare Welle-Nabe-Verbindung zwischen Einstellring und Abtriebswelle gleicht die Längendifferenz bei Einschrauben der Feder aus.

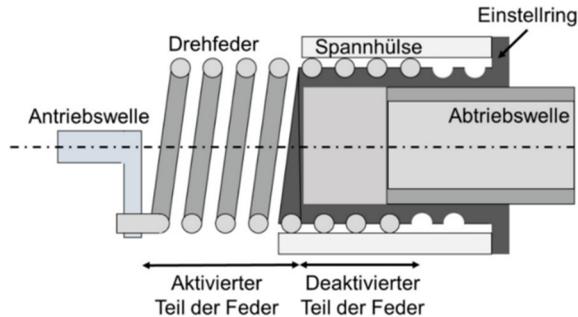


Abbildung 2.34: Einstellbare Steifigkeit durch Deaktivierung eines Teilbereiches einer Drehfeder über einen Einstellring und eine Spannhülse. (Matthiesen et al., 2016)

Eine weitere Möglichkeit zur Einstellung der Steifigkeit durch Änderung von Merkmalen ist nach Vanderborght et al. (2013) die Verwendung von Biegebalken mit unrundem Querschnitt. Durch Rotation des Balkens entlang der Längsachse kann das Flächenträgheitsmoment in Biegerichtung angepasst werden. Ein prototypischer Aufbau innerhalb eines planar agierenden Roboterarms wird von Seki, Kamiya und Hikizu (2012) gezeigt. Anzumerken ist hierbei, dass je nach Drehung des Biegebalkens durch das Flächendeviationsmoment Kräfte quer zur Auslenkungsrichtung entstehen können. Bei einer Blattfeder mit Rechteckquerschnitt ist das bei allen Winkeln zwischen 0° und 90° relativ zu den Hauptachsen der Fall. Diese Kräfte müssen konstruktiv berücksichtigt werden.

2.7.2 Anpassbare Dämpfungselemente

Vanderborght et al. (2013) beschreiben folgende grundsätzliche Arten zur Erzielung einer einstellbaren Dämpfung: *Reibung*, *elektro- oder magnetorheologische⁶ Dämpfung*, *Wirbelstromdämpfung* und *Fluiddämpfung*.

Das Prinzip der Dämpfung durch *Reibung* ist im ingenieurtechnischen Umfeld ein allgemein bekannter Mechanismus. Die makroskopische Modellierung von Reib-

⁶ Rheologie: „Teilgebiet der Physik, das sich mit den Erscheinungen, die beim Fließen und Verformen von Stoffen unter Einwirkung äußerer Kräfte auftreten, befasst“ Dudenredaktion (o.D.c).

kontakten steht bis heute im Fokus des Forschungsfeldes der Tribologie. Durch verschiedenste teilweise zeitlich variabler Einflüsse auf den Reibkontakt (vgl. Czichos (2015)) und insbesondere durch den Übergang von statischer zu dynamischer Reibung ist der gezielte Einsatz von Reibungsdämpfern herausfordernd. Hinsichtlich der exemplarischen Anwendung von Reibungsdämpfern soll an dieser Stelle auf die Arbeit von Vanderborght et al. (2013) verwiesen werden. Für den Kontext der Hand-Arm-Modellierung sind hierzu keine Arbeiten bekannt.

Unter dem Prinzip der *elektro- oder magnetorheologischen Dämpfung* versteht sich die Anwendung von Fluiden, deren Viskosität durch ein anliegendes elektrostatisches oder magnetisches Feld beeinflusst werden kann. Die Anwendungsgebiete sind breit gefächert. So berichten bspw. Li, Jin, Zhang, Zhang und Gruver (1995) über elektrorheologische Dämpfer in der Robotik. Als spezialisierte Anwendung berichten Khanicheh, Mintzopoulos, Weinberg, Tzika und Mavroidis (2008) über den Einsatz von einstellbaren elektrorheologischen Dämpfern in der Magnetresonanztomographie (MRT), zur Erzeugung von Dämpfungskräften ohne Rückwirkung auf das magnetische Feld des MRT-Gerätes. Stücheli (2016) beschreibt die Auslegung und die Charakteristik eines magnetorheologischen Dämpfers in einem anpassbaren Impedanzelement. Eine Charakterisierung im schwingenden Betrieb erfolgt nicht. Wahid, Ismail, Aid und Rahim (2015) führen in ihrer Arbeit wesentliche Einschränkungen der Anwendung magnetorheologischer Dämpfer auf. Wesentliche Aspekte sind die Separierung der magnetischen Partikel vom Trägerfluid, die Verklumpung und die Oxidation des Fluides (Wahid et al., 2015).

Beim Prinzip der *Wirbelstromdämpfung* handelt es sich um einen elektrischen Leiter mit Relativbewegung zu einem magnetischen Feld. Das Magnetfeld kann durch Elektro- oder Permanentmagneten erzeugt werden. Durch die Relativbewegung wird im elektrischen Leiter eine Spannung und infolge ein Stromfluss induziert (unter Annahme eines geschlossenen Stromkreises). Durch den inhärenten elektrischen Widerstand des Leiters wird Energie in Form von Wärme dissipiert. Vanderborght et al. (2013) geben einen linearen Zusammenhang zwischen Dämpfungskraft und Geschwindigkeit an. Pérez-Díaz, Valiente-Blanco und Cristache (2016) beschreiben für dieses Wirkprinzip einen Dämpfungsmechanismus sowie eine zugehörige dynamische Charakterisierung. Im schwingenden Betrieb konnte ab einer Resonanzfrequenz von ca. 15 Hz mit zunehmender Anregungsfrequenz ein Einbruch der Dämpfung beobachtet werden.

Zum Prinzip der *Fluiddämpfung* führen Vanderborght et al. (2013) das Beispiel der Fluidrosselung und der laminaren Fluidscherung an. Bei der Fluidrosselung wird durch einen geeigneten Mechanismus (z. B. Kolben und Zylinder) ein Fluidvolumen

zwischen zwei separaten Kammern durch einen Kanal mit einer einstellbaren Drossel gefördert. Die Drossel beschränkt den Fluidstrom und erzeugt hierdurch Fluidreibung mit einhergehenden Energiedissipation durch Wärme. Im Hinblick auf HAM berichtet Mangold (2019, S. 167–168) über einen rotatorisch wirksamen einstellbaren Dämpfer auf Basis von Fluidrosselung (vgl. Abbildung 2.35).



Abbildung 2.35: Rotatorisch wirksamer Dämpfer, basierend auf dem Prinzip der Fluidrosselung. Die Fluidverdrängung erfolgt durch einen Flügelmechanismus im Inneren, der mit der Ausgangswelle verbunden ist. Über Fluidkanäle zum Einstellventil erfolgt ein Volumenstrom. Abbildung aus (Mangold, 2019, S. 168). Einzelabbildungen aus (Kinetrol Ltd., o.D.)

Im Beispiel der Dämpfung durch laminare Fluidscherung wird ein Fluid zwischen zwei relativbewegten Platten auf Scherung beansprucht. Die Dämpfungskraft ist hierbei proportional zur Scherfläche sowie invers proportional zum Plattenabstand (Bschorer, 2018, S. 154–156) und kann somit eingestellt werden. Eine Herausforderung bei Fluiddämpfern ist die Abdichtung der relativ zueinander bewegten Komponenten.

2.8 Fazit zum Stand der Forschung

Nach einer Definition der für diese Arbeit relevanten mechanischen Interaktionskräfte des HAS wurde in Kapitel 2 dargestellt, dass die mechanische Interaktion des menschlichen HAS mit technischen Systemen das resultierende dynamische Verhalten beeinflusst. Anhand ausgewählter aktueller Studien wurde der Einfluss von Greif- und Andruckkräften sowie Armhaltungen auf die Vibration handgehaltener Maschinen gezeigt. Dabei wurde festgestellt, dass selbst die grundlegenden Tendenzen der gemessenen Einflüsse abweichen. Diese Abweichungen können aufgrund der hohen Anzahl an möglichen Einflüssen nur hypothetisch begründet werden und werden unter anderem auf die passiven Eigenschaften des HAS zurückgeführt.

Um ein besseres Verständnis des Systems *Mensch* zu erlangen, können aktuelle Untersuchungen und Modelle zu den passiven Eigenschaften des HAS herangezogen werden. Als Messgröße dient die MI, wobei die MI des menschlichen HAS unter anderem von der Greifkraft, der Andruckkraft und der Armhaltung abhängt. In den aufgeführten Studien wird jedoch auch diesbezüglich ein hohes Maß an Unsicherheiten betont. Die Studien weisen Schwächen hinsichtlich der Stichprobengröße sowie des Wertebereichs der untersuchten Greif- und Andruckkräfte auf. Mit Bezug auf die in Kapitel 2.2 berichteten Anwendungsstudien lässt sich festhalten, dass Messungen zur MI bei Greif- und Andruckkräften, die relevant für die Anwendung handgehaltener Maschinen sind, fehlen. Im Hinblick auf die Armhaltung finden sich in der aktuellen Forschung einige Berichte zu Untersuchungen zum Ellenbogenwinkel. Berichte zur Untersuchung einer Flexion⁷ der Schulter für eine Überkopf-Armhaltung sind hingegen nicht bekannt. Besonders bei Überkopf-Armhaltungen erfolgt eine enge Kopplung der Maschine an den Menschen, da neben der Andruckkraft auch das Maschinengewicht zur Ankopplung beiträgt. Unklar ist also, ob die bisherig veröffentlichten Impedanzkurven sowie Modelle für eine Abbildung der MI des HAS bei anwendungsnahen Greif- und Andruckkräften geeignet sind. Eine Lücke im Stand der Forschung bildet somit die MI bei anwendungsnahen Greif- und Andruckkräften sowie bei einer Überkopf-Armhaltung.

Im Kontext der Hand-Arm-Modellierung wird zwischen mathematischen und physischen Modellen unterschieden. Physische Modelle bieten den Vorteil, dass das technische System, das in Interaktion mit dem Modell untersucht wird, als physisches System mit all seinen Eigenschaften zur Verfügung steht. Hand-Arm-Modelle ermöglichen es, den mechanischen Einfluss des Menschen im Kontext von Vibrationen reproduzierbar abzubilden.

Ein Aspekt, der die weitere Forschung an HAM motiviert, ist die Heterogenität der mechanischen Impedanz des menschlichen HAS. Diese Heterogenität ist im eigentlichen Sinne die Ursache für hohe Streuungen bei manuellen Experimenten mit handgehaltenen Maschinen. Mit einem einstellbaren HAM ist es möglich, den kompletten Streubereich des menschlichen HAS einstellbar abzubilden und gleichzeitig reproduzierbare Messergebnisse zu erzielen.

⁷ Flexion: *Beugung des Schultergelenkes nach vorne*. Hauptverband der Gewerblichen Berufsgenossenschaften [HVBG] (2007, S. 74).

In lediglich einer Quelle wird über ein einstellbares HAM für die rotatorische Anregung berichtet, zudem fehlen aktuelle Forschungen zu translatorischen einstellbaren HAM. Eine weitere wesentliche Herausforderung in der bisherigen Forschung an HAM liegt in der statischen und dynamischen Dimensionierung. So beschreiben einige Autoren in der Auslegung, sowohl von nicht einstellbaren als auch von einstellbaren HAM, einen Kompromiss aus statischer und dynamischer Federauslegung. Den Forschenden ist es daher nicht gelungen, gleichzeitig die Forderung nach hohen statischen Kräften zur Erfüllung einer Arbeitsaufgabe und die Forderung nach einer niedrigen Federsteifigkeit zur Abbildung der MI des HAS zu erfüllen.

3 Motivation und Zielsetzung

Ausgehend von den Erläuterungen in Kapitel 2 werden in diesem Kapitel die Herausforderungen in der Konstruktion technischer Systeme, die in physischer Interaktion mit dem menschlichen Hand-Arm-System (HAS) stehen, beschrieben. Hieraus wird die weitere Forschung an einstellbaren physischen Hand-Arm-Modellen (HAM) motiviert. Abschließend wird die Zielstellung dieser Arbeit formuliert.

3.1 Motivation

Mechanische Interaktionen des menschlichen HAS mit einem technischen System unterliegen vielfältigen Einflüssen. Besonders im Kontext von Vibrationen ist bekannt, dass die Schwingungseigenschaften des menschlichen HAS variieren und insbesondere durch Einflussfaktoren wie Greifkraft, Andruckkraft oder Armhaltung beeinflusst werden. Für die Konstruktion ist dies eine Herausforderung, da die mechanische Interaktion hierdurch streut. Dies führt zum einen dazu, dass Kräfte, die vom Menschen auf das System wirken, nur mit großer Unsicherheit vorhergesagt werden können. Zum anderen ergibt sich daraus, dass es schwierig ist, Zusammenhänge zwischen der technischen Gestalt und dem resultierenden Systemverhalten zu ermitteln, da die Streuung durch den Menschen in manchen Fällen den eigentlichen Effekt einer konstruktiven Änderung überdecken kann. Hierdurch steigt der experimentelle Aufwand in handgeführten Experimenten, um eine statistisch abgesicherte Aussage zu dem gewünschten Effekt zu erhalten. Einstellbare physische HAM können in der Entwicklung handgehaltener Maschinen helfen, den Menschen an Prüfständen in seiner mechanischen Impedanz wirkungsäquivalent, einstellbar und reproduzierbar abzubilden. Dies ermöglicht es, Zusammenhänge zwischen dem Verhalten des technischen Systems und seinen technischen Details mit geringerem Aufwand zu erfassen. Einige Forschende erwähnen zudem, dass physische HAM besonders in Lebensdauertests zu einer wesentlichen Entlastung des Versuchspersonals führen (Cronjäger et al., 1984, S. 6).

Wie in Kapitel 2 dieser Arbeit erläutert, konnten hierzu mehrere Forschungslücken identifiziert werden. So fehlt Wissen zur MI für Greif- und Andruckkräfte, wie sie in manuellen Anwendungen handgehaltener Maschinen auftreten. In aktuellen Veröffentlichungen wird, mit Ausnahme weniger Studien, von gemessenen Impedanzkurven berichtet, die mit einer kleinen Stichprobe ($n \leq 10$) ermittelt wurden. Die Übertragbarkeit der Ergebnisse ist dadurch eingeschränkt. Auch der Einfluss der

Armhaltung auf die MI wurde bisher nur eingeschränkt untersucht. Wissen zur MI des menschlichen HAS bei anwendungsnahen Greif- und Andruckkräften sowie bei einer Überkopf-Armhaltung ist notwendig, um ein HAM entwickeln zu können, das flexibel für unterschiedliche Anwendungsfälle einsetzbar ist. Weiterhin kann dieses Wissen zu einem allgemeinen Verständnis der Schwingungseigenschaften des Menschen beitragen.

Mit dem Wissen, dass die MI des menschlichen HAS durch Greif- und Andruckkraft sowie Armhaltung beeinflusst wird, ist davon auszugehen, dass ein HAM mit konstanten Parametern den Menschen nur in Teilen abbilden kann. Außerdem kann der Einsatz von HAM mit konstanten Parametern auch dazu führen, dass technische Systeme, die mithilfe dieser Modelle auf Prüfständen untersucht werden, auf ebendiese Modelle hin optimiert werden (Mangold, 2019, S. 53). In anderen Betriebspunkten ist folglich ein nicht optimales Verhalten des technischen Systems möglich. Hieraus ergibt sich ein Bedarf an einstellbaren HAM, die unterschiedliche Zustände des menschlichen HAS nachbilden können. Für die translatorische Anregung sind keine einstellbaren HAM bekannt, die das menschliche HAS über den kompletten Variationsbereich der MI einstellbar, aber reproduzierbar abbilden. Durch ein solches einstellbares HAM können in Untersuchungen, in denen die MI des Menschen berücksichtigt werden muss, Streuungen reduziert werden.

3.2 Zielsetzung

Das übergeordnete Ziel dieser Arbeit wird wie folgt formuliert:

Ziel

Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung eines translatorischen mechanischen Hand-Arm-Modells, welches die mechanische Impedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems für eine Anregung entlang der Unterarmachse (z_R -Richtung) über einen Frequenzbereich von 10 bis 500 Hz einstellbar abbildet.

Durch diese Zielsetzung ist der Anwendungsbereich des HAM auf den Frequenzbereich von 10 bis 500 Hz eingeschränkt. Die untere Grenze von 10 Hz wurde gewählt, da hier nach Kern (2009) die Grenze der aktiven Kraftaufprägung liegt. Bei Frequenzen unter 10 Hz muss mit einer direkten Beeinflussung der MI durch aktive Muskelaktivität gerechnet werden. Die obere Grenze von 500 Hz wurde ISO 10068:2012 entnommen, in welcher die aktuell gültigen Impedanzwerte definiert sind. Zur Erreichung dieses Ziels wird in dieser Forschungsarbeit ein solches HAM synthetisiert

und verifiziert. Grundlage zur Entwicklung eines physischen HAM mit translatorischem Freiheitsgrad ist das Wissen über die MI des HAS.

Unter Berücksichtigung der zuvor identifizierten Lücken im Stand der Forschung ist das **erste Teilziel** dieser Arbeit die Erfassung der schwingungstechnischen Eigenschaften des menschlichen HAS in Form der MI bei anwendungsnahen Greif- und Andruckkräften sowie bei einer Überkopf-Armhaltung. Die MI soll für Greif- und Andruckkräfte der beispielhaften Anwendung *Hammerbohren* ermittelt werden. Zur Erreichung des ersten Teilziels soll daher die MI bestimmt werden. Das Ergebnis ist eine schwingungstechnische Charakterisierung des Referenzsystems *Mensch*. Die Arbeitshypothese zu diesem Teilziel lautet:

Hypothese 1

Die mechanische Impedanz des Hand-Arm-Systems unterscheidet sich in Richtung der Unterarmachse (z_h -Richtung) bei anwendungsnahen Greif- und Andruckkräften einer Bohrhammeranwendung sowie für eine Überkopf-Armhaltung von bestehenden Impedanzverläufen.

Das **zweite Teilziel** der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung eines einstellbaren physischen HAM, das in der Lage ist, die ermittelte Impedanz des menschlichen HAS abzubilden. Das Ziel ist hierbei, den Variationsbereich der MI aufgrund der Variation von Greifkraft, Andruckkraft und Armhaltung abbilden zu können. Eine wesentliche Herausforderung im Stand der Forschung ist, gleichzeitig statische Anforderungen (hohe anwendungsnahen Kräfte) und dynamische Anforderungen (kleine Federsteifigkeiten, wenig Trägheit) zu erfüllen. Das entwickelte Modell soll beiden Anforderungen gerecht werden und auf Prinzipien anpassbarer Impedanzelemente aufbauen. Das zu diesem Teilziel zugehörige Ergebnis ist das *Hand-Arm-Modell*. Die entsprechende Arbeitshypothese lautet:

Hypothese 2

Durch Kombination von einstellbaren Steifigkeits- und Dämpfungsmechanismen ist es möglich, ein translatorisches Hand-Arm-Modell zu entwickeln, welches die Impedanz des Anwenders in translatorischer Richtung nachbildet und gleichzeitig anwendungsnahen statische Kräfte aufnehmen kann.

4 Forschungsfragen und Forschungsdesign

In diesem Kapitel wird das Forschungsdesign beschrieben, das zur Erreichung der zuvor genannten Zielsetzung eingesetzt wurde. Eingangs wird das übergeordnete Vorgehen im Rahmen dieser Arbeit erläutert. Anschließend werden Forschungsfragen zu den vorherig definierten Hypothesen formuliert. Abschließend wird das Forschungsdesign präzisiert und gezeigt wird, wie die einzelnen Forschungsfragen untersucht werden.

Mit dem Ziel der Entwicklung eines mechanisch einstellbaren Hand-Arm-Modells (HAM) mit einem translatorischen Freiheitsgrad wurde zunächst das Referenzsystems *Mensch* im Hinblick auf die MI des Hand-Arm-Systems (HAS) untersucht (Kapitel 5). Daraus wurden die Anforderungen an die mechanische Impedanz (MI) des HAM abgeleitet. Nachfolgend wird in Kapitel 6 die Erläuterung zur Entwicklung des mechanischen Ersatzmodells erläutert, das als Einzelkomponenten und Gesamtmodell in Verifizierungsstudien evaluiert wurde. Die gemessene MI des HAM wurde gegen die MI des menschlichen HAS abgeglichen. Die Entwicklung des HAM folgte einem iterativen Kreislauf aus Synthese¹ und Analyse der Funktion, in dieser Arbeit werden jedoch der zeitlich iterative Ablauf und die Modellgenerationen nicht explizit dargestellt, sondern es wird der letzte Entwicklungsstand gezeigt.

4.1 Forschungsfragen

Zur Untersuchung von Hypothese 1 können die folgenden drei Teilforschungsfragen (TF) abgeleitet werden:

TF 1.1 Welchen Einfluss haben anwendungsnahe Greifkräfte auf die mechanische Impedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems?

¹ „In der Synthese wird eine Gestalt festgelegt, die in der Lage ist, die geforderte Funktion unter vorgegebenen Anforderungen und Randbedingungen zu erfüllen“ (Matthiesen, 2021, S. 460)

TF 1.2 *Welchen Einfluss haben anwendungsnahe Andruckkräfte auf die mechanische Impedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems?*

TF 1.3 *Welchen Einfluss hat eine Überkopf-Armhaltung auf die mechanische Impedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems?*

Zur Beantwortung von TF 1.1 bis 1.3 ist es das Ziel, den jeweiligen Einfluss der Faktoren *Greifkraft*, *Andruckkraft* und *Armhaltung* auf die MI zu analysieren. Anwendungsnahe Greif- und Andruckkräfte entsprechen im Kontext dieser Arbeit den aus den Anwendungsstudien mit vibrierenden handgehaltenen Maschinen (vgl. Kapitel 2.2) ermittelten Werten.

Zur Untersuchung von Hypothese 2 können ebenfalls drei Teilforschungsfragen abgeleitet werden:

TF 2.1 *Welche Modellstruktur eignet sich für ein Hand-Arm-Modell, um die mechanische Impedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems mechanisch nachzubilden?*

TF 2.2 *Wie kann ein einstellbares Hand-Arm Modell gestaltet sein, das die mechanische Impedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems nachbildet?*

TF 2.3 *Wie können statische und dynamische Anforderungen an das Hand-Arm-Modell gleichzeitig erfüllt werden?*

Das mit TF 2.1 verbundene Ziel ist die Untersuchung und Festlegung einer Modellstruktur, welche die MI des HAS nachbilden kann und physisch umgesetzt werden kann. Im Kontext dieser Arbeit beschreibt die Modellstruktur die Art der Kombination von Federn, Massen und Dämpfern zur Nachbildung der geforderten mechanischen Impedanz.

Hierauf aufbauend besteht in Bezug auf TF 2.2 das Ziel, eine technische Gestalt zu finden, welche die geforderte MI nachbildet.

TF 2.3 adressiert die Herausforderung, dass ein HAM anwendungsnahe statische Kräfte aufprägen und gleichzeitig niedrige Steifigkeiten zur Abbildung der mechanischen Impedanz des menschlichen HAS aufweisen muss.

4.2 Forschungsdesign

Im Folgenden wird erläutert, wie die einzelnen Teilforschungsfragen beantwortet werden sollen. Das Vorgehen zur Untersuchung der Hypothesen sowie der Teilforschungsfragen ist in Abbildung 4.1 und Abbildung 4.2 dargestellt. Zu den Teilforschungsfragen werden jeweils das Ziel, die Untersuchungsmethode sowie das zu erwartende Ergebnis genannt.

Zur Beantwortung von TF 1.1 bis 1.3 wurde eine experimentelle Probandenstudie an einem elektromechanischen Shakerprüfstand durchgeführt. Die Beantwortung der drei Teilforschungsfragen erfolgt anhand einer gemeinsamen Studie. Das Ergebnis zu den Teilforschungsfragen ist der statistisch ermittelte Einfluss des jeweiligen Faktors auf die MI. Das Gesamtergebnis der Untersuchung bzgl. Hypothese H1 ist eine Beschreibung der mechanischen Impedanz des menschlichen HAS nach Betrag und Phase für anwendungsnahe Greifkräfte, Andruckkräfte und Armhaltungen.

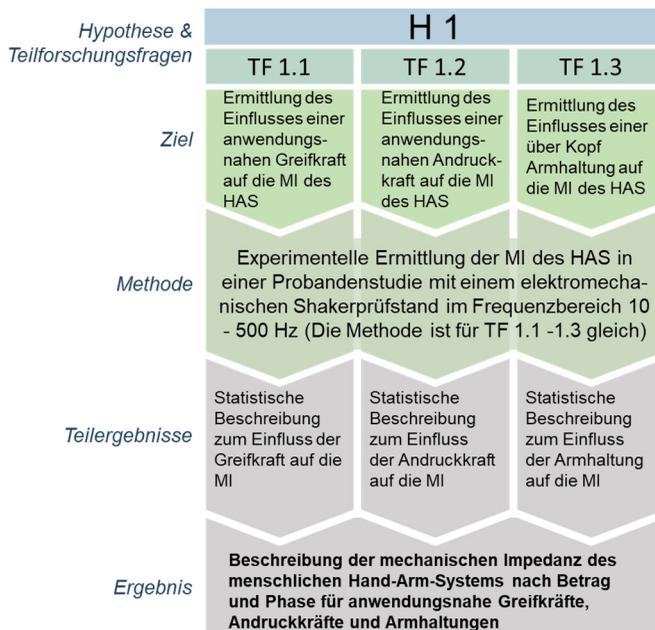


Abbildung 4.1: Forschungsvorgehen und Ergebnisse zur Untersuchung von Hypothese 1.

Die Untersuchung von Hypothese H2 mit den zugehörigen Teilforschungsfragen baut auf dem Ergebnis der Untersuchung von H1 auf und ist in Abbildung 4.2 dargestellt.

Zur Beantwortung von TF 2.1 wird anhand einer analytischen und numerischen Betrachtung mathematischer HAM (Mehrkörpermodelle) diskutiert, welche Modellstruktur eine Umsetzung in einem physischen HAM ermöglicht. Das Teilergebnis ist demzufolge ein mathematisches HAM, das die Struktur und die Zielparameter des späteren physischen Modells beschreibt.

Aufbauend auf diesem Teilergebnis ist das mit TF 2.2 verbundene Ziel die Entwicklung des physischen HAM. Das Vorgehen umfasst neben der Modellsynthese auch die dynamische Analyse und den Abgleich der resultierenden MI mit der MI des menschlichen HAS. Zur Erreichung dieses Teilziels sollen Wirkprinzipien aus dem Bereich der anpassbaren Impedanzelemente eingesetzt werden. Ergebnis zu dieser Teilforschungsfrage ist ein dynamisch wirksames physisches HAM, das die MI des HAS in translatorischer Richtung (z_h -Richtung) in eingeschränkten Frequenzbereichen nachbilden kann. Für das entwickelte HAM soll eine bereichsweise Übereinstimmung des Modells mit der MI des Menschen nachgewiesen werden. Durch Einstellen der Parameter des HAM kann dieser Bereich verschoben werden.

In Bezug auf TF 2.3 besteht das Ziel, einen Mechanismus in das HAM zu implementieren, der statische Kräfte, die in der Anwendung auf das Modell einwirken, ausgleicht, ohne dabei die dynamische Auslegung des HAM wesentlich zu stören. Der entwickelte Mechanismus wird im Folgenden *Konstantkraftmechanismus* (KKM) genannt. Neben der Entwicklung des KKM erfolgt die statische und dynamische Analyse. Das Teilergebnis ist demnach der KKM an sich sowie Kenntnisse über dessen statische und dynamische Eigenschaften. Es wird erwartet, dass durch die inhärenten Steifigkeits-, Dämpfungs- und Trägheitseigenschaften des KKM zwar eine Beeinflussung des HAM stattfindet, jedoch wird beabsichtigt, diesen Einfluss gering zu halten.

In einer abschließenden Verifizierungsstudie soll die MI des physischen HAM an einem elektromechanischen Shakerprüfstand ermittelt und gegen die MI des Menschen verglichen werden. Als Gesamtergebnis der Untersuchung von Hypothese H2 und auch als Gesamtergebnis dieser Arbeit steht abschließend ein einstellbares translatorisch wirkendes HAM, das die MI des menschlichen HAS bereichsweise nachbilden kann. Das HAM soll hierbei neben den dynamischen Kräften auch die statischen Andruckkräfte abbilden können.

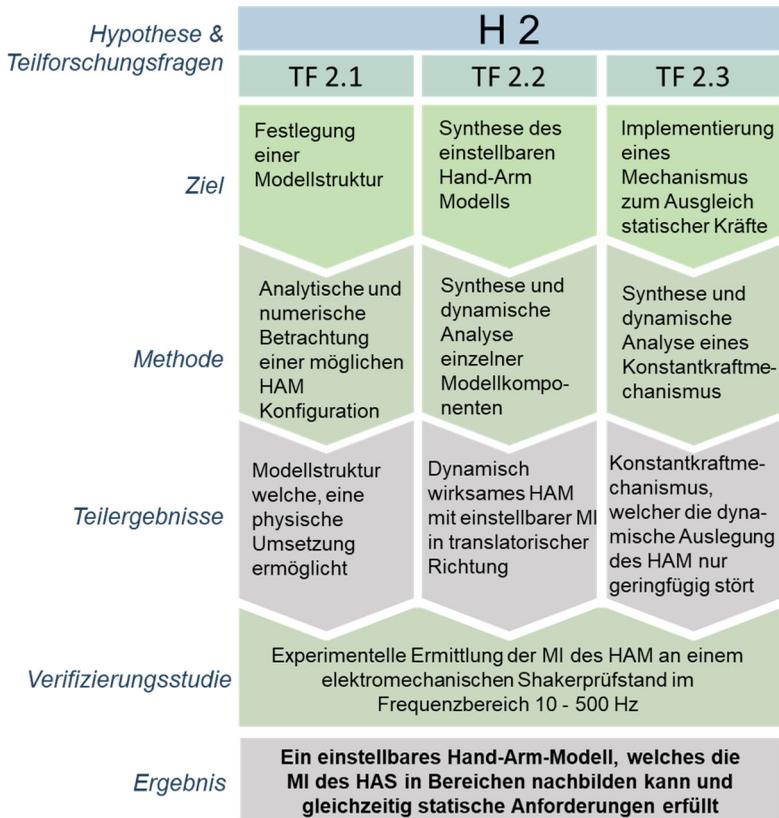


Abbildung 4.2: Forschungsvorgehen und Ergebnisse zur Untersuchung von Hypothese 2.

5 Ermittlung der mechanischen Impedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems

Fokus dieses Kapitels ist die Untersuchung der Hypothese 1 und der zugehörigen Teilforschungsfragen

Hypothese 1

Die mechanische Impedanz des Hand-Arm-Systems unterscheidet sich in Richtung der Unterarmachse (z_h -Richtung) bei anwendungsnahen Greif- und Andruckkräften einer Bohrhammeranwendung sowie für eine Überkopf-Armhaltung von bestehenden Impedanzverläufen.

- TF 1.1 *Welchen Einfluss haben anwendungsnahen Greifkräfte auf die mechanische Impedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems?*
- TF 1.2 *Welchen Einfluss haben anwendungsnahen Andruckkräfte auf die mechanische Impedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems?*
- TF 1.3 *Welchen Einfluss hat eine Überkopf-Armhaltung auf die mechanische Impedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems?*

Die nachfolgenden Inhalte dieses Kapitels zur Untersuchung der o. g. Fragestellungen wurden vom Autor der vorliegenden Arbeit in

Lindenmann, A., Schröder, T., Germann, R., Gwosch, T. & Matthiesen, S. (2022a) Effect of high level grip-and push force and elevated arm posture on the zh-axis hand-arm impedance. International Journal of Industrial Ergonomics, 92, 103375. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2022.103375>

veröffentlicht. Die Versuchsbeschreibung, Methode, Ergebnisse und Diskussion werden in großen Teilen unverändert wiedergegeben.

5.1 Versuchsaufbau und Messmethode

Zur Untersuchung der o. g. Hypothese und Fragestellungen wurde eine experimentelle Probandenstudie durchgeführt. Der Versuchsaufbau wird in den folgenden Teilkapiteln beschrieben. Dieser diente der Erfassung der mechanischen Impedanz einer Stichprobe von 30 Probandinnen und Probanden.

5.1.1 Probandinnen und Probanden

In der Studie wurden 30 Probandinnen und Probanden (weiblich: 4; männlich: 26) hinsichtlich der mechanischen Impedanz des Hand-Arm-Systems (HAS) untersucht. Bei der Probandenauswahl wurde darauf geachtet, dass im Bereich des HAS keine diagnostizierte Vorerkrankung vorhanden war. Die Teilnahme an der Studie war zu jedem Zeitpunkt freiwillig und konnte ohne Angabe von Gründen unterbrochen oder abgebrochen werden. Die aufgezeichneten personenbezogenen Daten wurden zum Zeitpunkt der Aufnahme anonymisiert, sodass kein Rückschluss von den Daten auf eine einzelne Person möglich ist. Die Probandinnen und Probanden wurden zu Beginn der Studie über das Studiendesign, ihre Rechte sowie die Art der Datenaufnahme und Auswertung unterrichtet. Das Alter der Probanden lag im Bereich von 20 bis 34 Jahren (20 bis 24 Jahre: 4; 25 bis 29 Jahre: 16; 30 bis 34 Jahre: 10). Die Probandinnen und Probanden gaben die Häufigkeit der sportlichen Aktivität (täglich: 4; wöchentlich: 13; monatlich: 8; jährlich: 5) und der kraftorientierten Arbeitstätigkeiten (täglich: 4; wöchentlich: 11; monatlich: 14; jährlich: 1) im Bereich des HAS an. Lediglich die dominante Hand (rechtshändig: 28; linkshändig: 2) wurde untersucht. Die aufgezeichneten anthropometrischen Merkmale der Probandinnen und Probanden sind in Tabelle 5.1 aufgelistet.

Tabelle 5.1: Anthropometrische Merkmale der Probandinnen und Probanden (Lindenmann et al., 2022a)

Größe	Perzentil		
	5%	50%	95%
Körpergröße [mm]	1730	1840	1930
Körpergewicht [kg]	67	80	102
Armlänge [mm]	749	810	850
Handlänge [mm]	181	196	216
Handflächenbreite [mm]	83	92	102,5
Handgewicht [g]	335	433	573

Die Messung der Merkmale erfolgte anhand der Angaben in DIN EN ISO 7250-1:2017¹. Das Handgewicht wurde durch Messung des verdrängten Wasservolumens bei Eintauchen der Hand in Wasser bis zum Handgelenk bestimmt. Zur Umrechnung von verdrängtem Wasservolumen zu Handmasse wurde der Faktor 1,1 g/cm³ verwendet (Clauser, McConville & Young, 1969, S. 4). (Lindenmann et al., 2022a)

5.1.2 Versuchsaufbau und -durchführung

Zur Messung der MI erfolgte eine Schwingungsanregung des HAS bei gleichzeitiger Messung der Anregungskraft und Beschleunigung. Hierzu wurde ein elektromechanischer Shaker verwendet (M124M; ETS Solutions Europe; Deutschland). Der Shaker ist Teil eines Prüfstandes zur axialen und angularen Schwingungserzeugung, der wiederum von Matthiesen, Lindenmann und Bruchmüller (2018) veröffentlicht wurde und in Abbildung 5.1 dargestellt ist. Für diese Studie wurde lediglich die Möglichkeit der axialen Schwingungserzeugung genutzt. Der Shaker ist in einer Vorrichtung montiert, die eine Höhen- und Winkeleinstellung erlaubt (vgl. Abbildung 5.1 und Abbildung 5.4). Diese Vorrichtung ermöglicht zum einen, dass die einzelnen Probanden eine vergleichbare Körper- und Armhaltung einnehmen, und zum anderen, verschiedene Haltungen zu untersuchen. (Lindenmann et al., 2022a)

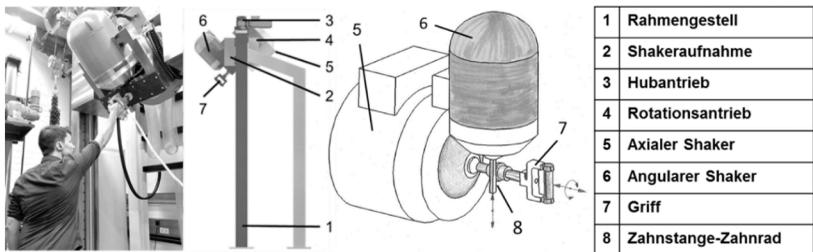


Abbildung 5.1: Shakerprüfstand zur axialen und angularen Schwingungsanregung von Systemen. (Matthiesen, Lindenmann & Bruchmüller, 2018)

¹ DIN EN ISO 7250-1:2017 *Wesentliche Maße des menschlichen Körpers für die technische Gestaltung*

Zur Messung der MI des HAS wurde der Shakeraufbau mit einem Messgriff, wie in Kapitel 2.4 ausgestattet (vgl. Abbildung 5.2 b). Dieser Messgriff erfüllt die Anforderungen nach DIN EN ISO 10819:2019. Der Griffdurchmesser beträgt 40 mm. Zwei Kraftsensoren (9027C; Kistler Instrumente AG; Schweiz) dienen der Erfassung der dynamischen und statischen Axialkräfte. Abweichend von DIN EN ISO 10819:2019 wurden in diesem Aufbau zwei Beschleunigungssensoren (PCB 356A15; PCB Piezotronics; USA) eingesetzt. In diesem Experiment konnte so durch Mittelwertbildung beider Beschleunigungssignale die Signalqualität verbessert werden. Zwei Kraftsensoren zwischen den beiden Halbschalen des Messgriffes (9011A; Kistler Instrumente AG; Schweiz) ermöglichen entsprechend der o.g. Norm, die Messung der Greifkräfte. Zur Aufzeichnung aller Signale wurde ein ADwin Pro II Messsystem eingesetzt (Jäger Computergesteuerte Messtechnik GmbH; Lorsch; Deutschland). Eine grafische Anzeige der momentanen Greif- und Andruckkräfte ermöglichte den Probanden die Regelung der vorgegebenen Interaktionskräfte. Die Darstellung der wirkenden Kräfte wurde unverändert von Mangold (2019, S. 92) übernommen. (Lindenmann et al., 2022a)

Der Messgriff wurde mit der vom Autor dieser Arbeit mitentwickelten Methode nach Heyden et al. (2021) im Frequenzbereich von 10 bis 500 Hz kalibriert (vgl. Kapitel 2.4). Neben einer Messung der Impedanz des Messgriffes ohne Hand-Arm-Interaktion wurden an den schematisch gekennzeichneten Stellen in Abbildung 5.2 je zwei unterschiedliche Kalibriergewichte (0,159 kg und 0,309 kg) angeschraubt. Die angegebene Masse beinhaltet das Gewicht der Befestigungselemente. Eine anschließende Messung der scheinbaren Masse (AM) nach Formel 8 ermöglicht die Bestimmung einer frequenzabhängigen Kalibrierfunktion. Die Messergebnisse des kalibrierten Messgriffes sind in Abbildung 5.2 (a) dargestellt, wobei die gemessene und kalibrierte AM in Form schwarzer Kreise und die jeweils zugehörige Soll-AM als rote Volllinie abgebildet ist. Ein ideales Massenverhalten führt in der Darstellung der scheinbaren Masse zu einer horizontalen Linie im Betrag sowie zu einem Phasenwinkel von null. Anhand der eingetragenen Kurve der scheinbaren Masse des Messgriffes und der Kalibriermassen konnte ein Messfehler von weniger als 3% für alle Frequenzen ungleich 50 Hz festgestellt werden. Bei 50 Hz steigt der Messfehler durch Streueinflüsse der Netzfrequenz durch das elektromagnetische Feld des Shakers auf 7%. Mittels FEM-Modalanalyse (Mechanical APDL 2022 R2, Ansys Inc, Canonsburg PA, USA) des Messgriffes wurde ermittelt, dass die erste translatorische Eigenfrequenz bei 1320 Hz liegt, also deutlich über der maximalen Frequenz, die in dieser Studie von Interesse ist. Damit wurden die Kalibrierung und die Genauigkeit des Messgriffes als ausreichend angesehen. (Lindenmann et al., 2022a)

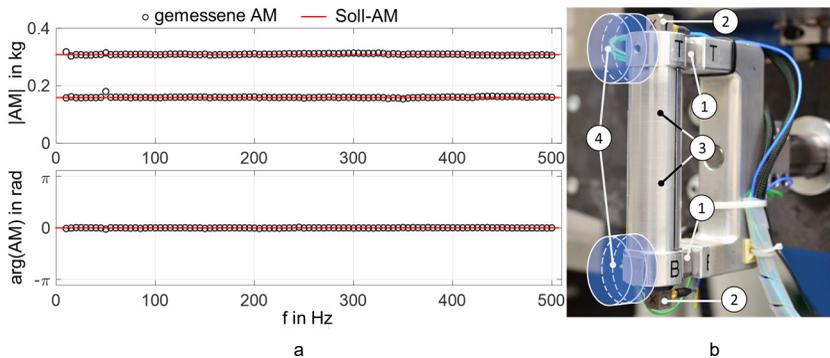


Abbildung 5.2: Kalibrierung des Messgriffes: a) scheinbare Masse des Messgriffes unter zwei verschiedenen Lasten (0,159 kg und 0,309 kg). Der Messfehler des Griffes beträgt für Schwingungsfrequenzen ungleich 50 Hz weniger als 3 %; b) Messgriff mit (1) Kraftsensoren, (2) Beschleunigungssensor, (3) Kraftsensoren (im Messgriff – nicht sichtbar), (4) Kalibrierungsgewichten (schematisch). Abbildung basierend auf (Lindenmann et al., 2022a).

Die Anregung des HAS erfolgte durch ein Multisinus-Signal im Frequenzbereich von 10 bis 500 Hz mit einer Frequenzschrittweite von 5 Hz. Bei einer Multisinusanregung handelt es sich um eine Überlagerung mehrerer einzelner Sinusschwingungen. Die untere Grenze wurde aufgrund der Bandbreitenbegrenzung der aktiven Interaktionskräfte bei 10 Hz (vgl. Kapitel 2.1) gewählt. So konnte vermieden werden, dass aktive Interaktionen die Messergebnisse beeinflussen. Die Wahl der Obergrenze ist an ISO 10068:2012 angelehnt. Die Frequenzschrittweite wurde aus den Erläuterungen von Griffin (1990, S. 538) übernommen. Der Einsatz eines Multisinus-Signales im Vergleich zu einer Untersuchung mit Einzelsinus- oder Sinus-Sweep-Signalen verkürzte die Versuchszeit durch eine Parallelisierung der Anregung erheblich. Laut verbalen Aussagen von Probanden wurden lange Versuchszeiten als störend empfunden, da das statische Aufprägen von Greif- und Andruckkräften, besonders in Überkopf-Armhaltungen, zu einer Ermüdung des HAS führt. In der Literatur finden sich Berichte zur Verwendung von Rauschsignalen zur breitbandigen Anregung des HAS. Ein wesentlicher Vorteil ist, analog zur Multisinus-Anregung, eine deutlich verkürzte Messdauer, da die Anregung des gesamten interessierenden Frequenzbandes gleichzeitig erfolgt. Da eine Rausch-Anregung allerdings nicht einem deterministischen, sondern einem stochastischen Schema folgt, ist das Anregungssignal nicht periodisch, was in der Messdatenauswertung zu einem Leakage-Effekt führen kann (Hoagg, Lacy, Babuska & Bernstein, 2006). Wei-

terhin können bei einem Multisinus-Signal, durch die deterministische Bestimmungsgleichung, einzelne Frequenzanteile mit geringem Aufwand in Frequenz und Amplitude variiert werden, sodass keine aufwändige Signalfilterung notwendig ist. Eine Rausch-Anregung konnte in dieser Studie mit dem gegebenen Signalgenerator nicht sinnvoll und sicher umgesetzt werden, weshalb eine Multisinus-Anregung als bestmöglicher Kompromiss gewählt wurde. (Lindenmann et al., 2022a)

Das Multisinus-Signal entspricht der folgenden Bestimmungsgleichung:

$$a(t) = \sum_n^N a_i * \sin(2\pi f_n * t + \phi_n) ; \phi_n = \frac{-n(n-1)\pi}{N} \quad 12$$

N bezeichnet die Anzahl der Frequenzen f_n , die im Multisinus beinhaltet sind. Die Amplituden a_i können individuell eingestellt wurden und sind so gewählt, dass die Amplituden der spektralen Beschleunigung annähernd gleich hoch sind. Die Phasenwinkel ϕ_n wurden nach der von Schroeder (1970) beschriebenen Methode festgelegt. Die beschriebene Methode hat ihren Ursprung in der Radar- und Nachrichtentechnologie und führt zu einer Reduzierung des Scheitelfaktors (Verhältnis aus betragsmäßigem Maximum zu Effektivwert der Kurve) des Signals. Amplitudenüberhöhungen am Handgriff werden so reduziert, was einen Sicherheitsaspekt im Prüfbetrieb darstellt. Die Wirkung der optimierten Phasenlage nach Schroeder ist in Abbildung 5.3 dargestellt. Der Scheitelfaktor reduziert sich von $k_s = 10,3$ auf $k_s = 1,9$. (Lindenmann et al., 2022a)

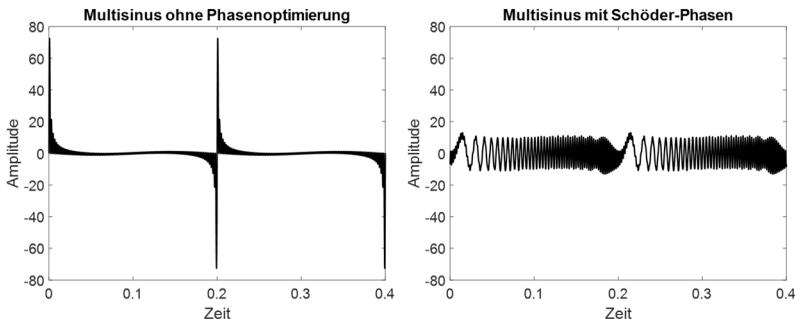


Abbildung 5.3: Einheitenlose Darstellung eines Multisinus-Signals ohne (links) und mit (rechts) optimierter Phasenlage der Einzelsinus-Signale. Abbildung basierend auf (Lindenmann et al., 2022a).

In der nachfolgend beschriebenen Untersuchung wurden die Einflussfaktoren *Greifkraft*, *Andruckkraft* und *Armhaltung* entsprechend den Angaben in Tabelle 5.2 variiert. Die unteren Faktorstufen der Greif- und Andruckkraft wurden dem Stand der Forschung entnommen (vgl. Tabelle 2.2), da in vergangenen Studien häufig Kräfte ähnlicher Amplitude verwendet wurden. Die obere Faktorstufe entspricht den Kräften, die in der Studie von Lindenmann et al. (2021) mit professionellen Anwendern in einer Bohrhammerstudie aufgeprägt und ermittelt wurden. Nach Uhl (2022) ist das Verhältnis aus aufgeprägter Kraft am Haupt- und Seitengriff ungefähr 3:1. Wird von einer Andruckkraft von 150 N im Zweihandbetrieb eines Bohrhammers ausgegangen, ergibt sich für die Hand am Hauptgriff somit eine Andruckkraft von 110 N. Die Armhaltung wurde in zwei Stufen variiert. Die Armhaltungen sowie der gesamte Messaufbau sind in Abbildung 5.4 dargestellt. Das Handgelenk verblieb bei beiden Armhaltungen in einer neutralen Position. Vor dem Experiment wurde die maximale Greifkraft jedes Probanden mit den Griffkraftsensoren im Inneren des Messgriffs als Mittelwert über einen Zeitraum von 6 s gemessen. (Lindenmann et al., 2022a)

Die Untersuchung folgte einem vollfaktoriellen Versuchsplan mit drei Wiederholungen pro Einstellung. Die resultierenden 24 Messungen je Versuchsperson (720 Messungen insgesamt) wurden in sechs Blöcke mit je konstanter Armhaltung zusammengefasst, da bei einem Wechsel zwischen den Armhaltungen das Verfahren des Shakers ca. zwei Minuten dauerte. Innerhalb eines jeden Blockes wurden die Faktoren *Greif-* und *Andruckkraft* vollfaktoriell untersucht. Die Reihenfolge der Blöcke sowie der Einzelmessungen innerhalb der Blöcke wurde randomisiert. (Lindenmann et al., 2022a)

Tabelle 5.2: Untersuchte Faktoren mit zugehörigen Faktorstufen.

Faktor	Stufen	Details
Greifkraft	2	30 N und 135 N
Andruckkraft	2	50 N und 110 N
Armhaltung	2	<i>horizontal</i> und <i>überkopf</i>

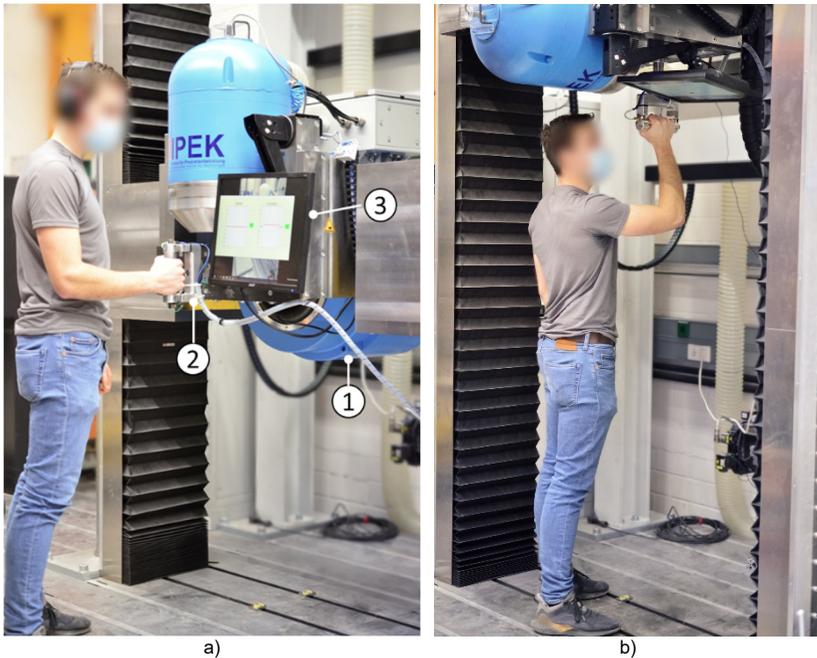


Abbildung 5.4: Versuchsaufbau für eine (a) horizontale und (b) Überkopf-Armhaltung. (1) axial Shaker; (2) Messgriff; (3) Kraftanzeige. Abbildung basierend auf (Lindenmann et al., 2022a); die Legende wurde ergänzt.

Für die Einzelmessungen erfolgte eine Anregung des HAS mit o. g. Multisinus über eine Zeitdauer von 10 s. Die frequenzbewertete Beschleunigung (a_{hv}) nach DIN EN ISO 5349-1:2001 war $6,5 \text{ m/s}^2$. Die äquivalente Vibrationsdosis $A_8(6,5 \text{ m/s}^2)$ betrug $0,594 \text{ m/s}^2$ (DIN EN ISO 5349-1:2001). Nach DIN CEN/TR 15350:2013 für eine regelmäßige Schwingungsbelastung am Arbeitsplatz liegt der sog. Auslösewert, bei dem vibrationsreduzierende Maßnahmen umgesetzt werden müssen, bei $2,5 \text{ m/s}^2$. Der obere Grenzwert beträgt 5 m/s^2 . Die Gefährdung der Probanden wurde somit als gering eingestuft. (Lindenmann et al., 2022a)

Nach je zwei Untersuchungsblöcken wurde eine fünfminütige Pause eingelegt. Während dieser wurde die subjektive Anwenderbelastung mittels NASA-TLX-Fragebogen erfasst (Hart & Staveland, 1988; National Aeronautics and Space Administration, o. D.). Bei Überschreiten eines Wertes von 17 auf einer 20-stufigen

Skala bei einer der Fragen wurden die Messergebnisse verworfen. (Lindenmann et al., 2022a)

5.1.3 Datenauswertung und Analyse der mechanischen Impedanz

Die Auswertung der MI und die anschließende statistische Untersuchung der genannten Faktoren erfolgte in MATLAB (The Math Works Inc.; Natick; USA) und SPSS (IBM; Armonk; USA). Als Maß dafür, wie anspruchsvoll das Aufprägen der Greifkraft war, wurde das Verhältnis der aufgeprägten Greifkraft zur individuellen maximalen Greifkraft der Testperson für beide Griffkraftstufen berechnet. Diejenigen Messungen, bei denen das Verhältnis der Greifkraft zur maximalen Greifkraft 50% überstieg, wurden verworfen. Messungen mit einer maximalen betragsmäßigen Abweichung von 12% der gemessenen Greif- oder Andruckkraft vom jeweils angezeigten Sollwert wurden ebenfalls verworfen. Es wurden 12 % als Schwellenwert gewählt, da in dieser Studie niedrigere Schwellenwerte (z. B. 10 %) zu einer hohen Anzahl an ausgeschlossenen Läufen geführt hätten. Der Schwellenwert wurde daher angepasst, sodass etwa 10 % der verbliebenen Läufe verworfen wurden. Dies führte zu 629 verwertbaren Messungen. (Lindenmann et al., 2022a)

Die Auswertungsmethode ist vereinfacht in Abbildung 5.5 dargestellt. Zur Auswertung wurden die zugeschnittenen Kraft- und Beschleunigungssignale aus dem Zeitbereich mittels diskreter Fourier-Transformation (Hann-Fenster, $n = 7 * 10^4$) in den Frequenzbereich transformiert. Die MI wurde indirekt über die scheinbare Masse bestimmt (Gleichung 8). Hierfür wurden im Kraft- und Beschleunigungsspektrum die betragsmäßigen Peaks identifiziert und mit den Anregungsfrequenzen abgeglichen. Die AM errechnete sich im Folgenden aus dem Verhältnis von Kraft zu Beschleunigung an den einzelnen identifizierten Peaks. Es kann keine Aussage über die AM bzw. die MI zwischen den einzelnen Anregungsfrequenzen getroffen werden.

