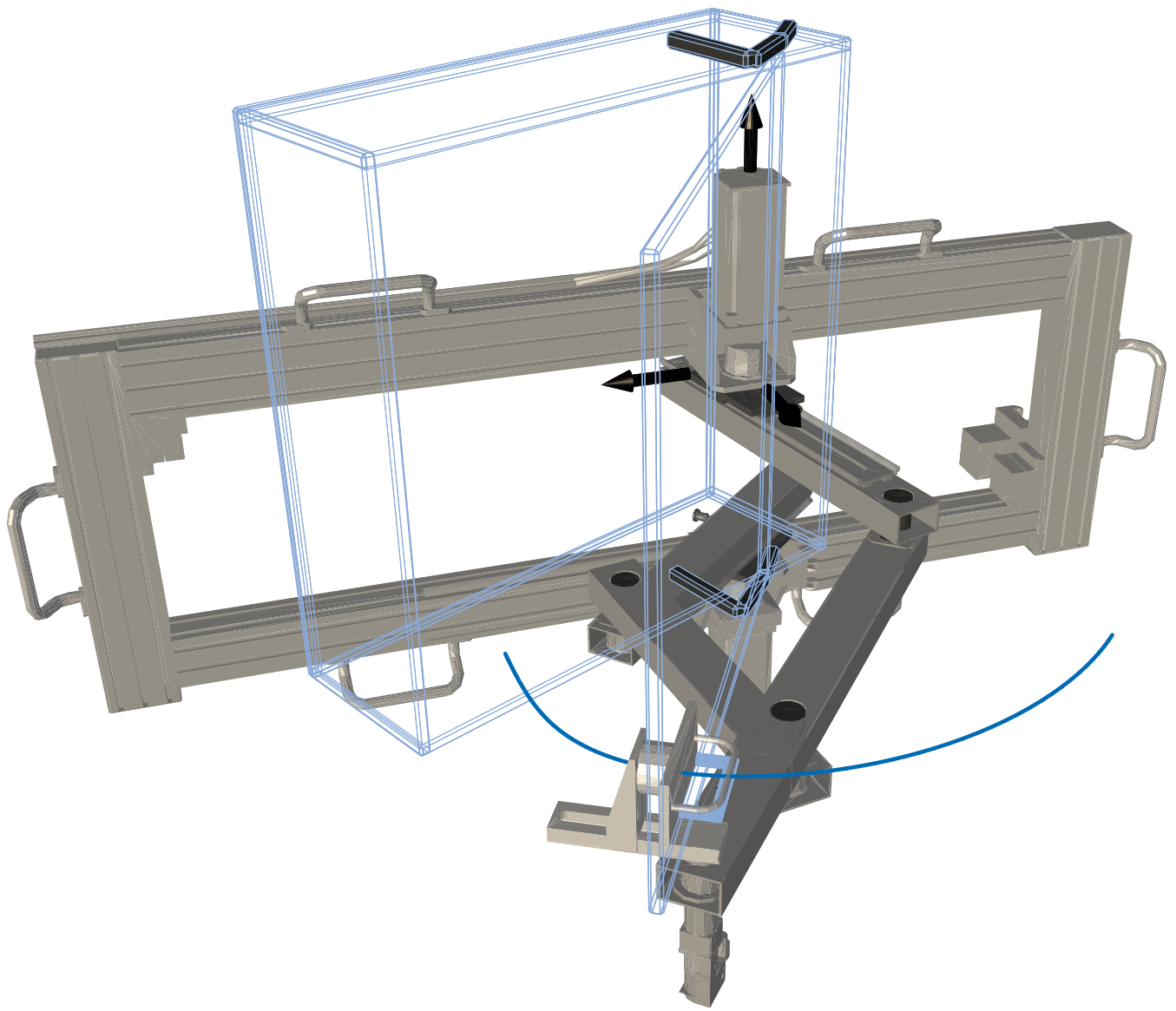




Jascha Norman Paris

Steuerungs- und Regelungsstrategien
zur haptischen Simulation und
Synthese von Getrieben

Steuerungs- und Regelungsstrategien zur haptischen Simulation und Synthese von Getrieben

Open and Closed Loop Control Strategies for the Haptic Simulation and Synthesis of Linkages

Von der Fakultät für Maschinenwesen der
Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen
zur Erlangung des akademischen Grades eines
DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN
genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Jascha Norman Paris

Berichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. (UPT) Burkhard Corves
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Andrés Kecskeméthy

Tag der mündlichen Prüfung: 6. März 2020

Diese Dissertation ist auf den Internetseiten der Universitätsbibliothek online verfügbar.



Doi: 10.18154/RWTH-2020-03049

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik der RWTH Aachen in den Jahren von 2015 bis 2020.

Meinem Doktorvater Herrn Professor Burkhard Corves danke ich herzlich für die Möglichkeit zur Promotion an seinem Lehrstuhl, seine Unterstützung und das mir entgegengebrachte Vertrauen bei allen Projekten. Weiterhin danke ich Herrn Professor Andrés Kecskeméthy für seine Tätigkeit als Berichter und Frau Professorin Verena Nitsch für die Übernahme des Vorsitzes in meinem Promotionsverfahren.

Zusammen haben Professor Burkhard Corves und Professor Mathias Hüsing stets eine familiäre und motivierende Atmosphäre am Institut geschaffen. Dafür danke ich Ihnen. Gelebt wurde das positive Arbeitsklima von den lieben Kolleginnen und Kollegen. Allen danke ich für die gute Zusammenarbeit, die Unterstützung, den Austausch, die Diskussionen, die Konstruktionsbesprechungen und das gemeinsame Institutsleben. Die Zeit am Institut, die netten Menschen sowie die vielfältigen und spannenden Aufgaben behalte ich in bester Erinnerung.

Auf meinen Bürokollegen Mario M ller konnte ich mich immer verlassen und danke ihm für die gemeinsame Zeit, den vielfältigen Austausch und seine Unterstützung. All meinen Studierenden, die mich durch ihre Tätigkeit als Hiwi oder ihre studentischen Arbeiten unterstützt haben, danke ich für ihre Mitarbeit und ihr Engagement.

Meiner Familie und meinen Freunden danke ich für das Verständnis und die Anteilnahme. Insbesondere gebührt mein Dank meinen Eltern für die Förderung und die Unterstützung von der frühen Begeisterung für Wissenschaft und Technik bis zum Korrektorat meiner Dissertation. Vor allem danke ich meiner Partnerin Alina für die spannenden und glücklichen gemeinsamen Jahre, ihr großes Verständnis während der arbeitsreichen Phasen und den Rückhalt.

Aachen, im März 2020
Jascha Paris

Zusammenfassung

Bei der Entwicklung von Produkten, mit denen Nutzer interagieren, stehen neben der technischen Funktion auch die Ergonomie sowie die Gestaltung der Interaktion im Fokus. Treten Anwender in physischen Kontakt mit beweglichen Systemen wie Mechanismen und Getrieben, wird die Nutzererfahrung maßgeblich durch die Kinematik und Dynamik des Produkts bestimmt. Zur Unterstützung der Entwicklung von Getrieben ist es wünschenswert, die Verwendung virtueller Prototypen durch den Einsatz haptischer Feedbacksysteme (HFS) zu ermöglichen. Allerdings ist die Auslegung der Regelung eines HFS aufgrund der Kopplung mit dem Anwender und der Simulation des virtuellen Prototyps anspruchsvoll. Insbesondere der Wunsch nach einer exakten haptischen Abbildung sowie die Limitierungen der hier eingesetzten industriellen Antriebstechnik stellen Herausforderungen dar.

In der vorliegenden Arbeit werden daher Steuerungs- und Regelungsstrategien zur haptischen Simulation von Getrieben abgeleitet und umfassend diskutiert. Zunächst lassen sich HFS vor dem Hintergrund des vorliegenden Anwendungsfalls einordnen und klassifizieren. Die Modellierung des virtuellen Prototyps und des verwendeten HFS REPLALINK wird beschrieben. Zusätzlich erfolgt die Identifikation von Anwendermodellen, sodass ein Gesamtmodell des Systems implementiert werden kann. Die vorgestellten Methoden zur Simulation des virtuellen Prototyps erlauben die schnelle und einfache Modifikation desselben während der Verwendung des HFS.

Dieser Beitrag stellt eine Steuerungsarchitektur für HFS zur haptischen Simulation von Getrieben vor und evaluiert die Regelung des Antriebs- sowie des Gesamtsystems. Verschiedene Architekturen und Methoden, wie virtuelle Kopplungen oder Passivitätsbeobachter, werden für den vorliegenden Fall angepasst oder weiterentwickelt und hinsichtlich ihrer Stabilität und der Abbildungsqualität verglichen. Ebenfalls wird der Einfluss der Simulation des virtuellen Prototyps auf die Regelung diskutiert.

Abschließend wird die Anwendung des Gesamtsystems im Entwicklungsprozess von Getrieben diskutiert. Darüber hinaus werden die Nutzung der haptischen Schnittstelle erweitert und die haptisch-interaktive Getriebesynthese entwickelt. Hierbei kann der Nutzer den virtuellen Prototypen durch das Aufbringen von Kräften während der Nutzung und unabhängig von Kenntnissen der Getriebetechnik modifizieren.

Summary

In the development of products with which users interact, the focus is placed not only on the technical function but also on ergonomics, interaction and experience design. As users get into physical contact with dynamic systems such as mechanisms and linkages, the user's experience is significantly determined by the kinematics and dynamics of the product. In order to support the design and development of mechanisms, it is desirable to enable the application of virtual prototyping using haptic feedback systems (HFS). However, the design and implementation of the control system of an HFS is demanding due to the coupling with the user and the simulation of the virtual prototype. In particular, the need for an accurate haptic representation and the limitations of the applied industrial drive technology pose challenges.

In this contribution, control strategies are derived and comprehensively discussed for the haptic simulation of linkages. Firstly, HFS are classified against the background of the present application. Subsequently, the modeling of virtual prototypes and the utilized HFS REPLALINK is described. In addition, models of humans are identified so that an overall model of the system can be implemented. With the presented methods parameter changes and modifications of the virtual prototype can be executed quickly and easily during simulation.

This thesis presents a control architecture for HFS for the haptic simulation of linkages and assesses the closed-loop control of the drive system as well as the overall system. Different architectures and methods, such as virtual couplings or passivity observers, are adapted or further improved for the present task and compared with respect to their stability and representation quality. The influence of the simulation of the virtual prototype on the controller is further discussed.

Finally, the application of the overall system in the development process of mechanisms is discussed. Moreover, the use of haptic interfaces is extended and the haptic-interactive mechanism synthesis is introduced and developed. Thereby the user can modify the virtual prototype just by applying forces during usage and independent of his knowledge of mechanism theory.

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen und Indizes	xi
1. Einleitung	1
1.1. Ziel der Arbeit	3
1.2. Aufbau der Arbeit	4
2. Haptische Feedbacksysteme	7
2.1. Haptische Wahrnehmung	7
2.2. Geschichte und Anwendung	9
2.3. Simulierte haptische Prototypen	10
2.4. Strukturen	11
2.5. Klassifikation	16
3. Modellierung und Simulation	19
3.1. REPLALINK	20
3.1.1. Systemübersicht	21
3.1.2. Kinematik	23
3.1.3. Dynamik	29
3.1.4. Servomotoren	33
3.1.5. Sensoren	35
3.1.6. Parameteridentifikation	36
3.2. Virtueller Prototyp	40
3.2.1. Kinematik und Dynamik	41
3.2.2. Kraftunterstützung und Anschläge	44
3.2.3. Online-Simulation und -Parameteränderung	46
3.3. Anwender	48
3.3.1. Modellierung der Dynamik	49
3.3.2. Parametrierung	52
3.4. Validierung	54

4. Steuerung und Regelung	59
4.1. Steuerungsarchitektur	60
4.1.1. Steuerungskomponenten	60
4.1.2. Architektur des REPLALINKS	62
4.1.3. Sicherheit	64
4.2. Regelung des Antriebssystems	67
4.2.1. Filterung	68
4.2.2. Positionsregelung	71
4.2.3. Hybride Regelung	81
4.3. Regelung des haptischen Feedbacksystems	83
4.3.1. Regelungsarchitekturen	86
4.3.2. Integration	91
4.3.3. Passivität	93
4.3.4. Stabilität und Leistungsvermögen	97
5. Anwendung	107
5.1. Anwendungsszenarien	107
5.2. Haptische Synthese	111
5.2.1. Konzept	112
5.2.2. Änderungswünsche	116
5.2.3. Optimierungsbasierte Maßsynthese	122
5.2.4. Realisierung	134
6. Zusammenfassung und Ausblick	139
Wissenschaftliche Arbeiten	145
Literatur	147
Tabellen	163
Abbildungen	165

A.	Weitere Angaben zum REPLALINK	169
B.	Weitere Angaben zum virtuellen Prototypen	179
C.	Weitere Angaben zum Menschmodell	187
D.	Messungen zur Regelung	189
E.	Parameter zur haptischen Synthese	201

Formelzeichen und Abkürzungen

In dieser Arbeit wird die folgende Notation für die mathematische Darstellung verwendet: Vektoren erhalten einen Vektorpfeil, vergleiche Vektor $\vec{v}$, Matrizen werden groß und fett gedruckt, vergleiche Matrix $\mathbf{A}$, und komplexe Zahlen werden unterstrichen dargestellt, vergleiche komplexe Zahl $\underline{z}$. Auf einen Eintrag eines Vektors oder einer Matrix wird mit tiefgestellten Indizes in eckigen Klammern verwiesen, vergleiche $\mathbf{A}_{[1,3]}$. Handelt es sich um einen Vektor, der sich auf die drei Antriebsmotoren 10, 40 und 52 bezieht, wird auch mit den Motorbezeichnungen auf einen Eintrag eines Vektors verwiesen, vergleiche $\vec{v}_{10}$. Bei Vektoren in kartesischen Koordinatensystemen kann auf die einzelnen Einträge auch mit den tiefgestellten Koordinaten x , y und z bzw. für die Rotationen ζ_x , ζ_y und ζ_z verwiesen werden, siehe $\vec{v}_{xy}$. In der untenstehenden Tabelle werden auch Einheiten und die Dimension einer Variable angegeben. Unterscheiden sich die Einheiten innerhalb eines Vektors, wird dies durch „div.“ gekennzeichnet. Kann der Vektor unterschiedliche Dimensionen aufweisen, wird auch dies durch „div.“ angegeben.

Lateinische Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bedeutung	ab Seite
$\vec{a}_S$	$[\text{ms}^{-2}]_{\{10\}}$	Schwerpunktsbeschl. des REPLALINKS	27
$\vec{a}_{S,VP}$	$[\text{ms}^{-2}]_{\{8\}}$	Schwerpunktsbeschl. des VP	43
$b_{\Delta r}^-$	$[\text{m}]_{\{1\}}$	Änderungsbreite unterhalb des Schwerpunkts	120
$b_{\Delta r}^+$	$[\text{m}]_{\{1\}}$	Änderungsbreite oberhalb des Schwerpunkts	120
c	$[\text{div}]_{\{1\}}$	Allgemeine Federsteifigkeit	14
c_F	$[\frac{\text{N}}{\text{m}}]_{\{1\}}$	Federsteifigkeit der Kraftunterstützung des VP	44
$\mathbf{C}_{An}$	$[\text{div}]_{\{3,3\}}$	Steifigkeitsmatrix eines Anwenders	50
$c_{\mathcal{S},i}$	$[\frac{\text{N}}{\text{m}}]_{\{1\}}$	Federsteifigkeit eines Anschlags des VP	45
d	$[\text{div}]_{\{1\}}$	Allgemeine Dämpfung	14
$\mathbf{D}_{An}$	$[\text{div}]_{\{3,3\}}$	Dämpfungsmatrix eines Anwenders	50
$d_{\mathcal{S},i}$	$[\frac{\text{Ns}}{\text{m}}]_{\{1\}}$	Dämpfung eines Anschlags des VP	45
E_{kin}	$[\text{J}]_{\{1\}}$	Kinetische Energie	94

Symbol	Einheit	Bedeutung	ab Seite
$e_{\max}$	$[-]_{\{1\}}$	Maximaler Fehler	71
E_{pot}	$[J]_{\{1\}}$	Potentielle Energie	94
$\vec{e}$	$[\text{rad}]_{\{3\}}$	Positionsfehler des REPLALINKs im Gelenkraum	57
$\vec{e}_F$	$[\text{m}]_{\{3\}}$	Differenz zwischen Soll- und Istkraft am Handgriff	81
$\vec{e}_H$	$[\text{m}]_{\{3\}}$	Positionsfehler des REPLALINKs im Aufgabenraum	73
F	$[\text{div}]_{\{1\}}$	Verallgemeinerte Kraft, also Kraft oder Moment	13
f_{HS}	$[-]_{\{1\}}$	Zielfunktion für die haptische Synthese	125
$\mathbf{F}(\vec{q})$	$[\text{div}]_{\{6,3\}}$	Reibmatrix des REPLALINKs	32
$\mathbf{F}_{\text{Ident}}$	$\left[\frac{\text{N}}{\text{m}}\right]_{\{3 \times n, 12\}}$	Matrix zur Reibidentifikation	37
f_{pos}	$[-]_{\{1\}}$	Zielfunktion für die Positionierung des VP	133
$F_{S,ij}$	$[\text{N}]_{\{1\}}$	Statische Gelenkkraft am Gelenk $i j$	33
$\vec{F}_B$	$[\text{div}]_{\{3\}}$	Verallgemeinerte, ebene Benutzerkräfte	32
$\vec{F}_{\text{rB}}$	$[\text{div}]_{\{6\}}$	Verallgemeinerte, räumliche Benutzerkräfte	30
$\vec{F}_G$	$[\text{N}]_{\{5\}}$	Ebene Gewichtskräfte des REPLALINKs	31
$\vec{F}_{G,i}$	$[\text{N}]_{\{3\}}$	Gewichtskräfte des Glieds i	30
$\vec{F}_G^R$	$[\text{N}]_{\{15\}}$	Räumliche Gewichtskräfte des REPLALINKs	30
$\vec{F}_{R,S}$	$[\text{Nm}]_{\{4\}}$	Statische, reduzierte Gelenkkräfte des VP	44
$\vec{F}_T$	$[\text{N}]_{\{10\}}$	Trägheitskräfte des REPLALINKs	30
$\vec{F}_{T,i}$	$[\text{N}]_{\{3\}}$	Trägheitskräfte des Glieds i	30
$\vec{F}_Z$	$[\text{N}]_{\{12\}}$	Ebene Zwangskräfte im REPLALINK	31
$\vec{F}_{Z,ij}$	$[\text{N}]_{\{3\}}$	Schnittkräfte am Gelenk $i j$	30
$\vec{F}_Z^R$	$[\text{N}]_{\{18\}}$	Räumliche Zwangskräfte im REPLALINK	30
G	$[\text{div}]_{\{1\}}$	Allgemeine Übertragungsfunktion $G(s)$	69
$\mathbf{G}(\vec{q})$	$[\text{div}]_{\{5,3\}}$	Gewichtskraftmatrix des REPLALINKs	32
$\vec{G}_{e[i]}$	$[\text{rad}]_{\{3\}}$	Regelgüte bezüglich des Positionsfehlers	72
$\vec{G}_{\tau[i]}$	$[\text{Nm}]_{\{3\}}$	Kennwert für die Regelung bezüglich der benötigten Antriebsmomente	72
$\vec{G}_{\Delta\tau[i]}$	$[\text{Nm}]_{\{3\}}$	Kennwert für die Regelung bezüglich der Abweichung zu den berechneten Antriebsmomenten	72
G_Y	$[-]_{\{1\}}$	Qualität der Abbildung einer Admittanz	98
H	$[\text{div}]_{\{1\}}$	Zeitdiskrete Impulsübertragungsfunktion $H(z)$	85
I_0	$[\text{A}]_{\{1\}}$	Stillstandsstrom eines Motors	34
i_d	$[\text{A}]_{\{1\}}$	Hauptstromkomponente eines Motors	34

Symbol	Einheit	Bedeutung	ab Seite
i_G	$[-]_{\{1\}}$	Getriebeübersetzung eines Motors	34
i_{Kraft}	$\left[\frac{\text{Nm}}{\text{N}}\right]_{\{1\}}$	Übersetzung von Kurbel zu Kraft am Koppelpunkt	129
$\mathbf{I}$	$[-]_{\{\text{div.}\}}$	Einheitsmatrix	82
$\mathbf{I}_{ZC}$	$[-]_{\{3,3\}}$	Gesamt-Jacobimatrix der Coriolis- und Zentrifugalbeschl. des VP	43
$\mathbf{I}_{ZC,R}$	$[-]_{\{3,3\}}$	Gesamt-Jacobimatrix der Rotation der Coriolis- und Zentrifugalbeschl. des VP	43
$\mathbf{I}_{ZC,T}$	$[-]_{\{8,3\}}$	Gesamt-Jacobimatrix der Translation der Coriolis- und Zentrifugalbeschl. des VP	43
i_q	$[\text{A}]_{\{1\}}$	Querstromkomponente eines Motors	34
$\vec{i}_d$	$[\text{A}]_{\{3\}}$	Hauptstromkomponenten aller Motoren	74
$\vec{i}_q$	$[\text{A}]_{\{3\}}$	Querstromkomponenten aller Motoren	68
$\vec{I}_R$	$[-]_{\{3\}}$	Gesamtübersetzung der Rotation des VP	43
$\vec{I}_{\text{Reib}}$	$[\text{div}]_{\{3\}}$	Übersetzung der Reibmomente des VP	44
$\vec{I}_T$	$\left[\frac{\text{m}}{\text{rad}}\right]_{\{8\}}$	Gesamtübersetzung der Translation des VP	43
$\vec{I}$	$[\text{div}]_{\{3\}}$	Übersetzung des VP	43
J	$[\text{kgm}^2]_{\{1\}}$	Allgemeines Massenträgheitsmoment	171
j	$[-]_{\{1\}}$	Komplexe Zahl, entspricht $\sqrt{-1}$	15
$\mathbf{J}$	$[\text{rad}]_{\{3,3\}}$	Jacobimatrix des REPLALINKS	26
$\mathbf{J}_R$	$[-]_{\{5,3\}}$	Gesamt-Jacobimatrix der Rotation des REPLALINKS	26
$\mathbf{J}_T$	$\left[\frac{\text{m}}{\text{rad}}\right]_{\{10,3\}}$	Gesamt-Jacobimatrix der Translation des REPLALINKS	26
$\mathbf{J}_{ZC}$	$[\text{div}]_{\{3,3\}}$	Jacobimatrix der Zentrifugal- und Coriolisbeschl. des REPLALINKS	27
$\mathbf{J}_{ZC,R}$	$[-]_{\{5,5\}}$	Gesamt-Jacobimatrix der Zentrifugal- und Coriolisbeschl. der Rotation des REPLALINKS	27
$\mathbf{J}_{ZC,T}$	$\left[\frac{\text{m}}{\text{rad}}\right]_{\{10,5\}}$	Gesamt-Jacobimatrix der Zentrifugal- und Coriolisbeschl. der Translation des REPLALINKS	27
J_{red}	$[\text{kgm}^2]_{\{1\}}$	Reduziertes Massenträgheitsmoment des VP	44
$k_{\alpha\beta\gamma}$	$[-]_{\{1\}}$	Faktor zur Parametrierung eines $\alpha\beta\gamma$ -Filters	70
$K_{b_{\Delta r}}$	$[-]_{\{1\}}$	Faktor für die Abklingfunktion der Verschiebungen	120
$K_{b_{\Delta \varphi}}$	$[-]_{\{1\}}$	Faktor für die Abklingfunktion der Verdrehungen	121
k_{AW}	$[-]_{\{1\}}$	Maximale Fensterbreite eines FOAW-Filters	71
K_{i_q}	$\left[\frac{\text{V}}{\text{A}}\right]_{\{1\}}$	Verstärkung des Stromreglers	75

Symbol	Einheit	Bedeutung	ab Seite
K_M	$\left[\frac{\text{A}}{\text{Nm}}\right]_{\{1\}}$	Drehmomentkonstante	34
$\mathbf{K}_{F,i}$	$[\text{div}]_{\{3\}}$	Integrationsverstärkung des Kraftfehlers	81
$\mathbf{K}_{F,p}$	$[\text{div}]_{\{3\}}$	Verstärkung des Kraftfehlers	81
$\mathbf{K}_i$	$\left[\frac{\text{Nm}}{\text{rad s}}\right]_{\{3\}}$	Verstärkung des integrierten Positionsanteils	72
$\mathbf{K}_p$	$\left[\frac{\text{Nm}}{\text{rad}}\right]_{\{3\}}$	Verstärkung des Positionsanteils	72
$\mathbf{K}_v$	$\left[\frac{\text{Nm s}}{\text{rad}}\right]_{\{3\}}$	Verstärkung des Geschwindigkeitsanteils	72
$\mathcal{K}$	$[\text{div}]_{\{3\}}$	Durch Anschläge begrenzte Koppelkurve	41
$\mathcal{K}_{\text{ges}}$	$[\text{div}]_{\{3\}}$	Koppelkurve	42
K_p	$\left[\frac{1}{\text{s}}\right]_{\{1\}}$	Verstärkung des Positionsreglers der Kaskadenregelung	77
$K_{\Delta r}$	$\left[\frac{\text{m}}{\text{N}}\right]_{\{1\}}$	Faktor für die Verschiebung der Referenzlagen	120
$K_{\Delta \varrho}$	$\left[\frac{\text{rad}}{\text{Nm}}\right]_{\{1\}}$	Faktor für die Verdrehung der Verschiebungen	121
$K_{\Delta s}$	$\left[\frac{\text{m}}{\text{Nm}}\right]_{\{1\}}$	Faktor für die Verschiebung der Anschläge	121
K_σ	$\left[\frac{\text{m}}{\text{rad}}\right]_{\{1\}}$	Umrechnung Winkelfehler in Positionsfehler	125
$k_{\text{Tp}i}$	$[\text{div}]_{\{1\}}$	Filterparameter eines Tiefpassfilters	69
K_v	$\left[\frac{\text{A}}{\text{s}}\right]_{\{1\}}$	Verstärkung des Drehzahlreglers der Kaskadenregelung	77
$l_{\overline{ij}}$	$[\text{m}]_{\{1\}}$	Länge eines Getriebeglieds mit den Gelenken i und j	24
l_c	$[\text{m}]_{\{1\}}$	Federlänge der Feder der Kraftunterstützung des VP	45
$l_{c,0}$	$[\text{m}]_{\{1\}}$	Federlänge der entspannten Feder	44
$L_{\mathcal{K}}$	$[\text{m}]_{\{1\}}$	Bogenlänge der Koppelkurve	117
L_{ph}	$[\text{H}]_{\{1\}}$	Induktivität eines Motors	34
m	$[\text{kg}]_{\{1\}}$	Allgemeine Masse	14
M_0	$\left[\frac{\text{N}}{\text{m}}\right]_{\{1\}}$	Stillstandsmoment eines Motors	34
$M_{F,C,ij}$	$[\text{Nm}]_{\{1\}}$	Coulombsches Reibmoment am Gelenk ij	33
$M_{F,ij}$	$[\text{Nm}]_{\{1\}}$	Reibmoment am Gelenk ij	30
$\mathbf{M}(\vec{q})$	$[\text{div}]_{\{3,3\}}$	Trägheitsmatrix des REPLALINKS	32
$\mathbf{M}_{\text{An}}$	$[\text{div}]_{\{3,3\}}$	Massematrix eines Anwenders	50
$\overline{\mathbf{M}}_{\text{VP}}$	$[\text{Nm}]_{\{12,12\}}$	Massematrix des VP	44
$\overline{\mathbf{M}}$	$[\text{div}]_{\{15,15\}}$	Massenmatrix des REPLALINKS	32
$M_{T,i}$	$[\text{Nm}]_{\{1\}}$	Trägheitsmomente des Glieds i um die z-Achse	30
$\vec{M}_c$	$[\text{Nm}]_{\{1\}}$	Resultierendes Moment der Feder des VP	44
$\vec{M}_F$	$[\text{Nm}]_{\{6\}}$	Reibmomente des REPLALINKS	30
$\vec{M}_R$	$[\text{Nm}]_{\{4\}}$	Reibmomente der Gelenke des VP	44
$\vec{M}_{\mathcal{S}}$	$[\text{Nm}]_{\{1\}}$	Resultierendes Moment der Anschläge des VP	44

Symbol	Einheit	Bedeutung	ab Seite
$\vec{M}_T$	[Nm] _{5}	Trägheitsmomente des REPLALINKS	30
$\vec{M}_{Z,ij}$	[Nm] _{3}	Schnittmomente am Gelenk ij	30
$\vec{M}_Z^R$	[Nm] _{12}	Räumliche Zwangsmomente im REPLALINK	30
n	[−] _{1}	Allgemeine Anzahl	120
n_{ref}	[−] _{1}	Anzahl der Referenzlagen für die haptische Synthese	119
n_S	[div] _{1}	Diskretisierungsintervall eines Sensors	35
n_t	[−] _{1}	Diskreter Zeitschritt	70
$\vec{N}$	[Nm] _{3}	Abkürzung bekannter sowie externer Anteile der Antriebsmomente	73
$\vec{n}_K$	[m] _{2}	Normalenvektor zur Koppelkurve	121
$\vec{N}_F$	[Nm] _{3}	Abkürzung für bekannte Anteile des Antriebsmoments	81
P	[W] _{1}	Arbeit, Leistung	95
P_N	[div] _{1}	Stärke des Messrauschens eines Sensors	35
$\vec{p}_{\text{An}}$	[div] _{3}	Pose des Anwenderersatzmodells	51
$\vec{p}_{\text{An},0}$	[div] _{3}	Führungstrajektorie des Anwenderersatzmodells	50
$\vec{p}_H$	[div] _{3}	Pose des Handgriffs des REPLALINKS	24
$\vec{p}_K$	[div] _{3}	Pose des Koppelpunkts des VP	42
$\vec{p}_{K,Z}$	[div] _{3}	Zentrum bzw. Schwerpunkt mehrerer Koppelpunktposen	125
$\vec{q}$	[rad] _{3}	Minimalkoordinaten des REPLALINKS	24
R_{ph}	[Ω] _{1}	Elektrischer Widerstand eines Motors	34
$\vec{r}_{IJ,i}$	[m] _{3}	Relativvektor zwischen zwei Punkten IJ eines Glieds i	25
s	$\left[\frac{1}{s}\right]$ _{1}	Komplexe Frequenz, vergleiche Fourier-Laplace-Transf.	15
$s_{\mathcal{K}}$	[m] _{1}	Bahnparameter entlang der Koppelkurve	117
$s_{\mathcal{K},S}$	[m] _{1}	Schwerpunkt angreifender Kräfte entlang der Koppelkurve	119
$\mathbf{S}_{F,t}$	[−] _{3,3}	Projektion in den Tangentialraum zur Koppelkurve	81
$\mathbf{S}_{p,n}$	[−] _{3,3}	Projektion in den Normalraum zur Koppelkurve	81
$\mathcal{S}_i$	[rad] _{−}	Begrenzung i der Koppelkurve	42
T	[s] _{1}	Zeitspanne	72
t	[s] _{1}	Zeit	15
$T_{n,iq}$	$\left[\frac{1}{\text{ms}}\right]$ _{3}	Nachstellzeit des Stromreglers	75
$T_{n,p}$	[s] _{1}	Nachstellzeit des Positionsreglers der Kaskadenregelung	77
$T_{n,v}$	[s] _{1}	Nachstellzeit des Drehzahlreglers der Kaskadenregelung	77
T_s	[s] _{1}	Zykluszeit	35

Symbol	Einheit	Bedeutung	ab Seite
$T_{\sigma,v}$	[s] _{1}	Verzögerung des Positionsreglers der Kaskadenregelung	78
$T_{\sigma,p}$	[s] _{1}	Verzögerung im Positionsregler der Kaskadenregelung	78
T_{tot}	[s] _{1}	Totzeit	35
$\vec{t}_K$	[m] _{2}	Tangentialvektor zur Koppelkurve	122
u_d	[V] _{1}	Hauptspannungskomponente eines Motors	34
u_q	[V] _{1}	Querspannungskomponente eines Motors	34
$\vec{u}_d$	[V] _{3}	Hauptspannungskomponenten aller Motoren	74
$\vec{u}_e$	[div] _{3}	Stellgröße des linearen Fehlersystems	73
$\vec{u}_{e_H}$	[div] _{3}	Stellgröße des Fehlersystems im Aufgabenraum	74
$\vec{u}_{\text{imp}}$	[div] _{3}	Stellgröße der Impedanzregelung	84
$\vec{u}_q$	[V] _{3}	Querspannungskomponenten aller Motoren	68
v	[div] _{1}	Allgemeine Geschwindigkeit	13
$\mathbf{V}_q(\vec{q})$	[div] _{3,3}	Zentrifugal- und Coriolismatrix des REPLALINKS	32
$\vec{v}_S$	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]_{\{10\}}$	Schwerpunktgeschw. des REPLALINKS	26
$\vec{v}_{S,VP}$	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]_{\{8\}}$	Schwerpunktgeschw. des VP	43
$\mathbf{W}_i$	[div] _{div}	Koeffizienten der Kräfteart i für die ebenen Kräftegleichgewichte	32
$\mathbf{W}_i^R$	[div] _{div}	Koeffizienten der Kräfteart i für die räumlichen Kräftegleichgewichte	30
x	[div] _{1}	Allgemeine Position	70
x	[m] _{1}	Koordinaten entlang der x-Achse	24
x	[div] _{1}	Optimierungsvariable	48
$\vec{x}$	[div] _{div}	Allgemeiner Positionsvektor	13
$\vec{x}_{\text{opt}}$	[div] _{{8+n_{\text{ref}}}}	Vektor der Optimierungsgrößen für die haptische Synthese	125
Y	[div] _{1}	Admittanz: Mechanische Leitfähigkeit	13
y	[m] _{1}	Koordinaten entlang der y-Achse	24
Z	[div] _{1}	Impedanz: Widerstand gegen eine Bewegung	13
z	$\left[\frac{1}{\text{s}}\right]_{\{1\}}$	Zeitdiskrete, komplexe Frequenz, vergleiche Fourier-Laplace-Transf.	69
z	[m] _{1}	Koordinaten entlang der z-Achse	29
Z_p	[−] _{1}	Polpaarzahl eines Motors	34

Griechische Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bedeutung	ab Seite
α_F	$[-]_{\{1\}}$	Parameter α des $\alpha\beta\gamma$ -Filters	70
β_F	$[-]_{\{1\}}$	Parameter β des $\alpha\beta\gamma$ -Filters	70
γ_F	$[-]_{\{1\}}$	Parameter γ des $\alpha\beta\gamma$ -Filters	70
γ	$[\text{rad}]_{\{1\}}$	Winkel zwischen Glied I und Anlenkpunkt der Feder	44
Δ_{K,H_S}	$[\text{m}]_{\{1\}}$	Abstand zwischen einer Koppelpunktlage und den Arbeitsraumgrenzen	133
Δr	$[\text{m}]_{\{1\}}$	Verschiebung der Referenzlagen	120
$\Delta s_{\mathcal{K}}$	$[\text{m}]_{\{1\}}$	Verschiebung entlang der Koppelkurve	122
ϵ	$[-]_{\{1\}}$	Maschinengenauigkeit	45
ϵ_{K,H_S}	$[-]_{\{1\}}$	Wahrheitswert, ob ein Koppelpunkt innerhalb der Arbeitsraumgrenzen liegt	133
ζ_x	$[\text{m}]_{\{1\}}$	Drehung um die x-Achse	113
ζ_y	$[\text{m}]_{\{1\}}$	Drehung um die y-Achse	113
ζ_z	$[\text{m}]_{\{1\}}$	Drehung um die z-Achse	113
ϑ	$[\text{rad}]_{\{1\}}$	Koppelwinkel des VP	42
$\mu_{C,ij}$	$[-]_{\{1\}}$	Coulombscher Reibwert am Gelenk $i j$	33
$\mu_{v,ij}$	$[-]_{\{1\}}$	Viskoser Reibwert am Gelenk $i j$	33
$\vec{\mu}_{c,VP}$	$[-]_{\{4\}}$	Coulombscher Reibwert in den Gelenken des VP	44
$\vec{\mu}_{v,VP}$	$[-]_{\{4\}}$	Viskoser Reibwert in den Gelenken des VP	44
$\vec{\xi}_S$	$[\text{m}]_{\{4\}}$	Vektor der Schwerpunktabstände des VP	43
$\Delta\varrho$	$[\text{rad}]_{\{1\}}$	Verdrehung der Referenzlagen	121
ϱ	$[\text{rad}]_{\{1\}}$	Orientierung des Griffs relativ zum Glied II. des VP	41
σ_{ij}	$[\text{rad}]_{\{1\}}$	Winkel zwischen Gliedern i und j des VP	42
σ_{10}	$[\text{rad}]_{\{1\}}$	Generalisierte Koordinate des VP	41
$\sigma_{10,\text{kor.}}$	$[\text{rad}]_{\{1\}}$	Korrektur des Zustands des VP	48
$\sigma_{\max}$	$[\text{rad}]_{\{1\}}$	Anschlag als obere Grenze für σ_{10}	45
$\sigma_{\min}$	$[\text{rad}]_{\{1\}}$	Anschlag als untere Grenze für σ_{10}	45
$\dot{\sigma}_{R,0}$	$\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]_{\{1\}}$	Grenze der Relativgeschwindigkeit für die Reibungsbestimmung	44
$\vec{\sigma}$	$\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]_{\{4\}}$	Vektor der Gliedwinkel des VP	43
$\dot{\vec{\sigma}}_{\text{rel}}$	$\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]_{\{1\}}$	Relativwinkelgeschw. zwischen den Gliedern des VP	44

Symbol	Einheit	Bedeutung	ab Seite
σ_S	$[\text{rad}]_{\{1\}}$	Abstand zur Deck- und Strecklage eines Zweischlags	127
$\vec{\tau}$	$[\text{Nm}]_{\{3\}}$	Antriebsmomente des REPLALINKS	30
τ_i	$[\frac{\text{N}}{\text{m}}]_{\{1\}}$	Antriebsmoment des Motors i	30
$\vec{\tau}_V$	$[\text{Nm}]_{\{3\}}$	Vorsteuermoment	68
$\dot{\phi}^2$	$[\text{rads}^{-2}]_{\{5\}}$	Quadrat der Winkelgeschw. der Glieder des REPLALINKS	27
φ	$[\text{rad}]_{\{1\}}$	Phasenverschiebung	15
φ_{ij}	$[\text{rad}]_{\{1\}}$	Relativwinkel zwischen den Gliedern i und j	23
φ	$[\text{rad}]_{\{1\}}$	Rotation um die z-Achse	24
$\vec{\varphi}$	$[\text{rad}]_{\{5\}}$	Vektor aller Gliedwinkel relativ zum Gestell	25
$\vec{\Phi}_F$	$[\text{m}]_{\{12\}}$	Vektor aller Reibwerte des REPLALINKS	37
$\vec{\Phi}_{geo}$	$[\text{m}]_{\{10\}}$	Vektor aller geometrischen Parameter des REPLALINKS	24
$\vec{\Phi}_S$	$[\text{m}]_{\{5\}}$	Vektor aller Schwerpunktsabstände des REPLALINKS	26
ψ_{PM}	$[\text{Wb}]_{\{1\}}$	Elektromagnetischer Fluss	34
$\vec{\xi}_{geo}$	$[\text{div}]_{\{8\}}$	Vektor der kinematischen Parameter des VP	42
$\omega_{e,i}$	$[\frac{\text{rad}}{\text{s}}]_{\{1\}}$	Elektrische Winkelgeschwindigkeit des Motors i	34
$\omega_{F,0}$	$[\frac{\text{rad}}{\text{s}}]_{\{1\}}$	Grenze der Relativgeschwindigkeit für die Reibungsbestimmung	33
ω	$[\frac{\text{rad}}{\text{s}}]_{\{1\}}$	Kreisfrequenz	15
$\vec{\omega}$	$[\frac{\text{rad}}{\text{s}}]_{\{3\}}$	Vektor der Winkelgeschwindigkeit eines Glieds	25

Indizes

Index	Bedeutung	ab Seite
a1	Agierendes Anwendermodell mit Feder-Dämpfer-Element	50
a2	Agierendes Anwendermodell mit zwei Feder-Dämpfer-Elementen	51
An	Anwender, Benutzer des HFS	50
F	Reibung, beim Robotermodell	37
filt	Gefilterte Messgröße	68
ges	Gesamt	38
HFS	Bezogen auf das haptische Feedbacksystem	84
H_S	Arbeitsraumgrenzen bezogen auf den Punkt H	133
ideal	Rechnerische, ideale Werte	99
ist	Istgröße	13
kin	Kinetische Energie	95
kor.	Korrekturwert	96
mess	Messgröße, ungefilterte Istgröße	13
n	In Normalenrichtung	113
neu	Aktualisierte Parameter des VP	48
oF	Ohne Reibung, beim Robotermodell	37
r1	Reagierendes Anwendermodell mit Feder-Dämpfer-Element	51
ref	Referenz	119
Reib	Reibung	95
rel	Relativwert	33
sim	Durch Simulationen ermittelte Werte	99
soll	Sollgröße, auch Stellgröße	13
ss	Berücksichtigung von Schwell- und Sättigungswert	118
stell	Stellgröße	13
stell,V	Stellgröße mit Vorsteuerung der Dynamik	73
t	In Tangentialrichtung	113
Tp	Tiefpassfilter	69
VP	Bezogen auf den virtuellen Prototypen	48
W	Wunsch	121

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung	ab Seite
CTC	Berechnete-Momente-Regelung, engl. <i>Computed-Torque Control</i>	55
DD	Direkte Dynamik	46
DK	Direkte Kinematik	23
FG	Freiheitsgrad	16
FOAW	Adaptives Fenster-Filter erster Ordnung	70
HFS	haptisches Feedbacksystem	7
ID	Inverse Dynamik	46
IK	Inverse Kinematik	23
KR	Kaskadenregelung, hier des ACOPOS Servoverstärkers	55
MKS	Mehrkörper-Simulation	54
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung oder echtzeitfähiger Industrie-Computer	22
SQP	Sequentielle quadratische Programmierung, Optimierungsverfahren	131
VC	Virtuelle Kopplung, engl. <i>virtual coupling</i> zwischen HFS und VP	84
vDK	Vollständige direkte Kinematik, d.h. 0. bis 2. Ordnung	87
vIK	Vollständige inverse Kinematik, d.h. 0. bis 2. Ordnung	87
VP	Virtueller Prototyp, hier simuliertes Getriebe	19

Abbildungslegende

	Logische Komponente eines Systems
	Physische Komponente eines Systems
	Übergeordnetes Modul eines Systems
	Mechanische Verbindung
	Bus-System, Powerlink
	OPC UA, Maschine-zu-Maschine-Kommunikationsprotokoll
	Daten, Signal

Abb. 1.: Legende für Systemabbildungen

1. Einleitung

Die Entwicklung von Produkten, mit denen Nutzer direkt interagieren, birgt besondere Herausforderungen. Während die Erfüllung der technischen Funktion zumeist beherrscht wird, sind Verhalten, Erwartungen und Eigenschaften von Menschen vielfältig und schwer vorherzusagen.

Obwohl schon im alten Ägypten und im römischen Reich ein Zusammenhang zwischen gesundheitlichen Problemen und Arbeit dokumentiert wurde, begann erst mit der industriellen Revolution im 19. Jahrhundert die wissenschaftliche Untersuchung der Ergonomie [Jap19]. Diesen Begriff prägte im Jahr 1857 der polnische Gelehrte Wojciech Jastrzębowski, zusammengesetzt aus den Worten Arbeit, griechisch *ergon*, und Gesetz, griechisch *nomos* [Jap19]. Die Ergonomie verfolgt den Ansatz, Aufgaben für Menschen angemessen zu gestalten und Produkte anhand der Kriterien menschliche Leistung, Gesundheit, Sicherheit, Wohlbefinden und Zufriedenheit zu bewerten [DIN11c, S. 11]. Die VDI-Richtlinie 2242 zum Konstruieren ergonomiegerechter Erzeugnisse fordert, dass vom Menschen ausgeübte Tätigkeiten ausführbar, zumutbar, zufriedenstellend und langfristig erträglich sein sollen [VDI86].

Weiterhin sollte die Interaktion und das Verhalten des Produkts für den Menschen verständlich sein. Über die Ergonomie und Interaktionsgestaltung hinaus, adressiert die Erfahrungsgestaltung Qualität der Produkte und Vergnügen bei ihrer Verwendung [Nor13, S. 4 f.]. Ein Lösungsansatz zur Entwicklung von Produkten, die nicht frustrieren, sondern begeistern, ist das Gestaltungsprinzip des *Human-Centered Design*. Dabei wird der Mensch mit seinen Fähigkeiten, Bedürfnissen und Verhaltensweisen in den Mittelpunkt des Entwicklungsprozesses gestellt. Iterativ werden die vier Schritte, Beobachtung, Ideengenerierung, Prototypenbau und Erprobung durchlaufen [Nor13, S. 222 f.]. Hierbei ist die Verwendung von Prototypen zur Ermittlung der tatsächlichen Bedürfnisse des Nutzers unverzichtbar.

Eine Klasse von technischen Erzeugnissen, mit denen Nutzer direkt interagieren, stellen die Getriebe dar. Nach Volmer [Vol78, S. 14] ist ein Getriebe „*eine mechanische Einrichtung zum Übertragen von Bewegungen und Kräften oder zum Führen von Punkten eines Körpers auf bestimmten Bahnen*“. Dies beinhaltet die Unterscheidung zwischen *Übertragungsgetrieben* zur reinen Umwandlung und *Führungsgetrieben* zur Bahnführung. Im alltäglichen und industriellen Umfeld bewegen Menschen regelmäßig handbetätigte Getriebe beider

Arten. Beispiele für handbetätigte Übertragungsgetriebe sind Autotüren, Handpressen und Seilwinden. Manuell bewegte Führungsgetriebe sind beispielsweise Türen an Möbeln und Maschinengehäusen, Fitness- und Rehabilitationsgeräte sowie rekonfigurierbare Tische oder Schlafsofas. Gemein ist allen Beispielen, dass die Funktion heute gelöst ist und eine Differenzierung nur über Ergonomie, Interaktions- und insbesondere die Erfahrungsgestaltung erfolgen kann.

Zusammengefasst besteht auch bei der Entwicklung von handbetätigten Getrieben die Notwendigkeit, Ergonomie und Erfahrungsgestaltung einzubeziehen. Dies kann durch das *Human-Centered Design* realisiert werden, wobei Prototypen und Erprobung zentrale Elemente sind. Um die benötigten Iterationen trotz Zeit- und Budgetvorgaben durchlaufen zu können, ist der schnelle und kosteneffiziente Einsatz von Prototypen erforderlich oder zumindest wünschenswert.

Mit der Frage, wie derartige Forderungen an die Erstellung von Prototypen umsetzbar sind, hat sich der Sonderforschungsbereich 374 *Entwicklung und Erprobung innovativer Produkte – Rapid Prototyping* [BG07] beschäftigt. Wenn es nicht möglich ist, auf einen physischen Prototypen zu verzichten, kann dessen Herstellung durch Verfahren wie das selektive Lasersintern erleichtert werden. Noch effizienter ist in vielen Fällen die Verwendung von virtuellen Prototypen. In der Regel basieren diese auf einem Simulationsmodell, dessen Ergebnisse dem Entwickler auf verschiedene Arten, beispielsweise in Form von Diagrammen oder Animationen, dargestellt werden.

Um Prototypen für die Entwicklung von handbetätigten Getrieben effizient einzusetzen, ergeben sich zwei Lösungsansätze: Die digitale Modellierung des Menschen oder die haptische Bereitstellung der virtuellen Prototypen für den Anwender. Zum erstgenannten Ansatz existieren eine Vielzahl digitaler Menschmodelle und Verfahren zur digitalen Ergonomiebewertung. Einen Überblick dazu bieten Bullinger-Hoffmann und Mühlstedt [BM17]. Die Modelle werden genutzt, um die ergonomischen Randbedingungen, beispielsweise bei der Fahrzeugkonstruktion, oder die physische Belastung bei bestimmten Tätigkeiten zu evaluieren. All diese Verfahren decken ausschließlich die ergonomischen Aspekte der Interaktion ab und können keine Aussage zur Erfahrungsgestaltung treffen. Folglich sollten die digitalen Prototypen der handbetätigten Getriebe dem Anwender haptisch erlebbar dargestellt werden.

Ein Ansatz zur haptischen Darstellung virtueller Welten oder entfernter Systeme ist die Verwendung eines haptischen Feedbacksystems. Dies wird auch als force Feedback, kinä-

thetisches Feedback oder haptische Simulation bezeichnet. Bei diesen Geräten handelt es sich im Prinzip um Roboter, die eine Bewegungs- oder Krafteingabe des Anwenders messen, daraus eine Sollkraft oder Sollbewegung berechnen und diese ausgeben.

Der Einsatz haptischer Feedbacksysteme bei der Entwicklung von handbetätigten Getrieben bietet vermutlich entscheidende Vorteile. Nur durch den effizienten und wiederkehrenden Einsatz von Prototypen, hier virtuellen Prototypen, ist es möglich, neben ergonomischen Anforderungen, auch die Interaktions- und Erfahrungsgestaltung in die Entwicklung mit einzubeziehen. Hierdurch ist die Gestaltung qualitativ hochwertiger Produkte und die Differenzierung gegenüber anderen Produkten möglich.

1.1. Ziel der Arbeit

Der Einsatz eines haptischen Feedbacksystems soll die Verwendung digitaler Prototypen für die Auslegung handbetätigter Getriebe, unter Berücksichtigung von Ergonomie und Interaktion, ermöglichen. Dazu wird die haptische Simulation von Getrieben entwickelt und dann für ein haptisches Feedbacksystem implementiert. Ein solches System, der REPLALINK, wird am Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik der RWTH Aachen entwickelt und dient in diesem Beitrag als beispielhaftes Feedbacksystem.

Gegenüber gängigen Anwendungen von haptischen Feedbacksystemen, ergeben sich bei der haptischen Simulation von Getrieben einige Besonderheiten. Handbetätigte Getriebe sind in der Regel ebene Getriebe mit nur einem Freiheitsgrad, weisen jedoch häufig einen großen Bewegungsbereich und teilweise hohe Betätigungskräfte auf. Gleichzeitig werden sie durch den Anwender schnell bewegt und stark beschleunigt. Die haptische Darstellung des Simulationsmodells eines virtuellen Getriebes sollte möglichst exakt erfolgen, um einen realitätsnahen Eindruck des virtuellen Prototypen zu erzeugen. Dabei muss eine Skalierung oder Dämpfung des virtuellen Systems vermieden werden, da sonst der haptische Eindruck verzerrt würde.

Das Ziel dieses Beitrags ist es zunächst, steuerungs- und regelungstechnische Herausforderungen umfassend zu diskutieren. Bestehende Methoden sollen für den beschriebenen Anwendungsfall angepasst und weiterentwickelt werden, um dadurch die haptische Simulation von Getrieben und die Auslegung des Gesamtsystems zu ermöglichen. Weiterhin soll eine

Evaluierung verschiedener Konzepte erfolgen und die Implementierung des Gesamtsystems skizziert werden.

Dies erfolgt am Beispiel eines viergliedrigen Getriebes als virtueller Prototyp. Bei der Umsetzung der haptischen Simulation ergeben sich folgende Fragestellungen: Wie müssen Getriebe modelliert werden, sodass eine realitätsnahe, haptische Erfahrung möglich ist? Wie kann das Simulationsmodell in Echtzeit berechnet und wie können Getriebeparameter schnell verändert werden? Wie kann ein haptisches Feedbacksystem in Interaktion mit einem Anwender selbst simuliert werden, um ein Regelungssystem auszulegen? Welche Steuerungsarchitektur ist für ein haptisches Feedbacksystem zur haptischen Simulation geeignet? Wie kann die Sicherheit des Anwenders gewährleistet werden? Da die lineare Regelungstheorie nur schwer anwendbar ist [HO16, S. 1074], stellt sich die Frage, wie das Gesamtsystem modelliert und ausgelegt werden kann. Wie kann das Gesamtsystem stabil geregelt werden kann?

Darüber hinaus soll das Potential haptischer Feedbacksysteme zur Interaktion weiter genutzt und die Entwicklung handbetätigter Getriebe zusätzlich verbessert werden. In Anlehnung zur grafisch-interaktiven Getriebesynthese, soll dazu im Rahmen der vorliegenden Arbeit das neuartige Vorgehen der haptischen Synthese entwickelt werden. Bei der grafisch-interaktiven Getriebesynthese wird eine umfassende grafische Darstellung von Getriebeeigenschaften bei Änderungen der Getriebeparameter direkt aktualisiert. Das Ziel der haptischen Synthese ist es, dem Anwender die Möglichkeit zu bieten, über die haptische Interaktion Getriebeeigenschaften anzupassen und die Auswirkungen direkt evaluieren zu können. Jedoch sind die Freiheitsgrade der haptischen Schnittstelle, das ist ein Handgriff mit einem Sechs-Achs-Kraftsensor, beschränkt. Daher ist eine Lösung für die Ableitung und Umsetzung von haptisch vermittelten Änderungswünschen zu finden.

1.2. Aufbau der Arbeit

Nach der Darstellung der Motivation, der Ziele sowie des Aufbaus der Arbeit in Kapitel 1, folgt in Kapitel 2 die Einführung haptischer Feedbacksysteme vor dem Hintergrund des vorliegenden Beitrags. Der Hauptteil der Arbeit ist in drei Teile gegliedert: Kapitel 3 – *Modellierung und Simulation*, Kapitel 4 – *Steuerung und Regelung* sowie Kapitel 5 – *Anwendung*. Inwieweit die einzelnen Elemente in das Gesamtsystem einzuordnen sind, zeigt Abb. 1.1

anhand eines vereinfachten, schematischen Systemaufbaus und den zugeordneten Kapiteln dieser Arbeit.

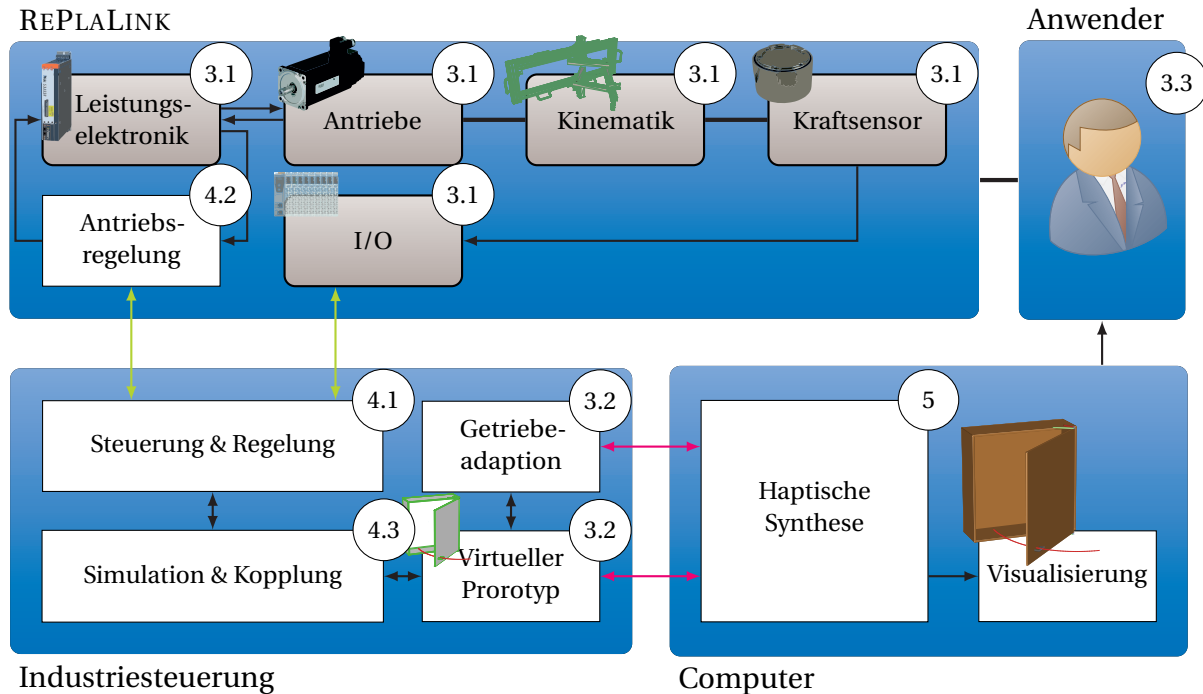


Abb. 1.1.: Schematischer Aufbau des untersuchten Systems und analoger Aufbau der Arbeit

Zunächst werden die für den Betrieb notwendigen Modelle vorgestellt. Dies ist zum einen das Modell des Roboters REPLALINK in Abschnitt 3.1, der hier als haptisches Feedbacksystem verwendet wird und zum anderen der virtuelle Prototyp eines ausgewählten, handbetätigten Getriebes in Abschnitt 3.2. Weiterhin sind diese Modelle notwendig, um verschiedene Regelungs- und Sicherheitskonzepte umzusetzen. Zur Auslegung und Evaluierung der Regelung ist eine Simulation des Gesamtsystems hilfreich, siehe Abschnitt 3.4, wofür ein Modell des Anwenders, wie in Abschnitt 3.3 hergeleitet, benötigt wird.

Darauf aufbauend werden sowohl die Steuerung als auch die Regelung des Gesamtsystems ausgelegt. Die Steuerungsarchitektur des REPLALINKS und das Sicherheitskonzept stellt Abschnitt 4.1 vor. Zunächst kann die Positions- und Kraftregelung unabhängig von der haptischen Simulation betrachtet werden, siehe Abschnitt 4.2. Dazu wird die Regelung von Robotern diskutiert und vor dem Hintergrund des REPLALINKS untersucht. Industrielle Antriebskomponenten für dynamische Anwendungen, namentlich Servomotoren und Servoverstärker, besitzen eigene, parametrierbare Regelkreise, die ebenfalls analysiert und eingestellt werden. Zentral für die beabsichtigte Anwendung ist die stabile Regelung des

Gesamtsystems. Gegenüber einem klassischen Industrieroboter befinden sich, mit dem Anwender und dem virtuellen Prototypen, zwei zusätzliche schwingungsfähige Systeme zweiter Ordnung in einem haptischen Feedbacksystem. Die Kopplung des virtuellen Prototypen mit der Antriebsregelung des haptischen Feedbacksystems wird in Abschnitt 4.3 diskutiert. Auch der Einfluss der Simulation des Prototyps auf die Stabilität und das Leistungsvermögen des Gesamtsystems wird untersucht.

Das Anwendungsszenario und die Verwendung des Gesamtsystems zur haptischen Simulation von Getrieben werden in Abschnitt 5.1 erläutert. Aufbauend führt Abschnitt 5.2 die neuartige haptische Synthese zur Entwicklung von handbetätigten Getrieben ein und erklärt deren Implementierung.

Abschließend fasst Kapitel 6 den vorliegenden Beitrag zusammen und gibt einen Ausblick auf mögliche Erweiterungen und weitere Anwendung des Systems.

2. Haptische Feedbacksysteme

Eine allgemeine Definition oder klare Abgrenzung gibt es für haptische Feedbacksysteme, kurz HFS, nicht. Vielmehr handelt es sich um einen Sammelbegriff für verschiedene Systeme. Bereits die Definition von Haptik ist nicht eindeutig. Während der Duden [Dud18] Haptik als die „Lehre vom Tastsinn“ definiert, ist der Begriff im vorliegenden Zusammenhang im Sinne der Definition des Oxford English Dictionary [OED18] zu verstehen; als Oberbegriff für den Tastsinn, die Wahrnehmung von Stellung und Bewegung sowie weiterer taktiler und kinästhetischer Sinne.

Aufbauend darauf, ist ein HFS ganz allgemein ein System, das einem Menschen über dessen haptischen Sinn Informationen vermittelt. Im einfachsten Fall besteht ein HFS, wie beim Vibrationsalarm eines Mobiltelefons, aus einer Einheit zur Informationsverarbeitung und einem Aktor. Um eine haptische Interaktion zu ermöglichen, d.h. die Aktionen des Anwenders wahrzunehmen, benötigt das HFS zusätzlich noch Sensoren für die Position bzw. Lage oder Kraft. Aus dieser Betrachtung wird deutlich, dass viele HFS im Prinzip Roboter darstellen und umgekehrt Roboter als HFS genutzt werden können.

Dieses Kapitel gibt einen Überblick über HFS, führt benötigte Begriffe sowie Definitionen ein und ordnet das betrachtete System in den Stand der Forschung ein. Zunächst erläutert Abschnitt 2.1 die hier relevanten Aspekte der haptischen Wahrnehmung. In Abschnitt 2.2 werden der Ursprung und einige Anwendungen von HFS dargestellt. Aufbauend darauf präsentiert Abschnitt 2.3 den Stand der Forschung zur haptischen Simulation von Getrieben. Bei HFS werden verschiedene Strukturen unterschieden, die Abschnitt 2.4 vorstellt. Auch aufbauend darauf zeigt Abschnitt 2.5 eine mögliche Klassifikation von HFS und ordnet das vorliegende System ein.

2.1. Haptische Wahrnehmung

Die Haptik umfasst taktile und kinästhetische Sinne. Eine Wahrnehmung resultiert jedoch erst aus der neuronalen Verarbeitung all dieser und zusätzlicher akustischer sowie optischer Reize [Hat13, S. 26]. Die haptische Wahrnehmung ist Gegenstand der Forschung der Sinnesphysiologie, Psychophysik und Neurologie. In diesem Abschnitt werden angesichts des

umfangreichen Forschungsgebiets nur die wichtigsten Zusammenhänge und Erkenntnisse hinsichtlich dieses Beitrags dargestellt und auf die Literatur zur menschlichen Wahrnehmung verwiesen [Mac08; Hat13; KMM14].

Grundsätzlich kann die Haptik entsprechend der beteiligten Sinnesorgane und deren Eigenschaften in die taktilen und kinästhetischen Sinne unterteilt werden. Der taktile Sinn, also der Tastsinn, umfasst mechanische, thermische, chemische und elektrische Stimuli und basiert auf einer Berührung. Verschiedene Arten von Rezeptoren für diese Reize befinden sich in der Haut. Die taktile Wahrnehmung mechanischer Reize wird medizinisch Mechanorezeption genannt und umfasst Druck, Berührung und Vibration. Hingegen unterscheidet die kinästhetische Wahrnehmung, medizinisch Propriozeption, Körperlage, Bewegung sowie Kraft. Sie beruht auf Rezeptoren in Muskeln und Sehnen. Es handelt sich um eine Eigenwahrnehmung, da keine äußeren Reize vorhanden sein müssen. [SLH10, S. 273 ff.] [DIN11d, S. 11]

Wichtige Kennwerte der haptischen Wahrnehmung sind die absolute und differentielle Wahrnehmungsschwelle. Sie geben an, ab welcher Amplitude ein Reiz überhaupt erkennbar bzw. unterscheidbar ist. Zur differentiellen Wahrnehmungsschwelle lässt sich die *Just Noticeable Difference* als Quotient aus Differenz zweier unterscheidbarer Stimuli zu deren Amplitudenmittelwert definieren. Hierbei hat Weber schon 1846 herausgefunden, dass dieser über einen großen Amplitudenbereich annähernd konstant ist [Web46]. Obwohl bei der haptischen Simulation von Getrieben hauptsächlich kinästhetische Sinne angesprochen werden, ist die taktile Interaktion durch die Berührung des Griffs des HFS immer vorhanden. Dies bedeutet, dass bei der Auslegung sowohl die taktilen als auch die kinästhetischen Wahrnehmungsschwellen berücksichtigt werden müssen. Weiterhin ist ein Griff am HFS zu verwenden, der den gleichen taktilen Eindruck macht, wie der Griff des auszulegenden Getriebes.

Kennwerte der haptischen Wahrnehmung basieren immer auf Experimenten, stellen häufig Mittelwerte dar und sind in der Regel abhängig von vielen Faktoren. Dazu gehört die Anregungsfrequenz, aber auch Faktoren wie Wärme oder überlagerte Reize [Hat13, S. 37 ff.]. Dennoch sollen hier einige Wahrnehmungsschwellen genannt werden, um eine Abschätzung der Anforderungen an das HFS und die Regelung zu ermöglichen.

Taktil können mit den Händen statisch ab 0,5 mN aufgelöst und 1 mm unterschieden werden. Bei Vibrationen ist die minimale Amplitude stark frequenzabhängig zwischen 200 μm bei 3 Hz bis zu 3 μm bei 150 Hz. Die maximal wahrnehmbare Frequenz liegt bei 500 Hz und 50 μm . Kinästhetische Wahrnehmungsschwellen können in Körperlage, Bewegung und Kraft

eingeteilt werden. Die Bandbreite liegt dabei zwischen 20 Hz und 30 Hz. Die Lage der Gelenke kann am Schultergelenk auf $0,8^\circ$, am Ellenbogen auf 2° und in den Fingern auf $2,5^\circ$ genau unterschieden werden. Dies entspricht an unserer Hand einer Genauigkeit im Zentimeterbereich. Die Wahrnehmung von Bewegung ist abhängig von der Winkelgeschwindigkeit. So können Menschen beispielsweise eine Bewegung von $0,2^\circ$ im Schultergelenk bei einer Geschwindigkeit von $0,3 \frac{^\circ}{s}$ detektieren. [HS04; SLH10, S. 273 ff.]

Neben diesen physiologischen Kennwerten sind auch anwendungsbezogene psychophysische Kennwerte zu beachten. In der vorliegenden Anwendung ist dies insbesondere die minimale Steifigkeit, die als Festkörper, d.h. als Wand oder als Anschlag, wahrgenommen wird. Bei Experimenten mit verbundenen Augen ermittelten Tan et al. eine Steifigkeit von $24,2 \frac{N}{mm}$ für diesen Schwellwert [TSE94].

Zur Vollständigkeit seien hier noch die wichtigsten Kennwerte der Ausgabefähigkeit des Menschen genannt. Kontrolliert kann der Mensch Kräfte bis zu 100 N mit einer maximalen Frequenz von 30 Hz aufbringen [TSE94]. Bei verschiedenen Experimenten zu kontrollierten Armbewegungen beim Fangen von Objekten oder beim Bewegen zwischen Kontrollpunkten wurde eine maximale Geschwindigkeit der Hand im Bereich von $1 \frac{m}{s}$ ermittelt [FH85; KSO99].

2.2. Geschichte und Anwendung

Das erste haptische Feedbacksystem ist ein elektromechanischer Manipulator von Goertz und Thompson aus dem Jahr 1954 [OL05]. Dieser bestand aus zwei identischen, miteinander verkabelten Roboterarmen – einem teleoperierten Roboter und einem haptischen Feedbacksystem [GOT58]. Das System ist für den Einsatz in nuklearen Umgebungen konzipiert und steht damit beispielhaft für den Einsatz von Telerobotik in gefährlichen Umgebungen [GT54] in [Bur99]. Auf derselben Kinematik aufbauend, entwickelten Brooks et al. in den Jahrzehnten von 1967 bis 1990 im Rahmen des Projekts *GROPE* ein HFS, das die Interaktion mit einem virtuellen Modell erlaubt. Ziel des Projekts war es, die Kraftfelder von interagierenden Proteinmolekülen darzustellen. Die Wissenschaftler quantifizierten die Verbesserung der Arbeit der Chemiker im Vergleich zur rein visuellen Unterstützung um den Faktor zwei und motivieren damit den Einsatz von HFS in Wissenschaft und Entwicklung [BOB90]. In diesem Zeitraum gab es zudem weitere Ansätze in der Telerobotik sowie bei der Verwendung von Exoskeletten und haptischen Handschuhen [Sto01]. Doch erst ab dem Jahr 1990, befördert

durch die Verfügbarkeit neuer Technologien, stieg die Anzahl der HFS deutlich und auch die ersten kommerziellen HFS waren Mitte der 1990er-Jahre erhältlich [SCB04; OL05; Bur99].

Inspiziert von der verfügbaren Technologie, startete INTUITIVE 1995 die Entwicklung des Teleoperationssystems *Da Vinci*. Bei diesem System steuert der Operateur über ein HFS den Operationsroboter und kann so minimal-invasive Operationen durchführen, die anders nicht möglich wären. Seit der Einführung 2000 wurden schon über fünf Millionen Operationen durchgeführt [INT18]. Weiterhin werden HFS von MOOG zum Training von Operateuren in der Zahn- und Augenmedizin eingesetzt [MOO18].

Neben diesen spezialisierten Geräten bieten viele Hersteller allgemein einsetzbare HFS an. Von 3D Systems werden Geräte für Computerarbeitsplätze angeboten, die häufig für die dreidimensionale Modellierung genutzt werden [3DS18]. Größere Geräte, beispielsweise für Montagesimulationen, bieten Haption und Motek an [Hap18; Mot18].

Einen weiteren Bereich stellen tragbare HFS in Form von Exoskeletten oder Anzügen dar. Neue Entwicklungen auf diesem Gebiet verfolgen das Ziel, haptische Anzüge zu schaffen, die eine vollständige Immersion ermöglichen. Motiviert durch die Unterhaltungsindustrie können diese neben haptischem Feedback auch die Muskeln mit elektromagnetischen Reizen stimulieren, aufheizen oder abkühlen und die Bewegungen des Anwenders messen [Tes18].

Auch in der Forschung gibt es eine Vielzahl verschiedener HFS. Exemplarisch sind drei Systeme zu nennen, die zu dem hier verwendeten Roboter REPLALINK ähnliche Leistungsdaten aufweisen. Eine SCARA-Struktur mit hydraulischen Antrieben verwenden Vlugt et al. zur Analyse des menschlichen Arms [VSH03]. Ueberle et al. entwickeln die serielle, redundante Kinematik VISHARD10, um den generellen Einsatz von Redundanz für HFS zu untersuchen [UMB04]. Auch Lee et al. konstruieren ein HFS mit dem Ziel einer hohen Kraftausgabefähigkeit, das auf einer parallelen Kinematik basiert und für den Einsatz zur Rehabilitation oder zum Training genutzt werden soll [LHO17].

2.3. Simulierte haptische Prototypen

Den Einsatz haptischer Feedbacksysteme zur Simulation von Prototypen und zur Evaluierung von Produkteigenschaften skizzierten Thurfjell et al. bereits 2002 [TMM02]. Weitergehend

zeigen Bordegoni et al. die systematische Verwendung von HFS in der Konzept- und Validierungsphase der Produktentwicklung. Dabei wird die Tonmodellierung neuer Produkte mittels HFS digitalisiert und die Evaluierung von Drehknöpfen und Schaltern durch HFS mit einem Freiheitsgrad abgebildet [BCF06]. Auch Ha et al. nutzen HFS zur Simulation von Drehknöpfen für die Entwicklung von Waschmaschinen [HKP09].

Clover et al. realisierten erstmals 1997 die haptische Ausgabe einer dynamischen Simulation eines sehr einfachen virtuellen Getriebes [CLT97]. Hervorzuheben ist dabei die Verwendung industrieller Antriebstechnik im Gegensatz zur üblichen, spezialisierten und teuren Antriebstechnik für HFS. Aufbauend darauf zeigen Strolz et al. die haptische Simulation einer angetriebenen Autotür für den Einsatz als virtuellen Prototypen in der Entwicklung [SB08; SMG09]. Weitergehend präsentieren Kölling et al. das in dieser Arbeit verwendete HFS REPLALINK zur universellen haptischen Simulation von handbetätigten Bewegungseinrichtungen, dessen Auslegung und Konstruktion sowie die Verwendung im Entwicklungsprozess von Mechanismen [KPH13; KPH14; KPH16]. Auch Demirkale et al. nutzen ein HFS zur haptischen Simulation von ungleichförmig übersetzenden Getrieben [DTB15; DTD17]. Das System hat zwei Freiheitsgrade und wird durch elektrische Linearmotoren angetrieben.

2.4. Strukturen

Technische Systeme werden häufig anhand ihrer Eingangs- und Ausgangsgrößen klassifiziert oder beschrieben. Insbesondere bei HFS können anhand dieser Größen verschiedene Klassen und Strukturen unterschieden werden. Die Einführung von haptischen Interaktionspfaden [Hat13, S. 47 f.] ermöglicht die Klassifizierung und Einordnung in die Robotik. Prinzipiell bietet ein HFS zwei Schnittstellen und kann darüber zum einen mit dem Anwender und zum anderen mit einem gekoppelten System interagieren. Mögliche gekoppelte Systeme sind dabei virtuelle Umgebungen, ein weiterer Manipulator oder die reale Umgebung, also Objekte oder Bauteile. Die Interaktionspfade zwischen den Akteuren zeigt Abb. 2.1. Der Anwender tritt mit dem HFS über seine *Handlungen* oder seine *Wahrnehmung* in Interaktion. Gekoppelte Systeme erfahren durch das HFS eine *Manipulation* und umgekehrt erhält das HFS eine *Sensorrückmeldung*. Interagieren zusätzlich Anwender und gekoppeltes System direkt, handelt es sich um eine *Comanipulation*.

Abhängig davon, welche Interaktionspfade durch ein technisches System unterstützt werden, lässt sich dieses in eine der Klassen in Tab. 2.1 einordnen. Diese vereinfachte Klassifizie-

2. Haptische Feedbacksysteme

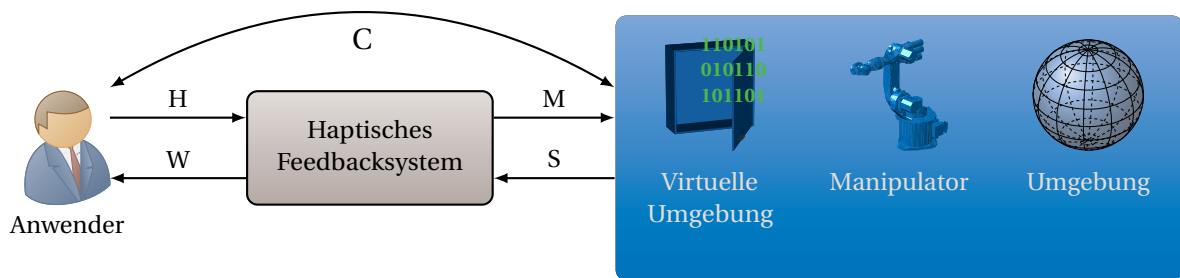


Abb. 2.1.: Mögliche Interaktionspfade eines HFS

Die Abbildung verdeutlicht die Unterschiede zwischen HFS und klassischen Robotern. Lediglich die eingeklammerten Interaktionspfade sind für die Einordnung in eine Klasse nicht von Bedeutung, da sie nur Zusatzfunktionen darstellen. Ein Industrieroboter beispielsweise nimmt weder Handlungen des Anwenders wahr noch wird explizite haptische Rückmeldung für den Anwender bereitgestellt. Einfache, haptische Displays wiederum interagieren nicht mit einem gekoppelten System, sondern stellen nur Signale dar. Anders ist es bei den haptischen Simulatoren oder in der artverwandten Telepräsenzrobotik; hier tritt der Anwender mit dem HFS und das HFS mit dem gekoppelten System in eine bidirektionale Interaktion. Der Unterschied zwischen diesen besteht in dem gekoppelten System, das entweder eine Simulation oder ein entfernter Manipulator ist.

Tab. 2.1.: Klassifizierung von HFS und Robotern anhand von Interaktionspfaden

Klasse	Interaktionen	System	Beispiel
Manipulator	M,(S)	Umgebung	Industrieroboter
Eingabegerät	H,M,(S)	Virtuelle Umg.	Computermaus
Telerobotik	H,M,(S)	Manipulator	Mars-Rover
Werkzeug	H,M,(S)	Umgebung	Kran
Haptisches Display	W	Keines	Mobiltelefon
Haptisches Bedienelement	H,W	Keines	Kraft-Feedback-Lenkrad
Haptische Simulatoren	H,W,M,S	Virtuelle Umg.	Trainingssysteme
Telepräsenzrobotik	H,W,M,S	Manipulator	Operationsroboter
Kooperationsroboter	H,(W),M,S,C	Umgebung	kooperative Montage

Bei HFS werden grundsätzlich impedanz- und admittanzbasierte Systeme unterschieden [KMM14, S. 78]. Die Begriffe sind der Elektrotechnik entliehen, wobei es sich bei der Impedanz um den Wechselstromwiderstand und bei der Admittanz um den Leitwert, also den Kehrwert der Impedanz, handelt; nachvollziehbar in [Wei15, S. 31 ff.]. Im vorliegenden Zusammenhang ist stets die mechanische Impedanz, d.h. der Bewegungswiderstand und die

mechanische Admittanz, d.h. die Beweglichkeit gemeint. Analog zur Elektrotechnik ist eine Impedanz $\underline{Z}$ der komplexe Quotient von Kraftzeiger $\underline{F}$ und Geschwindigkeitszeiger $\underline{v}$ und die Admittanz $\underline{Y}$ deren Kehrwert, siehe (2.1). Die Impedanz beschreibt also die benötigte Kraft für eine vorgegebene Geschwindigkeit.

$$\underline{Z} = \frac{\underline{F}}{\underline{v}} = \underline{Y}^{-1} \quad (2.1)$$

Dementsprechend gibt ein impedanzbasiertes System eine Kraft $\vec{F}$ aus und misst die Position $\vec{x}$ des Anwenders beziehungsweise der Kinematik, vergleiche Abb. 2.2 und [KMM14, S. 170 ff.]. Dabei wird die gemessene Position durch eine Informationsverarbeitung in einen Sollwert für die Kraft umgerechnet. Bei impedanzgesteuerten Systemen wird diese Größe direkt durch die Antriebe eingestellt. Hingegen existiert bei impedanzgeregelten Systemen eine Rückführung der Ausgangskraft, die zur Regelung derselben auf den vorgegebenen Sollwert genutzt wird.

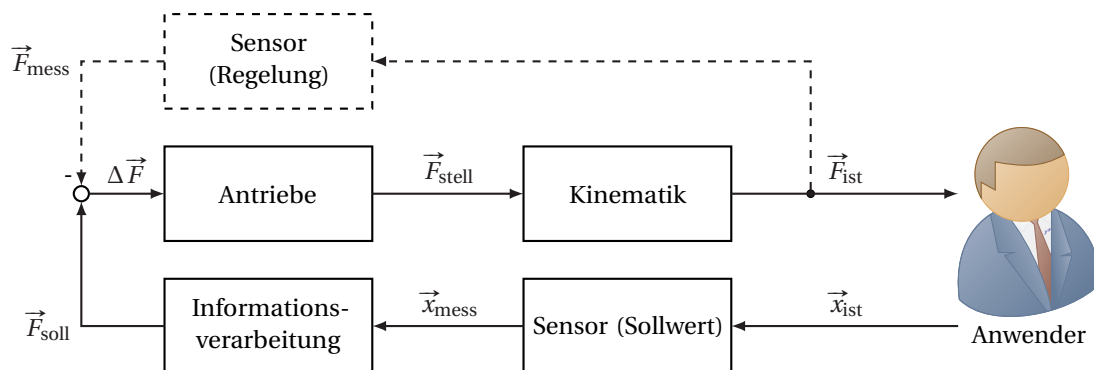


Abb. 2.2.: Mögliche Strukturen eines impedanzbasierten HFS

Die Rückführung der Ausgangskraft ermöglicht es, Störkräfte durch Reibung und Trägheit der Kinematik zu kompensieren, erfordert jedoch auch einen zumeist teuren Kraftsensor. Während bei impedanzgesteuerten Systemen eine geringe Masse und Reibung anzustreben sind, können impedanzgeregelte Systeme steifer ausgeführt werden. Beide Varianten dürfen keine selbsthemmende Kinematik aufweisen, da sonst keine Positionsvorgabe durch den Anwender möglich ist. Üblich sind jedoch gesteuerte impedanzbasierte Systeme mit geringer Masse und Steifigkeit. Diese können gut geringe Impedanzen darstellen, haben jedoch auch Schwierigkeiten, hohe Steifigkeiten auszugeben [PZ18].