Die scheinbare Masse des Messgriffes wurde entsprechend der Methode nach Heyden et al. (2021) kompensiert. Nach Integration der AM zur MI wurde der Datensatz mit den jeweilig geltenden Versuchsparametern verknüpft. Ergebnis dieser Auswertung ist die MI in Betrag und Phase an Frequenzen zwischen 10 und 500 Hz mit einer diskreten Schrittweite von 5 Hz. Die nachfolgende statistische Auswertung erfolgte, um eine übersichtlichere Darstellung der Ergebnisse zu erhalten, für die Frequenzen nach ISO 10068:2012. Lediglich der Betrag der MI wurde bzgl. signifikanter Unterschiede untersucht. Die statistische Analyse der Impedanz gruppiert nach den jeweiligen Einflussfaktoren erfolgte mittels einem *Mann-Whitney-U-Test*, da keine Normalverteilung der Daten beobachtet werden konnte. Eine lineare Regressionsanalyse wurde weiterhin zur Identifikation möglicher Interaktionseffekte durchgeführt. Das Signifikanzniveau wurde für alle Tests auf $\alpha = .01$ festgelegt. Um

die Bewertbarkeit der Ergebnisse sicherzustellen, wurden die jeweiligen Effektstärken einer Faktorstufenänderung für alle Anregungsfrequenzen separat errechnet. (Lindenmann et al., 2022a)

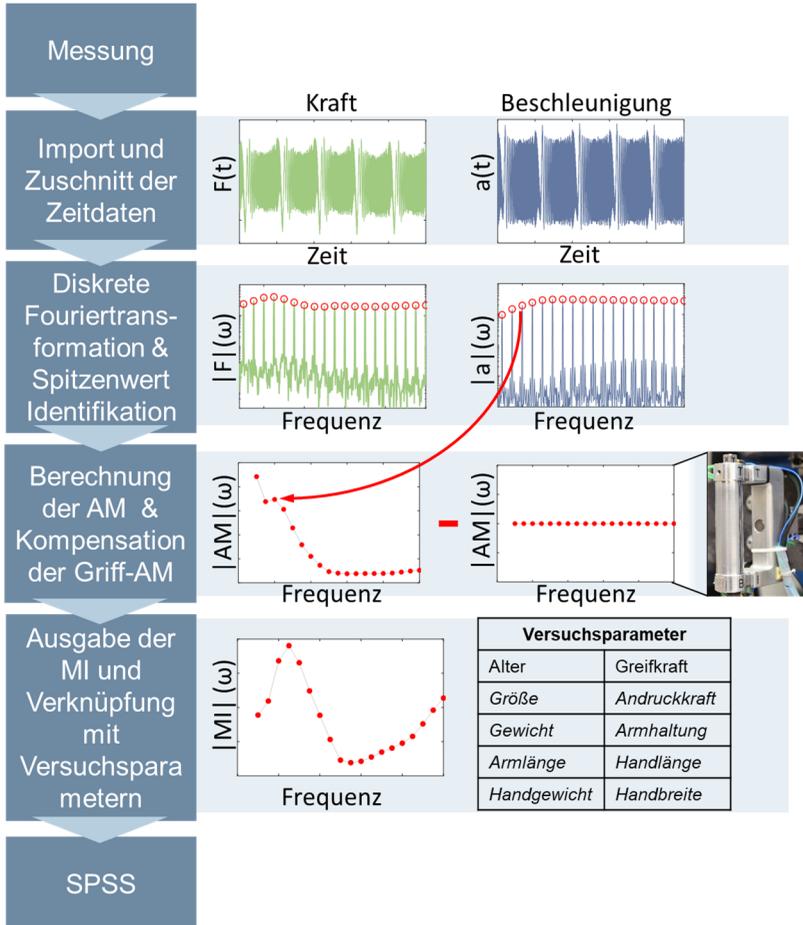


Abbildung 5.5: Auswertungsmethode zur Bestimmung der MI aus Messdaten und Überführung in SPSS. Abbildung nach (Lindenmann et al., 2022a).

5.2 Ergebnisse

Die Messergebnisse bzgl. der maximalen Greifkraft der Probandinnen und Probanden sind in Tabelle 5.3 aufgelistet. Tabelle 5.3 zeigt zudem das Verhältnis der aufgeprägten Greifkräfte (30 N und 135 N) zu den individuellen maximalen Greifkräfte. Eine Greifkraft von 30 N führte zu einer mittleren Muskelbeanspruchung von 8 % (Standardabweichung (SD): 2 %), während aus einer Greifkraft von 135 N eine Muskelbeanspruchung von 31 % (SD 6 %) resultierte.

Tabelle 5.3: Maximale Greifkraft der Probandinnen und Probanden. SD: Standardabweichung

Größe	Min.	Max.	Mittelwert	SD
maximale Greifkraft [N]	222,4	623,1	419,2	89,7
30 N Greifkraft / max. Greifkraft	0,05	0,13	0,08	0,02
135 N Greifkraft / max. Greifkraft	0,20	0,49*	0,31	0,06

*Messungen, bei welchen das Verhältnis zwischen der eingestellten Greifkraft und der maximalen Greifkraft einen Wert von 0,50 überschritt, wurden gemäß Kapitel 5.1.3 ausgeschlossen. Der Maximalwert vor dem Ausschluss der Daten war 0,64.

Zunächst wurden die Ergebnisse dieser Studie mit Literaturwerten verglichen. Im Sinne der Übersichtlichkeit erfolgt die vergleichende Darstellung der MI einmal mit ISO 10068:2012 in Betrag und Phase (vgl. Abbildung 5.6) sowie separat mit Mittelwerten weiterer Quellen (vgl. Abbildung 5.7).

F_G notiert die Greifkraft, F_A die Andruckkraft. In der vorliegenden Studie wurden je zwei unterschiedliche Greif- und Andruckkräfte untersucht. Der Median über alle Probanden ist für die jeweilige Greif- und Andruckkraftkombination an den diskreten Anregungsfrequenzen durch farbige Kreise aufgetragen. Die farblich hinterlegte Fläche kennzeichnet jeweils den Bereich des 5ten bis 95ten Perzentils der jeweiligen Faktorstufenkombination.

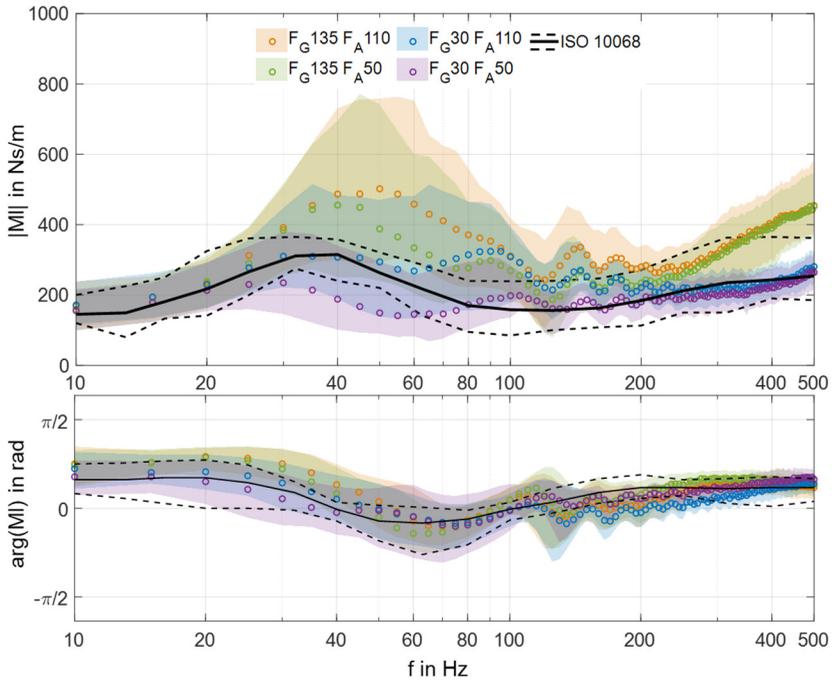


Abbildung 5.6: Vergleich der mechanischen Impedanz der vorliegenden Studie mit ISO 10068:2012. F_G : Greifkraft, F_A : Andruckkraft. Die farblich hinterlegte Fläche kennzeichnet den Bereich des 5ten bis 95ten Perzentils der jeweiligen Faktorstufenkombination. (Lindenmann & Matthesen, 2023)

Sowohl im Vergleich zu ISO 10068:2012 als auch im Vergleich mit den Literaturquellen (vgl. Abbildung 5.7) ist zu erkennen, dass die in dieser Studie gemessenen MI-Werte in derselben Größenordnung liegen. Die Abweichungen dieser Studie zu den Literaturquellen werden im folgenden Teilkapitel diskutiert. Auch bei den dargestellten Literaturwerten sind Unterschiede, trotz ähnlicher Greif- und Andruckkräfte, erkennbar. Für die höheren Greif- und Andruckkraftstufen, die über die Kräfte aus bisherigen Untersuchungen hinausgehen, ist erkennbar, dass die MI vor allem im Bereich zwischen 20 und 100 Hz und ab ca. 250 Hz die Literaturwerte übersteigt.

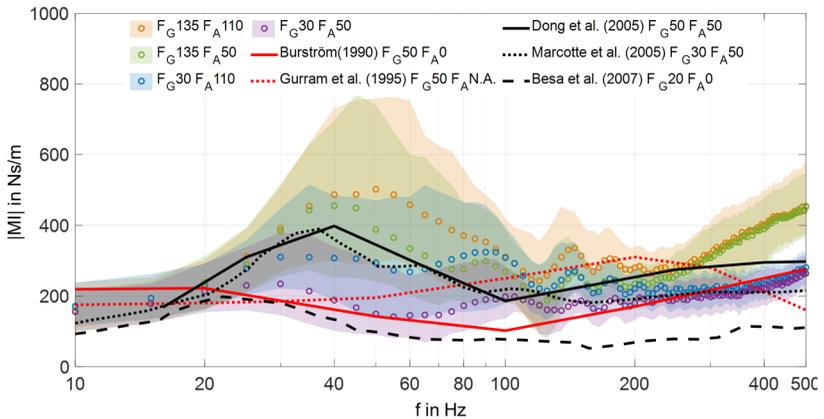


Abbildung 5.7: Vergleich der mechanischen Impedanz der vorliegenden Studie mit weiteren Studien. F_G : Greifkraft, F_A : Andruckkraft. Die farblich hinterlegte Fläche kennzeichnet den Bereich des 5ten bis 95ten Perzentils der jeweiligen Faktorstufenkombination. Abbildung angelehnt an (Lindenmann et al., 2022a)

Im Folgenden werden die Ergebnisse der statistischen Auswertung im direkten Vergleich zu ISO 10068:2012 dargestellt. Die statistischen Werte der *Mann-Whitney-U* Tests sind in Tabelle 5.4 am Ende dieses Teilkapitels zusammengefasst. Auf eine Angabe im Text wird im Sinne der Übersichtlichkeit verzichtet, da die statistischen Werte je nach Frequenz unterschiedlich sind. Die Effektstärken nach Cohen (1992) zum Einfluss der einzelnen Faktoren sind ebenfalls in Tabelle 5.4 angegeben und in Abbildung 5.11 als Verlauf über die Frequenz grafisch dargestellt.

Abbildung 5.8 zeigt die MI als Boxplot gruppiert nach **Greifkraft**. Für Frequenzen im Bereich von 25 bis 100 Hz und insbesondere im Bereich von 160 bis 500 Hz lässt sich ein deutlicher Einfluss der Greifkraft erkennen. Der Mann-Whitney-U-Test ergab signifikante Unterschiede für alle untersuchten Frequenzen ab 20 Hz (#-Markierung auf Frequenzachse). Abbildung 5.11 zeigt, dass die Effektstärke über die Frequenz variiert. Im Bereich um 50 Hz hat die Greifkraft einen erheblichen Effekt auf die MI, der zwischen 60 und 150 Hz abnimmt. Für Frequenzen über 150 Hz ist die Effektstärke wiederum als hoch einzustufen. Auch in der Darstellung der Effektstärke ist eine gewisse Welligkeit zu erkennen. Im Bereich von 40 bis 100 Hz verlässt die gemessene MI den Bereich nach ISO 10068:2012 teilweise. Während für die niedrige Greifkraftstufe die Phase der Impedanz mit Ausnahme zweier Frequenzen innerhalb des ISO-Bereichs liegt, steigt für eine hohe Greifkraft der Median der

Phase für Frequenzen unter 50 Hz an und verlässt den Bereich nach ISO 10068:2012 teilweise. (Lindenmann et al., 2022a)

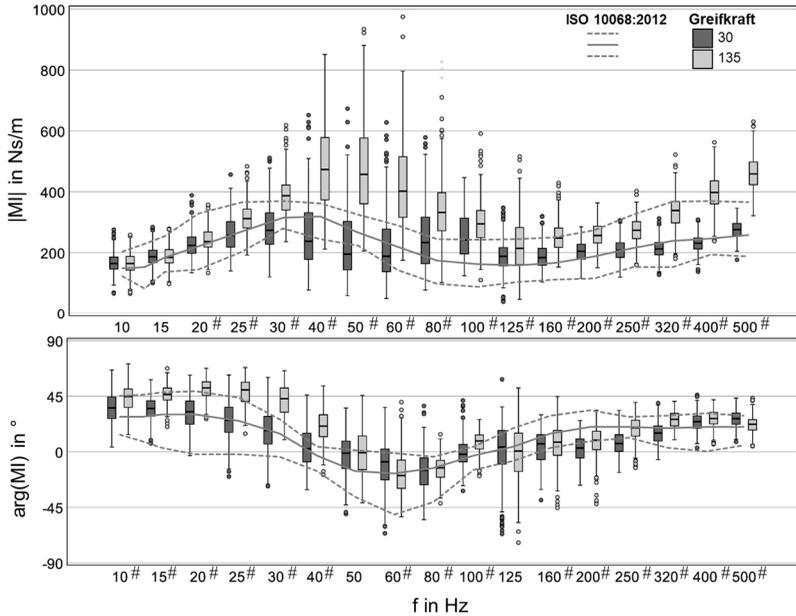


Abbildung 5.8: Mechanische Impedanz nach Greifkraft. Ausreißer ($>IQR^{2*1,5}$): °; extreme Ausreißer ($>IQR*3$): *; signifikante Unterschiede ($p < 0,01$) sind durch # an der Frequenzachse markiert. Abbildung nach (Lindenmann et al., 2022a)

Abbildung 5.9 zeigt die MI in Betrag und Phase gruppiert nach **Andruckkraft**. Besonders im Bereich von 30 bis 200 Hz weist die Andruckkraft einen Einfluss auf. Der *Mann-Whitney-U-Test* ergab ebenso einen signifikanten Unterschied für die Frequenzen 10 und 15 Hz. Die Effektstärke nach Cohen (1992) nimmt r -Werte zwischen 0,1 und 0,5 an, was, je nach Frequenzbereich, einen schwachen bis starken Effekt bedeutet. Der Verlauf der Effektstärke ist in Abbildung 5.11 dargestellt. Besonders im Bereich von 70 bis 180 Hz hat der Unterschied der Andruckkräfte den

² IQR: engl. interquartile range. Interquartilsabstand

beiden Faktorstufen auf die MI einen mittleren bis starken Effekt. Für die hohe Druckkraftstufe (110 N) verlässt die MI den Bereich nach ISO 10068:2012 zwischen 40 und 100 Hz. Die Phase folgt für die niedrige Druckkraftstufe dem ISO-Verlauf. Bei hoher Druckkraft verlässt der Phasenverlauf den Bereich nach ISO für Frequenzen von ca. 30 bis 50 Hz sowie ca. 160 bis 250 Hz. (Lindenmann et al., 2022a)

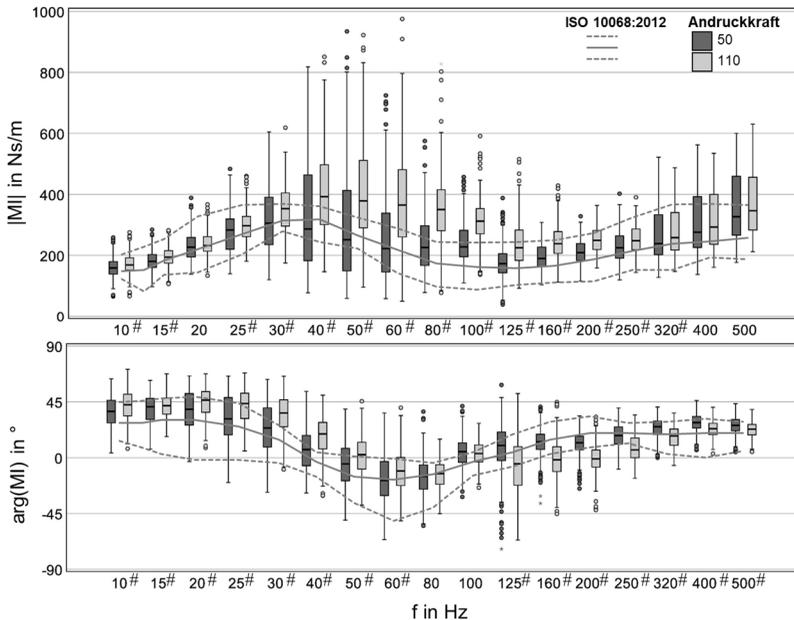


Abbildung 5.9: Mechanische Impedanz nach Druckkraft. Ausreißer ($>IQR*1,5$): $^\circ$; extreme Ausreißer ($>IQR*3$): *; signifikante Unterschiede ($p < 0,01$) sind durch # an der Frequenzachse markiert. Abbildung nach (Lindenmann et al., 2022a)

Abbildung 5.10 zeigt die MI in Betrag und Phase gruppiert nach **Armhaltung**. Es können leichte Unterschiede in der MI der beiden Gruppen beobachtet werden, wobei die Überkopf-Armhaltung zu einem höheren MI für Frequenzen unter 20 Hz führt. Bei höheren Frequenzen ist die MI bei Überkopf-Haltung niedriger als bei horizontaler Armhaltung. Der größte Unterschied im Betrag der MI ist bei Frequenzen im Bereich von 40 bis 200 Hz festzustellen. Ein *Mann-Whitney-U-Test* ergab signifikante Unterschiede der MI gruppiert nach Armhaltung für die Frequenzen 10 bis 15 Hz, 40 bis 100 Hz und 160 Hz. Die Effektstärke nach Cohen (1992) liegt für signifikante Unterschiede im Bereich von $r = 0,1$ bis $r = 0,27$, was einem schwachen

Effekt entspricht. Die Effektstärke über alle Anregungsfrequenzen ist in Abbildung 5.11 dargestellt. Die Effektstärke ist über alle Frequenzen hinweg als schwach anzusehen, wobei sie im Bereich von 40 bis 100 Hz am höchsten ist. Es ist auch zu erkennen, dass der Median der MI, für die Gruppe *Horizontal*, den Bereich nach ISO 10068:2012 verlässt. Die MI für eine vertikale Armhaltung liegt meist innerhalb des ISO-Bereiches und ist insbesondere für Frequenzen zwischen 30 und 100 Hz kleiner als bei einer horizontalen Armhaltung. (Lindenmann et al., 2022a)

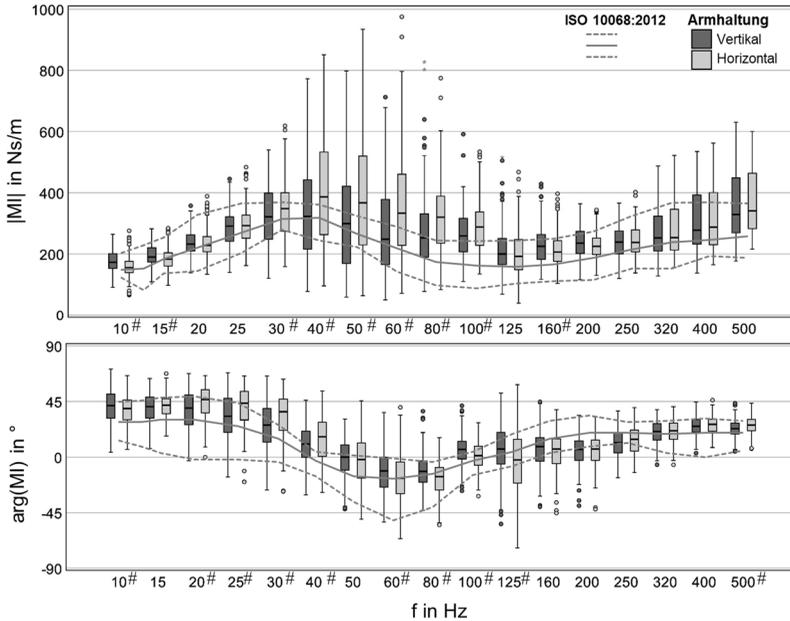


Abbildung 5.10: Mechanische Impedanz nach Armhaltung. Ausreißer ($>IQR \cdot 1,5$): °; extreme Ausreißer ($>IQR \cdot 3$): *; signifikante Unterschiede ($p < 0,01$) sind durch # an der Frequenzachse markiert. Abbildung nach (Lindenmann et al., 2022a)

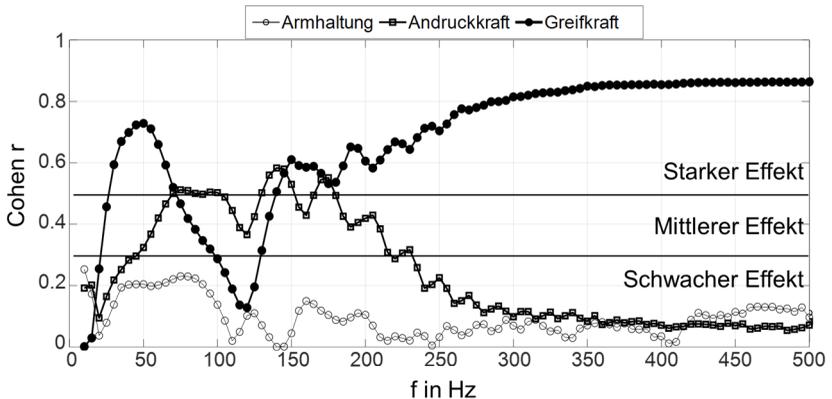


Abbildung 5.11: Effektstärke nach Cohen (1992) der Faktorstufenvariationen über die Frequenz. $0,1 < r < 0,3$ schwacher Effekt, $0,3 < r < 0,5$ mittlerer Effekt, $0,5 < r$ starker Effekt. Abbildung nach (Lindenmann et al., 2022a)

In Tabelle 5.5 sind die Ergebnisse der linearen Regressionsanalyse dargestellt. Für jede Frequenz wurde ein eigenes Regressionsmodell aufgestellt. Der Determinationskoeffizient R^2 als Maß für die Anpassung des Modells an die Daten liegt je nach Frequenz zwischen 0,065 und 0,813. R^2 kann Werte von null bis eins annehmen, wobei ein Wert von eins bedeutet, dass die Modellschätzung exakt mit den einzelnen Datenpunkten übereinstimmt (Arens et al., 2012, S. 1419). Die p -Werte der Haupteffekte (Armhaltung, Greifkraft und Andruckkraft) zeigen ein ähnliches Muster wie die Auswertung durch den *Mann-Whitney-U-Test*. Die zusätzliche Auswertung der einfachen Interaktionsterme weisen auf eine Signifikanz im Bereich von 20 bis 40 Hz hin. Für höhere Frequenzen treten vereinzelte signifikante Interaktionen der Faktoren auf. Es konnten keine Interaktionen 2. Ordnung festgestellt werden, so dass dieser Term nicht im Regressionsmodell eingeschlossen ist.

Tabelle 5.4: Statistische Daten zu den Einflüssen der untersuchten Faktoren auf die MI, f: Anregungsfrequenz, MW-U: Mann Whitney U, r: Cohen r; $0,1 < r < 0,3$ schwacher Effekt, $0,3 < r < 0,5$ mittlerer Effekt, $0,5 < r$ starker Effekt. Signifikanzniveau $\alpha = 0,01$. (Lindenmann et al., 2022a)

f [Hz]	Armhaltung			Andruckkraft			Greifkraft		
	p	MW-U	r	p	MW-U	r	p	MW-U	r
10	<0,001	34476	0,26	<0,001	8602	0,19	0,934	9167	0,00
15	<0,001	8848	0,19	<0,001	7528	0,21	0,456	7667	0,03
20	0,325	7178	0,04	0,017	4009	0,10	<0,001	5014	0,25
25	0,053	5008	0,08	<0,001	9855	0,17	<0,001	3274	0,46
30	<0,001	1355	0,14	<0,001	7010	0,22	<0,001	5316	0,60
40	<0,001	7477	0,21	<0,001	3211	0,28	<0,001	573	0,70
50	<0,001	7685	0,21	<0,001	872	0,32	<0,001	833	0,73
60	<0,001	7830	0,20	<0,001	5344	0,42	<0,001	1856	0,66
80	<0,001	6117	0,23	<0,001	200	0,51	<0,001	5535	0,42
100	<0,001	1426	0,14	<0,001	781	0,50	<0,001	2813	0,29
125	0,007	3294	0,11	<0,001	4920	0,43	<0,001	8016	0,20
160	<0,001	815	0,15	<0,001	4754	0,43	<0,001	5995	0,58
200	0,010	3567	0,10	<0,001	5192	0,42	<0,001	5138	0,60
250	0,374	7392	0,04	<0,001	6283	0,23	<0,001	292	0,70
320	0,111	5785	0,06	0,012	3740	0,10	<0,001	999	0,83
400	0,359	7328	0,04	0,075	5381	0,07	<0,001	99	0,85
500	0,020	4117	0,09	0,069	5229	0,07	<0,001	30	0,86

Tabelle 5.5: Lineare Regression der Faktoren Armhaltung (AH), Andruckkraft (AK), Greifkraft (GK) sowie deren linearer Interaktionen. R^2 : Determinationskoeffizient. Signifikanzniveau $\alpha = 0,01$. (Lindenmann et al., 2022a)

f [Hz]	R^2	AH	AK	GK	AH*AK	AH*GK	GK*AK
		p-Wert					
10	0,109	<0,001	0,015	0,464	0,052	0,256	0,184
15	0,084	0,185	<0,001	0,133	0,332	0,299	0,059
20	0,083	0,025	<0,001	<0,001	0,023	0,186	<0,001
25	0,292	<0,001	<0,001	<0,001	0,001	0,010	<0,001
30	0,461	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,078	<0,001
40	0,590	<0,001	<0,001	<0,001	0,024	0,143	<0,001
50	0,625	0,188	<0,001	<0,001	0,649	0,031	0,001
60	0,584	0,509	<0,001	<0,001	0,259	0,049	0,578
80	0,448	0,296	<0,001	<0,001	0,271	0,519	0,002
100	0,358	0,077	<0,001	<0,001	0,795	0,717	<0,001
125	0,243	0,134	<0,001	0,251	0,583	0,729	0,272
160	0,526	0,176	<0,001	<0,001	0,002	0,181	0,064
200	0,542	0,078	<0,001	<0,001	0,020	0,022	0,704
250	0,517	0,120	<0,001	<0,001	0,314	0,624	0,035
320	0,692	0,038	<0,001	<0,001	0,111	0,607	0,117
400	0,790	0,017	0,002	<0,001	0,012	0,370	0,223
500	0,817	0,007	0,001	<0,001	0,066	0,919	0,081

5.3 Diskussion

Durch Ausschluss der Messungen, bei denen die Greifkraft 50% der maximalen Greifkraft oder der NASA-TLX-Wert den Schwellwert überstieg, wurde sichergestellt, dass die Ergebnisse nicht durch eine mögliche Überlastung der Probandinnen und Probanden verzerrt wurden. Das Verhältnis zwischen der Greifkraft von 30 N und der maximalen Greifkraft kann als niedrig angesehen werden. Bei der hohen Greifkraftstufe von 135 N mussten einige Messungen ausgeschlossen werden. Der Schwellenwert wurde daher bei 50% festgelegt, um eine gewisse zusätzliche muskuläre Belastung durch die Vibration des HAS zu berücksichtigen. Die Auswirkung der Vibration auf den muskulären Belastungs- und Ermüdungszustand konnte in

diesem Aufbau jedoch nicht quantifiziert werden. Es ist allerdings davon auszugehen, dass bei der relativ kurzen Vibrationsdauer von 10 s der Einfluss der Vibration auf die Probandinnen und Probanden gering war. (Lindenmann et al., 2022a)

Im Vergleich der durchgeführten Studie mit Literaturwerten (vgl. Abbildung 5.6 und Abbildung 5.7) konnten je nach Frequenzbereich Abweichungen der MI, trotz ähnlicher Greif- und Andruckkräfte, erkannt werden. Auch die Mittelwerte der genannten aktuellen Studien zeigen deutliche Abweichungen untereinander. Die Ursache hierfür kann nicht konkret genannt werden. Zum einen weisen die gezeigten Studien im Vergleich zu dieser Studie eine geringe Anzahl an Probandinnen und Probanden auf ($n \leq 10$; vgl. Tabelle 2.2) und zum anderen fehlt bis auf wenige Ausnahmen (Besa et al., 2007; Dong et al., 2005; Dong et al., 2012; Kinne et al., 2011) die Angabe zur Genauigkeit der Messungen. Durch die vorangegangene Kalibrierung des Messgriffes mit einem relativen Messfehler von 3 % kann von einer hohen Qualität der Messergebnisse ausgegangen werden. Im Allgemeinen sind die Messergebnisse dieser Studie in der gleichen Größenordnung wie die genannten Referenzen. In Bezug auf ISO 10068:2012 bestätigen die Ergebnisse dieser Studie die Aussage nach Dong et al. (2006) bzgl. der eingeschränkten Validität der ISO-Werte (vgl. Kapitel 2.5). Für höhere Greif- und Andruckkräfte weicht die MI des menschlichen HAS somit von den Werten nach ISO 10068:2012 nach oben hin ab. Dies ist somit auch eine Motivation zur Erweiterung der genannten Norm. (Lindenmann et al., 2022a)

Bei Betrachtung der Messwerte aus der vorliegenden Studie (vgl. Abbildung 5.6) fällt auf, dass sowohl Betrag und Phase im Bereich von ca. 100 bis 250 Hz eine Welligkeit aufweisen. Es wird vermutet, dass es sich dabei nicht um einen Messfehler der verwendeten Messtechnik handelt, da die Kalibrierung des Messgriffes in diesem Frequenzbereich keinerlei außergewöhnliche Messergebnisse zeigte (vgl. Abbildung 5.2 a). Vielmehr wird vermutet, dass dieses Verhalten dem menschlichen HAS bei der gewählten Multisinus Anregung entspringt. Nach Hoagg et al. (2006) kann es je nach System und Anregungsart zu einer Beeinflussung der Messergebnisse durch nichtlineare Eigenschaften kommen. Eine Anregung bei einer niedrigen Frequenz kann so bspw. die Systemantwort bei höherharmonischen Frequenzen beeinflussen. (Lindenmann et al., 2022a)

Dies führt zur Frage der Eignung des Multisinus-Anregungssignals, die nicht absolut beantwortet werden kann, sondern individuell diskutiert werden muss. Eine Herausforderung für die Probandinnen und Probanden während der Studie lag im Erzeugen der hohen Greif- und Andruckkraftstufen, vor allem in einer Überkopf-Armhaltung. Anregungssignale, bspw. die Anregung mit einem Einzelsinussignal oder einem Sinus-Sweep, führen zu langen Messzeiten, da jede Frequenz nacheinander untersucht wird und eine gewisse Mittelungsdauer beansprucht. Für die Probandinnen

und Probanden wird dies zur Herausforderung, da besonders bei einer Überkopf-Armhaltung eine rasche Ermüdung des HAS eintritt. Die durch die Probandinnen und Probanden aufgeprägten Greif- und Andruckkräfte und folglich auch Muskelanspannungen können so über die Dauer einer einzelnen Messung variieren oder vollständige, zusammenhängende Messungen über den kompletten Frequenzbereich unmöglich machen. Zum Beispiel ist in den Messungen nach Besa et al. (2007) (vgl. Abbildung 2.14, S. 29), in der eine Sinus-Sweep-Anregung gewählt wurde, ebenso ein gewisser variierender Verlauf der MI zu erkennen. Die Ursache hierfür wird von Besa et al. nicht erläutert. Andere Forschende hingegen untersuchten nur wenige Einzelfrequenzen (vgl. Dong et al. (2005)) und nutzten in der grafischen Darstellung eine Spline-Interpolation, die zu einer *glatten* Darstellung führt. Der Nachteil einer langen Messdauer bleibt hierbei bestehen. In Untersuchungen mit einer breitbandigen Anregung mittels Rauschen ergibt sich nach Hoagg et al. (2006) ebenfalls der Nachteil, dass nichtlineare Systemantworten nur schwer von den linearen Eigenschaften unterschieden werden können. So ist in den Messungen von Marcotte et al. (2005), in denen ein Rauschsignal verwendet wurde, ebenso ein bereichsweise welliger Verlauf der MI zu beobachten. Eine mögliche Erklärung für die Welligkeit ist, dass bei einzelnen Frequenzen ein Aufschwingen und somit eine lokale Änderung der mechanischen Vorspannung des schwingenden Gewebes auftritt. Durch periodische Vorspannung des Gewebes bei einzelnen Frequenzen kann die MI variieren. Die Welligkeit in der Effektstärke-Darstellung in Abbildung 5.11 würde demnach ebenfalls hieraus entspringen. (Lindenmann et al., 2022a)

Eine weitere mögliche Ursache für die Welligkeit der mechanischen Impedanz ist der sogenannte tonische Vibrationsreflex (TVR). Dieser Effekt beschreibt eine muskuläre Reaktion als Folge mechanischer Vibrationen, wie sie von mehreren Forschern im Hand-Arm-Bereich (Fattorini et al., 2016; Fattorini et al., 2017; Martin & Park, 1997) und Beinbereich (Ritzmann, Kramer, Gruber, Gollhofer & Taube, 2010) untersucht wurde. Dies deutet darauf hin, dass das HAS nicht rein passiv auf mechanische Vibrationen reagiert. Für ein Aufprägen einer Greifkraft konnten Martin und Park bei einer Vibrationsanregung am Unterarm einen entsprechenden Peak im EMG-Messspektrum des Unterarms nachweisen. In ihrem Experiment untersuchten Martin und Park Frequenzen von 40 bis 200 Hz. In ähnlicher Weise fanden Fattorini et al. (2016) und Fattorini et al. (2017) heraus, dass das HAS des Menschen auf mechanische Vibrationen eines Griffes bei der gleichen horizontalen Armhaltung und Anregungsrichtung wie in dieser Studie reagiert. Obwohl das Ausmaß des TVR bei breitbandiger Anregung noch nicht untersucht wurde, muss davon ausgegangen werden, dass dieser Effekt eine Rolle bei der dynamischen Reaktion des HAS spielt und die MI-Messung bei höheren Frequenzen beeinflussen könnte. Zur genaueren Ergründung dieses Effektes wären weitere, spezialisierte Untersuchun-

gen in genau diesem Frequenzbereich und bei unterschiedlichen Anregungen notwendig. Eine vollständige Untersuchung zu den nichtlinearen Schwingungseigenschaften des HAS würde die Zielsetzung dieser Arbeit jedoch überschreiten. (Lindenmann et al., 2022a)

In Bezug auf die Untersuchung der eingestellten Faktoren *Greifkraft*, *Andruckkraft* und *Armhaltung* zeigte sowohl der Mann-Whitney-U-Test als auch das Regressionsmodell signifikante Unterschiede bzw. Zusammenhänge ($p < 0,01$) für ähnliche Frequenzen. Das Regressionsmodell dient in dieser Studie als Ergänzung zum Mann-Whitney-U-Test und ermöglicht die Untersuchung von Interaktionseffekten. Es muss allerdings hervorgehoben werden, dass der Determinationskoeffizient R^2 des Regressionsmodells für einige Frequenzen und besonders im Bereich unter 25 Hz geringe Werte annimmt. Das Modell ist somit kaum in der Lage, die gemessenen MI-Werte mit den angegebenen Faktoren vollständig zu erklären. Dies passt auch zum Effektdiagramm in Abbildung 5.11, anhand dessen für alle untersuchten Faktoren in diesem Frequenzbereich nur ein geringer Effekt nachgewiesen werden kann. Es wird daher vermutet, dass in dieser Studie nur ein Teil der möglichen Einflussfaktoren bzgl. der MI untersucht wurde. Als Schlussfolgerung kann demnach genannt werden, dass die mechanische Impedanz des HAS in diesem Frequenzbereich von anderen als den untersuchten Faktoren abhängen muss. Damit lässt sich ein geringer R^2 -Wert erklären.

Im Folgenden werden die Haupt- und Interaktionseffekte auf die MI diskutiert. In der vorliegenden Studie konnte ein signifikanter Einfluss der Greif- und Andruckkraft festgestellt werden. Im Allgemeinen führt ein Anstieg von einer der beiden Kräfte zu einer betragsmäßigen Zunahme der MI je nach Frequenz. Im Stand der Forschung findet die Diskussion zu den Effekten der Greif- und Andruckkräften anhand der grafischen Darstellungen der MI statt. Die Stärke des Effektes wird in den genannten Quellen qualitativ beschrieben, jedoch nicht quantifiziert. Die vorliegende Studie bietet erstmals eine quantifizierte und auf Basis statistischer Auswertung ermittelte Angabe der Effektstärke über der Anregungsfrequenz. Neben dem Wissen, inwiefern die MI von den untersuchten Faktoren beeinflusst wird, ermöglicht dies auch den direkten und klaren Vergleich unterschiedlicher Faktoren in Bezug auf deren Wirkung auf die MI.

Im Hinblick auf die **Andruckkraft** berichten Besa et al. (2007) über einen Einfluss auf die MI ab 30 Hz. Aldien et al. (2006b) beschreiben, dass der Einfluss der Andruckkraft auf die MI ab 200 Hz abnimmt. Die vorliegende Studie bestätigt die Beschreibung des Einflusses der Andruckkraft auf die MI aus den genannten Studien. Eine Abnahme der Effektstärke mit zunehmender Frequenz kann dadurch erklärt werden, dass die an der Erzeugung einer Andruckkraft beteiligten Muskeln bei der

gegebenen Haltung im Oberarm, in der Schulter und im Oberkörper lokalisiert sind. Mit dem Wissen, dass mit zunehmender Frequenz die Übertragung von Vibrationen (vgl. *Vibration Transmission* (Adewusi et al., 2010)) in die Hand-entfernten Bereiche des Armes abnimmt, ist zu erwarten, dass eine Muskelanspannung in diesen Bereichen wenig Einfluss hat. Der Effekt der Andruckkraft muss daher bei höheren Frequenzen abnehmen, da weniger Gewebe des HAS am Vibrationsgeschehen beteiligt ist und die Vibration die betreffenden Muskeln nur abgeschwächt erreicht. Im linearen Regressionsmodell ist wiederum eine Interaktion zwischen der Greifkraft und Andruckkraft im Bereich von 20 bis 100 Hz zu erkennen. Diese Interaktion bedeutet also, dass der Effekt der Andruckkraft von der jeweiligen Greifkraft abhängt. Dies kann dadurch erklärt werden, dass mit einer zunehmenden Greifkraft durch muskuläre Aktivität eine Versteifung des Unterarm- und Handbereichs entsteht. Dies führt wiederum dazu, dass die *Vibration Transmission* in den Oberarm und Schulterbereich ansteigt. Eine Versteifung des HAS im Bereich des Oberarmes und der Schulter infolge einer Andruckkraft würde die MI somit stärker ansteigen lassen als bei geringeren Greifkräften.

Hinsichtlich der **Greifkräfte** bestätigen die vorliegenden Ergebnisse ebenfalls die Aussagen von Besa et al. (2007), Burström (1990) und Marcotte et al. (2005), nach denen mit zunehmender Greifkraft die MI betragsmäßig steigt. Die Effektstärke wurde in den genannten Studien nicht quantifiziert. Bei Betrachtung des Effektstärke-Diagramms in Abbildung 5.11 ist erkennbar, dass die Greifkraft bereits ab 20 Hz einen deutlichen Effekt auf die MI hat. Im weiteren Verlauf kann jedoch auch beobachtet werden, dass im Frequenzbereich zwischen 95 und 135 Hz die Greifkraft nur einen schwachen Effekt auf die MI hat, während sie im hohen Frequenzbereich über 150 Hz den Verlauf der MI erheblich beeinflusst. Dass der Einfluss der Greifkraft auf die MI im Bereich von 95 bis 135 Hz abnimmt, lässt sich indirekt auch in den Studien der genannten Literaturquellen erkennen. In der Studie nach Marcotte et al. (2005) (vgl. Abbildung 2.13, S. 28) laufen die einzelnen Mittelwertkurven des Betrages der MI für unterschiedliche Greifkräfte im Bereich um 100 Hz zusammen. Die Greifkraft hat demzufolge in diesem Frequenzbereich nur einen geringen Einfluss auf die MI. In der Studie von Besa et al. (2007) (vgl. Abbildung 2.14, S. 29) ist ebenfalls ein Zusammenlaufen der Kurven, jedoch bei einer etwas höheren Frequenz zwischen 100 und 200 Hz, zu beobachten. Die Ursache hierfür ist ohne konkretes Wissen über die genauen dynamischen Abläufe innerhalb des HAS nicht vollständig erklärbar. Ein möglicher Ansatz ist jedoch die Betrachtung der Messung zur *Vibration Transmission* von Welcome et al. (2015). Hierbei wurde festgestellt, dass das Vibrationsgeschehen in diesem Frequenzbereich im Bereich der Finger und der Handfläche bzw. des Handrückens stattfindet. In der Studie von Welcome et al. wurde zudem belegt, dass im Bereich um 100 Hz an Zeige- und Mittelfinger eine erhöhte *Vibration Transmission* in y_h -Richtung (vgl. Abbildung 2.11,

S. 26) erfolgt. Unter der Annahme, dass die dynamischen Eigenschaften des HAS in den drei orthogonalen Raumrichtungen gekoppelt sind (eine Vermutung hierzu beschreiben Dong et al. (2012, S. 1205)) kann demnach durch eine Anregung in z_h -Richtung eine Schwingungsmode in y_h -Richtung angeregt werden. Die mechanische Reaktion wurde in dieser Studie nicht gemessen, sodass ein möglicher Einfluss auf ebendiese Schwingungsmode unerkannt bleibt. Es darf also nicht ausgeschlossen werden, dass die Greifkraft ebenso im Frequenzbereich von 95 bis 135 Hz einen Einfluss auf die Schwingungseigenschaften des HAS hat. Anhand der Ergebnisse und besonders anhand der Betrachtung der Effekstärke ist erkennbar, dass die Greifkraft besonders im Bereich von 30 bis 70 Hz und 150 bis 500 Hz einen starken Effekt auf die MI hat. Der Phasenwinkel ändert sich hierbei nur geringfügig. Im Bereich von 10 bis 40 Hz verschiebt sich die Phase für die höhere Greifkraft leicht ins Positive, was als Zunahme des Masseanteils gedeutet werden kann. Für die anderen untersuchten Frequenzen bleibt der Phasenwinkel ungefähr gleich, sodass sich das Verhältnis aus Steifigkeit, Dämpfung und Masse nicht ändert. Es kann davon ausgegangen werden, dass durch eine ansteigende Greifkraft, das Gewebe im Bereich der Finger und Handfläche mechanisch vorgespannt wird. Hierdurch erhöht sich der Anteil der Masse, welche am Vibrationsgeschehen beteiligt ist, sodass in Summe zwar eine Zunahme des MI-Betrages beobachtet werden kann, die Phase sich allerdings kaum verändert.

Der Einfluss der beiden untersuchten **Armhaltungen** auf die MI ist gering. Die Überkopf-Armhaltung ergibt für die meisten Frequenzen eine geringfügig niedrigere MI. Es sind keine anderen aktuellen Studien bekannt, in denen eine, zu dieser Studie ähnliche, Überkopf-Armhaltung untersucht wurde. Eine genaue Ursache zur Erklärung der Abnahme der MI im Bereich von 30 bis 100 Hz kann nicht genannt werden. Ein möglicher Erklärungsansatz ist die Fähigkeit der statischen Kraftausübung in den hier untersuchten Armhaltungen. Otis, Warren, Backus, Santner und Mabrey (1990) beschreiben, dass das maximale Drehmoment, das im Schultergelenk erzeugt werden kann, in der Überkopf-Armhaltung geringer ist als in der horizontalen Haltung. Es wird daher angenommen, dass die Steifigkeit der Schulter in der Überkopf-Haltung geringer ist als in der horizontalen Haltung. Damit kann eine verringerte MI bei einigen Frequenzen erklärt werden. Der Effekt der Überkopf-Armhaltung beschränkt sich im Wesentlichen auf Frequenzen unter 100 Hz und ist als schwach anzusehen. Dies kann ebenfalls durch die Erkenntnisse zur Vibration Transmission nach Adewusi et al. (2010) und Welcome et al. (2015) erklärt werden. Für einen Winkel zwischen Oberarm und Unterarm von 90° ist die Vibration Transmission zur Schulter gering, wobei diese mit zunehmender Frequenz sinkt. Durch Veränderungen im Bereich der Schulter wird die MI im hohen Frequenzbereich daher nicht beeinflusst. In Bezug auf die Untersuchung nach Adewusi et al. (2010), in der die Vibration Transmission auch für einen ausgestreckten Arm ermittelt wurde,

ist anzumerken, dass ein Einfluss des Schulterwinkels nicht kategorisch ausgeschlossen werden darf. Ein Einfluss einer Überkopf-Armhaltung bei ausgestrecktem Arm ist demnach denkbar und daher ein mögliches Gegenstandweiterführender Untersuchungen.

Das Forschungsziel dieser Untersuchung ist durch die Ermittlung der MI bei hohen Greif- und Andruckkräften sowie einer möglichen Überkopf-Armhaltung als Grundlage für die Entwicklung eines einstellbaren HAM erreicht. Die Ergebnisse dieser Studie leisten neben der Forschung zu HAM jedoch auch einen direkten Beitrag für die Entwicklung und Nutzung von Systemen mit direkter mechanischer Interaktion mit dem menschlichen HAS. Da eine erhöhte Greifkraft die MI über große Bereiche ansteigen lässt, sollte die Greifkraft durch die Anwenderin oder den Anwender an der Maschine möglichst gering gehalten werden. Für die Entwicklung technischer Systeme kann aus Sicht der mechanischen Anwenderinteraktion hieraus auch abgeleitet werden, dass die Notwendigkeit des Greifens durch den Menschen als Teil der Funktionserfüllung (z. B. zur Betätigung des Triggers) vermieden werden sollte. Aus einer Variabilität der Greifkraft folgt nach den Ergebnissen der Studie eine teils erhebliche Beeinflussung der mechanischen Impedanz. Im Hinblick auf den Verlauf der Effektstärke der Greifkraft auf die MI ist ein weiterer Ansatz zur Reduktion der Streuung die Verlagerung der Hauptanregungsfrequenz in den Bereich um 120 Hz. Die Greifkraft hat bei einer Anregung entlang der Unterarmachse in diesem Frequenzbereich einen geringen Einfluss auf die MI, was zu einer weniger streuenden Interaktion führt.

Als Merkmodell zu den hier untersuchten Effekten zeigt Abbildung 5.12 qualitativ den Einfluss des Schulterwinkels, des Ellenbogenwinkels, der Greifkraft sowie der Andruckkraft in Bezug auf eine gegebene Impedanz des Menschen (schwarz). Die Darstellung soll zum einen den betreffenden Frequenzbereich als auch die Richtung des Effektes verdeutlichen. Die linke Abbildung zeigt hierzu die Richtung der Faktorzunahme durch ein Pluszeichen an. In den rechten Darstellungen der Impedanz ist die zugehörige Veränderung ebenfalls durch ein Pluszeichen gekennzeichnet. Die vermutliche Veränderung der Impedanz infolge einer Abnahme des Faktors ist durch ein Minuszeichen dargestellt. Die Darstellung zum Einfluss des Ellenbogenwinkel wurde anhand von Literaturwerten geschätzt (vgl. Kapitel 2.5).

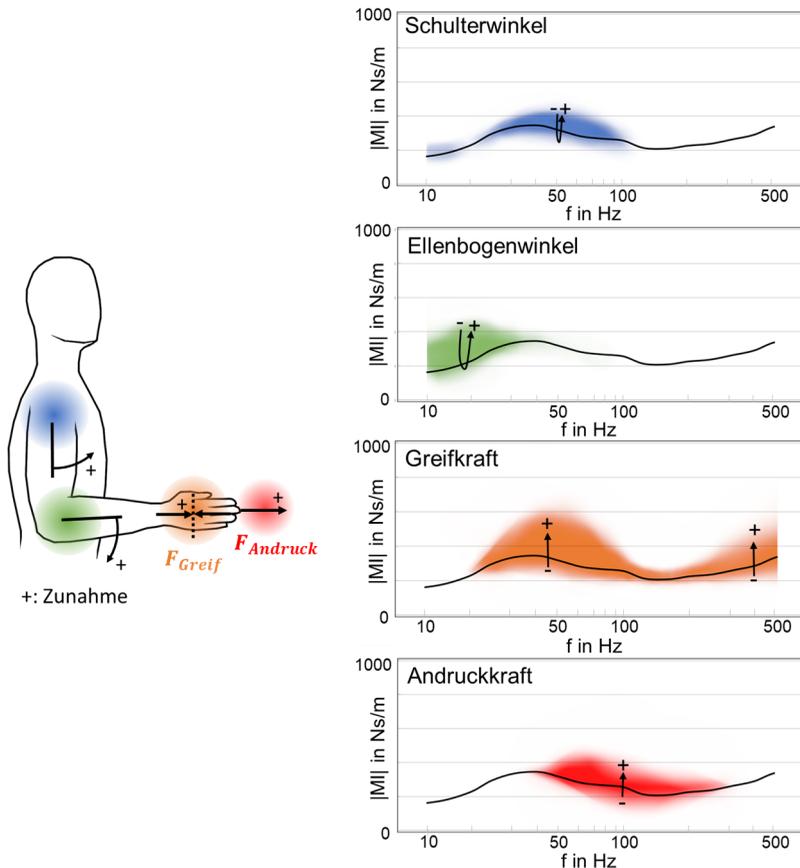


Abbildung 5.12: Qualitative Veränderung der Impedanz ausgehend von einer gegebenen Impedanz des Menschen (schwarz) durch Verändern des Schulter- und Ellenbogenwinkels sowie der Greif- bzw. Andruckkraft. In der linken Abbildung ist die Richtung der Zunahme des jeweiligen Faktors durch ein Pluszeichen angezeigt. Die Veränderung der Impedanz infolge einer Zunahme ist durch ein Pluszeichen gekennzeichnet, die Veränderung infolge einer Abnahme durch ein Minuszeichen. Der Effekt des Ellenbogenwinkels wurde anhand von Literaturwerten geschätzt (vgl. Kapitel 2.5).

Bei den gezeigten Winkel- und Kräfteinflüssen wird eine unterschiedliche Tendenz der Effekte vermutet. Während bei einer Zunahme von Greif- und Andruckkraft eine

Zunahme der Impedanz in den markierten Bereichen vermutet wird, kann bei einer Abnahme der Kräfte ebenso eine Abnahme der Impedanz erwartet werden. Als absoluter Grenzfall wären eine Greif- sowie eine Andruckkraft von null anzusehen, was zu einer vollständigen Entkopplung des HAS von der Vibrationsquelle führen würde. Während die dargestellten qualitativen Einflüsse lediglich die Veränderung eines einzelnen Faktors berücksichtigen, würde bei einer gleichzeitigen Greif- und Andruckkraft von null eine Impedanz von nahezu null oder null resultieren. In Bezug auf den Einfluss der Gelenkwinkel wird hingegen eine andere Tendenz vermutet. Sowohl für den Einfluss des Schulterwinkels als auch für den des Ellenbogenwinkels wird angenommen, dass bei einer Zu- bzw. Abnahme des Winkels in den Endlagen des Gelenkes eine Zunahme der Impedanz resultiert. Dies muss sich daraus ergeben, dass die Gelenke in der gegebenen Darstellung ungefähr in ihrer Mittellage sind. Bei Bewegung der Gelenke in ihre physiologisch bestimmten Endlagen ist eine Zunahme des Bewegungswiderstandes und demzufolge der Impedanz zu erwarten. Für einen gewissen Winkel zwischen maximal positiver und maximal negativer Auslenkung muss es demnach eine Haltung geben, in der die Impedanz bzgl. des jeweiligen Gelenkwinkels minimal ist. Eine Impedanz von null ist hierbei nicht zu erwarten.

Abschließend werden die Einschränkungen der Studie diskutiert. Die Wahl der Multisinasanregung wurde zwar im Hinblick auf die Anwenderermüdung getroffen, dennoch kann nicht ausgeschlossen werden, dass diese Form der Anregung die MI in einigen Frequenzen ungünstig beeinflusst hat. Da die vorliegenden Ergebnisse jedoch nah an den berichteten Literaturwerten liegen, ist davon auszugehen, dass die generellen Aussagen zu Einflüssen und Effekten der untersuchten Faktoren auf die MI nicht beeinflusst sind. Ein weiterer Aspekt ist die Auswahl der Probandinnen und Probanden. Obwohl darauf geachtet wurde, eine möglichst große Spanne an anthropometrischen Charakteristika abzudecken, hat der Großteil der Probandinnen und Probanden einen beruflichen Hintergrund mit überwiegender Büro- oder industrieller Werkstatttätigkeit. Ein nicht unerheblicher Anteil der Nutzerinnen und Nutzer handgehaltener Maschinen findet sich jedoch im Baugewerbe. Probandinnen und Probanden aus diesem Umfeld konnten durch die zum Zeitpunkt der Studie verhängten, Covid-19-bedingten Kontaktbeschränkungen nicht akquiriert werden. Es wird vermutet, dass in diesem Fall die MI besonders im Frequenzbereich über 80 Hz höher sein müsste, da eine regelmäßige schwere und kraftbetonte manuelle Arbeit zur Entwicklung von Muskelmasse führt. Es ist davon auszugehen, dass die Absolutwerte der MI von den hier gemessenen Werten abweichen, die relativen Einflüsse der untersuchten Faktoren jedoch in guter Näherung übertragen werden können.

5.4 Fazit zu Hypothese 1

Die Nullhypothese zur Hypothese 1 besagt, dass es keinen Unterschied zwischen der MI bei hohen Greifkräften, Andruckkräften und Überkopf-Armhaltung und der MI in Normkurven gibt. Diese Hypothese kann falsifiziert werden, sodass Hypothese 1 angenommen werden kann.

Alle drei untersuchten Faktoren führen zu Änderungen in der MI, sodass der nach ISO 10068:2012 definierte Bereich der MI in einigen Frequenzen verlassen wird. Wesentliches Ergebnis dieser Untersuchung sind die Kurven und Werte zur mechanischen Impedanz des HAS. Diese Ergebnisse bilden die Grundlage für die nachfolgende Entwicklung eines einstellbaren HAM. Die vorliegende Studie bestätigt die deutliche Variabilität der MI bei Veränderung aktiver Größen wie der Greifkraft, der Andruckkraft oder der Armhaltung. Die Ergebnisse zu den Teilforschungsfragen können wie folgt kompakt formuliert werden.

TF 1.1 Welchen Einfluss haben anwendungsnahe Greifkräfte auf die mechanische Impedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems?

Anwendungsnahe Greifkräfte (135 N) führen im Vergleich zu niedrigen Greifkräften (35 N) zu einer **starken Zunahme** der MI im Frequenzbereich von 25 bis 100 Hz und 160 bis 500 Hz.

TF 1.2 Welchen Einfluss haben anwendungsnahe Andruckkräfte auf die mechanische Impedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems?

Anwendungsnahe Andruckkräfte (110 N) führen im Vergleich zu niedrigen Andruckkräften (50 N) zu einer **mittleren bis starken Zunahme** der MI im Frequenzbereich von 70 bis 180 Hz.

TF 1.3 Welchen Einfluss hat eine Überkopf-Armhaltung auf die mechanische Impedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems?

Eine Überkopf-Armhaltung hat bei einem Ellenbogenwinkel von $\alpha = 90^\circ$ im Vergleich zu einer horizontalen Armhaltung lediglich einen **schwachen Effekt** auf die MI im Bereich von 40 bis 200 Hz. Bei der Entwicklung des einstellbaren HAM wird dieser Faktor daher nicht weiter betrachtet.

6 Entwicklung eines einstellbaren translatorischen Hand-Arm-Modells

Fokus dieses Kapitels ist die Untersuchung der Arbeitshypothese H2 und der zugehörigen Teilforschungsfragen:

Hypothese 2

Durch Kombination von einstellbaren Steifigkeits- und Dämpfungsmechanismen ist es möglich, ein translatorisches Hand-Arm-Modell zu entwickeln, welches die Impedanz des Anwenders in translatorischer Richtung nachbildet und gleichzeitig anwendungsnahe statische Kräfte aufnehmen kann.

Die zugehörigen Teilforschungsfragen lauten:

- TF 2.1 *Welche Modellstruktur eignet sich für ein Hand-Arm-Modell, um die mechanische Impedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems mechanisch nachzubilden?*
- TF 2.2 *Wie kann ein einstellbares Hand-Arm Modell gestaltet sein, das die mechanische Impedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems nachbildet?*
- TF 2.3 *Wie können statische und dynamische Anforderungen an das Hand-Arm-Modell gleichzeitig erfüllt werden?*

Ziel dieses Kapitels ist die Beschreibung der Synthese und Analyse eines einstellbaren HAM. Der iterative Charakter der Modellbildung und Konstruktion wird nicht gezeigt. Die Beantwortung der Teilforschungsfragen erfolgt separat.

6.1 Festlegung der Modellstruktur

Die Festlegung der Modellstruktur erfolgte iterativ und parallel zur Entwicklung des mechanischen HAM. In diesem Kapitel wird die Herleitung der Modellstruktur des physischen HAM anhand mathematischer Mehrkörpermodelle dargestellt. Der Fokus liegt hierbei auf einer einfachen Modellstruktur, sodass ausgehend von einem

Modell mit einem Freiheitsgrad die Eignung eines Modells mit zwei und drei Freiheitsgraden beschrieben wird. Ausgehend von den Bewegungsgleichungen der Modelle erfolgt eine Parametrierung anhand der mechanischen Impedanz (MI) (vgl. Kapitel 5). Untersucht wurde, welchen Einstellbereich die Parameter aufweisen müssen, um den Streubereich der MI des menschlichen HAS abzudecken. Anhand der gefundenen Wertebereiche wurde abgeschätzt, ob eine mechanische Umsetzung möglich ist.

Kompliziertere Modelle, bspw. das Fünf-Massen-Modell nach ISO 10068:2012 (vgl. Abbildung 2.19, S. 36), werden als mechanisch nur schwierig umsetzbar bewertet und finden daher in diesem Kapitel keine Berücksichtigung.

6.1.1 Modelle

Das einfachste Modell in diesem Kontext wurde bereits zu Beginn dieser Arbeit in Kapitel 2.3 (Abbildung 2.5, S. 15) als Modell mit **einem Freiheitsgrad** eingeführt.

Als nächste Stufe kann das Modell mit **zwei Freiheitsgraden** nach ISO 10068:2012 (vgl. Abbildung 6.1) herangezogen werden.

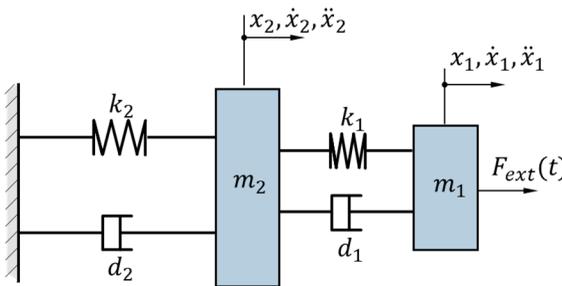


Abbildung 6.1: Zweimassenschwinger mit zwei Freiheitsgraden unter externer Kraftanregung. (m : Masse; d_i : Dämpfungsparameter; k_i : Steifigkeitsparameter, $i \in [1; 2]$)

Die Bewegungsgleichung ist in Matrixform wie folgt definiert

$$\begin{pmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{pmatrix} \ddot{\vec{x}} + \begin{pmatrix} d_1 & -d_1 \\ -d_1 & d_1 + d_2 \end{pmatrix} \dot{\vec{x}} + \begin{pmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{pmatrix} \vec{x} = \vec{f} = \begin{pmatrix} F_{ext}(t) \\ 0 \end{pmatrix} \quad 13$$

\vec{x} kennzeichnet den Vektor der entsprechenden Freiheitsgrade x_1 und x_2 . Die Koppelung beider Freiheitsgrade erfolgt über die Einträge in den Nebendiagonalen der

Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrix. Zur Bestimmung der MI an der Kraftereinleitungsstelle wird das Gleichungssystem in den Frequenzbereich transformiert.

$$\begin{pmatrix} m_1 i\omega + d_1 + \frac{k_1}{i\omega} & -\left(d_1 + \frac{k_1}{i\omega}\right) \\ -\left(d_1 + \frac{k_1}{i\omega}\right) & m_2 i\omega + d_1 + d_2 + \frac{k_1 + k_2}{i\omega} \end{pmatrix} \vec{X} = \vec{F} \quad 14$$

Die MI an der Kraftereinleitungsstelle kann durch Lösen des Gleichungssystems bestimmt werden und ergibt sich zu:

$$\begin{aligned} \text{MI}(i\omega) &= \frac{F_{\text{ext}}(i\omega)}{X_1(i\omega)} \\ &= \frac{\left(m_1 i\omega + d_1 + \frac{k_1}{i\omega}\right) \left(m_2 i\omega + d_1 + d_2 + \frac{k_1 + k_2}{i\omega}\right) - \left(d_1 + \frac{k_1}{i\omega}\right)^2}{m_2 i\omega + d_1 + d_2 + \frac{k_1 + k_2}{i\omega}} \end{aligned} \quad 15$$

Die Modellparameter nach ISO 10068:2012 sind zur Abbildung der MI des HAS in z_h -Richtung wie in der folgenden Tabelle aufgeführt definiert.

Tabelle 6.1: Modellparameter für einen Zweimassenschwinger zur Abbildung der MI des HAS in z_h -Richtung. (ISO 10068:2012)

Parameter	Einheit	Wert
m_1	kg	0,0742
m_2	kg	1,2458
k_1	N/m	50000
k_2	N/m	1000
d_1	Ns/m	142,4
d_2	Ns/m	108,1

Diese Werte geben einen Anhaltspunkt für die spätere Parameterbestimmung. In Bezug auf die Ergebnisse aus Kapitel 5.2 müssen die Systemparameter *Masse* (m), *Steifigkeit* (k) und *Dämpfung* (d) neu bestimmt und als notwendigerweise einstellbar betrachtet werden. Werden die Steifigkeiten (k) und Dämpfungen (d) als einstellbar angenommen, kann es sich bei dem oben abgebildeten Zweimassenschwinger um eine Hintereinanderschaltung zweier einstellbarer Impedanzelemente (AIE - vgl. Kapitel 2.7) handeln. Das gegebene Modell vernachlässigt hierbei die Kopplung der anpassbaren Steifigkeits- und Dämpfungselemente innerhalb der AIEs.

Ein verfeinertes Modell mit **drei Freiheitsgraden** ist in Abbildung 6.2 (a) dargestellt. Dieses basiert auf dem zuvor aufgeführten Modell nach ISO 10068:2012. Zur Verfeinerung wurde das Zweimassenmodell nach ISO 10068:2012 drei Gruppen unterteilt und durch weitere Modellparameter ergänzt. Die Korrespondenz der Modellkomponenten des Dreimassenschwingers zum Zweimassenmodell ist der farblichen Kennzeichnung in Abbildung 6.2 (b) zu entnehmen. Die Masseneigenschaften des anpassbaren Steifigkeitselementes (ASE) werden dabei in der Masse m_2 zusammengefasst, die Steifigkeitseigenschaften in k_2 . Der Parameter d_2 beschreibt den nicht separat einstellbaren, ungewollten, dämpfenden Anteil des ASE. Das anpassbare Dämpfungselement (ADE) umfasst den Dämpfungsparameter d_3 und den Masseparameter m_3 . Der Parameter k_3 beschreibt die nicht separat einstellbaren Steifigkeitseigenschaften des ADE. Entsprechend dem Modularisierungsgedanken nach D. Krause und Gebhardt (2018) sind das ASE und ADE als separate Module zu sehen, die über eine Schnittstelle verbunden sind. Die Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften der Schnittstelle werden mit k_k und d_k bezeichnet. Als drittes Element wird ein anpassbares Impedanzelement mit nicht unabhängig voneinander einstellbarer Steifigkeit (k_1) und Dämpfung (d_1) dem ASE und ADE vgeschaltet. Die Ankopplungseigenschaften des AIE an das ASE werden in den Parametern k_1 und d_1 konzentriert. Die Einstellbarkeit von Steifigkeit und Dämpfung werden hier nicht separiert, da der Modellparameter m_1 nach Tabelle 6.1 als gering anzunehmen ist. Im physischen Modell ist also ein stark integriertes Element notwendig, um die gewünschte Funktion *einstellbare Impedanz* zu erreichen. Die dynamische Auslegung der einzelnen Komponenten ist Inhalt der folgenden Kapitel.

Die Bewegungsgleichungen des Systems in Matrixform ergeben sich wie folgt:

$$\begin{pmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{pmatrix} \ddot{\vec{x}} + \begin{pmatrix} d_1 & -d_1 & 0 \\ -d_1 & d_1 + d_2 + d_k & -d_k \\ 0 & -d_k & d_3 + d_k \end{pmatrix} \dot{\vec{x}} + \begin{pmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 + k_k & -k_k \\ 0 & -k_k & k_3 + k_k \end{pmatrix} \vec{x} = \begin{pmatrix} F_{ext}(t) \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad 16$$

Analog ergibt sich im Frequenzbereich

$$\begin{pmatrix} m_1 i\omega + d_1 + \frac{k_1}{i\omega} & -(d_1 + \frac{k_1}{i\omega}) & 0 \\ -(d_1 + \frac{k_1}{i\omega}) & m_2 i\omega + d_1 + d_2 + d_k + \frac{k_1 + k_2 + k_k}{i\omega} & -(d_k + \frac{k_k}{i\omega}) \\ 0 & -(d_k + \frac{k_k}{i\omega}) & m_3 i\omega + d_3 + d_k + \frac{k_3 + k_k}{i\omega} \end{pmatrix} \vec{\tilde{x}} = \vec{\tilde{F}} \quad 17$$

Die MI an der Kräfteinleitungsstelle kann durch Lösen des Gleichungssystems bestimmt werden und ergibt sich zu:

$$MI(i\omega) = \frac{F_{ext}(i\omega)}{\dot{X}_1(i\omega)} = m_1 i\omega + d_1 + \frac{k_1}{i\omega} - \frac{\left(d_1 + \frac{k_1}{i\omega}\right)^2 \left(m_3 i\omega + d_3 + d_k + \frac{k_3 + k_k}{i\omega}\right)}{\left(m_2 i\omega + d_1 + d_2 + d_k + \frac{k_1 + k_2 + k_k}{i\omega}\right) \left(m_3 i\omega + d_3 + d_k + \frac{k_3 + k_k}{i\omega}\right) - \left(d_k + \frac{k_k}{i\omega}\right)^2}$$

In den nachfolgenden Teilkapiteln werden die Methode und die Ergebnisse der Bestimmung der Modellparameter erläutert.

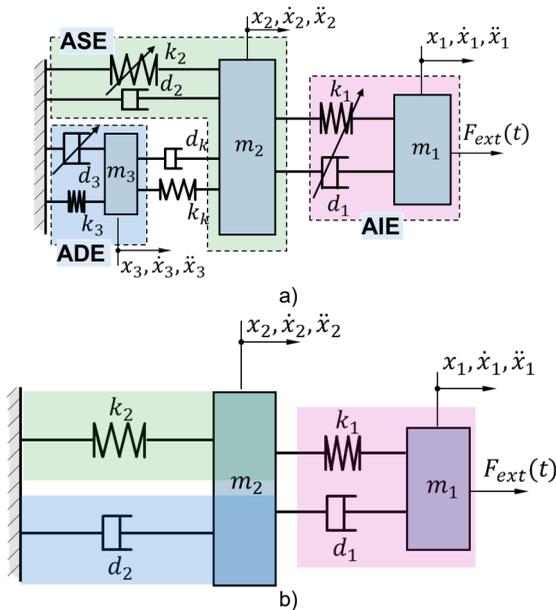


Abbildung 6.2: Dreimassenschwinger-Modell bestehend aus einem separaten einstellbaren Steifigkeitselement (ASE), einem Dämpfungselement (ADE) sowie einem anpassbaren Impedanzelement (AIE) (a). Die Zuordnung der Modellkomponenten zum Zweimassenschwinger nach ISO 10068:2012 kann der farblichen Korrespondenz in (b) entnommen werden.

6.1.2 Methode zur Feststellung der Modellparameter

Die Feststellung der nötigen Modellparameter erfolgte in MATLAB. Die Parameterschätzung erfolgte durch den *fmincon*-Optimierer (The MathWorks Inc., o. D.) durch Minimierung des aufsummierten Fehlerquadrates zwischen dem Betrag der Modell-MI und der MI des menschlichen HAS. In dieser Arbeit wurden die Parameter bewusst lediglich anhand des Betrags der MI geschätzt. In vorausgehenden Optimierungsansätzen im Rahmen dieser Arbeit führte eine gleichzeitige Betrachtung von Betrag und Phase zu einem Kompromiss, der weder in Betrag noch in Phase als zufriedenstellend bewertet wurde.

Zur Optimierung der Modellparameter im Hinblick auf die gemessene Impedanz des HAS werden die Grenzwerte aus Tabelle 6.2 vorgegeben. Die Wahl des Startpunktes kann die resultierenden Parameter beeinflussen. Die gewählten Startwerte sind in Anhang A in Tabelle A 1, Tabelle A 2 und Tabelle A 3 aufgelistet und wurden iterativ bestimmt. Die Optimierung wurde abgebrochen, wenn die relative Änderung der Summe der Fehlerquadrate kleiner als $10^{-4}\%$ war. Für die Parameteroptimierung des Modells mit drei Freiheitsgraden wurden der Dämpfungsparameter d_2 des ASE und der Steifigkeitsparameter k_3 des ADE zu null gesetzt. Das ASE soll demnach keine Dämpfungseigenschaften und das ADE keine Steifigkeitseigenschaften besitzen.

Tabelle 6.2: Parametergrenzen der mathematischen Modelle für die Parameteroptimierung

Parameter	Einheit	Untergrenze	Obergrenze
m_i	kg	0	3
k_i	N/m	10^3	10^6
d_i	Ns/m	10	500

Je Modell wurden vier unterschiedliche Parametersätze ermittelt. Zum einen sollte je ein Parametersatz zur Abbildung der MI-Median-Kurven für die Greif- und Andruckkraftkombinationen $F_G = 30\text{ N}$, $F_A = 50\text{ N}$ und $F_G = 135\text{ N}$, $F_A = 110\text{ N}$ bestimmt werden. Zur Ermittlung des notwendigen Einstellbereichs wurden zum anderen zwei Parametersätze für das 95te Perzentil für $F_G = 135\text{ N}$, $F_A = 110\text{ N}$ und für das 5te Perzentil von $F_G = 30\text{ N}$, $F_A = 50\text{ N}$ bestimmt. Diese beiden Parametersätze dienen als Ober- bzw. Untergrenze für das physische HAM. Statische Anforderungen in Bezug auf die dritte Teilforschungsfrage (TF 2.3) wurden vernachlässigt.

6.1.3 Ergebnisse und Diskussion

Die Ergebnisse zur Parameteridentifikation des Modells mit **einem Freiheitsgrad** sind in Abbildung 6.3 als Volllinien dargestellt. Die Strichlinien zeigen das Modell mit einer manuell ermittelten Parameterkonfiguration, die die menschliche MI komplett einschließt. Die Parameter für die Ober- und Untergrenze wurden in diesem Fall manuell bestimmt, da sonst ein großer Teil der MI des menschlichen HAS außerhalb des Modells gelegen hätte. Der mittlere relative Fehler der ermittelten Modellimpedanz im Vergleich zum jeweiligen Median der menschlichen MI ist $\varepsilon_{F_G 30 F_A 50} = 5,3\%$ und $\varepsilon_{F_G 135 F_A 110} = 13,7\%$. Es ist ersichtlich, dass mithilfe dieses Modells die MI des HAS nicht über den vollen Frequenzbereich gleichzeitig abgebildet werden kann.

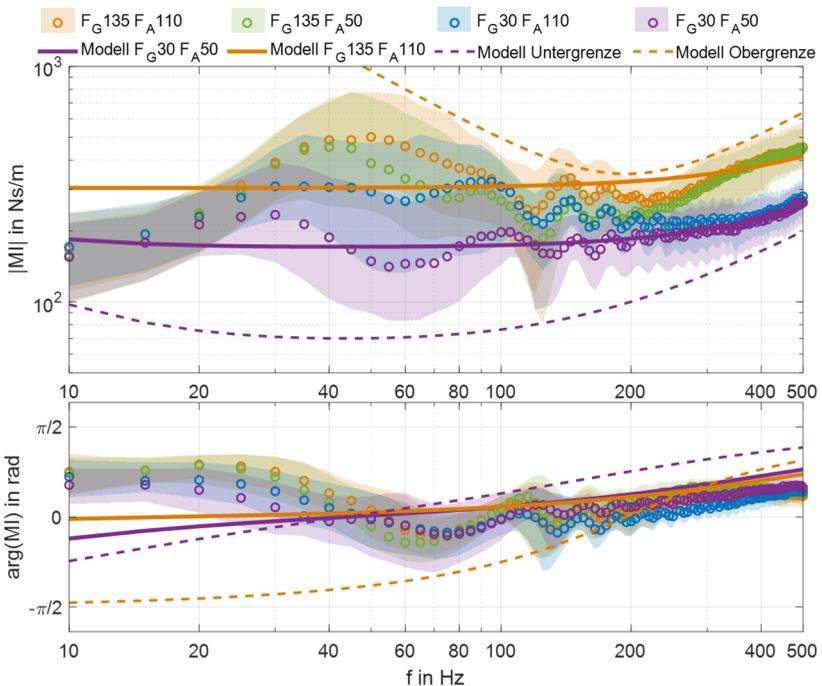


Abbildung 6.3: Mechanische Impedanz eines Einmassenschwingers zur Abbildung der MI des menschlichen HAS. Volllinie: Parametrisiertes Modell zur Abbildung der Mittelwertkurven; Strichlinie: Parametrisiertes Modell zur Abbildung der Grenzen. F_G : Greifkraft, F_A : Andruckkraft.

Die zugehörigen Parameter für beide Greif- und Andruckkraftkombinationen sind in Tabelle 6.3 angegeben. Obwohl das Modell mit einem Freiheitsgrad bei geeigneter Parameterwahl auch den kompletten Bereich der MI des HAS einhüllen kann, sind nur punktuelle Überschneidungen zwischen der Modell- und den Mittelwerten der HAS-Impedanz zu erkennen. In der Bewertung von Schwingungsemissionen technischer Systeme mittels des frequenzbewerteten Beschleunigungswertes a_{nv} können so einige Frequenzanteile zu stark oder zu schwach *gedämpft* werden, sodass fehlerhafte Aussagen abgeleitet werden könnten. Selbst bei einer schmalbandigen Anregung können leichte Veränderungen der Anregungsfrequenz zu einer ungeeigneten Modellaussage führen, da der Verlauf des Modells und der der Messung nicht übereinstimmen. Bei Betrachtung der Parameter fallen die geringen Massen auf. Eine bewegte Modellmasse von 0,06 kg ist bei gleichzeitiger Implementierung eines ASE und ADE nicht realisierbar. Für die Umsetzung eines HAM, das insbesondere auch die heterogenen Eigenschaften des HAS unter 100 Hz berücksichtigen soll, ist dieses Modell nicht geeignet, weshalb es von der weiteren Betrachtung ausgeschlossen wurde. Eine Umsetzung des physischen HAM als Einmassenschwinger kann jedoch für eine Anregung mit Frequenzen über 100 Hz in Betracht gezogen werden. In diesem Bereich liegt eine gute Annäherung des Modells an die Messungen vor.

Tabelle 6.3: Modellparameter des Einmassenschwingers entsprechend Abbildung 6.3

Parameter	Einheit	MI-Untergrenze	$F_G = 30\text{ N}$ $F_A = 50\text{ N}$	$F_G = 135\text{ N}$ $F_A = 110\text{ N}$	MI-Obergrenze
m	kg	0,06	0,06	0,09	0,2
k	N/m	4500	4500	1000	300000
d	Ns/m	70	171,5	305	350

Die Ergebnisse des parametrisierten Modells mit **zwei Freiheitsgraden** sind in Abbildung 6.4 dargestellt. Die Ermittlung der Modell-Ober- bzw. Untergrenze erfolgte durch den *fmincon* Optimierer am 95ten Perzentil des MI-Betrages zu $F_G = 135\text{ N}$, $F_A = 110\text{ N}$ bzw dem 5ten Perzentil des MI-Betrages zu $F_G = 30\text{ N}$, $F_A = 50\text{ N}$. Die Parameter des Modells sind in Tabelle 6.4 aufgelistet. Der mittlere relative Fehler der ermittelten Modellimpedanz im Vergleich zu den jeweiligen Mittelwerten der Messungen ist $\varepsilon_{F_G30F_A50} = 4,5\%$ und $\varepsilon_{F_G135F_A110} = 3,9\%$. Im Vergleich zum Modell mit einem Freiheitsgrad ist bei Betrachtung der Ergebniskurven ersichtlich, dass das Modell mit zwei Freiheitsgraden die MI des HAS besonders für Frequenzen unter 100 Hz besser abbilden kann. Die Modellimpedanz stimmt für die hohen Greif- und Andruckkräfte besonders für Frequenzen unter 100 Hz mit der MI des HAS überein. Für die hohen Greif- und Andruckkräfte zeigt sich auch eine gute Übereinstimmung des Phasenwinkels im Bereich zwischen ca. 40 und 120 Hz. Betrag und

Phase des Modells für die niedrigen Greif- und Andruckkräfte werden hierbei auch in guter Näherung abgebildet.

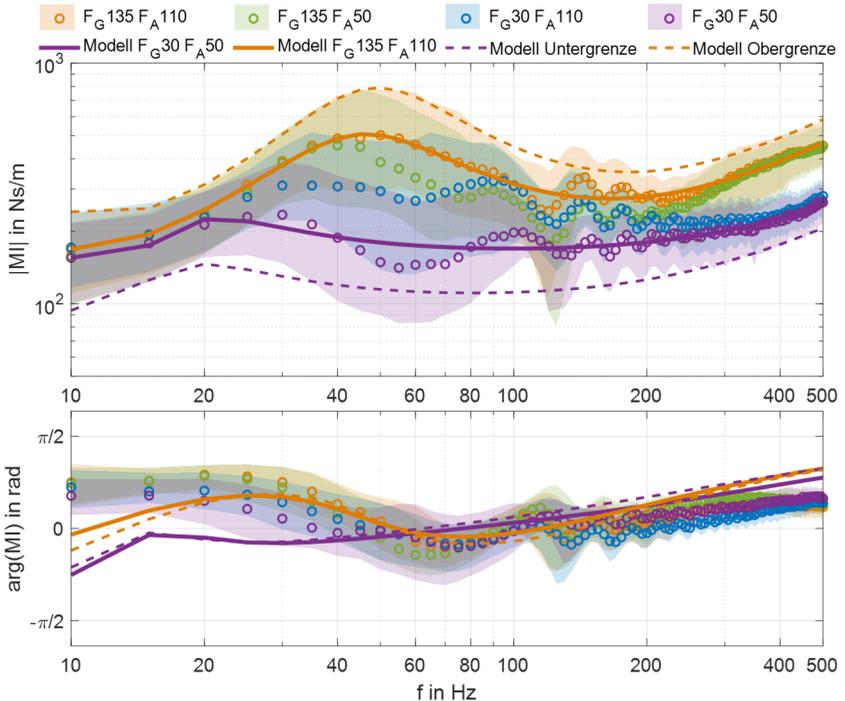


Abbildung 6.4: Mechanische Impedanz eines Zweimassenschwingers zur Abbildung der MI des menschlichen HAS. Volllinie: Parametrisiertes Modell zur Abbildung der Mittelwertkurven; Strichlinie: Parametrisiertes Modell zur Abbildung der Grenzen. F_G : Greifkraft, F_A : Andruckkraft.

Bei Betrachtung der Parameter des Modells mit zwei Freiheitsgraden kann ebenfalls beobachtet werden, dass die vordere Modellmasse m_1 geringe Werte annimmt. Dies ist notwendig, um die Impedanz im hohen Frequenzbereich niedrig zu halten. Modellmasse m_2 hingegen nimmt Werte zwischen 1,5 und 3 kg an. Der Vorteil einer Modellkonfiguration mit zwei Massen ist, dass hier das Ziel einer geringen Modellmasse m_1 theoretisch erreicht werden kann. Rempel et al. (2017) präsentieren hierzu in einem grundlegenden Aufbau eines physischen HAM mit zwei Freiheitsgraden die Abbildung von Modellmasse m_1 über eine viskoelastische Einlage am

Handgriff der Maschine (vgl. S. 44). Diese Modellstruktur ist somit prinzipiell geeignet zur Umsetzung eines physischen HAM.

Tabelle 6.4: Modellparameter des Zweimassenschwingers entsprechend Abbildung 6.4

Parameter	Einheit	MI-Untergrenze	$F_G = 30\text{ N}$ $F_A = 50\text{ N}$	$F_G = 135\text{ N}$ $F_A = 110\text{ N}$	MI-Obergrenze
m_1	kg	0,057	0,064	0,134	0,17
m_2	kg	3	3	1,52	2,125
k_1	N/m	12800	23670	113700	180000
k_2	N/m	15900	15400	6680	13700
d_1	Ns/m	108	164	240	311
d_2	Ns/m	137	203	173	241

Die Ergebnisse der Parameteroptimierung für das Modell mit **drei Freiheitsgraden** sind in Abbildung 6.5 dargestellt. Die Parameter des Modells sind in Tabelle 6.5 aufgelistet. Der mittlere relative Fehler der ermittelten Modellimpedanz im Vergleich zu den jeweiligen Mittelwerten der Messungen ist $\varepsilon_{F_G30F_A50} = 2,8\%$ und $\varepsilon_{F_G135F_A110} = 3,9\%$.

Tabelle 6.5: Modellparameter des Modells mit drei Freiheitsgraden entsprechend Abbildung 6.5

Parameter	Einheit	MI-Untergrenze	$F_G = 30\text{ N}$ $F_A = 50\text{ N}$	$F_G = 135\text{ N}$ $F_A = 110\text{ N}$	MI-Obergrenze
m_1	kg	0,057	0,066	0,135	0,172
m_2	kg	0,508	0,95	1,38	1,77
m_3	kg	0,597	0,8	1,45	1,34
k_1	N/m	29800	48000	121400	192400
k_2	N/m	2840	7700	7800	13330
k_3^1	N/m	0	0	0	0
k_k	N/m	49200	78000	20700	44400
d_1	Ns/m	100	160	239	308
d_2^2	Ns/m	0	0	0	0
d_3	Ns/m	100	160	189	254
d_k	Ns/m	21	42	241	432

¹ Siehe Erläuterungen in Kapitel 6.1.2; S. 95

² Siehe Erläuterungen in Kapitel 6.1.2; S. 95

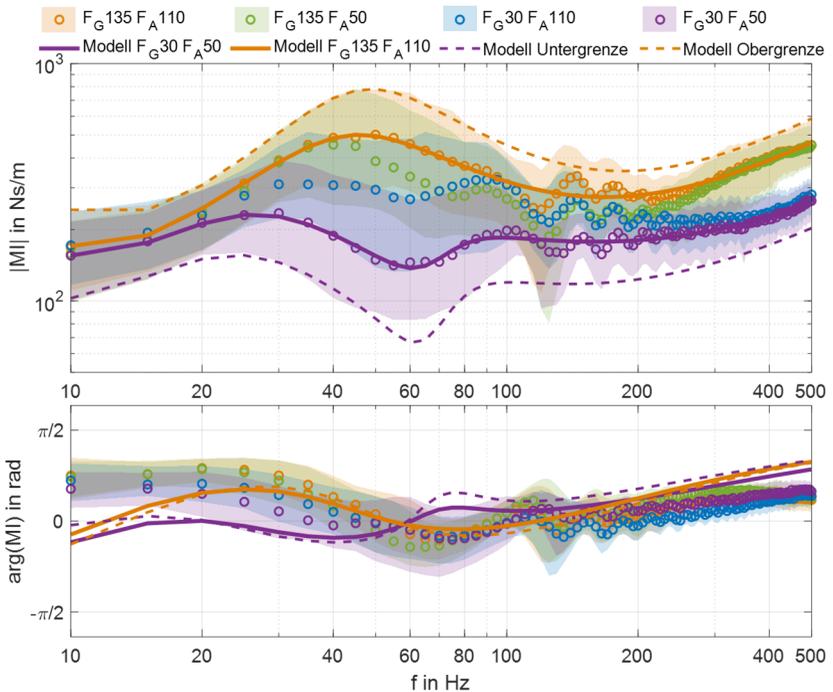


Abbildung 6.5: Mechanische Impedanz eines Dreimassenschwingers zur Abbildung der MI des menschlichen HAS. Volllinie: Parametrisiertes Modell zur Abbildung der Mittelwertkurven; Strichlinie: Parametrisiertes Modell zur Abbildung der Grenzen. F_G : Greifkraft, F_A : Andruckkraft.

Das Modell berücksichtigt die Unterteilung des HAM in ASE, ADE und AIE sowie deren Kopplung. Im Bereich der Kopplung ergibt sich somit im physischen HAM ein Gestaltungsraum, der genutzt werden kann, um eine bessere Modellvorhersage zu erlangen. Bei Betrachtung der zugehörigen Modellparameter fällt auf, dass die Parameter der ASE-ADE-Kopplung, k_k und d_k , je nach Modellparametrierung variieren. Im physischen HAM sind diese Parameter nicht mehr einstellbar. Im Zuge der Entwicklung des physischen HAM ist es möglich, nach Festlegung einiger Modellparameter mit den noch verbleibenden Modellparametern ein neues Optimum zu finden. In diesem Kapitel wird der Ausgangspunkt der Entwicklung beschrieben, die einzelnen Iterationen des HAM werden jedoch nicht gezeigt. Die finalen Modellparameter finden sich abschließend im folgenden Kapitel zur Gestalt des HAM, da dort

auch die konkreten mechanischen Eigenschaften der Modellkomponenten berücksichtigt werden können.

Analog zum Modell mit zwei Freiheitsgraden ist in diesem Fall eine überwiegende Übereinstimmung des Modells mit den Messungen zu beobachten. Für eine Zunahme der Greif- und Andruckkraft lässt sich erkennen, dass die Parameter k_1 und d_1 ansteigen. Als Analogie zum Menschen entspricht dies einer Versteifung des HAS durch Muskelkontraktion im Bereich der Hand.

Fazit: In diesem Kapitel wurde eine numerische Parameteroptimierung eines mathematischen Modells mit einem, zwei und drei Freiheitsgraden dargestellt. Ziel war es, die MI des menschlichen HAS (vgl. Kapitel 5) in ihrer Ober- und Untergrenze sowie in zwei Mediankurven abzubilden. Für jedes der mathematischen Modelle wurden hierzu vier Parametersätze ermittelt.

Das Modell mit **einem Freiheitsgrad** kann mit den gefundenen Parametern die MI des Menschen vollständig einschließen. Allerdings überschneidet sich die MI des Modells mit einem Freiheitsgrad nur eingeschränkt mit der MI des menschlichen HAS. Wesentliche Herausforderung des Modells mit einem Freiheitsgrad ist die niedrige Modellmasse, die eine Umsetzung in Form eines einstellbaren HAM erschwert. Das Modell mit einem Freiheitsgrad wird daher nicht weiter verfolgt.

Das Modell mit **zwei Freiheitsgraden** ist mit den gefundenen Parametern in der Lage, die MI des menschlichen HAS über den kompletten Frequenzbereich abzubilden. Auch die Phase der MI kann gut angenähert werden. Dieses Modell eignet sich auch mit den gefundenen Parametern für eine Umsetzung in einem HAM, da für die hintere Modellmasse m_2 höhere Werte als beim Modell mit einem Freiheitsgrad möglich sind. Das Modell kann besonders zur Abbildung der MI des HAS für höhere Greif- und Andruckkräfte eingesetzt werden. Die MI für niedrige Greif- und Andruckkräfte und insbesondere für das 5te Perzentil kann hingegen nur eingeschränkt abgebildet werden. Das Modell berücksichtigt nicht die dynamischen Eigenschaften der Kopplung aus einstellbarer Steifigkeit und Dämpfung.

Als Erweiterung des Modells mit zwei Freiheitsgraden wurde im Modell mit **drei Freiheitsgraden** ein zusätzlicher Freiheitsgrad zwischen der einstellbaren Steifigkeit und Dämpfung eingeführt. Dieses Modell eignet sich zur Abbildung der MI des menschlichen HAS über den kompletten Frequenzbereich sowie für unterschiedliche Greif- und Andruckkräfte. Sowohl die obere als auch die untere Grenze der gemessenen menschlichen MI kann mit den gewählten Parameterrandbedingungen erreicht werden. Das HAM lässt sich in dieser Konfiguration in die trennbaren Module *anpassbares Steifigkeitselement (ASE)* und *anpassbares Dämpfungselement*

(ADE) unterteilen. Der Einfluss der Kopplung ist in diesem Modell berücksichtigt und kann zu Abstimmung der Gesamtdynamik des HAM genutzt werden. Somit wurde die Struktur des Modells mit drei Freiheitsgraden auch für das physische HAM gewählt.

6.2 Das physische einstellbare Hand-Arm-Modell

Die weitere Entwicklung des physischen HAM erfolgte anhand der zuvor festgelegten Modellstruktur und Modellparameter. Das als Teil dieser Forschungsarbeit entstandene HAM ist in Abbildung 6.6 dargestellt. Es besteht, entsprechend dem zuvor festgelegten Modell mit drei Freiheitsgraden, aus einem anpassbaren Steifigkeitselement (ASE), einem anpassbaren Dämpfungselement (ADE) und einer anpassbaren Griffaufnahme, welche die Funktion eines anpassbaren Impedanzelementes (AIE) besitzt. Zusätzlich ist im HAM ein Konstantkraftmechanismus verbaut. Die Soll-Funktion des Konstantkraftmechanismus ist es, statische Kräfte auf das HAM abzustützen, ohne die Dynamik des gesamten Modells zu beeinflussen. Da der Konstantkraftmechanismus lediglich statisch wirksam sein soll, wurde dieser im mathematischen Modell nicht berücksichtigt. Durch diesen Konstantkraftmechanismus kann es gelingen, geringe Steifigkeiten im ASE abzubilden, ohne dass es bei statischen Kräften (bspw. Vorschubkräften) zu großen Federauslenkungen kommt.

Die einzelnen Module des HAM sind durch standardisierte Schnittstellen gekoppelt. Für die Kopplung der nicht beweglichen Gehäusekomponenten der einzelnen Module wurde ein M6-Gewinde-Lochbild als Schnittstelle gewählt (4x M6 gleichverteilt auf einem Durchmesser von 60 mm). Als bewegliche Schnittstelle zwischen den Modulen wurde eine 14 mm Achse mit zentrischer M8-Gewindebohrung eingesetzt.

Die einzelnen Baugruppen (A bis D) werden in den in Abbildung 6.6 angegebenen Teilkapiteln beschrieben und hinsichtlich ihrer mechanischen Impedanz (MI) analysiert. Hierdurch kann das entstehende Gesamtmodell schrittweise analysiert und Wechselwirkungen können ermittelt werden. Anhand der gemessenen Impedanz der einzelnen Baugruppen (A bis D) des physischen HAM erfolgt eine schrittweise Anpassung der Parameter des zuvor dargestellten mathematischen Modells. Hierdurch wird es möglich, die MI des physischen HAM für unterschiedliche Einstellungen vorherzusagen und ein umfangreiches Systemverständnis aufzubauen.

Inhalt dieses Kapitels sind Grundüberlegungen der Entwicklung sowie die Beschreibung und dynamische Untersuchung der Teilkomponenten. Im Fokus dieses Kapitels steht also die Beantwortung der folgenden Teilforschungsfragen

- TF 2.2 *Wie kann ein einstellbares Hand-Arm Modell gestaltet sein, das die mechanische Impedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems nachbildet?*
- TF 2.3 *Wie können statische und dynamische Anforderungen an das Hand-Arm-Modell gleichzeitig erfüllt werden?*

Die beiden Teilforschungsfragen werden gemeinsam beantwortet, da durch die starken Wechselwirkungen der Einzelkomponenten des HAM auch die technische Lösung zu TF 2.3 in den Untersuchungen zu TF 2.2 berücksichtigt werden muss.

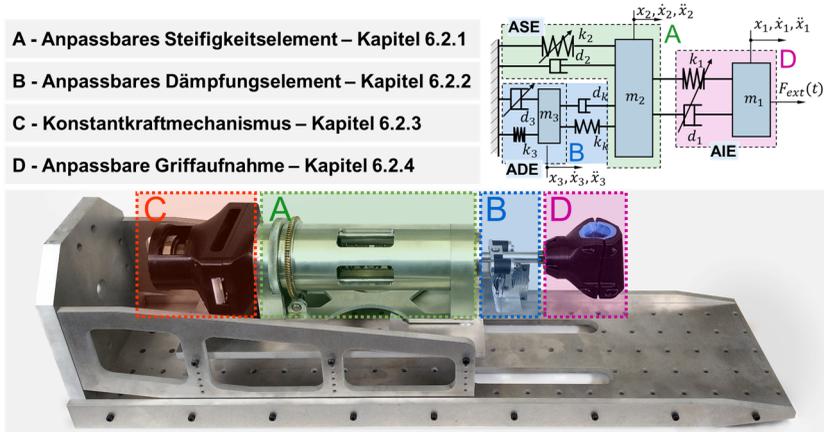


Abbildung 6.6: Das physische HAM mit seinen Komponenten A: anpassbares Steifigkeitselement, B: anpassbares Dämpfungselement, C: Konstantkraftmechanismus, D: Griffaufnahme. Die Korrespondenz zum analytischen Modell ist farblich gekennzeichnet.

6.2.1 Gestalt und Analyse eines anpassbaren Steifigkeitselements

Wesentliche Inhalte dieses Kapitels wurden vom Autor der vorliegenden Arbeit in

Lindenmann, A., Heyden, E., Mas, V., Krause, D. & Matthiesen, S. (2022b). Influence of friction bearings on the frequency response of a variable stiffness mechanism. *Mechanism and Machine Theory*, 168, 104588. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104588>

veröffentlicht. Die Beschreibung sowie Überlegungen zur Entwicklung des anpassbaren Steifigkeitselementes (ASE) wurden unverändert aus dem Englischen übersetzt.

Auf Basis der mathematischen Modellbetrachtung in Kapitel 6.1 wurden die Anforderungen an das ASE wie folgt festgelegt:

- dynamisch wirksame Masse von max. $m_2 = 0,508 \text{ kg}$
- Steifigkeitseinstellung im Bereich von $k_2 \approx 2,8 - 13 \text{ kN/m}$
- Geringe Dämpfung

Die Forderung zur maximalen dynamischen Masse $m_2 = 0,508 \text{ kg}$ wurde in Tabelle 6.5 (S. 106) als untere Parametergrenze angegeben. Ziel bei der Entwicklung des ASE war es, diese Grenze zu unterschreiten, um für die Entwicklung des anpassbaren Dämpfungselementes, des Konstantkraftmechanismus und der Griffaufnahme einen gewissen Gestaltungsfreiraum zu erhalten. Durch Anbringen von Zusatzgewichten kann der Parameter bei Bedarf erhöht werden.

6.2.1.1 Gestalt des anpassbaren Steifigkeitselements

Das ASE basiert auf einer antagonistischen Anordnung von zwei vorgespannten **Konusfedern** (vgl. Abbildung 6.7), die auf die mittige Schulter einer axial beweglichen **Ausgangssache** angreifen. Externe Kräfte werden axial auf die Ausgangssache aufgeprägt und verschieben diese axial gegen die Konusfedern. Die Konusfedern weisen eine nichtlineare Beziehung zwischen Kraft und Verschiebung auf, wobei die Steifigkeit mit zunehmender Auslenkung in Druckrichtung steigt. An der Seite des großen Federdurchmessers werden die Konusfedern durch zwei axial verschiebbare Einstellplatten gestützt. Die Vorspannung der Konusfedern erfolgt durch die synchrone Verschiebung der **Einstellplatten**. An je einer Einstellplatte ist an der Mantelfläche ein Rechts- bzw. Linksgewinde (M80 x 1) aufgebracht. Die Einstellplatten sind in entsprechende Gewinde im **Gehäuserohr** eingeschraubt, das entlang seiner Längsachse drehbar ist. Durch Blockieren der Drehung der Einstellplatten über drei über den Umfang verteilte **Führungsstangen** erfolgt bei einer Verdrehung des äußeren Gehäuserohrs eine synchrone Bewegung der Einstellplatten aufeinander zu oder voneinander weg. Eine vollständige Drehung des Gehäuserohres erzeugt eine Federvorspannung von 1 mm. Der Kraftfluss der Federvorspannung (rot in Abbildung 6.8-a) ist über die Einstellplatten und das Gehäuserohr geschlossen. Die Ausgangssache ist über **Lager** in zwei Abschlusskappen gelagert. Die zulässige Auslenkung beträgt $\pm 10 \text{ mm}$. Die **Abschlusskappen** dienen auch der Führung des Gehäuserohres. Eine **Grundplatte** verhindert, dass die Abschlusskappen und Führungsstäbe bei Drehung des Gehäuserohres gegeneinander ver-

dreht werden. Die Drehung des Gehäuserohres erfolgt über ein **Schneckengetriebe**. Für einen spielfreien Betrieb kann durch den **Klemmring** das Gehäuserohr zwischen den Abschlusskappen verspannt werden. Eine der Stirnflächen des Klemmrings besitzt dabei über den Umfang eine leichte Steigung von 0,5 mm. Eine entsprechende gegenläufige Fläche ist auf der zugehörigen Abschlusskappe eingebracht. Durch Verdrehung des Klemmrings von Hand verklemmen so das Gehäuserohr und der Klemmring axial zwischen beiden Abschlusskappen. Axiale Kräfte an der Ausgangsachse werden über die Schulter der Achse, Federn und Einstellplatten am Gehäuse abgestützt. Die Kraftleitung in die Umgebung erfolgt über die Abschlusskappen. Der zugehörige Kraftfluss ist in Abbildung 6.8 (a & b) dargestellt. (Lindenmann et al., 2022b)

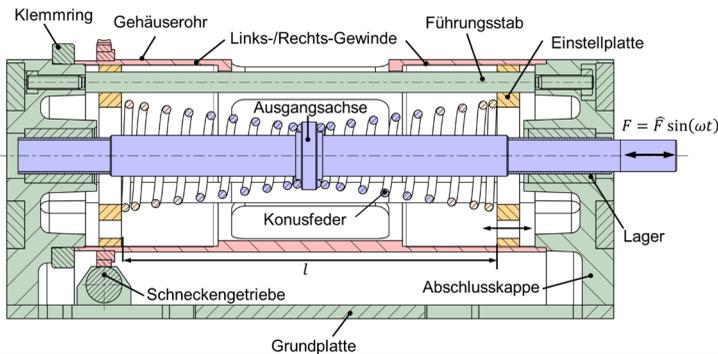


Abbildung 6.7: Schnittdarstellung des anpassbaren Steifigkeitselementes (grün: statisch; blau: axial beweglich; rot: drehbar über Schneckengetriebe; gelb: axiale Position einstellbar). Basierend auf (Lindenmann et al., 2022b)

Die antagonistische Anordnung der Konusfedern ermöglicht eine Einstellung der Steifigkeit. Im Einbauzustand sind beide Konusfedern leicht vorgespannt, sodass im schwingenden Betrieb kein Abheben der Feder von der Achsschulter auftritt. Die resultierende Steifigkeit der Konusfedern kann durch Verkleinerung des Abstandes der Einstellplatten erhöht werden. Die entstehenden Vorspannkräfte beider Konusfedern wirken an der Schulter der Achse entgegengerichtet und treten somit nach außen nicht in Erscheinung. Die Verwendung von Konusfedern ist in diesem Mechanismus in Bezug auf das Knicken bei großen Auslenkungen vorteilhaft (M. H. Wu & Hsu, 1998). Die verwendeten Konusfedern (Gutekunst + Co.KG, Metzingen, Deutschland) entsprechen in der Werkstoffauswahl DIN EN 10270-1:2017. Die Kennlinie sowie charakteristische Werte der Federn sind in Abbildung 6.9 darge-

stellt. Die Kennlinie wurde anhand der analytischen Bestimmungsgleichung für Konusfedern nach Rodriguez, Paredes und Sartor (2006) berechnet und mit vom Hersteller angegebenen Werten der Federn verglichen. Die entsprechenden Datenpunkte sind in Abbildung 6.9 eingezeichnet.

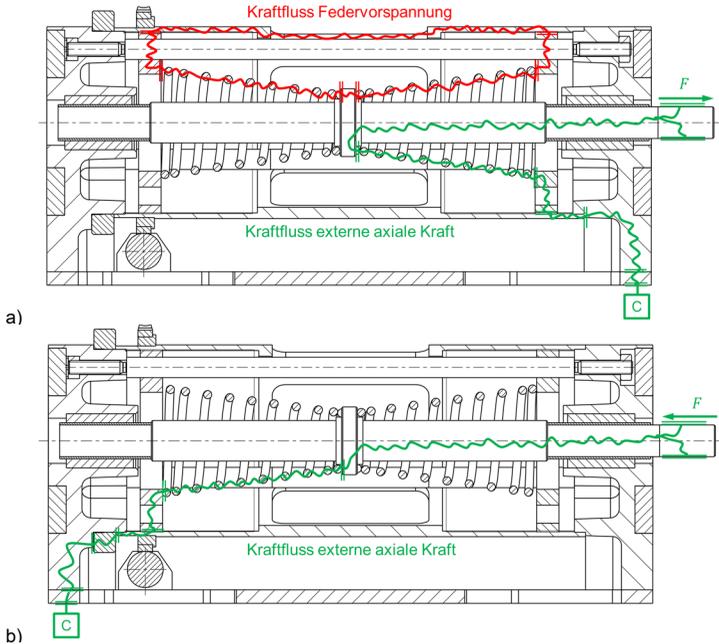


Abbildung 6.8: Kraftfluss im anpassbaren Steifigkeitselement (a) Darstellung der Kraftflüsse infolge der Federvorspannung (rot) und bei einer externen axialen Kraft (grün); (b) Kraftfluss einer externen Kraft mit umgekehrtem Kraftfluss.

Im Hinblick auf die Wahl des Lagertyps untersuchten Lindenmann et al. (2022b) gefettete Linearlager mit Wälzkörpern (KH 16-PP Innendurchmesser 16 mm, Schaeffler AG, Herzogenaurach, Deutschland) sowie geölte Gleitbuchsen (Sinterbronze SINT A50 Innendurchmesser 16 mm, MÄDLER GmbH, Stuttgart, Deutschland). Hinsichtlich des dynamischen Verhaltens ergab sich, dass Wälzlager im HAM zu bevorzugen sind. Die untersuchten hydrodynamischen Gleitlager weisen aufgrund des nichtlinearen Übergangs von Haft- zu Gleitreibung bei auftretenden Radialkräften ein stark anregungsabhängiges dynamisches Verhalten auf. Für ein einstellbares HAM ist diese Eigenschaft ungünstig, sodass für das synthetisierte HAM

Wälzlager eingesetzt wurden. Als Lauffläche wurden zwei 1 mm starke vergütete Stahlhülsen aus 42CrMo4 auf die Achse gefügt.

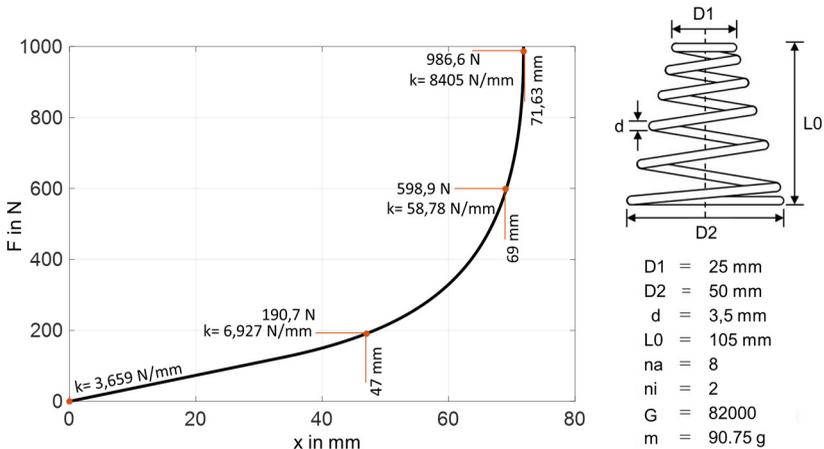


Abbildung 6.9: Federkennlinie der Konusfeder. Die Kurve entspricht der Bestimmungsgleichung nach Rodriguez et al. (2006). Bekannte Werte durch den Hersteller sind als rote Punkte gekennzeichnet. (F : Kraft, x : Auslenkung, k : Steifigkeit, $D1$ & $D2$: Außendurchmesser am Federende, d : Drahtdurchmesser, $L0$: Ausgangslänge, n_a : aktive Federwindungen im entspannten Zustand, n_i : angelegte Federwindungen am Federende, G : Schubmodul, m : Masse). Basierend auf (Lindenmann et al., 2022b)

Der Mechanismus weist eine geringe Anzahl an bewegten Komponenten auf und ist in axialer Wirkrichtung spielfrei. Das ASE kann als Einmassenschwinger (vgl. Abbildung 2.5, S. 15) modelliert werden. Der Masseparameter $m = 0,301 \text{ kg}$ setzt sich aus der Masse der Achse sowie der Hälfte der Federmasse zusammen. Die Anforderungen an die Modellmasse sind somit erfüllt. Die Auslegung der Federn erfolgte durch den Hersteller der Federn in Rücksprache mit dem Autor dieser Arbeit. Die resultierende Federsteifigkeit der beiden wirkenden Federn kann im Bereich von $k_{min} = 7318 \text{ N/m}$ bis ungefähr $k_{max} = 54500 \text{ N/m}$ variiert werden. Höhere Steifigkeiten sind zwar prinzipiell möglich, im gegebenen Mechanismus ist die maximale Federsteifigkeit allerdings durch den maximalen Verstellweg der Einstellplatten beschränkt. Die Untergrenze der geforderten Federsteifigkeit wurde nicht erreicht. Unter Berücksichtigung des vorgesehenen Bauraumes und des schwingenden Betriebes ohne Aneinanderschlagen einzelner Federwindungen konnte der Hersteller der

Federn die geforderte untere Einstellgrenze ($k = 2840 \text{ N/m}$) nicht erreichen. Die Auswirkung dieser Abweichung auf die Funktion des ASE wird als gering eingestuft. In der mathematischen Modellauslegung ist die erreichte Federsteifigkeit ausreichend, um die Mediankurven der Impedanz aus Kapitel 5 nachzubilden. Das 5te Perzentil der MI kann nicht erreicht werden. Da der Großteil der gemessenen MI oberhalb des 5ten Perzentils liegt, ist davon auszugehen, dass das entwickelte ASE dennoch in der Lage ist, einen großen Teil der menschlichen MI abzudecken.

Die Eigenfrequenz des Mechanismus liegt im Bereich von $156,18 \text{ 1/s}$ ($24,85 \text{ Hz}$) bis $425,52 \text{ 1/s}$ ($67,72 \text{ Hz}$). Der Mechanismus weist durch die Lagerung mit Fettschmierung einen parasitären Dämpfungseffekt auf, welcher nur schwer durch analytische oder numerische Betrachtungen bestimmt werden kann.

6.2.1.2 Analyse der mechanischen Impedanz des anpassbaren Steifigkeitselements

Die Analyse des ASE erfolgte mittels des in Kapitel 5 beschriebenen Shakerprüfstandes. Als Anregungsform wurde in dieser Untersuchung ebenfalls der Multisinus aus Kapitel 5 verwendet. Eine Untersuchung zu unterschiedlichen Anregungsformen wurde in der oben genannten Veröffentlichung durchgeführt (vgl. Lindenmann et al. (2022b)). Nachdem eine Rausch-Anregung mit kontrolliertem Spektrum mit dem gegebenen Signalgenerator mit angemessenem Programmieraufwand nicht sinnvoll umgesetzt werden konnte, wurde auch die Möglichkeit einer Impuls- oder Sinus-Sweep-Anregung untersucht. Im Rahmen dieses Forschungsvorhabens erwies sich der Multisinus als bester Kompromiss aus Frequenzauflösung und Ergebnisqualität.