Zu beachten ist, dass bei impedanzbasierten Systemen die Kinematik in Verbindung mit dem Anwender eine Admittanz darstellen. Durch die Antriebe wird eine Kraft auf Kinematik sowie Anwender ausgeübt und eine Bewegung stellt sich ein. Es handelt sich um eine Dualität, die auch bei admittanzbasierten Systemen entsprechend umgekehrt auftritt.

Demgegenüber gibt ein admittanzbasiertes System eine Bewegung aus, also die Position $\vec{x}$ und die abgeleiteten Größen Geschwindigkeit sowie Beschleunigung und misst die Kraft $\vec{F}$ zwischen Anwender und HFS, vergleiche Abb. 2.3 und [VLF02]. Die gemessene Kraft wird verwendet, um eine Sollposition zu berechnen. Bei admittanzgeregelten Systemen wird diese in der Antriebsregelung mit dem Istwert der Position verglichen und die Differenz über eine Regelkraft minimiert. Bei admittanzgesteuerten Systemen ist keine Positionsrückführung vorhanden, sodass diese Systeme nur als taktils Display geeignet sind und dementsprechend selten verwendet werden [KMM14, S. 173].

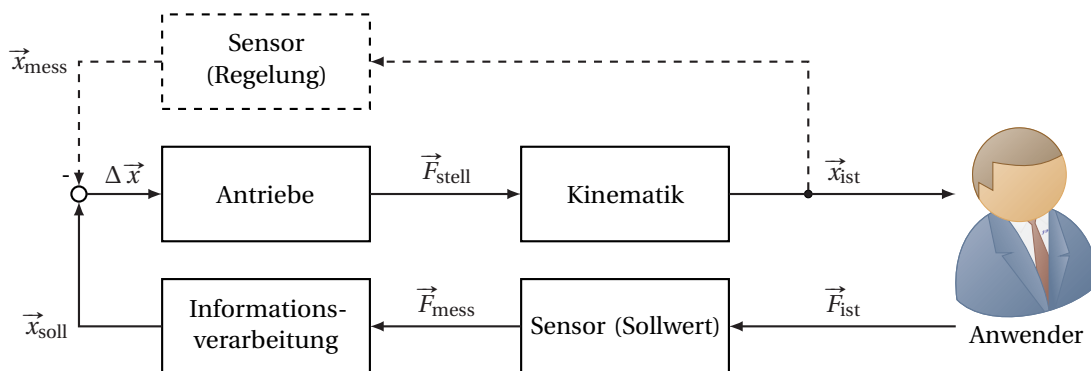


Abb. 2.3.: Mögliche Strukturen eines admittanzbasierten HFS

Durch die Positionsregelung verzerren Reibung und Trägheit nicht die haptische Wahrnehmung, sodass die Geräte steif und dadurch schwerer ausgelegt werden können. Folglich sind sie auch in der Lage, hohe Kräfte und Steifigkeiten darzustellen. Jedoch kann die Darstellung geringer Impedanzen oder Massen zu Instabilitäten führen [PZ18].

Abschließend zur Betrachtung der Impedanz, wird die Darstellung als Übertragungsfunktion eingeführt und die Impedanz eines einfachen Einmassenschwingers hergeleitet. Gegenüber der gängigen Formulierung von Differentialgleichungen, kurz DGL, mechanischer Systeme in Abhängigkeit der Position, muss für die Berechnung der Impedanz die Geschwindigkeit gewählt werden. Für einen einfachen Einmassenschwinger mit Masse m , Feder c und Dämpfer d folgt im Zeitbereich (2.2).

Für die Berechnung der Verknüpfung der komplexen Zeiger von Kraft und Geschwindigkeit ist die Laplace-Transformation hilfreich, zur Anwendung dieser siehe [Lun13, S. 248 ff.] oder [Abe11, S. 59 ff.]. Im Bildbereich wird das System nach Laplace-Transformation mit (2.3) dargestellt, woraus direkt die Übertragungsfunktion (2.4) abgeleitet wird. Durch Einsetzen ergibt sich der Frequenzgang (2.5). Das Argument der komplexen Impedanz ist die Phasenverschiebung zwischen Geschwindigkeit und Kraft und kann mit (2.6) berechnet werden.

$$F(t) = m \cdot \dot{v}(t) + d \cdot v(t) + c \int_0^t v(t) dt \quad (2.2)$$

$$\mathcal{L}\{F(t)\} = F(s) = \left(m \cdot s + d + c \cdot \frac{1}{s}\right) \cdot v(s) \quad (2.3)$$

$$Z(s) = \frac{F(s)}{v(s)} = m \cdot s + d + c \cdot \frac{1}{s} \quad (2.4)$$

$$Z(s = j\omega) = \underline{Z} = \frac{F}{\underline{v}} = m \cdot j\omega + d + c \frac{1}{j\omega} \quad (2.5)$$

$$\varphi(s = j\omega) = 2 \cdot \arctan\left(\frac{\Im(\underline{Z})}{\Re(\underline{Z}) + |\underline{Z}|}\right) \quad (2.6)$$

Das Aufzeichnen des Frequenzgangs erlaubt eine Interpretation des Systems, siehe Abb. 2.4. Der Frequenzgang ist dabei der frequenzabhängige Verstärkungsfaktor für ein sinusförmiges Eingangssignal [Lun13, S. 241]. Die minimale Impedanz des Systems tritt bei der Eigenfrequenz auf und ist wesentlich durch die Dämpfung des Systems bestimmt. Bei niedrigen Frequenzen ist die Federsteifigkeit bestimmend und bei hohen Frequenzen die Masse.

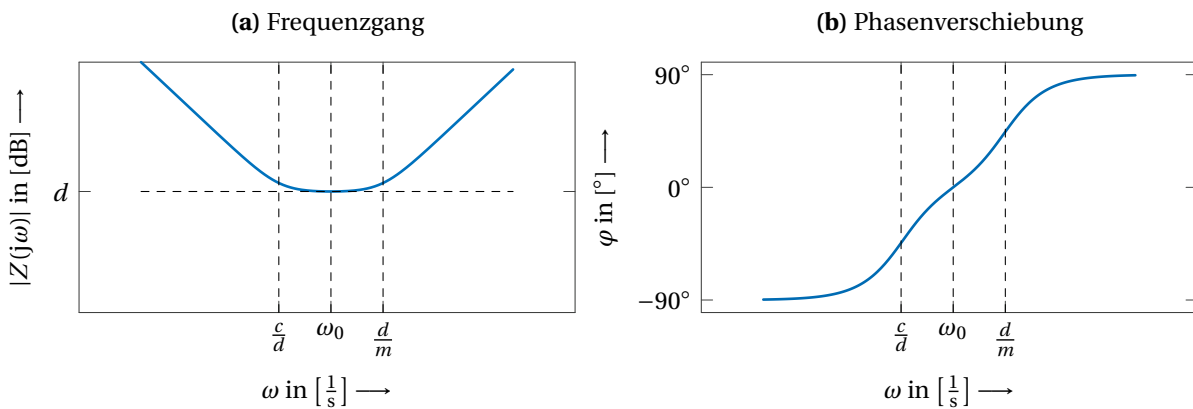


Abb. 2.4.: Impedanz eines Einmassenschwingers als Übertragungsfunktion

2.5. Klassifikation

Neben den bereits in Abschnitt 2.4 eingeführten Interaktionspfaden und Strukturen, gibt es weitere Merkmale, anhand derer sich HFS klassifizieren lassen. Zusammenstellungen von Leistungsdaten umfassen dabei sowohl kinematische Kenngrößen wie den Arbeitsraum als auch regelungstechnische Kenngrößen wie die Sprungantwort [HA96; KMM14, S. 503 ff.]. Daneben gibt es auch implizite Klassifizierungen, die HFS verschiedenen Gruppen zuordnen [Sto01]. Zur Klassifikation werden hier nur geräthärente und anwendungsspezifische Eigenschaften verwendet, also solche, die nicht durch eine verbesserte Regelung oder andere Modelle änderbar sind.

Die vorhandenen Freiheitsgrade, kurz FG, des HFS müssen die benötigten FG der Anwendung enthalten. Dementsprechend ist eine Klassifizierung anhand der Anzahl und Art der FG sinnvoll. HFS mit einem FG sind zumeist spezialisierte Geräte, da sie die gleiche Kinematik wie das gekoppelte System aufweisen müssen. Mit zwei FG ist die Darstellung eines Punktes in der Ebene möglich. Drei FG können entweder einen Punkt im Raum oder einen Körper in der Ebene darstellen. Schließlich lassen sich mit sechs FG alle Bewegungen eines Körpers im Raum darstellen. Auch andere Kombinationen sind möglich, dann aber zumeist durch die Anwendung motiviert.

Weiterhin bestimmen die Abmessungen der Kinematik und die Leistungsdaten der Antriebe das prinzipielle Einsatzspektrum. Eine kombinierte Betrachtung von Arbeitsraum, Bau- raum und Maximalkraft erlaubt eine unscharfe Klassifizierung nach Größe in Tischgeräte, Standgeräte, Großgeräte und tragbare Geräte. Den Tischgeräten zugeordnete HFS haben zumeist weniger als 40 N Maximalkraft sowie $0,12\text{ m}^3$ bzw. $0,25\text{ m}^2$ Arbeitsraum und benötigen keine zusätzliche Verankerung. Standgeräte erreichen mit bis zu 150 N höhere Kräfte als der Anwender und bieten mit $1,5\text{ m}^3$ bzw. $1,5\text{ m}^2$ Arbeitsräume, die der Anwender mit einem Ausfallschritt erreichen kann. Zu diesem Spektrum gehören auch verschiedene Leichtbau- und Industrieroboter. Größere Geräte verfügen über sehr große Arbeitsräume, die beispielsweise durch Portalsysteme realisierbar sind. Tragbare Geräte hingegen haben theoretisch unbegrenzte Arbeitsräume, können jedoch in der Regel nur geringe Kräfte aufbringen.

Transparenz ist die Fähigkeit eines HFS, die Impedanz bzw. Admittanz der gekoppelten Umgebung exakt abzubilden, siehe [KMM14, S. 210]. Da Transparenz nie erreicht wird, ist die Transparenz auch als der Grad exakter Darstellung anzusehen. Zu unterscheiden sind

Anwendungen, bei denen Transparenz gefordert ist, und solche, die eine Skalierung der Kräfte oder Geschwindigkeiten zulassen.

Zusammenfassend zeigt Tab. 2.2 die Klassifizierung von HFS anhand der eingeführten Merkmale. Für die haptische Simulation von handbetätigten Getrieben ist ein haptischer Simulator zur Darstellung eines Körpers in der Ebene mit drei FG notwendig. Um das gesamte Spektrum handbetätigter Getriebe ausgeben zu können, muss ein größeres Standgerät verwendet werden. Für die realistische Ausgabe ist die transparente Darstellung des Simulationsmodells gefordert. Alle Strukturen, ausgenommen der admittanzbasierten Steuerung, sind verwendbar.

Tab. 2.2.: Klassifizierung von HFS

(a) Interaktionsklasse	(b) Struktur	(c) Freiheitsgrade
Hapt. Display Hapt. Bedienelement Hapt. Simulatoren Telepräsenzrobotik Kooperationsroboter	Impedanzgesteuert Impedanzgeregelt Admittanzgesteuert Admittanzgeregelt	Gleiche Kinematik (1 FG) Punkt in Ebene (2 FG) Körper in Ebene (3 FG) Punkt in Raum (3 FG) Körper in Raum (6 FG)
(d) Größenklasse	(e) Transparenz	
Tischgerät Standgerät Großgerät Tragbares Gerät	Gefordert Optional Skaliert	

3. Modellierung und Simulation

Die Simulation ist ein vielfältiges Werkzeug, das den Ingenieur bei der Auslegung und dem Betrieb technischer Systeme unterstützt. Als Simulation wird dabei die Erstellung eines Modells und die darauffolgende Durchführung von Experimenten verstanden. Diese haben das Ziel, ein System zu verstehen, auszulegen und Strategien für den Betrieb zu ermitteln. Dabei ist es wichtig, dass das Modell eines realen Systems dessen Verhalten ausreichend gut abbildet. [Sha98]

Insbesondere für den Betrieb und die Regelung von Robotern sind Simulationsmodelle hilfreich und teilweise notwendig. Dies umfasst die kinematische Modellierung, um aus einer gewünschten Bewegung die Antriebsgrößen zu ermitteln. Weiter werden Modelle der Dynamik eines Roboters zur Regelung verwendet. Ebenso sind das Verständnis und die Berücksichtigung von Abtastung und Diskretisierung wichtig für die Auslegung haptischer Feedbacksysteme, da beides Ursachen für Instabilität sein können, vergleiche Abschnitt 4.3. Ein Modell des hier verwendeten REPLALINKS wird in Abschnitt 3.1 vorgestellt und parametrisiert. Die Chancen und die Motivation virtueller Prototypen, also von Simulationsmodellen eines zukünftigen Produkts, zeigt Kapitel 1 auf. Für die haptische Darstellung eines virtuellen Prototyps, kurz VP, ist zwingend ein Modell notwendig. Dieses sollte mit möglichst kleiner Zeitschrittweite, also hoher Frequenz, simuliert werden können. Beispielhaft für VP stellt Abschnitt 3.2 die Modellierung eines viergliedrigen Getriebes unter Berücksichtigung typischer Effekte für die haptische Simulation dar. Ebenfalls werden Besonderheiten bei der Modellierung und Implementierung für die haptische Simulation von Getrieben diskutiert. Zur Durchführung von Simulationsexperimenten ist für das HFS als Gesamtsystem ein Modell des Anwenders erforderlich. Abschnitt 3.3 führt verschiedene Anwendermodelle ein und vergleicht diese. In Abschnitt 3.4 wird das Modell des Gesamtsystems mit der Realität verglichen und validiert. Insgesamt ist damit das gesamte HFS in Modellen abgebildet und kann als Gesamtsystem simuliert und analysiert werden. Letztlich sind die Voraussetzungen zum einen für die Auslegung der Regelung in Kapitel 4 und zum anderen für die Durchführung der haptischen Simulation bzw. Synthese in Kapitel 5 gegeben.

3.1. REPLALINK

Der REPLALINK ist eine Entwicklung des Instituts für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik der RWTH Aachen. Eine erste Konzeption des Systems erfolgte im Jahr 2013 [KPH13]. Mit der Beschaffung der Komponenten und der Fertigung konnte im Jahr 2014 begonnen und das System schließlich 2016 in Betrieb genommen werden.

Das haptische Feedbacksystem REPLALINK ist ein Roboter, dessen Kinematik ein rekonfigurierbares, ebenes Getriebe darstellt. Aus der englischen Beschreibung – *reconfigurable planar linkage* – leitet sich das Akronym REPLALINK als Name für das Gesamtsystem ab. Die Kinematik hat drei FG in einer Ebene und wird durch drei Servomotoren, bezeichnet durch 10, 40 und 52, angetrieben. Durch die teilparallele Struktur, bestehend aus einem Fünfglied und einem zusätzlichen seriellen sechsten Glied, ist es möglich, die beiden großen Servomotoren im Gestell zu lagern und nur den kleinen Servomotor mitzubewegen.

Das Attribut rekonfigurierbar bezieht sich auf die Möglichkeit, die Kinematik durch eine Anpassung der Kurbellängen von 0,15 m bis 0,5 m und der Gestelllänge von 0,0 m bis 0,4 m des Fünfglieds, wie in Abb. 3.1 dargestellt, in seinem Übertragungsverhalten zu ändern.

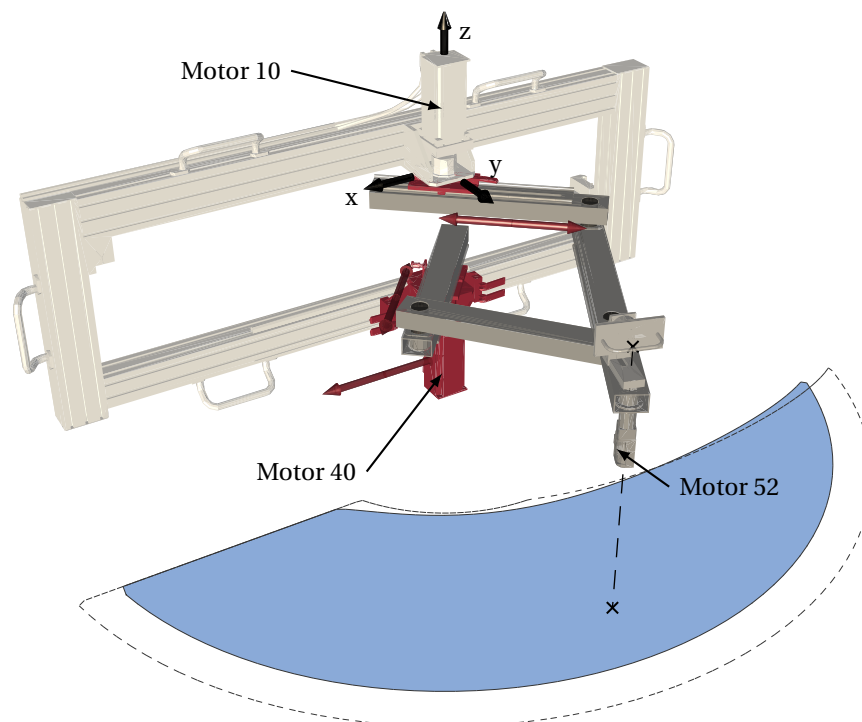


Abb. 3.1.: Übersicht der Rekonfigurationsoptionen des REPLALINK mit projiziertem Arbeitsraum

Die meisten handbetätigten Getriebe sind ebene Getriebe, da diese einfacher auszulegen und zu fertigen sind. Aus diesem Grund sind für die haptische Darstellung dieser Getriebe drei FG vorteilhaft, da inhärent eine hohe Steifigkeit orthogonal zur Bewegungsebene vorhanden ist. Allerdings befinden sich handbetätigte Getriebe relativ zum Anwender in verschiedenen Lagen. Zur Realisierung aller gängigen Einbaulagen ist die Kinematik des REPLALINKS durch Verstellmechanismen auch in der Höhe und der Orientierung einstellbar, siehe Abb. 3.2.

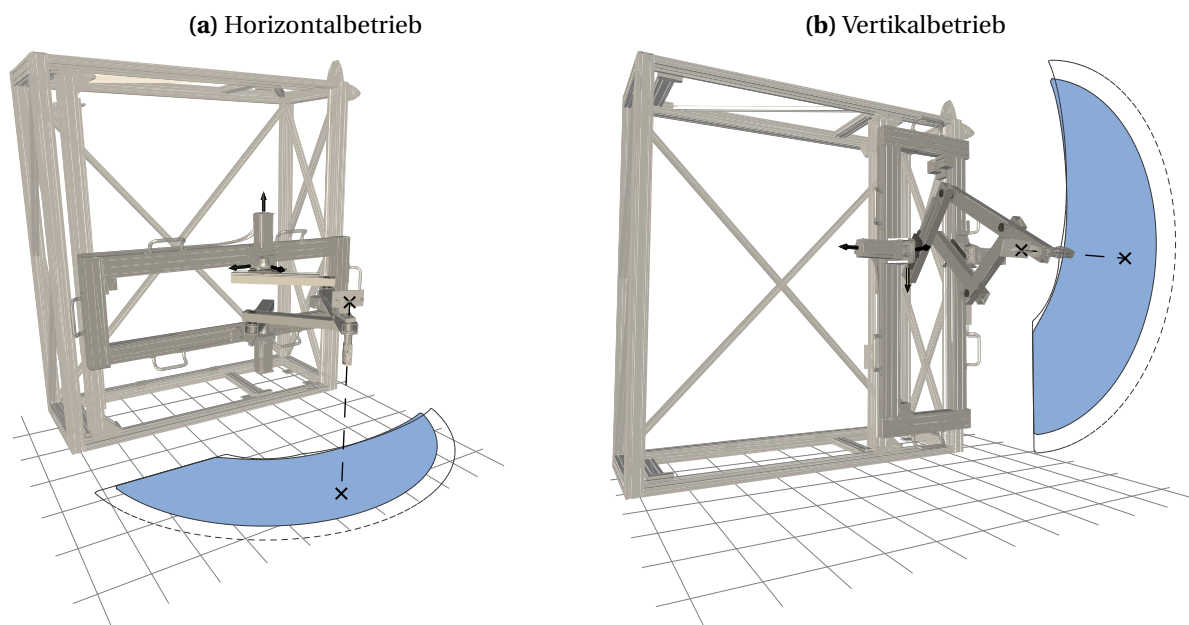


Abb. 3.2.: Gesamtansicht des HFS REPLALINK in beiden Betriebsmodi mit projizierten Arbeitsräumen

3.1.1. Systemübersicht

Neben der oben gezeigten mechanischen Konstruktion, besteht das HFS REPLALINK aus Antriebskomponenten und Steuerungstechnik der Firma B&R Automation und einem Kraftsensor der Firma ME-Meßsysteme. Eine Übersicht aller elektrischen Komponenten sowie einen schematischen Schaltplan zeigt Abb. 3.3. Ausgenommen sind dabei die Spannungsversorgung, der Steuerungs- sowie Visualisierungs-PC und die Bildschirme. Die genauen Typenbezeichnungen, Verweise auf die Datenblätter und weitere wichtige Eigenschaften sind im Anhang A.1 aufgeführt.

Insgesamt werden beim REPLALINK nur Standard-Industriekomponenten verwendet, sodass eine breite Anwendbarkeit der Ergebnisse gewährleistet ist. Die Steuerung des REPLALINKS

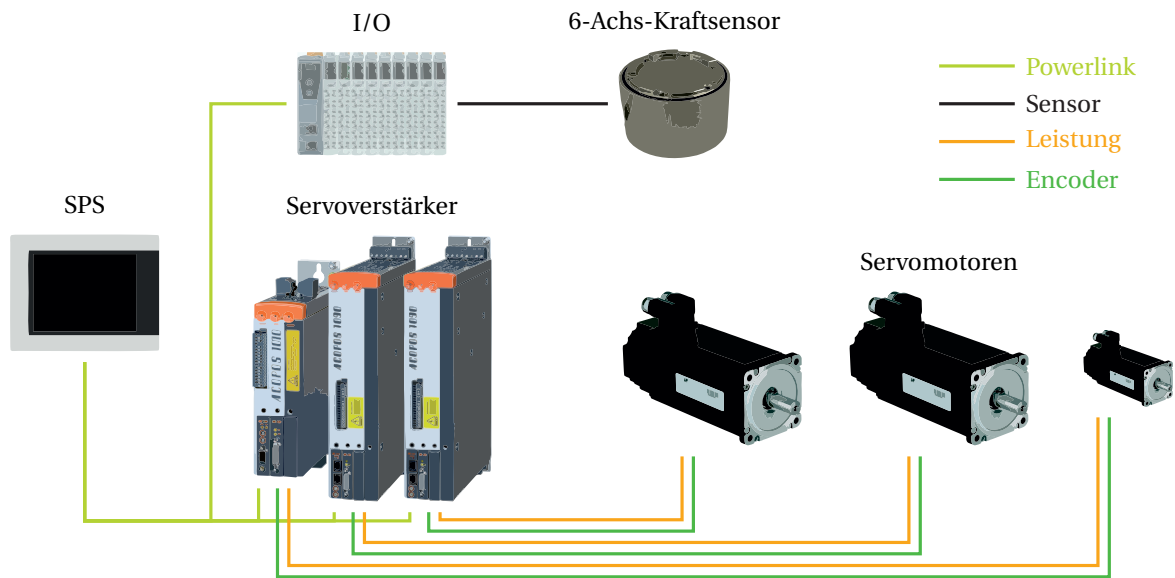


Abb. 3.3.: Komponenten der Antriebstechnik und Sensorik des REPLALINKS

erfolgt durch eine echtzeitfähige, speicherprogrammierbare Steuerung, kurz SPS, mit einem Intel Atom Z520 Prozessor. Die Rechenleistung ist also im Mittelfeld anzuordnen, wobei durch leistungstärkere Steuerungen auch geringere Zykluszeiten erreicht werden können. Unter Berücksichtigung der benötigten Berechnungen, ist die minimal erreichbare Zykluszeit 1,2 ms. Echtzeitfähig heißt dabei, dass die SPS kontrolliert, ob alle zugewiesenen Berechnungen sowie Ein- und Ausgaben innerhalb der definierten Zykluszeit durchgeführt werden – andernfalls wird ein Nothalt ausgeführt. Bei der Simulation des Gesamtsystems müssen daher alle Berechnungen, die später die Steuerung durchführt, mit einer diskreten Zeitschrittweite von 1,2 ms implementiert werden.

Die Servoverstärker stellen die benötigte elektrische Leistung für die Antriebe bereit und enthalten eine Antriebsregelung, die entweder als Positions- oder Momentenregelung betrieben werden kann. Die Steuerung kommuniziert über das Bussystem Powerlink mit den Servoverstärkern und Antriebsfunktionen werden über eine modifizierte Version der PLCopen Standards implementiert. Der Kraftsensor misst Kräfte und Momente in allen sechs Achsen, wobei maximal 500 N und 20 Nm gemessen werden können. Die Auswertung der analogen Signale erfolgt durch Vollbrücken für Dehnungsmessstreifen von B&R Automation.

3.1.2. Kinematik

Die Ansteuerung der Antriebe eines Roboters erfolgt so, dass der End-Effektor eine gewünschte Lage, also Position und Orientierung, einnimmt bzw. eine gewünschte Bewegung vollführt. Um die benötigten Antriebsgrößen zu berechnen, muss die Kinematik des Systems bestimmt sein. Der End-Effektor, also das geführte Bauteil des Roboters, ist häufig ein Werkzeug, daher wird auch vom Werkzeugmittelpunkt, engl. tool center point (TCP), gesprochen. Bei Getrieben handelt es sich um den Koppelpunkt und bei HFS zumeist um den Griffmittelpunkt, hier also um den Punkt H mit zugehöriger Orientierung. In der Regel werden Gelenke angetrieben, weshalb bei Betrachtung der Antriebsgrößen auch vom Gelenkraum und analog bei Betrachtung des End-Effektors vom Aufgabenraum gesprochen wird. Alle Lagen, die der End-Effektor trotz der kinematischen Restriktionen erreichen kann, bilden den Arbeitsraum des Roboters.

Das kinematische Schema des REPLALINKS und die festgelegten Bezeichnungen der Glieder, Gelenke und Winkel sowie die Lage der Gliedkoordinatensysteme zeigt Abb. 3.4. Die Minimalkoordinaten, hier die Antriebsgrößen (3.1) und deren zeitliche Ableitungen beschreiben den kinematischen Zustand eines Systems vollständig. Bei der kinematischen Analyse werden zwei Aufgaben unterschieden: Die direkte Kinematik (DK) (3.4) beschreibt die Pose des Roboters (3.2) im Aufgabenraum als Funktion der Antriebsgrößen im Gelenkraum in Abhängigkeit der geometrischen Parameter (3.3) und die inverse Kinematik (IK) (3.5) ist ihre Umkehrfunktion.

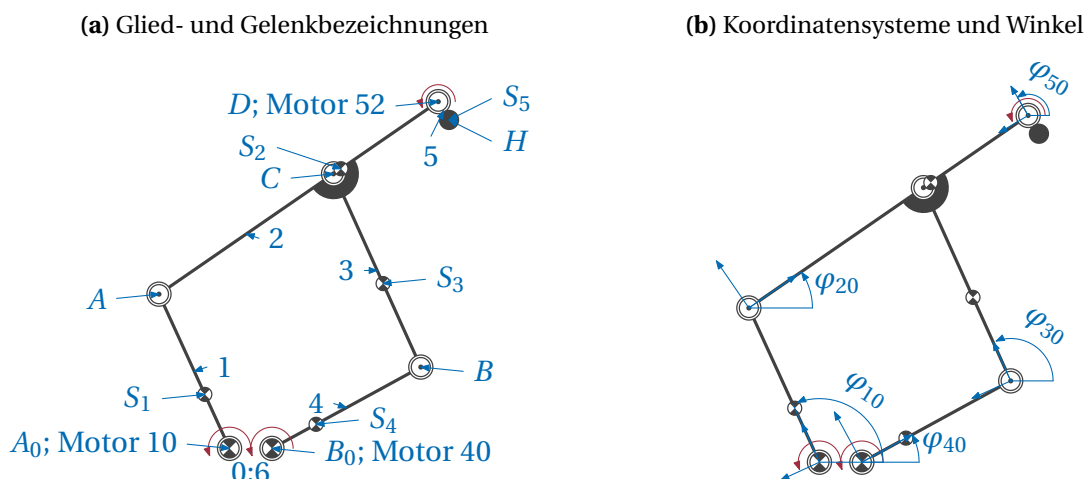


Abb. 3.4.: Kinematisches Schema des REPLALINKS mit Bezeichnungen

$$\vec{q} = \begin{bmatrix} \varphi_{10} & \varphi_{40} & \varphi_{52} \end{bmatrix}^T \quad (3.1)$$

$$\vec{p}_H = \begin{bmatrix} x_H & y_H & \varphi_H \end{bmatrix}^T \quad (3.2)$$

$$\vec{\Phi}_{geo} = \begin{bmatrix} l_{A_0A} & l_{AC} & l_{AD} & l_{DH} & l_{B_0B} & l_{BC} & x_{A_0} & y_{A_0} & x_{B_0} & y_{B_0} \end{bmatrix}^T \quad (3.3)$$

$$\vec{p}_H = \text{DK}(\vec{q}, \vec{\Phi}_{geo}) \quad (3.4)$$

$$\vec{q} = \text{IK}(\vec{p}_H, \vec{\Phi}_{geo}) \quad (3.5)$$

Viele ebene Roboter und Getriebe lassen sich in Zweischläge, also Paare von zwei verbundenen Getriebegliedern und deren Gelenke, aufteilen. Darüber ist eine analytische Lösung der direkten und inversen Kinematik möglich. Für die direkte Kinematik ist der Zweischlag ACB und für die inverse Kinematik sind die Zweischläge A_0AD und anschließend B_0BC zu lösen. Mit Hilfe der Tangens-Halbwinkel-Technik [MS11, S. 412] kann die Lösung eines Zweischlags leicht ermittelt werden und es ergeben sich für den Zweischlag ACB für die gezeigte Zusammenbaulage (3.6) bis (3.11).

$$A_{ACB} = (x_{B_0} + \cos(\varphi_{40}) \cdot l_{B_0B}) - (x_{A_0} + \cos(\varphi_{10}) \cdot l_{A_0A}) \quad (3.6)$$

$$B_{ACB} = (y_{B_0} + \sin(\varphi_{40}) \cdot l_{B_0B}) - (y_{A_0} + \sin(\varphi_{10}) \cdot l_{A_0A}) \quad (3.7)$$

$$C_{\varphi_{20}} = \frac{A_{ACB}^2 + B_{ACB}^2 + l_{AC}^2 - l_{BC}^2}{2 \cdot l_{AC}} \quad (3.8)$$

$$\varphi_{20} = 2 \cdot \arctan \left(\frac{B_{ACB} + \sqrt{A_{ACB}^2 + B_{ACB}^2 - C_{\varphi_{20}}^2}}{A_{ACB} + C_{\varphi_{20}}} \right) \quad (3.9)$$

$$C_{\varphi_{30}} = \frac{A_{ACB}^2 + B_{ACB}^2 - l_{AC}^2 + l_{BC}^2}{-2 \cdot l_{BC}} \quad (3.10)$$

$$\varphi_{30} = 2 \cdot \arctan \left(\frac{B_{ACB} + \sqrt{A_{ACB}^2 + B_{ACB}^2 - C_{\varphi_{30}}^2}}{A_{ACB} + C_{\varphi_{30}}} \right) \quad (3.11)$$

Mit der Winkelbeziehung (3.12) und den Abkürzungen (3.13) ist die Lösung der direkten Kinematik (3.14) gegeben. Damit ist auch der Vektor aller Winkellagen der Glieder (3.15) bekannt.

$$\varphi_{50} = \varphi_{52} + \varphi_{20} \quad (3.12)$$

$$\cos \varphi_{ij} = c_{ij}; \quad \sin \varphi_{ij} = s_{ij} \quad (3.13)$$

$$\vec{p}_H = \begin{bmatrix} x_{A_0} + c_{10} \cdot l_{A_0A} + c_{20} \cdot l_{AD} + c_{50} \cdot l_{DH} \\ y_{A_0} + s_{10} \cdot l_{A_0A} + s_{20} \cdot l_{AD} + s_{50} \cdot l_{DH} \\ \varphi_{50} \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

$$\vec{\varphi} = \begin{bmatrix} \varphi_{10} & \varphi_{20} & \varphi_{30} & \varphi_{40} & \varphi_{50} \end{bmatrix}^T \quad (3.15)$$

Die differentielle Kinematik beschreibt auch die zeitlichen Ableitungen der oben hergeleiteten Zusammenhänge, also Geschwindigkeiten und Beschleunigungen. Da das Robotermodell auch auf der SPS des HFS berechnet werden soll, ist das Ziel, möglichst effiziente Formulierungen zu finden. Zumeist bedeutet dies, dass eine analytische Lösung bzw. Teillösungen anzustreben sind. Es existiert eine systematische Vorgehensweise zur Herleitung einer symbolischen Lösung für beliebige kinematische Ketten [KKH97]. Jedoch wird hier die differentielle Kinematik aufgrund der einfachen Zusammenhänge beim Fünfglied hergeleitet.

Beim REPLALINK handelt es sich um einen ebenen Roboter mit räumlicher Schichtung. Bei der kinematischen Analyse kann die Schichtung zunächst unberücksichtigt bleiben. Dennoch erlaubt die vektorielle Darstellung die kompakte Formulierung der Schließbedingungen und es werden der Rotationsvektor (3.16) und der Relativvektor (3.17) eingeführt.

$$\vec{\omega}_{ij} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \dot{\varphi}_{ij} \end{bmatrix}^T \quad (3.16)$$

$$\vec{r}_{k,i} = l_k \cdot \begin{bmatrix} c_{i0} & s_{i0} & 0 \end{bmatrix}^T \quad (3.17)$$

Die Schließbedingung auf Geschwindigkeitsebene lautet dann (3.18). Durch Einsetzen dieser drei Gleichungen ineinander werden die Winkelgeschwindigkeiten $\dot{\varphi}_{20}$ und $\dot{\varphi}_{30}$ analytisch bestimmt.

$$\vec{\omega}_{10} \times \vec{r}_{A_0A,1} + \vec{\omega}_{20} \times \vec{r}_{AC,2} = \vec{\omega}_{30} \times \vec{r}_{BC,3} + \vec{\omega}_{40} \times \vec{r}_{B_0B,4} \quad (3.18)$$

Schließlich kann die End-Effektor-Geschwindigkeit (3.19) ausformuliert und durch Ausklammern in Matrixschreibweise (3.20) überführt werden, wodurch die Jacobimatrix $\mathbf{J}$ ermittelt wird. Die Jacobimatrix beschreibt also die Übersetzung der Antriebswinkelgeschwindigkeiten in End-Effektor-Geschwindigkeiten. Die Trägheitskräfte werden für die kinetostatische Analyse benötigt, weshalb auch die Schwerpunktsgeschwindigkeiten und -beschleunigungen herzuleiten sind. Das Vorgehen ist dabei identisch und zur Bestimmung der Winkelgeschwindigkeiten der Schwerpunkte wird die Gesamtjacobimatrix der Rotation ermittelt und in (3.21) verwendet. Nach Einführung weiterer geometrischer Parameter, bezogen auf die Schwerpunkte (3.22), ist es ebenfalls möglich, die Gesamtjacobimatrix der Translation (3.24) für die Schwerpunkte herzuleiten. Im Folgenden wird die Abhängigkeit der Jacobimatrizen von Roboterparametern und der Lage des Roboters bzw. den generalisierten Koordinaten nicht mehr explizit angegeben. Die Einträge der einzelnen Matrizen können Anhang A.2 entnommen werden.

$$\dot{\vec{p}}_H = \vec{\omega}_{10} \times \vec{r}_{A_0A,1} + \vec{\omega}_{20} \times \vec{r}_{AD,2} + \vec{\omega}_{52} \times \vec{r}_{DH,5} \quad (3.19)$$

$$\dot{\vec{p}}_H = \mathbf{J}(\vec{\Phi}_{geo}, \vec{\varphi}) \cdot \dot{\vec{q}} = \mathbf{J} \cdot \dot{\vec{q}} \quad (3.20)$$

$$\dot{\vec{\varphi}} = \mathbf{J}_R(\vec{\Phi}_{geo}, \vec{\varphi}) \cdot \dot{\vec{q}} = \mathbf{J}_R \cdot \dot{\vec{q}} \quad (3.21)$$

$$\vec{\Phi}_S = \begin{bmatrix} l_{A_0S_1} & l_{AS_2} & l_{BS_3} & l_{B_0S_4} & l_{DS_5} \end{bmatrix}^T \quad (3.22)$$

$$\vec{v}_S = \begin{bmatrix} \dot{x}_{S1} & \dot{y}_{S1} & \dot{x}_{S2} & \dot{y}_{S2} & \dot{x}_{S3} & \dot{y}_{S3} & \dot{x}_{S4} & \dot{y}_{S4} & \dot{x}_{S5} & \dot{y}_{S5} \end{bmatrix}^T \quad (3.23)$$

$$\vec{v}_S = \mathbf{J}_T(\vec{\Phi}_{geo}, \vec{\Phi}_S, \vec{\varphi}) \cdot \dot{\vec{q}} = \mathbf{J}_T \cdot \dot{\vec{q}} \quad (3.24)$$

Die Beschleunigungen können durch zeitliches Differenzieren von (3.20), (3.21) und (3.24) bestimmt werden, allerdings sind dazu die zeitlichen Ableitungen der Jacobimatrizen notwendig. Da dies zu langen Termen führen kann, wird hier die äquivalente Herleitung über die Schließbedingung auf Beschleunigungsebene gewählt. Diese ergibt sich unter Berücksichtigung der Beschleunigung eines Getriebeglieds mit Drehgelenk [SSV09, S. 285] zu (3.25).