Der **Versuchsaufbau** ist in Abbildung 6.10 dargestellt. Das ASE wurde mittels einer Verschraubung auf eine Aufspannplatte montiert. Der Shaker wirkt in der Abbildung von oben. Die Anbindung des ASE an den Shaker erfolgte über einen Stinger. Hierbei handelt es sich um einen dünnen und langen Stab aus Federstahl, der in Zug- und Druckrichtung sehr steif ist. Die Biegesteifigkeit des Stingers ist gering, sodass ein lateraler Versatz des Shakers und des ASEs ausgeglichen wird. Hohe Zwangskräfte in der Shaker- und ASE-Lagerung werden so vermieden. Ein Klemmadapter greift an die Ausgangsachse des ASE an. (Lindenmann et al., 2022b)



Abbildung 6.10: Versuchsaufbau zur Messung der MI des ASE mittels des Shakerprüfstandes. Der Shaker wirkt in vertikaler Richtung und ist über einen Stinger mit dem ASE gekoppelt. Basierend auf (Lindemann et al., 2022b)

An der Kopplungsstelle sind ein Kraftsensor (9011A, Kistler Instrumente AG, Winterthur, Schweiz) und ein Beschleunigungssensor (356A15, PCB Piezotronics, Depew, NY, USA) zur Messung der scheinbaren Masse angebracht. Analog zum in Kapitel 5 beschriebenen Vorgehen wurde die MI anhand der scheinbaren Masse berechnet. Die Anregungsart ist hierbei ebenfalls eine Multisinusanregung. Die Beschleunigung im Frequenzbereich betrug $|a(\omega)| = 5,8 \text{ m/s}^2$ bei allen Frequenzen. Niedrige Frequenzen wurden aufgrund der Einschränkung der maximal zulässigen Auslenkung von $\pm 5 \text{ mm}$ im Prototyp weniger stark angeregt. Statische Kräfte wurden nicht aufgeprägt. Ausgehend vom Einbauzustand mit einer Federkompression von 18 mm erfolgte eine schrittweise Vorspannung der Federn um je $\Delta x = 2 \text{ mm}$ bis zu einer maximalen Vorspannung von $x = 64 \text{ mm}$. Im Sinne einer intuitiven Notation entspricht der Einbauzustand der Federn der ASE-Einstellung 0 und die maximale Federvorspannung der ASE-Einstellung 46. Jede Messung wurde fünfmal durchgeführt, sodass 24 unterschiedliche Konfigurationen und somit 120 Einzelmessungen resultieren.

Die Datenauswertung erfolgte mit MATLAB. Der Kalibrier- und Auswertalgorithmus entspricht dem in Kapitel 5.1.3 beschriebenen Vorgehen.

Die **Ergebnisse** der Messungen sind in Abbildung 6.11 als graue Linien dargestellt. Bei den roten und blauen Linien handelt es sich um die MI bei minimaler und maximaler Federvorspannung. Die MI eines parametrisierten Einmassenschwingers ist für die minimale und maximale Einstellung des ASE als Punktklinie dargestellt. Die Parameter lauten:

Modell _{Min}	$m = 0,301 \text{ kg}$	$k = 7318 \text{ N/m}$	$d = 4 \text{ Ns/m}$
Modell _{Max}	$m = 0,258 \text{ kg}$	$k = 52390 \text{ N/m}$	$d = 12 \text{ Ns/m}$

Entsprechend den Modellen und den grundlegenden MI-Charakteristika aus Kapitel 2.3 kann erkannt werden, dass die MI des ASE für niedrige Frequenzen einen abfallenden Betrag und einen negativen Phasenwinkel aufweist (\rightarrow Federverhalten). Beim Nulldurchgang der Phase kommt es zur Resonanzerscheinung, bei der die Dämpfung des Mechanismus im Vordergrund steht. Der Betrag der MI ist an dieser Stelle minimal. Für die Anregungsfrequenz in der Eigenfrequenz des Systems $\omega = \omega_0 = \sqrt{k/m}$ heben sich die Steifigkeits- und Massenterme in der MI-Gleichung auf. Somit kann der Dämpfungskoeffizient direkt am Minimum des Betrages abgelesen werden. Der genaue Wert der Dämpfung kann anhand dieser Methode allerdings nicht genau bestimmt werden. Da die Anregung des Systems nur an diskreten Frequenzen stattgefunden hat, kann es je nach Steifigkeits- und Massewert dazu kommen, dass das Minimum zwischen zwei Anregungsfrequenzen liegt. Der Anstieg des Betrages und der positive Phasenwinkel von $+90^\circ$ nach der Resonanzstelle beschreiben das anschließende Masseverhalten. Die MI der Messung, veranschaulicht durch die rote Modellkennlinie, kennzeichnet hierbei die Einstellung mit der niedrigsten Steifigkeit, die blaue Kennlinie die mit der höchsten Steifigkeit. Die Kennlinien dazwischen weisen die Einstellbarkeit in diesem Bereich nach. Der Einfluss der Federvorspannung und der einhergehenden Betriebspunktverschiebung ist somit im niederen Frequenzbereich klar erkennbar.

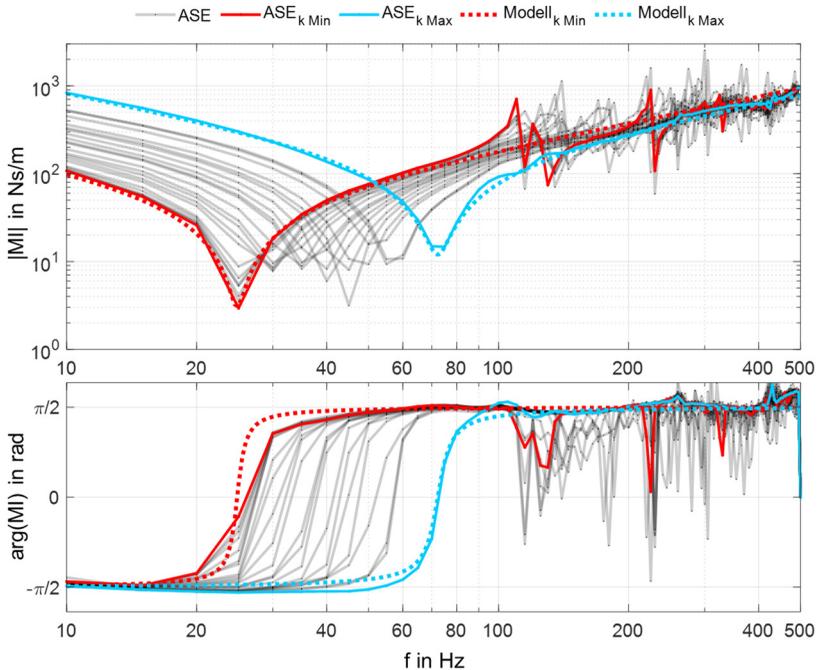


Abbildung 6.11: Mechanische Impedanz des ASE für unterschiedliche Federvorspannungen (grau); rot: minimale Federeinstellung; blau: maximale Federeinstellung; Punktlinie: MI des analytischen Modells für die minimale und maximale Einstellung; F_G : Greifkraft; F_A : Anpresskraft.

Die Resonanzfrequenz steigt mit zunehmender Vorspannung. Die in Abbildung 6.11 abzulesenden Resonanzfrequenzen für die minimale und maximale Federsteifigkeit stimmen in guter Näherung mit den vorhergesagten Werten überein. Für die obere Federvorspannung k_{max} lässt sich erkennen, dass die Resonanzfrequenz der Messung (ca. 72 Hz) oberhalb der vorhergesagten Resonanzfrequenz liegt. Mit zunehmender Federvorspannung sinkt die MI leicht. Dieser Effekt kann mit der abnehmenden dynamisch wirkenden Masse der Federn erklärt werden. Da mit zunehmender Federvorspannung ein größerer Anteil der Windungen anliegt, sinkt der federnde Anteil der Konusfeder. Der Anteil der bewegten Masse nimmt somit ab. Im hochfrequenten Bereich sind zudem einzelne Hoch- bzw. Tiefpunkte in der MI zu erkennen. Hierbei handelt es sich um Resonanzerscheinungen innerhalb der Federn. Mit zunehmender Federvorspannungen verschieben sich diese zu höheren

Frequenzen, sodass sie bei der höchsten untersuchten Federvorspannung den Betrachtungsbereich verlassen und durch Reibstellen zwischen den anliegenden Federwindungen gedämpft werden. Beim Vergleich des dynamischen Verhaltens des ASE mit der MI des Menschen (vgl. Abbildung 5.6, S. 80) ist festzustellen, dass trotz eindeutigem Federverhalten des ASE eine MI in ähnlicher Größenordnung wie die des Menschen erreicht werden kann.

6.2.2 Gestalt und Analyse eines anpassbaren Dämpfungselements

Die Entwicklung des anpassbaren Dämpfungselementes (ADE) erfolgte im Rahmen der vom Autor dieser Arbeit co-betreuten Masterarbeit von F. Krause (2021)³. F. Krause untersuchte im Rahmen seiner Arbeit unterschiedliche Dämpfungskonzepte hinsichtlich ihrer dynamischen Eigenschaften. Hierbei wurden unter anderem *Festkörperreibung*, *Fluidscherung* und Konzepte auf Basis von *Fluidverdrängung* untersucht. Der Fokus der Arbeit lag auf der Entwicklung eines Dämpfers für den Einsatz in HAM. Auf prototypischem Entwicklungsniveau konnte nur ein Konzept die gewünschten Anforderungen erfüllen. Details zur Arbeit von F. Krause (2021) können Anhang D entnommen werden. Das nachfolgend beschriebene ADE baut auf der Arbeit von Krause auf und wurde für den Einsatz in dem hier gezeigten HAM neu gestaltet. Das Wirkprinzip ist unverändert.

Aufgrund der mathematischen Modellbildung in Kapitel 6.1 wurden die Anforderungen an das ADE wie folgt festgelegt:

- dynamisch wirksame Masse von max. $m_3 = 0,597 \text{ kg}$
- Dämpfungseinstellung im Bereich von $d_3 \approx 100 - 250 \text{ Ns/m}$
- geringe Steifigkeit des ADE

Die Forderung hinsichtlich der maximalen dynamischen Masse $m_3 = 0,597 \text{ kg}$ wurde in Tabelle 6.5 als untere Parametergrenze angegeben. Analog zur Gestalt des ASE ist das Ziel der Synthese, diesen Wert zu unterschreiten, sodass für die weitere Gestaltung ein Handlungsfreiraum verbleibt. Durch Hinzufügen von Zusatzmassen kann dieser Parameter angehoben werden.

³ Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

6.2.2.1 Gestalt des anpassbaren Dämpfungselements und Kombination mit dem anpassbaren Steifigkeitselement

Bei dem von F. Krause (2021) entwickelten ADE-Prinzip handelt es sich um die Adaption eines angular wirkenden Dämpfers (KD-A1, Kinetrol Ltd., Farnham, Großbritannien) auf Translation mittels einer Hebelübersetzung. Krause nutzte Blechbiegebauteile, die für diese Arbeit durch steifere Fräsbauteile ersetzt wurden. Der Dämpfer wurde ebenfalls von Mangold (2019) in der Entwicklung eines HAM für Rotationsanregung verwendet und basiert auf dem Prinzip der Fluidverdrängung und der Drosselung zwischen zwei Volumina. Der maximale Auslenkwinkel um die Nulllage beträgt $\pm 30^\circ$. Der Drehdämpfer besitzt eine eigene interne Lagerung der Ausgangswelle. Der wesentliche Vorteil des genannten Dämpfers ist das verbaute Dichtungskonzept. Die Abdichtung der rotierbaren Ausgangswelle zum Gehäuse ist mittels einer statisch wirksamen Membrandichtung realisiert. Hierdurch ist der Dämpfer weitestgehend frei von nichtlinearen Übergängen zwischen Haft- und Gleitreibung an der Dichtung. Die Dichtung erzeugt allerdings auch eine federnde Wirkung. Der zugehörige Steifigkeitswert wurde in den nachfolgenden dynamischen Untersuchungen näherungsweise ermittelt. Die Einstellung der Dämpfung des Rotationsdämpfers erfolgt manuell durch Verstellung des Drosselventils über einen Drehknopf. Der entwickelte Mechanismus ist in Abbildung 6.12 dargestellt.

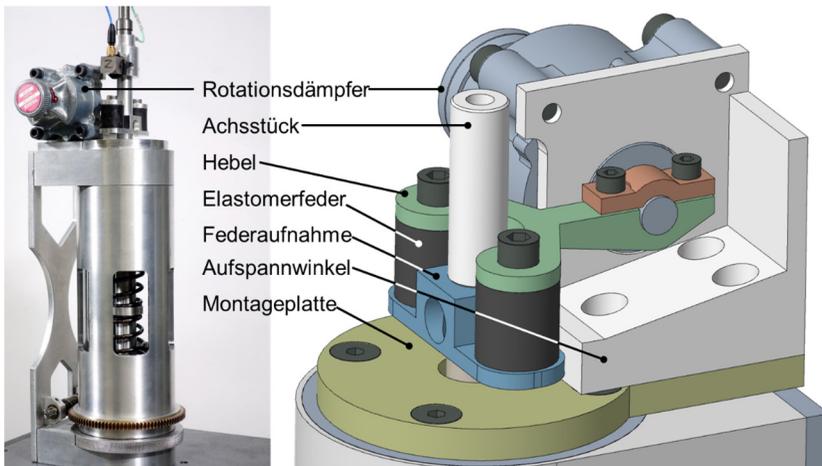


Abbildung 6.12: Konstruktionselemente des ADE auf Basis eines adaptierten Rotationsdämpfers. Die Kopplung mit dem ASE erfolgt über einen Hebel und Elastomerfedern zum Ausgleich lateralen Versatzes.

Das ADE ist stirnseitig auf das ASE entsprechend den definierten Schnittstellen (vgl. S. 109) geschraubt. Über eine Montageplatte und einen Aufspannwinkel erfolgte die Montage des Rotationsdämpfers. Die Adaption auf translatorische Richtung erfolgte mittels eines Hebels. Die wirksame Hebellänge ist 45 mm. Die Kopplung des bewegten Teils des Dämpfers mit dem ASE wurde über zwei Elastomerfedern (Gummipuffer Typ C - SH A 55, Adolf Würth GmbH & Co. KG, Künzelsau, Deutschland) über eine entsprechend angebrachte Federaufnahme am ASE umgesetzt. Die verwendeten Elastomerfedern weisen nach Heyden et al. (2021, S. 14) eine Steifigkeit von 300 N/mm für vier parallel angeordnete Federn auf (75 N/mm je Feder). Der Dämpfungskoeffizient der Elastomerfedern ist unbekannt und wurde in der dynamischen Untersuchung im Rahmen dieser Arbeit anhand der Ergebnisse geschätzt. Die verwendeten Elastomerfedern dienen in dieser Konstruktion entsprechend dem Modularisierungsgedanken nach D. Krause und Gebhardt (2018) der *Entkopplung* der Lagerungskomponenten des ASE und ADE, sodass Zwangskräfte in den Lagerungen vermieden werden.

Die translatorisch wirksame Dämpfung am Hebelende kann durch modellhafte Betrachtung der Kraft- und Momentenverhältnisse ermittelt werden (vgl. Abbildung 6.13). Bei ausschließlicher Betrachtung der Dämpfung ergibt sich nach Betrachtung des Momentengleichgewichtes der translatorische Dämpfungskoeffizient wie folgt:

$$d_{trans} = \frac{F_{ext}}{l\dot{\varphi}} = \frac{d_{rot}\dot{\varphi}}{l^2\dot{\varphi}} = \frac{d_{rot}}{l^2} \quad 19$$

F_{ext} ist die externe Kraft, l die Hebellänge, $\dot{\varphi}$ die Rotationsgeschwindigkeit bezogen auf den Punkt 0 und d_{trans} bzw. d_{rot} bezeichnen die Dämpfungskonstante in translatorischer Richtung an der Krafteinleitungsstelle bzw. in Rotationsrichtung an Punkt 0. Die Auslenkung wird als klein angenommen. Nach dem Hersteller sind Rotationsdämpfungen im Bereich von $d_{rot} = 0,09 - 1,13 \text{ Nms/rad}$ erreichbar. Die resultierende translatorische Dämpfung nimmt somit Werte im Bereich von $d_{trans} = 44,5 - 558 \text{ Nms/rad}$ an. Der Rotationsdämpfer ist laut Herstellerangaben nicht kalibriert. Abweichende Dämpfungswerte sind somit möglich.

Bei ausschließlicher Betrachtung der Trägheit bzw. Steifigkeit ergibt sich analog

$$m_{trans} = \frac{J_0}{l^2}; k_{trans} = \frac{k_{rot}}{l^2} \quad 20$$

J_0 fasst das Massenträgheitsmoment des Hebels und des Dämpfers um x bzgl. des Koordinatenursprungs zusammen. Die inhärente Rotationsträgheit des Dämpfers ist zunächst unbekannt.

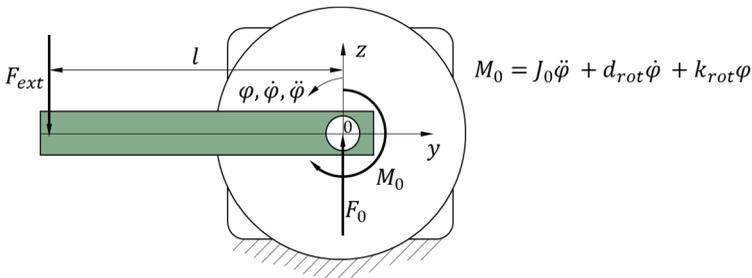


Abbildung 6.13: Freischnitt des Hebels mit angreifenden Kräften und Momenten in Auslenkungsrichtung.

In der Kopplung des ADE mit dem ASE ergibt sich das in Abbildung 6.14. veranschaulichte Ersatzmodell. Bei diesem handelt es sich um einen Ausschnitt des Gesamtmodells (vgl. Abbildung 6.2). Die Dämpfungskonstante d_3 und die Masse m_3 entsprechen den von Rotation auf Translation umgerechneten Parametern des Dämpfers und des Hebels. k_3 bezeichnet die umgerechnete Steifigkeit des Rotationsdämpfers. Die Parameter d_k und k_k entsprechen den Elastomerfedern, die das ADE und das ASE koppeln. Die Parameter d_2 , k_2 und m_2 beschreiben die zuvor identifizierten Parameter des ASE. Es ist zu erwarten, dass der Parameter m_2 durch die Kopplung aus ADE und ASE zunimmt.

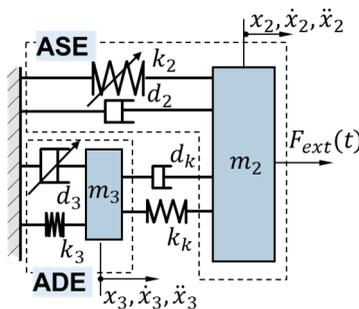


Abbildung 6.14: Analytisches Modell aus ADE und ASE mit viskoelastischer Kopplung beider Teilsysteme (m_k, d_k).

Die Bewegungsgleichungen ergeben sich, analog zur Beschreibung in Kapitel 6.1.1, wie folgt:

$$\begin{pmatrix} m_2 & 0 \\ 0 & m_3 \end{pmatrix} \ddot{\vec{x}} + \begin{pmatrix} d_k + d_2 & -d_k \\ -d_k & d_k + d_3 \end{pmatrix} \dot{\vec{x}} + \begin{pmatrix} k_2 + k_k & -k_k \\ -k_k & k_k + k_3 \end{pmatrix} \vec{x} = \begin{pmatrix} F_{\text{ext}}(t) \\ 0 \end{pmatrix} \quad 21$$

Die MI an der Krafteinleitungsstelle kann durch Übergang in den Frequenzbereich und Lösen des Gleichungssystems bestimmt werden:

$$\begin{aligned} \text{MI}(i\omega) &= \frac{F_{\text{ext}}(i\omega)}{\vec{X}_2(i\omega)} \\ &= \frac{\left(m_2 i\omega + d_2 + d_k + \frac{(k_2 + k_k)}{i\omega} \right) \left(m_3 i\omega + d_3 + d_k + \frac{k_3 + k_k}{i\omega} \right) - \left(d_k + \frac{k_k}{i\omega} \right)^2}{m_3 i\omega + d_3 + d_k + \frac{k_k + k_3}{i\omega}} \quad 22 \end{aligned}$$

Mithilfe dieser Bestimmungsgleichung ist es möglich, die MI des kombinierten ASE und ADE mathematisch zu beschreiben und die Modellparameter *Steifigkeit*, *Dämpfung* und *Masse* zu ermitteln.

6.2.2.2 Analyse der mechanischen Impedanz des kombinierten anpassbaren Dämpfungs- und Steifigkeitselements

Die Analyse des ADE erfolgt in Kombination mit dem ASE, um Wechselwirkungen zwischen beiden Teilsystemen berücksichtigen zu können. Der Versuchsaufbau zur Analyse ist in der linken Hälfte von Abbildung 6.12 dargestellt und entspricht dem zur Untersuchung des ASE. Es wurde die gleiche Multisinusanregung und Messdatenauswertung wie bei der Analyse des ASE gewählt.

Die Untersuchung folgte einem vollfaktoriellen Versuchsplan mit je drei Versuchswiederholungen je Faktorstufenkombination. Das ASE wurde ausgehend von der niedrigsten Einstellung 0 (Federvorspannung: 18 mm) in Inkrementen von $\Delta x = 2 \text{ mm}$ bis zu einer maximalen Einstellung 46 (Federvorspannung: 64 mm) untersucht. Es resultieren 23 Faktorstufen. Die Einstellung des Rotationsdämpfers wurde anhand der am Verstellknopf aufgedruckten Skala gewählt. Die aufgedruckten Einstellungen werden im Folgenden mit *dmin*, *d1*, *d2*, *d4*, *d8* und *d16* benannt, wobei der Zahlenwert die Dämpfung nur qualitativ repräsentiert. So entspricht *dmin* der niedrigsten und *d16* der höchsten Dämpfungsstufe. Bei vollfaktorieller Untersuchung resultieren 144 Faktorstufenkombinationen und somit 432 Einzelmessungen.

Die **Ergebnisse** der Studie sind in Abbildung 6.15 in Betrag und Phase gezeigt. Die Kombinationen mit den minimalen bzw. maximalen Parametereinstellungen sind jeweils rot bzw. blau hervorgehoben. Die grau dargestellten Linien zwischen den Minimal- und Maximaleinstellungen kennzeichnen den untersuchten Parameterbereich. Durch die geringere Anzahl an Dämpfungsstufen lässt sich in Abbildung 6.15 eine Anhäufung einzelner Kurven erkennen. Die zugehörigen Dämpfungseinstellungen sind als kreisförmige Markierungen angesetzt.

Es ist erkennbar, dass durch die zusätzlich hinzugefügte Dämpfung im Resonanzfall im Vergleich zum ASE ohne ADE (vgl. Abbildung 6.11) ein weniger starker Einbruch der MI auftritt. Mit zunehmender Dämpfung flacht die MI in Betrag und Phase ab. Neben den Messergebnissen des ASE und ADE ist in Abbildung 6.15 ebenso die parametrisierte Bestimmungsgleichung der MI (vgl. Gleichung 22) für die minimale und maximale Faktorstufeneinstellung als Punktlinie dargestellt. Durch iterative Berechnung der Modell MI und Abgleich der MI mit den Messungen konnten alle Modellparameter angenähert werden. Unter Berücksichtigung der vorangegangenen Untersuchung zum ASE sowie den Angaben zu den Elastomerfedern von Heyden et al. (2021) resultieren die Modellparameter, wie in Tabelle 6.6 zusammengefasst.

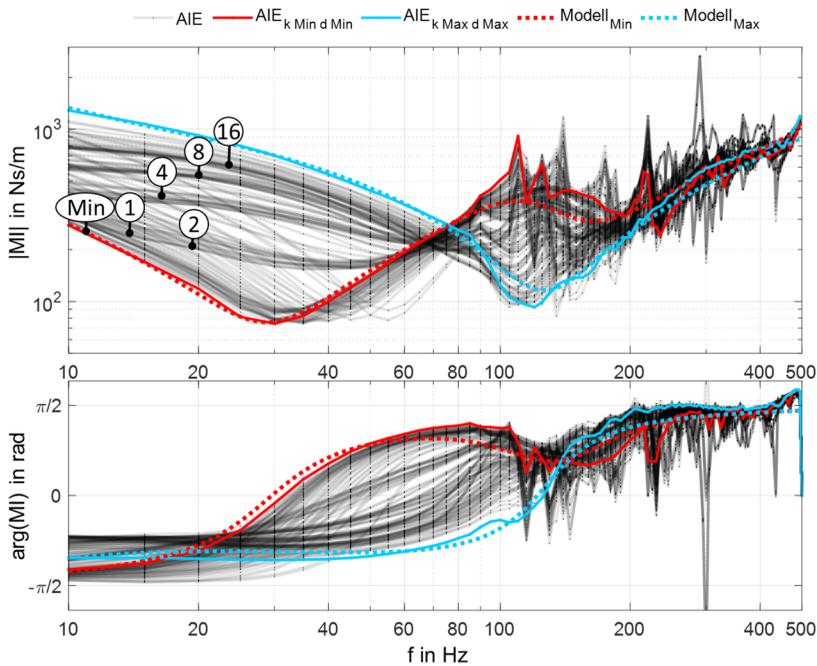


Abbildung 6.15: Mechanische Impedanz des kombinierten ADE und ASE für unterschiedliche Feder- und Dämpfungseinstellungen (grau); rot: minimale Feder- und Dämpfungseinstellung; blau: maximale Feder- und Dämpfungseinstellung; Punktlinie: MI des analytischen Modells für die minimale und maximale Einstellung; Legende *Min-16*: Kurvenschar zur Einstellung am Dämpfer.

Die Anforderung an die bewegte Masse ($m_3 < 0,597 \text{ kg}$) wurde erfüllt. Die Modellmasse kann in späteren Schritten durch Hinzufügen von Gewichten erhöht werden. Ebenso ist es gelungen, den geforderten Dämpfungsbereich ($d_3 = 100 - 254 \text{ Ns/m}$) komplett abzudecken. Lediglich die Forderung einer Steifigkeit des ADE von null konnte durch die inhärente Steifigkeit der verbauten Membrandichtung des Rotationsdämpfers nicht erfüllt werden. Dies wird im Rahmen dieser Untersuchung als unkritisch bewertet, da dies in der finalen dynamischen Abstimmung des Gesamt-HAM berücksichtigt wird. Mithilfe des analytischen Modells und der Modellparameter ist es nun möglich, die zur Abbildung einer gewünschten MI notwendigen Einstellungen des Mechanismus numerisch zu bestimmen. Für einen gewünschten MI-Verlauf können also die notwendigen Einstellungen des ASE und ADE bestimmt werden, um so die Versuchsaktivitäten und die Einstellung des Mechanismus zu beschleunigen.

Während die Kombination aus ADE und ASE in einer verbesserten Annäherung der Modell-MI an den grundlegenden Verlauf der MI des menschlichen HAS resultiert und die Teilergebnisse zum Wissen über das mechanische Verhalten des Modells beitragen, wurden einige anwendungsrelevante Anforderungen, bspw. die Aufnahme eines Gerätes und das Abstützen statischer Kräfte, bisher nicht berücksichtigt. Statische Kräfte in Auslenkungsrichtung führen in dieser Modellkonfiguration zu einer Verschiebung der Gleichgewichtslage, sodass die zulässige Wegamplitude bei dynamischer Anregung sinkt. Inhalt der nachfolgenden Kapitel ist daher die Adressierung dieser Aspekte.

Tabelle 6.6: Parameter des gekoppelten ADE und ASE. FV: Federvorspannung, DE: Dämpfereinstellung

Parameter	Wert	Anmerkung	
ASE	m_2	0,325 kg (FV – 18 mm) 0,278 kg (FV – 64 mm)	Aus Teiluntersuchung des ASE mit zusätzlicher Masse aus der Kopplung von ADE und ASE
	k_2	7.318 N/m (FV – 18 mm) 8.000 N/m (FV – 28 mm) 10.800 N/m (FV – 38 mm) 30.390 N/m (FV – 58 mm) 40.280 N/m (FV – 62 mm) 52.390 N/m (FV – 64 mm)	Aus Teiluntersuchung des ASE. Zur Einstellung einer gewünschten Steifigkeit zwischen den beobachteten Punkten kann die notwendige Vorspannung aus dem Kraft-Weg-Zusammenhang nach Rodriguez et al. (2006) näherungsweise abgeleitet werden.
	d_2	4 Ns/m (FV – 18 mm) 12 Ns/m (FV – 64 mm)	Aus Teiluntersuchung des ASE. Lineare Interpolation für Zwischenwerte
ADE	m_3	0,3 kg	Iterativ angenähert
	k_3	13.000 N/m	Iterativ angenähert
	d_3	80 Ns/m (DE – Min) 90 Ns/m (DE – 1) 180 Ns/m (DE – 2) 400 Ns/m (DE – 4) 600 Ns/m (DE – 8) 800 Ns/m (DE – 16)	Iterativ angenähert
Kopplung	k_k	150.000 N/m	Abgeleitet aus Heyden et al. (2021, S. 14)
	d_k	80 Ns/m	Iterativ angenähert

6.2.3 Gestalt und Analyse eines Konstantkraftmechanismus zur Erfüllung statischer Anforderungen

Eine Herausforderung in der Entwicklung von physischen HAM ist die Aufnahme statisch wirkender Kräfte, die zur Erfüllung einer gewissen Funktion und Arbeitsaufgabe (bspw. Andruckkraft) erforderlich ist. In Literaturquellen wurden diesbezüglich in der Auslegung des HAM meist Kompromisse bzgl. der Federauslegung getroffen, sodass eine gewisse Mindeststeifigkeit im dynamisch wirkenden Bereich des HAM vorhanden sein musste.

Inhalt dieses Kapitels ist daher die Entwicklung eines sog. Konstantkraftmechanismus (KKM), der in der Lage ist, statisch wirksame Kräfte zu kompensieren, ohne die dynamische Auslegung des HAM wesentlich zu beeinflussen.

Das hier präsentierte Wirkprinzip wurde in der vom Autor dieser Arbeit co-betreuten Bachelorarbeit von Mootz (2020)⁴ erarbeitet. Details zur Arbeit von Mootz (2020) können Anhang D entnommen werden. In diesem Kapitel wird die Umgestaltung bzw. Adaption des von Mootz entwickelten Mechanismus für den Einsatz im physischen HAM beschrieben.

Die Anforderungen an den KKM wurden wie folgt festgelegt:

- Steifigkeit nahe null
- geringe dynamisch wirksame Masse
- geringe Dämpfung
- stufenlos einstellbar im Kraftbereich von 50 bis 200 N
- kompakte Gestalt

Durch die Anforderung einer Steifigkeit nahe null, einer geringen dynamisch wirkenden Masse sowie einer geringen Dämpfung ergibt sich, nach den Ausführungen im Grundlagenkapitel dieser Arbeit eine geringe MI (vgl. Kapitel 2.3). Wird der KKM folglich mit dem HAM gekoppelt ist eine geringe Veränderung des dynamischen Verhaltens zu erwarten. Der KKM ermöglicht es, statische Andruckkräfte zu erzeugen. Der Kraftbereich muss daher einstellbar sein und ist an Anwendungsstudien (vgl. Kapitel 2.2) und MI-Messungen am Menschen (vgl. Kapitel 2.5 und 5) angelehnt.

⁴ Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

In der co-betreuten Abschlussarbeit von Mootz (2020) wurde hierzu der Stand der Forschung an einstellbaren KKM aufgezeigt (vgl. Anhang D).

Wesentliche Idee des hier präsentierten Konzeptes ist die Superposition zweier Federkennlinien, wie in Abbildung 6.16 dargestellt. Eine Feder hat ein positiv lineares Federverhalten, wohingegen eine zweite Feder ein negativ lineares Federverhalten aufweist. Die Federsteifigkeiten sind entsprechend aufeinander abgestimmt mit umgekehrten Vorzeichen. Das resultierende Federpaket weist hierdurch einen horizontalen Kraft-Weg-Zusammenhang auf und ist somit in der Lage, über einen gewissen Wegbereich konstante Kräfte zu erzeugen. Die resultierende konstante Kraft kann durch Vorspannung der Feder mit positiver Steifigkeit eingestellt werden. Die entsprechende Vorspannkraft F_0 wird direkt in eine Zunahme der Konstantkraft umgesetzt.

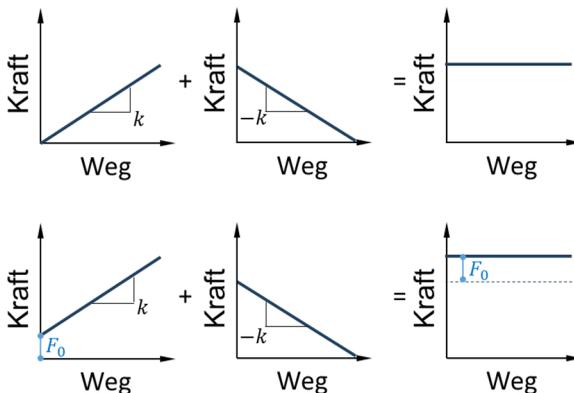


Abbildung 6.16: Superposition zweier Federkennlinien mit positiver und negativer Steigung zur Erzeugung einer Konstantkraft, die durch Vorspannung der Feder mit positiver Steifigkeit eingestellt werden kann. (Eigene Abbildung in Anlehnung an Yang Liu, Yu und Yao (2016))

Während eine positiv lineare Federkennlinie in guter Näherung durch eine Schraubenfeder realisiert werden kann, finden sich einige Arbeiten zur Entwicklung von Mechanismen mit negativer Steifigkeit. Das hier dargestellte Konzept entspricht der Arbeit von Hao, Mullins und Cronin (2017), in der als Feder mit negativer Steifigkeit eine bistabile Blattfeder verwendet wurde. Eine qualitative Kennlinie einer bistabilen Blattfeder ist in Abbildung 6.17 (a) dargestellt. Die Kennlinie weist zwischen den Punkten B und D einen Bereich mit negativer Steigung und folglich negativer Steifigkeit auf. Ausgangspunkt ist eine Blattfedergeometrie, bei der es zum Knicken kommen kann. Entsprechende Grundlagen können der Arbeit von Hibbeler (2010,

S. 801–866) entnommen werden. Ein auf Druck belasteter dünner Stab weist ab einer kritischen Last ein instabiles Verhalten auf. Bei Überschreiten der kritischen Last kommt es bei kleinsten Störungen der Gleichgewichtslage zum Knicken des Stabes, sodass ein neuer stabiler Zustand entsteht. Bei der in Abbildung 6.17(a) dargestellten Kennlinie handelt es sich um eine Blattfeder der Länge L_0 , deren Enden in einer Zwangslage mit dem Abstand L geführt werden. Hierbei ist der Abstand der Führung (L) kleiner als die Länge der Blattfeder (L_0). Eine Seite der Blattfeder ist ortsfest, während das andere Ende ausgelenkt wird. Zur Verdeutlichung ist in Abbildung 6.17 (b) die Blattfeder in unterschiedlichen Auslenkungen entsprechend den gekennzeichneten Punkten im Kraft-Weg-Diagramm dargestellt. Die Darstellung ist qualitativ.

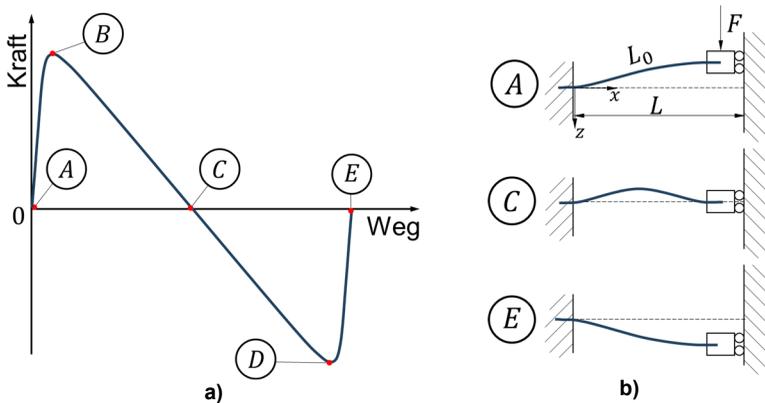


Abbildung 6.17: Beispielhaftes Kraft-Auslenkungsdiagramm eines bistabilen Biegebalkens (a) (Eigene Abbildung basierend auf Dunning, Tolu, Plumers, Kluit und Herder (2012)); (b) qualitative Darstellung der Federdeformation an unterschiedlichen Punkten im Kraft-Weg-Diagramm.

In der oberen Gleichgewichtslage A ist der Zustand stabil. Bei Auslenkung der Feder durch eine externe Kraft F steigt die Kraft zunächst bis zu einem lokalen Maximum B. Bei weiterer Auslenkung sinkt die Kraft, bis Punkt C erreicht ist. Dieser Punkt ist instabil. Bei weiterer Auslenkung kehrt sich die Krafrichtung um und unterstützt demnach die Auslenkung, bis nach einem lokalen Minimum D der zweite stabile Zustand E erreicht wird. Zur Erzielung eines Kraft-Weg-Zusammenhangs mit teilweise horizontalem Verlauf (konstante Kraft) erfolgt eine Parallelschaltung mit einer Schraubenfeder mit linearem Kraft-Weg-Zusammenhang. Hierdurch stellt sich im Bereich zwischen B und D ein Abschnitt mit konstanter Federkraft ein. Die Steifigkeit beider Federkomponenten ist aufeinander abgestimmt. Der grundlegende

Aufbau des nachfolgenden Mechanismus wurde von Mootz (2020) erarbeitet (vgl. Anhang D). Im Rahmen der vorliegenden Arbeit fand eine Umgestaltung für die Integration in das hier synthetisierte HAM statt.

6.2.3.1 Gestalt und numerische Auslegung des Konstantkraftmechanismus

Der synthetisierte Mechanismus ist in Abbildung 6.18 dargestellt. Zentrale Elemente sind die verbaute Schraubenfeder sowie die zwei Blattfedern. Die Federn werden am bewegten Ende über eine Federaufnahme mit entsprechender Blattfederklemmung gekoppelt. Am ortsfesten Ende der Blattfeder erfolgt eine Klemmung auf das umgebende Gehäuse.

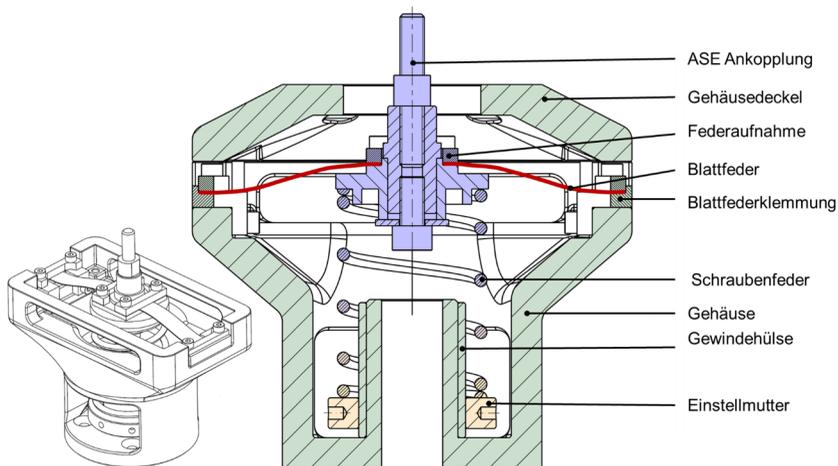


Abbildung 6.18: Schnittdarstellung des Konstantkraftmechanismus. Grün: statisch; blau: axial beweglich (die Lagerung erfolgt über das ASE); gelb: axial einstellbar. Die Blattfeder (rot) wird in einer bistabilen Konfiguration in der Federaufnahme und am Gehäuse mittels Klemmvorrichtung fixiert und hat bei Auslenkung bereichsweise eine negative Steifigkeit. Die Schraubenfeder gleicht die negative Steifigkeit betragsmäßig aus. Die resultierende Konstantkraft kann über die Vorspannung der Schraubenfeder durch die Einstellmutter justiert werden.

Die Kraftableitung der Schraubenfeder erfolgt am stationären Ende über eine Einstellmutter, die über eine Gewindehülse (M35 x 1,5) mit dem Gehäuse verbunden ist. Das Gehäuse wurde additiv gefertigt. Die Einstellmutter dient der Vorspannung

der Schraubenfeder, sodass entsprechend Abbildung 6.16 eine Einstellung der resultierenden Konstantkraft über F_0 möglich ist. Gehäuseseitig ist der KKM über den Gehäusedeckel mit der Rückseite des ASE (vgl. Abbildung 6.8, S. 113) gekoppelt. Die Federaufnahme kann über einen Adapter (ASE-Ankopplung) an die Achse des ASE gekoppelt werden. Die Verbindung erfolgt durch zentrisches Einschrauben des Adapters in die ASE-Achse. Der Mechanismus besitzt in dieser Konfiguration keine eigene Lagerung. Der Betrieb ist in Interaktion mit dem ASE vorgesehen, sodass die Lagerung über die Linearlager des ASE erfolgt.

Die ausgewählte Schraubenfeder (D-318B, Gutekunst + Co.KG Federnfabriken, Metzingen Deutschland) weist nach Datenblatt eine Steifigkeit von 8,177 N/mm auf. Die Toleranz ist nicht bekannt. Das Datenblatt der Schraubenfeder kann Anhang B entnommen werden. Die Blattfederbreite und die Dicke wurden von Mootz (2020) bestimmt. Als Grundmaterial dient Präzisionslehenband in standardisierten Breiten und Dicken (Hasberg Schneider GmbH, Bernau, Deutschland). Bei dem eingesetzten Lehenband handelt es sich um gehärteten Kohlenstoffstahl (C-Stahl 1.1274). Die Breite wurde zu 12,7 mm gewählt. Unter Berücksichtigung der Montagekräfte, der Materialspannungen und der resultierenden Federsteifigkeiten wurde eine Federdicke von 0,4 mm eingesetzt.

Die Auslegung der Federlänge (L_0) und der axialen Federvorspannung ($L_0 - L$; siehe Abbildung 6.14) wurde in dieser Arbeit aufgrund einer im Vergleich zur Arbeit von Mootz (2020) verkleinerten Bauweise erneut durchgeführt. Die Auslegung erfolgte numerisch mittels **FEM-Analyse** in ABAQUS (Simulia – Dassault Systems, Vélizy-Villacoublay, Frankreich). In der Modellierung der Blattfeder wurde entsprechend den Empfehlungen von Dunning et al. (2012) im freien Bereich zwischen den Blattfederklemmungen eine Krümmung von $r = 1000$ mm eingefügt. Hieraus resultieren in der numerischen Analyse realistische Verformungen. Die geometrischen sowie kinematischen Randbedingungen sind in Abbildung 6.19 – a dargestellt. Der Werkstoff wurde linear elastisch mit isotropem Materialverhalten modelliert. Die Werkstoff- und Netzparameter können Tabelle B 1 in Anhang B entnommen werden. Die numerische Analyse erfolgte in zwei Schritten entsprechend Abbildung 6.19 (b). Zwischen den Positionen 1 und 2 wurde die Blattfeder vorgespannt, woraufhin zwischen den Positionen 2 und 3 die zwangsgeführte Auslenkung erfolgte. Die Kraftreaktion wird über die Auslenkung in einer Schrittweite von 0,25 mm bestimmt.

Die Federlänge L_0 wurde im Bereich von $L_0 \in [59 \text{ mm}, 61 \text{ mm}]$ in 0,5 mm Inkrementen variiert. Die axiale Federvorspannung y_k wurde analog zu Mootz (2020) im Bereich von $y_k \in [0,5 \text{ mm}; 1 \text{ mm}]$ in 0,1 mm Inkrementen gewählt. Die Auslenkung der bistabilen Feder x_{sim} beträgt ± 10 mm um null.

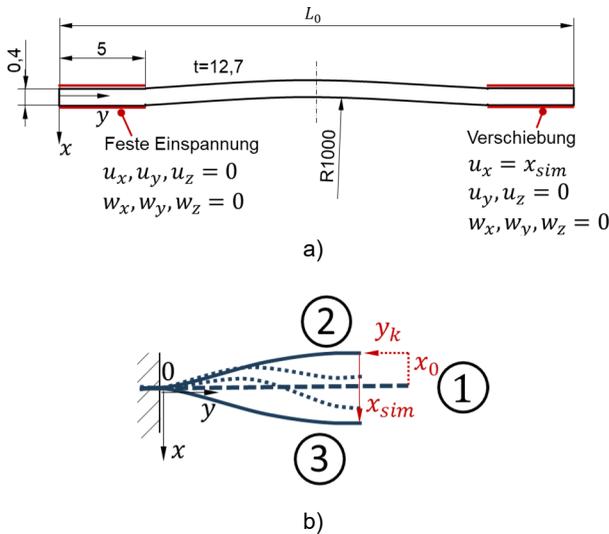


Abbildung 6.19: Modellgeometrie der Blattfeder (a). Eine initiale Krümmung mit $r = 1000$ mm erzeugt ein realistisches Verhalten der Blattfeder (u_i : translatorische Verschiebung entlang der Koordinatenachse i ; w_i : rotatorische Verdrehung um Koordinatenachse i); (b) Simulationschritte: Die entspannte Blattfeder (1) wird durch eine initiale Auslenkung x_0 und axiale Vorspannung y_k in die erste stabile Lage (2) gebracht. Über eine inkrementelle Auslenkung entlang x_{sim} wird die Kraftreaktion an der Auslenkungsstelle bestimmt.

Die Ergebnisse der FEM-Analyse bzgl. des Einflusses der Federlänge sowie des Betrags der Federvorspannung sind in Abbildung 6.20 dargestellt. Die Ergebnisse zum Einfluss der Federlänge (a) sind auf einen axialen Vorspannweg von 1 mm bezogen. Die Simulationsergebnisse zeigen den oben qualitativ dargestellten Kraft-Weg-Zusammenhang. Der resultierende Kraftwert der FEM-Analyse wurde in der Abbildung verdoppelt, was dem Einsatz zweier bistabiler Blattfedern, wie in der obigen Schnittdarstellung gezeigt, entspricht.

In der Analyse zum Einfluss der Federlänge und der axialen Vorspannung ist erkennbar, dass durch eine Anpassung der Federlänge die negative Federsteifigkeit justiert werden kann. Entsprechend dem Wissen zu biegebelasteten Blattfedern führt eine längere Feder zu einer betragsmäßig niedrigeren Federsteifigkeit. Die Federvorspannung hingegen hat hauptsächlich einen Einfluss auf die Maximal- bzw.

Minimalkraft der Federkennlinie. Der Maximalwert ist in diesem Kontext bei Vernachlässigung des Kraftanteils der positiv linearen Feder als ungefähre untere Einstellungsgrenze des KKM zu verstehen. Eine geringere Vorspannung y_k führt hierbei zu einer geringeren möglichen Kraft des KKM. Als gleichzeitige Einschränkung wird im KKM auch der Auslenkungsbereich mit konstanter Kraft kleiner. Die Federsteifigkeit wird nur geringfügig beeinflusst.

Die ausgewählte Federlänge betrug initial $L_0 = 61 \text{ mm}$ bei einer Federvorspannung von $y_k = 0,7 \text{ mm}$. Durch manuelles Trimmen der Blattfedern auf $L_0 = 60,5 \text{ mm}$ und $y_k = 0,5 \text{ mm}$ erfolgte in der Einrichtung eine Annäherung an die wahre Steifigkeit der verbauten Schraubenfeder.

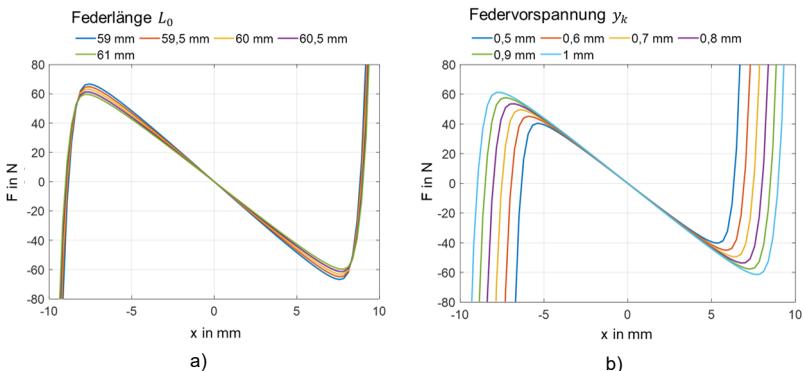


Abbildung 6.20: Kraft-Weg-Diagramm der FEM-Analyse zur bistabilen Feder in Abhängigkeit von der Federlänge L_0 (a) und der axialen Vorspannung y_k (b).

6.2.3.2 Experimentelle Analyse des Konstantkraftmechanismus

Die experimentelle Analyse des Mechanismus erfolgte durch eine Bestimmung des Kraft-Weg-Verhältnisses sowie eine Untersuchung der MI.

Zur **statischen Analyse** wurde der KKM mithilfe der Hubeinrichtung des Shakerprüfstandes ausgelenkt. Der Versuchsaufbau ist in Abbildung 6.21 dargestellt. Hierzu wurde ein Messflansch mit Kraftsensoren (9027C; Kistler Instrumente AG; Schweiz) direkt an die Hubeinrichtung angebracht. Die Auslenkung wurde auf Basis von Lasertriangulation gemessen (nicht dargestellt; LK-H152, Keyence Corporation, Osaka, Japan) und betrug, ausgehend von der oberen Gleichgewichtslage des Mechanismus, ungefähr 15 mm bei einer Geschwindigkeit von 1 mm/s. Die Auslenkung

wurde abgebrochen, sobald nach Erreichen des Kraftplateaus ein plötzlicher Anstieg der Reaktionskraft beobachtet worden war. Die Datenaufzeichnungsrates war 1 kHz. Ausgehend von der niedrigsten Vorspannung der Schraubenfeder wurde die Schraubenfedervorspannung durch die Einstellmutter inkrementell gesteigert. Der KKM ist am unteren Ende zur Vermeidung lateraler Zwangskräfte nicht fixiert. Jede Messung wurde dreimal durchgeführt.

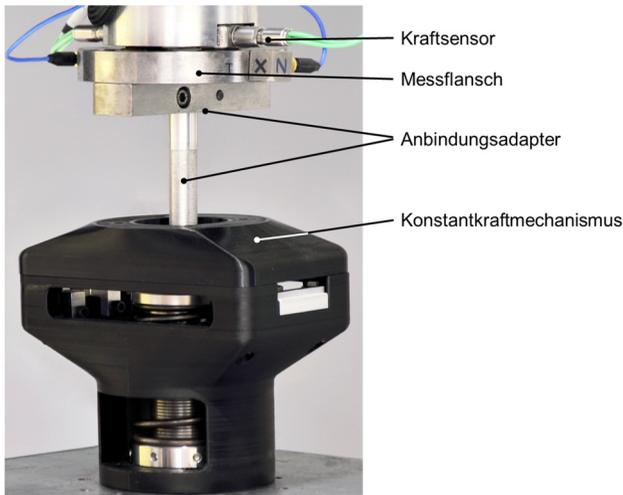


Abbildung 6.21: Aufbau zur statischen Analyse des Konstantkraftmechanismus. Die Auslenkung erfolgt in vertikaler Richtung. Der Mechanismus ist über die Prüfstandlagerung gelagert.

Die **Ergebnisse** der statischen Analyse des Kraft-Weg-Zusammenhangs sind in Abbildung 6.22 dargestellt. Die Kennlinie weist einen ausgeprägten Bereich mit nahezu konstanter Kraft auf, wobei die Legende das Niveau der konstanten Kraft anzeigt. Der Klarheit halber wird lediglich die Auslenkungsrichtung des Mechanismus berücksichtigt. Bei Betrachtung der Kompressions- und Dekompressionsbewegung ist eine Hysterese im Bereich vor und nach dem Plateau mit konstanter Kraft beobachtbar. Im relevanten Betrachtungsbereich, auf Höhe des Kraftplateaus, konnte keine Hysterese erkannt werden.

Die Kennlinie zeigt den vollständigen Einstellbereich des Mechanismus, wobei Kräfte zwischen 60 und 182 N erreicht werden können. Der Bereich der Konstantkraft ist in Abbildung 6.22 auf den einzelnen Kennlinien durch rote Kreismarkierungen gekennzeichnet. Die Steifigkeiten im Bereich mit konstanter Kraft sind als Zahlenwerte angegeben. Die resultierende Steifigkeit ist in den meisten Fällen negativ,

allerdings betragsmäßig stets klein ($|k| \leq 0,42 \text{ N/mm}$). Bei höheren Vorspannungen der Schraubenfeder konnte kein Kurvenverlauf mit einem ausreichend ausgeprägten konstanten Bereich erzielt werden. Ursächlich hierfür ist die Zunahme der Federsteifigkeit der Schraubenfeder bei hohen Vorspannungen. Als wesentliche Eigenschaft des beschriebenen Mechanismus ist allerdings die Fähigkeit zur Erzeugung hoher statischer Kräfte bei gleichzeitig niedriger Federsteifigkeit zu nennen. In Interaktion mit dem ASE wird die leicht negative Steifigkeit des KKM als unproblematisch eingeschätzt. Im Vergleich zur Arbeit von Mootz konnte die untere Einstellgrenze des KKM von 70 N auf 60 N gesenkt werden. Die Beschränkung im oberen Kraftbereich bei ca. 180 N im Vergleich zu den geforderten 200 N wird als unproblematisch bewertet, da in bisherigen Anwendungsstudien in nur wenigen Fällen Kräfte dieser Höhe ermittelt wurden.

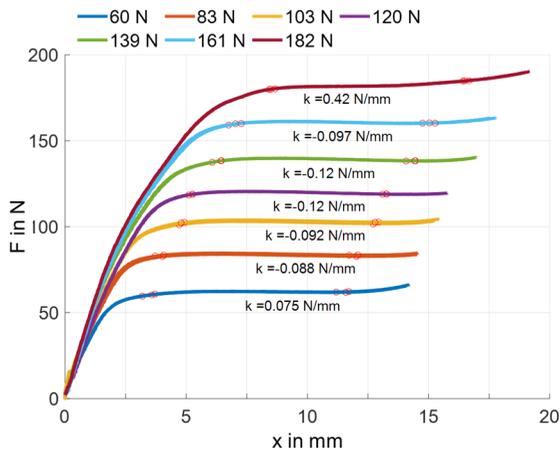


Abbildung 6.22: Kraft-Weg Diagramm des Konstantkraftmechanismus bei unterschiedlichen Vorspannungen der Schraubenfeder. Die Kennlinien zeigen den vollständigen Einstellbereich des Konstantkraftmechanismus. Der Parameter k kennzeichnet die mittlere Steifigkeit im Bereich konstanter Kraft. Der Auswertungsraum liegt hierbei jeweils zwischen den roten Kreisen.

Die **dynamische Untersuchung** erfolgte mittels des in den Kapiteln 6.2.1 und 6.2.2. beschriebenen Shakerprüfstandes und Messmethode. Der Versuchsaufbau ist in Abbildung 6.23 dargestellt. Der KKM ist an der rückseitigen Stirnfläche des ASE an den restlichen Mechanismus gekoppelt. Durch die vergleichsweise nachgiebigen Eigenschaften des additiv gefertigten Gehäuses und die Länge des Gesamtaufbaus

aus KKM, ASE und ADE erfolgte die Montage in einem Rahmengestell über das ASE. Das Rahmengestell ermöglicht die Nutzbarmachung des HAM an automatisierten Power-Tool-Prüfständen und wird deswegen in der dynamischen Charakterisierung berücksichtigt. Die Anregung sowie die Messdatenaufnahme und -auswertung wurden wie in den vorangehenden Teilkapiteln dargestellt vorgenommen.

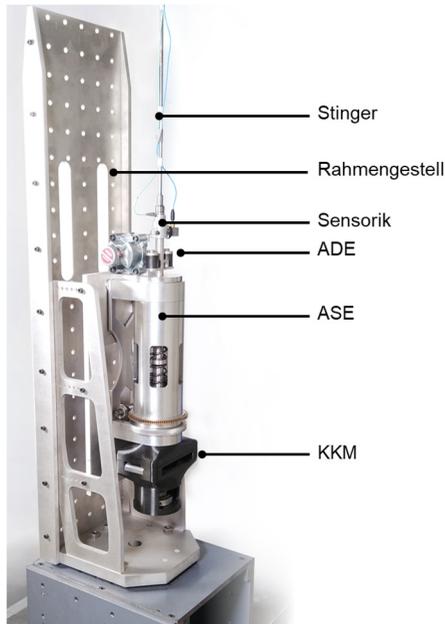


Abbildung 6.23: Versuchsaufbau zur Bestimmung der MI des KKM in Interaktion mit ASE und ADE. Der Mechanismus wurde hierfür entsprechend dem späteren Einsatz in einem Rahmengestell montiert. Die Anregung erfolgt mittels Shaker in vertikaler Richtung.

Der Einfluss des KKM auf die MI des Modells wurde bei unterschiedlichen Federsteifigkeiten des ASE und Dämpfungen des ADE untersucht. Die Faktoren und ihre jeweiligen Einstellungen sind in Tabelle 6.7 gegeben. Es wurde eine vollfaktorielle Untersuchung (\rightarrow 54 Faktorstufenkombinationen) mit je drei Messwiederholungen (\rightarrow 162 Messungen) durchgeführt. Durch den KKM erfolgt eine statische Auslenkung des ASE und ADE. Durch manuelles Verfahren der Hubeinrichtung des Shakers wird der Mechanismus in die Mittellage gebracht und war somit an der Anbindung des Stingers durch eine statische Kraft vorgespannt. Der Betriebspunkt des KKM liegt in der Mitte des Kraftplateaus.

Tabelle 6.7: Faktoren und Faktorstufen der dynamischen Untersuchung des Konstantkraftmechanismus zusammen mit dem ASE und ADE

Faktor	Stufen	Details
ASE-Einstellung	6	0 mm; 10 mm; 20 mm; 30 mm; 40mm; 46 mm
ADE-Einstellungen	3	Min; 4; 16
KKM-Einstellung	3	60 N; 100 N; 150 N

Die **Ergebnisse** der MI-Messung anhand des obigen Versuchsaufbaus sind in Abbildung 6.24 dargestellt. Die Volllinien (rot, blau) kennzeichnen analog zu denen in Abbildung 6.13 die Minimal- und die Maximaleinstellung des ASE und ADE. Bei der grünen Volllinie handelt es sich um eine Schar aus drei Kurven mit gleicher Einstellung des ASE und des ADE, aber unterschiedlicher Einstellung des KKM. Lediglich ein kleiner Einfluss der KKM-Einstellung auf die MI des Gesamtsystems kann beobachtet werden.

Die rote und die blaue Punktlinie hingegen repräsentieren die Modell-MI des ASE und ADE ohne den KKM und dienen der Orientierung bzgl. des Einflusses des KKM auf die MI des Gesamtsystems. Durch Addition des KKM sowie des Rahmengerüsts ergibt sich eine leichte Verschiebung der MI zu niedrigeren Frequenzen. In der o. g. Abbildung ist dies durch schwarze Pfeile gekennzeichnet. Im Vergleich zur Analyse des ASE und ADE ohne KKM (Punktlinien) ist die MI im niederfrequenten Bereich leicht niedriger. Dieser Effekt ist nicht mit Sicherheit ausschließlich dem KKM zuzuordnen, sondern kann auch dem neu hinzugefügten Rahmengerüst entspringen. Durch die Bauweise mit verschraubten Aluminiumplatten und den gewählten Bauform ist zu erwarten, dass die Nachgiebigkeit des Rahmengerüsts das Messergebnis beeinflusst. Die große Bauweise ist hierbei allerdings notwendig, um in Anwendungsexperimenten mit handgehaltenen Maschinen eine entsprechende Unterbringung und Aufhängung der Maschine zu ermöglichen. Die genauen dynamischen Eigenschaften des Rahmengerüsts wurden nicht isoliert untersucht. In der Interaktion mit dem HAM wurde durch die Bauweise die MI im niederfrequenten Frequenzbereich (< 100 Hz) vermutlich verringert. Die Steifigkeit nimmt im dynamischen Fall um 4 N/mm ab.

Die zusätzlich hinzugefügte dynamische Masse des KKM (~0.165 kg) lässt die MI im Frequenzbereich oberhalb der jeweiligen Resonanzfrequenz zunehmen. Zusätzlich ist in dieser Konfiguration eine Resonanz- bzw. eine Antiresonanzstelle bei 175 Hz zu erkennen. Eine Zunahme der MI bedeutet hierbei, dass bei konstanter Kraftanregung die Auslenkungsgeschwindigkeit an der Anregungsstelle sinkt. Dies

wird durch eine Schwingungstilgung innerhalb des Mechanismus verursacht. Anhand der gegebenen Datenlage ist allerdings unklar, welche Komponente diesen Effekt verursacht. Da dieser Effekt lediglich in einem engen Frequenzband um 175 Hz auftritt, wird die Funktion des Mechanismus nur in geringem Maße davon beeinflusst. Weiterhin ist davon auszugehen, dass diese lokale Resonanzstelle durch Hinzufügen der Griffespannung mit einstellbaren Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften (vgl. Kapitel 6.2.4) so weit beeinflusst wird, dass diese nach außen hin weniger deutlich in Erscheinung tritt.

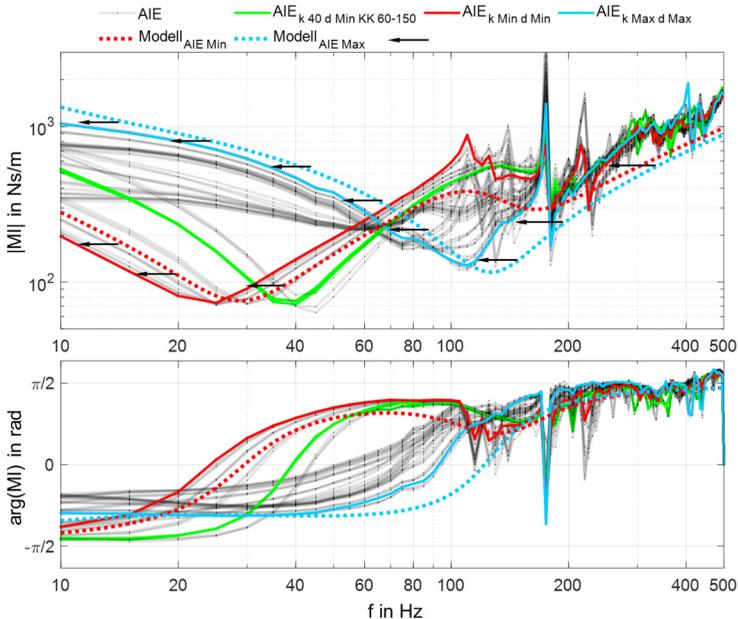


Abbildung 6.24: MI der Kombination aus KKM, ASE und ADE. Rote Volllinie: untere Einstellgrenze; grüne Volllinien: exemplarische ASE und ADE-Einstellungen bei drei unterschiedlichen KKM-Einstellungen. Die Einstellung des KKM zeigt nur einen geringen Einfluss auf die MI. Blaue Volllinie: obere Einstellgrenze; Punktlinien: Modellimpedanz des ASE und ADE ohne den Konstantkraftmechanismus. F_G : Greifkraft, F_A : Andruckkraft. Schwarze Pfeile: Verschiebung der mechanischen Impedanz zu niedrigeren Frequenzen infolge des hinzugefügten KKM und Rahmengestells.

Zusammenfassend lässt sich aus diesem Teilkapitel schlussfolgern, dass der beschriebene KKM zur Kompensation statisch wirkender Kräfte im physischen HAM geeignet ist. Ausgehend von bisherigen aktuellen Berichten zu KKM auf Basis bistabiler Federn (Hao et al., 2017; Lan, Wang & Chen, 2010; Pham & Wang, 2011) konnte das Wirkprinzip auf ein Szenario mit höheren Kräften angewendet werden. Der Fokus bisheriger Untersuchungen lag auf der analytischen Beschreibung, Auslegung sowie Anwendung in Szenarien mit geringen Kraftanforderungen (bspw. Greifen filigraner Objekte mit einem Endeffektor eines Roboters). Berichte zu den dynamischen Eigenschaften von KKM auf Basis bistabiler Blattfedern sind dem Autor der vorliegenden Arbeit nicht bekannt. Im Rahmen der dynamischen Untersuchung des KKM in Interaktion mit dem entwickelten HAM konnte festgestellt werden, dass der KKM, auch vor dem Hintergrund des Aspekts der Dynamik, für den Einsatz zur Kompensation statischer Kräfte in HAM geeignet ist. Diese Erkenntnis wird als wichtig für die weitere Forschung an HAM erachtet.

6.2.4 Gestalt und numerische Analyse einer Griffaufnahme mit einstellbarer Steifigkeit

Die letzte Komponente des physischen HAM ist eine viskoelastische Griffaufnahme mit einstellbaren Steifigkeitseigenschaften (vgl. Abbildung 6.6, S. 110). Die grundlegende Idee entspricht den Arbeiten von Rempel et al. (2017), Reynolds und Wilson (1983) sowie Abrams und Suggs (1977) (vgl. Kapitel 2.6.2). Während die viskoelastische Griffaufnahme nach Abrams und Suggs und Reynolds und Wilson als vollständiges HAM beschrieben wurde, diente die Einspannung im Modell nach Rempel et al. der Abbildung der nachgiebigen Eigenschaften der menschlichen Hand. Rempel et al. betrachteten allerdings keinerlei Auslegung und erbringen keinen Nachweis der dynamischen Eigenschaften. Es erfolgt lediglich eine Beschreibung der Wirkung auf den frequenzbewerteten Beschleunigungswert a_{nv} während eines Bohrversuchs mit einem Bohrhammer. Eine Bewertung mittels Vergleich des a_{nv} -Wertes ist hierbei eine starke Vereinfachung des dynamischen Verhaltens. Rempel et al. merken daher an, dass die erzielten Ergebnisse bzgl. ihrer Übertragbarkeit auf andere Anregungsfrequenzen mit Vorsicht zu interpretieren sind.

In diesem Kapitel steht daher die Auslegung der verwendeten Griffaufnahme im Vordergrund. Die dynamische Charakterisierung des gesamten physischen HAM ist Gegenstand des darauffolgenden Teilkapitels.

Grundlegende Vorarbeiten zur Entwicklung des hier beschriebenen Mechanismus sind die vom Autor dieser Arbeit co-betreuten studentischen Abschlussarbeiten von

Volk (2020)⁵ und Leisering (2021)⁶. Volk untersuchte den Einfluss einer Massenkopplung des dargestellten ASE. Es wurde analysiert, inwiefern ein zusätzlich eingeführter Freiheitsgrad mit elastischer Ankopplung an das ASE die MI im Frequenzbereich über 100 Hz beeinflusst. Ziel war es, die MI in diesem Bereich zu senken, um der MI des menschlichen HAS zu entsprechen. Hierbei wurde die spätere Ankopplung eines Power-Tools nicht berücksichtigt, sodass es sich in dieser Arbeit im Wesentlichen um die Untersuchung der Machbarkeit handelte. Aufbauend auf den Untersuchungen von Volk untersuchte Leisering die Übertragung der Erkenntnisse auf generische Handgriffe. Zentrales Element der Arbeit von Leisering war die Entwicklung einer Griffaufnahme mit einstellbaren viskoelastischen Eigenschaften. Die Idee bestand darin, eine Griffaufnahme zu entwerfen, die in der Lage ist, die veränderlichen Eigenschaften des menschlichen HAS durch eine Greifkraft abzubilden. Hierzu wurden in einem modularen Aufbau viskoelastische Polymere unterschiedlicher Shore-A-Härte, Geometrie und Anzahl zwischen Griffaufnahme und Handgriff einer handgehaltenen Maschine eingebracht. Die Validierung der entwickelten Konzepte erfolgte am Shakerprüfstand mit Handgriff entsprechend Kapitel 5.

Aufbauend auf der Arbeit von Leisering wurde im Rahmen dieser Arbeit der Mechanismus neu gestaltet. Leisering nennt den Nachteil der Praktikabilität, der bei der Überarbeitung der Griffaufnahme in dieser Arbeit adressiert wurde. Details zu den Arbeiten von Volk (2020) und Leisering (2021) können Anhang D entnommen werden. Das grundlegende Konzept basiert auf den genannten Arbeiten.

Entsprechend der analytischen Betrachtung der MI des HAM (vgl. Kapitel 6.1) ergeben sich folgende Anforderungen:

- niedrige Modellmasse von max. $m_1 = 0,057 \text{ kg}$
- einstellbare Steifigkeit im Bereich von $k_1 = 30.000 - 200.000 \text{ N/m}$
- Dämpfung im Bereich von $d_1 = 100 - 300 \text{ Ns/m}$

Die Forderung hinsichtlich der maximalen dynamischen Masse $m_1 = 0,057 \text{ kg}$ wurde in Tabelle 6.5 als untere Parametergrenze angegeben. Ziel der Entwicklung war es, diesen Wert zu unterschreiten, sodass dieser Parameter bei Bedarf durch Hinzufügen von Zusatzmassen angehoben werden kann.

⁵ Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

⁶ Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

Die synthetisierte Griffaufnahme basiert analog zur Arbeit von Leisering auf dem Einsatz additionsvernetzender Silikone unterschiedlicher Shore-A-Härte. Das Silikonelement dient als Zwischenelement zwischen dem Handgriff der Maschine und dem restlichen Teil des HAM und ist als Analogie zu den elastischen Eigenschaften der menschlichen Finger und Handfläche zu verstehen. Durch den direkten Kontakt eines viskoelastischen Materials mit dem Handgriff können geringe dynamische Massen erreicht werden. Die Steifigkeit kann durch entsprechende Gestaltung dem Vorgabewert und Einstellbereich angenähert werden. Die dämpfenden Eigenschaften hängen hierbei vom verwendeten Silikon, aber auch von der gewählten Gestalt ab und können nur schwer vorhergesagt und konstruktiv eingestellt werden.

Für die Realisierung einer einstellbaren Steifigkeit in der Griffankopplung wurde eine Gestalt des Elastomers mit progressiver Steifigkeit gewählt. So konnte durch mechanisches Vorspannen der Griffaufnahme eine Zunahme der Steifigkeit analog zu den vom Menschen abgeleiteten Modellparametern erreicht werden. Grundlegende Querschnittgeometrien von Elastomerfedern und deren zugehörige Kennlinien können dem Werk von Battermann und Köhler (1982) entnommen werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Dreiecksquerschnitt für die Griffaufnahme adaptiert. Bei zunehmender Belastung des Elastomerprofils kommt es zu einer Abplattung des Profilquerschnitts, wodurch die Federsteifigkeit ansteigt.

Die initiale Auslegung der Griffaufnahme erfolgte numerisch mittels FEM-Analyse in ABAQUS (Simulia – Dassault Systems, Vélizy-Villacoublay, Frankreich). Das zugehörige FE-Modell ist in Abbildung 6.25 dargestellt. Es handelt sich hierbei um die Analyse der Silikoneinlage der hinteren Griffhalbschale. Die vordere Silikoneinlage wurde analog zum hier beschriebenen Vorgehen analysiert. In dieser Arbeit erfolgt die Auslegung anhand eines zylindrischen Griffes (Durchmesser: 40 mm), der als Starrkörper modelliert wurde. Die dargestellte Silikoneinlage wurde als hyperelastisches Material modelliert (Mooney Rivlin 2te Ordnung). Bei dem Mooney-Rivlin-Modell handelt es sich um ein Modell, bei dem die Materialparameter an Versuchsdaten angenähert werden. Die Parameter wurden in dieser Arbeit anhand unterschiedlicher Literaturangaben ermittelt und teilweise extrapoliert. Das resultierende Verhalten der simulierten Silikoneinlage ist daher unsicherheitsbehaftet und dient nur der qualitativen Überprüfung der gewünschten Funktion der Silikoneinlage. Eine Erläuterung sowie Werte zu den Materialparametern finden sich in Anhang B.

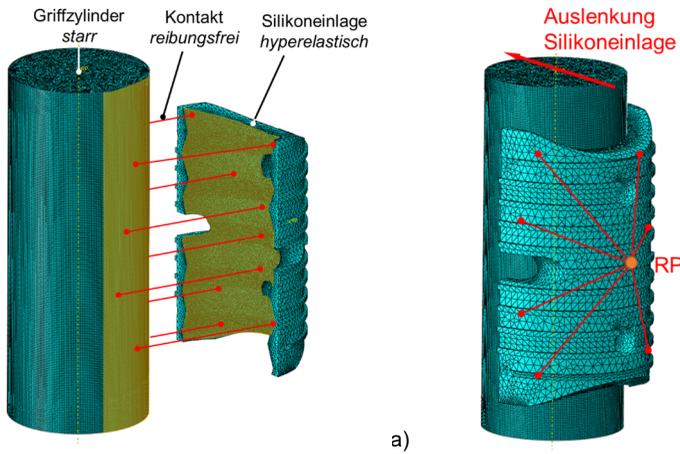


Abbildung 6.25: FE-Modell Modell der Silikoneinlage der hinteren Griffhalbschale: a) Zwischen dem starren modellierten Griffzylinder und der hyperelastisch modellierten Silikoneinlage ist ein reibungsfreier Kontakt definiert; b) Auslenkung der Silikoneinlage in Anpressrichtung zum Griffzylinder erfolgt über einen Referenzpunkt (RP), der starren mit der Rückseite der Einlage gekoppelt ist.

Die Ergebnisse der Analyse sind für die Silikoneinlage der vorderen und hinteren Griffhalbschale als Kraft-Weg-Diagramm in Abbildung 6.26 dargestellt. Die linke vertikale Achse beschreibt die Reaktionskraft entlang der Auslenkung. Die rechte vertikale Achse referenziert die zugehörige Steifigkeit der Silikoneinlagen. Der progressive Charakter ist erkennbar. Die Ergebnisse sind hier für einen Vorspannweg bis 1,2 mm dargestellt. Die errechnete Steifigkeit für einen leicht vorgespannten Zustand beträgt $k_{hinten}(0,2\text{ mm}) = 28,6\text{ N/mm}$ sowie $k_{vorne}(0,2\text{ mm}) = 22,93\text{ N/mm}$. Die Gesamtsteifigkeit, die die Griffaufnahme aufweist, liegt unter Vernachlässigung des Abhebens des Silikons vom Griff somit bei $k_{gesamt}(0,2\text{ mm}) = 51,53\text{ N/mm}$. Dies entspricht der geforderten Steifigkeit des mathematischen Modells in Tabelle 6.5 (S. 106). Eine Anpassung der Steifigkeit nach oben ist bei gleicher Geometrie durch Änderung des Silikonmaterials zu leicht höherer Shore-00- oder Shore-A-Härte möglich. Nach unten kann die Steifigkeit durch manuelles Trimmen des Silikonkörpers angepasst werden.

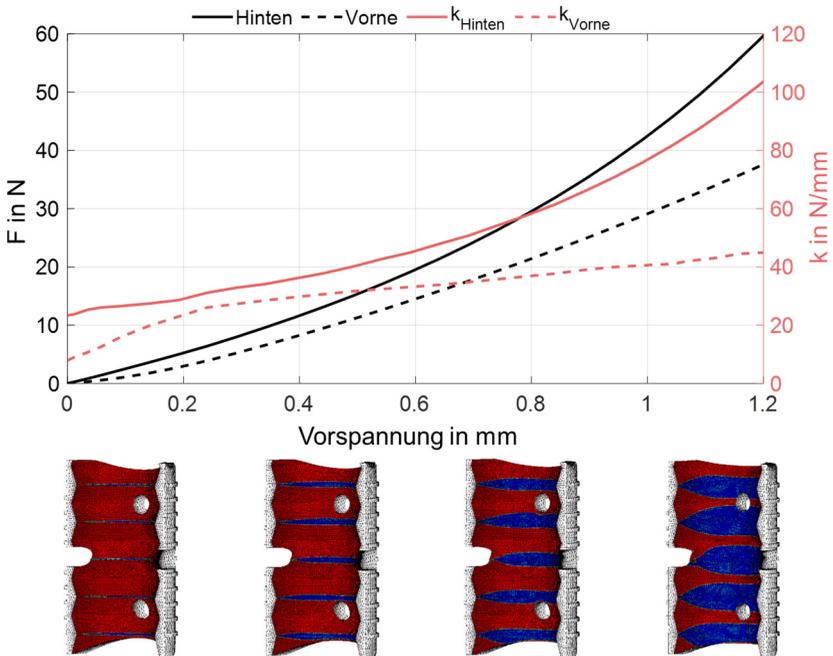


Abbildung 6.26: Simulierter Kraft-Weg Zusammenhang (schwarz) der synthetisierten Silikoneinlagen der vorderen und hinteren Griffhalbschale sowie die zugehörige Steifigkeit (rot) in Auslenkungsrichtung. Der Kontaktbereich zwischen Silikon und Griffzylinder ist in der unteren Darstellung bei den unterschiedlichen Vorspannungen als blaue Fläche eingefärbt. Die Steifigkeit wird aus dem Kraft-Weg Zusammenhang abgeleitet.

Die synthetisierte Griffaufnahme ist in Abbildung 6.27 dargestellt, wobei es sich bei dieser um einen Schalenaufbau mit eingegossener Silikoneinlage handelt (Shore-00-20, TFC Trollfactory, Riede, Deutschland). Der Gusskern zur Herstellung der Silikoneinlage besitzt ein umlaufendes Dreieckprofil. Die Silikoneinlagen verbleiben durch eingebrachte Hinterschnitte nach dem Guss in den Halbschalen. Der Gusskern besitzt zum Freihalten der Verschraubungsstellen entsprechende zylindrische Hervorhebungen, die in Abbildung 6.27 erkennbar sind. Die Gusskerngeometrie ist in diesem Fall von der Geometrie des Messgriffes (vgl. Abbildung 5.2, S. 73) abgeleitet. Der Innendurchmesser des Gusskerns beträgt 40 mm. Die Profilhöhe des Dreieckprofils wurde iterativ angepasst und liegt bei 7 mm. Nach diesem Verfahren

ist somit auch eine Anpassung an andere Griffgeometrien möglich. Die Halbschalen wurden additiv aus PETG⁷ gefertigt. In der Anwendung der Griffaufnahme verbleibt, entsprechend der Trennwand des Gusskerns, zwischen beiden Halbschalen ein Spalt. Dieser, und folglich auch die Vorspannung der Elastomereinlagen in der Anwendung, kann über Schrauben eingestellt werden.

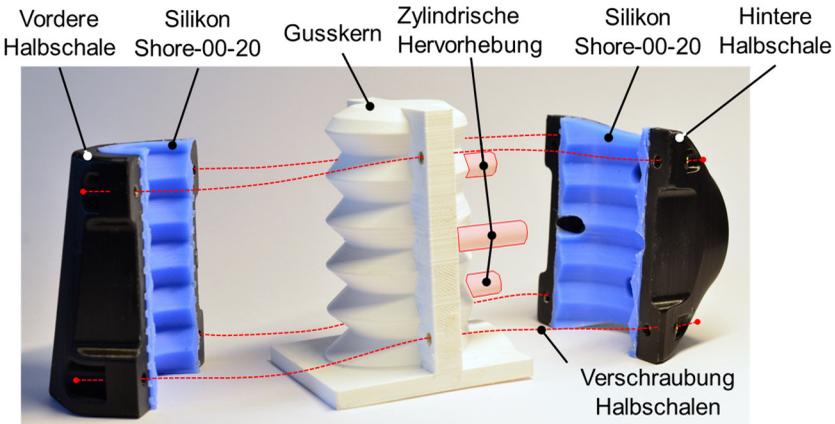


Abbildung 6.27: Einstellbare Griffaufnahme mit Elastomereinlage (additionsvernetzendes Silikon Shore-00-20), die in einem Gussverfahren in die Halbschalen eingegossen wurde. Das Elastomer ist zur besseren Darstellung blau eingefärbt.

Im Rahmen einer iterativen konstruktiven Anpassung wurden sowohl aus der vorderen als auch aus der hinteren Silikoneinlage zur Anpassung der Steifigkeit 50 % des Silikons entfernt (vgl. Abbildung 6.28). Der Grund hierfür liegt darin, dass durch das Aufprägen einer Andruckkraft durch den Konstantkraftmechanismus bzw. das Einspannen eines Griffes das Elastomer verformt wird, wodurch die Steifigkeit zunimmt. Durch Entfernen von 50 % des Elastomers aus beiden Halbschalen konnte die Steifigkeit in passendem Maße reduziert werden.

⁷ PETG: Polyethylenterephthalat



Abbildung 6.28: Modifizierte Elastomereinlage (Silikon Shore-00-20, hier ohne Farbpigmente). In iterativen Testmessungen wurden zur dynamischen Abstimmung des HAM Teile des Elastomers in beiden Halbschalen entfernt.

Die hintere Halbschale wurde über einen drehkoppelten Anbindungsadapter an die Ausgangsachse des ASE und ADE angeschraubt. Dieser Anbindungsadapter ist in Abbildung 6.29 dargestellt und besteht aus einer Achse, die stirnseitig in die ASE-Achse eingeschraubt wird. Ein axial vorgespanntes Lagerpaket aus zwei axialen Zylinderlagern dient der Übertragung axialer Kräfte. Radiale Kräfte werden über ein Nadellager abgestützt. Der Ankopplungskörper für die Griffaufnahme (grün) ist somit von der Achse drehkoppelt. Die Vorspannung des Lagerpakets erfolgt über eine zentrische Einstellschraube (gelb). Ein Gewindestift (rot) in der Drehachse der Einstellschraube dient dem Kontern der Einstellschraube gegen den Bohrlochgrund der Achse. Die hintere Halbschale der Griffaufnahme (grau) sowie die eingegossene Silikoneinlage (blau) sind stirnseitig auf den Anbindungsadapter aufgeschraubt. Die Schraubverbindung ist im Sinne einer übersichtlichen Darstellung nicht abgebildet.

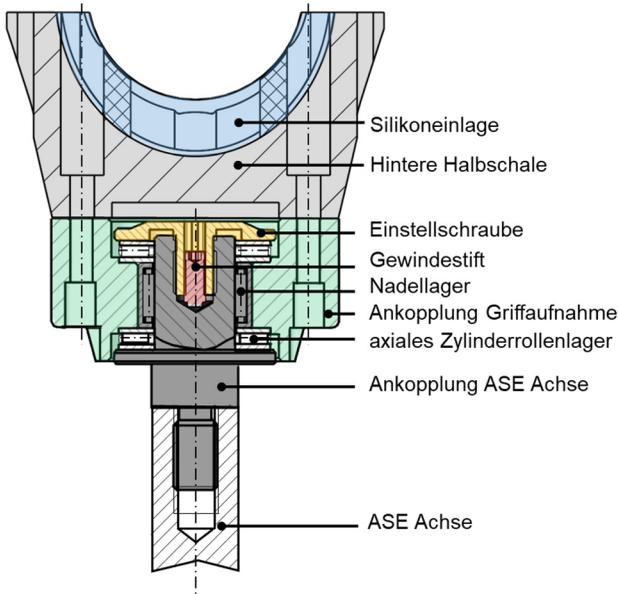


Abbildung 6.29: Drehentkoppelter Adapter zur Anbindung der Griffaufnahme an das ASE.

6.3 Dynamische Charakterisierung des physischen Hand-Arm-Modells

Durch die einstellbare Griffaufnahme entspricht das physische HAM in seiner Grundstruktur nun dem vorgeschlagenen mathematischen Modell mit drei Freiheitsgraden (vgl. Kapitel 6.1). In diesem Kapitel wird die Studie zur Verifikation des entwickelten HAM in Bezug auf die mechanische Impedanz (MI) beschrieben, um Hypothese 2 abschließend beantworten zu können. Die Untersuchung gliedert sich in zwei Teile: Im ersten Schritt wurde mittels einer Prüfstanduntersuchung die MI des HAM ermittelt, mit der gemessenen MI des menschlichen HAS verglichen und beurteilt. Analog zur Untersuchung der MI des menschlichen HAS wurde die Effektstärke nach Cohen (1992) der einstellbaren Größen im Hinblick auf die MI des Modells untersucht. Im zweiten Schritt wurde über eine numerische Betrachtung analysiert, wie das entwickelte HAM weiter verändert werden sollte, damit die Anforderungen in Hypothese 2 bzgl. der Nachbildung der menschlichen Impedanz mit höherer Genauigkeit erfüllt wird.

6.3.1 Versuchsaufbau und Methode zur Untersuchung der mechanischen Impedanz des physischen Hand-Arm-Modells

In der dynamischen Gesamtuntersuchung des HAM dient das bisher beschriebene Shakersystem der Anregung. Abweichend von bisherigen Untersuchungen am physischen HAM wurde, mit der entwickelten Griffaufnahme, nun der Messgriff nach Abbildung 5.2 (S. 73) zur Untersuchung am menschlichen HAS als Anregungs- und Messstelle eingesetzt. Die Anregungsform und die Dauer entsprechen denen in den vorangehenden Untersuchungen, das verwendete Messequipment sowie die Messparameter dem in Kapitel 5.1.2 genannten Equipment. Der vollständige Versuchsaufbau ist in Abbildung 6.30 dargestellt. Es ist erkennbar, dass die Griffaufnahme den Messgriff umschließt und ein Spalt von 6 mm zwischen den Halbschalen der Griffaufnahme verbleibt. Durch Einstellen dieses Spaltes mittels Schrauben wurde das Elastomer in der Griffaufnahme vorgespannt. Die Drehentkopplung zwischen Griffaufnahme und restlichem HAM dient dazu, mögliche Drehmomente entlang der Längsachse des HAM zu entkoppeln. Der untere Aufbau des HAM (ASE - Anpassbares Steifigkeitselement, ADE - Anpassbares Dämpfungselement & KKM - Konstantkraftmechanismus) ist analog zu dem in den vorangehenden Kapiteln beschrieben.

Vor der vollständigen Charakterisierung des HAM wurden die Modellmassen iterativ angepasst. Bezüglich der Auslegung der einzelnen Komponenten wurde beschrieben (vgl. Kapitel 6.2.2, S. 119), dass die Werte der Modellmassen unterhalb der

minimalen Massen im mathematischen Modell liegen sollen. Das mathematische Modell des ADE fordert eine minimale Masse von $m_3 = 0,597 \text{ kg}$ (vgl. Tabelle 6.4, S. 106). Die experimentell ermittelte Masse des ADE betrug $m_3 = 0,3 \text{ kg}$ (vgl. Tabelle 6.6, S. 126). Durch diese Unterschreitung des Massenparameters konnte nun in der vollständigen Konfiguration des HAM die Dynamik abgestimmt werden. Die Modellmassen wurden mithilfe des zuvor beschriebenen mathematischen Modells des hier verwendeten Dreimassenschwingers angepasst. In einer ersten Messung und numerischen Schätzung für bekannte ASE-, ADE- und KKM-Einstellungen wurden zunächst die noch unbekanntenen Modellparameter (m_1, k_1, d_1) geschätzt, sodass nun ein erster vollständiger Parametersatz vorlag. Mithilfe des mathematischen Modells wurden nun die Systemmassen iterativ verändert und die resultierende MI des Modells wurde mit dem Bereich der MI des Menschen verglichen. Durch iterative experimentelle und numerische Analyse und Umsetzung am physischen HAM konnte herausgefunden werden, dass die Modellmasse m_1 (Griffaufnahme) um $0,075 \text{ kg}$ und die Modellmasse m_3 (ADE) um $0,331 \text{ kg}$ erhöht werden musste. Für die Erhöhung von m_1 wurde ein entsprechendes Gewicht über die vorhandenen Anschraubpunkte des Messgriffs neben der Griffaufnahme angebracht. Die Anpassung von m_3 erfolgte durch Anbringen einer Zusatzmasse an den Hebel des ADE (vgl. Abbildung 6.30).

Nach einer initialen iterativen Modellabstimmung erfolgte die eigentliche dynamische Charakterisierung des physischen HAM.

Zur Feststellung des Bereiches der MI, der durch das HAM abgedeckt werden kann, wurde eine vollfaktorielle Untersuchung der Faktoren mit den entsprechenden Faktorstufen nach Tabelle 6.8 vorgenommen. Je Faktorstufenkombination ($\rightarrow 162$ Kombinationen) wurden drei Versuchsläufe durchgeführt, womit 486 Einzelmessungen resultieren.

Tabelle 6.8: Faktoren und Faktorstufen der dynamischen Untersuchung des physischen HAM. FV. Federvorspannung des ASE

Faktor	Stufen	Details
Griffaufnahme	3	Spalthöhe <i>0mm; 3mm; 6mm</i>
ADE-Einstellungen	6	<i>Min; 1; 2; 4; 8; 16</i>
ASE-Einstellungen	3	<i>0 (FV: 18 mm); 20 (FV: 38 mm); 40 (FV: 58 mm)</i>
KKM-Einstellung	3	<i>60 N; 100 N; 150 N</i>

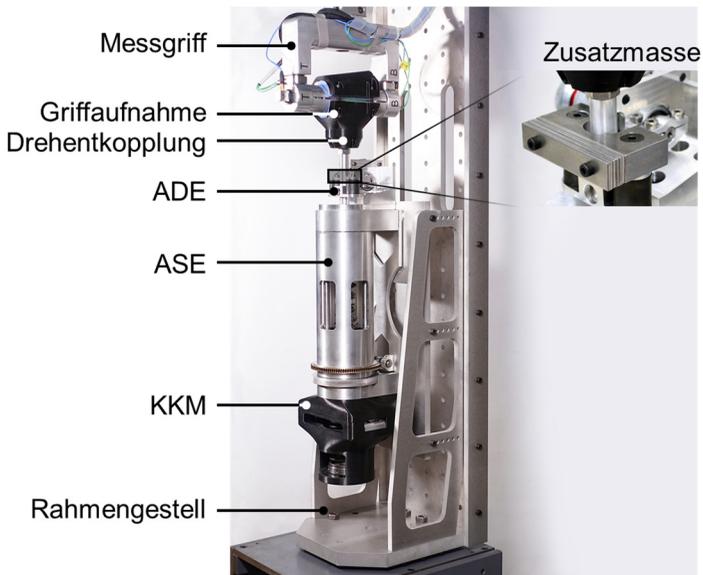


Abbildung 6.30: Versuchsaufbau zur dynamischen Untersuchung des physischen HAM bzgl. seiner MI. Am ADE wurde zur dynamischen Abstimmung eine Zusatzmasse von 0,331 kg angebracht.

Zur Reduzierung des Versuchsaufwandes durch Einstellen der einzelnen Faktorstufen wurden die Systemparameter gestaffelt verstellt. Je Vorspannstufe des ASE wurden zunächst alle ADE-Einstellungen untersucht, bevor das ASE weiter verstellt wurde. Die drei Messungen wurden direkt aufeinanderfolgend durchgeführt. Bei den unterschiedlichen Einstellungen des KKM wurde die Andruckkraft des Shakers durch Verfahren der Hubeinheit angepasst. Das HAM befand sich somit unabhängig von der eingestellten Andruckkraft stets in Mittellage. Mit den verwendeten Silikon-einlagen innerhalb der Griffaufnahme konnten im Versuch nur geringe ‚Greifkräfte‘ erreicht werden. Hierbei handelt es sich um eine Einschränkung, die aus der Forderung nach einer geringen Steifigkeit resultiert. Bei Vorspannung der Griffaufnahme im Sinne einer Greifkraftaufprägung wirken die Elastomereinlagen in Reihe, sodass sich selbst mit den ermittelten Werten aus der FEM-Analyse eine anfängliche Steifigkeit von lediglich 12,7 N/mm ergibt. Durch Entfernen von ca. 50% des Elastomers (vgl. S. 145) zur dynamischen Abstimmung des HAM wurde dieser Wert zusätzlich reduziert. Über den maximal möglichen Vorspannweg von 6 mm konnten daher keine anwendungsnahen statischen Greifkräfte erzeugt werden. Die dynamische Wirkung des HAM ist hiervon unberührt, sodass dennoch die dynamische Auswirkung erhöhter Greifkräfte untersucht werden konnte. Das Modell ist daher nicht für

Untersuchungen geeignet, bei denen die Druckverteilung am Griff und folglich die Materialspannungen im Griff im Fokus stehen. Für Anwendungen, in denen der Fokus auf der dynamischen Wirkung des Modells liegt, ist diese Einschränkung irrelevant. Das Ziel dieser Arbeit, die Erforschung und Abbildung der mechanischen Impedanz in einem einstellbaren HAM, kann somit weiterhin erreicht werden. Die Einstellung der Griffaufnahme erfolgte über das Einstellen des Trennspaltes zwischen 6 und 0 mm.

Die Auswertung der MI erfolgte analog zu den in den vorigen Kapiteln angeführten Auswertungen in MATLAB. Aufbauend auf den ermittelten MI-Werten wurden die Effektstärken der Effekte der jeweiligen Faktoren auf den Betrag der MI in SPSS statistisch ausgewertet. Zur Bestimmung der Effektstärke wurden für alle untersuchten Faktoren jeweils die niedrigste und die höchste Einstellung herangezogen. Zur Feststellung signifikanter Unterschiede der einzelnen Gruppen wurde ein Mann-Whitney-U-Test eingesetzt. Das Signifikanzniveau lag bei $\alpha = 0.01$. Aufbauend auf den Ergebnissen des Mann-Whitney-U-Tests wurde die Effektstärke nach Cohen (1992) ermittelt. Abschließend wurde das mathematische Modell nach Abbildung 6.2 (S. 101) unter Berücksichtigung der bisher erzielten Ergebnisse final parametrisiert. Die Parameter wurden manuell durch iterativen Abgleich der MI des mathematischen Modells und des physischen HAM identifiziert.

Zur erweiterten Prüfung von Hypothese 2 wurden mithilfe des vollständig parametrisierten Modells Maßnahmen zur weiteren Verbesserung des Modells abgeleitet. Hierzu wurden nach Parametrisierung des mathematischen Modells diejenigen Modellparameter variiert, die in der Konstruktion sinnvoll beeinflusst werden können. Die betreffenden Modellparameter wurden, ausgehend von einer Referenzeinstellung, schrittweise in einem Bereich von mindestens $\pm 60\%$ variiert und die MI wurde numerisch bestimmt. Der Variationsbereich wurde in einigen Fällen größer gewählt, diese werden nachfolgend separat gekennzeichnet. Diese Untersuchung trägt zum Verständnis dessen bei, wie sich die MI des HAM bei Änderung eines Parameters verhält. Die Parametervariation betrifft alle Parameter bis auf die parasitäre Steifigkeit des ADE und die parasitäre Dämpfung des ASE, die aufgrund der Grundidee von ASE und ADE zur Trennung der Funktionen ohnehin geringgehalten werden sollten. Hierdurch ergeben sich jeweils drei Massen-, Steifigkeits- und Dämpfungsparameter, die variiert wurden. In dieser Untersuchung wird lediglich die Variation je eines Parameters gezeigt, um die Haupteffekte zu analysieren. Interaktionseffekte durch gleichzeitiges Verändern zweier oder mehrerer Parameter wurden aufgrund der hohen Anzahl an möglichen Interaktionen nicht untersucht. Dies bietet somit einen Ansatzpunkt für weitere, auf diese Arbeit aufbauende, Forschungsaktivitäten.

6.3.2 Ergebnisse und Diskussion

Die Ergebnisse werden in unterschiedlichen Detailstufen thematisiert. Zunächst wird eine Gesamtdarstellung des kompletten einstellbaren MI-Bereiches des HAM gegeben. Aufgrund der umfangreichen Anzahl an unabhängigen Faktoren und Faktorstufen werden in diesem Teilkapitel keine gesonderten Betrachtungen der Ergebnisse, gruppiert nach den unterschiedlichen Faktoren, vorgenommen. Die MI unterteilt nach der Einstellung des ASE, ADE, KKM und der Griffaufnahme (GA) sind in Anhang C aufgeführt. Als Diskussionsgrundlage werden die Ergebnisse zu den Effektstärken der eingestellten Faktoren aufgezeigt. Abschließend werden die Ergebnisse des final parametrisierten mathematischen Modells dargestellt und diskutiert. Für die Parameterkombination aus ASE 40 mm, KKM 60 N und GA 6 mm konnte keine repräsentative MI ermittelt werden. Ursache hierfür war ein Abheben der Silikoneinlage vom Messgriff während der Messung. Hierdurch löste sich der mechanische Kontakt des HAM zum Messgriff zeitweise auf und die gemessene Kraftamplitude sank deutlich ab, sodass ungewöhnlich niedrige MI-Werte ermittelt wurden. Die Ergebnisse dieser Parameterkombinationen sind daher aus der folgenden Betrachtung ausgeschlossen.

6.3.2.1 Ergebnisse und Diskussion der Prüfstanduntersuchung des Hand-Arm-Modells

Der gesamte untersuchte Einstellbereich des HAM ist in Abbildung 6.31 nach Betrag und Phase als Einhüllende zusammen mit der MI des Menschen (vgl. Kapitel 5) veranschaulicht. Die Darstellung soll den kompletten Einstellbereich des HAM verdeutlichen, wobei der Einstellbereich der MI des physischen HAM in Betrag und Phase einen großen Bereich der MI des menschlichen HAS abdeckt. Im Bereich um 40 Hz und für Frequenzen über 400 Hz können lediglich kleine Bereiche der Impedanz des menschlichen HAS nicht vollständig abgebildet werden. Der Median der Impedanz des menschlichen HAS wird von dem entwickelten HAM im Bereich von 10 Hz bis mindestens 400 Hz vollständig abgedeckt. Für Frequenzen unter 20 Hz kann die Phase nicht dargestellt werden. Das menschliche HAS wirkt in diesem Bereich als Kombination aus Dämpfer und Masse, das HAM hingegen als Kombination aus Feder und Dämpfer. Die Genauigkeit, mit der das entwickelte HAM die Impedanz des Menschen nachbildet, hängt erheblich von den gewählten Einstellungen ab.

Für ein besseres Verständnis zum Effekt der eingestellten Faktoren (Tabelle 6.8) auf den Betrag der MI des HAM ist in Abbildung 6.32 die Effektstärke nach Cohen (1992) über die Anregungsfrequenz gegeben. Die Effektstärke berücksichtigt hierbei einen Wechsel von der niedrigsten zur höchsten Faktorstufe.

Der Einfluss des **anpassbaren Steifigkeitselementes (ASE)** beschränkt sich im Wesentlichen auf Frequenzen unter 100 Hz. Im gegebenen Versuchsplan ist die Effektstärke als schwach bis mittel einzuschätzen. Lediglich bei 40 Hz ist der Effekt lokal stark. Bei 40 Hz laufen alle MI-Linien im Betrag zusammen. Dies lässt sich in Abbildung 6.31 durch eine Verkleinerung des gesamten MI-Bereiches erkennen. Unterschiede bei 40 Hz konnten jedoch durch eine Änderung der ASE-Einstellung erzielt werden. Ab ca. 100 Hz sinkt die Effektstärke unter 0,1. Ab hier kann davon ausgegangen werden, dass die ASE-Einstellung keinen Effekt auf den Betrag der MI hat. Lokale Maxima in der Effektstärke des ASE über 100 Hz, die die untere Grenze von 0,1 überschreiten, werden lokalen Effekten in den verbauten Federn und umgebenden Strukturen (Gehäuse, Rahmengestell o. Ä.) zugeschrieben.

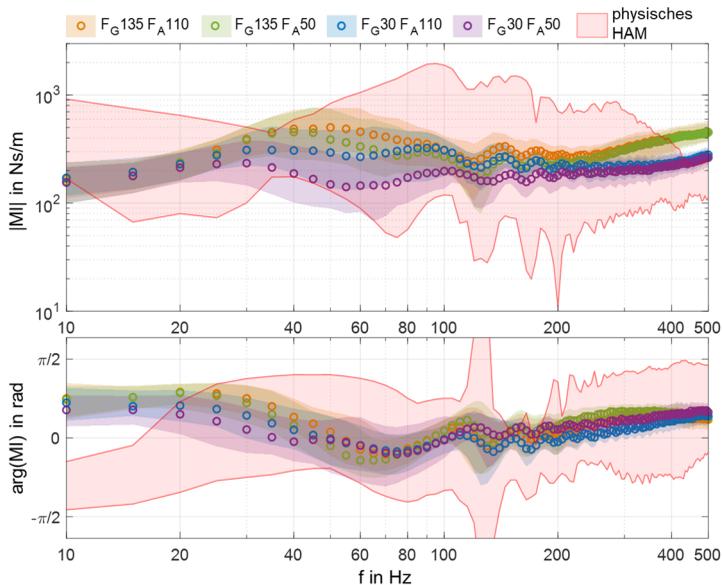


Abbildung 6.31: Gesamter Einstellbereich der mechanischen Impedanz des synthetisierten HAM als Einhüllende nach Betrag und Phase im Vergleich zur mechanischen Impedanz des menschlichen HAS. F_G : Greifkraft; F_A : Andruckkraft.

Der Einfluss des **anpassbaren Dämpfungselementes (ADE)** ist im Vergleich zu dem des ASE wesentlich prominenter. Dies ist vor allem für Frequenzen unter 100 Hz erkennbar. Hier beeinflusst das ADE den Betrag der MI deutlich. Bei 40 Hz sinkt die Effektstärke lokal auf ein schwaches Niveau. In Abbildung 6.31 laufen die

Kurven bei dieser Frequenz zusammen. Eine Änderung der Dämpfung hat bei dieser Frequenz nur einen geringen Einfluss. Der Einfluss der ADE-Einstellung auf die MI des Modells nimmt ab 80 Hz erheblich ab. Im Bereich von 130 bis 195 Hz kann ein schwacher bis mittlerer Effekt der ADE-Einstellung auf die MI beobachtet werden.

Der Einfluss des **Konstantkraftmechanismus (KKM)** auf die MI tritt im Wesentlichen im Bereich von ca. 80 bis 350 Hz und über 450 Hz in Erscheinung. Unter Berücksichtigung der Teilergebnisse zum KKM, die in Kapitel 6.2.3 (vgl. Abbildung 6.24, S. 138), ist davon auszugehen, dass der KKM die MI indirekt über die Vorspannung der Silikoneinlage in der Griffaufnahme beeinflusst. Durch eine erhöhte Andruckkraft wird die Silikoneinlage in der hinteren Halbschale der GA vorgespannt, wodurch nach der vorangegangenen Auslegung die Steifigkeit ansteigt. Die Stärke des Effekts des KKM auf die MI des HAS ist als mittel bis stark zu bewerten.

Der Einfluss der **Griffaufnahme (GA)** tritt analog zu dem des KKM besonders für Frequenzen über 80 Hz in den Vordergrund und weist im Vergleich zu den anderen Faktoren ab 90 Hz den stärksten Effekt auf. Im Frequenzbereich unter 80 Hz kann ein schwacher Effekt auf die MI beobachtet werden. Dies war allerdings zu erwarten, da diese Teilkomponente des HAM in Reihe mit dem ASE geschaltet ist. Eine Veränderung der Steifigkeit der GA muss demzufolge ebenso einen Einfluss auf niedrigere Frequenzbereiche aufweisen. Die MI des gesamten HAM wird in Frequenzen über 100 Hz wesentlich durch die Eigenschaften der GA bestimmt. Der ähnliche Verlauf der Effektkurven von KKM und GA stützt hierbei ebenso die Annahme, dass mit zunehmender Andruckkraft eine Versteifung der GA stattfindet. Diese Wechselwirkung zwischen der Einstellung des KKM und der GA ist eine Herausforderung für die Ableitung eines mathematischen Modells mit konkreten Parametern.

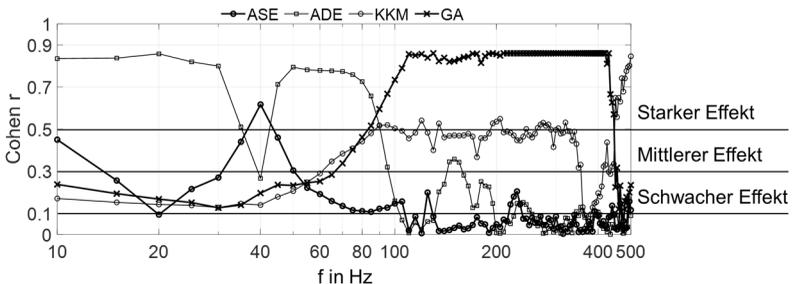


Abbildung 6.32: Effektstärke nach Cohen (1992) der Faktorstufenvariationen am HAM über die Frequenz. $0,1 < r < 0,3$ schwacher Effekt, $0,3 < r < 0,5$ mittlerer Effekt, $0,5 < r$ starker Effekt.

Während Abbildung 6.31 den gesamten Bereich der untersuchten Faktoreinstellungen darstellt, zeigt Abbildung 6.33 fünf exemplarische Einstellungen des HAM, mit denen die MI des menschlichen HAS in großen Bereichen abgedeckt werden kann.

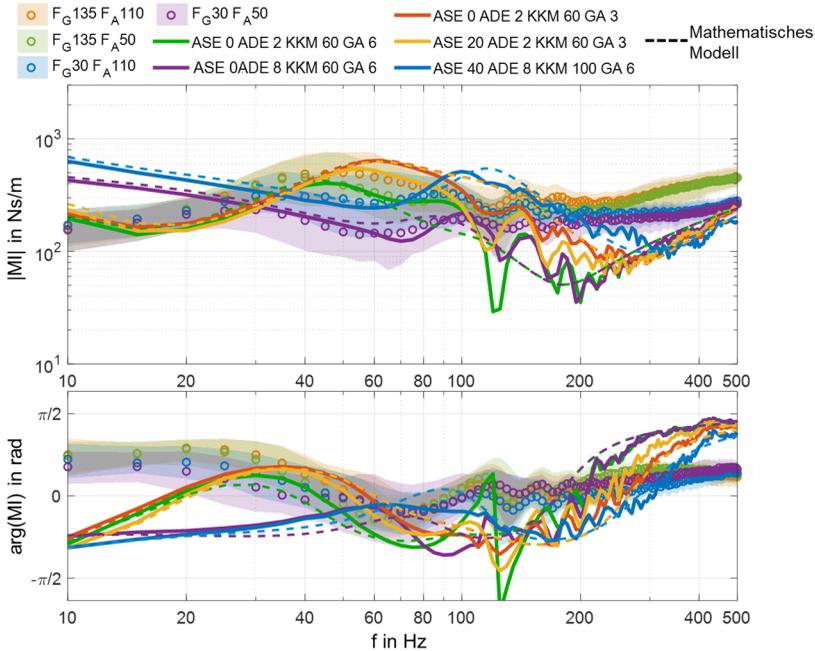


Abbildung 6.33: Exemplarische Einstellungen des HAM (Volllinie) zur Abbildung der MI des menschlichen HAS. ASE: ASE-Vorspannung in mm, ADE: ADE-Einstellung, KKM: Konstantkraft in N, GA: Spalthöhe der Griffaufnahme in mm. Das jeweils zugehörige parametrisierte mathematische Modell ist als Strichlinie dargestellt. F_G : Greifkraft des Menschen, F_A : Andruckkraft des Menschen.

Die Volllinien beschreiben hierbei die am physischen HAM gemessene MI. Die Strichlinien betreffen das abgeleitete mathematische Modell, auf das im folgenden Teilkapitel eingegangen wird. Anhand der roten, gelben und grünen Volllinien ist erkennbar, dass die Modell-MI im Frequenzbereich von 10 bis maximal 200 Hz innerhalb des Streubereiches des menschlichen HAS liegt. Zur Abbildung des unteren und mittleren Bereiches der MI des Menschen zwischen 30 und 100 Hz konnten ebenfalls zwei Einstellungen aus dem Versuch ermittelt werden, welche die MI in guter Näherung darstellen. Bei Betrachtung der Phasenlage ist zu beobachten, dass

die gefundenen Konfigurationen besonders im Bereich von 20 bis 80 Hz (rot, gelb, grün) innerhalb des Bereiches des menschlichen HAS liegen. Im Sinne einer Wirkungsäquivalenz kann hinsichtlich dieses Bereiches bestätigt werden, dass das entwickelte Modell die MI des menschlichen HAS in translatorischer Anregung in z_n -Richtung vollständig darstellt. Bei höheren (> 80 Hz) oder niedrigeren (< 40 Hz) Frequenzen muss mit Abweichungen entweder im Betrag oder in der Phase gerechnet werden.