Durch Einsetzen werden die unbekannten Winkelbeschleunigungen $\ddot{\varphi}_{20}$ und $\ddot{\varphi}_{30}$ analytisch bestimmt.

$$\begin{aligned} \dot{\vec{\omega}}_{10} \times \vec{r}_{\overline{A_0A,1}} + \vec{\omega}_{10} \times (\vec{\omega}_{10} \times \vec{r}_{\overline{A_0A,1}}) + \dot{\vec{\omega}}_{20} \times \vec{r}_{\overline{AC,2}} + \vec{\omega}_{20} \times (\vec{\omega}_{20} \times \vec{r}_{\overline{AC,2}}) = \\ \dot{\vec{\omega}}_{40} \times \vec{r}_{\overline{B_0B,4}} + \vec{\omega}_{40} \times (\vec{\omega}_{40} \times \vec{r}_{\overline{B_0B,4}}) + \dot{\vec{\omega}}_{30} \times \vec{r}_{\overline{BC,2}} + \vec{\omega}_{30} \times (\vec{\omega}_{30} \times \vec{r}_{\overline{BC,3}}) \end{aligned} \quad (3.25)$$

Das Aufstellen der End-Effektor-Beschleunigungen führt zu (3.26). Wieder wird die Gleichung durch Ausklammern von $\ddot{\vec{q}}$ und $\ddot{\vec{q}}$ in Matrixschreibweise überführt (3.28). Dabei werden die Jacobimatrix und eine Jacobimatrix der Zentripetal- und Coriolisbeschleunigungen, die entgegen der üblichen Formulierung nicht von Geschwindigkeiten abhängig sind, identifiziert. Diese Matrix entspricht der Übersetzung der quadratischen Winkelgeschwindigkeiten (3.27) in die End-Effektor-Beschleunigung. Diese Eigenschaft wird auch in ähnlicher Form in [SSV09, S. 294] dokumentiert und genutzt. Eine weitere Aufteilung in Zentripetal- und Coriolisbeschleunigungen ist möglich [LAD04, S. 132], führt allerdings zu langen Termen. Auch die Winkelbeschleunigungen der Glieder und die Schwerpunktbeschleunigungen (3.30) werden durch entsprechende Matrizen ausgedrückt (3.29) und (3.31). Für die effiziente Implementierung ist es sinnvoll, wiederkehrende Ausdrücke durch Hilfsvariablen zu ersetzen. Die Herleitung und die verwendeten Hilfsvariablen können im Anhang A.2 nachvollzogen werden.

$$\begin{aligned} \ddot{\vec{p}}_H = \dot{\vec{\omega}}_{10} \times \vec{r}_{\overline{A_0A,10}} + \vec{\omega}_{10} \times (\vec{\omega}_{10} \times \vec{r}_{\overline{A_0A,10}}) + \\ \dot{\vec{\omega}}_{20} \times \vec{r}_{\overline{AD,20}} + \vec{\omega}_{20} \times (\vec{\omega}_{20} \times \vec{r}_{\overline{AD,20}}) + \\ \dot{\vec{\omega}}_{50} \times \vec{r}_{\overline{DH,50}} + \vec{\omega}_{50} \times (\vec{\omega}_{50} \times \vec{r}_{\overline{DH,50}}) \end{aligned} \quad (3.26)$$

$$\dot{\phi}^2 = \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_{10}^2 & \dot{\varphi}_{20}^2 & \dot{\varphi}_{30}^2 & \dot{\varphi}_{40}^2 & \dot{\varphi}_{50}^2 \end{bmatrix}^T = \text{diag}(\mathbf{J}_R \cdot \dot{\vec{q}}) \cdot \mathbf{J}_R \cdot \dot{\vec{q}} \quad (3.27)$$

$$\ddot{\vec{p}}_H = \mathbf{J} \cdot \ddot{\vec{q}} + \mathbf{J}_{ZC} \cdot \dot{\phi}^2 \quad (3.28)$$

$$\ddot{\vec{\varphi}} = \mathbf{J}_R \cdot \ddot{\vec{q}} + \mathbf{J}_{ZC,R} \cdot \dot{\phi}^2 \quad (3.29)$$

$$\ddot{\vec{a}}_S = \begin{bmatrix} \ddot{x}_{S1} & \ddot{y}_{S1} & \ddot{x}_{S2} & \ddot{y}_{S2} & \ddot{x}_{S3} & \ddot{y}_{S3} & \ddot{x}_{S4} & \ddot{y}_{S4} & \ddot{x}_{S5} & \ddot{y}_{S5} \end{bmatrix}^T \quad (3.30)$$

$$\ddot{\vec{a}}_S = \mathbf{J}_T \cdot \ddot{\vec{q}} + \mathbf{J}_{ZC,T} \cdot \dot{\phi}^2 \quad (3.31)$$

Die Berechnung des Arbeitsraums ist notwendig, um überprüfen zu können, ob eine gewünschte Bewegung im Arbeitsraum liegt. Allerdings müssen bei der Berechnung des nutzbaren Arbeitsraums auch mögliche kinematische Singularitäten und Kollisionen berücksichtigt werden. Eine Singularität tritt auf, wenn die Jacobimatrix $\mathbf{J}$ ein Rangdefizit aufweist, also die Determinante der Jacobimatrix Null ist, hier (3.32). In singulären Lagen ist der FG des Roboters reduziert und bereits nahe der Singularitäten ist die Übersetzung ungünstig [SSV09, S. 116]. In (3.32) ist zu erkennen, dass die drei Sinusfunktionen jeweils die Streck- und Decklagen der Kombination verbundener Glieder enthalten. Um das Auftreten von Singularitäten zu verhindern, sollten die Bereiche um die Deck- und Strecklagen der Gliederkombinationen eins und zwei sowie drei und vier vermieden werden. Es ist leicht ersichtlich, dass auch eine Übersetzung von Unendlich zu vermeiden ist, sodass auch die Deck- und Strecklage der Glieder zwei und drei vermieden werden sollte.

$$\det(\mathbf{J}) = - \frac{l_{A_0A} \cdot l_{B_0B} \cdot l_{AD} \cdot \sin(\varphi_{20} - \varphi_{10}) \cdot \sin(\varphi_{40} - \varphi_{30})}{l_{AC} \cdot \sin(\varphi_{30} - \varphi_{20})} \quad (3.32)$$

Beim REPLALINK ist eine Kollision zwischen Griff und Rahmen möglich, weshalb ein ausreichender Abstand zwischen dem Punkt D bzw. Punkt C und der y -Achse einzuhalten ist. Den nutzbaren und den tatsächlichen Arbeitsraum, bezogen auf den Punkt D , zeigt Abb. 3.5, wobei die verschiedenen Begrenzungen farblich markiert sind.

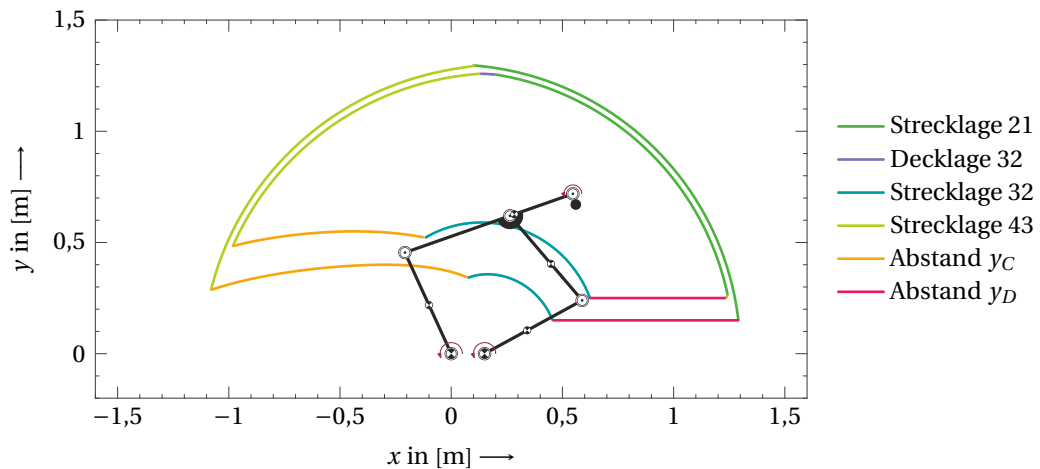


Abb. 3.5.: Gesamter und nutzbarer Arbeitsraum des REPLALINKs in einer Konfiguration

Zusammenfassend zeigt dieser Abschnitt die analytische Formulierung der Kinematik. Das Vorgehen ist gut automatisierbar, da es ausschließlich auf Einsetzen von Formeln und Ausklammern bzw. Koeffizientenvergleichen beruht. Die differentielle Kinematik ist so formuliert, dass alle Matrizen nur abhängig von der Lage sind.

3.1.3. Dynamik

Die Kenntnis der Dynamik, also der wirkenden Kräfte während der Bewegung, ist hilfreich für die Auslegung und den Betrieb eines Roboters. Viele Regelungsstrategien setzen ein Modell voraus [CFH08, S. 143]. Insbesondere für HFS sind exakte Modelle interessant, da sie die Nachteile von impedanzgesteuerten Systemen kompensieren können oder es ermöglichen, teure Kraftsensoren einzusparen. Die beiden meistgenutzten Verfahren zur Herleitung der Bewegungsgleichungen sind die Formulierungen nach Lagrange und Newton-Euler [SSV09, S. 247]. Daneben gibt es weitere Verfahren, wobei es möglich ist, die Ergebnisse der meisten Verfahren ineinander zu überführen [YCX01].

Für die Herleitung der Dynamik wird hier das Verfahren nach Newton-Euler verwendet, dabei werden die Gelenkkräfte direkt ermittelt. Die Schichtung des REPLALINKS zeigt Abb. 3.6, wobei die Ortsvektoren (3.17) nun räumlich definiert sind (3.33), ohne dass dies die Gleichungen zu Geschwindigkeiten oder Beschleunigungen beeinflusst.

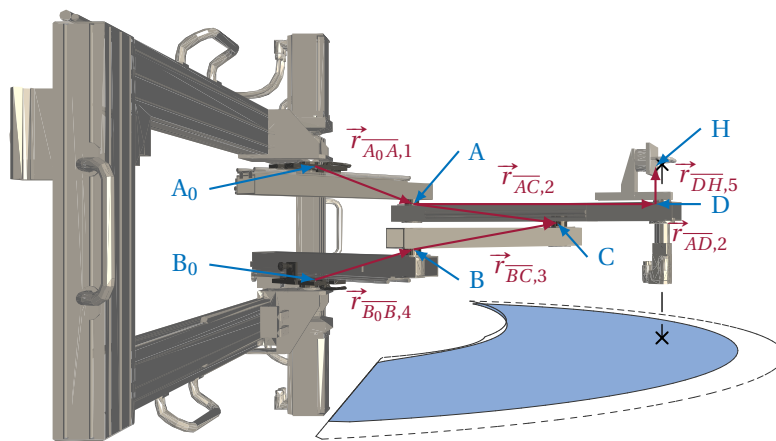


Abb. 3.6.: Schichtung des REPLALINKS mit Bezeichnungen

$$\vec{r}_{k,i} = l_k \cdot \begin{bmatrix} c_{i0} & s_{i0} & z_k \end{bmatrix}^T \quad (3.33)$$

Die wirkenden Kräfte können zunächst in die unbekannten Zwangskräfte und die bekannten Trägheits- und externen Kräfte eingeteilt werden. Weiter sind bei den unbekannten Zwangskräften die Antriebsmomente (3.34) sowie die Gelenkkräfte (3.35) und Gelenkmomente (3.36) zu unterscheiden. Bekannt sind die Trägheitskräfte (3.37) und (3.38), die Reibmomente (3.39), die Gewichtskräfte (3.40) und die vom Benutzer aufgebrauchten Kräfte $\vec{F}_{\text{rB}}$.

$$\vec{\tau} = \begin{bmatrix} \tau_{10} & \tau_{40} & \tau_{52} \end{bmatrix}^T \quad (3.34)$$

$$\vec{F}_Z^R = \begin{bmatrix} \vec{F}_{Z10} & \vec{F}_{Z21} & \vec{F}_{Z32} & \vec{F}_{Z40} & \vec{F}_{Z43} & \vec{F}_{Z52} \end{bmatrix}^T \quad (3.35)$$

$$\vec{M}_Z^R = \begin{bmatrix} \vec{M}_{Z,10,xy} & \vec{M}_{Z,21,xy} & \vec{M}_{Z,32,xy} & \vec{M}_{Z,40,xy} & \vec{M}_{Z,43,xy} & \vec{M}_{Z,52,xy} \end{bmatrix}^T \quad (3.36)$$

$$\vec{F}_T = \begin{bmatrix} \vec{F}_{T,1,xy} & \vec{F}_{T,2,xy} & \vec{F}_{T,3,xy} & \vec{F}_{T,4,xy} & \vec{F}_{T,5,xy} \end{bmatrix}^T \quad (3.37)$$

$$\vec{M}_T = \begin{bmatrix} M_{T,1} & M_{T,2} & M_{T,3} & M_{T,4} & M_{T,5} \end{bmatrix}^T \quad (3.38)$$

$$\vec{M}_F = \begin{bmatrix} M_{F,10} & M_{F,21} & M_{F,32} & M_{F,40} & M_{F,43} & M_{F,52,z} \end{bmatrix}^T \quad (3.39)$$

$$\vec{F}_G^R = \begin{bmatrix} \vec{F}_{G,1} & \vec{F}_{G,2} & \vec{F}_{G,3} & \vec{F}_{G,4} & \vec{F}_{G,5} \end{bmatrix}^T \quad (3.40)$$

Durch Freischneiden der einzelnen Glieder, Bilden aller Kräfte- und Momentengleichgewichte sowie Überführen in Matrixschreibweise ergibt sich (3.41). Die einzelnen Matrizen sind hier nicht angegeben, da die Matrixschreibweise des Kräftegleichgewichts nur zur Herleitung und Erläuterung der Dynamik dient. Zur Bestimmung der gesuchten Antriebsmomente $\vec{\tau}$, ist die Invertierung von $\mathbf{W}_Z^R$ notwendig. Allerdings sind 33 unbekannte Zwangskräfte zu bestimmen und lediglich 30 linear unabhängige Kräftegleichgewichte vorhanden. Aufgrund der beiden Festlager A_0 und B_0 ist der REPLALINK kinetostatisch dreifach überbestimmt.

$$\vec{0} = \mathbf{W}_Z^R \cdot \begin{bmatrix} \vec{\tau} \\ \vec{F}_Z^R \\ \vec{M}_Z^R \end{bmatrix} + \mathbf{W}_T^R \cdot \begin{bmatrix} \vec{F}_T \\ \vec{M}_T \end{bmatrix} + \mathbf{W}_F^R \cdot \vec{M}_F + \mathbf{W}_G^R \cdot \vec{F}_G^R + \mathbf{W}_B^R \cdot \vec{F}_{\text{rB}} \quad (3.41)$$

Zur Lösung sind weitere Bedingungen zu berücksichtigen, die mittels der Elastizitätstheorie in Form von Verformungsbedingungen formuliert werden. Methoden dazu sind Energiemethoden wie beispielsweise das Prinzip der virtuellen Arbeit. Ein Verfahren, das ein kineto-

statisch überbestimmtes System in mehrere bestimmte Systeme mit zusätzlichen Kräften aufteilt und die Gesamtlasten und -verschiebungen superpositioniert, ist das Kraftgrößenverfahren nach Maxwell-Mohr [Mah15, S. 345 ff.]. Demgegenüber ist es auch möglich, die Invertierung der nicht-quadratischen Matrix $\mathbf{W}_Z^R$ über die Pseudoinverse durchzuführen. Dieses Vorgehen ist rein mathematisch und gründet auf keiner physikalischen Beziehung. Allerdings kann die Pseudoinverse hier grob als gleichmäßige Kraftverteilung angesehen werden.

$$\mathbf{W}_Z^{R+} = \mathbf{W}_Z^{R^T} \cdot \left(\mathbf{W}_Z^R \cdot \mathbf{W}_Z^{R^T} \right)^{-1} \quad (3.42)$$

Für den REPLALINK gilt, dass die Berechnung der ebenen Kinetostatik die korrekte Lösung für die Antriebsmomente und alle Schnittkräfte in der Ebene ergibt. Tatsächlich lässt sich weiter für den REPLALINK zeigen, dass mit der Pseudoinversen nahezu übereinstimmende Ergebnisse zum Kraftgrößenverfahren erreichbar sind [SP17b, S. 13 ff.]. Dies ist begründet durch die gleich verteilten Steifigkeiten im System, d.h. durch die gleichen Profilquerschnitte.

Zusammenfassend ist die ebene Kinetostatik ausreichend zur Bestimmung der Antriebsmomente und ebenen Schnittkräfte. Für die zusätzliche Bestimmung der räumlichen Schnittkräfte ist die Pseudoinverse anwendbar, wobei nur eine gute Approximation der tatsächlichen Lasten erreicht wird. Dabei sind die ebenen Schnittkräfte bekannte Kräfte und die Pseudoinverse muss nur auf die Untermatrix der räumlichen Schnittkräfte angewendet werden.

Im ebenen Fall sind keine Zwangsmomente zu berücksichtigen und die Zwangskräfte reduzieren sich zu (3.43). Gewichtskräfte haben nur im Vertikalbetrieb in der Bewegungsebene einen Einfluss (3.44). Auch für die vom Anwender aufgebrachten Benutzerkräfte müssen nur die ebenen Komponenten berücksichtigt werden.

$$\vec{F}_Z = \left[\vec{F}_{Z10,xy} \quad \vec{F}_{Z21,xy} \quad \vec{F}_{Z32,xy} \quad \vec{F}_{Z40,xy} \quad \vec{F}_{Z43,xy} \quad \vec{F}_{Z52,xy} \right]^T \quad (3.43)$$

$$\vec{F}_G = \left[F_{G,10,x} \quad F_{G,20,x} \quad F_{G,30,x} \quad F_{G,40,x} \quad F_{G,50,x} \right]^T \quad (3.44)$$

Insgesamt ist (3.45) die Lösung für die unbekannten Antriebsmomente und die Schnittkräfte. Diese Gelenkkräfte sind beispielsweise nötig, um Rollreibung oder Gleitreibung zu berechnen.

$$\begin{bmatrix} \vec{\tau} \\ \vec{F}_Z \end{bmatrix} = -\mathbf{W}_Z^{-1} \cdot \left(\mathbf{W}_T \cdot \begin{bmatrix} \vec{F}_T \\ \vec{M}_T \end{bmatrix} + \mathbf{W}_F \cdot \vec{M}_F + \mathbf{W}_G \cdot \vec{F}_G + \mathbf{W}_B \cdot \vec{F}_B \right) \quad (3.45)$$

Werden die Gelenkkräfte aufgrund eines einfacheren Reibungsmodells nicht benötigt, sind für die Modellierung des Roboters nur die ersten drei Zeilen des Gleichungssystems (3.45) notwendig. Ein Vergleich mit den bereits bekannten Jacobimatrizen zeigt, dass das Gleichungssystem aus den gleichen Matrizen aufgebaut ist. Begründet ist dies durch die Leistungsbilanz, mittels derer auch ein Zusammenhang zwischen externen Kräften und kinetischer Energie formuliert werden kann. Das Robotermodell ohne Schnittkräfte kann also direkt aus den Gleichungen für die Geschwindigkeiten abgeleitet werden. Zusätzlich sind nur die Massenmatrix $\bar{\mathbf{M}}$ und die Gelenkreibungen notwendig. Wie die Matrizen der Reibkräfte $\mathbf{F}$ und Gewichtskräfte $\mathbf{G}$ aus den Jacobimatrizen zusammengesetzt sind, zeigt Anhang A.3.

$$\vec{\tau} = \mathbf{M}(\vec{q}) \cdot \ddot{\vec{q}} + \mathbf{V}_q(\vec{q}) \cdot \dot{\vec{q}}^2 + \mathbf{F}(\vec{q}) \cdot \vec{M}_F + \mathbf{G}(\vec{q}) \cdot \vec{F}_G + \mathbf{J}^T \cdot \vec{F}_B \quad (3.46)$$

$$\mathbf{M}(\vec{q}) = - \begin{bmatrix} \mathbf{J}_T^T & \mathbf{J}_R^T \end{bmatrix} \cdot \bar{\mathbf{M}} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{J}_T \\ \mathbf{J}_R \end{bmatrix} \quad (3.47)$$

$$\mathbf{V}_q(\vec{q}) = - \begin{bmatrix} \mathbf{J}_T^T & \mathbf{J}_R^T \end{bmatrix} \cdot \bar{\mathbf{M}} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{J}_{ZC,T} \\ \mathbf{J}_{ZC,R} \end{bmatrix} \quad (3.48)$$

In den hergeleiteten Gleichungen werden die Reibkräfte $\vec{M}_F$ als bekannt vorausgesetzt. Tatsächlich ist die Bestimmung der Reibkräfte jedoch nicht trivial. Es existieren viele verschiedene Modelle zur Beschreibung des komplexen Phänomens Reibung, die sich jeweils auf verschiedene Effekte konzentrieren [MFC16]. Insbesondere die Ermittlung der Reibkoeffizienten bzw. der Parameter der Reibmodelle ist schwierig, da die Modelle nur eine Näherung der Physik darstellen [LAD04, S. 134]. Häufig wird daher auf eine experimentelle Bestimmung zurückgegriffen, siehe Abschnitt 3.1.6.

Üblich ist die Einteilung der Reibung in Coulombsche und viskose Reibung. Beide wirken der Bewegung entgegen, wobei erstere proportional zur Normalkraft und letztere proportional zur Geschwindigkeit ist. Wird zusätzlich die Nichtlinearität der viskosen Reibung und die erhöhte Haftreibung im Stillstand berücksichtigt, ergibt sich die charakteristische Stribeck-Kurve. Alle statischen Reibmodelle versuchen, dieses Verhalten mit möglichst wenigen Parametern und numerisch stabil abzubilden. Zusätzliche dynamische Effekte, wie beispielsweise Reibungsverzögerung, werden dabei nicht berücksichtigt [MFL16].

Reibung tritt beim REPLALINK in allen passiven und angetriebenen Drehgelenken auf. Um die Reibung möglichst gering zu halten, werden Rillenkugellager verwendet. Zusätzliche Reibpaarungen bilden die Zahneingriffe der Übersetzungsgetriebe. Aufgrund der Effizienz, der numerischen Stabilität und der wenigen Parameter wird hier ein Threlfall-Reibmodell nach [MFC16], kombiniert mit einem viskosen Reibanteil, für jedes Drehgelenk verwendet.

Zur Berechnung der Reibung ist es zunächst notwendig, die Relativgeschwindigkeiten nach (3.49) zu bestimmen. Das Coulombsche Reibmoment in einem Gelenk $M_{F,Cij}$ wird aus der Summe eines statischen Anteils $F_{S,ij}$ zur Repräsentation von Vorspannung oder Gewichtskräften und eines Normalkraftanteils, multipliziert mit dem Coulombschen Reibkoeffizienten $\mu_{C,ij}$, gebildet, siehe (3.50). Allerdings bleibt der Normalkraftanteil hier zunächst unberücksichtigt. Insgesamt wird die Reibkraft nach (3.51) berechnet. Die Identifikation der Reibparameter folgt in Abschnitt 3.1.6.

$$\vec{\omega}_{\text{rel}} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \mathbf{J}_R^T \cdot \dot{\vec{q}} \quad (3.49)$$

$$M_{F,C,ij} = \mu_{C,ij} \cdot \left(F_{S,ij} + \left\| \vec{F}_{Z,ij,xy} \right\|_2 \right) \quad (3.50)$$

$$M_{F,ij} = \begin{cases} M_{F,C,ij} \cdot \frac{1-e^{-3 \cdot \frac{|\vec{\omega}_{\text{rel},ij}|}{\omega_{F,0}}}}{1-e^{-3}} \cdot \text{sgn}(\vec{\omega}_{\text{rel},ij}) + \mu_{v,ij} \cdot \vec{\omega}_{\text{rel},ij} & , \vec{\omega}_{\text{rel},ij} \leq \omega_{F,0} \\ M_{F,C,ij} \cdot \text{sgn}(\vec{\omega}_{\text{rel},ij}) + \mu_{v,ij} \cdot \vec{\omega}_{\text{rel},ij} & , \vec{\omega}_{\text{rel},ij} > \omega_{F,0} \end{cases} \quad (3.51)$$

3.1.4. Servomotoren

In der Automatisierungstechnik werden für Positionierungsaufgaben in der Regel Servomotoren mit Getrieben verwendet. Dabei werden häufig Planetengetriebe und in der Robotik spiel-

freie *Harmonic Drive* Getriebe eingesetzt. Auch die Antriebe des REPLALINKS sind Getriebe-Servomotoren, genauer permanenterregte, elektrisch kommutierte Drehstrom-Synchronmotoren in Sternschaltung mit Planetengetrieben. Über jeden Strang der Sternschaltung werden mehrere Spulen im Stator, jeweils eine pro Polpaar, angesteuert [Sch15, S. 299]. Dabei erfolgt die Ansteuerung so, dass die Frequenz der angelegten Drehspannung dem Produkt der gewünschten Winkelgeschwindigkeit mit der Polpaarzahl entspricht. Weiterhin kann über die Amplitude der Spannung der Strom eingestellt werden, der proportional zum wirkenden Moment ist [Sch15, S. 360 ff.].

Zusammenfassend sind Amplitude und Frequenz der Strangspannungen die entscheidenden Stellgrößen. Für die Bereitstellung der benötigten Leistung und die Regelung der Spannungen werden Servoverstärker verwendet. Diese Umrichter wandeln über einen AC/DC-Wandler den netzseitigen Drehstrom in Gleichspannung und speisen damit den Zwischenkreis. Zur DC/AC-Wandlung und Modulation der Strangspannungen werden IGBTs verwendet. Mit diesen schnell schaltenden Transistoren wird die Spannung über Pulsweitenmodulation eingestellt. Durch die dq -Transformation können Spannung und Strom der drei Stränge im rotorfesten dq -Koordinatensystem mit jeweils nur zwei Größen ausgedrückt werden [Bin12, S. 1014 f.].

Insgesamt kann die Dynamik der Servomotoren durch die beiden Differentialgleichungen (3.52) für die Hauptstromkomponente i_d und (3.53) für die Querstromkomponente i_q sowie das wirkende Moment τ_i durch (3.54) für jeden Motor einzeln ausgedrückt werden [Sch15, S. 401. f.]. Weiterhin wird die elektrische Winkelgeschwindigkeit ω_e (3.55) als Produkt der Polpaarzahl Z_p , der Getriebeübersetzung i_G und der Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_i$ eingeführt.

$$\frac{di_d}{dt} = \frac{1}{L_{ph}} \cdot (u_d - R_{ph} \cdot i_d + L_{ph} \cdot \omega_e \cdot i_q) \quad (3.52)$$

$$\frac{di_q}{dt} = \frac{1}{L_{ph}} \cdot (u_q - \psi_{PM} \cdot \omega_e - R_{ph} \cdot i_q - L_{ph} \cdot \omega_e \cdot i_d) \quad (3.53)$$

$$\tau_i = \frac{3}{2} \cdot Z_p \cdot i_G \cdot \psi_{PM} \cdot i_q \quad (3.54)$$

$$\omega_e = i_G \cdot Z_p \cdot \dot{\varphi}_i \quad (3.55)$$

$$\psi_{PM} = \frac{\sqrt{2}}{3 \cdot Z_p} \cdot \begin{cases} K_M & , i_q \leq I_0 \\ \frac{M_0}{I_0} & , i_q > I_0 \end{cases} \quad (3.56)$$

Die Stromänderungen sind abhängig von den angelegten Spannungen u_d bzw. u_q und der Induktion der Spulen L_{ph} . Entgegen der Stromänderung wirken der elektrische Widerstand R_{ph} und der Fluss des Permanentmagneten ψ_{PM} . Weiterhin gibt es eine Wechselwirkung zwischen beiden Stromkomponenten. Während Widerstand und Induktivität aus den Datenblättern der Hersteller entnommen werden können, ist der Fluss in der Regel nicht angegeben. Dieser kann jedoch, wie ein Vergleich mit (3.54) zeigt, mit der Drehmomentkonstanten K_M berechnet werden. Zusätzlich wird die Lastabhängigkeit des Flusses über (3.56) mit dem Stillstandsmoment M_0 und dem Stillstandsstrom I_0 angenähert.

Neben der Leistungselektronik besitzen Servoverstärker Steuerungselektronik für die Antriebsregelung. Diese arbeitet mit geringer Zykluszeit, sodass beispielsweise die Positionsregelung eine Frequenz von 2,5 kHz für die Berechnung der Sollposition erreicht. Die Funktionsweise der Antriebsregelung wird in Abschnitt 4.2 erläutert. Für die Simulation wird eine vollständige Nachbildung der Funktionsweise des Servoverstärkers verwendet.

3.1.5. Sensoren

Beim REPLALINK werden zwei Arten von Sensoren eingesetzt: Optische bzw. induktive EnDat-Geber zur Positionsmessung der Antriebe und ein Sechs-Achs-Kraftsensor. Ein Sensor bildet eine physikalische Größe nur fehlerbehaftet digital ab. Zunächst ist das Messsignal mit einem Rauschen der Stärke P_N und einem absoluten Messfehler überlagert. Der absolute Messfehler wird im Folgenden nicht weiter betrachtet; zum einen, da der absolute Fehler der verwendeten Sensoren sehr gering ist, zum anderen, weil ein absoluter Messfehler gegenüber den weiteren Effekten geringere Auswirkungen in der Regelung hat. Weiterhin werden die analogen Messgrößen nur diskret mit einer bestimmten Auflösung für einen vorgegebenen Wertebereich dargestellt. Das Quantifizierungsintervall n_s ist der Quotient aus Wertebereich durch Auflösung und hängt vor allem von der Messelektronik ab. Zusätzlich wird das Messsignal nur zeitdiskret mit der Zykluszeit T_s und zeitverzögert mit der Verzögerung T_{tot} übermittelt. Die Zykluszeit und die Verzögerung hängen vom Analog-Digital-Wandler, dem Bussystem sowie dem I/O-Scheduler der SPS ab, also von der Verwaltung der digitalen Ein- und Ausgänge. Die Modellierung eines Sensors erfolgt damit anhand der Abb. 3.7.

Die effektive Auflösung des Analog-Digital-Wandlers zur Auswertung der Vollbrücke für Dehnungsmessstreifen des Kraftsensors ist abhängig von der eingestellten Messfrequenz und dem Wertebereich. Für den verwendeten Kraftsensor kann der kleinste Messbereich

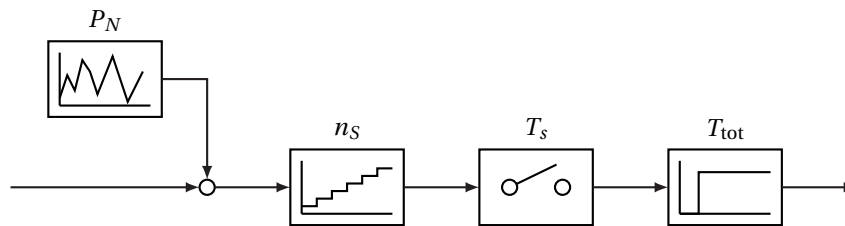


Abb. 3.7.: Modell eines diskreten, verzögerten Sensors mit Rauschen

von $\pm 2 \frac{\text{mV}}{\text{V}}$ ausgewählt werden. Als Messfrequenz wird 1 kHz verwendet, sodass eine effektive Auflösung von 14,6 bit erreicht wird [BR 18, S. 24]. Die Rohdaten in einer Auflösung von 24 bit enthalten folglich einen bestimmten Rauschanteil.

Die in den Servomotoren verbauten EnDat-Gebersysteme von Heidenhain haben eine effektive Auflösung von 13 bit pro Umdrehung für die großen Servomotoren [Hei15; BR 05] und 18 bit für den kleinen Servomotor [BR 17]. Dies entspricht einer Unterscheidung von $10''$ bzw. $0,16''$ am Abtrieb. Ein zusätzlicher Messfehler entsteht durch das Getriebespiel und die Getriebe nachgiebigkeit, da die Gebersysteme die Position der Motorwelle und nicht die der Abtriebswelle erfassen. Die Getriebe nachgiebigkeit wird dabei in der Simulation durch einen veränderten Messwert für die Sensoren abgebildet, da so kein weiterer Zustand hinzugefügt wird.

3.1.6. Parameteridentifikation

Die bisher beschriebenen Modelle basieren auf der theoretischen Analyse des Systems. Allerdings ist die theoretische Bestimmung von Modellen oder zumindest ihrer Parameter nicht immer möglich. In diesem Fall werden Identifikationsverfahren im Rahmen einer experimentellen Systemanalyse eingesetzt. Eine Übersicht über die verschiedenen Verfahren zeigt [IM11, S. 16 f.].

Das Dynamikmodell eines Roboters ist in der gezeigten Form linear in den Parametern [LAD04, S. 136]. Das heißt, es ist möglich, ein lineares Gleichungssystem mit den Roboterparametern als Unbekannte zu formulieren. Diese Eigenschaft wird für die Identifikation der dynamischen Parameter von Robotern verwendet. Der Beitrag [RCP18] zeigt die Anwendung des Verfahrens beim REPLALINK. Allerdings sind die Längen, Massen und Trägheiten des REPLALINKS aus dem CAD-Modell so genau bekannt, dass eine Verbesserung durch Identifikation dieser Parameter nicht erreichbar ist. Hingegen ist die Bestimmung der Parameter der

Reibung aufgrund theoretischer Betrachtungen kaum möglich. Es ist daher das Ziel, diese Reibwerte über ein Identifikationsverfahren zu ermitteln.

Das verwendete Reibmodell mit den Reibkräften nach (3.51) wird über die Reibwerte $M_{F,C,i}$ und $\mu_{v,i}$ eines jeden Gelenks parametrisiert. Zunächst werden die aus Reibkräften resultierenden Antriebsmomente $\vec{\tau}_F$ und der Parametervektor $\vec{\Phi}_F$ eingeführt, der alle zwölf Reibwerte der sechs Drehgelenke des Roboters enthält. Dadurch lässt sich der Reibterm aus der Bewegungsgleichung (3.46) durch (3.57) ausdrücken. Entsprechend resultieren die Antriebsmomente ohne Reibanteil (3.58) aus Trägheit, Schwerkraft und Benutzerkräften. Die Bewegungsgleichung des Roboters mit separierten Reibwerten stellt (3.59) dar.

$$\vec{\tau}_F = \mathbf{F}(\vec{q}) \cdot \vec{M}_F = \mathbf{F}_{\text{Ident}}(\vec{q}, \dot{\vec{q}}) \cdot \vec{\Phi}_F \quad (3.57)$$

$$\vec{\tau}_{oF} = \mathbf{M}(\vec{q}) \cdot \ddot{\vec{q}} + \mathbf{V}_q(\vec{q}) \cdot \dot{\vec{q}}^2 + \mathbf{G}(\vec{q}) \cdot \vec{F}_G + \mathbf{J}^T \cdot \vec{F}_B \quad (3.58)$$

$$\vec{\tau} = \vec{\tau}_{oF}(\vec{q}, \dot{\vec{q}}, \ddot{\vec{q}}, \vec{F}_B) + \mathbf{F}_{\text{Ident}}(\vec{q}, \dot{\vec{q}}) \cdot \vec{\Phi}_F \quad (3.59)$$

Gesucht sind die Reibwerte $\vec{\Phi}_F$, mit denen die Bewegungsgleichung (3.59) zu jeder Zeit möglichst gut erfüllt wird. Um dies zu erreichen, werden Messwerte generiert und die Gleichung (3.59) für jeden Zeitschritt aufgestellt. Mit den auf Messungen basierenden Matrizen (3.60) und (3.61) wird das lineare, überbestimmte Gleichungssystem erzeugt. Die Reibwerte können nun über die Pseudoinverse oder einen linearen Gleichungslöser mit Nebenbedingungen bestimmt werden. Hier wird ein Gleichungslöser verwendet, um negative Reibwerte als Lösung auszuschließen.

$$\vec{\Delta \tau}_F = \begin{bmatrix} \vec{\tau}_{\text{mess}} - \vec{\tau}_{oF}(\vec{q}_{\text{mess}}, \dot{\vec{q}}_{\text{mess}}, \ddot{\vec{q}}_{\text{mess}}, \vec{F}_{B\text{mess}}) \Big|_{t_1} \\ \vec{\tau}_{\text{mess}} - \vec{\tau}_{oF}(\vec{q}_{\text{mess}}, \dot{\vec{q}}_{\text{mess}}, \ddot{\vec{q}}_{\text{mess}}, \vec{F}_{B\text{mess}}) \Big|_{t_2} \\ \vdots \\ \vec{\tau}_{\text{mess}} - \vec{\tau}_{oF}(\vec{q}_{\text{mess}}, \dot{\vec{q}}_{\text{mess}}, \ddot{\vec{q}}_{\text{mess}}, \vec{F}_{B\text{mess}}) \Big|_{t_n} \end{bmatrix}_{3 \cdot n \times 1} \quad (3.60)$$

$$\mathbf{F}_{\text{Ident,ges}} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_{\text{Ident}}(\vec{q}_{\text{mess}}, \dot{\vec{q}}_{\text{mess}}) \Big|_{t_1} \\ \mathbf{F}_{\text{Ident}}(\vec{q}_{\text{mess}}, \dot{\vec{q}}_{\text{mess}}) \Big|_{t_2} \\ \vdots \\ \mathbf{F}_{\text{Ident}}(\vec{q}_{\text{mess}}, \dot{\vec{q}}_{\text{mess}}) \Big|_{t_n} \end{bmatrix}_{3 \cdot n \times 12} \quad (3.61)$$

$$\vec{\Delta\tau}_F = \mathbf{F}_{\text{Ident,ges}} \cdot \vec{\Phi}_F \quad (3.62)$$

Bei einem Roboter mit Kraftsensor können sowohl aktiv als auch passiv Messwerte erzeugt werden. Entweder es werden definierte Trajektorien abgefahren und sowohl Momente als auch Bewegungsgrößen gemessen oder ein Anwender bewegt den Roboter und die Motoren regeln auf ein Moment von Null. Insgesamt muss das lineare Gleichungssystem gut konditioniert sein. Um dies zu erreichen, kann die Kondition des Gleichungssystems im Rahmen einer Optimierung zur Generierung einer Trajektorie verwendet werden, siehe [RCP18].

Zur Reibungsidentifikation lassen sich auch manuell geeignete Trajektorien vorgeben; so ist es ausreichend, über den gesamten Arbeitsraum mit verschiedenen Geschwindigkeiten Trajektorien zu legen, siehe die Identifikationsbahnen in Abb. 3.8. Die passiv aufgenommenen Bahnen werden nicht dargestellt. Weiterhin zeigt Abb. 3.8 zwei Trajektorien, die zur Validierung der Ergebnisse verwendet werden. Dabei handelt es sich um ein Rechteck, das höhere Geschwindigkeiten aufweist und einen Stern, der insbesondere hohe Beschleunigungen und viele Richtungswechsel beinhaltet.

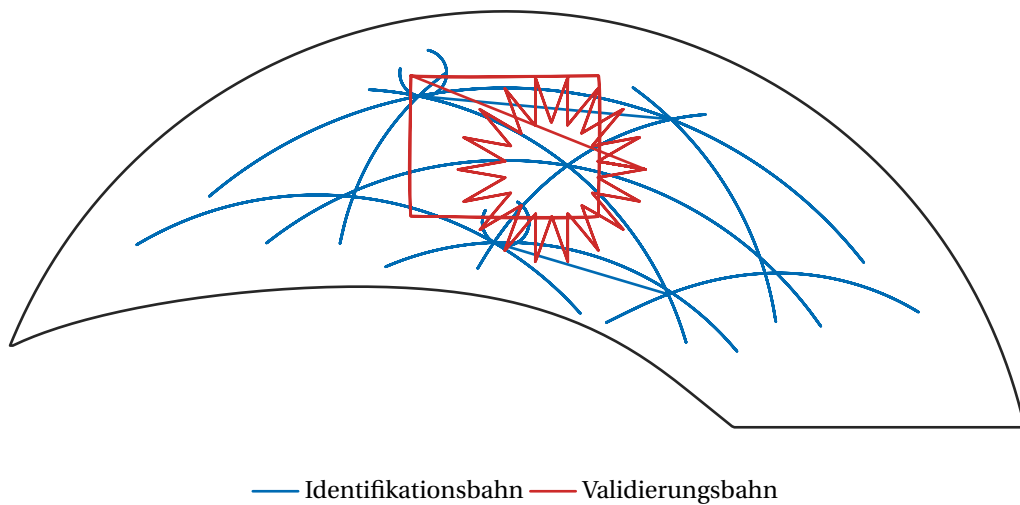


Abb. 3.8.: Bahnen zur Identifikation und Validierung der Reibwerte

Die identifizierten Reibwerte zeigt Tab. 3.1. Der Vergleich zwischen der Anwendung der Pseudoinversen und der eines Gleichungslösers, beispielsweise eines Innenpunktverfahrens [AG99], zeigt große Übereinstimmungen. Jedoch liefert die Pseudoinverse tatsächlich einen negativen, viskosen Reibwert. Dies ist zwar in bestimmten Bereichen der Stribeck-Kurve physikalisch möglich, aus Gründen der Stabilität aber problematisch.

Tab. 3.1.: Identifizierte Reibwerte

Verfahren	$M_{F,C,10}$	$M_{F,C,21}$	$M_{F,C,32}$	$M_{F,C,43}$	$M_{F,C,40}$	$M_{F,C,52}$
Gleichungslöser	1,836	0,084	0,585	0,081	1,956	0,365
Pseudoinverse	1,845	0,010	0,800	0,010	1,964	0,365
Verfahren	$\mu_{v,10}$	$\mu_{v,21}$	$\mu_{v,32}$	$\mu_{v,43}$	$\mu_{v,40}$	$\mu_{v,52}$
Gleichungslöser	1,581	0,050	0,000	0,050	1,806	0,232
Pseudoinverse	1,569	0,178	-0,458	0,178	1,796	0,233

Einen Vergleich zwischen den gemessenen und den mittels Gleichungslöser berechneten Reibanteilen der Antriebsmomente zeigt Abb. 3.9. Die Reibmomente werden gut abgebildet und der Modellfehler aufgrund der Reibung ist gering. Durch das Gleichungssystem (3.62) und den Gleichungslöser wird also eine gute Lösung gefunden. Ob diese Werte jedoch auch für andere Trajektorien bzw. Bewegungszustände gültig sind, muss überprüft werden.

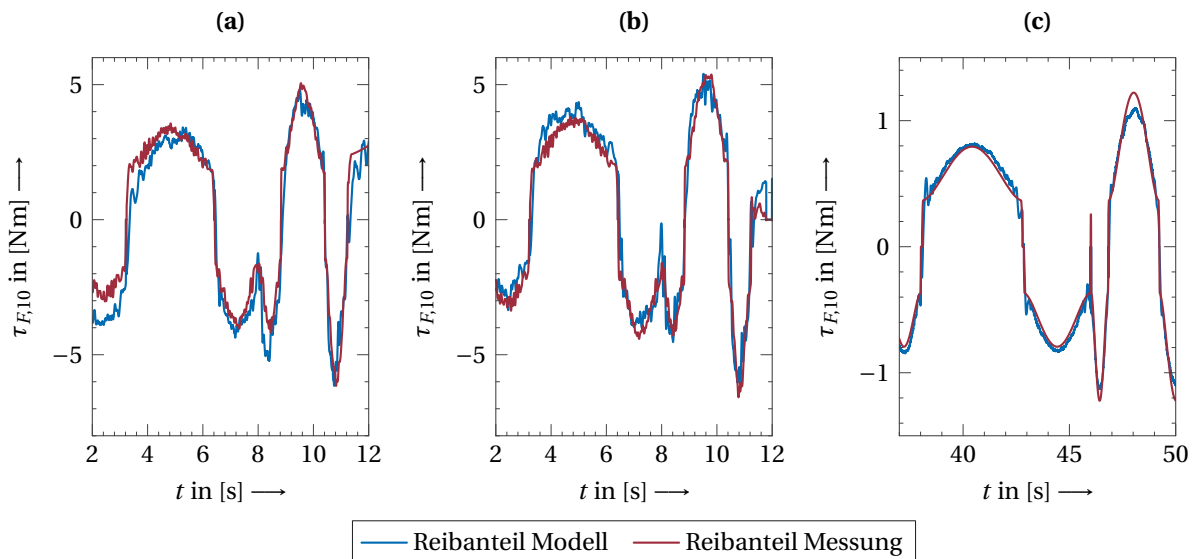


Abb. 3.9.: Vergleich des berechneten und des gemessenen Reibanteils der Antriebsmomente für einen Ausschnitt der Identifikationstrajektorie

Dazu werden andere Trajektorien verwendet und neue Messwerte aufgenommen. Abbildung 3.10 zeigt den Vergleich der gesamten Antriebsmomente für einen Teil der Trajektorie

jeweils für das Robotermodell ohne Reibung, die Messung und das Robotermodell mit den ermittelten Reibwerten. Es ist gut zu erkennen, dass das Robotermodell ohne Reibung teils sehr deutliche Abweichungen aufweist und nicht ausreichend ist. Die Übereinstimmung mit den neuen Reibwerten ist wesentlich höher, auch wenn weiterhin Abweichungen enthalten sind. Dies ist beispielsweise bei Richtungswechseln, Stillstand oder sehr niedrigen Geschwindigkeiten unterhalb der Grenzwinkelgeschwindigkeit $\omega_{F,0}$ der Fall.

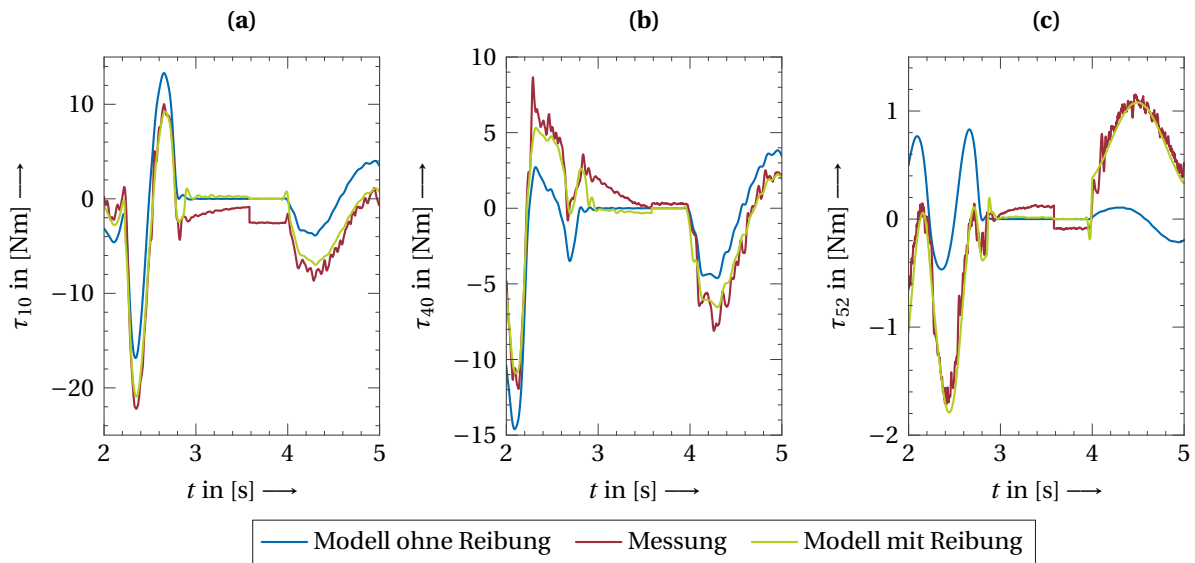


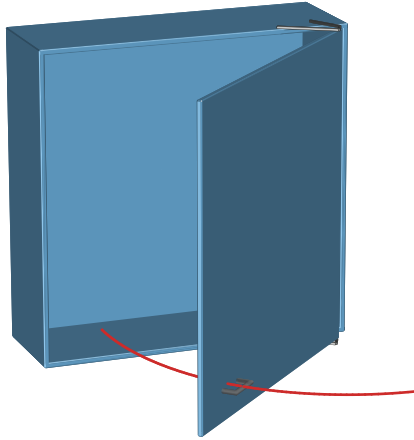
Abb. 3.10.: Vergleich der berechneten und gemessenen Antriebsmomente für einen Ausschnitt der Validierungstrajektorie

3.2. Virtueller Prototyp

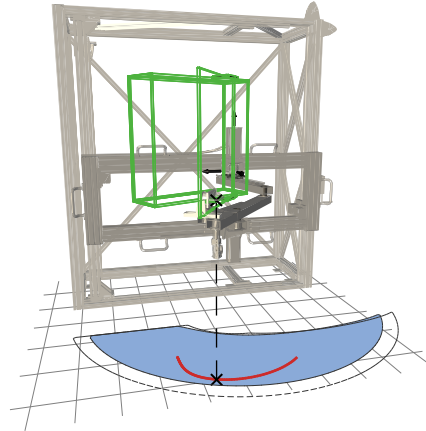
In diesem Abschnitt wird die Modellierung eines virtuellen Prototyps für die haptische Simulation und die folgende haptische Synthese vorgestellt. Da im Rahmen dieser Arbeit die Entwicklung handbetätigter Getriebe im Fokus steht, wird im Folgenden als Beispielanwendung ein Schrank mit einem viergliedrigen Getriebe verwendet, siehe Abb. 3.11a.

Bei dem viergliedrigen Drehgelenkgetriebe handelt es sich um ein einfaches, ungleichförmig übersetzendes Getriebe. Das Beispiel hat den Vorteil, dass es in der Handhabung allgemein bekannt und leicht vorstellbar ist. Weiterhin werden in der Praxis viele Maßnahmen für eine angenehme haptische Wahrnehmung getroffen. Dies umfasst Kraftunterstützung beim Öffnen sowie Schließen, Dissipation in Form von Dämpfern oder gedämpften Anschlägen

(a) Anwendung eines viergliedrigen Getriebes



(b) Haptische Darstellung mit dem REPLALINK

**Abb. 3.11.:** Anwendungsbeispiel für die haptische Simulation von Getrieben

und weitere Maßnahmen. Neben einem Reibungsmodell werden dementsprechend auch Anschläge und eine Feder zur Kraftunterstützung implementiert. Weitere Systeme, auch aktive, ließen sich analog umsetzen. Abbildung 3.11b zeigt ein grünes Drahtmodell der Anwendung im Arbeitsbereich des REPLALINKS sowie die Projektion dessen Arbeitsraumgrenzen und der Bewegungsbahn des Beispielgetriebes auf den Boden.

Für die Modellierung virtueller Umgebungen existieren umfassende Programme [OPT07] und Methoden [KMM14, S. 474 ff.], die jedoch primär auf Kollisionserkennungen und die Gestaltung von komplexen Umgebungen ausgerichtet sind. Nachfolgend wird daher der klassische Ansatz der Mehrkörpersimulation gewählt, der auch in vergleichbaren Anwendungen [CLT97; SMG09; DTD17] Verwendung findet. Für die präzise Modellierung nichtlinearer Maschinenelemente zeigen [CH04] ein Vorgehen zur Vermessung der Bauteile, wofür diese allerdings physisch vorhanden sein müssen.

3.2.1. Kinematik und Dynamik

Zunächst wird ein Modell der Kinematik und Dynamik des Getriebes benötigt. Die Herleitung erfolgt analog zur Modellierung des REPLALINKS, allerdings für ein Getriebe mit einem Freiheitsgrad, vergleiche Abschnitte 3.1.2 und 3.1.3. Die generalisierte Koordinate ist der Gliedwinkel σ_{10} ; die Glied- und Gelenkbezeichnungen sind Abb. 3.12 zu entnehmen.

Der Winkel ϱ bezeichnet die Rotation des Griffkoordinatensystems relativ zum Glied II. Im Folgenden wird mit Koppelkurve $\mathcal{K}$ stets der Teil der Koppelkurve zwischen den Anschlägen

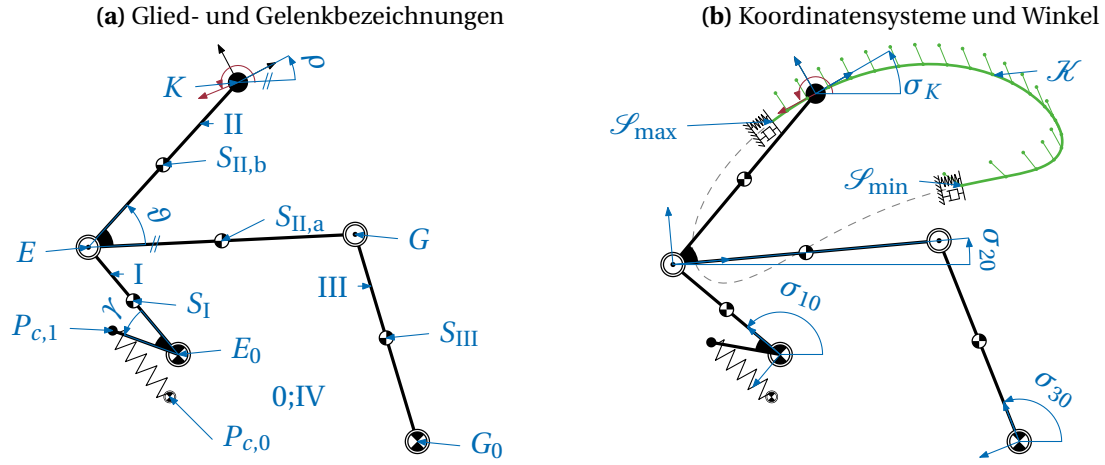


Abb. 3.12.: Kinematisches Schema des virtuellen Prototyps mit Bezeichnungen

$\mathcal{S}_{\max}$ und $\mathcal{S}_{\min}$ bezeichnet. Die gesamte Koppelkurve $\mathcal{K}_{\text{ges}}$ schließt hingegen alle reellen Lösungen der Koppelkurve für die vorgegebene Zusammenbau­lage ein. Bei der Darstellung der Koppelkurve ist die Orientierung des Griffkoordinatensystems angedeutet.

Die Lage des Koppelpunktes $\vec{p}_K$ wird über den Vektorzug (3.63) in Abhängigkeit der geometrischen Parameter (3.64) und mit Hilfe der Vorwärtskinematik (3.65) bis (3.70) bestimmt.

$$\vec{p}_K = \begin{bmatrix} x_K \\ y_K \\ \sigma_K \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_{\overline{E_0E}} \cdot \cos(\sigma_{10}) + l_{\overline{EK}} \cdot \cos(\sigma_{20} + \vartheta) \\ l_{\overline{E_0E}} \cdot \sin(\sigma_{10}) + l_{\overline{EK}} \cdot \sin(\sigma_{20} + \vartheta) \\ \sigma_{20} + \varrho \end{bmatrix} \quad (3.63)$$

$$\vec{\xi}_{\text{geo}} = \begin{bmatrix} x_{E0} & y_{E0} & x_{G0} & y_{G0} & l_{\overline{E_0E}} & l_{\overline{EG}} & l_{\overline{G_0G}} & l_{\overline{EK}} & \vartheta & \varrho \end{bmatrix}^T \quad (3.64)$$

$$A_{EGG_0} = x_{G_0} - (x_{E_0} + \cos \sigma_{10} \cdot l_{\overline{E_0E}}) \quad (3.65)$$

$$B_{EGG_0} = y_{G_0} - (y_{E_0} + \sin \sigma_{10} \cdot l_{\overline{E_0E}}) \quad (3.66)$$

$$C_{\sigma_{20}} = \frac{A_{EGG_0}^2 + B_{EGG_0}^2 + l_{\overline{EG}}^2 - l_{\overline{G_0G}}^2}{2 \cdot l_{\overline{EG}}} \quad (3.67)$$

$$\sigma_{20} = 2 \cdot \arctan \left(\frac{B_{EGG_0} + \sqrt{A_{EGG_0}^2 + B_{EGG_0}^2 - C_{\sigma_{20}}^2}}{A_{EGG_0} + C_{\sigma_{20}}} \right) \quad (3.68)$$

$$C_{\sigma_{30}} = \frac{A_{EGG_0}^2 + B_{EGG_0}^2 - l_{\overline{EG}}^2 + l_{\overline{G_0G}}^2}{-2 \cdot l_{\overline{G_0G}}} \quad (3.69)$$

$$\sigma_{30} = 2 \cdot \arctan \left(\frac{B_{EGG_0} + \sqrt{A_{EGG_0}^2 + B_{EGG_0}^2 - C_{\sigma_{30}}^2}}{A_{EGG_0} + C_{\sigma_{30}}} \right) \quad (3.70)$$

Die Gleichungen zur Berechnung der differentiellen Kinematik können über die Schließbedingungen der Geschwindigkeiten und Beschleunigungen hergeleitet werden. Mit der Übersetzung $\vec{l}$ wird die Geschwindigkeit des Koppelpunkts (3.71) berechnet. Alle Gliedwinkel des VP werden in dem Vektor $\vec{\sigma}$ zusammengefasst. Die Vektoren der Gliedwinkelgeschwindigkeiten $\dot{\vec{\sigma}}$ und Schwerpunktschwindigkeiten $\vec{v}_{S,VP}$ (3.74) ergeben sich zu (3.72) beziehungsweise (3.75) mit (3.73).

$$\dot{\vec{p}}_K = \vec{l} \left(\vec{\xi}_{\text{geo}}, \sigma_{10} \right) \cdot \dot{\sigma}_{10} = \vec{l} \cdot \dot{\sigma}_{10} \quad (3.71)$$

$$\dot{\vec{\sigma}} = \vec{l}_R \left(\vec{\xi}_{\text{geo}}, \sigma_{10} \right) \cdot \dot{\sigma}_{10} = \vec{l}_R \cdot \dot{\sigma}_{10} \quad (3.72)$$

$$\vec{\xi}_S = \left[l_{\overline{E_0 S_I}} \quad l_{\overline{E S_{IIa}}} \quad l_{\overline{E S_{IIb}}} \quad l_{\overline{G_0 S_{III}}} \right]^T \quad (3.73)$$

$$\vec{v}_{S,VP} = \left[\dot{x}_{SI} \quad \dot{y}_{SI} \quad \dot{x}_{SIIa} \quad \dot{y}_{SIIa} \quad \dot{x}_{SIIb} \quad \dot{y}_{SIIb} \quad \dot{x}_{SIII} \quad \dot{y}_{SIII} \right]^T \quad (3.74)$$

$$\vec{v}_{S,VP} = \vec{l}_T \left(\vec{\xi}_{\text{geo}}, \vec{\xi}_S, \sigma_{10} \right) \cdot \dot{\sigma}_{10} = \vec{l}_T \cdot \dot{\sigma}_{10} \quad (3.75)$$

Für die Berechnung der Beschleunigungen können die Anteile analog zum REPLALINK in Tangential- sowie Zentripetal- und Coriolisbeschleunigungen aufgeteilt werden. Jedoch ist letzterer Term hier direkt abhängig von der quadratischen Winkelgeschwindigkeit von Glied I. Damit werden Beschleunigungen des Koppelpunktes $\ddot{\vec{p}}_K$ mit (3.76) und die Winkelbeschleunigungen $\ddot{\vec{\sigma}}$ sowie Schwerpunktschleunigungen $\vec{a}_{S,VP}$ (3.78) der Glieder mit (3.77) bzw. (3.79) berechnet.

$$\ddot{\vec{p}}_K = \vec{l} \cdot \ddot{\sigma}_{10} + \mathbf{I}_{ZC} \cdot \left(\text{diag}(\vec{l}_R) \cdot \vec{l}_R \right) \cdot \dot{\sigma}_{10}^2 \quad (3.76)$$

$$\ddot{\vec{\sigma}} = \vec{l}_R \cdot \ddot{\sigma}_{10} + \mathbf{I}_{ZC,R} \cdot \left(\text{diag}(\vec{l}_R) \cdot \vec{l}_R \right) \cdot \dot{\sigma}_{10}^2 \quad (3.77)$$

$$\vec{a}_{S,VP} = \left[\ddot{x}_{SI} \quad \ddot{y}_{SI} \quad \ddot{x}_{SIIa} \quad \ddot{y}_{SIIa} \quad \ddot{x}_{SIIb} \quad \ddot{y}_{SIIb} \quad \ddot{x}_{SIII} \quad \ddot{y}_{SIII} \right]^T \quad (3.78)$$

$$\vec{a}_{S,VP} = \vec{l}_T \cdot \ddot{\sigma}_{10} + \mathbf{I}_{ZC,T} \cdot \left(\text{diag}(\vec{l}_R) \cdot \vec{l}_R \right) \cdot \dot{\sigma}_{10}^2 \quad (3.79)$$

Die Bewegungsgleichung des viergliedrigen Getriebes in Abhängigkeit des reduzierten Massenträgheitsmoments (3.81) und dessen zeitlicher Ableitung (3.82) ist (3.80). Das resultierende Moment auf das Getriebeglied I der einzelnen Reibmomente $\vec{M}_R$ in den Drehgelenken lässt sich mit einer Übersetzung $\vec{I}_{\text{Reib}}$ bestimmen. Die Reibkräfte werden mit dem gleichen Reibmodell wie beim REPLALINK berechnet, vergleiche (3.83) und (3.84). Die Modellierung des resultierenden Federmoments $\vec{M}_c$ zur Kraftunterstützung und des resultierenden Moments der Anschläge $\vec{M}_\mathcal{S}$ zeigt Abschnitt 3.2.2. Der Anhang beschreibt die vollständige Kinematik und Dynamik des viergliedrigen Getriebes, siehe Anhänge B.3 und B.4.

$$0 = J_{\text{red}} \cdot \ddot{\sigma}_{10} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{\text{red}}}{d\sigma_{10}} \cdot \dot{\sigma}_{10}^2 + \vec{I}_{\text{Reib}}^T \cdot \vec{M}_R + \vec{I}^T \cdot \vec{F}_B + \vec{M}_c + \vec{M}_\mathcal{S} \quad (3.80)$$

$$J_{\text{red}} = \begin{bmatrix} \vec{I}_T^T & \vec{I}_R^T \end{bmatrix} \cdot \vec{M}_{\text{VP}} \cdot \begin{bmatrix} \vec{I}_T \\ \vec{I}_R \end{bmatrix} \quad (3.81)$$

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{\text{red}}}{d\sigma_{10}} = \begin{bmatrix} \vec{I}_T^T & \vec{I}_R^T \end{bmatrix} \cdot \vec{M}_{\text{VP}} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{I}_{ZC,T} \\ \mathbf{I}_{ZC,R} \end{bmatrix} \cdot \left(\text{diag}(\vec{I}_R) \cdot \vec{I}_R \right) \quad (3.82)$$

$$\dot{\vec{\sigma}}_{\text{rel}} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 0 \\ 0 & -1 & 1 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \vec{I}_R^T \cdot \dot{\sigma}_{10} \quad (3.83)$$

$$\vec{M}_{R,[i]} = \begin{cases} \vec{\mu}_{c,\text{VP},[i]} \cdot \vec{F}_{R,S,[i]} \cdot \frac{1-e^{-\frac{-3 \cdot |\dot{\vec{\sigma}}_{\text{rel},[i]}|}{\dot{\sigma}_{R,0}}}}{1-e^{-3}} \cdot \text{sgn}(\dot{\vec{\sigma}}_{\text{rel},[i]}) + \vec{\mu}_{v,\text{VP},[i]} \cdot \dot{\vec{\sigma}}_{\text{rel},[i]} & , \dot{\vec{\sigma}}_{\text{rel},[i]} \leq \dot{\sigma}_{R,0} \\ \vec{\mu}_{c,\text{VP},[i]} \cdot \vec{F}_{R,S,[i]} \cdot \text{sgn}(\dot{\vec{\sigma}}_{\text{rel},[i]}) + \vec{\mu}_{v,\text{VP},[i]} \cdot \dot{\vec{\sigma}}_{\text{rel},[i]} & , \dot{\vec{\sigma}}_{\text{rel},[i]} > \dot{\sigma}_{R,0} \end{cases} \quad (3.84)$$

3.2.2. Kraftunterstützung und Anschläge

Die Feder zur Kraftunterstützung soll den Anwender sowohl beim Öffnen als auch beim Schließen des Schanks unterstützen. Dabei ist die Feder durch die folgenden Parameter definiert: Federsteifigkeit c_F , entspannte Federlänge $l_{c,0}$, den Lagerpunkt $P_{c,0}$ sowie die Anbindung an Glied I über den Winkel γ und die Länge $l_{E_0P_{c,1}}$. Für die Berechnung des resultierenden Moments $\vec{M}_c$ werden die Ortsvektoren der Anlenkpunkte der Feder auf dem Glied I (3.86) und auf dem Glied 0 (3.85) sowie die Federlänge (3.87) benötigt. Um eine mögliche Division durch Null zu verhindern, wird als minimale Federlänge die Wurzel der Maschinengenauigkeit angesetzt. Damit sind alle Unbekannten in (3.88) bestimmt.

$$\vec{r}_{E_0P_{c,1}} = \begin{bmatrix} l_{E_0P_{c,1}} \cdot \cos(\sigma_{10} + \gamma) & l_{E_0P_{c,1}} \cdot \sin(\sigma_{10} + \gamma) & 0 \end{bmatrix}^T \quad (3.85)$$

$$\vec{r}_{E_0P_{c,0}} = \begin{bmatrix} x_{P_{c,0}} - x_{E0} & y_{P_{c,0}} - y_{E0} & 0 \end{bmatrix}^T \quad (3.86)$$

$$l_c = \max\left(\left\| \vec{r}_{E_0P_{c,1}} - \vec{r}_{E_0P_{c,0}} \right\|_2; \sqrt{\epsilon}\right) \quad (3.87)$$

$$\vec{M}_c = c_F \cdot \left(\frac{l_{c,0}}{l_c} - 1 \right) \cdot \left(\vec{r}_{E_0P_{c,0},x} \cdot \vec{r}_{E_0P_{c,1},y} - \vec{r}_{E_0P_{c,0},y} \cdot \vec{r}_{E_0P_{c,1},x} \right) \quad (3.88)$$

Die Bewegung der meisten handbetätigten Getriebe ist durch ihre konstruktive Ausführung beschränkt. Bei dem gewählten Beispiel ist das Schließen der Tür durch die Kollision zwischen Schrank und Tür begrenzt. Beim Öffnen ist zumeist ein Anschlag im Getriebe vorgesehen.

Dabei kann ein Anschlag als virtuelle Wand betrachtet werden. Virtuelle Wände sind bei HFS übliche Modelle, die auch häufig Leistungsvergleichen dienen [KMM14, S. 476 ff.]. In der Regel wird eine virtuelle Wand als Feder-Dämpfer-Kombination modelliert. Bei dem viergliedrigen Getriebe ist die Begrenzung der Bewegung des Glieds I sinnvoll, da die Begrenzungskraft unabhängig von der Krümmung der Koppelkurve in die korrekte Richtung erfolgt. Entgegen der üblichen Formulierung wird hier eine zusätzliche Abhängigkeit der Dämpfung von der Durchdringung $|\sigma_{10} - \sigma_{\max}|$ eingeführt, um das Gefühl an der Wand zu haften zu minimieren, siehe (3.89). Weiterhin werden damit Untersuchungen berücksichtigt, die zeigen, dass eine erhöhte Dämpfung eine Wand härter, aber den Übergang weicher erscheinen lässt [vHN15; vHN16]. Mit unterschiedlichen Federsteifigkeiten und Dämpfungswerten für die Anschläge bei $\sigma_{\max}$ und $\sigma_{\min}$ wird das Begrenzungsmoment $\vec{M}_{\mathcal{J}}$ mit (3.89) berechnet. Gewünscht ist jedoch die Angabe der Federsteifigkeit und der Dämpfung bezogen auf die Bewegung des Griffs, sodass mit (3.90) und (3.91) eine Umrechnung erfolgt.

$$\vec{M}_{\mathcal{J}} = \begin{cases} -c_{\mathcal{J},\max} \cdot (\sigma_{10} - \sigma_{\max}) - d_{\mathcal{J},\max} \cdot \dot{\sigma}_{10} \cdot |\sigma_{10} - \sigma_{\max}| & , \sigma_{10} > \sigma_{\max} \\ -c_{\mathcal{J},\min} \cdot (\sigma_{10} - \sigma_{\min}) - d_{\mathcal{J},\min} \cdot \dot{\sigma}_{10} \cdot |\sigma_{10} - \sigma_{\min}| & , \sigma_{10} < \sigma_{\min} \\ 0 & , \sigma_{\min} \leq \sigma_{10} \leq \sigma_{\max} \end{cases} \quad (3.89)$$

$$c_{\mathcal{J},i} = c_{\mathcal{J},i,\text{soll}} \cdot \left\| \vec{I}_{xy}(\sigma_i) \right\|_2 \quad (3.90)$$

$$d_{\mathcal{J},i} = d_{\mathcal{J},i,\text{soll}} \cdot \left\| \vec{I}_{xy}(\sigma_i) \right\|_2^2 \quad (3.91)$$

Neben der klassischen Formulierung gibt es beispielsweise die ereignisbasierte Krafrückmeldung [KFN06]. Diese ist vorrangig dazu geeignet, bei HFS, die keine hohe Steifigkeit ausgeben können, diese nachzubilden. Allerdings lassen sich mit dem REPLALINK abhängig von der virtuellen Masse bereits ohne diese Maßnahmen Anschläge mit der in [KFN06] genannten Zielsteifigkeit von $1000 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$ darstellen.

3.2.3. Online-Simulation und -Parameteränderung

Zur Realisierung der haptischen Simulation oder der haptischen Synthese, muss der virtuelle Prototyp in hoher Frequenz simuliert werden. Aufgrund der limitierten Kommunikation zwischen der SPS und weiterer Recheneinheiten, wird eine Echtzeit-Simulation auf der SPS angewendet. Je nach Anwendung im Gesamtsystem, kann die Simulation des Getriebes als Admittanz oder Impedanz erfolgen, das heißt, es wird die direkte Dynamik (DD) nach (3.92) oder die inverse Dynamik (ID) nach (3.93) gelöst.

$$\ddot{\sigma}_{10} = -J_{\text{red}}^{-1} \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{\text{red}}}{d\sigma_{10}} \cdot \dot{\sigma}_{10}^2 + \vec{I}_{\text{Reib}}^T \cdot \vec{M}_R + \vec{I}^T \cdot \vec{F}_B + \vec{M}_c + \vec{M}_{\mathcal{S}} \right) \quad (3.92)$$

$$\vec{F}_{B,xy} = -\vec{I}_{xy} \cdot \left(\vec{I}_{xy}^T \cdot \vec{I}_{xy} \right)^{-1} \cdot \left(J_{\text{red}} \cdot \ddot{\sigma}_{10} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{\text{red}}}{d\sigma_{10}} \cdot \dot{\sigma}_{10}^2 + \vec{I}_{\text{Reib}}^T \cdot \vec{M}_R + \vec{M}_c + \vec{M}_{\mathcal{S}} \right) \quad (3.93)$$

Bei der Verwendung der direkten Dynamik muss die Beschleunigung $\ddot{\sigma}_{10}$ zwei mal integriert werden, um den Zustand des Systems zu bestimmen. Als Eingang dient dabei die Benutzerkraft $\vec{F}_B$. Da die numerische Integration direkten Einfluss auf Stabilität und Leistungsvermögen des Gesamtsystems hat, werden Integratoren in Abschnitt 4.3 untersucht.

Die inverse Dynamik wird hier so definiert, dass die Lösung lediglich eine Benutzerkraft entlang der Koppelkurve des VP darstellt. Zum einen ist damit die inverse Dynamik mit Antrieb am Koppelpunkt nicht mehr unterbestimmt und somit eine eindeutige Lösung möglich. Zum anderen zeigt Abschnitt 4.3, dass am Handgriff entweder eine Orientierung oder ein Moment eingeregelt werden kann und zumeist eine definierte Orientierung entsprechend der Koppelkurve gewünscht ist. Als Eingang dienen hierbei eine Position auf sowie eine Geschwindigkeit und Beschleunigung entlang der Koppelkurve.

Für die Anwendung der haptischen Simulation in der Entwicklung von Getrieben ist es wünschenswert, Getriebeparameter schnell und einfach während der Simulation zu verändern. Eine haptisch-interaktive Getriebesynthese erfordert sogar die Möglichkeit der Parametervariation. Anwendungen von haptischen Feedbacksystemen mit der Möglichkeit, die Parameter einer dynamischen Simulation zu ändern, sind dem Autor nicht bekannt. Daher soll hier ein solches Vorgehen zur sicheren und sanften Änderung von Parametern während der Simulation vorgestellt werden.

Ähnlich zu den Bewegungsgesetzen für Kurvenscheiben oder für Automatisierungssysteme [KCH15, S. 165 ff.], sollen für die Parameteränderungen stoß- und ruckfreie Trajektorien geplant und verwendet werden. Neue Sollparameter für das Getriebe werden in niedriger Frequenz und nicht in Echtzeit über eine Schnittstelle, z.B. einen PC mit Eingabemaske oder eine Berechnungsroutine, vorgegeben. Die Steuerung des REPLALINKs muss aus diesen Vorgaben Trajektorien für die Parameter errechnen und das Getriebe langsam ändern. Das Vorgehen dazu zeigt Abb. 3.13.

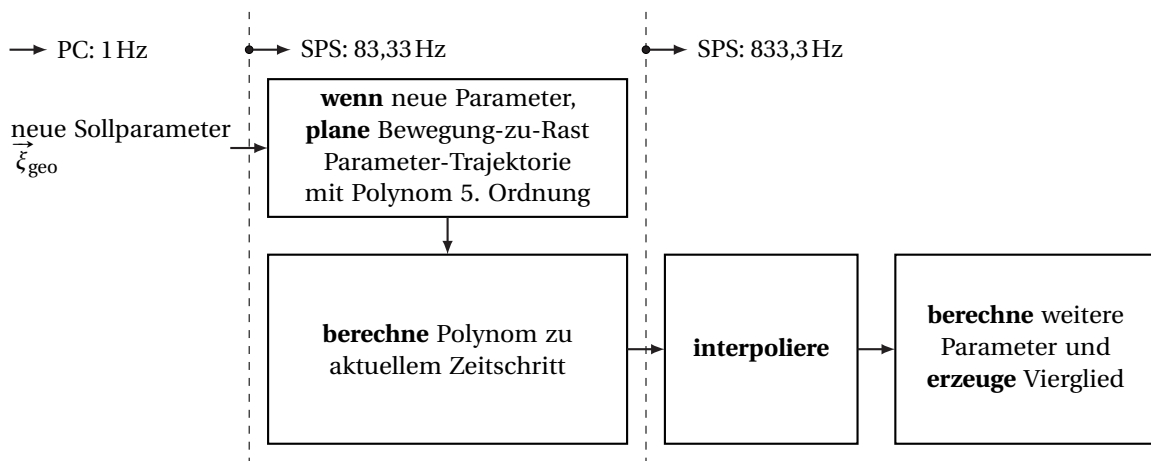


Abb. 3.13.: Vorgehen zur Berechnung der aktuellen Parameter des simulierten Getriebes

Nach der Übermittlung neuer Sollparameter wird eine Übergangsfunktion mit einem Polynom fünfter Ordnung berechnet. Andere Übertragungsgesetze, die einen stoß- und ruckfreien Übergang erlauben, sind ebenfalls verwendbar. Werden keine neuen Werte übermittelt, wird lediglich das aktuelle Polynom ausgewertet. Um Rechenzeit zu sparen, wird dieses nur jeden zehnten Zeitschritt ausgeführt und eine zusätzliche Interpolation ist notwendig. Parameter, die keinen Einfluss auf die Trajektorie haben, können sofort verändert werden.

Aus der Veränderung der Parameter kann eine Bewegung des Handgriffs resultieren. Ein zumeist großer Teil dieser Bewegung resultiert daraus, dass der Antriebswinkel σ_{10} konstant

bleibt, beziehungsweise sich aufgrund der aktuellen Bewegung nur leicht ändert. In Abb. 3.14 ist exemplarisch die Positionsänderung des Handgriffs aufgrund einer Parameteränderung gezeigt. Bei einer Änderung der Anschläge ist es zudem möglich, dass das Getriebe dadurch ungewollt in einen Anschlag gedrückt wird, was zu hohen Beschleunigungen führt.

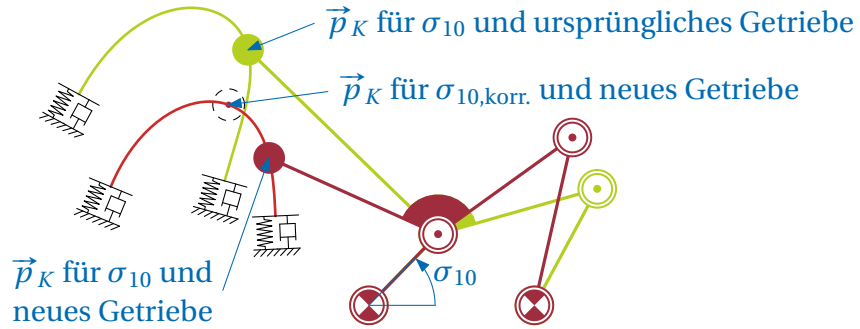


Abb. 3.14.: Zustandskorrektur für ein Getriebe

Zur Kompensation dieser ungewollten und unvorhersehbaren Bewegungen wird dem Integrationsschema eine Zustandskorrektur überlagert. Hierbei wird bei jeder Parameteränderung der nächstgelegene Punkt auf der neuen Koppelkurve berechnet und der Antriebswinkel dementsprechend korrigiert. Das heißt, der Antriebswinkel des neuen Getriebes wird variiert, um den Abstand zwischen dem bisherigen und dem neuen Getriebe zu minimieren, siehe (3.94). Die Anschläge des Getriebes definieren das Intervall, in dem eine Lösung für das Minimierungsproblem gesucht wird.

$$\sigma_{10,\text{korr.}} = x \mid \min_x \|\text{DK}_{\text{VP}}(\sigma_{10}) - \text{DK}_{\text{VP,neu}}(x)\|_2 \text{ mit } \sigma_{\min} < x < \sigma_{\max} \quad (3.94)$$

Aufgrund der Struktur des Problems eignen sich insbesondere die effizienten Einschlussverfahren [ENW11, S. 66 ff.]. Das Zeroin-Verfahren nach [FMM77] aus [ENW11, S. 83] benötigt für das vorliegende Problem nur wenige Funktionsauswertungen, das sind zwischen zehn und zwanzig, für eine Genauigkeit aus der Wurzel der Maschinengenauigkeit $\sqrt{\epsilon}$.

3.3. Anwender

Die beschriebene Modellierung des REPLALINKS und des VP wird für die Implementierung der haptischen Simulation und Synthese des VP benötigt. Darüber hinaus sind Modelle

bzw. Simulationen für die Auslegung der Steuerung, des Regelungssystems oder für Stabilitätsbetrachtungen nutzbar, siehe Kapitel 4. Dabei ist für die Simulation und Analyse des Gesamtmodells ein Modell des Anwenders unverzichtbar. In diesem Abschnitt wird daher die Modellierung des Menschen, genauer des Hand-Arm-Systems, diskutiert.

Zum einen können Nutzermodelle verwendet werden, um die Impedanz eines Nutzers darzustellen und so bei vorgegebener Roboterbewegung die eingeprägten Kräfte zu ermitteln. Dies bildet ein passives bzw. reagierendes Anwendermodell. Zum anderen ist ein Nutzermodell verwendbar, um eine aktive Bedienung des Systems durch einen Anwender zu simulieren und so die Implementierung des Gesamtsystems zu evaluieren. Dies wiederum stellt insofern ein agierendes Anwendermodell dar. Insbesondere letztere sind für die Simulation einer Interaktion zwischen Anwender und REPLALINK notwendig. Dabei stellt die Formulierung der neuromuskulären Aktivität eine Herausforderung dar, die mit dem Ansatz der Gleichgewichtstrajektorien gelöst wird.

3.3.1. Modellierung der Dynamik

Ansätze zur Modellierung von Hand-Arm-Systemen existieren schon seit mehr als 30 Jahren. Dabei ist die Modellierung und Simulation von Hand-Arm-Systemen, in Abhängigkeit des jeweiligen Anwendungsbereichs, unterschiedlich motiviert und hat zur Entwicklung verschiedener Modelle geführt.

Flash, Hogen et al. entwickelten in den Achtzigerjahren zweidimensionale, agierende Anwendermodelle auf Basis von Gleichgewichtstrajektorien und Feder-Dämpfer-Elementen im Gelenkwinkelraum des Menschen [FH85; MHB85; Fla87]. Gleichgewichtstrajektorien stellen dabei ein anschauliches Modell des neuromuskulären Systems dar. Es wird vereinfachend davon ausgegangen, dass der Mensch bei einer Bewegung versucht, einer Gleichgewichtstrajektorie zu folgen. Dolan et al. erweitern diesen Ansatz um die Trägheit des menschlichen Arms und stellen eine Transformation zwischen dem Gelenk- und dem kartesischen Raum auf [DFN93]. Mit dem gleichen Modell analysieren Tsuji et al. das Halten einer Position im zweidimensionalen, kartesischen Raum [TMG95]. Eine online-Identifikation der variierenden Steifigkeit eines vergleichbaren Modells zeigen Tsumugiwa et al. [TYH02]. Gomi et al. und Tee et al. berücksichtigen zusätzlich zu diesem Modell noch eine Modellierung der Muskeln [GK97; TBC04]. Auch Dyck et al. bestimmen für den zweidimensionalen Einmassenschwinger

Parameter unter Verwendung eines Kraftsensors [DJT13] beziehungsweise eines Beschleunigungssensors [DT13]. Eine dreidimensionale Variante des gleichen Modells diskutieren Artemiadis et al. [AKL10].