Ähnlich wie bei der Untersuchung der MI des menschlichen HAS kann auch in diesem Modell über 100 Hz eine gewisse Welligkeit der MI-Kurven erkannt werden. Da dieser Effekt in den vorangehenden Untersuchungen nicht vorhanden war, ist davon auszugehen, dass dieser Effekt der hinzugefügten Griffaufnahme zuzuordnen ist. Es wird daher vermutet, dass bei Untersuchung viskoelastischer Materialien, ähnlich dem verwendeten Silikon oder biologischem Gewebe, mittels Multisinus eine gegenseitige Beeinflussung der Systemantwort bei unterschiedlichen Frequenzen, entsprechend den Erläuterungen in Kapitel 5 (vgl. S. 87), erfolgen kann.

Zum Vergleich des hier entwickelten HAM mit bisherig veröffentlichten Modellen zeigt Abbildung 6.34 die MI-Kurven der HAM von Kinne und Latzel (1999) sowie Marcotte et al. (2010). In der Untersuchung von Kinne und Latzel wurden für das translatorisch wirkende HAM lediglich punktuelle Überschneidungen mit der MI des HAS beobachtet. Während beim Modell von Kinne und Latzel ein deutlich anderer Verlauf im Vergleich zur MI des menschlichen HAS zu erkennen ist, weist das Modell nach Marcotte et al. einen MI-Verlauf auf, der die MI des Menschen besonders im Bereich bis 60 Hz in Betrag und Phase gut abbildet. Über 60 Hz kann das Modell die Phase nicht mehr abbilden. Die Betragskurve nach Marcotte et al. verlässt ab 100 Hz den Bereich der menschlichen MI. Das von Marcotte et al. entwickelte Modell ist allerdings lediglich für die Arbeitsrichtung *nach unten* einsetzbar (vgl. Kapitel 2.6.2, S. 38) in den Parametern nicht einstellbar und daher nicht in der Lage, die MI für unterschiedliche Greif- und Andruckkräfte abzubilden. Ein Einsatz dieses Modells ist jedoch im Frequenzbereich von ca. 10 bis 30 Hz sinnvoll, da hier die MI-Kurven des Menschen bei unterschiedlichen Greif- und Andruckkräften noch nahe zusammenliegen. Unter Berücksichtigung der ausschließlichen Arbeitsrichtung *nach unten* wäre dieses HAM bspw. geeignet für Untersuchungen an Abbruchhämmern.

Als bisher einziges bekanntes passives HAM mit einstellbaren Eigenschaften gilt das angular wirkende HAM nach Mangold (2019) (vgl. Abbildung 2.28, S. 45). Während die MI des einstellbaren HAM nach Mangold für rotatorische Anregung bereits für Frequenzen von 1 bis 35 Hz in einigen Einstellungen verifiziert werden konnte,

ist im Bereich translatorisch wirkender HAM keine Untersuchung bekannt, in der die MI des Menschen in größeren Frequenzbereichen nachgebildet werden konnte.

Um die Anwendbarkeit des physischen HAM zu erhöhen und die Einstellung des HAM zu erleichtern, wurde das mathematische Modell mit drei Freiheitsgraden schrittweise parametrisiert. Hierdurch konnte der Parameterraum des HAM ermittelt werden, der eingestellt werden kann. Mittels numerischer Methoden kann nun vor Einsatz des physischen HAM eine zur Anwendung passende Einstellung des physischen HAM bestimmt werden. Mithilfe des mathematischen Modells können zudem konkrete Konstruktionszielgrößen zur Weiterentwicklung des HAM abgeleitet werden.

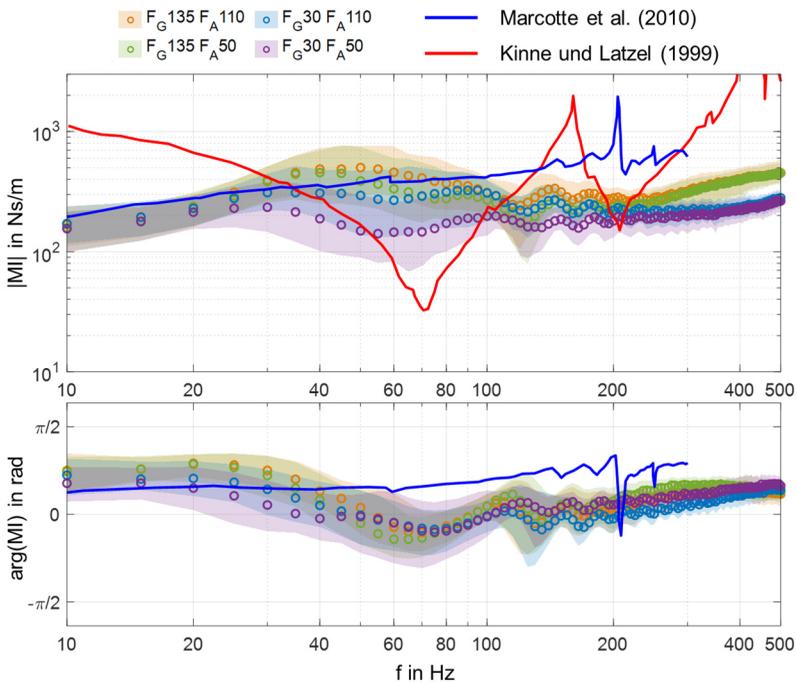


Abbildung 6.34: MI von nicht einstellbaren Hand-Arm Modellen nach Marcotte et al. (2010) (blau) und Kinne und Latzel (1999) (rot) im Vergleich zur MI des menschlichen HAS. F_G : Greifkraft des Menschen, F_A : Andruckkraft des Menschen. Für das Modell nach Kinne und Latzel (1999) ist keine Phasenkurve bekannt

Das parametrisierte mathematische Modell ist für die fünf unterschiedlichen Einstellungen in Abbildung 6.33 als Strichlinie dargestellt. Es ist erkennbar, dass die MI des mathematischen Modells der des physischen HAM in guter Näherung folgt. Lokale Effekte, wie die Welligkeit über 100 Hz, können mithilfe des mathematischen Drei-Freiheitsgrad-Modells nicht abgebildet werden. Im Frequenzbereich unter 100 Hz wird die MI des physischen Modells durch das mathematische Modell in einigen Einstellungen leicht überschätzt. In der Parametrierung des mathematischen Modells konnten bei einigen Parametern Wechselwirkungen zwischen den eingestellten Faktoren des HAM festgestellt werden. So müssen im mathematischen Modell die Parameter der ADE-Ankopplung (k_k und d_k) in Abhängigkeit von der KKM- und GA-Einstellung angepasst werden. Die zwei verbauten Elastomerfedern des ADE wirken bei höchster Einstellung des GA und KKM doppelt so steif wie bei der niedrigsten Einstellung. Es kann nicht eindeutig beantwortet werden, ob es sich um einen nichtlinearen Effekt innerhalb der ADE-Ankopplung handelt oder lediglich um eine mathematische Anpassung des mathematischen Modells an einen nicht bekannten Effekt in der GA. Die ermittelten Parameter des gesamten physischen HAM sind in Anhang C aufgelistet.

6.3.2.2 Ergebnisse und Diskussion der numerischen Parametervariation des Hand-Arm-Modells

Im vorhergehenden Teilkapitel konnte bereits die gute Übereinstimmung der mechanischen Impedanz des HAM zum menschlichen HAS beschrieben werden. Bei einzelnen spezifischen Modelleinstellungen zeigt sich jedoch, dass die MI des Modells von der MI des menschlichen HAS bei einigen Frequenzen im generellen Verlauf abweichen kann. Zur erweiterten Untersuchung von Hypothese 2 zur genaueren Abbildung der menschlichen Hand-Arm-Impedanz wurde daher eine numerische Parametervariation des HAM durchgeführt, deren Ergebnisse nachfolgend dargestellt und diskutiert werden. Ziel dieses Teilkapitels ist es, zu zeigen, welche Abbildungsgenauigkeit des HAM in Bezug zur menschlichen MI bei einfacher Anpassung des Modells, bspw. durch Hinzufügen von Massen, möglich ist. Andere Forschende werden hierdurch befähigt zu verstehen, welchen Effekt eine Änderung eines spezifischen Modellparameters (z. B. der Masse) auf die MI des Gesamtmodells hat. Zunächst werden die Einflüsse der Modellparameter einzeln dargestellt. Anhand der diskutierten Ergebnisse wird abschließend betrachtet, welche Änderungen notwendig sind, um die geforderte MI des Menschen nach Hypothese 2 im HAM genauer abbilden zu können.

Ausgangspunkt für die Parametervariation ist die Modell-MI für die Einstellung ASE 0, ADE 2, KKM 60, GA 6 aus Abbildung 6.33. Die MI für diese Einstellung ist in den folgenden Darstellungen als schwarze Volllinie dargestellt.

Der Einfluss der **Systemmassen** ist in Abbildung 6.35 dargestellt. Ausgehend von dieser Einstellung ist die Variation der Systemmassen m_1 (Griffaufnahme), m_2 (ASE + KKM) und m_3 (ADE) als farbiger Bereich dargestellt. Die Pfeile kennzeichnen die Richtung einer steigenden Masse. Die Massen wurden ausgehend von der Referenzkurve um $\pm 60\%$ variiert.

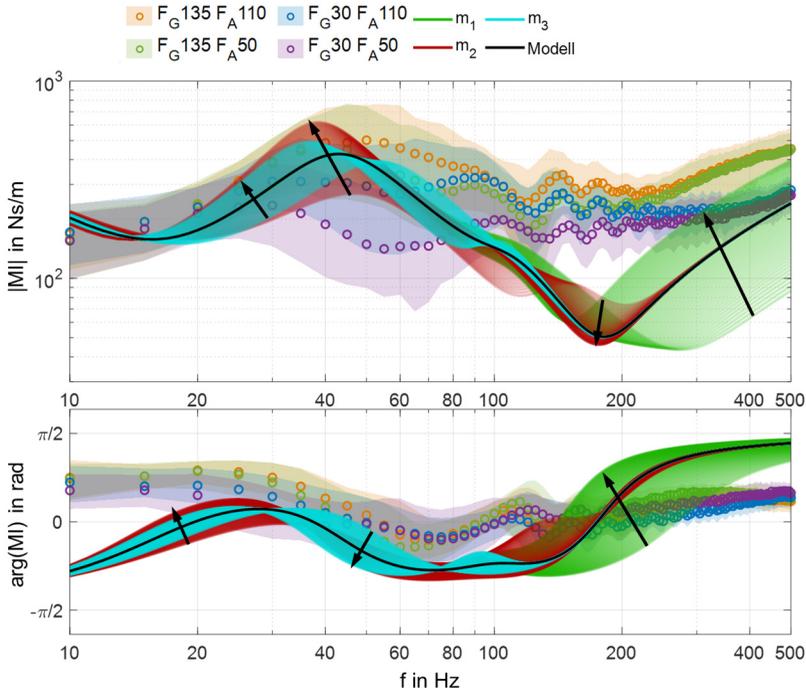


Abbildung 6.35: Einfluss der Systemmassen m_1 (grün: Griffaufnahme), m_2 (rot: ASE + KKM) und m_3 (blau: ADE) auf die MI des HAM. Die Pfeile geben jeweils die Richtung an, in die sich die Kurve bei einer Zunahme der Masse verschiebt.

Die Masse m_1 (Griffaufnahme) beeinflusst im Wesentlichen den oberen Frequenzbereich ab ca. 100 Hz. Eine genaue Grenze kann durch den fließenden Übergang nicht angegeben werden. Wie bereits zuvor erwähnt, wurde m_1 durch eine Zusatzmasse leicht erhöht, sodass die MI des HAM (hier durch die schwarze Kennlinie des mathematischen Modells dargestellt) den unteren Bereich der menschlichen MI zwi-

schen 400 und 500 Hz tangiert. So kann in zukünftigen Forschungs- oder Anwendungsstudien mit dem physischen HAM durch Hinzufügen einer Zusatzmasse die MI im höheren Frequenzbereich ab ca. 180 Hz angehoben werden. Die Phase verschiebt sich allerdings ins Positive (Massenverhalten).

Die Masse m_2 (ASE + KKM) verschiebt das lokale Maximum bei ca. 45 Hz zu niedrigeren Frequenzen, jedoch mit höherem Betrag.

Eine Anpassung von m_3 (ADE) führt zu einer Verschiebung des Maximums hauptsächlich zu niedrigeren Frequenzen mit ungefähr gleichem Betrag. Im Vorfeld dieser Untersuchung konnte demnach durch die erwähnte Anpassung von m_3 das Maximum an die jetzige Stelle geschoben werden. Entsprechend der Gestalt des angebrachten Zusatzgewichtes kann die Masse und folglich die MI durch Anbringen oder Entfernen von Einstellgewichten angepasst werden

Konkret wird empfohlen, in der Anwendung des HAM lediglich die Systemmasse m_3 zu justieren, wodurch das lokale Maximum im Frequenzbereich um 40 Hz verschoben werden kann. Die Anpassung des Betrages im Frequenzbereich über 100 Hz sollte, vorgehend auf die nachfolgenden Ergebnisse, nicht durch Einstellen der Massen, sondern durch Einstellen der Systemsteifigkeiten und Dämpfungen erfolgen.

Analog zur Darstellung der Systemmassen ist der Einfluss der **Systemsteifigkeiten** in Abbildung 6.36 dargestellt. Hierbei wird zwischen k_1 (grün: Griffaufnahme), k_2 (rot: ASE + KKM) und k_k (blau: Kopplung ADE) unterschieden. Der Steifigkeitsparameter k_3 (Steifigkeit des ADE) wird nicht berücksichtigt, da dieser in dem gegebenen Modell nicht ohne eine Änderung der Dämpfungseigenschaften (bspw. Anpassung der Hebellänge) verändert werden kann. Die Steifigkeit der Griffaufnahme k_1 beeinflusst den kompletten Frequenzbereich. Besonders ab 40 Hz kann bei Erhöhung der Steifigkeit eine Zunahme der MI beobachtet werden. Das lokale Minimum über 100 Hz verschiebt sich in Richtung höherer Frequenzen. Durch Variation von k_1 kann demnach ein Großteil der menschlichen MI abgedeckt werden. Eine Änderung in Richtung niedrigerer Steifigkeiten ist hier allerdings nicht sinnvoll, da bei Aufprägung statischer Kräfte sonst große Auslenkungen zu erwarten sind. Der entwickelte Konstantkraftmechanismus steht mit der Feder k_1 in Reihe und kann in dieser Anordnung die statischen Kräfte nicht aus der Feder k_1 entfernen. Der Effekt der Vorspannung der GA kann ebenso anhand der exemplarisch dargestellten gemessenen MI-Kurven in Abbildung 6.33 (vgl. grün und rot) erkannt werden.

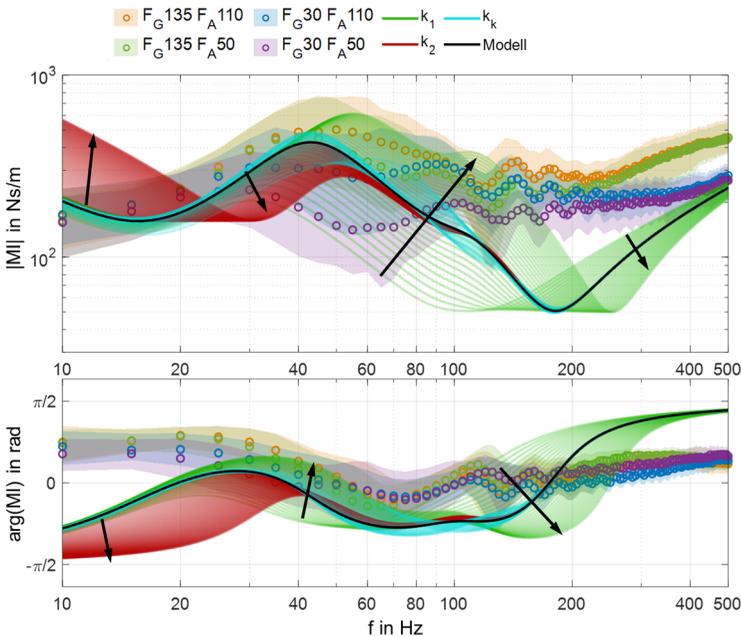


Abbildung 6.36: Einfluss der Steifigkeiten k_1 (grün: Griffaufnahme), k_2 (rot: ASE+KKM) und k_k (blau: Kopplung ADE) auf die MI des HAM. Die Pfeile geben jeweils die Richtung an, in die sich die Kurve bei einer Zunahme der Steifigkeit verschiebt.

Eine Einstellung von k_k (ADE-Ankopplung) führt im Vergleich nur zu geringen Änderungen der MI. Die Einstellung des ASE (k_2) in Richtung höherer Steifigkeiten erhöht die MI im niederfrequenten Bereich. Das Minimum wird zu höheren Frequenzen verschoben. Mit zunehmender Frequenz nimmt der Einfluss der ASE-Steifigkeit (k_2) ab. Dies entspricht ebenso den Beobachtungen am physischen Modell. Bei Betrachtung der Phase ist erkennbar, dass eine Zunahme von k_1 die Phase über 80 Hz absenkt (\rightarrow Federverhalten). Im niederfrequenten Bereich sinkt die Phase durch Erhöhen von k_2 ebenfalls ab. Lediglich bei Frequenzen um 40 Hz steigt bei Anstieg von k_1 (GA) die Phase an und nimmt ähnliche Werte zum menschlichen HAS ein.

Der Einfluss der **Dämpfungsparameter** ist in Abbildung 6.37 dargestellt. Eine Erhöhung des Dämpfungsparameters d_1 (Griffaufnahme) führt zu einer Zunahme der MI im Bereich des Minimums bei ca. 180 Hz. Der Variationsbereich des Parameters

betrug - 60% bis +400%. Hieraus lässt sich ableiten, dass mit zunehmender Dämpfung in der Griffaufnahme die MI des menschlichen HAS besser abgebildet wird.

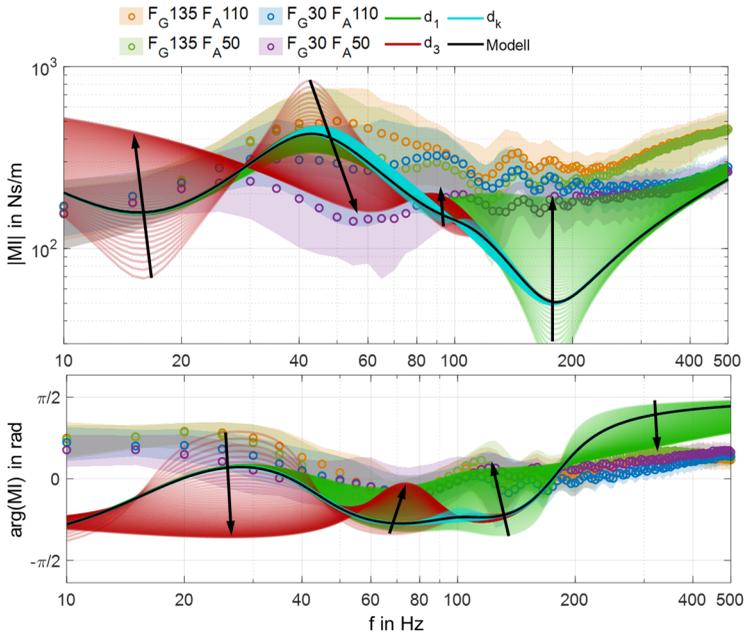


Abbildung 6.37: Einfluss der Steifigkeiten d_1 (grün: Griffaufnahme), d_3 (rot: ADE) und d_k (blau: Kopplung ADE) auf die MI des HAM. Die Pfeile geben jeweils die Richtung an, in die sich die Kurve bei einer Zunahme der Dämpfung verschiebt.

Der Parametrierung der ADE-Anbindung (d_k) beeinflusst die MI des Gesamtmodells nur geringfügig und wird daher nicht weiter betrachtet. Mit Zunahme des Dämpfungsparameters des ADE (d_3) wird die MI im niederen Frequenzbereich geglättet. Die gleiche Tendenz konnte im physischen HAM beobachtet werden. Bei zunehmender Dämpfungseinstellung zeigt die MI des Modells eine abfallende Tendenz, sodass auch die unteren Bereiche des MI-Betrages des menschlichen HAS im Bereich von 30 bis 80 Hz erreicht werden können. Bei Erhöhen der Einstellung des ADE sinkt die Phase im niederfrequenten Bereich ab. Dies kennzeichnet ein Federverhalten, für das auch der abfallende Betrag der MI charakteristisch ist. Ursächlich für diesen Effekt ist die ADE-Ankopplung mithilfe der beiden Elastomerfedern. Bei einer hohen Dämpfungseinstellung des ADE ist davon auszugehen, dass die federnden Eigenschaften der Elastomerfedern stärker in den Vordergrund treten.

Aufbauend auf die hier diskutierten Ergebnisse zeigt Abbildung 6.38, ausgehend von der gewählten Referenzeinstellung des Modells (schwarz), eine MI-Kurve des HAM mit angepassten Parametern (rot).

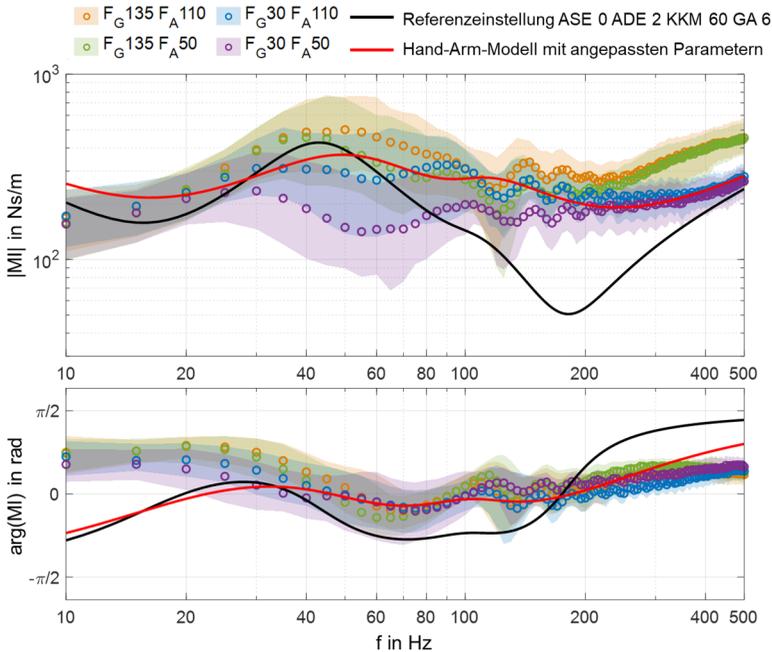


Abbildung 6.38: Mögliche Modellgenauigkeit bei Anpassung des Elastomers in der Griffaufnahme.

In diesem angepassten Modell wurde die Dämpfung der Griffaufnahme d_1 von 40 Ns/m auf 140 Ns/m und die Steifigkeit k_1 von 96000 N/m auf 150000 N/m erhöht. Die Einstellung des ADE wurde von 180 Ns/m auf 250 Ns/m geändert. Die Steifigkeit k_1 der Griffaufnahme und der Dämpfungswert des ADE liegen hierbei innerhalb des jeweiligen Einstellbereiches. Lediglich der erhöhte Dämpfungswert d_1 der Griffaufnahme befindet sich außerhalb des umsetzbaren Bereiches. Ein konkreter Schritt zur verbesserten Abbildung der menschlichen MI ist demnach die Implementierung von Strukturen mit hoher Dämpfung in den beschränkten Bauraum der Griffaufnahme. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit konnte diese Herausforderung nicht gelöst werden.

6.4 Fazit zu Hypothese 2

Der Nullhypothese zu Hypothese 2 zufolge ist es nicht möglich, die mechanische Impedanz des menschlichen HAS mittels anpassbarer Steifigkeits- und Dämpfungsmechanismen in einem physischen HAM abzubilden. Diese Hypothese kann falsifiziert werden, sodass Hypothese 2 angenommen werden kann.

In den nächsten Unterkapiteln wird ein Fazit bzgl. der zugehörigen Teilforschungsfragen gezogen.

6.4.1 Fazit zu Teilforschungsfrage 2.1

Vor dem Hintergrund der Forderung nach einem mechanisch einfachen HAM wurden zur Beantwortung von Teilforschungsfrage 2.1 drei einfache Modelle untersucht. Ausgehend von den Messergebnissen zur MI des menschlichen HAS wurde je ein Modell mit einem bis drei Freiheitsgraden parametrisiert. Es wurde festgestellt, dass ein Modell mit zwei Freiheitsgraden die MI des HAS in Betrag, und eingeschränkt auch in der Phase, nachbilden kann. Die Betrachtung der Modelle zeigte die Notwendigkeit einstellbarer Modellparameter. Aufbauend auf dem Modell mit zwei Freiheitsgraden wurde ein dritter Freiheitsgrad eingeführt, wobei das Modell mit drei Freiheitsgraden die mechanische Kopplung des Steifigkeits- und Dämpfungsteils des physischen HAM berücksichtigt. Das Drei-Freiheitsgrad-Modell wies die beste Übereinstimmung mit den gemessenen MI-Werten auf.

Die eingangs genannte Teilforschungsfrage

TF 2.1 Welche Modellstruktur eignet sich für ein Hand-Arm-Modell, um die mechanische Impedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems mechanisch nachzubilden?

kann somit wie folgt beantwortet werden:

Das physische HAM kann mechanisch als Modell mit drei Freiheitsgraden konzipiert werden. Das Modell besteht dann aus einem anpassbaren Steifigkeitsmechanismus (ASE) und einem anpassbaren Dämpfungsmechanismus (ADE), die über eine viskoelastische Kopplung verbunden sind. Zur Abbildung der Impedanz bei hohen Frequenzen wird dem ASE und ADE ein weiteres anpassbares Impedanzelement (AIE) vorgeschaltet, das eine besonders niedrige dynamische Masse aufweisen muss. Das vorgeschaltete AIE simuliert hierbei die dynamische Wirkung der menschlichen Hand. Die Steifigkeit und die Dämpfung des zusätzlichen AIE müssen

verstellbar sein, um den Effekt des Greifens bzw. einer Änderung der Greifkraft auf die mechanische Impedanz zu simulieren.

6.4.2 Fazit zu den Teilforschungsfragen 2.2 und 2.3

In den Teilkapiteln 6.2 und 6.3 wurden die Synthese und die dynamische Analyse eines translatorisch wirkenden physischen HAM betrachtet. Die der Hypothese 2 zugrundeliegenden Teilforschungsfragen lauten wie folgt:

TF 2.2 Wie kann ein einstellbares Hand-Arm Modell gestaltet sein, das die mechanische Impedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems nachbildet?

TF 2.3 Wie können statische und dynamische Anforderungen an das Hand-Arm-Modell gleichzeitig erfüllt werden?

Die Untersuchung dieser Teilforschungsfragen adressierte zwei Aspekte im Bereich der physischen Hand-Arm-Modellierung, erfolgte aber zusammen, da die entwickelten Lösungen zu TF 2.3 ebenso in der Synthese und der Analyse des HAM mittels einstellbarer Impedanzelemente berücksichtigt werden müssen.

Die Teilforschungsfragen lassen sich abschließend wie folgt beantworten:

TF 2.2: Aufbauend auf dem hergeleiteten mathematischen Modell zu TF 2.1 konnte mithilfe eines anpassbaren Steifigkeitselementes, eines anpassbaren Dämpfungselementes und einer anpassbaren Griffaufnahme ein Gesamtmodell synthetisiert werden. Das entwickelte HAM ermöglicht es, im Frequenzbereich von 10 bis 200 Hz im Betrag und zwischen 20 und 80 Hz auch in der Phase die MI des menschlichen HAS nachzubilden. Punktuelle Überschneidungen der MI des Modells mit derer des menschlichen HAS konnten bis ca. 400 Hz festgestellt werden. Das Ziel der vollständigen Abbildung der menschlichen MI im Bereich von 10 bis 500 Hz konnte somit nicht vollständig erreicht werden. Durch Verstellen der Steifigkeits- und Dämpfungsparameter ist es jedoch möglich, unterschiedliche Zustände des menschlichen HAS nachzubilden

Das ASE und ADE beeinflussen die MI unter 100 Hz, während die Griffaufnahme die MI über 100 Hz bestimmt. Das ASE basiert auf dem Prinzip antagonistisch vorgespannter Federn. Als ADE dient ein Rotationsdämpfer, der mittels Hebel auf eine translatorische Wirkung adaptiert wird. Die Griffaufnahme besteht aus zwei Halbschalen mit eingebrachter viskoelastischer Silikoneinlage zur Abbildung der Hand-Impedanz. Hierdurch ist es gelungen, die dynamische Masse bei hohen Frequenzen

zu reduzieren. Trotz mehrfacher Iteration konnte im Bereich von 200 bis 500 Hz keine Lösung zur Erhöhung der MI durch zusätzliche Dämpfung in der Griffaufnahme gefunden werden.

TF 2.3: Mithilfe eines Mechanismus, bestehend aus einer bistabilen Blattfederkonfiguration und einer linearen Schraubenfeder, ist es gelungen, aufbauend auf dem Stand der Forschung einen Konstantkraftmechanismus zu synthetisieren, der in der Lage ist, statische Kräfte im Bereich anwendungsüblicher Andruckkräfte zu erzeugen. Die dynamische Masse des HAM konnte hierdurch niedrig gehalten werden und im Bereich konstanter Kraft konnte eine Steifigkeit nahe null ermittelt werden. Erstmals wurde solch ein Mechanismus in Interaktion mit einem dynamisch wirkenden HAM untersucht. Dabei wurde festgestellt, dass das HAM mithilfe des Konstantkraftmechanismus die statischen und dynamischen Anforderungen erfüllen kann.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Ziel dieses Kapitels ist der Abschluss der vorliegenden Arbeit durch eine kurze Zusammenfassung der wesentlichen Aktivitäten, Ergebnisse und Erkenntnisse. Ausgehend hiervon wird ein Ausblick in die weitere Forschung an dem synthetisierten HAM gegeben.

7.1 Zusammenfassung

Ziel der vorliegenden Arbeit war die Entwicklung eines translatorisch wirkenden einstellbaren Hand-Arm-Modell (HAM) zur Abbildung der mechanischen Impedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems (HAS) für Anregungen entlang der Unterarmachse. Die Forschung an physischen HAM wurde aus zwei Richtungen motiviert: Zum einen dienen physische HAM dazu, die Streuung von Vibrationen in Vibrationsuntersuchungen handgehaltener Maschinen zu reduzieren, um so klarere Aussagen über das Systemverhalten zu erlangen. Zum anderen werden physische HAM in der Lebensdauererprobung zur Entlastung von Versuchspersonal im Hinblick auf Lärm-, Staub- und Vibrationsexposition eingesetzt. Das HAM soll eine Wirkungsäquivalenz bzgl. der Schwingungseigenschaften am Maschinengriff erzeugen. Die mechanische Wirkung des HAS hängt von einer Vielzahl von Faktoren ab und kann daher variieren, woraus der Bedarf an einstellbaren HAM abgeleitet wurde.

Das Gesamtziel dieser Arbeit wurde in zwei Teilziele unterteilt, zu denen entsprechende Hypothesen formuliert wurden.

Das **erste Teilziel** adressiert die Messung der Schwingungseigenschaften des menschlichen HAS in Form der mechanischen Impedanz. Die entsprechende Untersuchung baut auf drei im Stand der Forschung identifizierten Lücken auf. So fehlte Wissen zur MI des menschlichen HAS bei anwendungsnahen Greif- und Andruckkräften sowie für Überkopf-Armhaltungen. Die gemessene Impedanz diente als Zielgröße der späteren HAM-Entwicklung.

Das **zweite Teilziel** betrifft die eigentliche Entwicklung des einstellbaren HAM. Im Umfeld translatorisch wirkender HAM konnten keine Arbeiten zu einstellbaren HAM ermittelt werden. Das Ziel umfasste im Sinne einer Modularisierung die Trennung

des HAM in separate Module mit einstellbarer Steifigkeit und einstellbarer Dämpfung. Im Kontext angular wirkender HAM ist lediglich ein Modell mit separat einstellbarer Steifigkeit und Dämpfung bekannt, das jedoch nur im niederfrequenten Frequenzbereich validiert werden konnte.

Zur Erreichung des ersten Teilziels wurde im Rahmen einer Vibrationsstudie die mechanische Impedanz des HAS des Menschen bei Vibrationsanregung entlang der Unterarmachse ermittelt (vgl. Kapitel 5). Erstmals konnten anhand einer belastbaren Datenbasis die Impedanzwerte sowie die quantifizierten Effekte von Greifkraft, Andruckkraft und Überkopf-Armhaltung bestimmt werden. Es wurde festgestellt, dass die Effekte von der Anregungsfrequenz abhängen. Die untersuchten Armhaltungen beeinflussen die mechanische Impedanz nur geringfügig, wohingegen die Andruck- und die Greifkraft je nach Frequenz einen deutlichen Effekt auf die Impedanz haben. Der Einfluss der Greifkraft tritt besonders im Frequenzbereich ab ca. 150 Hz in den Vordergrund.

Zur Erreichung des zweiten Teilziels wurde über eine mathematische Vorbetrachtung zunächst eine Modellstruktur ermittelt (vgl. Kapitel 6), die eine Überführung in ein physisches Modell prinzipiell ermöglichte. Ein Modell mit drei Freiheitsgraden wurde als geeignet bewertet. Die Modellentwicklung erfolgte unter Berücksichtigung der Umsetzung des HAM mittels anpassbarer Impedanzelemente. Das physische HAM besteht aus einem anpassbaren Steifigkeitselement, einem anpassbaren Dämpfungselement, einem Konstantkraftmechanismus und einer viskoelastischen Griffaufnahme. Der Konstantkraftmechanismus dient der Abstützung statischer Kräfte, ohne die MI des Gesamtmodells wesentlich zu beeinflussen. Der Zweck der viskoelastischen Griffaufnahme ist die Abbildung der MI bei höheren Frequenzen, angelehnt an die dynamische Wirkung der Greifkraft auf die menschliche MI ab ca. 150 Hz. Die Entwicklung des physischen HAM erfolgte iterativ und durch Analyse der Entwicklungsgenerationen.

Das entwickelte HAM ist in der Lage, die mechanische Impedanz des menschlichen HAS in einigen Einstellungen im Frequenzbereich von 10 bis 200 Hz kontinuierlich nachzubilden. Der komplette einstellbare Bereich deckt Frequenzen bis 400 Hz ab. Durch den Konstantkraftmechanismus kann das HAM anwendungsnahe statische Kräfte aufnehmen, ohne dass dessen MI maßgeblich beeinflusst wird. Durch Erreichen der Teilziele und die Beantwortung der zugehörigen Forschungsfragen konnte das Gesamtziel dieser Arbeit somit erreicht werden.

7.2 **Ausblick**

Aufbauend auf den Untersuchungen und Ergebnissen dieser Arbeit lassen sich für weiterführende Forschungen folgende Themenbereiche festhalten:

1. Überführung der Ergebnisse und Erkenntnisse zur mechanischen Impedanz des Menschen in Normen
2. Open-Access-Datenbank zur menschlichen Hand-Arm-Impedanz
3. Übertrag der ermittelten Hand-Arm-Impedanz in numerische Modelle
4. Erforschung mehrdimensionaler physischer Hand-Arm-Modelle zur Abbildung der mechanischen Impedanz in mehreren Raumrichtungen
5. Erforschung von Hand-Modellen zur Abbildung der mechanischen Impedanz der menschlichen Hand
6. Analyse der Funktion des Hand-Arm-Modells in Anwendungsstudien
7. Erforschung dynamisch adaptiver Hand-Arm-Modelle zur Anpassung der Modellparameter während der Anwendung

Überführung der Ergebnisse und Erkenntnisse zur mechanischen Impedanz des Menschen in Normen

In der Entwicklung technischer Systeme, die mit dem HAS des Menschen wechselwirken, bedienen sich Entwicklerinnen und Entwickler aktuell geltender Normen. Die Norm ISO 10068:2012 dient der Definition der Impedanzwerte des menschlichen HAS sowie mehrerer mathematischer Modelle. Die Impedanzwerte sowie Modelle können in Simulationen und Berechnungen zur Abbildung der mechanischen Wirkung des Menschen genutzt werden. Durch die Untersuchungen in dieser Arbeit konnte gezeigt werden, dass mit dem Wertebereich der Impedanz und folglich auch den Modellen die Impedanz des Menschen in vielen Bereichen unterschätzt wird. Empfohlen wird daher die Überführung der Ergebnisse dieser Arbeit mit Bezug zur mechanischen Impedanz in ISO 10068:2012.

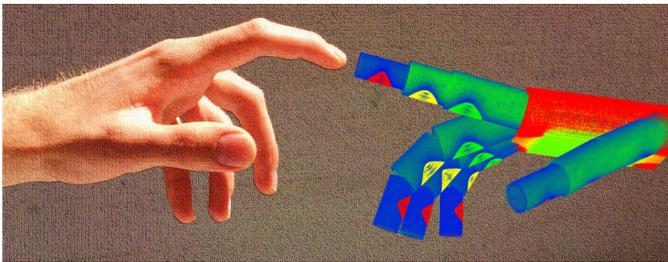
Open-Access-Datenbank zur menschlichen Hand-Arm-Impedanz

Die Normung macht die Impedanzwerte zwar industriell nutzbar, dient jedoch in erster Linie nicht dem wissenschaftlichen Verständnis. In der Recherche zu dieser Arbeit sowie beim Vergleich der erzielten Ergebnisse mit vergleichbaren Messungen aus aktueller Forschung wurde festgestellt, dass sich die berichteten Impedanzwerte unterscheiden. Besonders anhand des Standes der Forschung ist erkennbar, dass die Untersuchungen teils deutlich unterschiedliche Versuchsrandbedingungen, Stichprobengrößen und Darstellungsarten aufweisen. Ein direkter Vergleich der von unterschiedlichen Autorinnen und Autoren erhobenen Impedanzwerte ist

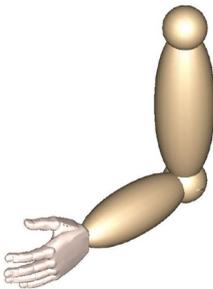
daher oft schwierig. Eine mögliche Ursache hierfür ist die hohe Anzahl an denkbaren Einflüssen auf die Impedanz, auch weit über den Rahmen dieser Arbeit hinaus. Eine erweiterbare, ständig wachsende Zusammenfassung der bisherigen und zukünftig gemessenen Impedanzkurven in einer Open-Access-Datenbank kann zu einem besseren Systemverständnis des Systems *Mensch* beitragen. Versuchsrandbedingungen könnten mit den Impedanzkurven verknüpft werden, womit der Vergleich unterschiedlicher Messungen vereinfacht würde. Durch den lebendigen Charakter dieser Datenbank wäre es auch möglich, Messmethoden ständig weiter zu verbessern und zu verfeinern.

Übertrag der ermittelten Hand-Arm-Impedanz in numerische Modelle

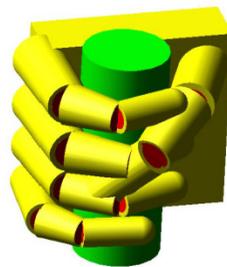
Ein weiterer wesentlicher Ausblick dieser Arbeit betrifft die Nutzarmachung der ermittelten Impedanzkurven in mathematischen und numerischen Modellen. Erste Grundlagen hierfür wurden in den co-betreuten Abschlussarbeiten von Gräber (2020), Gonzalez Tejero (2021) und Henzler (2022) erforscht (vgl. Abbildung 7.1).



Gonzalez Tejero (2021)



Gräber (2020)



Henzler (2022)

Abbildung 7.1: Dreidimensionale Hand-Arm- und Hand-Modelle zur Abbildung der mechanischen Impedanz des Menschen in Simulationen.

Der Fokus der genannten Arbeiten lag auf der Entwicklung eines dreidimensionalen numerischen HAM. Während Gräber die grundlegende Struktur des HAM implementierte, erforschten Gonzalez Tejero und Henzler die dreidimensionale, dynamische Modellierung der menschlichen Hand. Besonders die Modellierung der Hand auf Basis gemessener Impedanzen bietet die Möglichkeit weiterer Forschung

Erforschung mehrdimensionaler physischer Hand-Arm-Modelle zur Abbildung der mechanischen Impedanz in mehreren Raumrichtungen

Hieran anknüpfend besteht der Forschungsbereich der HAM für die Abbildung der MI in mehreren Raumrichtungen. Die Grundidee ist die Kopplung mehrerer einzelner Modelle für eine gleichzeitige Abbildung der mechanischen Impedanz in mehreren Anregungsrichtungen. Als Grundlage kann das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte HAM dienen. Über Langlöcher im Rahmengestell sowie durch die Drehentkopplung der Griffaufnahme ist eine Ankopplung des rotatorisch wirkenden einstellbaren HAM nach Mangold (2019) vorgesehen. Das Konzept (vgl. Abbildung 7.2) existiert als virtuelles Modell, wurde in der Praxis bisher jedoch nur in Grundzügen umgesetzt. Das rotatorische HAM wird auf der Oberseite des Rahmengestells montiert. Die Kopplung mit dem Bohrhämmer erfolgt über einen Stinger-Mechanismus. Über einen Hebelarm an der Drehentkopplung der Griffaufnahme wird die Drehbewegung in eine Axialbewegung der Stinger umgesetzt. Diese Stinger sind in axialer Richtung steif, sodass die Drehbewegung an einen entsprechenden Hebel am rotatorischen HAM gekoppelt wird. Lateral sind die Stinger vergleichsweise nachgiebig, sodass kaum Kraft übertragen wird. Translatorisch auftretende Kräfte werden ausschließlich vom hier synthetisierten HAM aufgenommen, während Drehmomente entlang der Längsachse des HAM an das rotatorische HAM abgeleitet werden.

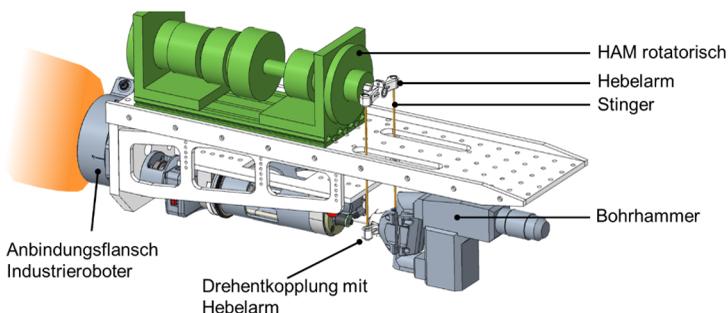


Abbildung 7.2: Konzept zur Ankopplung eines rotatorischen HAM an das hier entwickelte translatorische Hand-Arm-Modell.

Erforschung von Hand-Modellen zur Abbildung der mechanischen Impedanz der menschlichen Hand

Weiterer Forschungsbedarf besteht hinsichtlich der expliziten Forschung an Hand-Modellen. Im Rahmen dieser Arbeit wurden durch die synthetisierte Griffaufnahme bereits wesentliche Schritte zur Annäherung an die Hand-Impedanz unternommen. Allerdings bedarf es hier weiterer Forschung und der Implementierung von Strukturen, die die Finger und die Handflächen in ihren statischen und dynamischen Eigenschaften in einer besseren Güte nachbilden können. Die implementierte Struktur muss, entsprechend der Diskussion in Kapitel 6.3.2.2, eine wesentlich höhere Dämpfung aufweisen als das bisher verwendete Material. Mithilfe einer geeigneten Struktur ist eine Modellgültigkeit für HAM über den vollen Frequenzbereich von 10 bis 500 Hz denkbar.

Analyse der Funktion des Hand-Arm-Modells in Anwendungsstudien

Zur weiteren Validierung des HAM ist eine Untersuchung innerhalb einer Power-Tool-Anwendung zielführend. Hierzu ist das entwickelte HAM mithilfe des Rahmengestells als Endeffektor an einen Industrieroboter zu koppeln. Dies konnte im Rahmen dieser Arbeit nicht durchgeführt werden, da neben der bisher etablierten und verwendeten Kraftregelung auch der Betriebspunkt des Konstantkraftmechanismus in der Mittellage des Kraftplateaus berücksichtigt werden muss. Liegt der Konstantkraftmechanismus nicht in Mittellage, kann nicht garantiert werden, dass das HAM durch die Steifigkeit vor oder nach dem Kraftplateau verstimmt wird. Das HAM muss hierzu mit geeigneter Sensorik zur Detektion der mittleren Achslage des KKM ausgestattet werden. Die bisherige Regelung ist demnach um eine Wegregelung oder eine Überwachung zu erweitern.

Erforschung dynamisch adaptiver Hand-Arm-Modelle zur Anpassung der Modellparameter während der Anwendung

Als Umsetzung eines adaptiven HAM kann die Implementierung von Sensorik und Aktorik zur aktiven Verstellung des HAM verstanden werden. Im Kontext von Vibrations- oder Verschleißuntersuchungen wäre so ein vollautomatisierter Versuchsablauf denkbar. Weiterhin ist auch die Abbildung zeitlich varianter Effekte der menschlichen Hand-Arm-Impedanz möglich. In empirischen Versuchen könnten mittels eines dynamisch adaptiven HAM bspw. auch Änderungen der Greif- oder Andruckkraft (bspw. durch Ermüdung) über die Zeit abgebildet werden. Hierdurch ergeben sich Möglichkeiten zur Untersuchung handgehaltener Maschinen sowie zur Standardisierung von Tests handgehaltener Maschinen in Form von vorgegebenen Lastkollektiven und Belastungsverläufen.

Literaturverzeichnis

- Aatola, S. (1989). Transmission of vibration to the wrist and comparison of frequency response function estimators. *Journal of Sound and Vibration*, 131(3), 497–507. [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(89\)91009-2](https://doi.org/10.1016/0022-460X(89)91009-2)
- Abrams, C. F., Jr & Suggs, C. W. (1977). Development of a simulator for use in the measurement of chain saw vibration. *Applied Ergonomics*, 8(3), 130–134. [https://doi.org/10.1016/0003-6870\(77\)90001-1](https://doi.org/10.1016/0003-6870(77)90001-1)
- Adewusi, S., Rakheja, S. & Marcotte, P. (2012). Biomechanical models of the human hand-arm to simulate distributed biodynamic responses for different postures. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 42(2), 249–260. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2012.01.005>
- Adewusi, S., Rakheja, S., Marcotte, P. & Boutin, J. (2010). Vibration transmissibility characteristics of the human hand–arm system under different postures, hand forces and excitation levels. *Journal of Sound and Vibration*, 329(14), 2953–2971. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2010.02.001>
- Adewusi, S., Thomas, M., Vu, V. H. & Li, W. (2014). Modal parameters of the human hand-arm using finite element and operational modal analysis. *Mechanics & Industry*, 15(6), 541–549. <https://doi.org/10.1051/meca/2014060>
- Aldien, Y., Marcotte, P., Rakheja, S. & Boileau, P.-É. (2006a). Influence of hand forces and handle size on power absorption of the human hand–arm exposed to zh-axis vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 290(3-5), 1015–1039. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2005.05.005>
- Aldien, Y., Marcotte, P., Rakheja, S. & Boileau, P.-É. (2006b). Influence of hand–arm posture on biodynamic response of the human hand–arm exposed to zh-axis vibration. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 36(1), 45–59. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2005.07.001>
- Aldien, Y., Marcotte, P., Rakheja, S. & Boileau, P.-É. (2005). Mechanical impedance and absorbed power of hand-arm under x(h)-axis vibration and role of hand forces and posture. *Industrial Health*, 43(3), 495–508. <https://doi.org/10.2486/indhealth.43.495>
- Arens, T., Hettlich, F., Karpfinger, C., Kockelkorn, U., Lichtenegger, K. & Stachel, H. (2012). *Mathematik* (2. Auflage). Heidelberg: Spektrum Akademischer Verlag.
- AZoM.com. (o. D.). *Properties: Silicone Rubber*. Zugriff am 15.04.2022. Verfügbar unter: <https://www.azom.com/properties.aspx?ArticleID=920>

- Battermann, W. & Köhler, R. (1982). *Elastomere Federung, elastische Lagerungen. Grundlagen ingenieurmäßiger Berechnung und Konstruktion*. Berlin, München: Verlag von Wilhelm Ernst & Sohn.
- Besa, A. J., Valero, F. J., Suñer, J. L. & Carballeira, J. (2007). Characterisation of the mechanical impedance of the human hand–arm system: The influence of vibration direction, hand–arm posture and muscle tension. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 37(3), 225–231. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2006.10.019>
- Blees, C. (2011). *Eine Methode zur Entwicklung modularer Produktfamilien* (Hamburger Schriftenreihe Produktentwicklung und Konstruktionstechnik, Bd. 3, 1. Aufl.). TU Hamburg-Harburg, Institut für Produktentwicklung und Konstruktionstechnik, Dissertation, 2011. Hamburg: TuTech Verlag.
- Bschorer, S. (2018). *Technische Strömungslehre. Lehr- und Übungsbuch* (11. Aufl.). Wiesbaden: Springer Vieweg. <https://doi.org/10.1007/978-3-658-20037-4>
- Burström, L. (1990). Measurements of the impedance of the hand and arm. *International Archives of Occupational and Environmental Health*, 62, 431–439. <https://doi.org/10.1007/BF00379059>
- Burström, L. (1997). The influence of biodynamic factors on the mechanical impedance of the hand and arm. *International Archives of Occupational and Environmental Health*, 69, 437–446. <https://doi.org/10.1007/s004200050172>
- Byström, B.-O., Nilsson, A. & Olsson E. (1982). Development of artificial hands for use in chain saw vibration measurement. *Journal of Sound and Vibration*, 82(1), 111–117. [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(82\)90546-6](https://doi.org/10.1016/0022-460X(82)90546-6)
- Chen, Y.-H. & Lan, C.-C. (2012). An Adjustable Constant-Force Mechanism for Adaptive End-Effector Operations. *Journal of Mechanical Design*, 134(3). <https://doi.org/10.1115/1.4005865>
- Choi, J., Hong, S., Lee, W., Kang, S. & Kim, M. (2011). A Robot Joint With Variable Stiffness Using Leaf Springs. *IEEE Transactions on Robotics*, 27(2), 229–238. <https://doi.org/10.1109/TRO.2010.2100450>
- Clauser, C. E., McConville, J. T. & Young, J. W. (1969). *Weight, Volume, and Center of Mass of Segments of the Human Body*. Springfield, Virginia, USA: National Technical Information Service, U. S. Department of Commerce.
- Cohen, J. (1992). A power primer. *Psychological Bulletin*, 112(1), 155–159. <https://doi.org/10.1037/0033-2909.112.1.155>
- Concettoni, E. & Griffin, M. J. (2009). The apparent mass and mechanical impedance of the hand and the transmission of vibration to the fingers, hand, and arm. *Journal of Sound and Vibration*, 325(3), 664–678. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2009.03.033>

- Cronjäger, L., Jahn, R. & Riederer, H. (1984). *Entwicklung eines Versuchsstandes zur reproduzierbaren Messung der Vibration schlagender handgeführter Maschinen* (Forschungsberichte des Landes Nordrhein-Westfalen, Fachgruppe Maschinenbau / Verfahrenstechnik, Bd. 3185). Opladen: Westdeutscher Verlag GmbH. <https://doi.org/10.1007/978-3-322-87723-9>
- Czichos, H. (2015). Technik und Tribologie. In H. Czichos & K.-H. Habig (Hrsg.), *Tribologie-Handbuch. Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik* (4., vollst. überarb. u. erw. Aufl., S. 3–12). Wiesbaden: Springer Vieweg.
- Dempsey, P. G., McGorry, R. R., Cotnam, J. & Braun, T. W. (2000). Ergonomics investigation of retail ice cream operations. *Applied Ergonomics*, 31(2), 121–130. [https://doi.org/10.1016/S0003-6870\(99\)00043-5](https://doi.org/10.1016/S0003-6870(99)00043-5)
- DIN, 33411-1:1982 (1982). *Körperkräfte des Menschen - Begriffe, Zusammenhänge, Bestimmungsgrößen*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- DIN, 1311-1:2000 (2000). *Schwingungen und schwingungsfähige Systeme - Teil 1: Grundbegriffe, Einteilung*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- DIN EN ISO, 5349-1:2001 (2001). *Mechanische Schwingungen - Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen; Teil 1: Allgemeine Anforderungen (ISO 5349-1:2001) Deutsche Fassung EN ISO 5349-1:2001*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- DIN CEN/TR, 15350:2013 (2013). *Mechanische Schwingungen - Anleitung zur Beurteilung der Belastung durch Hand-Arm-Schwingungen aus Angaben zu den benutzten Maschinen einschließlich Angaben von den Maschinenherstellern*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- DIN, 45679:2013 (2013). *Mechanische Schwingungen - Messung und Bewertung der Ankopplungskräfte zur Beurteilung der Schwingungsbelastung des Hand-Arm-Systems*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- DIN EN, 10270-1:2017 (2017). *Stahldraht für Federn - Teil 1: Patentiert gezogener unlegierter Federstahldraht; Deutsche Fassung EN 10270-1:2011+A1:2017*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- DIN EN ISO, 7250-1:2017 (.2017). *Wesentliche Maße des menschlichen Körpers für die technische Gestaltung - Teil 1: Körpermaßdefinitionen und -messpunkte (ISO 7250-1:2017); Deutsche Fassung EN ISO 7250-1:2017*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- DIN EN ISO, 10819:2019 (2019). *Mechanische Schwingungen und Stöße - Hand-Arm-Schwingungen - Messung und Bewertung der Schwingungsübertragung von Handschuhen in der Handfläche (ISO 10819:2013 + Amd.1:2019); Deutsche Fassung EN ISO 10819:2013 + A1:2019*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- Dong, R. G., Dong, J. H., Wu, J. Z. & Rakheja, S. (2007). Modeling of biodynamic responses distributed at the fingers and the palm of the human hand-arm system. *Journal of Biomechanics*, 40(10), 2335–2340. <https://doi.org/10.1016/j.jbiomech.2006.10.031>

- Dong, R. G., Rakheja, S., Schopper, A. W., Han, B. & Smutz, W. P. (2001). Hand-Transmitted Vibration and Biodynamic Response of the Human Hand-Arm: A Critical Review. *Critical Reviews in Biomedical Engineering*, 29(4), 393–439. <https://doi.org/10.1615/critrevbiomedeng.v29.i4.20>
- Dong, R. G., Schopper, A. W., McDowell, T. W., Welcome, D. E., Wu, J. Z., Smutz, W. P. et al. (2004). Vibration energy absorption (VEA) in human fingers-hand-arm system. *Medical Engineering & Physics*, 26(6), 483–492. <https://doi.org/10.1016/j.medengphy.2004.02.003>
- Dong, R. G., Welcome, D. E., McDowell, T. W. & Wu, J. Z. (2006). Measurement of biodynamic response of human hand–arm system. *Journal of Sound and Vibration*, 294(4-5), 807–827. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2005.12.047>
- Dong, R. G., Welcome, D. E., McDowell, T. W. & Wu, J. Z. (2013). Modeling of the biodynamic responses distributed at the fingers and palm of the hand in three orthogonal directions. *Journal of Sound and Vibration*, 332(4), 1125–1140. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2012.10.003>
- Dong, R. G., Welcome, D. E., Xu, X. S., Warren, C., McDowell, T. W., Wu, J. Z. et al. (2012). Mechanical impedances distributed at the fingers and palm of the human hand in three orthogonal directions. *Journal of Sound and Vibration*, 331(5), 1191–1206. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2011.10.015>
- Dong, R. G., Wu, J. Z., McDowell, T. W., Welcome, D. E. & Schopper, A. W. (2005). Distribution of mechanical impedance at the fingers and the palm of the human hand. *Journal of Biomechanics*, 38(5), 1165–1175. <https://doi.org/10.1016/j.jbiomech.2004.05.021>
- Dudenredaktion. (o.D.a). "antagonistisch" auf Duden online. Zugriff am 29.05.2022. Verfügbar unter: <https://www.duden.de/node/14915/revision/548857>
- Dudenredaktion. (o.D.b). "haptisch" auf Duden online. Zugriff am 11.03.2022. Verfügbar unter: <https://www.duden.de/node/143181/revision/627754>
- Dudenredaktion. (o.D.c). "Rheologie" auf Duden online. Zugriff am 11.03.2022. Verfügbar unter: <https://www.duden.de/node/121777/revision/542022>
- Dunning, A. G., Tolou, N., Pluimers, P. P., Kluit, L. F. & Herder, J. L. (2012). Bistable Compliant Mechanisms: Corrected Finite Element Modeling for Stiffness Tuning and Preloading Incorporation. *Journal of Mechanical Design*, 134(8). <https://doi.org/10.1115/1.4006961>
- Fattorini, L., Tirabasso, A., Lunghi, A., Di Giovanni, R., Sacco, F. & Marchetti, E. (2016). Muscular forearm activation in hand-grip tasks with superimposition of mechanical vibrations. *Journal of Electromyography and Kinesiology*, 26, 143–148. <https://doi.org/10.1016/j.jelekin.2015.10.015>
- Fattorini, L., Tirabasso, A., Lunghi, A., Di Giovanni, R., Sacco, F. & Marchetti, E. (2017). Muscular synchronization and hand-arm fatigue. *International Journal*

- of *Industrial Ergonomics*, 62, 13–16. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2016.07.009>
- Forte, P. (2017). Identification of the hand-arm system mechanical impedance by simultaneous measurement of grip, transmitted force and acceleration with an adaptable instrumented handle. *Cogent Engineering*, 4(1), 1291778. <https://doi.org/10.1080/23311916.2017.1291778>
- Griffin, M. J. (1990). *Handbook of human vibration* (1st ed.). London: Academic Press Limited. <https://doi.org/10.1016/C2009-0-02730-5>
- Gurram, R., Rakheja, S. & Gouw, G. J. (1995). Mechanical impedance of the human hand-arm system subject to sinusoidal and stochastic excitations. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 16(2), 135–145. [https://doi.org/10.1016/0169-8141\(94\)00092-H](https://doi.org/10.1016/0169-8141(94)00092-H)
- Gwosch, T. (2019). Antriebsstrangprüfstände zur Ableitung von Konstruktionszielgrößen in der Produktentwicklung handgehaltener Power-Tools. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden, Prozesse* (Bd. 117). Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT). <https://doi.org/10.5445/IR/1000096256>
- Hamouda, K., Rakheja, S., Marcotte, P. & Dewangan, K. N. (2017). Fingers vibration transmission performance of vibration reducing gloves. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 62, 55–69. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2016.11.012>
- Hansson, J.-E. & Kihlberg, S. (1983). A test rig for the measurement of vibration in hand-held power tools. *Applied Ergonomics*, 14(1), 11–18. [https://doi.org/10.1016/0003-6870\(83\)90214-4](https://doi.org/10.1016/0003-6870(83)90214-4)
- Hao, G., Mullins, J. & Cronin, K. (2017). Simplified modelling and development of a bi-directionally adjustable constant-force compliant gripper. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 231(11), 2110–2123. <https://doi.org/10.1177/0954406216628557>
- Hart, S. G. & Staveland, L. E. (1988). Development of NASA-TLX (Task Load Index): Results of Empirical and Theoretical Research. In P. A. Hancock & N. Meshkati (Hrsg.), *Human mental workload* (Advances in Psychology, Bd. 52, S. 139–183). Amsterdam: North-Holland. [https://doi.org/10.1016/S0166-4115\(08\)62386-9](https://doi.org/10.1016/S0166-4115(08)62386-9)
- Hauptverband der Gewerblichen Berufsgenossenschaften (Hrsg.). (2007). *BGIA-Report 2/2007* (BGIA-Report, 2007,2, 1. Aufl.). Sankt Augustin: HVBG. Verfügbar unter: http://www.dguv.de/meldien/ifa/de/pub/rep/pdf/rep07/biar0207/rep2_07.pdf
- Heyden, E., Lindenmann, A., Matthiesen, S. & Krause, D. (2021). Approach for Calibrated Measurement of the Frequency Response for Characterization of

- Compliant Interface Elements on Vibration Test Benches. *Applied Sciences*, 11(20), 9604. <https://doi.org/10.3390/app11209604>
- Hibbeler, R. C. (2010). *Technische Mechanik 2 Festigkeitslehre* (mb - Maschinenbau, Bd. 2, 5., überarb. und erw. Aufl., 1. dt. Ausg. der 5. engl. Aufl., Nachdr.). München: Pearson Studium.
- Hoagg, J. B., Lacy, S. L., Babuska, V. & Bernstein, D. S. (2006). Sequential multi-sine excitation signals for system identification of large space structures. In *2006 American Control Conference* (418-423). Minneapolis, MN, USA.
- ISO, 10068:2012. *Mechanical vibration and shock - Mechanical impedance of the human hand-arm system at the driving point*. Genf, Schweiz: ISO copyright office.
- Jafari, A., Tsaarakis, N. G., Vanderborght, B. & Caldwell, D. G. (2010). A Novel Actuator with Adjustable Stiffness (AwAS). In IEEE (Hrsg.), *The 2010 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems* (S. 4201–4206). Taipei, Taiwan.
- Jahn, R. (1985). *Einflussgrößen auf die Beschleunigungen elektropneumatischer Bohrhämmer*. Dissertation. Universität Dortmund.
- Kalra, M., Rakheja, S., Marcotte, P., Dewangan, K. N. & Adewusi, S. (2015a). Feasibility analysis of low-cost flexible resistive sensors for measurements of driving point mechanical impedance of the hand-arm system. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 49, 44–52. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2015.05.007>
- Kalra, M., Rakheja, S., Marcotte, P., Dewangan, K. N. & Adewusi, S. (2015b). Measurement of coupling forces at the power tool handle-hand interface. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 50, 105–120. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2015.09.013>
- Kaulbars, U. (2006). *Schwingungen fest im Griff. Neues System zur Messung von Ankopplungskräften* (47 Aufl.) (Technische Überwachung, Hrsg.) (6). Düsseldorf. Zugriff am 08.04.2020. Verfügbar unter: https://www.dguv.de/medien/ifa/de/pub/grl/pdf/2006_081.pdf
- Kaulbars, U. & Lemerle, P. (2007). Messung der Ankopplungskräfte zur Beurteilung der Hand-Arm-Schwingungen – Weiterentwicklung eines Messsystems. In *Humanschwingungen: Auswirkungen auf Gesundheit - Leistung - Komfort* ;, (VDI-Berichte, Bd. 2002, 99–111). Düsseldorf: VDI Verlag GmbH.
- Kepler, V. (o.D.). *Hand Arm Controller: Biotion Solutions*. Zugriff am 09.03.2022. Verfügbar unter: <https://www.biotion-solutions.de/products/handarmsystem/>
- Kepler, V. (2003). *Biomechanische Modellbildung zur Simulation zweier Mensch-Maschinen-Schnittstellen*. Dissertation. Universität Tübingen.

- Kern, T. A. (2009). Nutzermodellbildung. In T. A. Kern (Hrsg.), *Entwicklung Haptischer Geräte - Ein Einstieg für Ingenieure* (Springer Link Bücher, S. 65–95). Berlin, Heidelberg: Springer Verlag.
- Khanicheh, A., Mintzopoulos, D., Weinberg, B., Tzika, A. A. & Mavroidis, C. (2008). Evaluation of Electrorheological Fluid Dampers for Applications at 3-T MRI Environment. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 13(3), 286–294. <https://doi.org/10.1109/TMECH.2008.924043>
- Kinetrol Ltd. (o.D.). *Model KD Dashpot*. Zugriff am 10.03.2022. Verfügbar unter: <https://www.kinetrol.com/product/model-kd/>
- Kinne, J. & Latzel, K. (1999). *Schwingungstechnische Modelle der Hand-Arm-Systeme für die Verwendung in Prüfständen von Handmaschinen* (Schriftenreihe der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin Forschung, Bd. 864). Bremerhaven: Wirtschaftsverl. NW. Verlag für Neue Wissenschaft GmbH.
- Kinne, J., Latzel, K., Melzig-Thiel, R. & Schatte, M. (2011). *Schwingungstechnische Modellierung der beiden Hand-Arm-Systeme von Bedienpersonen für die Anwendung bei der Prüfung von Handmaschinen - Zweihand-Impedanzen -* (Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin, Hrsg.). Dortmund.
- Kinne, J. & Melzig-Thiel, R. (1992). Mechanical Models of the Hand-arm System for Testing Hand-held Tools. In HVBG Hauptverband der gewerblichen Berufsgenossenschaften & Berufsgenossenschaftliches Institut für Arbeitssicherheit - BIA (Hrsg.), *6th International Conference on Hand-Arm Vibration* (Schriftenreihe des Hauptverbandes der gewerblichen Berufsgenossenschaften e.V., S. 577–582). Bonn.
- Krajnak, K. (2018). Health effects associated with occupational exposure to hand-arm or whole body vibration. *Journal of Toxicology and Environmental Health. Part B, Critical Reviews*, 21(5), 320–334. <https://doi.org/10.1080/10937404.2018.1557576>
- Krause, D. & Gebhardt, N. (2018). *Methodische Entwicklung modularer Produktfamilien. Hohe Produktvielfalt beherrschbar entwickeln*. Berlin: Springer Vieweg. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-53040-5>
- Lalo, D. F. & Greco, M. (2017). Rubber bushing hyperelastic behavior based on shore hardness and uniaxial extension. In *Proceedings of the 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering*. Curitiba, Brasilien.
- Lan, C.-C., Wang, J.-H. & Chen, Y.-H. (2010). A Compliant Constant-Force Mechanism for Adaptive Robot End-Effector Operations. In IEEE (Hrsg.), *IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA), 2010* (S. 2131–2136). Anchorage, AK, USA. <https://doi.org/10.1109/ROBOT.2010.5509928>
- Li, J., Jin, D., Zhang, X., Zhang, J. & Gruver, W. A. (1995). An electrorheological fluid damper for robots. In IEEE (Hrsg.), *Proceedings of 1995 IEEE International Conference on Robotics and Automation* (S. 2631–2636). Nagoya, Japan. <https://doi.org/10.1109/ROBOT.1995.525654>

- Lindenmann, A., Heyden, E., Mas, V., Krause, D. & Matthiesen, S. (2022b). Influence of friction bearings on the frequency response of a variable stiffness mechanism. *Mechanism and Machine Theory*, 168, 104588. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104588>
- Lindenmann, A., Heyden, E., Matthiesen, S. & Krause, D. (2019). Adjustable Impedance Elements for Testing and Validation of Aircraft Components and Hand-Held Power Tools. In H. Binz, B. Bertsche, W. Bauer, O. Riedel, D. Spath & D. Roth (Hrsg.), *Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung SSP 2019* (S. 63–72). Stuttgart: Universität Stuttgart. <https://doi.org/10.18419/OPUS-10394>
- Lindenmann, A. & Matthiesen, S. (2023). *Mechanische Impedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems für eine Anregung entlang der Unterarmachse bei unterschiedlichen Greif- und Andruckkräften* (Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Hrsg.). <https://doi.org/10.5445/IR/1000157219>
- Lindenmann, A., Schröder, T., Germann, R., Gwosch, T. & Matthiesen, S. (2022a). Effect of high level grip-and push force and elevated arm posture on the zh-axis hand-arm impedances. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 92, 103375. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2022.103375>
- Lindenmann, A., Uhl, M., Gwosch, T. & Matthiesen, S. (2021). The influence of human interaction on the vibration of hand-held human-machine systems - The effect of body posture, feed force, and gripping forces on the vibration of hammer drills. *Applied Ergonomics*, 95, 103430. <https://doi.org/10.1016/j.apergo.2021.103430>
- Liu, Y., Liu, X., Yuan, Z. & Liu, J. (2019). Design and analysis of spring parallel variable stiffness actuator based on antagonistic principle. *Mechanism and Machine Theory*, 140, 44–58. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2019.05.016>
- Liu, Y., Yu, D. & Yao, J. (2016). Design of an adjustable cam based constant force mechanism. *Mechanism and Machine Theory*, 103, 85–97. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.04.014>
- Mangold, S. (2019). Erfassung heterogener passiver Anwendereigenschaften und deren Abbildung in einem einstellbaren Hand-Arm Modell am Beispiel eines Impulsschraubers. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden, Prozesse* (Bd. 125). Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT). <https://doi.org/10.5445/IR/1000118163>
- Marcotte, P., Aldien, Y., Boileau, P.-É., Rakheja, S. & Boutin, J. (2005). Effect of handle size and hand-handle contact force on the biodynamic response of the hand-arm system under zh-axis vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 283(3-5), 1071–1091. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2004.06.007>

- Marcotte, P., Boutin, J. & Jasinski, J. (2010). Development of a hand–arm mechanical analogue for evaluating chipping hammer vibration emission values. *Journal of Sound and Vibration*, 329(10), 1968–1980.
<https://doi.org/10.1016/j.jsv.2009.10.042>
- Martin, B. J. & Park, H.-S. (1997). Analysis of the tonic vibration reflex: influence of vibration variables on motor unit synchronization and fatigue. *European Journal of Applied Physiology and Occupational Physiology*, 75, 504–511.
<https://doi.org/10.1007/s004210050196>
- The MathWorks Inc. (o. D.). *Find minimum of constrained nonlinear multivariable function - MATLAB fmincon*. Zugriff am 15.06.2022. Verfügbar unter:
<https://www.mathworks.com/help/optim/ug/fmincon.html>
- Matthiesen, S. (2021). Gestaltung – Prozess und Methoden. In B. Bender & K. Gericke (Hrsg.), *Pahl/Beitz Konstruktionslehre. Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung* (S. 397–465). Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg.
https://doi.org/10.1007/978-3-662-57303-7_13
- Matthiesen, S., Germann, R. & Mangold, S. (2015). A Method to Design a Hand-Arm Model with Translational and Rotational Degrees of Freedom for High Accelerated Applications. A Case Study with Hand Held Power Tools. In Beijing University Health Science Center (Hrsg.), *Thirteenth International Conference on Hand-Arm Vibration* (S. 79–80). Peking, China.
- Matthiesen, S., Lindenmann, A. & Bruchmüller, T. (2018). Anforderungen an ein Messsystem zur Ermittlung der Rotationsimpedanz von Hand-Arm Systemen. In VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.), *Humanschwingungen 2018* (VDI-Berichte, Bd. 2322, 1. Auflage, S. 91–106). Düsseldorf: VDI Verlag GmbH.
- Matthiesen, S., Mangold, S. & Bruchmüller, T. (2018). The influence of varying passive user interactions on power tools in the context of product development. *Forschung im Ingenieurwesen*, 82, 157–168. <https://doi.org/10.1007/s10010-018-0269-x>
- Matthiesen, S., Mangold, S. & Schäfer, T. (2012). Modellierung und Simulation des Hand-Arm-Systems bei stoßartiger Anregung. In D. Krause, K. Paetzold & S. Wartzack (Hrsg.), *Design for X – Beiträge zum 23. DfX-Symposium Oktober 2012* (S. 113–124). Hamburg: TuTech Verlag.
- Matthiesen, S., Mangold, S. & Zumstein, T. (2016). Ein anpassbares Hand-Arm Modell mit rotatorischem Freiheitsgrad zur Validierung handgehaltener Geräte. In VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.), *Humanschwingungen 2016* (VDI-Berichte, Bd. 2277, 1. Auflage, S. 95–109). Düsseldorf: VDI Verlag.
- McGorry, R. W. (2001). A system for the measurement of grip forces and applied moments during hand tool use. *Applied Ergonomics*, 32(3), 271–279.
[https://doi.org/10.1016/S0003-6870\(00\)00062-4](https://doi.org/10.1016/S0003-6870(00)00062-4)

- Mishoe, J. W. & Suggs, C. W. (1977). Hand-arm vibration part II: Vibrational responses of the human hand. *Journal of Sound and Vibration*, 53(4), 545–558. [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(77\)90524-7](https://doi.org/10.1016/0022-460X(77)90524-7)
- Nasdala, L. (2012). *FEM-Formelsammlung Statik und Dynamik. Hintergrundinformationen, Tipps und Tricks* (2., aktualisierte Auflage). Wiesbaden: Springer Vieweg. <https://doi.org/10.1007/978-3-8348-2260-4>
- National Aeronautics and Space Administration (National Aeronautics and Space Administration, Hrsg.). (o. D.). *NASA TLX. Task Load Index*. Zugriff am 28.10.2021. Verfügbar unter: <https://humansystems.arc.nasa.gov/groups/TLX/index.php>
- National Library of Medicine. (o. D.). *The National Library of Medicine's Visible Human Project*. Zugriff am 05.06.2022. Verfügbar unter: https://www.nlm.nih.gov/research/visible/visible_human.html
- Otis, J. C., Warren, R. F., Backus, S. I., Santner, T. J. & Mabrey, J. D. (1990). Torque production in the shoulder of the normal young adult male. The interaction of function, dominance, joint angle, and angular velocity. *The American Journal of Sports Medicine*, 18(2), 119–123. <https://doi.org/10.1177/036354659001800201>
- Pérez-Díaz, J. L., Valiente-Blanco, I. & Cristache, C. (2016). Z-Damper: A New Paradigm for Attenuation of Vibrations. *Machines*, 4(2). <https://doi.org/10.3390/machines4020012>
- Pham, H.-T. & Wang, D.-A. (2011). A constant-force bistable mechanism for force regulation and overload protection. *Mechanism and Machine Theory*, 46(7), 899–909. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2011.02.008>
- Pyykkö, I., Färkkilä, M., Toivanen, J., Korhonen, O. & Hyvärinen, J. (1976). Transmission of vibration in the hand-arm system with special reference to changes in compression force and acceleration. *Scandinavian Journal of Work, Environment & Health*, 2(2), 87–95. <https://doi.org/10.5271/sjweh.2820>
- Rakheja, S., Wu, J. Z., Dong, R. G., Schopper, A. W. & Boileau, P.-É. (2002). A comparison of biodynamic models of the human hand-arm system for applications to hand-held power tools. *Journal of Sound and Vibration*, 249(1), 55–82. <https://doi.org/10.1006/jsvi.2001.3831>
- Rempel, D., Barr, A. & Antonucci, A. (2017). A new test bench system for hammer drills: Validation for handle vibration. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 62, 17–20. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2016.08.001>
- Reynolds, D. D. & Soedel, W. (1972). Dynamic response of the hand-arm system to a sinusoidal input. *Journal of Sound and Vibration*, 21(3), 339–353. [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(72\)90818-8](https://doi.org/10.1016/0022-460X(72)90818-8)
- Reynolds, D. D. & Wilson, F. L. (1983). Mechanical test stand for the measurement of the vibration levels of chain saws during cutting operations. *Journal of*

- Sound and Vibration*, 88(1), 65–84. [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(83\)90679-X](https://doi.org/10.1016/0022-460X(83)90679-X)
- Ritzmann, R., Kramer, A., Gruber, M., Gollhofer, A. & Taube, W. (2010). EMG activity during whole body vibration: motion artifacts or stretch reflexes? *European Journal of Applied Physiology*, 110(1), 143–151. <https://doi.org/10.1007/s00421-010-1483-x>
- Rodriguez, E., Paredes, M. & Sartor, M. (2006). Analytical Behavior Law for a Constant Pitch Conical Compression Spring. *Journal of Mechanical Design*, 128(6), 1352–1356. <https://doi.org/10.1115/1.2338580>
- Salvador, F. (2007). Toward a Product System Modularity Construct: Literature Review and Reconceptualization. *IEEE Transactions on Engineering Management*, 54(2), 219–240. <https://doi.org/10.1109/TEM.2007.893996>
- Schenk, T. & Knoll, P. (1998). *Untersuchungen zur Anwendbarkeit von Prüfstandsmessungen an handgehaltenen motorisch angetriebenen Geräten zur Beurteilung von Schwingungsbelastungen* (Schriftenreihe der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin Forschung, Bd. 795). Bremerhaven: Wirtschaftsverl. NW. Verlag für Neue Wissenschaft GmbH.
- Schröder, T., Lindenmann, A., Hehmann, S., Uhl, M., Gwosch, T. & Matthiesen, S. (2020). A Method of Determining the Separation Plane of a Knob-Shaped Measuring Handle for the Measurement of Hand-Arm-Impedances. In VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.), *Humanschwingungen 2020* (VDI-Berichte, Bd. 2370, 1. Auflage, S. 131–140). Düsseldorf: VDI Verlag GmbH. <https://doi.org/10.51202/9783181023709-131>
- Schröder, T., Lindenmann, A., Hehmann, S., Wettstein, A., Germann, R., Gwosch, T. et al. (2022). Use of data-driven design for the development of knob-shaped handles in the context of impedance measurements. *Applied Ergonomics*, 98, 103575. <https://doi.org/10.1016/j.apergo.2021.103575>
- Schroeder, M. (1970). Synthesis of low-peak-factor signals and binary sequences with low autocorrelation. *IEEE Transactions on Information Theory*, 16(1), 85–89. <https://doi.org/10.1109/TIT.1970.1054411>
- Seki, H., Kamiya, Y. & Hikizu, M. (2012). Planar Manipulator with Mechanically Adjustable Joint Compliance. *International Journal of Automation Technology*, 6(1), 46–52. <https://doi.org/10.20965/ijat.2012.p0046>
- Shao, Y., Zhang, W. & Ding, X. (2021). Configuration synthesis of variable stiffness mechanisms based on guide-bar mechanisms with length-adjustable links. *Mechanism and Machine Theory*, 156, 104153. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2020.104153>
- Stücheli, M. (2016). *On the Design of Compact Adjustable Impedance Elements*. Dissertation. Eidgenössische Technische Hochschule, Zürich, Schweiz. <https://doi.org/10.3929/ETHZ-A-010800363>

- Sturm, C., Lindenmann, A., Gwosch, T. & Matthiesen, S. (2021). An adjustable bearing seat stiffness element for targeted vibration influencing. In T. Dare (Hrsg.), *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, InterNoise21*, pages 1-965 (S. 757–766). Washington, D.C., USA: Institute of Noise Control Engineering of the USA. <https://doi.org/10.3397/IN-2021-1642>
- Uhl, M. (2022). Analyse des Einflusses von Querkräften beim Hammerbohren auf die Arbeitsproduktivität und die Schwingungseinwirkung auf den Menschen. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden, Prozesse* (Bd. 148). Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT).
- Uhl, M., Bruchmüller, T. & Matthiesen, S. (2019). Experimental analysis of user forces by test bench and manual hammer drill experiments with regard to vibrations and productivity. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 72, 398–407. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2019.06.016>
- Uhl, M., Lindenmann, A. & Matthiesen, S. (2021). Analysis of factors influencing the productivity of hammer drilling - user forces, human fatigue, drilling direction, and drill bit. *Applied Ergonomics*, 92, 103338. <https://doi.org/10.1016/j.apergo.2020.103338>
- Van Ham, R., Sugar, T. G., Vanderborght, B., Hollander, K. W. & Lefeber, D. (2009). Compliant Actuator Designs. Review of Actuators with Passive Adjustable Compliance/Controllable Stiffness for Robotic Applications. *IEEE Robotics & Automation Magazine*, 16(3), 81–94. <https://doi.org/10.1109/MRA.2009.933629>
- Vanderborght, B., Albu-Schaeffer, A., Bicchi, A., Burdet, E., Caldwell, D. G., Carloni, R. et al. (2013). Variable impedance actuators: A review. *Robotics and Autonomous Systems*, 61(12), 1601–1614. <https://doi.org/10.1016/j.robot.2013.06.009>
- Wahid, S. A., Ismail, I., Aid, S. & Rahim, M. S. A. (2015). Magneto-rheological defects and failures: A review. In IOP Science (Hrsg.), *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2nd International Manufacturing Engineering Conference and 3rd Asia-Pacific Conference on Manufacturing Systems (IMEC-APCOMS 2015)* (Bd. 114, S. 12101). Kuala Lumpur, Malaysia: IOP Publishing. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/114/1/012101>
- Welcome, D. E., Dong, R. G., Xu, X. S., Warren, C., McDowell, T. W. & Wu, J. Z. (2015). An examination of the vibration transmissibility of the hand-arm system in three orthogonal directions. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 45, 21–34. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2014.11.001>
- Welcome, D. E., Rakheja, S., Dong, R. G., Wu, J. Z. & Schopper, A. W. (2004). An investigation on the relationship between grip, push and contact forces applied

- to a tool handle. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 34(6), 507–518. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2004.06.005>
- Wirtz, M. A. (2020). *Dorsch - Lexikon der Psychologie* (19., überarbeitete Auflage). Bern: Hogrefe Verlag.
- Wu, J. Z., Welcome, D. E., McDowell, T. W., Xu, X. S. & Dong, R. G. (2017). Modeling of the interaction between grip force and vibration transmissibility of a finger. *Medical Engineering & Physics*, 45, 61–70. <https://doi.org/10.1016/j.medengphy.2017.04.008>
- Wu, M. H. & Hsu, W. Y. (1998). Modelling the static and dynamic behavior of a conical spring by considering the coil close and damping effects. *Journal of Sound and Vibration*, 214(1), 17–28. <https://doi.org/10.1006/jsvi.1997.1511>
- Zhang, W., Wang, Q., Xu, Z., Xu, H., Li, H., Dong, J. et al. (2021). An Experimental Study of the Influence of Hand-Arm Posture and Grip Force on the Mechanical Impedance of Hand-Arm System. *Shock and Vibration*, 2021, 1–11. <https://doi.org/10.1155/2021/9967278>

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

- Gonzalez Tejero, M. (2021). *Weiterentwicklung eines virtuellen dynamischen Hand-Arm Modells in Adams – Implementierung einer Handstruktur*. Unveröffentlichte Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Gräber, M. (2020). *Entwicklung eines virtuellen biomechanischen Hand-Arm Modells in ADAMS*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Henzler, M. (2022). *Modellbildung eines dynamischen Starrkörper Hand-Modells in MSC ADAMS*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Krause, F. (2021). *Entwicklung und Erprobung von einstellbaren Dämpferkonzepten für Hand-Arm Modelle*. Unveröffentlichte Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Leisering, L. (2021). *Entwicklung und experimentelle Untersuchung einer massenentkoppelten Bohrhammeraufnahme für Hand-Arm Modelle*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Mootz, J. (2020). *Entwicklung und Auslegung einer einstellbaren Konstantkraftvorrichtung für mechanische Hand- Arm-Modelle*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Volk, O. (2020). *Optimierung des Schwingungsverhaltens von anpassbaren Impedanzelementen durch Massenentkopplung*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Veröffentlichungen, die unter Mitautorenschaft des Autors dieser Forschungsarbeit entstanden sind:

- Heyden, E., Lindenmann, A., Matthiesen, S. & Krause, D. (2021). Approach for Calibrated Measurement of the Frequency Response for Characterization of Compliant Interface Elements on Vibration Test Benches. *Applied Sciences*, 11(20), 9604. <https://doi.org/10.3390/app11209604>
- Heyden, E., Lindenmann, A., Oltmann, J., Bruchmüller, T., Krause, D. & Matthiesen, S. (2018). Adjustable Impedance Elements for testing and validation of system components. In P. Ermanni, M. Meboldt, S. Wartzack, D. Krause & M. Zogg (Hrsg.), *Book of Abstracts. Symposium Lightweight Design in Product Development* (S. 44–46). CMASLab, ETH Zurich.
- Inga, J., Ruess, M., Robens, J. H., Nelius, T., Rothfuß, S., Kille, S. et al. (2023). Human-machine symbiosis: A multivariate perspective for physically coupled human-machine systems. *International Journal of Human-Computer Studies*, 170, 102926. <https://doi.org/10.1016/j.ijhcs.2022.102926>
- Lindenmann, A., Heyden, E., Matthiesen, S. & Krause, D. (2019). Adjustable Impedance Elements for Testing and Validation of Aircraft Components and Hand-Held Power Tools. In H. Binz, B. Bertsche, W. Bauer, O. Riedel, D. Spath & D. Roth (Hrsg.), *Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung SSP 2019* (S. 63–72). Stuttgart: Universität Stuttgart. <https://doi.org/10.18419/OPUS-10394>
- Lindenmann, A. & Matthiesen, S. (2019). The Rotational Mechanical Impedance of the Hand-Arm System - A Preliminary Study. In Deutsche Gesetzliche Unfallversicherung (DGUV) (Hrsg.), *14th International Conference on Hand-Arm Vibration. Abstracts* (S. 75–76). Bonn: DGUV.
- Lindenmann, A., Schröder, T., Germann, R., Gwosch, T. & Matthiesen, S. (2022a). Effect of high level grip-and push force and elevated arm posture on the zh-axis hand-arm impedances. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 92, 103375. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2022.103375>
- Lindenmann, A., Heyden, E., Mas, V., Krause, D. & Matthiesen, S. (2022b). Influence of friction bearings on the frequency response of a variable stiffness mechanism. *Mechanism and Machine Theory*, 168, 104588. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104588>
- Lindenmann, A., Uhl, M., Gwosch, T. & Matthiesen, S. (2021). The influence of human interaction on the vibration of hand-held human-machine systems - The effect of body posture, feed force, and gripping forces on the vibration of hammer drills. *Applied Ergonomics*, 95, 103430. <https://doi.org/10.1016/j.apergo.2021.103430>
- Matthiesen, S., Lindenmann, A. & Bruchmüller, T. (2018). Anforderungen an ein Messsystem zur Ermittlung der Rotationsimpedanz von Hand-Arm Systemen. In VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.), *Humanschwingungen 2018* (VDI-Berichte, Bd. 2322, 1. Auflage, S. 91–106). Düsseldorf: VDI Verlag GmbH.

- Schröder, T., Lindenmann, A., Hehmann, S., Uhl, M., Gwosch, T. & Matthiesen, S. (2020). A Method of Determining the Separation Plane of a Knob-Shaped Measuring Handle for the Measurement of Hand-Arm-Impedances. In VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.), *Humanschwingungen 2020* (VDI-Berichte, Bd. 2370, 1. Auflage, S. 131–140). Düsseldorf: VDI Verlag GmbH. <https://doi.org/10.51202/9783181023709-131>
- Schröder, T., Lindenmann, A., Hehmann, S., Wettstein, A., Germann, R., Gwosch, T. et al. (2022). Use of data-driven design for the development of knob-shaped handles in the context of impedance measurements. *Applied Ergonomics*, *98*, 103575. <https://doi.org/10.1016/j.apergo.2021.103575>
- Schröder, T., Lindenmann, A., Resch, A., Matthiesen, S. & Gwosch, T. (2023). Influence of coupling forces on the mechanical impedance of the hand-arm system during rotational vibration excitation around the xh-axis. *International Journal of Industrial Ergonomics*, *95*, 103427. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2023.103427>
- Sturm, C., Lindenmann, A., Gwosch, T. & Matthiesen, S. (2021). An adjustable bearing seat stiffness element for targeted vibration influencing. In T. Dare (Hrsg.), *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, InterNoise21, pages 1-965* (S. 757–766). Washington, D.C., USA: Institute of Noise Control Engineering of the USA. <https://doi.org/10.3397/IN-2021-1642>
- Uhl, M., Lindenmann, A. & Matthiesen, S. (2021). Analysis of factors influencing the productivity of hammer drilling - user forces, human fatigue, drilling direction, and drill bit. *Applied Ergonomics*, *92*, 103338. <https://doi.org/10.1016/j.apergo.2020.103338>

Glossar

Begriff	Definition
Hand-Arm-System (HAS)	Das Hand-Arm-System des Menschen besteht aus den Körperbereichen <i>Arm</i> und <i>Hand</i> .
Hand-Arm-Modell (HAM)	Ein schwingungstechnisches Ersatzmodell des menschlichen Hand-Arm-Systems. In Anlehnung an ISO 10068:2012
Anpassbares Impedanzelement (AIE)	Ein anpassbares Impedanzelement besteht aus einem anpassbaren Steifigkeitselement (ASE) und einem anpassbaren Dämpfungselement (ADE). In Anlehnung an Lindemann et al. (2019)
Anpassbares Steifigkeitselement (ASE)	Ein Mechanismus, dessen Steifigkeit in einem gewissen Bereich eingestellt werden kann
Anpassbares Dämpfungselement (ADE)	Ein Mechanismus, dessen Dämpfung in einem gewissen Bereich eingestellt werden kann
Konstantkraftmechanismus (KKM)	Ein Mechanismus, der in der Lage ist über einen gewissen Auslenkungsbereich konstante Kräfte zu erzeugen.
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.“ (Gwosch, 2019, S. XXXVI(Glossar))

Mechanische Impedanz (MI)	Das komplexwertige Verhältnis aus Anregungskraft und Auslenkungsgeschwindigkeit an der Anregungsstelle in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz. In Anlehnung an ISO 10068:2012
Power-Tool	Synonym für handgehaltene Maschine
Scheinbare Masse (AM)	Das komplexwertige Verhältnis aus Anregungskraft und Beschleunigung in Krafrichtung an der Anregungsstelle in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz. In Anlehnung an ISO 10068:2012
Scheinbare Steifigkeit (AS)	Das komplexwertige Verhältnis aus Anregungskraft und Auslenkung in Krafrichtung an der Anregungsstelle in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz. In Anlehnung an Dong et al. (2006)
Konstruktionszielgröße	„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.“ (Gwosch, 2019, S. XXXIV (Glossar))
Gestalt	Als Gestalt wird die Gesamtheit aller Gestaltparameter bezeichnet, die ein technisches System beschreiben und die zur Herstellung notwendig sind. Sie beinhaltet eine Beschreibung von geometrischen und stofflichen Merkmalen. (Matthiesen, 2021)
Synthese	„In der Synthese wird eine Gestalt festgelegt, die in der Lage ist, die geforderte Funktion unter vorgegebenen Anforderungen und Randbedingungen zu erfüllen.“ (Matthiesen, 2021, S. 460)

Anhang A

Parameteridentifikation der analytischen Modelle

Zur Bestimmung der Parameter der Modelle in Kapitel 6.1 wurden für den verwendeten *fmincon* folgende Startwerte gewählt:

1 Freiheitsgrad-Modell:

Tabelle A 1: Startwerte des Ein-Freiheitsgrad-Modells zur Parameteroptimierung mit *fmincon* in Matlab

Parameter	Einheit	Untergrenze	$F_G = 30\text{ N}$ $F_A = 50\text{ N}$	$F_G = 135\text{ N}$ $F_A = 110\text{ N}$	Obergrenze
m	kg	-	1	1	-
k	N/m	-	1000	1000	-
d	Ns/m	-	150	150	-

Für die Ober- bzw. Untergrenze des Ein-Freiheitsgrad-Modell erfolgte keine Optimierung. Die resultierenden Parameter wurden händisch ermittelt, um den Bereich der MI des HAS einzuhüllen.

2 Freiheitsgrad-Modell:

Tabelle A 2: Startwerte des Zwei-Freiheitsgrad-Modells zur Parameteroptimierung mit *fmincon* in Matlab

Parameter	Einheit	Untergrenze	$F_G = 30\text{ N}$ $F_A = 50\text{ N}$	$F_G = 135\text{ N}$ $F_A = 110\text{ N}$	Obergrenze
m_1	kg	0,068	0,068	0,1	0,1
m_2	kg	3	3	1	1
k_1	N/m	25000	25000	15000	15000
k_2	N/m	18000	18000	7000	7000
d_1	Ns/m	160	160	200	200
d_2	Ns/m	205	205	150	150

3 Freiheitsgrad-Modell

Tabelle A 3: Startwerte des Drei-Freiheitsgrad-Modells zur Parameteroptimierung mit *fmincon* in Matlab

Para- meter	Einheit	Unter- grenze	$F_G = 30\text{ N}$ $F_A = 50\text{ N}$	$F_G = 135\text{ N}$ $F_A = 110\text{ N}$	Ober- grenze
m_1	kg	0,066	0,06	0,17	0,15
m_2	kg	0,6	0,7	1,7	1,3
m_3	kg	0,6	0,4	1,33	1
k_1	N/m	30000	50000	192000	120000
k_2	N/m	5000	5000	13330	10000
k_k	N/m	50000	15000	5000	50000
d_1	Ns/m	120	150	300	250
d_3	Ns/m	100	150	250	100
d_k	Ns/m	50	200	430	350

Anhang B

Datenblatt der Schraubenfeder des Konstantkraftmechanismus

Datenblatt Druckfeder : D-318B

GUTEKUNST FEDERN

d	mm	Drahtdurchmesser	Fn	N	Höchstkraft der Feder	nt	St.	Anzahl der Gesamtwindungen	06.2022
D	mm	Mittlerer Windungsdurchmesser	Fc	N	Theo. Federkraft bei Blocklänge	R	N/mm	Federhärte	
Dd	mm	Dorndurchmesser	L0	mm	Ungepannte Länge der Feder	S	mm	Steigung der Federn	
De	mm	Äußerer Windungsdurchmesser	L1	mm	Länge der Feder vorgespannt	s1	mm	Strecke der Feder vorgespannt	
Dh	mm	Hülsendurchmesser	L2	mm	Länge der Feder gespannt	s2	mm	Strecke der Feder gespannt	
e1	mm	Abweichung vom Mantellinie	Lk	mm	Knicklänge	sh	mm	Arbeitsweg (Hup)	
e2	mm	Abweichung von Parallelität	Ln	mm	Kleinste Länge der Feder	sn	mm	Größte Strecke der Feder	
F1	N	Kraft der Feder vorgespannt	Lg	mm	Blocklänge	G	g	Gewicht der einzelnen Feder	
F2	N	Kraft der Feder gespannt	n	St.	Anzahl federnden Windungen	Fndyn	N	Dynamische Höchstkraft	
						Fntol	N	(+/-) Toleranz dynamische Höchstkraft	
						Lndyn	mm	Kleinste Länge dynamische Belastung	
						shdyn	mm	Größter Federweg dynamische Belastung	

* Die Werte unter dynamischer Belastung sind nur mit einer durch Kugelstrahlen verfestigten Oberfläche erreichbar !

Form 1: Federenden angelegt und geschliffen

Form 2: Federenden angelegt

n nt R Gewicht

Federprüfung nach DIN ISO 2859/1 Prüfniveau II

1 Windungsrichtung

links rechts

7 Führung und Lagerung DIN EN 13906-1

Dom Hülse

Knicklänge Lk bei Lagerungsbelastung

v=0,5 / Bild 5 mm

12 Toleranzen nach DIN EN 15800

Gütegrad	De, Dd, D	L0	F1, F2	e1, e2	Draht- stärke d nach DIN 2078
1	<input type="checkbox"/>				
2	<input checked="" type="checkbox"/>				
3	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>

2 Dynamische Beanspruchung *

Fndyn

Fntol

Lndyn

shdyn

3 Werkstoff

8 Draht- oder Staboberfläche

gezogen gewalzt spanend bearbeitet

4 Arbeitsweg sh mm

9 Federn entgratet innen außen

5 Lastspielzahl N

10 Oberflächenschutz kugelgestrahlt

6 Lastspielfrequenz /

11 Arbeitstemperatur °C

13 Fertigungsausgleich durch

Eine Federkraft mit zugehöriger Länge L0

Eine Federkraft mit zugehöriger Länge und L0 n, d

Zwei Federkräfte mit zugehörigen Längen L0, n, d L0, n, De, Di

14 Federn setzen

Alle Federn, die nach ihrer Baugröße zum Setzverhalten neigen, sind vorgesetzt.

Staffelpreise

Mengenstaffel	Einzelpreis [EUR]
1	10,4800 €
3	4,8200 €
7	2,7200 €
17	1,4700 €
37	1,2200 €
75	1,1800 €
125	1,1420 €
175	1,1200 €
250	1,0850 €
350	1,0294 €

Bemerkungen

Ursprungsland: DE | Zolltarifnummer: 73202081

Parameter des FE-Modells zur Analyse der bistabilen Blattfeder

Tabelle B 1: Parameter des FE-Modells

Modellparameter	Wert
Elastizitätsmodul	$E = 210.100 \text{ MPa}$
Dichte	$\rho = 7,9 * 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$
Querkontraktionszahl	$\nu = 0,3$
Elementart	Hex
Elementgröße	1mm entlang der Länge und Breite der Blattfeder. 0,05 mm entlang der Dicke der Blattfeder

FE-Modellierung der Silikoneinlage der Griffaufnahme

Die Silikoneinlage der Griffaufnahme wurde als hyperelastisches Material modelliert (Mooney Rivlin 2te Ordnung). Bei dem Mooney Rivlin Modell handelt es sich um ein Materialmodell, bei dem die Materialparameter an Versuchsdaten angenähert werden und nicht notwendigerweise eine allgemeinverständliche Aussage zu den Materialeigenschaften liefern. Für theoretische Grundlagen zu hyperelastischen Materialmodellen sei auf die Arbeit von Nasdala (2012) verwiesen. Für das verwendete Material sind die sog. Materialparameter C10, C01 und D1 zu bestimmen. Hierbei gilt für den Zusammenhang von C10 und C01 mit dem Schubmodul G:

$$G = 2 * (C01 + C10) \quad 23$$

Nach den Daten von Lalo und Greco (2017) für Elastomere verschiedener Shore-A-Härte wird folgendes Verhältnis aus C10 und C01 angenommen

$$\frac{C10}{C01} \approx 4 \quad 24$$

Der Parameter D1 hängt mit dem Kompressionsmodul K wie folgt zusammen

$$K = \frac{2}{D1}$$

25

Das Kompressionsmodul wird zu 1750 MPa ($D1 = 1,14 * 10^{-3} \text{ MPa}^{-1}$) angenommen (AZoM.com, o. D.). Durch die Festlegung eines Schubmoduls ist das Materialmodell vollständig bestimmt. Der Schubmodul für ein Shore 00-20-Silikon, welches unterhalb der Shore-A Skala liegt, wird mit einem Shore A Wert von Null nach Battermann und Köhler (1982) zu $G = 0,086 \text{ N/mm}^2$ geschätzt ($C10 = 0,0344 \text{ MPa}$; $C01 = 0,0086 \text{ MPa}$). Der Parameter und somit auch das resultierende Verhalten der simulierten Silikoneinlage ist daher unsicherheitsbehaftet und dient nur der qualitativen Überprüfung der gewünschten Funktion der Silikoneinlage.

Anhang C

Mechanische Impedanz des Hand-Arm-Modells unterteilt nach Einstellung des anpassbaren Steifigkeitselements

In der Gesamtuntersuchung des physischen HAM wurde das ASE in den drei Einstellungen 0, 20 und 40 eingestellt. Diese Einstellung entspricht der Anzahl an Gehäuserohrumdrehungen des ASE. Je vollständiger Gehäuseumdrehung werden die Federn um je 1 mm vorgespannt. Ausgehend von Federvorspannung im Einbauzustand von 18 mm wurden die Federn um 38 mm und 58 mm vorgespannt. Die Vorspannung des ASE beeinflusst die MI-Kurve besonders im Bereich 10-100 Hz. Ab 100 Hz ist der Einfluss der ASE-Einstellung gering. Lediglich für die ASE-Einstellung 40 ist auch über 100 Hz erkennbar, dass keine MI-Werte erreicht werden, welche unterhalb des menschlichen MI-Bereiches liegen. Die Ursache hierfür konnte nicht gefunden werden.

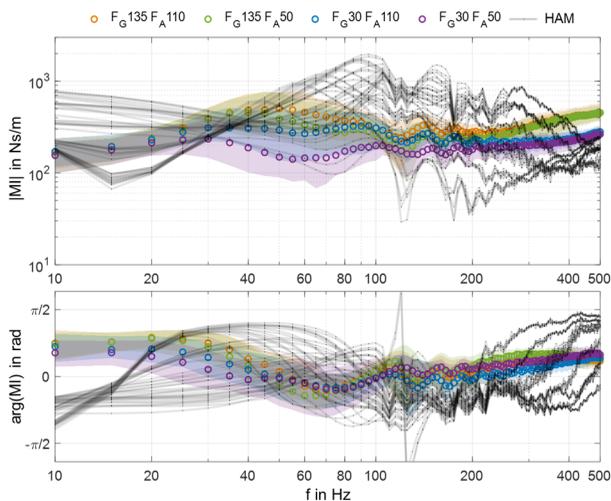


Abbildung C 1: MI des HAM für die ASE-Einstellung 0 (Federvorspannung 18 mm) im Vergleich zur MI des menschlichen HAS.

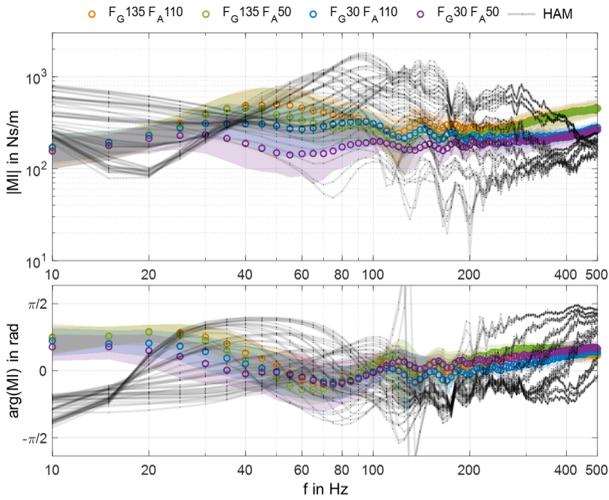


Abbildung C 2: MI des HAM für die ASE-Einstellung 20 (Federvorspannung 38 mm) im Vergleich zur MI des menschlichen HAS.

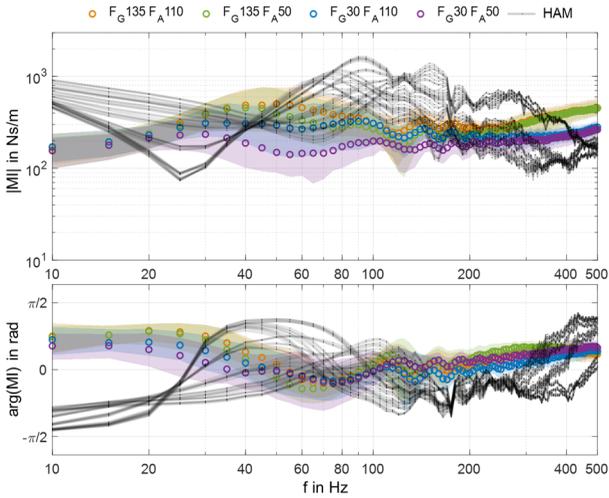


Abbildung C 3: MI des HAM für die ASE-Einstellung 40 (Federvorspannung 58 mm) im Vergleich zur MI des menschlichen HAS.

Mechanische Impedanz des Hand-Arm-Modells unterteilt nach Einstellung des anpassbaren Dämpfungselements

In der Gesamtuntersuchung des physischen HAM wurde das ADE in den sechs Einstellungen *Min*, 1, 2, 4, 8 und 16 eingestellt. Die Einstellung entspricht der Skala am Verstellknopf. Die Einstellung des ADE beeinflusst die MI-Kurve besonders im Bereich 10-80 Hz. Ab 80 Hz ist der Einfluss der ADE-Einstellung gering. Mit zunehmender ADE-Einstellung wird der Verlauf der MI im Bereich zwischen 10-80 Hz flacher.

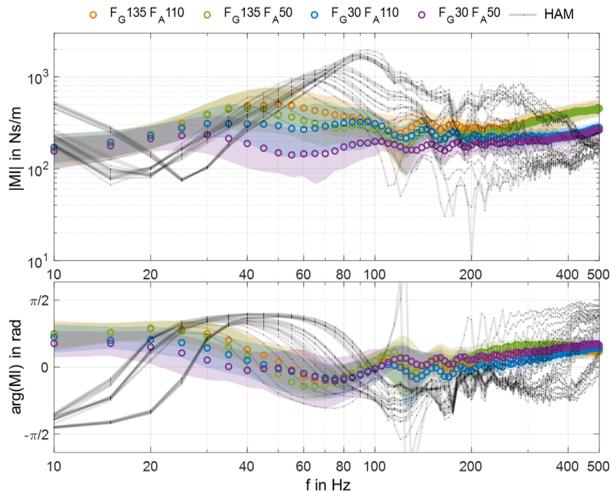


Abbildung C 4: MI des HAM für die ADE-Einstellung *Min* im Vergleich zur MI des menschlichen HAS.

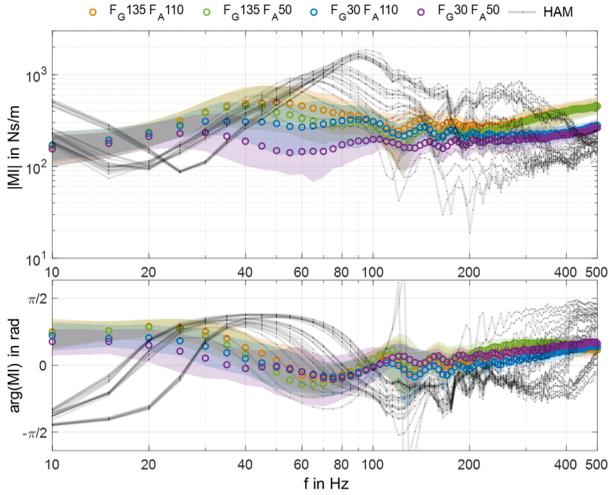


Abbildung C 5: MI des HAM für die ADE-Einstellung 1 im Vergleich zur MI des menschlichen HAS.

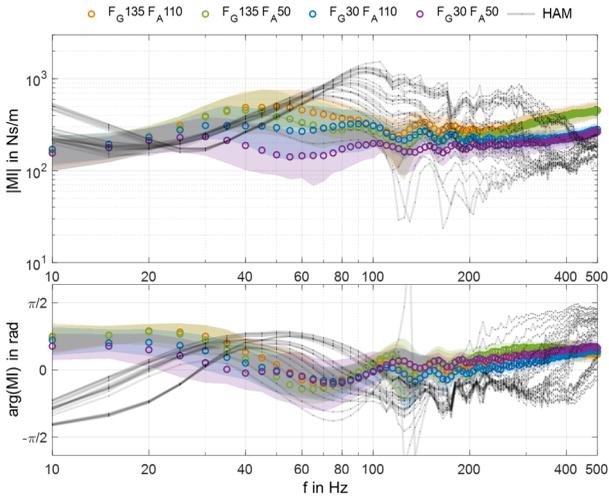


Abbildung C 6: MI des HAM für die ADE-Einstellung 2 im Vergleich zur MI des menschlichen HAS.

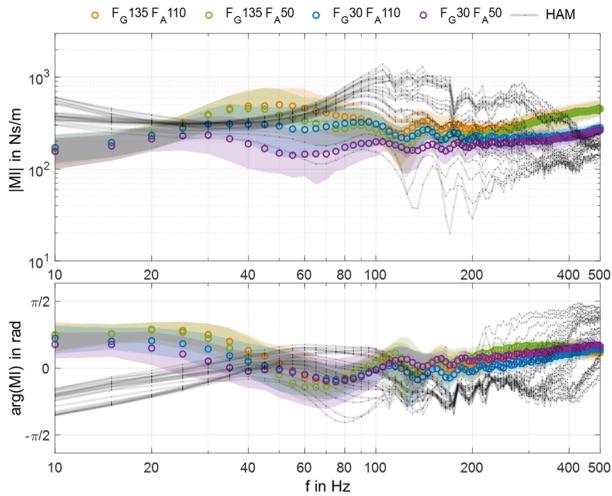


Abbildung C 7: MI des HAM für die ADE-Einstellung 4 im Vergleich zur MI des menschlichen HAS.

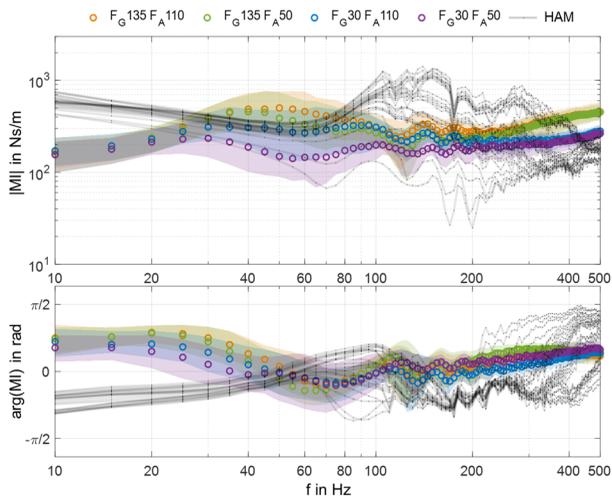


Abbildung C 8: MI des HAM für die ADE-Einstellung 8 im Vergleich zur MI des menschlichen HAS.