Ein ebenfalls dreidimensionales Modell nutzen Fu et al. und Speich et al. [FC12; SSG05], allerdings mit zwei Feder-Dämpfer-Elementen, also fünf Parametern und ohne Kopplung zwischen den kartesischen Achsen. Darüber hinaus existieren detaillierte Anwendermodelle im Gelenkraum des Menschen, die auf dem Ansatz einer Mehrkörpersimulation basieren [LPv11; CBK14; Kep03]. Insbesondere für die Untersuchung von Arbeitsmaschinen existieren verschiedene eindimensionale Modelle mit bis zu drei Massen und neun Parametern für die Darstellung der Impedanz des Hand-Arm-Systems [DIN01; Kin09; KLM11]. Den Einsatz eines eindimensionalen Anwendermodells für die Stabilitätsbetrachtung bei einem HFS zeigen Campeau-Lecours et al. [COG16].

Zur Darstellung agierender Anwendermodelle wird in der Regel ein Feder-Dämpfer-Element und eine Masse mit einer Gleichgewichtstrajektorie beziehungsweise einem Gleichgewichtspunkt, entsprechend Abb. 3.15a, verwendet. Die Anwenderkräfte können mit (3.95) direkt berechnet werden. Dafür werden eine Gleichgewichts- oder Wunschtrajektorie des Anwenders mit $\vec{p}_{An,0}$ sowie die Feder-Dämpfer-Parameter Masse M_{An} , Dämpfung D_{An} und Steifigkeit C_{An} vorgegeben.

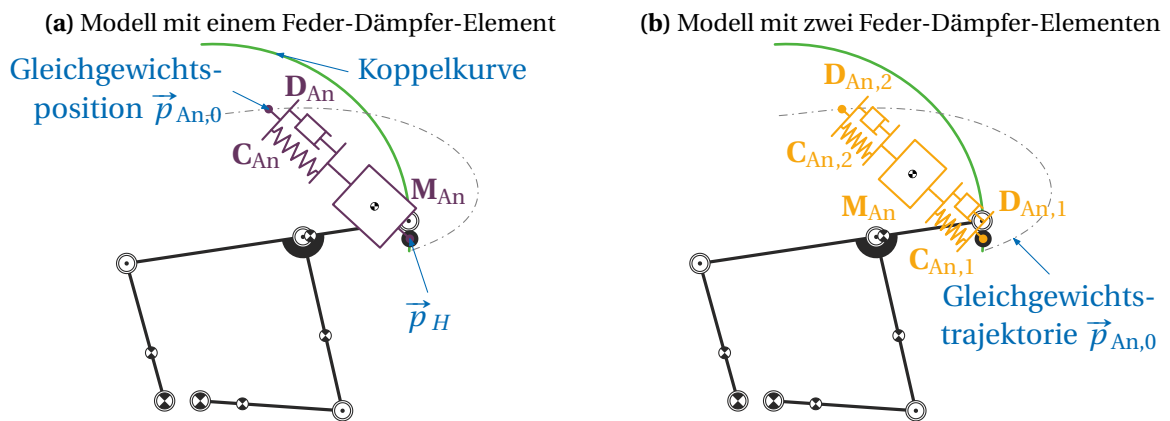


Abb. 3.15.: Mögliche agierende Anwendermodelle

$$\vec{F}_{B,a1} = -M_{An} \cdot \ddot{\vec{p}}_H + D_{An} \cdot (\dot{\vec{p}}_{An,0} - \dot{\vec{p}}_H) + C_{An} \cdot (\vec{p}_{An,0} - \vec{p}_H) \quad (3.95)$$

Im Gegensatz zu anderen Anwendungen ist im vorliegenden Fall der Standpunkt des Anwenders unbekannt. Zusätzlich korrigieren Anwender den Abstand zwischen dem Handgriff und ihrem Körper während der Interaktion auf ein komfortables Maß. Dementsprechend sind Modelle im Gelenkraum des Menschen nicht anwendbar. Gleichzeitig erscheint eine Unterteilung in Raumachsen oder eine Kopplung dieser nicht sinnvoll, da die Orientierung des Anwenders ebenfalls unbekannt ist. Zusätzlich ist beim REPLALINK eine Rotation des Handgriffs beziehungsweise der Hand zu berücksichtigen. Folglich sollen hier für die Massendmatrix $\mathbf{M}_{An}$, die Dämpfungsmatrix $\mathbf{D}_{An}$ und die Steifigkeitsmatrix $\mathbf{C}_{An}$ Diagonalmatrizen mit zwei identischen Werten für die translatorischen Einträge und einem Wert für die Rotation verwendet werden. Das Modell hat damit drei Parameter für die Translation und drei für die Rotation.

Analog zu den fünf Parameter-Modellen von Speich et al. und Fu et al. wird das Modell Abb. 3.15b eingeführt [SSG05; FC12]. Es wird mit (3.96) und (3.97) berechnet, wobei eine zweifache Integration zur Bestimmung der Position der Anwendermasse $\vec{p}_{An}$ erforderlich ist. Hierbei gibt es zwei Feder-Dämpfer-Elemente mit den Parametermatrizen $\mathbf{D}_{An,1}$ und $\mathbf{C}_{An,1}$ für das Element zwischen Roboter und Masse sowie $\mathbf{D}_{An,2}$ und $\mathbf{C}_{An,2}$ für das Element zwischen Masse und Gleichgewichtstrajektorie.

$$\ddot{\vec{p}}_{An} = \mathbf{M}_{An}^{-1} \cdot \left(-\vec{F}_{B,a2} + \mathbf{D}_{An,2} \cdot (\dot{\vec{p}}_{An,0} - \dot{\vec{p}}_{An}) + \mathbf{C}_{An,2} \cdot (\vec{p}_{An,0} - \vec{p}_{An}) \right) \quad (3.96)$$

$$\vec{F}_{B,a2} = \mathbf{D}_{An,1} \cdot (\dot{\vec{p}}_{An} - \dot{\vec{p}}_H) + \mathbf{C}_{An,1} \cdot (\vec{p}_{An} - \vec{p}_H) \quad (3.97)$$

Ist keine Gleichgewichtstrajektorie bekannt, sind die agierenden Benutzermodelle nicht anwendbar. Anzumerken ist hier, dass die Trajektorie bei den Versuchen in der berücksichtigten Literatur häufig darin besteht, einen Punkt zu halten. Ein Modell, das keine Gleichgewichtstrajektorie oder andere Vorgaben benötigt, ist in Abb. 3.16 gezeigt. Dieses reagierende Anwendermodell besteht aus einer Masse, die passiv über ein Feder-Dämpfer-Element an den Handgriff des REPLALINKS angebunden ist. Das dynamische Verhalten und die Reaktionskräfte werden durch (3.98) und (3.99) beschrieben.

$$\ddot{\vec{p}}_{An} = -\mathbf{M}_{An}^{-1} \cdot \vec{F}_{B,r1} \quad (3.98)$$

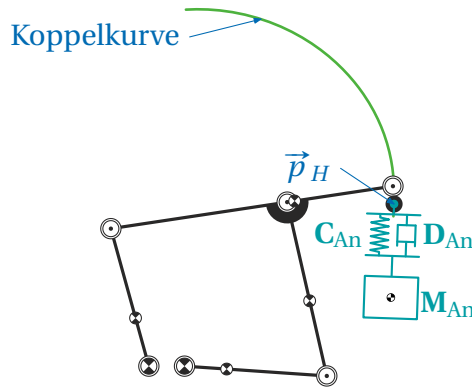


Abb. 3.16.: Reagierendes, passives Anwendermodell

$$\vec{F}_{B,r1} = \mathbf{D}_{An} \cdot (\dot{\vec{p}}_{An} - \dot{\vec{p}}_H) + \mathbf{C}_{An} \cdot (\vec{p}_{An} - \vec{p}_H) \quad (3.99)$$

3.3.2. Parametrierung

Während die Modellierung der Hand-Arm-Systeme zumeist ähnlich umgesetzt ist, variieren die Parameter Masse, Federsteifigkeiten und Dämpfungswerte stark. Dies ist auch dadurch begründet, dass Anwender ihre Impedanz in erheblichem Maß variieren und anpassen können.

Die Streuung und durchschnittliche Werte zeigt Abb. 3.17 für die drei vorgestellten Modelle und, soweit vorhanden, für Literaturwerte sowie selbst ermittelte Werte. Für die Literaturwerte werden sechzehn Messungen von [TMG95], zwölf Messungen von [AKL10] und fünfzehn Messungen von [Dyc13] für das agierende Anwendermodell mit einem Feder-Dämpfer-Element verglichen. Lediglich drei Messungen von [FC12] stehen für das Anwendermodell mit zwei Feder-Dämpfer-Elementen zur Verfügung, wodurch sich die geringe Streuung erklärt. Die Matrizen sind teilweise diagonal, symmetrisch oder allgemein besetzt. Zur eigenen Identifizierung der Modellparameter wurde eine Amplitude von 1 cm bzw. 0,05 rad und Frequenzen von 0,5 Hz bis 6 Hz verwendet. Zusätzlich sollten beide Probanden ihren Griff zwischen leicht und fest variieren.

Prinzipiell liegen sowohl die Literaturwerte als auch die identifizierten Werte in einem ähnlichen Bereich. Die Masse variiert zwischen einem und fünf Kilogramm, die Federsteifigkeit zwischen $100 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ und $700 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ sowie die Dämpfung zwischen $5 \frac{\text{Ns}}{\text{m}}$ und $70 \frac{\text{Ns}}{\text{m}}$. Die identifizierten Werte für das reagierende Modell und das agierende Modell mit zwei Feder-Dämpfer-Elementen streuen stärker. Für sehr hohe Werte von $\mathbf{C}_{An,1}$ und $\mathbf{D}_{An,1}$ nähert sich

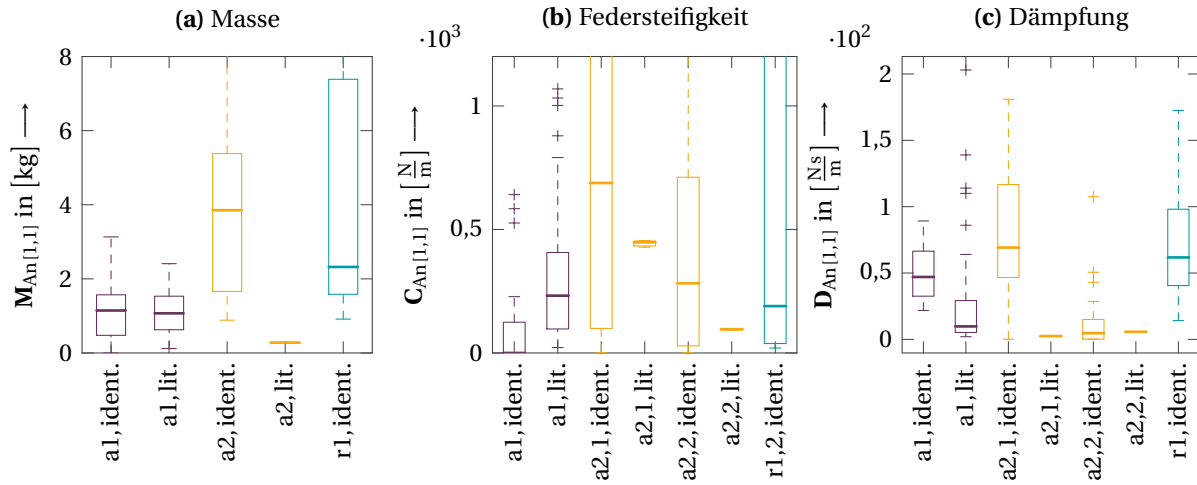


Abb. 3.17.: Parameter für agierende Anwendermodelle mit einem (a1) bzw. zwei (a2) Feder-Dämpfer-Elementen sowie für ein reagierendes Anwendermodell (r1)

das Modell mit zwei Feder-Dämpfer-Elementen dem mit einem Element an. Dies lässt sich bei einigen identifizierten Wertepaaren beobachten. Die höheren Dämpfungswerte bei den identifizierten Werten können auf Bewegungen des gesamten Oberkörpers der Probanden zurückgeführt werden. In der Literatur wird der Oberkörper der Probanden zumeist fixiert oder es werden Tischgeräte verwendet. Für das agierende Modell mit einem Feder-Dämpfer-Element wird ein höherer Steifigkeitswert als der Median gewählt, da dieser bei ausgeprägten Gleichgewichtstrajektorien zu niedrig ist. Die abgeleiteten Diagonalmatrizen für die einzelnen Modelle zeigt Tab. C.1 in Anhang C.

Insgesamt zeigt diese Untersuchung mögliche Wertebereiche für die Anwendermodelle. Das agierende Modell mit zwei Feder-Dämpfer-Elementen weist keine Vorteile gegenüber dem Modell mit einem Element auf. Das passive Modell bietet sich nur an, wenn keine Gleichgewichtstrajektorie angenommen werden kann.

Einen Vergleich zwischen zwei Probanden und dem gesamten Simulationsmodell mit dem agierenden Anwendermodell mit einem Feder-Dämpfer-Element für das Anwendungsbeispiel aus Abb. 3.11, einem Schrank mit viergliedrigem Getriebe, zeigt Abb. 3.18. Die Aufgabe für die Probanden bestand darin, den Schrank aus der geöffneten Position zu schließen und wieder zu öffnen. In der Simulation werden als Gleichgewichtstrajektorien Polynome dritten Grades als Rast-in-Rast-Bewegung entlang der Koppelkurve verwendet. Experimente zeigen, dass diese das menschliche Verhalten im Rahmen des vorliegenden Anwendungsfalls besser abbilden als andere übliche Übertragungsgesetze wie das Polynom fünfter oder siebter Ord-

nung. Für die Simulation werden zum einen experimentell identifizierte Parameter und zum anderen gemittelte Literaturwerte verwendet, siehe auch Durchschnittswerte in Abb. 3.17. Insbesondere das Modell mit den identifizierten Parametern führt zu einem ähnlichen Geschwindigkeitsverlauf und ähnlichen Kräften, wie bei den Messungen.

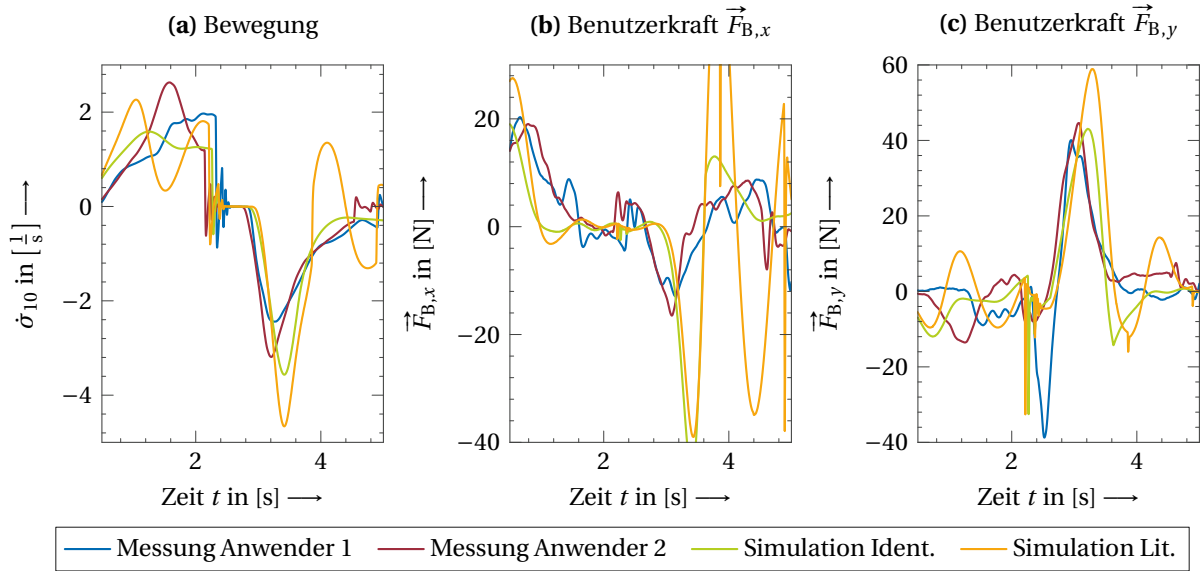


Abb. 3.18.: Vergleich zwischen Simulation und Messung mit agierendem Anwendermodell mit einem Feder-Dämpfer-Element

Insgesamt kann die Interaktion zwischen Anwender und REPLALINK mit dem gezeigten Vorgehen ausreichend genau abgebildet werden, um das gesamte haptische Feedbacksystem zu simulieren und die Implementierung evaluieren zu können. Damit steht eine Umgebung zur Verfügung, um Funktionen zunächst rein simulativ zu testen und dadurch gleichzeitig die Sicherheit zu erhöhen. Diese Untersuchung zeigt auch, dass die Abbildung der wirkenden Kräfte, bei der Interaktion zwischen Mensch und manuell bewegtem Getriebe, schwer vorherzusagen ist und motiviert die Verwendung der haptischen Simulation zur Auslegung von Getrieben.

3.4. Validierung

Der Fokus dieses Kapitels liegt auf der Modellierung und Simulation der einzelnen Komponenten und Teilsysteme, die bei der haptischen Simulation und Synthese von Mehrkörpersystemen (MKS) und insbesondere Getrieben zu berücksichtigen sind. Eine Übersicht der vorgestellten Komponenten und deren Verbindungen zeigt Abb. 3.19. Die diskutierten

Modelle bilden die Grundlage für die Implementierung der haptischen Simulation und Synthese. Weiterhin ist es nun möglich, den REPLALINK und das gesamte HFS in Interaktion mit einem virtuellen Anwender zu simulieren und dies für die Implementierung und Auslegung der Steuerung und Regelung zu nutzen. Für die haptische Simulation wird eine visuelle Darstellung des VP benötigt, um die Wahrnehmung zu erleichtern und die tatsächlichen Bedingungen anzunähern. Der Anwender wird immer die erwartete Bewegungsrichtung beim Aufbringen von Kräften berücksichtigen. Dazu wird ein parametrisches 3D-Modell des VP vergleichbar zu Abb. 3.11a, siehe auch die Visualisierung in Abb. 3.19, verwendet.

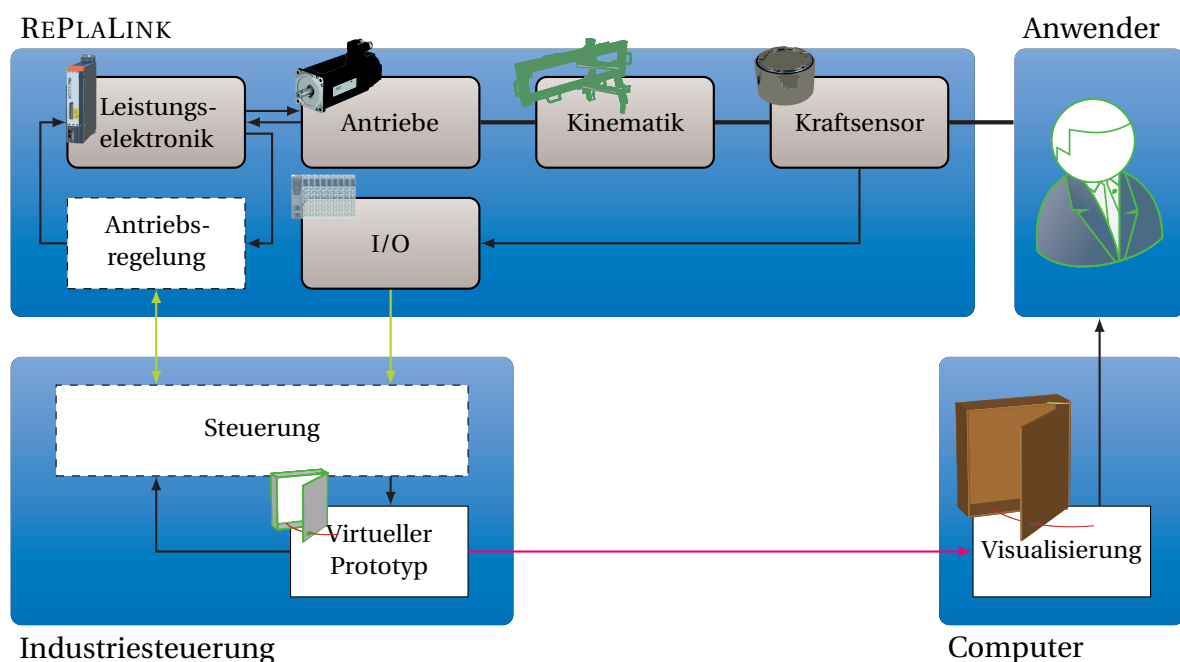


Abb. 3.19.: Übersicht über die Komponenten der Simulation und deren Verknüpfung

Für den Vergleich zwischen dem Simulationsmodell und dem Roboter wird erneut das Rechteck aus Abb. 3.8 als Trajektorie zur Evaluation verwendet. Diese wird sowohl in der Simulation als auch mit dem REPLALINK abgefahren und die Antriebsmomente in Abb. 3.20 und 3.21 sowie die Positionsfehler in Abb. 3.22 und 3.23 verglichen. Die Verwendung beider Positionsregelungen aus Abschnitt 4.2.2, dies sind die Berechnete-Momente-Regelung (CTC) und der Kaskadenregler (KR), ermöglicht die Evaluierung unterschiedlicher Effekte innerhalb des Simulationsmodells. Es ist zu erkennen, dass die Schwingungen in den Antriebsmomenten sowohl in der Simulation als auch in der Realität, entsprechend der verwendeten Regelung, eine ähnliche Amplitude und Frequenz aufweisen. Eine zeitliche Verschiebung wird auch durch einen anfänglichen Positionsfehler in der Realität hervorgerufen werden.

3. Modellierung und Simulation

Die Positionsfehler weisen ebenfalls ähnliche Verläufe auf, wobei der KR in Versuchen einen höheren Positionsfehler zulässt als in der Simulation. Insgesamt zeigt die Simulation ein vergleichbares Verhalten zur Realität und kann für die Auslegung der Steuerung und Regelung verwendet werden.

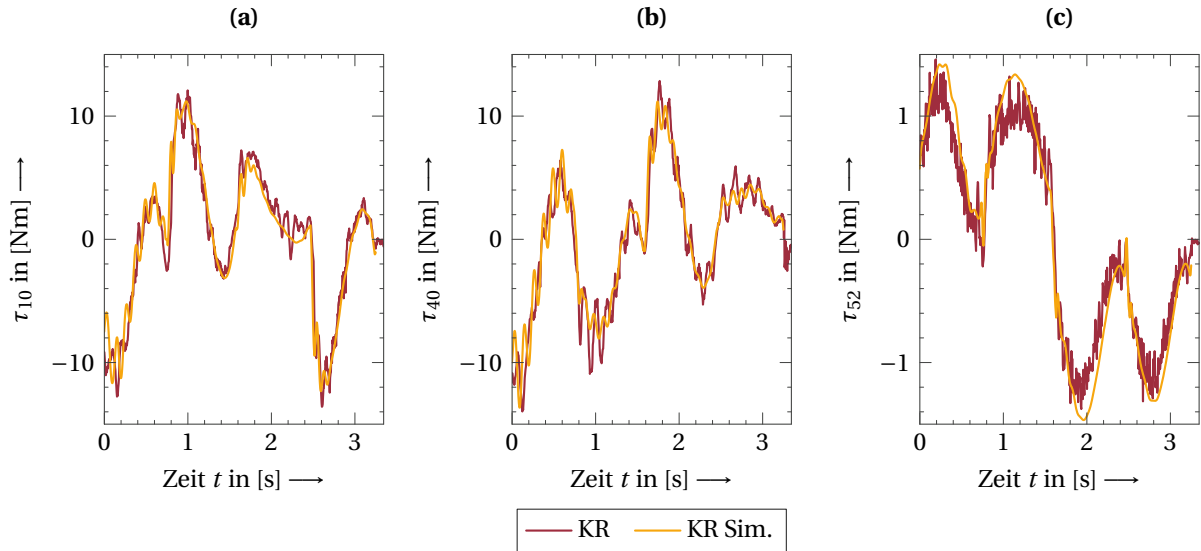


Abb. 3.20.: Vergleich zwischen Simulation und REPLALINK anhand der Momente und der Regelung KR

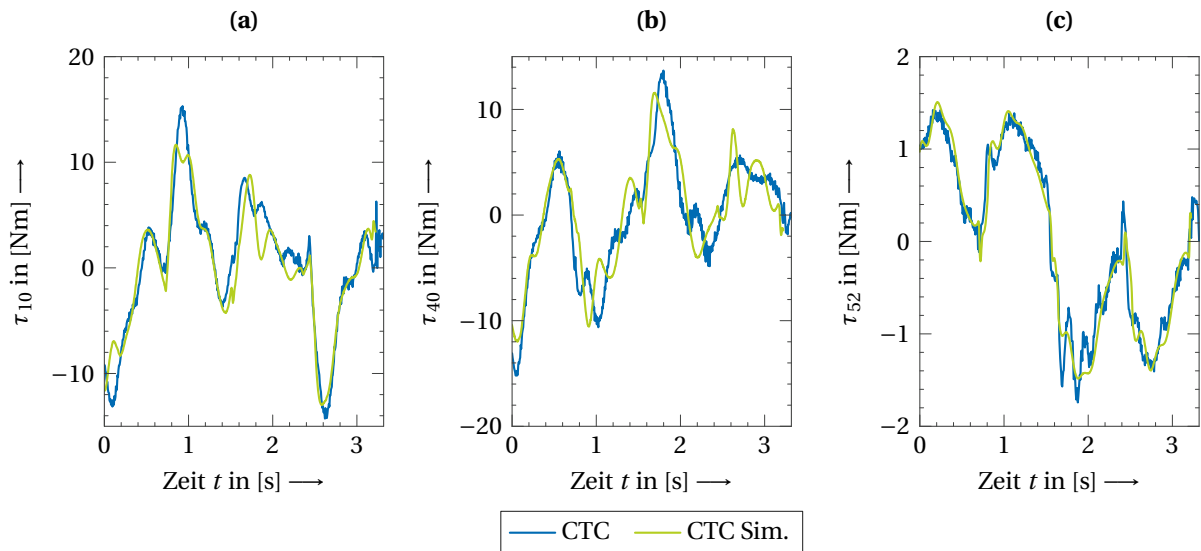


Abb. 3.21.: Vergleich zwischen Simulation und REPLALINK anhand der Momente und der Regelung CTC

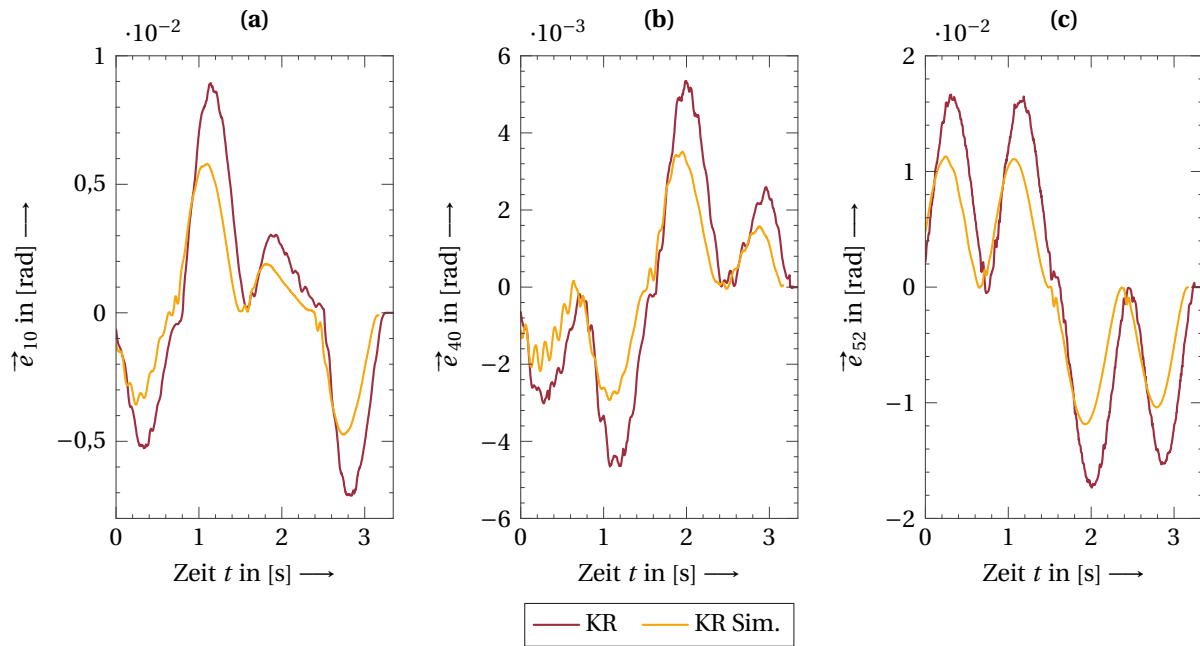


Abb. 3.22.: Vergleich zwischen Simulation und REPLALINK anhand des Fehlers und der Regelung KR

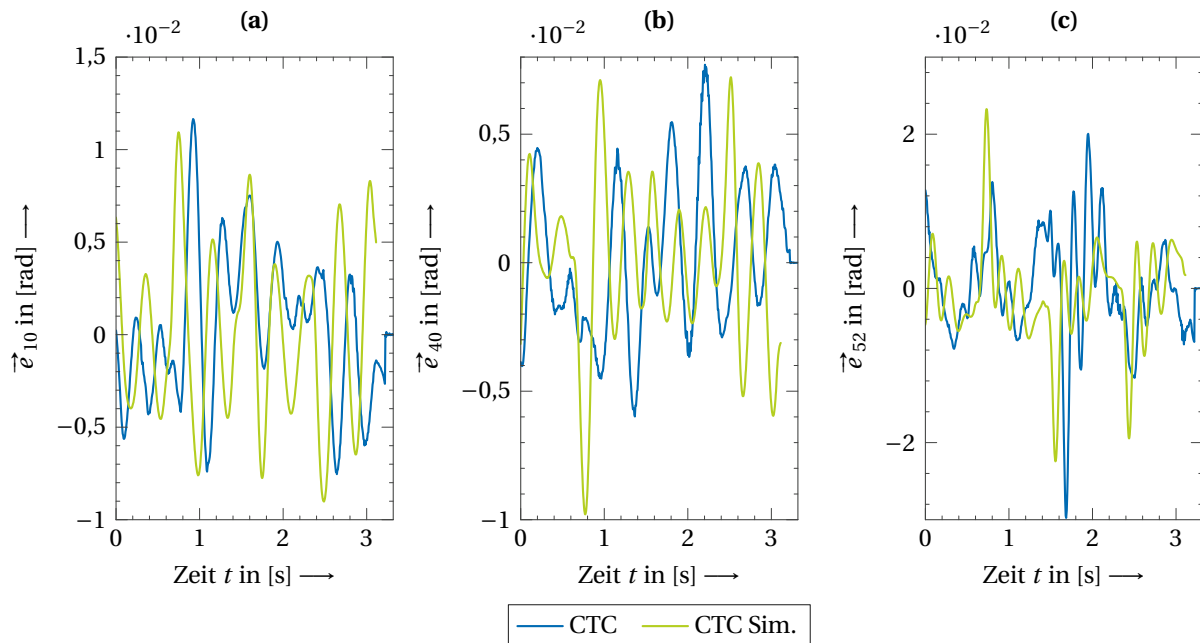


Abb. 3.23.: Vergleich zwischen Simulation und REPLALINK anhand des Fehlers und der Regelung CTC

4. Steuerung und Regelung

Das Steuerungssystem robotischer Systeme sollte Funktionen und Werkzeuge besitzen, um grundlegende Fähigkeiten zur Bewegung, Wahrnehmung, Intelligenz und Datenverarbeitung abzubilden. Diese Fähigkeiten ermöglichen es dem Roboter, Objekte in der Arbeitsumgebung zu bewegen, den Zustand von sich und der Umgebung zu erfassen, diese Informationen zur Anpassung seines Verhaltens zu nutzen und Daten zu verarbeiten sowie zu speichern. [SSV09, S. 233]

Wie bei den meisten technischen Systemen, werden auch bei Robotern Steuerungen und Regelungen für die Realisierung dieser Funktionen eingesetzt. Allgemein bezeichnet das Steuern bzw. das Regeln die zielgerichtete Beeinflussung dynamischer Systeme [Lun13, S. 2]. Gleichzeitig werden als Steuerung und Regelung auch die Gesamtanlage oder einzelne technische Geräte bezeichnet. Eine Regelung ist durch einen geschlossenen Wirkungsweg, bei dem die Regelgröße sich selbst beeinflusst, sowie einen kontinuierlichen Wertebereich gekennzeichnet. Demgegenüber ist eine Steuerung durch einen ereignisdiskreten Wertebereich oder einen offenen Wirkungsweg gekennzeichnet. [AB06, S. 197]

In diesem Kapitel werden zunächst in Abschnitt 4.1 der Aufbau der entwickelten Steuerung des HFS, deren Architektur und die beteiligten Hardwarekomponenten vorgestellt. Die kontinuierliche Steuerung ist zumeist eine Vorsteuerung und wird zusammen mit der Regelung betrachtet und ausgelegt, weshalb sie auch hier den Abschnitten zur Regelung zugeordnet wird. Weiterhin wird die Regelung des REPLALINKS in die Antriebsregelung und die Regelung des gesamten HFS unterteilt. Die Antriebsregelung wird für den Roboter REPLALINK auch unabhängig von der haptischen Simulation benötigt und kann dementsprechend als einzelne Komponente betrachtet werden, siehe Abschnitt 4.2. Die regelungstechnische Verknüpfung von Kinematik und Antriebssystem mit der Simulation des virtuellen Prototyps betrachtet anschließend Abschnitt 4.3. In diesem Abschnitt wird ebenso das Leistungsvermögen des gekoppelten Gesamtsystems sowie dessen Stabilität untersucht.

4.1. Steuerungsarchitektur

Das Ziel bei der Planung und Umsetzung der Architektur eines Roboters ist die Aufteilung der Steuerung in kleinere und weitestgehend unabhängige Subsysteme. Dadurch wird die Implementierung der zumeist komplexen Robotersteuerungen vereinfacht. Die Aufteilung erfolgt dabei entsprechend den notwendigen Taktzeiten für Subsysteme oder basierend auf dem Abstraktionsgrad mittels Hierarchieebenen. [SK08, S. 188]

Die Verwendung von Roboterarchitekturen begann nach [SK08, S. 189] in den sechziger Jahren mit dem mobilen Roboter Shakey. Nilsson et al. teilten die Funktionen des Roboters in verschiedene Hierarchieebenen auf und wandten ein Sensieren-Planen-Ausführen Paradigma an [Nil69]. Später entwickelte Brooks eine Schichtenarchitektur, bei der das Verhalten einer jeden Schicht durch Zustandsmaschinen abgebildet wird [Bro86]. Durch die Verwendung von Verhalten und die Verbindung einer jeden Schicht mit den Sensoren sowie Aktoren, ermöglicht das Schichtenmodell schnell reagierende Roboter. Darauf aufbauend erstellte Bonasso ein Drei-Stufenmodell und kombinierte das Planungsmodell mit dem Schichtenmodell [Bon91]. Die erste Stufe implementiert Verhalten entsprechend dem Schichtenmodell und wird von den übergeordneten Stufen zur Ausführung und Planung von Zielen gesteuert. Aktuelle Architekturen verwenden ebenfalls Stufen und darin Module für das Sensieren, die Auswertung von Modellen und die Entscheidungslogik [SSV09, S. 235]. Hierbei erfolgt die Einteilung in Aufgaben-, Handlungs-, Elementar- und Servostufe. Auf der Servostufe werden Regelungsgesetze implementiert und das Interface von Servoantrieben angesprochen. Die Elementarstufe stellt beispielsweise Trajektorienplanung und Notfallmaßnahmen bereit. Die Handlungsstufe entscheidet über die Abfolge von Elementarfunktionen oder Start- und Endpunkt einer Bewegung. In der Aufgabenstufe wird zumeist durch einen Anwender die Aufgabe des Roboters festgelegt, aus der eine Reihe von Handlungen resultiert.

4.1.1. Steuerungskomponenten

Entscheidenden Einfluss auf den Aufbau einer Steuerungsarchitektur haben die verwendeten Steuerungskomponenten und deren Funktionen. Beim REPLALINK kommen drei Steuerungssysteme zum Einsatz, die programmierbar oder parametrierbar sind. Dies umfasst einen Computer, die SPS als zentrale Steuerung und die Servoverstärker der Antriebe.

Das echtzeitfähige Betriebssystem einer SPS überwacht die Einhaltung vorgegebener Zykluszeiten, stellt Eingangs-Ausgangs-Abbilder bereit, startet die einzelnen Programme und bietet weitere Dienste, wie OPC-Server und grafische Nutzerschnittstellen. Die verwendete SPS ist ein deterministisches Echtzeit System, wobei das Starten von Programmen und die Zugriffe auf das Eingangs-Ausgangs-System (I/O) zu definierten Zeitpunkten stattfinden [BR 15]. Es stehen verschiedene Programmklassen zur Verfügung, die mit unterschiedlicher Zykluszeit und Priorität durchlaufen werden. Innerhalb jeder Programmklasse können beliebig viele Programme ausgeführt werden. Jedes Programm besteht aus einem Initialisierungs- sowie einem zyklischen Programmteil und einem lokalen Variablenspeicher. Datenaustausch zwischen den Programmen findet über den globalen Datenspeicher statt. Sind alle Programme abgearbeitet, wird die restliche Zeit für Kommunikation und grafische Darstellungen verwendet. Die einzelnen Elemente zeigt Abb. 4.1. Als Programmiersprachen für die Programme stehen neben den in [DIN14] definierten, auch ANSI C/C++ zur Verfügung.

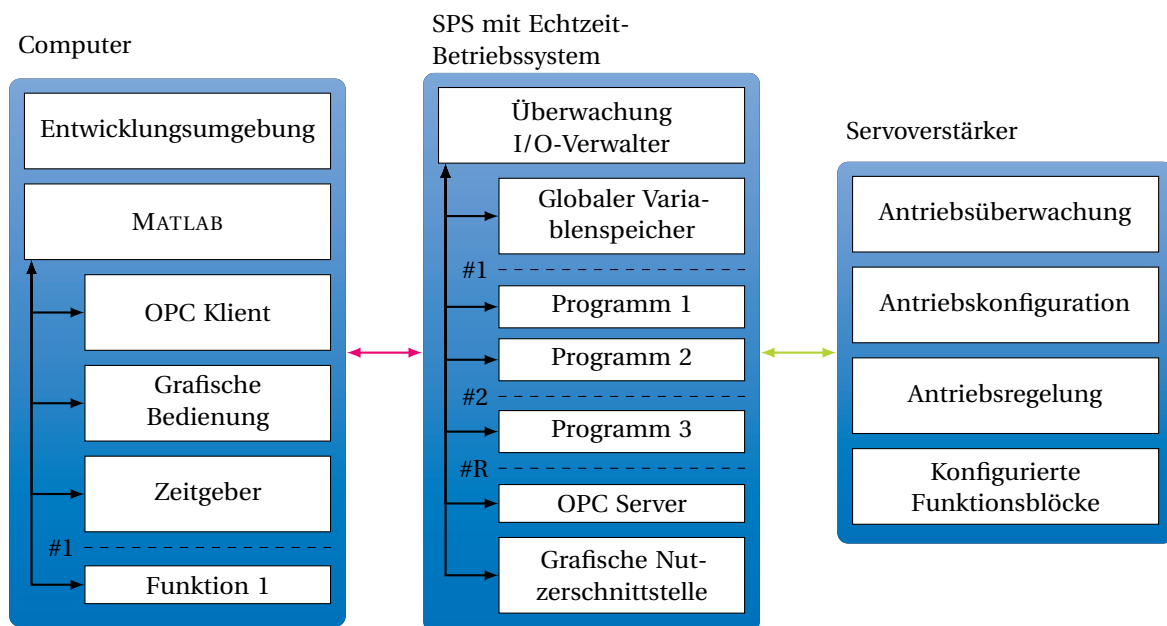


Abb. 4.1.: Die Geräte zur Steuerung des REPLALINKS und deren Aufbau

Die Servoverstärker bestehen neben der Leistungselektronik für die Servomotoren auch aus einer Steuerung mit geringer Zykluszeit. Diese überwacht Antriebsfunktionen, regelt die Antriebe und bietet die Möglichkeit, einfache vordefinierte Funktionen anzulegen und auszuführen, siehe auch Abb. 4.1. Die Antriebsfunktion und die Parametrierung von Grenzwerten oder Regelungsparametern der vordefinierten Regelungen wird von der SPS durchgeführt.

Durch das Kommunikationssystem der SPS ist es möglich, Daten mit einem Computer auszutauschen und so Berechnungen auszulagern oder eine komfortable Bedienung zu implementieren. Die Programmierung der SPS erfolgt ebenfalls über eine Entwicklungsumgebung auf einem Computer, jedoch mit einem eigenen Kommunikationsprotokoll. Für die Auslagerung von Berechnungen ist ein OPC-Klient und die zyklische Programmausführung notwendig. Als Umgebung, die alle Anforderungen erfüllt, wird hier MATLAB verwendet, wobei auch andere Umgebungen, wie das Robot Operating System (ROS), einsetzbar sind. Innerhalb von MATLAB steht ein globaler Variablenspeicher zur Verfügung, über den Funktionen Daten austauschen. Über einen Zeitgeber werden Berechnungsfunktionen und OPC-Funktionen zyklisch gestartet und abgearbeitet, siehe Abb. 4.1. Anders als bei einer SPS, ist bei einem PC nicht sichergestellt, dass die Funktionen innerhalb eines Zyklus abgearbeitet werden können. Es können jedoch Vorkehrungen getroffen werden, sodass die Fertigstellung der Berechnungen zumeist in der gewünschten Zeit erfolgt. Zusätzlich können in MATLAB grafische Programme zur Bedienung des Gesamtsystems REPLALINK implementiert werden.

4.1.2. Architektur des REPLALINKS

Die Steuerungsarchitektur des REPLALINKS orientiert sich an Architekturen mit den Hierarchiestufen Aufgabenebene, Handlungsebene, Elementarebene sowie Servoebene und macht sich insbesondere die Abbildung verschiedener Verhalten über Zustandsmaschinen zunutze, vergleiche Architektur in [SSV09, S. 237]. Einen Überblick zeigt Abb. 4.2, wobei alle Programme und Zustandsmaschinen sowie deren Beziehungen vereinfacht dargestellt sind. Ebenfalls sind die Hierarchiestufen und Zykluszeitklassen der Programme zu sehen.

Als Roboter für die haptische Simulation und Synthese sowie zur Durchführung der Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit, muss der REPLALINK die Fähigkeiten besitzen, einer Simulation zu folgen, eine Trajektorie auszuführen, Startpositionen anzufahren und einen manuellen Betrieb zu ermöglichen. Auf Aufgabenebene wählt der Benutzer einen dieser Anwendungsfälle aus. Hierbei wird zusätzlich zwischen verschiedenen Simulationsmodi, siehe Abschnitt 4.3, unterschieden. Weiterhin hat der Benutzer die Möglichkeit, bei aktiver Simulation Getriebeparameter zu ändern oder die haptische Synthese zu aktivieren.

Alle Programme der haptischen Synthese, die ausführlich in Abschnitt 5.2 vorgestellt wird, sowie die Getriebeadaptation befinden sich auf der Handlungsebene, da diese die Modelle

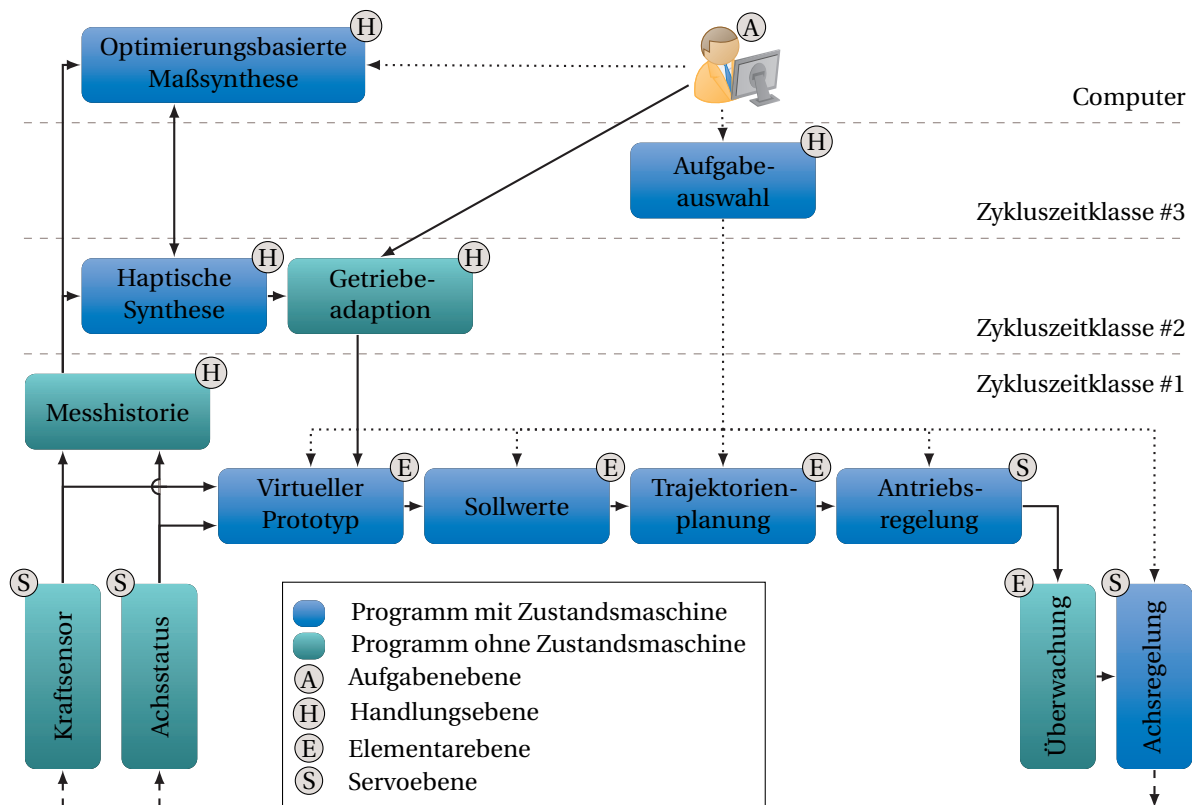


Abb. 4.2.: Steuerungsarchitektur für die haptische Simulation und Synthese

der Elementarebene anpassen. Die Aufgabenauswahl hat die Funktion, die Zustandsmaschinen bzw. Verhalten der untergeordneten Ebenen derart anzupassen, dass insgesamt die gewünschte Anwendung realisiert wird. Für das Ausführen einer Trajektorie müssen beispielsweise die Sollwerte aus einem Datenspeicher entnommen, Zwischenpunkte mittels Interpolation eingefügt, eine Positionsregelung mit Vorsteuerung ausgeführt und die Antriebe angesprochen werden.

Die Programme der Elementar- und Servoebene werden in der schnellsten Zykluszeitklasse, d.h. zu jedem Zeitschritt, ausgeführt. Auf dieser Ebene ist das Sensieren-Planen-Ausführen Paradigma der ersten Roboterarchitekturen wieder erkennbar, wobei das Verhalten durch die Zustandsmaschinen bestimmt wird. Innerhalb eines Zeitschritts werden zunächst der Kraftsensor und der Achsstatus ausgewertet. Dies umfasst die Umrechnung gemessener Spannungen in einen Kraftvektor und die Berechnung der aktuellen Roboterpose. Aus den gemessenen Werten der Drehgeber werden die Geschwindigkeiten und Beschleunigungen abgeleitet und der kinematische Zustand des Roboters ermittelt. Ist eine haptische Simulation aktiv, werden aus den gemessenen Werten der dynamische Zustand des virtuellen Prototyps

und die Sollwerte für den REPLALINK bestimmt. Hierbei können, wie in Abschnitt 4.3 dargestellt, verschiedene Simulationsmodi abgebildet werden. Bei der haptischen Simulation werden die ermittelten Sollwerte zur Antriebsregelung weitergeleitet. In anderen Anwendungsfällen ist die Planung einer Trajektorie notwendig. Abhängig vom Anwendungsfall, berechnet die Antriebsregelung Vorsteuer- und Stellgrößen. Die Achsregelung parametrisiert die Servoverstärker und setzt die Sollwerte der internen Regelung. Zusammen bilden die Programme zur Antriebsregelung, Achsregelung und die Servoverstärker die Regelung des Antriebssystems, siehe Abschnitt 4.2. Vor dem Setzen der Ausgangsgrößen der SPS für die Ansteuerung der Servoantriebe, wird der Gesamtzustand des REPLALINKs hinsichtlich der Sicherheit überprüft und bei Bedarf ein Nothalt ausgeführt, siehe folgenden Abschnitt 4.1.3.

4.1.3. Sicherheit

Die Konstrukteure, Programmierer und Betreiber einer technischen Anlage oder eines Produkts sind verantwortlich für die Sicherheit der Benutzer. Neben der moralischen Verpflichtung zur sicherheitsgerechten Konstruktion und Implementierung, existieren auch gesetzliche Vorschriften zur Einhaltung von Sicherheitsvorschriften. Das Produktsicherheitsrecht unterteilt sich in Gesetze, Generalklauseln und technische Regelwerke. In der Maschinenrichtlinie [Eur06] bzw. dem Produktsicherheitsgesetz werden gesetzlich Schutzziele definiert, die mindestens zu erreichen sind [Neu16, S. 14.]. Zu ihrer Umsetzung ist generell der Stand der Technik zu berücksichtigen. Als Maßstab können dabei technische Regelwerke in Form von Normen und Richtlinien dienen, die konsensorientiert von Fachleuten erarbeitet werden und konkrete sicherheitstechnische Detailregelungen bieten. Insgesamt sind Entwickler und Ingenieure verpflichtet, systematisch nach Gefahren zu suchen, eine Gefährdungsanalyse durchzuführen, Risiken abzuschätzen und Sicherheitsmaßnahmen zur Risikobeherrschung zu realisieren und zu dokumentieren [Neu16, S. 13 ff., S. 83]. Dieser Abschnitt diskutiert den Stand der Technik sowie Forschung zur steuerungstechnischen Sicherheit bei HFS und leitet Maßnahmen zur Reduktion von Risiken ab. Für den Betrieb eines HFS ist zusätzlich eine Gefährdungsanalyse hinsichtlich der Konstruktion und elektrischen Einrichtungen durchzuführen.

Die harmonisierte Norm DIN EN ISO 9241-910 [DIN11d, S. 18, S. 40] zu taktilen und haptischen Interaktionen weist insbesondere auf die Gefahr durch Instabilität und mechanischen Kontakt hin. Empfohlen werden eine Kraftbegrenzung, ein Kontaktsensor oder ein Fluchtdetektor. Sicherheitsanforderungen für artverwandte persönliche Assistenzroboter

legt DIN EN ISO 13482 [DIN14, S. 49 ff.] fest. Diese müssen das System, auch bei Verlust kritischer Steuerungsfunktionen, jederzeit stoppen können. Entsprechend einer Risikobeurteilung ist eine Geschwindigkeitsgrenze festzulegen und ihre Einhaltung zu überwachen. Es müssen Objekterkennungseinrichtungen eingesetzt werden, um maximale Kontaktkräfte über die gesamte Roboterstruktur nicht zu überschreiten. Die Stabilität eines Assistenzroboters muss in allen vorhersehbaren Anwendungen gewährleistet sein. Auch die maximalen Kontaktkräfte sind zu ermitteln und bei Überschreiten ist der Roboter in einen sicheren Zustand zu überführen. Der Roboter muss Singularitäten vermeiden. Zusammenfassend gibt [DIN14] konkrete Hinweise zur Implementierung von steuerungstechnischen Sicherheitsmaßnahmen, lässt jedoch Freiraum bei der Ermittlung von absoluten Grenzwerten. Anders ist die Lage bei Normen zur Sicherheit von Industrierobotern DIN EN ISO 10218 [DIN11a; DIN11b], die trennende Schutzeinrichtungen oder eine maximale Geschwindigkeit von $250 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$ in Verbindung mit einer Zustimmeinrichtung fordern. Jedoch bildet dies nicht die technische Entwicklung bei Mensch-Roboter-Interaktionssystemen ab, weshalb auch das Amerikanische Normungsinstitut ANSI eine neue Norm erarbeitet [SK08, S. 1345]. Der Entwurf für die Norm für Sicherheitsanforderungen für intelligente Assistenzsysteme sieht eine Geschwindigkeitsgrenze von $2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ und eine Kraftgrenze von 267 N vor [Pes02, S. 2]. Auch Unfallversuche mit Robotern und Puppen wurden für die Ermittlung von Grenzwerten für den Kollaborationsbetrieb unternommen. Stöße auf die Brust führen bei dem 235 kg-Roboter KR 6 auch bei Geschwindigkeiten von $4,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ nicht zu Verletzungen. Selbst bei Kopftreffern sind unterhalb $1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ keine größeren Verletzungen festzustellen [HAF09]. Auch bei HFS werden Geschwindigkeits- und Kraftgrenzwerte von $1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ bzw. 100 – 250 N verwendet, siehe [VLF02; VSH03].

Die Servoverstärker des REPLALINKS bieten zum einen eine Softwarefunktion zur Durchführung eines Nothalts und zum anderen die Möglichkeit einen Notausschalter anzuschließen. In beiden Fällen werden die Regler ausgeschaltet, die Motorbremsen geschlossen und ein Achsfehler erzeugt, der vor der erneuten Inbetriebnahme quitiert werden muss. Weiterhin lässt sich die Überwachung einzelner Regelgrößen auf dem Servoverstärker konfigurieren, sodass bei Überschreiten definierter Grenzwerte ebenfalls ein Nothalt ausgeführt wird. Beim REPLALINK ist darüber hinaus keine integrierte Sicherheitstechnik verbaut. Derartige Module, die zusätzliche Fehlerquellen der Hardware, Kurzschlüsse oder Leitungsbrüche überprüfen [BR 14], sollten bei kommerziellen Produkten verwendet werden.

Zur Abbildung der eigenen Risikoanalyse und der Sicherheitsnormen, insbesondere der DIN EN ISO 13482, wird die Implementierung bzw. Verwendung der Sicherheitsfunktionen in

Tab. 4.1 vorgeschlagen. Alle Funktionen führen zu einem sicheren Zustand des REPLALINKS, d.h. einem Nothalt mit geschlossenen Bremsen und einem Achsfehler.

Tab. 4.1.: Implementierte Sicherheitsfunktionen des REPLALINKS

Beschreibung	System	Möglicher Grund für Nothalt
Arbeitsraum	Software	Ungültige Sollpositionen
Absolute Momentengrenze	Software	Kollision, Instabilität
Relative Momentengrenze	Software	Kollision, falsche Längenkonfiguration
Schleppfehler	Software	Regelungsfehler, große Sollwertsprünge
Geschwindigkeit Handgriff	Software	Instabilität, zu schnelle Bewegung
Beschleunigung Handgriff	Software	Instabilität, zu harte Anschläge
Absolute Kraftgrenze	Software	Kollision mit Hand des Bedieners
Zustimmeinrichtung	Software	Auslösung durch Bediener
Notaus	Hardware	Auslösung durch Bediener
Zykluszeit	SPS	Softwarefehler
Division durch Null	SPS	Softwarefehler
Schleppfehler (Antrieb)	Servover.	Softwarefehler & Regelungsfehler
Antriebsgeschwindigkeit	Servover.	Softwarefehler & Instabilität
Antriebsbeschleunigung	Servover.	Softwarefehler & Instabilität
Motortemperatur	Servover.	Selbstkollision

Zur Vermeidung von Selbstkollisionen des HFS sind die Arbeitsraumgrenzen mit einem ausreichenden Sicherheitsabstand zu den Singularitäten zu überprüfen. Die Begrenzung der Motormomente sowie der gemessenen Kraft am Handgriff mindert den Einfluss einer Kollision. Zusätzlich werden die gemessenen Momente mit den errechneten Momenten verglichen, wodurch bereits sehr leichte Kollisionen mit der Kinematik oder falsch konfigurierte Kurbellängen des REPLALINKS erkannt werden. Die Stabilität der Regelung wird mit dem Schleppfehler sowie den Geschwindigkeiten und Beschleunigungen am Handgriff überprüft. Allerdings sollte der Grenzwert für die Beschleunigung nicht zu gering gewählt werden, da bei simulierten Anschlägen hohe Beschleunigungen erwünscht sind. Der Anwender muss jederzeit die Möglichkeit haben, das HFS zu stoppen, wofür der Notaus und eine Zustimmeinrichtung zur Verfügung stehen. Vorteilhaft bei der Zustimmeinrichtung, auch Totmannschaltung, ist, dass der Anwender diese notfalls reflexartig deaktiviert. Fehler in der Programmierung werden durch die Zykluszeitüberwachung sowie die Überwachung gültiger Rechenergebnisse der SPS abgefangen. Jede Division durch Null oder Berechnung komplexer Zahlen führt zu einem Nothalt. Die Überwachung der Antriebsregelung durch den Servoverstärker greift nur, wenn die bisher genannten Funktionen fehlerhaft sein sollten.

Grenzwerte für die softwareseitigen Sicherheitsfunktionen, die sich auch in der Praxis als sinnvoll erweisen, zeigt Tab. 4.2.

Tab. 4.2.: Grenzwerte für die Sicherheitsfunktionen des REPLALINKS

Beschreibung	Grenzwerte
Arbeitsraum: Deck- und Strecklagen	0,44 rad, (siehe Abb. 3.5)
Arbeitsraum: Gestell	0,25 m, (siehe Abb. 3.5)
Absolute Momentengrenze	150 Nm bzw. 15 Nm
Relative Momentengrenze	20 Nm bzw. 4 Nm
Schleppfehler	0,2 rad
Geschwindigkeit Handgriff	$3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
Beschleunigung Handgriff	$80 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
Absolute Kraftgrenze	250 N bzw. 15 Nm

Der REPLALINK hat konfigurierbare Kurbellängen, deren eingestellte Länge jedoch nicht über Sensoren erfasst wird. Stattdessen muss der Anwender diese Längen korrekt im Programm einstellen, was eine sicherheitskritische Fehlerquelle darstellt. Um diese auszuschließen, besteht die Möglichkeit, eine automatische Konfigurationserkennung einzusetzen, siehe [HP17]. Diese kann dynamisch oder durch statisch aufgebrachte Nutzerkräfte ähnlich der Parameteridentifikation in Abschnitt 3.1.6 implementiert werden.

4.2. Regelung des Antriebssystems

Ausgehend von den grundsätzlichen Strukturen haptischer Feedbacksysteme, vorgestellt in Abschnitt 2.4, kann für ein HFS als Antriebsregelung sowohl eine Positionsregelung als auch eine Kraftregelung bzw. Kraftsteuerung eingesetzt werden. In diesem Abschnitt werden die Theorie, Implementierung und Auslegung dieser Regelungen für das Antriebssystem des REPLALINKS ohne Berücksichtigung des VP diskutiert und vorgestellt. Dies umfasst die Funktionen der Servoebene entsprechend der Softwarearchitektur in Abb. 4.2. Die Regelstrecke, bestehend aus Kinematik, Motoren und Sensoren des REPLALINKS, wird in Abschnitt 3.1 erläutert.

Die Sensoren und Aktoren zur Regelung des Antriebssystems, deren Ein- und Ausgänge sowie die Verknüpfung zeigt Abb. 4.3. Als Messgrößen stehen die Istströme $\vec{i}_{q,\text{ist}}$, die gemessenen Motorpositionen $\vec{q}_{\text{mess}}$ sowie die gemessenen Spannungen des Kraftsensors bzw. die daraus

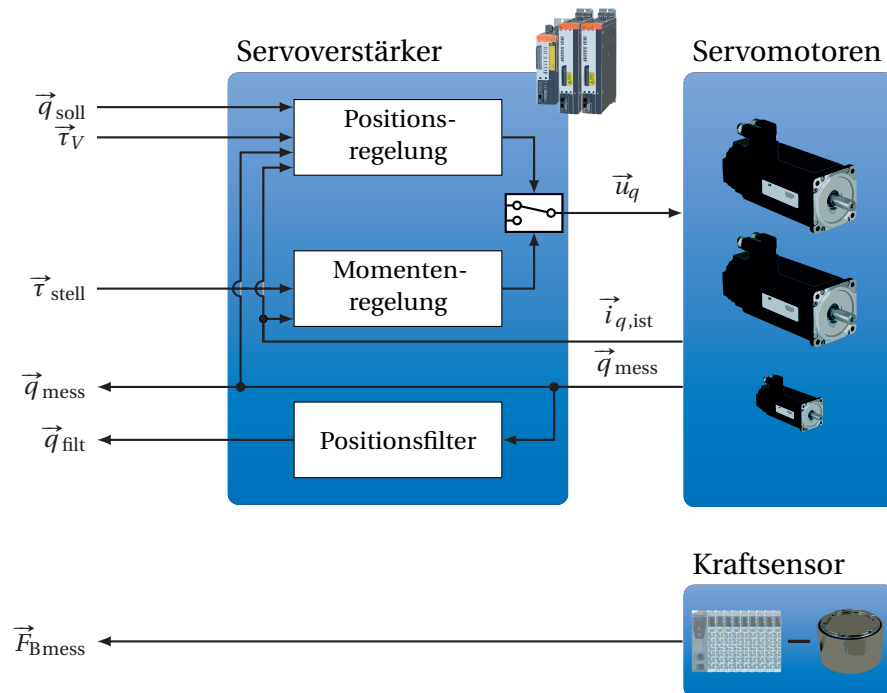


Abb. 4.3.: Übersicht zur Regelung des Antriebssystems des REPLALINKS

errechneten Kräfte $\vec{F}_{B,mess}$ zur Verfügung. Die Stellgrößen der Leistungsteile der Servoverstärker sind die Spannungen $\vec{u}_q$ der Motoren. Auf dem Servoverstärker ist eine Positions- und eine Momentenregelung implementiert. Als Eingangsgrößen dieser Regelungen können entweder eine Sollposition $\vec{q}_{soll}$ und ein Vorsteuermoment $\vec{\tau}_V$ oder ein Sollmoment $\vec{\tau}_{stell}$ vorgegeben werden. Durch die haptische Simulation oder andere Sollwertquellen wird ein Bewegungs- oder Kraftzustand vorgegeben. Das Ziel dieses Abschnitts ist es, die Regelungen der Servoverstärker so zu parametrieren und die Eingangsgrößen durch die SPS vorzugeben, dass die Sollzustände bestmöglich erreicht werden.

4.2.1. Filterung

Messsignale und daraus abgeleitete Größen sind aufgrund der Diskretisierung und einer begrenzten Auflösung der Analog-Digital-Wandler verrauscht und enthalten Störsignale durch benachbarte Elektronik und die teilweise analoge Signalübertragung, siehe Abschnitt 3.1.5.

Das Kraftsignal enthält aufgrund der begrenzten Auflösung des eingesetzten A/D-Wandlers einen hohen Rauschanteil, vergleiche Abschnitt 3.1.5. Für eine gemessene Kraft beträgt die Amplitude des Rauschens ca. 0,5 N, siehe Abb. 4.4. Um die hochfrequenten Störungen

herauszufiltern, bietet sich die Verwendung eines digitalen Tiefpassfilters an. Dabei ist ein Kompromiss zwischen gewünschter Rauschunterdrückung und einhergehender Verzögerung bzw. Phasenverschiebung des Signals zu finden. Insbesondere bei der Regelung und bei HFS sollte die Verzögerung minimiert werden, siehe [WC08, S. 162]. Den verwendeten Tiefpass zweiter Ordnung zeigt (4.1).

$$G_{Tp}(z) = k_{Tp1} \cdot \frac{z^2 + 2 \cdot z + 1}{z^2 + k_{Tp2} \cdot z + k_{Tp3}} \quad (4.1)$$

Zur Auslegung wird das Verfahren nach Butterworth für Tiefpass-IIR-Filter verwendet, siehe [PB87, S. 169 ff.] für die Auslegung und [PB87, S. 210 f.] für die z -Transformation. Dabei sind nur die Filterordnung und eine Grenzfrequenz zu wählen. Die Abtastrate des Filters ist durch die Zykluszeit der SPS vorgegeben. Abbildung 4.4 zeigt die Zeitverläufe des Kraftsignals für verschiedene Filtereinstellungen. Zunächst ist der Sensor kraftfrei. Anschließend wird der Handgriff angefasst und eine Kraft aufgebracht. Als Kompromiss wird im Folgenden der 50 Hz Filter zweiter Ordnung verwendet.

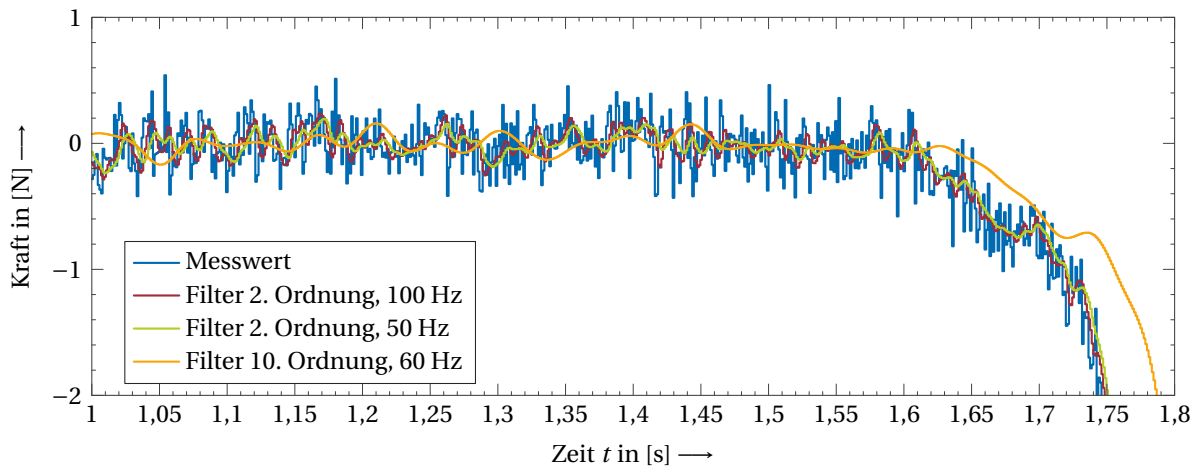


Abb. 4.4.: Rauschen in den Messwerten des Kraftsensors und gefilterte Kraftverläufe

Die Auflösung der Drehgeber ist zwar höher, jedoch werden die Positionssignale zur Bestimmung der aktuellen Geschwindigkeit und Beschleunigung differenziert und damit hochpassgefiltert. Dadurch wird Messrauschen verstärkt und die Verwendung der ungefilterten, differenzierten Geschwindigkeit führt in der Regelung zu schlechten Ergebnissen [LAD04, S. 226]. Bei der Filterung ist zu beachten, dass für die Berechnung des differenzierten Positionsfehlers,

zunächst der Positionsfehler bestimmt und anschließend differenziert und gefiltert werden muss, siehe [LAD04, S. 239]. Analog zum Kraftsensor können auch für die Filterung der Geschwindigkeiten und Beschleunigungen digitale Filter zweiter Ordnung verwendet werden, hierbei mit höherer Grenzfrequenz. Auf dem Servoverstärker ist ebenfalls ein digitales Filter erster Ordnung implementiert, das aufgrund der höheren Zykluszeit des Servoverstärkers für eine erste Filterung mit geringer Grenzfrequenz verwendet wird.

Neben den klassischen digitalen Tiefpassfiltern existieren auch spezielle Filter für die Differentiation eines Positionssignals. Das $\alpha\beta\gamma$ -Filter prädiziert zunächst die erwartete Position und vergleicht diese anschließend mit der gemessenen Position. Der Fehler wird genutzt, um die prädizierten Werte entsprechend des Schemas (4.2) bis (4.6) zu korrigieren [Sim63].

$$\bar{x}_{n_t} = x_{p,n_t} + \alpha_F \cdot (x_{\text{mess}} - x_{p,n_t+1}) \quad (4.2)$$

$$\dot{\bar{x}}_{n_t} = \dot{x}_{p,n_t} + \frac{\beta_F}{T_s} \cdot (x_{\text{mess}} - x_{p,n_t+1}) \quad (4.3)$$

$$\ddot{\bar{x}}_{n_t} = \ddot{x}_{n_t-1} + \frac{\gamma_F}{T_s^2} \cdot (x_{\text{mess}} - x_{p,n_t+1}) \quad (4.4)$$

$$x_{p,n_t+1} = \bar{x}_{n_t} + T_s \cdot \dot{\bar{x}}_{n_t} + \frac{1}{2} \cdot T_s^2 \cdot \ddot{\bar{x}}_{n_t} \quad (4.5)$$

$$\dot{x}_{p,n_t+1} = \dot{\bar{x}}_{n_t} + T_s \cdot \ddot{\bar{x}}_{n_t} \quad (4.6)$$

Die Wahl der Parameter α_F , β_F und γ_F kann mittels (4.7) bis (4.9) erfolgen, solange (4.10) erfüllt ist, siehe [NB67; GM93].

$$\alpha_F = 1 - k_{\alpha\beta\gamma}^2 \quad (4.7)$$

$$\beta_F = 2 \cdot (1 - k_{\alpha\beta\gamma})^2 \quad (4.8)$$

$$\gamma_F = \frac{\beta_F^2}{2 \cdot \alpha_F} \quad (4.9)$$

$$0 < k_{\alpha\beta\gamma} < 1 \quad (4.10)$$

Das adaptive Fenster-Filter erster Ordnung, engl. *First Order Adaptive Windowing* oder kurz FOAW, soll den Kompromiss zwischen Rauschunterdrückung und Verzögerung optimieren. Dieses Filter wird vor allem bei HFS eingesetzt, da die Fensterbreite bzw. Filterordnung

geschwindigkeitsabhängig ist und damit die Bandbreite möglicher Geschwindigkeiten gut abgedeckt wird. Die Geschwindigkeit wird mit der finiten Differenz (4.11) ermittelt, wobei der Zeitabstand unter der Bedingung (4.12) maximiert wird [HJJ97; JHC00]. Dies basiert auf der Annahme, dass der Schätzwert für die Geschwindigkeit bei großem Zeitabstand zwischen den Messwerten besser ist, solange alle Messwerte dazwischen innerhalb einer gewissen Toleranz liegen. Das Filter wird über die maximale Toleranzbreite $e_{\max}$ und die maximale Fensterbreite k_{AW} parametrisiert.

$$\dot{x}_{n_t} = \frac{x_{n_t} - x_{n_t - k_{\text{AW}}}}{k \cdot T_s} \quad (4.11)$$

$$e_{\max} \geq \left| x_{n_t - i} - \frac{n_t \cdot x_{n_t - k_{\text{AW}}} + (k_{\text{AW}} - n_t) \cdot x_{n_t}}{k_{\text{AW}}} - \frac{x_{n_t} - x_{n_t - k}}{k_{\text{AW}} \cdot T_s} \right| \forall i \in \{1, 2, \dots, k_{\text{AW}}\} \quad (4.12)$$

Zur Auswahl und Parametrierung je eines Positionsfilters für die Differentiation der Position und des Positionsfehlers wird die Berechnete-Momenten-Regelung aus Abschnitt 4.2.2 mit fest eingestellten Parametern verwendet. Zur Beurteilung der Filter werden die Gütekriterien zur Beurteilung des Positionsfehlers und des Regeleingriffs aus dem folgenden Abschnitt für eine Referenztrajektorie angewandt. Zunächst erfolgt die Vorsteuerung nur über die Sollwerte, sodass nur das Filter des Positionsfehlers einen Einfluss hat, nachvollziehbar in Tab. D.1. Eine Filterung ist dabei nicht zwingend erforderlich, jedoch können mit dem FOAW-Filter und einer Fehlergrenze von $0,14''$ die Regelabweichung und die benötigten Momente reduziert werden. Anschließend wird mittels der Vorsteuerung mit den gemessenen und gefilterten Positionen das Positionsfilter eingestellt, nachvollziehbar in Tab. D.2. Auch hier erweist sich das FOAW-Filter als vorteilhaft und wird mit $0,28''$ parametrisiert. Hierbei ist eine Filterung sogar erforderlich, da es sonst zu einem Aufschwingen bei schnellen Trajektorien kommen kann. Beide FOAW-Filter haben zur Reduzierung der benötigten Rechenkapazität eine maximale Filterlänge von zehn. Die Beschleunigung wird zunächst nur für die Überwachung des Systems benötigt und wird mittels Tiefpass gefiltert, um einen Notstopp aufgrund der Verstärkung durch die Differentiationen zu vermeiden.

4.2.2. Positionsregelung

Die Positionsregelung eines Roboters erfüllt die Aufgabe, den benötigten Verlauf der Antriebsmomente zu ermitteln, sodass der End-Effektor des Roboters trotz Störungen einer

gewünschten Trajektorie folgt. Es ist das Ziel, mittels eines Reglers den Fehler (4.13) zwischen Systemzustand und Solltrajektorie durch entsprechende Wahl eines Stellmoments $\vec{\tau}_{\text{stell}}$ zu minimieren.

$$\vec{e} = \vec{q}_{\text{soll}} - \vec{q} \quad (4.13)$$

Zur Beurteilung, ob diese Aufgabe gut erfüllt wird bzw. von Regelungen allgemein, bietet sich der Vergleich anhand von Gütekriterien an [Abe11, S. 144]. Die Gütemaße sind so zu wählen, dass sie die gewünschten Eigenschaften abbilden. Bei der Positionsregelung ist dies zunächst der Positionsfehler, der zu minimieren ist. Als Gütemaß $\vec{G}_e$ für den Positionsfehler kann entsprechend der aufsummierte und auf die Messdauer bezogene Positionsfehler verwendet werden, siehe (4.14). Gleichzeitig ist es wünschenswert, dass möglichst geringe Antriebsmomente benötigt werden. Dies kann mit dem Gütemaß $\vec{G}_\tau$ entsprechend (4.15) abgebildet werden. Schwingungen sollten vermieden werden, sodass dazu anhand von $\vec{G}_{\Delta\tau}$ nach (4.16) die Abweichung von den erwarteten Momenten herangezogen wird.

$$\vec{G}_{e,[i]} = \sum_{i=1}^{n_{\text{mess}}} \frac{|\vec{e}_{[i]}| \cdot \Delta t}{T_{\text{mess}}} \quad (4.14)$$

$$\vec{G}_{\tau,[i]} = \sum_{i=1}^{n_{\text{mess}}} \frac{|\vec{\tau}_{\text{mess},[i]}| \cdot \Delta t}{T_{\text{mess}}} \quad (4.15)$$

$$\vec{G}_{\Delta\tau,[i]} = \sum_{i=1}^{n_{\text{mess}}} \frac{|\left(\vec{\tau}_{\text{mess},[i]} - \vec{\tau}_{\text{berechnet},[i]}\right)| \cdot \Delta t}{T_{\text{mess}}} \quad (4.16)$$

Ein breit und erfolgreich eingesetzter Regler, der zumeist eine ausreichende Regelgüte erreicht, ist der PID-Regler [AB06, S. 4]. Mittels eines PID-Reglers kann eine Positionsregelung im Gelenkraum des REPLALINKS mit den diagonal besetzten Verstärkungsfaktoren für Position $\mathbf{K}_p$, Geschwindigkeit $\mathbf{K}_v$ und integrierter Position $\mathbf{K}_i$ mit (4.17) umgesetzt werden. Zu beachten ist, dass zur Ermittlung des differenzierten Fehlers, tatsächlich der Fehler zu differenzieren ist. Die Differentiation der gemessenen Geschwindigkeit und ein anschließender Vergleich mit der Sollgeschwindigkeit führt nicht zum gewünschten Ergebnis [LAD04, S. 237]. Problematisch ist die Wahl der Verstärkungsfaktoren, da das Gesamtsystem nichtlinear ist. Im Allgemeinen ist es nicht möglich, die Verfahren zur Regelungsauslegung der linearen

Systemtheorie auf nichtlineare Systeme anzuwenden. Im Gegensatz zur nahezu vollständig entwickelten linearen Regelungstheorie, existieren nur für bestimmte Klassen nichtlinearer Systeme Verfahren [Ada14, S. 1].

$$\vec{\tau}_{\text{stell}} = \mathbf{K}_p \cdot \vec{e} + \mathbf{K}_v \cdot \dot{\vec{e}} + \mathbf{K}_i \cdot \int \vec{e} \quad (4.17)$$

Für Systeme, die nichtlinear in den Zuständen, aber linear bezogen auf die Eingänge sind, existiert ein solches Entwurfsverfahren. Beim Reglerentwurf mittels exakter Linearisierung wird die Nichtlinearität der Strecke mit einem inneren Regelkreis kompensiert und dadurch ein näherungsweise linearer, äußerer Regelkreis erstellt [Ada14, S. 287 ff.]. Die Anwendung dieses Verfahrens in der Robotik wird Berechnete-Momente-Regelung, engl. *Computed-Torque Control* oder kurz CTC, genannt und ist von großer Bedeutung, da viele Regelungsstrukturen darauf basieren [LAD04, S. 185]. Für die Herleitung wird (4.13) zwei Mal differenziert und $\ddot{\vec{q}}$ mit der Roboter Gleichung (3.46) substituiert. Die bekannten Anteile des Antriebsmoments, resultierend aus Reibung, externen Kräften, Gewichtskraft, Coriolis- und Zentripetalkräften werden zu (4.18) zusammengefasst. Dann kann ein lineares Zustandsraummodell für den Positionsfehler aufgestellt werden, dessen Eingang (4.19) ist, siehe [LAD04, S. 186] und [SHV06, S. 256 ff., 289]. Unter der Voraussetzung, dass das Robotermodell ausreichend genau ist, gilt: Wird dieses lineare System stabilisiert, wird auch der nichtlineare Roboter stabilisiert. Bei Verwendung eines PID-Reglers folgt als Stellgröße für den REPLALINK (4.20).

$$\vec{N}(\vec{q}, \dot{\vec{q}}) = \mathbf{V}_q(\vec{q}) \cdot \dot{\vec{q}}^2 + \mathbf{F}(\vec{q}) \cdot \vec{M}_F + \mathbf{G}(\vec{q}) \cdot \vec{F}_G + \mathbf{J}^T \cdot \vec{F}_B \quad (4.18)$$

$$\vec{u}_e = \ddot{\vec{q}}_{\text{soll}} + \mathbf{M}(\vec{q})^{-1} \cdot (\vec{N}(\vec{q}, \dot{\vec{q}}) - \vec{\tau}) \quad (4.19)$$

$$\vec{\tau}_{\text{stell,V}} = \mathbf{M}(\vec{q}) \cdot \left(\ddot{\vec{q}}_{\text{soll}} + \mathbf{K}_p \cdot \vec{e} + \mathbf{K}_v \cdot \dot{\vec{e}} + \mathbf{K}_i \cdot \int \vec{e} \right) + \vec{N}(\vec{q}, \dot{\vec{q}}) \quad (4.20)$$

Zur Realisierung der Berechnete-Momente-Regelung im Aufgabenraum und nicht im Gelenkraum, müssen die Fehlerterme und Sollbeschleunigungen transformiert werden. Dazu wird (3.28) nach $\ddot{\vec{q}}$ umgestellt und in (4.20) eingesetzt. Anstelle des Fehlers $\vec{e}$ im Gelenkraum, wird nun der Fehler $\vec{e}_H$ verwendet. Zusammen ergeben (4.22) und (4.23) die CTC im Aufgabenraum des REPLALINKS. Zu beachten ist, dass die gemessenen Positionen beim

REPLALINK immer im Gelenkraum vorliegen. Die Regelung im Aufgabenraum unterscheidet sich daher nur durch die Art der Abbildung von Soll- und Istwerten. Die Formulierung ist jedoch für die hybride Regelung vorteilhaft, wie Abschnitt 4.2.3 zeigt.

$$\ddot{\vec{q}} = \mathbf{J}^{-1} \cdot (\ddot{\vec{p}}_H - \mathbf{J}_{ZC} \cdot \dot{\phi}^2) \quad (4.21)$$

$$\vec{u}_{e_H} = \mathbf{K}_p \cdot \vec{e}_H + \mathbf{K}_v \cdot \dot{\vec{e}}_H + \mathbf{K}_i \cdot \int \vec{e}_H \quad (4.22)$$

$$\vec{\tau}_{\text{stell,V}} = \mathbf{M}(\vec{q}) \cdot \mathbf{J}^{-1} \cdot (\ddot{\vec{p}}_{H,\text{soll}} - \mathbf{J}_{ZC} \cdot \dot{\phi}^2 + \vec{u}_{e_H}) + \vec{N}(\vec{q}, \dot{\vec{q}}) \quad (4.23)$$

Neben diesen CTC können auch andere Regelungsverfahren für die Regelung von nichtlinearen Systemen angewendet werden. Zu diesen gehören beispielsweise die *Sliding Mode Control* oder das *Backstepping*-Verfahren, siehe [FYM01; VJ15]. Beide Verfahren und deren Kombination werden in [SP17a] für den REPLALINK simulativ untersucht. Innerhalb dieser Untersuchungen wird keine Steigerung der Leistungsfähigkeit gegenüber den beschriebenen Regelungen festgestellt, sodass diese Verfahren hier nicht weiter betrachtet werden müssen.