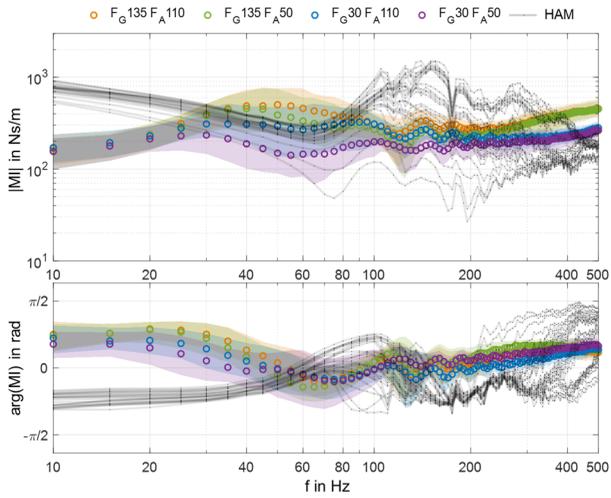


Abbildung C 9: MI des HAM für die ADE-Einstellung 16 im Vergleich zur MI des menschlichen HAS.

Mechanische Impedanz des Hand-Arm-Modells unterteilt nach Einstellung des Konstantkraftmechanismus

In der Gesamtuntersuchung des physischen HAM wurde der KKM in den drei Einstellungen 60 N , 100 N und 150 N eingestellt. Diese Einstellung entspricht der Konstantkraft, die durch den KKM erzeugt werden kann. Die Einstellung des KKM beeinflusst die MI-Kurve besonders im Bereich ab 80 Hz . Unter 80 Hz kann nur ein geringer Effekt festgestellt werden. Der Effekt über 80 Hz lässt sich der Vorspannung der Elastomereinlage der hinteren Halbschale in der Griffaufnahme zuordnen. Mit zunehmender Einstellung des KKM wird die Elastomereinlage stärker vorgespannt, was in einer Zunahme der MI im Bereich über 100 Hz resultiert.

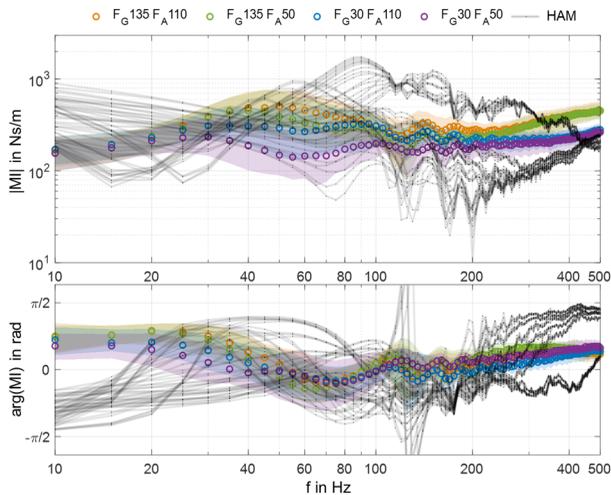


Abbildung C 10: MI des HAM für die KKM-Einstellung 60 N im Vergleich zur MI des menschlichen HAS.

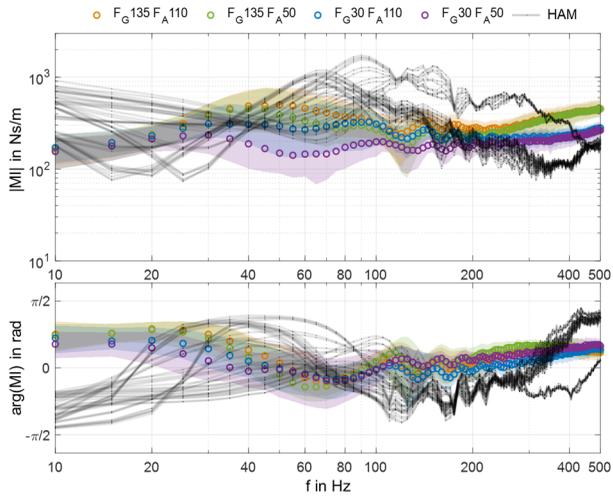


Abbildung C 11: MI des HAM für die KKM-Einstellung 100 N im Vergleich zur MI des menschlichen HAS.

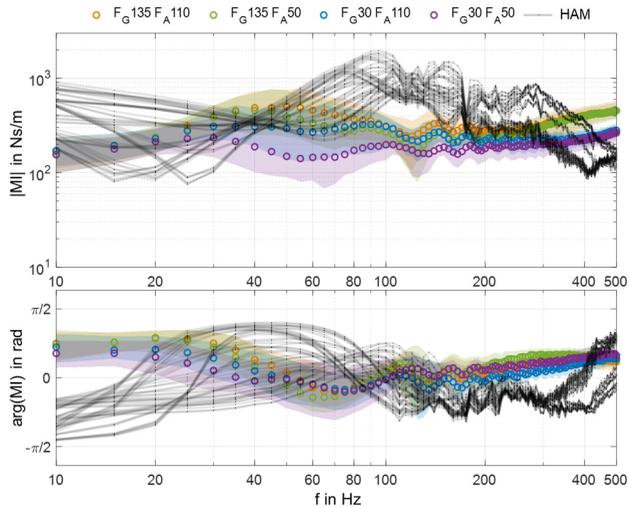


Abbildung C 12: MI des HAM für die KKM-Einstellung 150 N im Vergleich zur MI des menschlichen HAS.

Mechanische Impedanz des Hand-Arm-Modells unterteilt nach Einstellung der Griffaufnahme (GA)

In der Gesamtuntersuchung des physischen HAM wurde die GA in drei Einstellungen untersucht. Die Einstellung bezeichnet die Höhe des verbleibenden Trennspaltes zwischen der vorderen und hinteren Halbschale der Griffaufnahme. Eine Angabe einer Greifkraft ist nicht möglich, da durch die geringe Steifigkeit der Elastomereinlagen keine statische Greifkraft im Bereich der menschlichen Interaktion erzielt werden kann. Die Einstellung der GA beeinflusst die MI-Kurve besonders im Bereich ab 80 Hz . Unter 80 Hz kann nur ein geringer Effekt festgestellt werden. Der Effekt über 80 Hz lässt sich auf die Vorspannung der Elastomereinlage zurückführen. Durch Kompression der Elastomereinlagen findet eine Abplattung Dreieckprofils statt, was in einer Zunahme der Anbindungssteifigkeit resultiert. Die GA ermöglicht es die MI im Frequenzbereich ab 100 Hz zu reduzieren und niedrige Modellmassen zu erreichen. Mit dem gewählten additionsvernetzenden Silikon für die Elastomereinlagen ist es nicht gelungen die gewünschten Dämpfungswerte zu erreichen.

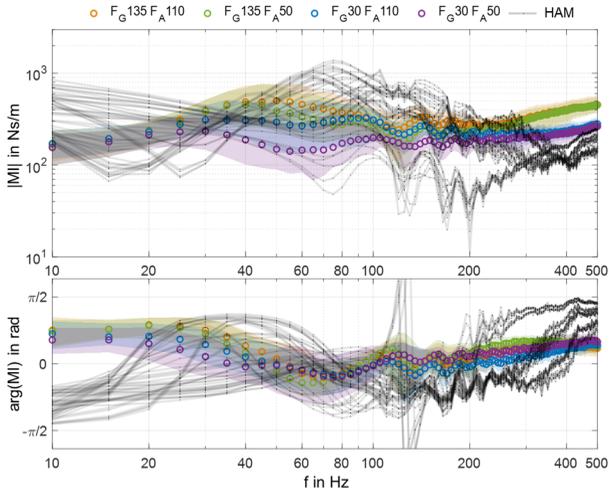


Abbildung C 13: MI des HAM für die GA-Einstellung 6 mm Vergleich zur MI des menschlichen HAS.

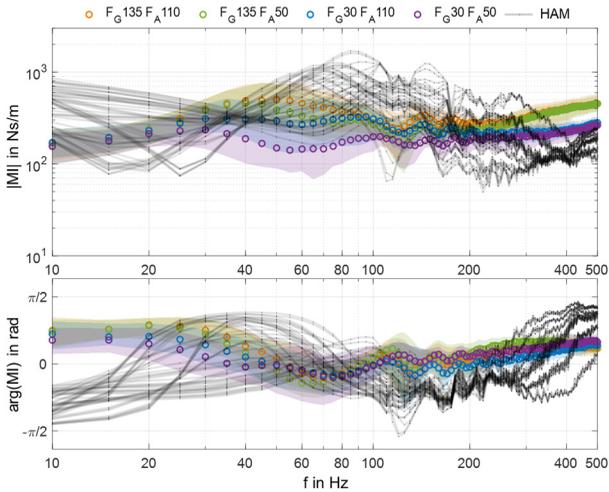


Abbildung C 14: MI des HAM für die GA-Einstellung 3 mm Vergleich zur MI des menschlichen HAS.

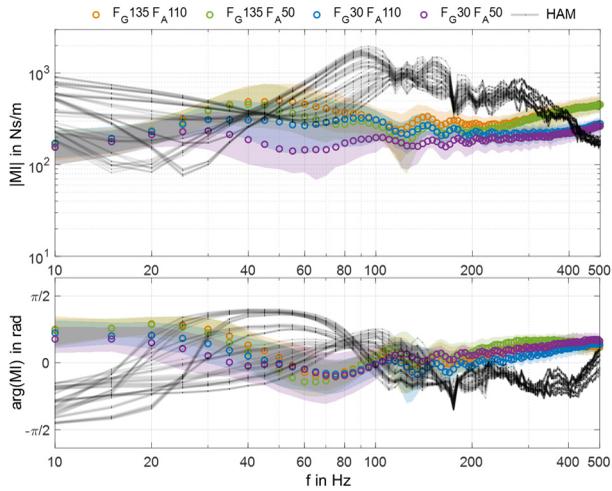


Abbildung C 15: MI des HAM für die GA-Einstellung 0 mm Vergleich zur MI des menschlichen HAS.

Experimentell ermittelte Modellparameter des Hand-Arm-Modells

In der dynamischen Charakterisierung des HAM fand eine Untersuchung entsprechend der Faktoren in Tabelle 6.8 (S. 148) statt. Die resultierenden Parameter unterscheiden sich je nach Einstellung der jeweiligen Modellkomponente

Griffaufnahme

Die Parameter der Griffaufnahme werden durch die direkte Vorspannung der Griffaufnahme selbst sowie durch statische Kräfte des Konstantkraftmechanismus beeinflusst.

Tabelle C 1: Modellparameter der Griffaufnahme. KKM: Einstellung des Konstantkraftmechanismus. GA: Trennsplatt der Griffaufnahme

Parameter	Wert				
Griffaufnahme	m_1		KKM 60 N	KKM 100 N	KKM 150N
		GA 6 mm	0,085 kg	0,085 kg	0,086 kg
		GA 3 mm	0,085 kg	0,085 kg	0,086 kg
		GA 0 mm	0,085 kg	0,085 kg	0,086 kg
	k_1		KKM 60 N	KKM 100 N	KKM 150N
		GA 6 mm	96.000 N/m	300.000 N/m	480.000 N/m
		GA 3 mm	220.000 N/m	350.000 N/m	550.000 N/m
		GA 0 mm	750.000 N/m	850.000 N/m	950.000 N/m
	d_1		KKM 60 N	KKM 100 N	KKM 150N
GA 6 mm		40 Ns/m	80 Ns/m	90 Ns/m	
GA 3 mm		60 Ns/m	80 Ns/m	80 Ns/m	
GA 0 mm		150 Ns/m	150 Ns/m	150 Ns/m	

Anpassbares Steifigkeitselement

Tabelle C 2: Modellparameter des anpassbaren Steifigkeitselementes.

Parameter	Wert	Anmerkung	
Anpassbares Steifigkeitselement	m_2	0,855 kg (<i>FV</i> – 18 mm) 0,808 kg (<i>FV</i> – 68 mm)	Beinhaltet die dynamischen Massen des ASE, ADE-Ankopplung, KKM und GA. Zwischenwerte können durch lineare Interpolation errechnet werden.
	k_2	3.318 N/m (<i>FV</i> – 18 mm) 4.000 N/m (<i>FV</i> – 28 mm) 6.800 N/m (<i>FV</i> – 38 mm) 26.390 N/m (<i>FV</i> – 58 mm) 36.280 N/m (<i>FV</i> – 62 mm) 48.390 N/m (<i>FV</i> – 64 mm)	Die Werte stammen aus der Teiluntersuchung des ASE und KKM. Durch das hinzugefügte Rahmengestell sinkt die Steifigkeit um ca. 4 N/mm. Zur Einstellung einer gewünschten Steifigkeit zwischen den beobachteten Punkten kann die notwendige Vorspannung aus dem Kraft-Weg Zusammenhang nach Rodriguez et al. (2006) näherungsweise abgeleitet werden.
	d_2	4 Ns/m (<i>FV</i> – 18 mm) 12 Ns/m (<i>FV</i> – 68 mm)	Die Werte stammen aus der Teiluntersuchung des ASE. Zwischenwerte können durch lineare Interpolation errechnet werden.

Anpassbares Dämpfungselement

Tabelle C 3: Modellparameter des anpassbaren Dämpfungselementes. DE: Dämpfereinstellung am Handrad

Parameter	Wert	Anmerkung
Anpassbares Dämpfungselement	m_3	0,631 kg Die Masse setzt sich aus dem Massenträgheitsmoment des ADE und einem angebrachten Zusatzgewicht zusammen
	k_3	13.000 N/m Iterativ angenähert
	d_3	80 Ns/m (DE – Min) 90 Ns/m (DE – 1) 180 Ns/m (DE – 2) 400 Ns/m (DE – 4) 600 Ns/m (DE – 8) 800 Ns/m (DE – 16)

Kopplungsmechanismus zwischen anpassbarem Steifigkeits- und Dämpfungselement

Die Federsteifigkeit und Dämpfung des Kopplungsmechanismus zwischen ASE und ADE hängt von der Einstellung der Griffaufnahme (GA) und dem Konstantkraftmechanismus (KKM) ab. Es wird vermutet, dass die verbauten Gummifedern ein nicht-lineares Verhalten aufweisen. Durch Ändern der Steifigkeit der GA ändert sich die Übertragung der Vibration an den Kopplungsmechanismus. Es wird vermutet, dass eine Amplitudenabhängigkeit vorherrscht, sodass bei geringen Amplituden die Steifigkeit und Dämpfung geringer ist als bei höheren Amplituden.

Tabelle C 4: Modellparameter des Kopplungsmechanismus.

Parameter	Wert				
Kopplungsmechanismus	k_k		KKM 60 N	KKM 100 N	KKM 150N
		GA 6 mm	150.000 <i>N/m</i>	170.000 <i>N/m</i>	200.000 <i>N/m</i>
		GA 3 mm	150.000 <i>N/m</i>	170.000 <i>N/m</i>	200.000 <i>N/m</i>
	GA 0 mm	300.000 <i>N/m</i>	300.000 <i>N/m</i>	300.000 <i>N/m</i>	
	d_k		KKM 60 N	KKM 100 N	KKM 150N
		GA 6 mm	80 <i>Ns/m</i>	100 <i>Ns/m</i>	150 <i>Ns/m</i>
GA 3 mm		150 <i>Ns/m</i>	150 <i>Ns/m</i>	150 <i>Ns/m</i>	
GA 0 mm	150 <i>Ns/m</i>	150 <i>Ns/m</i>	150 <i>Ns/m</i>		

Anhang D

In diesem Teilkapitel werden die relevanten Teile der zitierten unveröffentlichten Abschlussarbeiten zur Nachvollziehbarkeit zusammengefasst oder wörtlich wiedergegeben. Die betreffenden Auszüge beinhalten Beschreibungen und Ausführungen zu Konzepten, Konstruktionen und Berechnungen, die als Basis dieser Arbeit dienen.

Dies betrifft folgende Arbeiten:

Tabelle D 1: Übersicht über die zitierten Abschlussarbeiten mit entsprechenden Kapitel- und Seitenangaben.

Autor	Art der Arbeit	Kapitel in dieser Arbeit	Seite
F. Krause (2021)	Masterarbeit	6.2.2	119
Mootz (2020)	Bachelorarbeit	6.2.3	127
Volk (2020)	Bachelorarbeit	6.2.4	140
Leisering (2021)	Bachelorarbeit	6.2.4	140

Co-betreute Masterarbeit von F. Krause (2021) zum Thema: Entwicklung und Erprobung von einstellbaren Dämpferkonzepten für Hand-Arm Modelle

F. Krause (2021) untersuchte in seiner Arbeit verschiedene Konzepte zur Integration eines einstellbaren Dämpfers in das hier entwickelte Hand-Arm-Modell. Eines dieser Konzepte umfasste einen Rotationsdämpfer, der über eine Hebelübersetzung auf eine translatorische Wirkung übersetzt wird.

Konzept

„Durch Verwendung eines Pleuels zusammen mit einer Kurbel besteht die Möglichkeit die Translation, bei den hier vorliegenden kurzen Bewegungswegen, in eine Rotation zu wandeln, was allerdings 2 Gelenke im System erfordert. Diese Gelenke müssen spielfrei sein und gleichzeitig eine niedrige Reibung sowie kei-

nen Stick-Slip Effekt aufweisen, was schnell zu aufwendigen und schweren Konstruktionen führen kann. Denkbar sind dafür beispielsweise je zwei gegeneinander vorgespannte Kugellager.

Da die Wege der Bewegungen verhältnismäßig klein sind, ist auch ein Verzicht auf ein Pleuel denkbar, somit bleibt nur ein Hebel am Dämpfer, welcher dann elastisch an die translatorisch bewegte Achse gekoppelt werden muss, um den Winkelversatz durch die Rotation des Hebels auszugleichen. Diese elastischen Kopplungselemente bringen allerdings zusätzliche Federsteifigkeiten und Dämpfungen ins System und entkoppeln den Dämpfer von der Anregung.“ (F. Krause, 2021, S. 29)

„Das Lösungsprinzip Kurbel/Pleuel soll in einem konstruktiv einfachen Versuchsaufbau untersucht werden. Die elastische Kopplung bietet den Vorteil, dass keine spielfreien Gelenke konstruiert werden müssen, außerdem lässt sich durch die Kopplung das Verhalten des Gesamtsystems beeinflussen. [...] Da das bestehende ASE vor allem im Bereich unter 100 Hz eine niedrige Impedanz aufweist [...], ist die gesuchte Kopplung das, was einem Tiefpass in der Elektrotechnik entspricht. Der Dämpfer muss also über eine Feder vom Eingang des ASE entkoppelt werden.

Der Aufbau ist als Prinzipskizze in Abbildung 16 [Abbildung D 1] gezeigt, der Übersichtlichkeit halber links mit markierten Teilsystemen und rechts mit den Benennungen der zusätzlichen Elemente. Die Ankopplung wird mit einer Masse m_2 modelliert. Das mathematische Ersatzmodell des ASE besteht aus einer Masse, welche über eine Feder und einen Dämpfer mit der Umgebung verbunden ist. Die Feder entspricht der resultierenden Federsteifigkeit der antagonistisch vorgespannten Federn und ist einstellbar. Die Masse entspricht den bewegten Teilen (Achse und Teile der Federn), der Dämpfer entspricht der Reibung der Linearkugellager. Masse und Dämpfung sind aus Versuchen bekannt.“ (F. Krause, 2021, S. 31)

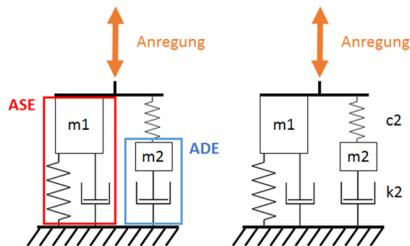


Abbildung D 1: Modellstruktur des untersuchten ADE und ASE nach F. Krause (2021). Abbildung aus: (F. Krause, 2021, S. 31)

Auf Basis des in Abbildung D 1 dargestellten Mehrkörpersystems wurde von F. Krause eine numerische Analyse der zu erwartenden mechanischen Impedanz bei unterschiedlichen Modellparametern durchgeführt. Auf dieser Basis wurde eine prototypische Adaption des Rotationsdämpfers an das ASE durchgeführt. (F. Krause, 2021)

Versuchsaufbau

„Um die grundsätzliche Funktion des Prinzips sowie die durchgeführten analytischen Berechnungen zu validieren, wird ein einfacher Funktionsdemonstrator entworfen, mit dem ein alternierender Kinetrol KD-A1 bzw. KD-A2 Dämpfer in das System eingekoppelt wird. Bereits am Prüfstand vorhandene Federelemente (Würth Gummi-Metall-Puffer Typ C) werden zu Entkopplung verwendet. Diese gleichen auch den Winkelversatz zwischen dem Hebel und der Achse aus. Entsprechend einer ersten Abschätzung weisen diese eine Steifigkeit im gewünschten Bereich von ca. $160 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$ auf, wobei bei Elastomeren große Unsicherheiten auftreten können. Auch die Steifigkeit der restlichen Konstruktion ist unbekannt. Da diese mit der Kopplung in Reihe geschaltet ist, kann eine geringe Steifigkeit an dieser Stelle die Gesamtsteifigkeit des Systems stark verringern. Die Federelemente werden über Blechbiegeteile mit dem Dämpfer verbunden. Das System wird am ASE verschraubt, und mit einer zusätzlichen Schraubzwinge fixiert, da für einen ersten Test keine Anpassungen in Form von Gewindebohrungen am ASE vorgenommen werden. Die Drehmomentübertragung auf den Dämpfer erfolgt über ein geschlitztes Stück Aluminium-Flachmaterial mit Bohrung. Der Aufbau ist in Abbildung 20 [Abbildung D 2] zu sehen.

Es werden Versuche mit dem Dämpfer „Kinetrol KD-A1“ und „Kinetrol KD-A2“ bei verschiedenen Einstellungen des ASE durchgeführt. Die Einstellung wird über die Federvorspannung gesteuert und daher in „mm Federvorspannung“ angegeben. Impedanzverläufe für die jeweiligen Federvorspannungen des ASE wurden bereits ermittelt und sind reproduzierbar. Es werden auch Versuche durchgeführt bei denen die Federn aus dem ASE demontiert wurden, um den Dämpfer getrennt zu testen. Das ASE ohne Federn wirkt dann nur als Masse (Masse der Achse ca. 300 g) mit einer geringen Dämpfung durch die Linearkugellager.“ (F. Krause, 2021, S. 36–37)

Als Messmethode in der Arbeit von F. Krause (2021) diente das in dieser Arbeit vorgestellte Verfahren der Multisinasanregung (vgl. F. Krause (2021, S. 22))



Abbildung D 2: Rotationsdämpfer mit Hebeladaption und Elastomerkopplung. Der Rotationsdämpfer ist über eine Blechaufnahme stirnseitig am anpassbaren Steifigkeitselement angebracht. Abbildung aus: (F. Krause, 2021, S. 36)

Ergebnisse und Diskussion

„In den Versuchen zu Abbildung 35 [Abbildung D 3] wurden die Federn aus dem ASE entfernt, um den alternierenden Dämpfer A1 separat zu testen. Es sind verschiedene Einstellungen des Dämpfers (Kinetro KD-A1) dargestellt, sowie die Impedanz des ASE ohne gekoppelten Dämpfer. Gut erkennbar ist, dass die Einstellung der Dämpfung auch eine Verschiebung des Impedanzverlaufs verursacht, wie aus den Berechnungen zu erwarten war. Die Einstellungen „8“ und „16“ sowie „min“ und „1“ liegen sehr nah zusammen. Bei hohen Dämpfungsraten (ab Einstellung „8“) ist am Prüfstand visuell sichtbar, dass sich die Konstruktion im Betrieb elastisch verformt und somit das Gesamtsystem beeinflusst.“ (F. Krause, 2021, S. 48)

„Die Vielzahl an Versuchen mit den entkoppelten Dämpfern zeigt einige Möglichkeiten auf, um den Impedanzverlauf des Gesamtsystems anzupassen. Durch die Verstellung des ASE kann der Impedanzverlauf des gekoppelten Dämpfers in Richtung des Zielbereichs „geschoben“ werden. [...]. Aufgrund der nicht hinreichend steifen Anbindung des Dämpfers konnten die zuvor errechneten Verläufe [der mechanischen Impedanz] im Versuch nicht erreicht werden.“ (F. Krause, 2021, S. 62)

Auf Basis dieser Erkenntnisse fand in dieser Dissertationsarbeit eine steifere Neugestaltung der Aufnahme und Hebeladaption des Rotationsdämpfers an das ASE statt.

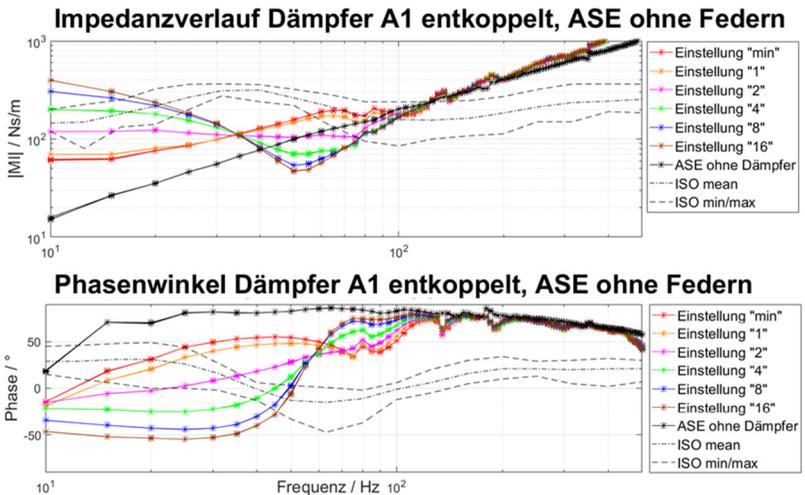


Abbildung D 3: Die mechanische Impedanz des Rotationsdämpfers mit Hebelübersetzung und Kopplung an das ASE über Elastomerefedern. Für diese Messung wurden die Federn des ASE aus dem Mechanismus entfernt, um die Dämpfungswirkung zu erfassen. Abbildung aus: (F. Krause, 2021, S. 48)

Co-betreute Bachelorarbeit von Mootz (2020) um Thema: Entwicklung und Auslegung einer einstellbaren Konstantkraftvorrichtung für mechanische Hand-Arm-Modelle

In der co-betreuten Bachelorarbeit von Mootz (2020) wurde ein Konzept eines Federmechanismus mit bereichsweiser konstanter und einstellbarer Federkraft auf die Anwendung im Umfeld von Hand-Arm-Modellen umgesetzt. In der Arbeit von Mootz findet eine Unterscheidung zwischen aktiven und passiven Mechanismen statt. Im Rahmen seiner Arbeit wird lediglich auf passive Mechanismen eingegangen. Hierzu wurden folgende Konzepte berücksichtigt

Konstantkraft mittels Gewichtskraft

„Ein einfaches Konzept zur Bereitstellung der geforderten Konstantkraft ist eine Masse unter dem Einfluss der Gewichtskraft. Die Masse erfährt eine Beschleunigung durch das konstante Erdbeschleunigungsfeld. Die Gewichtskraft ist unabhängig vom Ort und der Auslenkung, da sie eine konservative Kraft ist. Durch die konstante Masse wird eine konstante Kraft in Richtung der Erdbeschleunigung erzeugt. Damit ist es möglich, eine konstante Kraft über einen großen Auslenkungsbereich bereitzustellen.

Ziel dieser Arbeit ist jedoch die Entwicklung einer Konstantkraftvorrichtung, die die bisherige dynamische Federauslegung des Hand-Arm-Modells nicht verfälscht. Die Trägheit der benötigten Masse würde im dynamischen Betrieb eine nicht zu vernachlässigende Rolle spielen. Somit könnte die bisherige Auslegung des Hand-Arm-Modells nicht verwendet werden. Deshalb werden im Folgenden Wirkprinzipien mit geringer Massenträgheit gesucht.“ (Mootz, 2020, S. 6)

Konstantkraftfedern

„Konstantkraftfedern stellen eine konstante Kraft bereit. Sie sind günstig erwerbliche Standardelemente mit einer geringen Masse. Wang und Watson [22] und Ohtsuki et al. [23] beschreiben das Wirkprinzip. Eine flache Blattfeder wird vorgespannt auf eine Trommel aufgewickelt. Bei Belastung entrollt sich die Feder und stellt einen Bereich konstanter Kraft bereit. Die mathematische Beschreibung erfolgt durch die elastische Balkenbiegung. Da Konstantkraftfedern nicht einstellbar sind, muss die Einstellbarkeit in der geforderten Anwendung konstruktiv gelöst werden.

Konstante Kräfte können auch durch pneumatische oder hydraulische Vorrichtungen bereitgestellt werden [24]. Auch Tellerfedern [25,26] oder Magnetfedern [27] können unter bestimmten Randbedingungen konstante Kräfte bereitstellen. Auch hier muss die Einstellbarkeit konstruktiv sichergestellt werden.“ Mootz (2020)

Als Möglichkeit zur Erzeugung einstellbarer Konstantkräfte präsentiert Mootz das Prinzip der „Superposition von Federsteifigkeiten mit bistabilen Balken“ (Mootz, 2020, S. 7)

„Konstantkraftfedern stellen eine konstante Kraft bereit. Sie sind günstig erwerbliche Standardelemente mit einer geringen Masse. Wang und Watson [22] und Ohtsuki et al. [23] beschreiben das Wirkprinzip. Eine flache Blattfeder wird vorgespannt auf eine Trommel aufgewickelt. Bei Belastung entrollt sich die Feder und stellt einen Bereich konstanter Kraft bereit. Die mathematische Beschreibung erfolgt durch die elastische Balkenbiegung. Da Konstantkraftfedern nicht einstellbar sind, muss die Einstellbarkeit in der geforderten Anwendung konstruktiv gelöst werden.“

Konstante Kräfte können auch durch pneumatische oder hydraulische Vorrichtungen bereitgestellt werden [24]. Auch Tellerfedern [25,26] oder Magnetfedern [27] können unter bestimmten Randbedingungen konstante Kräfte bereitstellen. Auch hier muss die Einstellbarkeit konstruktiv sichergestellt werden.“ (Mootz, 2020, S. 7)

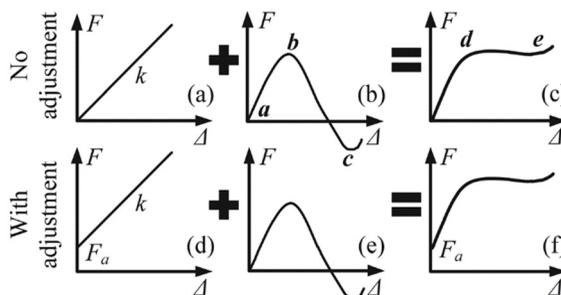


Abbildung D 4: Überlagerung der Federsteifigkeiten nach Chen und Lan (2012)

„Oben [vgl. Abbildung D 4] wird die Superposition ohne und unten mit Vorspannung der linearen Feder dargestellt. Das Ergebnis der Überlagerung der Federsteifigkeiten ist jeweils eine konstante Ausgangskraft, die durch Vorspannung der linearen Feder einstellbar ist.

Die linear-positive Federrate resultiert aus der Verwendung einer Druckfeder. Die negative Federrate entsteht durch die spezielle Geometrie und Konfiguration eines bi-stabilen Balkens, dessen Theorie nachfolgend vorgestellt wird.

[...]

Ein bi-stabiler Zustand kann am Beispiel einer Kugel unter dem Einfluss der Gewichtskraft verdeutlicht werden (Abbildung 3) [vgl. Abbildung D 5]. Die Kugel kehrt nach einer Auslenkung immer in die stabile Ausgangslage (Tiefpunkt) zurück. Es existieren zwei stabile Tiefpunkte, die durch eine instabile Gleichgewichtslage getrennt werden. [28]

Ein bi-stabiler Balken hat an zwei Punkten eine Ruhelage. Dazwischen weist er eine nichtlineare Federkennlinie auf. Diese ist im normierten Kraft-Auslenkungs-Diagramm in Abbildung 4 dargestellt

Der Verlauf der Kraft bei sich erhöhender Auslenkung wird im Kraft-Auslenkungs-Diagramms durch fünf Punkte definiert. Punkt a kennzeichnet den ersten der beiden bi-stabilen Zustände. Beim Aufbringen einer Auslenkung steigt die Kraft zunächst linear an. Die Federsteifigkeit hat einen positiven Wert, bis der Wert der kritischen Knickkraft in Punkt b erreicht wird. Beim weiteren Vergrößern der Auslenkung setzt das Knicken des Balkens ein und die Federsteifigkeit wird negativ. Wenn die Kraft gleich null wird, ist in Punkt c der instabile Gleichgewichtspunkt erreicht. Die Federsteifigkeit bleibt negativ und die Kraft erreicht in Punkt d ein Minimum. Danach fällt der Betrag der Kraft im Punkt e, dem zweiten der beiden bi-stabilen Punkte, auf null ab. [20]⁴ (Mootz, 2020, S. 7–9)



Abbildung D 5: Bi-stabiles Gleichgewicht nach Uhlig zitiert nach (Mootz, 2020, S. 8)

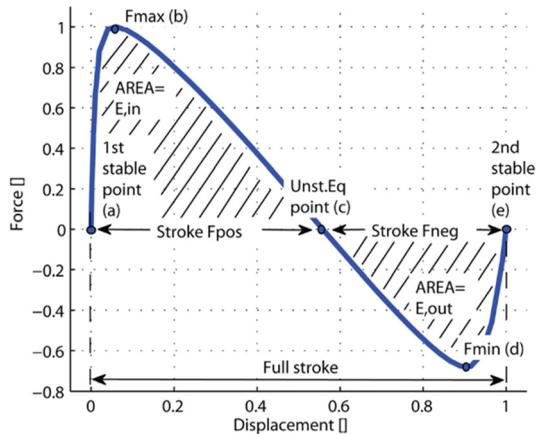


Abbildung D 6: Kraft-Auslenkungs-Diagramm eines bi-stabilen Balkens nach Dunning et al. (2012)

Eine prototypische Umsetzung dieses Konzeptes wird von Chen und Lan (2012) präsentiert.

Ein ähnliches Konzept zur Erzeugung einstellbarer konstanter Kräfte beinhaltet die Kombination aus „Federsteifigkeiten mit nichtlinearer Übersetzung“ (Mootz, 2020, S. 10). Dieses Konzept sieht ebenfalls die Überlagerung von Federkennlinien mit positiver und bereichsweise negativer Steifigkeit vor. Die Federkennlinie mit negativer Steifigkeit wird über eine mechanische Übersetzung der Vorspannung einer Schraubendruckfeder realisiert. Mootz schreibt hierzu:

„Die positive Federrate entsteht aus der Verwendung einer Druckfeder. Die negative Federrate resultiert aus der Verwendung einer Druckfeder, die über eine nichtlineare Übersetzung belastet wird. [37][...]

Beide Druckfedern werden beim Aufbringen einer Kraft belastet. Der Unterschied besteht in der Auslenkung jeder Feder. Die nichtlineare Übersetzung der Auslenkung der ersten Feder zur zweiten Feder kann durch eine Wurzel-Funktion beschrieben werden. Liu [37] et al. beschreiben das Wirkprinzip in Abbildung 7 [vgl. Abbildung D 7].

Durch das Aufbringen einer Kraft F bewegt sich der Nocken („cam“) in negative x -Richtung und die horizontale Feder wird gespannt. Gleichzeitig wird über eine Rollvorrichtung eine Auslenkung in positiver y -Richtung erzeugt.

Die Auslenkung ist nicht linear, sondern wird vom parabolischen Nockenprofil bestimmt. Dadurch wird auch die vertikale Feder komprimiert. Am Kräfteparallelogramm in Abbildung 7 wird ersichtlich, dass die Normalkraft F_0 zwischen Nocken und Rolle in eine horizontale Kraft F_1 und eine vertikale Kraft F_2 zerlegt werden kann. Die Richtung der Normalkraft F_0 ändert sich bei horizontaler Auslenkung des Nockens. Dadurch wird die Kraftkomponente F_1 in x -Richtung kleiner. Gleichzeitig wird die Kraft in der horizontalen Feder größer. Insgesamt kann sich so eine konstante Kraft am Ausgang einstellen. Dafür ist die Bahn der Rollvorrichtung maßgeblich funktionsrelevant. Die Berechnung der Bahn erfolgt aus dem Kräftegleichgewicht am Nocken und anschließender Integration. Die Einstellbarkeit der konstanten Kraft resultiert aus der Vorspannung der horizontalen Feder. [37]“ (Mootz, 2020, S. 11–12)

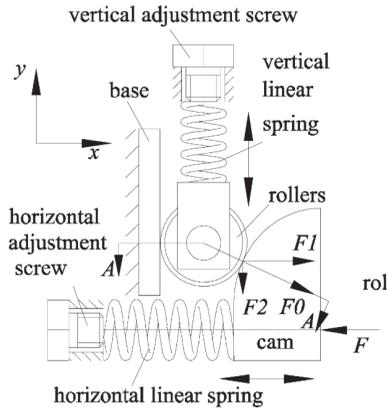


Abbildung D 7: Konstantkraftmechanismus nach Yang Liu et al. (2016) mittels nichtlinearer Auslenkungsübersetzung linearer Schraubendruckfedern

Auf Basis dieser zwei Konzepte wurde das Modell mit bistabilen Blattfedern favorisiert, da hier die Zahl an möglichen geometrischen Nichtlinearitäten (z .B. Spiel, Abheben von Bauteilen) im dynamischen Betrieb als geringer eingeschätzt wurde.

Über FE-Analysen wurden von Mootz unterschiedliche Blattfedergeometrien und Auslenkungszustände untersucht. Ziel dieser Untersuchung war es, die notwendigen Blattfederdicken, Blattfederlängen, Blattfederbreiten und die geometrische Vorspannung (vgl. Abbildung 6.19, S. 132) festzulegen, um einen Konstantkraftmechanismus mit einer maximalen Konstantkraft von 200 N über einen Auslenkungsweg

von 10 mm zu erreichen. Eine Untergrenze der Kraft wurde nicht explizit angegeben. Unter Berücksichtigung von verfügbaren Ausgangsmaterialien konnte Mootz die Blattfedergeometrie wie in Tabelle D 2 folgt festlegen.

Tabelle D 2: Geometrie- und Einbauparameter sowie resultierende mechanische Eigenschaften der bistabilen Blattfeder nach Mootz (2020).

Eingangsparameter	Wert
Länge	50 mm
Breite	12,7 mm
Höhe	0,4 mm
Vorspannweg	1,0 mm
Ausgangsparameter	Wert
Auslenkung	8,9 mm
Max. Spannung	1600 MPa
Vorspannkraft	218 N
Federsteifigkeit	- 4,0 N/mm
Knickkraft	28 N

Der von Mootz entwickelte Prototyp ist in Abbildung D 8 dargestellt und wird wie folgt beschrieben:

„Die Vorrichtung ist in einem zweigeteilten Gehäuse untergebracht. Es besteht aus Gehäuse-Boden (1) und Gehäuse-Deckel (12). Die Kraft wird translatorisch über eine Achse (5) eingeleitet. Die Achse ist über zwei baugleiche Linearkugellager (6) im Gehäuse abgestützt. Auf der Achse befindet sich der Federhalter (7), ein Verbindungsstück zwischen der Achse, den zwei Blattfedern (8) und der Druckfeder (4). Der Federhalter wird kraftschlüssig über eine Schraube mit der Welle verklemmt. Die Blattfedern werden über einen Aluminium-Adapter (9) mit dem Federhalter verbunden. Die Anbindung an das Gehäuse erfolgt ebenfalls über einen Aluminium-Adapter (10). Die Druckfeder wird zwischen dem Federhalter und einer Wellenmutter (3) eingespannt. Bei Drehung der Wellenmutter wird die Druckfeder vorgespannt. Die Wellenmutter ist über ein Innengewinde mit der Gewindehülse (2) verbunden. Die Gewindehülse wird in den Gehäuse-Boden gepresst. Ein Silikon-Stopper (11) kann alternativ eingebaut werden, um die Blattfedern um 2 mm axial vorzuspannen. Dadurch kann die Federkennlinie in den Bereich der konstanten Kraft verschoben werden.“ (Mootz, 2020, S. 43–44)

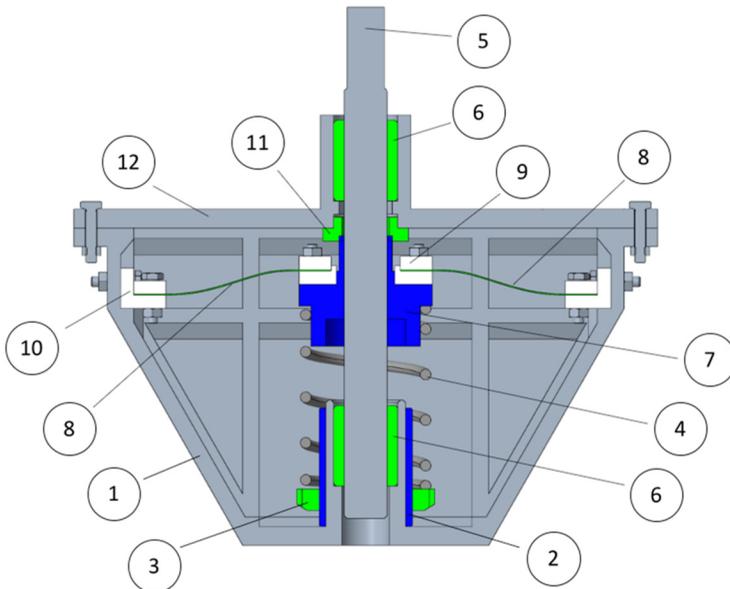


Abbildung D 8: Schnittdarstellung des Konstantkraftmechanismus nach Mootz (2020, S. 43)

Die von Mootz verwendete Schraubendruckfeder ist äquivalent zum Datenblatt in Anhang B. In einer statischen Analyse, analog zum Vorgehen in dieser Arbeit (vgl. Kapitel 6.2.3.2; S. 133), konnte eine Einstellbarkeit der Kraft festgestellt werden. Die Kraft im Prototyp nach Mootz kann im Bereich von 71,6 - 205,7 N mit einer Steifigkeit von 0,2 - 1,4 N/mm eingestellt werden (Mootz, 2020, S. 50).

In dieser Arbeit wurde die Untergrenze der einstellbaren Konstantkraft als zu hoch eingeschätzt. Die kraftschlüssige Verbindung zwischen der Ausgangsachse und Federaufnahme wurde in dieser Konfiguration als nicht geeignet eingeschätzt. Aus diesen Gründen fand eine neue Auslegung des Mechanismus in dieser Arbeit statt. Die Lagerung wurde aus dem Konstantkraftmechanismus entfernt, da im Verbund mit dem restlichen Hand-Arm-Modell, die Lagerung des anpassbaren Steifigkeitselementes genutzt werden kann.

Co-betreute Bachelorarbeit von Volk (2020) zum Thema: Optimierung des Schwingungsverhaltens von anpassbaren Impedanzelementen durch Massenentkopplung

In der co-betreuten Bachelorarbeit von Volk (2020) wurde die Möglichkeit der Reduktion der dynamischen Masse in anpassbaren Impedanzelementen über Massenentkopplung mittels Elastomeren untersucht. Die Idee hierbei liegt in der Absenkung der Mechanischen Impedanz des Hand-Arm-Modells im höheren Frequenzbereich. Die Arbeit von Volk stellt hierbei den ersten Ansatz zur hier vorgestellten einstellbaren Griffaufnahme dar (vgl. Kapitel 6.2.4, S. 139). In der Arbeit von Volk wurde die zentrale Achse des anpassbaren Steifigkeitselementes in eine Haupt- und Nebenachse aufgeteilt und ein Elastomerkörper in den Kraftfluss eingefügt. Hierbei wurden zwei Konzepte untersucht mit unterschiedlicher Beanspruchungsart des Elastomers. Konzept 1 untersuchte eine Zug/Druck – Beanspruchung des Elastomers, während Konzept 2 eine Scherbeanspruchung vorsah. (Volk, 2020)

In einer dynamischen Untersuchung beider Konzepte mit unterschiedlichen Elastomeren in Kombination mit dem anpassbaren Steifigkeitselement konnte die Wirksamkeit des Konzeptes zur Absenkung der mechanischen Impedanz im hohen Frequenzbereich gezeigt werden. Auf eine separate Darstellung der Untersuchung und Untersuchungsergebnisse wird hier verzichtet, da die Integration des Elastomers in die Achse des anpassbaren Impedanzelementes später nicht mehr weiter verfolgt wurde. Grund hierfür war die fehlende Möglichkeit zur späteren Anbringung der handgehaltenen Maschine. Hier wäre eine Adapterkonstruktion zur Aufnahme der Handgriffe der Maschine notwendig gewesen, was die dynamische Masse und folglich die Impedanz zu stark angehoben hätte.

Aufbauend auf die Untersuchung von Volk (2020) untersuchte Leisering (2021) die Integration der elastomeren Entkopplung in die Griffaufnahme.

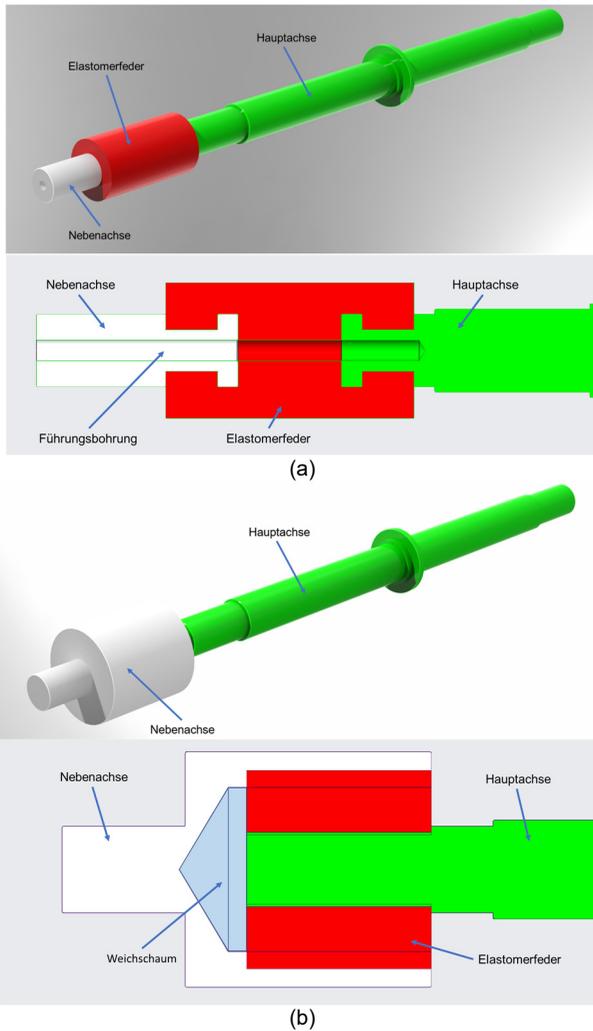


Abbildung D 9: CAD Darstellungen zur geteilten ASE Achse. (a) Konzept mit dem Elastomer in einer Zug/Druck-Konfiguration; (b) Konzept mit dem Elastomer in einer Scherungskonfiguration. Die Kraftaufprägung von Außen erfolgt entlang der Längsachse. (Volk, 2020)

Co-betreute Bachelorarbeit von Leisering (2021) zum Thema: Entwicklung und experimentelle Untersuchung einer massenentkoppelten Bohrhammeraufnahme für Hand-Arm Modelle

In der co-betreuten Bachelorarbeit von Leisering (2021) wurden Potenziale einer Griffaufnahme mit Elastomereinlagen für Hand-Arm-Modelle untersucht. Ziel ist hierbei die Reduktion der mechanischen Impedanz des Hand-Arm-Modells im höheren Frequenzbereich ab ca 100 Hz. Leisering untersuchte Konzepte zur Aufnahme unterschiedlicher Griffgeometrien sowie Möglichkeiten zur leichten Anpassbarkeit der Griffaufnahme. Die Konzepte sind in Abbildung D 10 dargestellt.

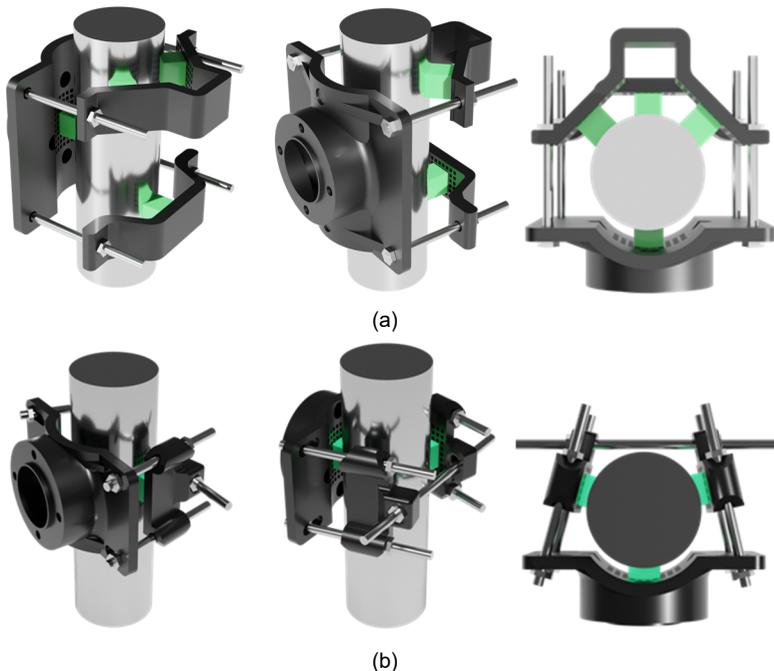


Abbildung D 10: Konzepte einer anpassbaren Griffaufnahme nach Leisering (2021). (a) Konzept mit Vierpunktauflage; (b) Konzept mit Dreipunktauflage. Das Elastomer ist grün eingefärbt.

In beiden Konzepten können unterschiedliche Elastomerkörper durch ein Stecksystem in die Griffaufnahme integriert werden. Auf einer Seite des Elastomerkörpers

sind hierfür zylindrische Hervorhebungen vorhanden die entsprechend in passende Vertiefungen in der Griffaufnahme eingebracht werden können (vgl. Abbildung D 11). Hierdurch können schnell verschiedene Elastomervarianten eingesetzt und untersucht werden. In einer dynamischen Analyse der Griffaufnahme untersuchte Leisering unterschiedliche Shore-A Härten (SH-A 20, SH-A 35), Form der Kontaktfläche des Elastomers mit dem Handgriff (Quadratisch, gleichseitiges Dreieck, Kreisring), Elastomerdicken (5 mm, 10 mm, 15 mm) und Vorspannkräfte an der Griffaufnahme (55 N, 110 N). Die Griffaufnahmen wurden isoliert und in Kombination mit dem ASE (vgl. Abbildung D 12) bzgl. der mechanischen Impedanz untersucht. (Leisering, 2021)



Abbildung D 11: Stecksystem zur Montage der Elastomere an die Griffaufnahme. (Leisering, 2021)

Die Untersuchung erfolgte mit Hilfe des Shaker-Prüfstandes entsprechend Kapitel 5 und Kapitel 6. Die Anregungsform und Datenauswertung erfolgte ebenfalls analog wie in den genannten Kapiteln. Auf eine vollständige Aufschlüsselung und Diskussion aller Einzelergebnisse von Leisering wird verzichtet.

Die Studie von Leisering zeigte eine deutliche Absenkung der mechanischen Impedanz durch die Verwendung der Griffaufnahme im oberen Frequenzbereich ab ca. 80 Hz. Abbildung D 13 zeigt die mechanische Impedanz einer angebrachten Griffaufnahme (Dreipunktaufgabe; Quadratische Elastomerquerschnitt; Shore-A 35, 10 mm Elastomerdicke) des anpassbaren Steifigkeitselementes (als Vorgängermodell bezeichnet).

Während mit den Untersuchungen durch Leisering die Wirksamkeit der Griffaufnahme gezeigt werden konnte, besitzen die präsentierten Konzepte noch Schwächen in der Aufnahme von Querkräften sowie Drehmomenten entlang der Querachsen der Handgriffe. Auf Basis dieser Ergebnisse fand in dieser Arbeit eine neue Iteration in der Entwicklung der anpassbaren Griffaufnahme statt. Es wurden die Zahl, Anordnung und Form der Elastomere grundlegend verändert. Details hierzu können Kapitel 6.2.4 (S. 139) entnommen werden.

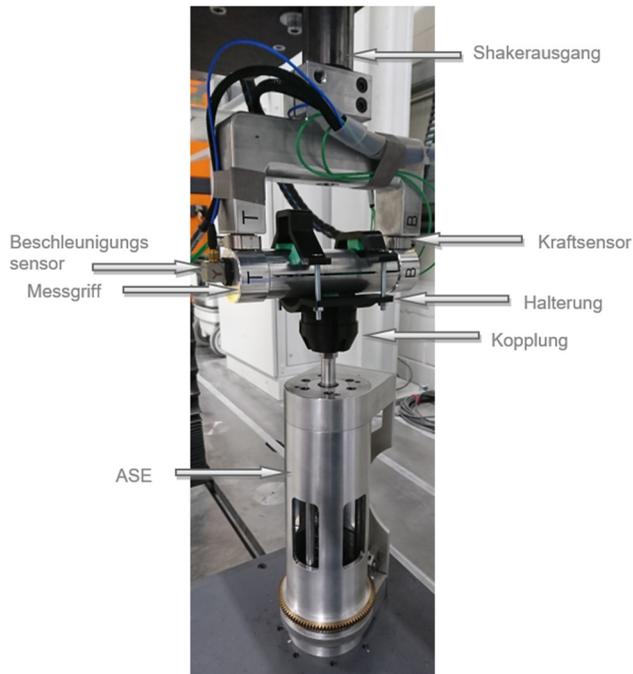


Abbildung D 12: Versuchsaufbau zur Untersuchung der mechanischen Impedanz der Griffaufnahme in Kombination mit dem anpassbaren Steifigkeitselement (ASE). (Leisering, 2021)

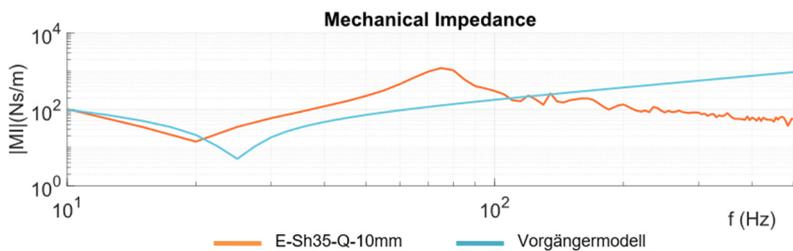


Abbildung D 13: Mechanische Impedanz des ASE (Vorgängermodell) und des ASE mit Griffaufnahme (E-Sh35-Q-10mm). (Leisering, 2021)