Die Diskussion der Servomotoren in Abschnitt 3.1.4 zeigt, dass die tatsächliche Stellgröße die Querspannungskomponente $\vec{u}_q$ ist. Neben der Leistungselektronik beinhalten die Servoverstärker auch Steuerungselektronik zur Regelung der Antriebe, also zur Berechnung der Sollwerte für die Spannungen $\vec{u}_d$ und $\vec{u}_q$ bei vorgegebenem Antriebsmoment. In Abb. 4.5 ist die Momentenregelung der ACOPOS Servoverstärker abgebildet. Die Umrechnung des Sollmoments in den Sollstrom erfolgt mit der Motorkonstante K_M . Der Verstärkungsfaktor und die Nachstellzeit des PI-Stromreglers werden automatisch durch den Servoverstärker anhand der Motordaten ermittelt, siehe Tab. 4.3 für die verwendeten Motoren. Mit der nicht abgebildeten Regelung der Hauptstromkomponente $\vec{i}_d$ wird diese zu Null geregelt. Der Stromregler arbeitet mit einer Frequenz von 10 kHz und die wesentlich schnellere Spannungsregelung wird hier als ideal schnell angenommen.

Tab. 4.3.: Parameter der Stromregelung für die verwendeten Motoren

Parameter	Motor 10	Motor 40	Motor 52
K_{i_q} in $\left[\frac{\text{V}}{\text{A}}\right]$	16,15	16,15	16,18
T_{n,i_q} in $\left[\frac{1}{\text{ms}}\right]$	1,751	1,751	0,933

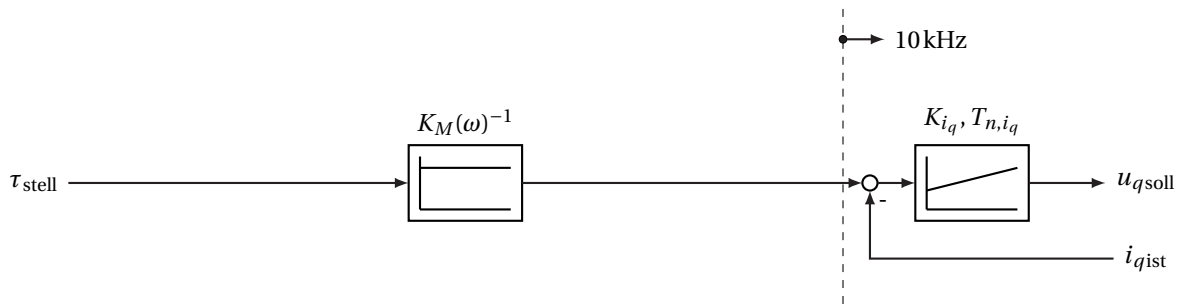


Abb. 4.5.: Regelung der ACOPOS Servoverstärker zur Momentenregelung

Der Berechnete-Momente-Regelung ist dementsprechend noch ein Stromregelkreis sowie die Motordynamik, siehe Abschnitt 3.1.4, unterlagert. Weiterhin handelt es sich um ein zeitdiskretes System, bei dem die Stellgröße $\vec{\tau}_{\text{stell},V}$ auf der SPS mit der vorhandenen Hardware nur mit einer Zykluszeit von 1,2 ms berechnet werden kann. Das zyklische Schreiben und Lesen von Soll- und Messwerten über das Bussystem Powerlink ist verzögerungsbehaftet. Das Bussystem arbeitet mit einer Zykluszeit von 400 μs , jedoch werden mehrere Zyklen für die Übermittlung der Daten benötigt. Insgesamt zeigen Messungen, dass mit einer Totzeit von 4,8 ms zwischen dem Schreiben eines Stellwerts und dem Messen der Antwort vergehen, nachvollziehbar in Abb. D.1. Die Aufteilung der Totzeit zwischen dem Schreiben und dem Lesen ist unbekannt. Die Stromregelung und die Motordynamik sind schnell und das Stellmoment wird innerhalb eines SPS-Zyklus erreicht.

Bei der Auslegung der Regelung stellt sich zunächst die Frage, ob für die Berechnung der Matrizen der Robotergleichung in den Regelungsgesetzen (4.20) und (4.23) die Soll- oder die Istwerte von $\vec{q}$ zu verwenden sind. Weiterhin muss das gewählte Reibungsmodell auf eine Überkompensation hin überprüft werden. Eine entsprechende Parameterstudie ist durch Tab. D.4 und zugehörige Abb. D.5 und D.6 nachvollziehbar. Es ist erkennbar, dass der Positionsfehler für eine Reibungsvorsteuerung, entsprechend der ermittelten Werte, im Vergleich am geringsten ist. Der Unterschied zwischen den Vorsteuerungen mit Soll- oder Istwerten ist gering. Zwar ist der Positionsfehler mit einer Vorsteuerung anhand der Sollwerte geringer, jedoch ist davon auszugehen, dass dies nur für insgesamt kleine Fehler gilt. Weicht die aktuelle Sollposition stark von der Istposition ab, führt die Vorsteuerung mit Sollwerten zu größeren Positionsfehlern. Entsprechend bietet sich die Verwendung von Sollwerten für vordefinierte Trajektorien ohne Störungen an. Jedoch sind für die haptische Simulation die Istwerte zu bevorzugen, sodass die Robustheit gegenüber Störungen erhöht wird.

Die Reglerparameter der Berechnete-Momente-Regelung im Gelenkraum werden hier heu-

ristisch unter Berücksichtigung der folgenden Zusammenhänge bestimmt. Eine Obergrenze für die Wahl der Einträge von $\mathbf{K}_p$ ist das Quadrat der halben ersten Resonanzkreisfrequenz des angetriebenen Glieds. Das heißt, die erreichbare Steifigkeit der Regelung hängt auch von der Steifigkeit und Trägheit des Roboters ab. Für eine kritische Dämpfung muss $\mathbf{K}_{v[j,j]}$ komponentenweise zu $2\sqrt{\mathbf{K}_{p[j,j]}}$ gewählt werden. Dann bildet das Produkt $\mathbf{K}_{p[j,j]} \cdot \mathbf{K}_{v[j,j]}$ die Obergrenze für $\mathbf{K}_{i[j,j]}$ [LAD04, S. 190, 199]. Bei der Implementierung ist jedoch zu beachten, dass die inverse Dynamik des Roboters nur eine Annäherung an die Realität ist und die Leistungsfähigkeit der CTC von der Genauigkeit des Modells abhängt. Zur Bestimmung der Reglerparameter wird eine Referenztrajektorie, siehe Rechteck in Abb. 3.8, mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten verwendet. Zunächst werden die Einträge von $\mathbf{K}_p$ erhöht, bis das System zu schwingen beginnt. Anschließend werden $\mathbf{K}_v$ und später $\mathbf{K}_i$ soweit möglich erhöht, ohne die oben genannten Obergrenzen zu überschreiten. Dabei wird deutlich, dass die Parameter und insbesondere $\mathbf{K}_v$ aufgrund des Modellfehlers, der Diskretisierung, der Nachgiebigkeit des REPLALINKS und der Totzeit nur relativ klein gewählt werden können. Die Parameterstudie zur Einstellung der CTC ist nachvollziehbar mit Tab. D.4 und zugehörigen Abb. D.5 und D.6. Insgesamt führen höhere Verstärkungsfaktoren erwartungsgemäß zu einer besseren Regelgüte. Jedoch sind insbesondere für den Motor 40 bei hohen Reglerparametern hochfrequente Schwingungen erkennbar. Um einen ausreichenden Abstand zur Stabilitätsgrenze einzuhalten, werden als Kompromiss die Parameter in Tab. 4.4 gewählt.

Tab. 4.4.: Parameter der Berechnete-Momente-Regelung

$\mathbf{K}_p$ in $\left[\frac{\text{Nm}}{\text{rad}}\right]$	$\mathbf{K}_v$ in $\left[\frac{\text{Nm s}}{\text{rad}}\right]$	$\mathbf{K}_i$ in $\left[\frac{\text{Nm}}{\text{rads}}\right]$
diag[400 300 1200]	diag[6 4,5 18]	diag[300 300 500]

Um die Totzeit in der Regelung zu verringern und die Zykluszeit zu erhöhen, kann der Servoverstärker für die Positionsregelung verwendet werden. Dazu ist auf dem ACOPOS Servoverstärker ein Kaskadenregler, kurz KR, implementiert, der entsprechend der Anwendung parametrisiert werden kann [BR 07]. Eine Implementierung einer CTC auf dem Servoverstärker ist aufgrund der begrenzten Bandbreite des Bussystems nicht möglich. Kaskadenregler werden häufig in der elektrischen Antriebstechnik verwendet und bieten zumeist eine Verbesserung des dynamischen Verhaltens [Abe11, S. 295]. Tatsächlich werden in der industriellen Robotik, vermutlich auch heute, bei vielen Robotern klassische, dezentrale Gelenkregelungen verwendet [LAD04, S. 266]. Die Nachteile gegenüber der CTC werden durch eine wesentlich niedrigere Zykluszeit kompensiert.

Die Kaskadenregelung des Servoverstärkers besteht aus Positions-, Geschwindigkeits- und Stromkaskade, siehe Abb. 4.6. Die äußere Kaskade, d.h. der Positionsregler, hat eine Zykluszeit von $400\mu\text{s}$ und stellt einen Geschwindigkeitskorrekturwert bereit. Die Addition mit einem Geschwindigkeits Sollwert, der aus dem differenzierten Positionssollwert ermittelt wird, bildet den Eingangswert des Geschwindigkeitsreglers. Dessen Zykluszeit liegt bei $200\mu\text{s}$ und der Ausgang stellt einen Sollwert für den Strom dar. Dessen Zykluszeit liegt bei $100\mu\text{s}$ und der Ausgang stellt einen Sollwert für den Strom dar.

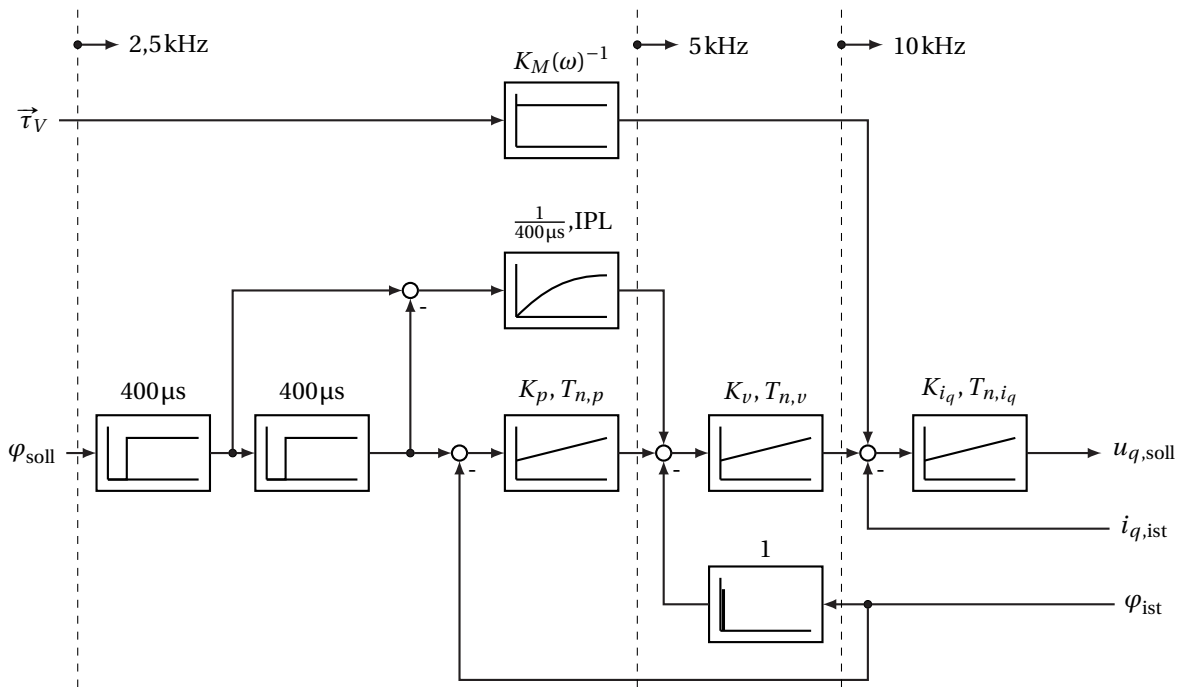


Abb. 4.6.: Kaskadenregler der ACOPOS Servoverstärker zur Positionierung

Zusätzlich kann ein Vorsteuermoment angegeben werden, das zum Sollwert addiert wird. Für den REPLALINK wird das Vorsteuermoment $\vec{\tau}_V$ mittels (4.24) berechnet.

$$\vec{\tau}_V = \mathbf{M}(\vec{q}) \cdot \ddot{\vec{q}}_{\text{soll}} + \vec{N}(\vec{q}, \dot{\vec{q}}) \quad (4.24)$$

Der technische Bericht zur Einstellung der Reglerparameter des Kaskadenreglers seitens des Herstellers [BR 07] beschreibt sowohl eine Berechnungsvorschrift als auch ein heuristisches Vorgehen zur experimentellen Ermittlung der Parameter. Für die Berechnung der Reglerparameter werden zunächst die Verzögerungen in den Reglern zu Ersatzzeitkonstanten zusammengefasst. Für den Geschwindigkeitsregelkreis sind dies jeweils (4.25) und für den

Positionsregelkreis (4.26). Die Proportionalverstärkungen können dann mit (4.27) und (4.28) und die Nachstellzeiten mit (4.29) und (4.30) berechnet werden. Dabei werden lediglich die Drehmomentkonstanten der Motoren und die Gesamtmassenträgheitsmomente, reduziert auf die Motorwelle, benötigt. Diese sind abhängig von der Pose des REPLALINKS, weshalb für die Ergebnisse in Tab. 4.5 lediglich das Massenträgheitsmoment von Motor, Getriebe und direkt angetriebenem Glied berücksichtigt werden. Weiterhin ist zu beachten, dass diese Einstellung nur für eine starre Kopplung zwischen Motor und Last gültig ist.

$$T_{\sigma,v} = 425 \mu\text{s} \quad (4.25)$$

$$T_{\sigma,p} = 300 \mu\text{s} \quad (4.26)$$

$$K_v = \frac{J_{\text{red}} \cdot \sqrt{2} \cdot \pi}{T_{\sigma,v} \cdot K_M} \quad (4.27)$$

$$K_p = \frac{1}{2 \cdot T_{\sigma,p}} \quad (4.28)$$

$$T_{n,v} = 4 \cdot T_{\sigma,v} \quad (4.29)$$

$$T_{n,p} = 4 \cdot T_{\sigma,p} \quad (4.30)$$

Zur heuristischen Einstellung, vergleiche [BR 07], wird zunächst die Proportionalverstärkung des Geschwindigkeitsregelkreises erhöht, bis im Sollstromverlauf Schwingungen auftreten. Anschließend wird die Nachstellzeit des Geschwindigkeitsreglers, ausgehend von 0,1 s, verringert und folgend die Proportionalverstärkung des Positionsregelkreises erhöht, bis das System schwingt. Auch beim Positionsregelkreis kann eine Nachstellzeit verwendet werden, die zu einem Überschwingen führt, aber nützlich ist, wenn der Geschwindigkeitsregelkreis nur weich eingestellt werden konnte. Insgesamt sollte jedoch nur von einem der beiden Regelkreise eine Nachstellzeit verwendet werden [BR 07]. Die heuristischen Reglerparameter zeigt Tab. 4.5.

Tab. 4.5.: Parameter der Kaskadenregelung für die beiden großen Servoverstärker

Beschreibung	K_v in $\left[\frac{\text{A}}{\text{s}}\right]$	K_p in $\left[\frac{1}{\text{s}}\right]$	$T_{n,p}$ in [s]	$T_{n,v}$ in [s]
Nach Berechnungsvorschrift	[10 10 0,77]	[250 250 250]	[1,7 1,7 1,7]	[0,8 0,8 0,8]
Heuristisch ermittelt	[1,5 1,5 0,08]	[140 140 140]	[0,05 0,05 0,0]	[0,0 0,0 0,0]

Festzustellen ist zum einen, dass die berechneten und die letztlich heuristisch ermittelten Werte weit auseinander liegen. Zum anderen liegen die berechneten Werte deutlich zu hoch, sodass das System sofort instabil wird. Dies zeigt, dass die durch den Hersteller vorgegebene Berechnungsvorschrift für den REPLALINK nicht zielführend eingesetzt werden kann. Zur Einstellung der Kaskadenregler der Servoverstärker müssen entweder andere Berechnungsverfahren oder das gezeigte heuristische Vorgehen angewendet werden.

Abschließend sollen die beiden Varianten zur Positionsregelung, die Berechnete-Momente-Regelung auf der SPS und die Kaskadenregelung auf den Servoverstärkern, verglichen werden. Der Vergleich der Gütekriterien in Tab. 4.6 für die Referenztrajektorie zeigt, dass die Kaskadenregelung gegenüber der CTC in allen Kriterien überlegen ist.

Tab. 4.6.: Vergleich der Regelgüte von Kaskadenregler und CTC

Regelung	Geschw.	$\ \vec{G}_{e[1,2]}\ _2$ in [rad]	$\ \vec{G}_{\tau[1,2]}\ _2$ in [Nm]	$\ \vec{G}_{\Delta\tau[1,2]}\ _2$ in [Nm]
KR	gering	0,0386	2,33	1,29
CTC	gering	0,0734	2,39	1,69
KR	hoch	0,0732	2,94	1,41
CTC	hoch	0,0743	2,99	1,68

Auch die Zeitverläufe der Positionsfehler und der Antriebsmomente für die Referenztrajektorie unter Verwendung des Kaskadenreglers bzw. der CTC in Abb. 4.7 und Abb. 4.8 bestätigen die Bewertung anhand der Gütekriterien. Mit der CTC können gute Werte erzielt werden, jedoch neigt die hier implementierte CTC bei langsamen Trajektorien zu Schwingungen, nachvollziehbar in Abb. D.9 und D.10. Die Vorteile der KR sind auf die höhere Zykluszeit und geringere Totzeit der KR in Kombination mit nichtlinearer Reibung und Getriebeispiel zurückzuführen. Zusätzlich überwiegen bei langsamen Trajektorien die Reibkräfte im Vergleich zu den Trägheitskräften, sodass trotz Reibmodell ein größerer Modellfehler entsteht. Da die CTC auf ein möglichst exaktes Robotermodell angewiesen ist, vergrößert sich somit der Regelfehler.

Am Beispiel eines fünfgliedrigen Roboters vergleichen auch Wobbe et al. verschiedene Regelungsverfahren, siehe [WKS08]. Dabei weisen sowohl die CTC, als auch die KR oder die *Sliding-Mode-Control* individuelle Vorteile auf. Aufgrund der gezeigten Untersuchungen

und der Schwingungsneigung der CTC bei niedrigen Geschwindigkeiten, wird die KR zur Positionsregelung bevorzugt. Dennoch wird die CTC benötigt, denn nur darauf basierend lässt sich eine hybride Regelung umsetzen.

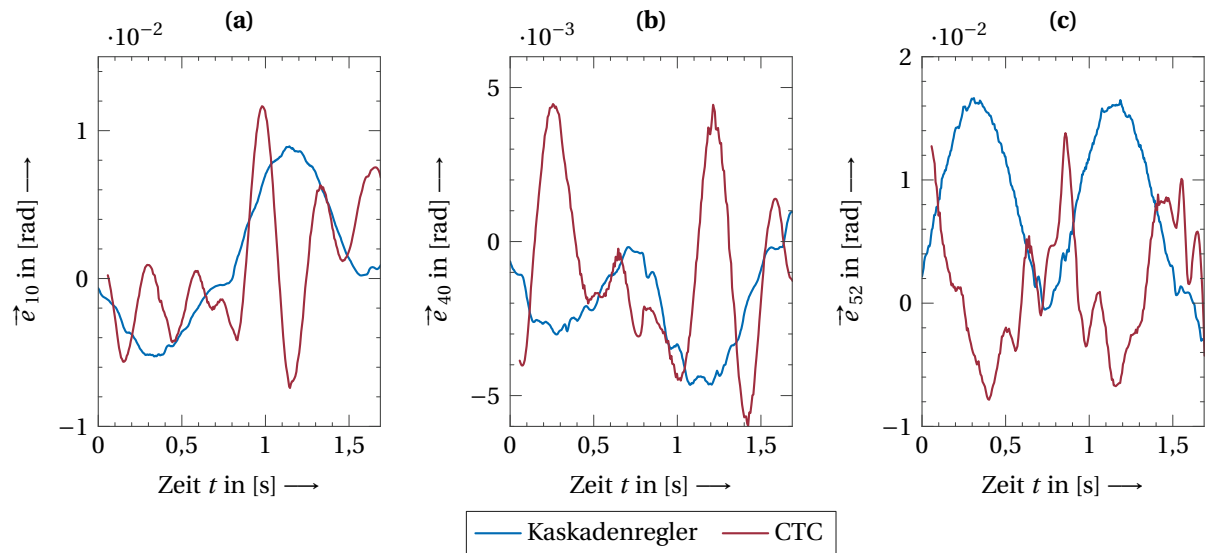


Abb. 4.7.: Vergleich der CTC und des Kaskadenreglers anhand des Positionsfehlers bei hoher Geschwindigkeit

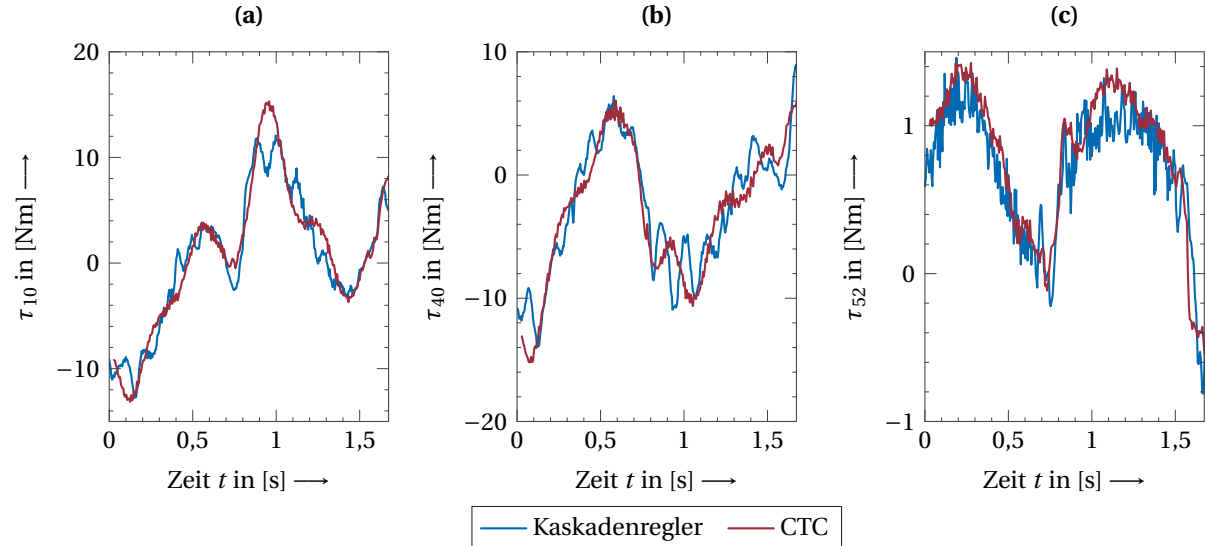


Abb. 4.8.: Vergleich der CTC und des Kaskadenreglers anhand der Motormomente bei hoher Geschwindigkeit

4.2.3. Hybride Regelung

Neben der Vorgabe eines Positionsverlaufs für den REPLALINK, ist bei der haptischen Simulation die Vorgabe eines Kraftzustands von Interesse. Analog zur Positionsregelung besteht die Aufgabe der Kraftregelung darin, die benötigten Antriebsmomente zu bestimmen, um eine definierte Kraft am End-Effektor einzustellen. Der Regelfehler wird als Differenz zwischen Soll- und Istkraft definiert (4.31). Eine einfache Kraftregelung, bestehend aus einer Vorsteuerung und einem PI-Regler, zeigt (4.32), nach [Par17, S. 436]. Auch hier können die bekannten Terme aus Coriolis-, Reibungs- und Gravitationskräften zusammengefasst (4.33) und zur Vorsteuerung der Roboterdynamik (4.34) verwendet werden.

$$\vec{e}_F = \vec{F}_{B,\text{soll}} - \vec{F}_{B,\text{ist}} \quad (4.31)$$

$$\vec{\tau}_{\text{stell}} = \mathbf{J}^T \cdot \left(\vec{F}_{B,\text{soll}} + \mathbf{K}_{F,p} \cdot \vec{e}_F + \mathbf{K}_{F,i} \cdot \int \vec{e}_F \right) \quad (4.32)$$

$$\vec{N}_F(\dot{\vec{q}}, \vec{q}) = \mathbf{V}_q(\vec{q}) \cdot \dot{\phi}^2 + \mathbf{F}(\vec{q}) \cdot \vec{M}_F + \mathbf{G}(\vec{q}) \cdot \vec{F}_G \quad (4.33)$$

$$\vec{\tau}_{\text{stell,V}} = \mathbf{J}^T \cdot \left(\vec{F}_{B,\text{soll}} + \mathbf{K}_{F,p} \cdot \vec{e}_F + \mathbf{K}_{F,i} \cdot \int \vec{e}_F \right) + \vec{N}_F(\dot{\vec{q}}, \vec{q}) \quad (4.34)$$

Bei der Regelung von HFS zur haptischen Simulation von virtuellen Prototypen, die weniger Freiheitsgrade als das verwendete HFS haben, kann lediglich ein Kraftzustand in Bewegungsrichtung des VP vorgegeben werden. Überlagert wird dies durch die gewünschte Reduktion des Freiheitsgrads des HFS mittels einer Positionsregelung. Wünschenswert ist dementsprechend eine hybride Regelung mit einer Positionsregelung im Normalraum und einer Kraftregelung im Tangentialraum zur Koppelkurve. Die hybride Kraft-Positions-Regelung ist die Summe einer Positionsregelung und einer Kraftregelung im kartesischen Aufgabenraum [Par17, S. 441]. Die Projektion entlang des Normal- bzw. Tangentialraums erfolgt mit Auswahlmatrizen $\mathbf{S}_{p,n}$ und $\mathbf{S}_{F,t}$, wobei (4.35) gilt. Das Stellmoment der hybriden Regelung ergibt sich dann zu (4.38) mit einem Kraftanteil (4.37) nach (4.34) und einem Positionsanteil (4.36) nach (4.23). Die Vorsteuerung des Normalanteils der Benutzerkraft in (4.38) ist nicht üblich, verbessert hier jedoch die Steifigkeit in Normalrichtung erheblich. Ist (4.35) nicht erfüllt und sind beide Auswahlmatrizen die Einheitsmatrizen, handelt es sich um eine parallele Kraft- und Positionsregelung [CS93]. Dabei können die gesamten Messgrößen zur Regelung verwendet werden. Jedoch sollte die Positionsregelung keinen integralen Anteil haben, da die

Auswahl zwischen Position und Kraft über eine dominierende Regelung realisiert wird. Sollen die Messwerte des Kraftsensors nicht verwendet werden, können die Verstärkungsmatrizen der Kraftregelung zu Null gewählt und eine Kraftsteuerung realisiert werden.

$$\mathbf{S}_{p,n} = \mathbf{I} - \mathbf{S}_{F,t} \quad (4.35)$$

$$\vec{\tau}_{\text{stell},p} = \mathbf{M}(\vec{q}) \cdot \mathbf{J}^{-1} \cdot \mathbf{S}_{p,n} \cdot \left(\ddot{\vec{p}}_{H,\text{soll}} - \mathbf{J}_{ZC} \cdot \dot{\phi}^2 + \mathbf{K}_p \cdot \vec{e}_H + \mathbf{K}_v \cdot \dot{\vec{e}}_H + \mathbf{K}_i \cdot \int \vec{e}_H \right) \quad (4.36)$$

$$\vec{\tau}_{\text{stell},F} = \mathbf{J}^T \cdot \mathbf{S}_{F,t} \cdot \left(\vec{F}_{B,\text{soll}} + \mathbf{K}_{F,p} \cdot \vec{e}_F + \mathbf{K}_{F,i} \cdot \int \vec{e}_F \right) \quad (4.37)$$

$$\vec{\tau}_{\text{stell},V} = \vec{\tau}_{\text{stell},p} + \vec{\tau}_{\text{stell},F} + \vec{N}_F(\vec{q}, \dot{\vec{q}}) + \mathbf{J}^T \cdot \mathbf{S}_{p,n} \cdot \vec{F}_B \quad (4.38)$$

Eine Zusammenstellung weiterer Kraftregelungen für Roboter, insbesondere die Impedanz- und Admittanzregelung, diskutiert Winkler [Win16, S. 34 ff.]. Diese Regelungen führen jedoch entweder zu den prinzipiellen Regelungen der HFS in Abschnitt 2.4 oder den virtuellen Kopplungen in Abschnitt 4.3.1. Allerdings wird ein virtuelles, mechanisches System zur Regelung verwendet, das bereits durch den VP der haptischen Simulation vorgegeben ist.

Bei der hybriden Regelung sind die beiden Regler für die Kraft und die Position durch die orthogonalen Projektionen voneinander entkoppelt. Dadurch bleiben die Betrachtungen zu Fehlerdynamik und Stabilität der einzelnen Regelungen gültig und die Auslegung der Parameter kann nacheinander erfolgen [Par17, S. 441]. Dementsprechend können die Reglerparameter der CTC für den Positionsanteil der hybriden Regelung beibehalten werden. Analog zur CTC wird die Momentenregelung des Servoverstärkers verwendet und die Parameter der Kraftregelung werden heuristisch eingestellt. Um den Einstellvorgang reproduzierbar zu gestalten, wäre eine externe Einrichtung zur Aufbringung von Kräften vorteilhaft. Vereinfachend bewegt hier der Anwender den REPLALINK. Entlang der virtuellen x -Achse wird eine Sinusfunktion einer Kraft mit der Amplitude von 20 N definiert. Bewegt der Anwender den Handgriff entlang dieser 50 cm langen Strecke in negative x -Richtung, ändert sich entsprechend die Sollkraft, wie in Abb. 4.9 gestrichelt dargestellt. Ebenfalls zeigt die Abbildung den Istkraftverlauf und den Kraftfehler. Der Handgriff ist dabei zur x -Achse gedreht, um die Störwirkung zu erhöhen.

Die Kraftregelung ist insbesondere bei schnellen Bewegungen und damit schnellen Änderungen der Sollkraft schwierig. Wirkt die Sollkraft der Bewegung entgegen, kann die Istkraft

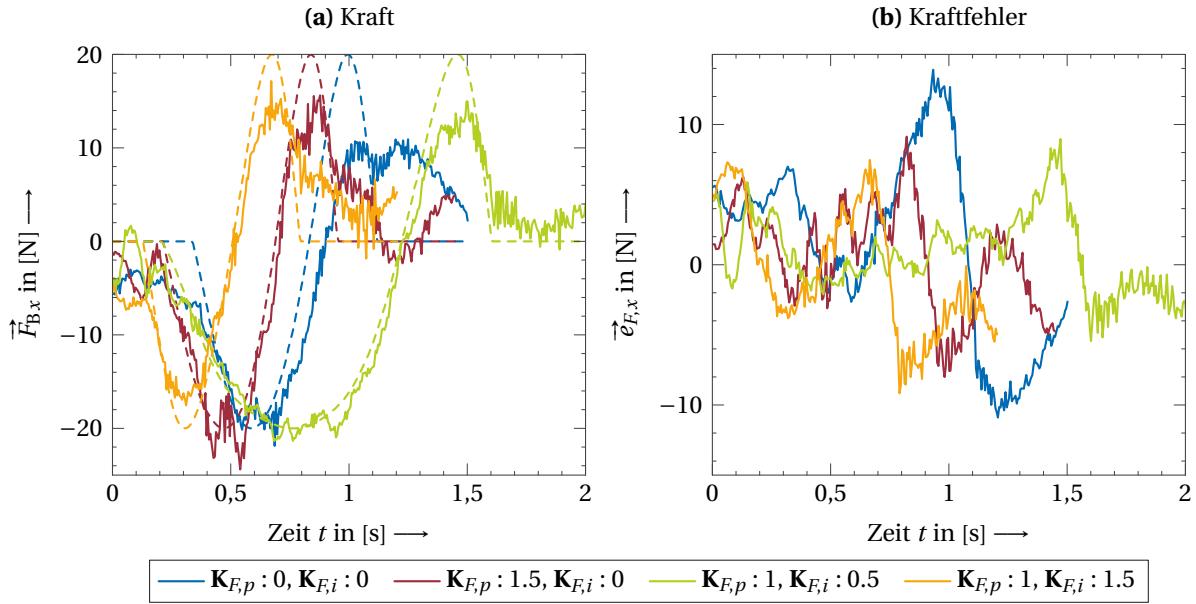


Abb. 4.9.: Vergleich verschiedener Parameter der Kraftregelung des Hybridreglers

durch alle Regelungen und die Steuerung gut eingestellt werden. Wirkt die Sollkraft in Bewegungsrichtung, stellt insbesondere die Kraftsteuerung die Kraft nicht zufriedenstellend ein. In der Regel wird die Sollkraft allerdings der Bewegung entgegenwirken, sodass durch das genaue Modell des REPLALINKs auch eine gute Kraftsteuerung realisiert werden kann. Das heuristische Vorgehen zeigt, dass $\mathbf{K}_{F,p,xy} = 1 \frac{\text{N}}{\text{N}}$ und $\mathbf{K}_{F,i,xy} = 1,5 \frac{\text{N}}{\text{Ns}}$ geeignet und stabil sind. Weiterhin zeigen erwartungsgemäß höhere Verstärkungsfaktoren eine bessere Sollwertfolge. Durch das starke Messrauschen, ist die Verwendung eines D-Anteils nicht sinnvoll.

4.3. Regelung des haptischen Feedbacksystems

Ohne Bezug zur haptischen Simulation bzw. zu HFS entwickelte Hogan 1985 die Impedanzregelung für Industrieroboter und Prothesen. Das Prinzip beruht auf einer konventionellen Positionsregelung mit einer zusätzlichen Störungsantwort in Form einer Impedanz. Durch die Vorgabe dieser Impedanz kann die Interaktion zwischen Manipulator und Umgebung beeinflusst werden. Hogan nutzte dies beispielsweise für die Implementierung einer Kollisionsvermeidung innerhalb der Regelung durch ein Impedanz- bzw. Potentialfeld [Hog85]. Folgend zeigte Hogan, dass die Impedanzregelung vorteilhaft ist, wenn Roboter mit einer Umgebung in Kontakt treten [Hog87]. In der Notation dieser Arbeit kann das Regelgesetz, basierend auf Positions- und Kraftmesswerten, mit (4.39) und (4.40) formuliert werden.

$$\vec{u}_{\text{imp}} = \left(\vec{I} \cdot J_{\text{red}} \cdot \vec{I}^T \right)^{-1} \cdot \mathbf{K}_p \cdot \vec{e}_H + \left(\vec{I} \cdot J_{\text{red}} \cdot \vec{I}^T \right)^{-1} \cdot \mathbf{K}_v \cdot \dot{\vec{e}}_H \quad (4.39)$$

$$\vec{\tau}_{\text{stell,V}} = \mathbf{M}(\vec{q}) \cdot \mathbf{J}^{-1} \cdot \left(- \left(\vec{I} \cdot J_{\text{red}} \cdot \vec{I}^T \right)^{-1} \cdot \vec{F}_B - \mathbf{J}_{ZC} \cdot \dot{\phi}^2 + \vec{u}_{\text{imp}} \right) + \vec{N}(\vec{q}, \dot{\vec{q}}) \quad (4.40)$$

Zu beachten ist, dass diese ursprüngliche Impedanzregelung im Prinzip eine parallele Regelung ist, da sowohl Kraft als auch Position geregelt werden. Gleichzeitig ist es möglich, den kraftabhängigen Term als Berechnung einer Sollbeschleunigung (4.41) aufzufassen. Werden zusätzlich die Sollgeschwindigkeit und -position aus dieser Beschleunigung abgeleitet, handelt es sich bei der Impedanzregelung nach Hogan, entsprechend heutiger Definition aus dem Bereich HFS, vielmehr um eine admittanzbasierte Regelung.

$$\ddot{\vec{p}}_{H,\text{soll}} = - \left(\vec{I} \cdot J_{\text{red}} \cdot \vec{I}^T \right)^{-1} \cdot \vec{F}_B \quad (4.41)$$

Adams et al. [AMH98] definierten 1998 die möglichen Verknüpfungen zwischen HFS und VP, basierend auf der virtuellen Kopplung, engl. *virtual coupling* oder kurz VC, vorgeschlagen von Colgate et al. [CSB95]. Demnach ist der Ausgang eines Impedanz-HFS ein Kraftvektor und die Messgröße ein Positionsvektor. Umgekehrt ist für ein Admittanz-HFS der Positionsvektor die Regelgröße und die Messgröße der Kraftvektor. Diese Definition wird auch heute verwendet [KMM14, S. 78], siehe auch Abschnitt 2.4. Gleiches gilt für den VP, sodass vier Verknüpfungen von HFS und VP möglich sind. Bei Hogan handelte es sich dementsprechend um ein Admittanz-HFS mit Impedanz-VP, wodurch seine Bezeichnung folgerichtig ist.

Die größte Herausforderung bei der Regelung von HFS mit vorgegebenem VP ist die Sicherstellung der Stabilität des Gesamtsystems, bei ausreichend guter Abbildung des VP. Minsky et al. identifizierten die Abtastrate und Verzögerung als Ursache für Instabilität [MMS90]. Colgate et al. und Gillespie et al. untersuchten 1993 bzw. 1996 die Simulation von virtuellen Wänden und stellten fest, dass diese nicht zwingend passiv sind und identifizierten damit eine Ursache von Instabilität [CGS93; GC96]. Dies wiederum ist auf Quantisierung, Abtastung und Verstärkung von Sensorrauschen durch Differentiation zurückzuführen [CS94]. Colgate et al. identifizierten zudem die mechanische Dämpfung des HFS als entscheidend für die Stabilität [CS94]. Sie stellten (4.42) als Stabilitätsbedingung auf. Dabei ist d_{HFS} die mechanische Dämpfung des HFS und $H(z)$ die Impulsübertragungsfunktion des VP. Für eine virtuelle

Wand (4.43) mit Steifigkeit c_{VP} und Dämpfung d_{VP} folgt die Stabilitätsbedingung (4.44). Eine umfassende Untersuchung der Stabilität unter Einbeziehung von Diskretisierung, Quantisierung und Verzögerung führten Diolaiti et al. durch [DNB06]. Eine verallgemeinerte Form von (4.42) wurde 2008 von Weir et al. aufgestellt, siehe (4.45) [WC08]. Auch die numerische Integration bei komplexeren VP wurde als Ursache von Instabilität erkannt [CSB95] und für verschiedene Integratoren erster und zweiter Ordnung untersucht [Bro98].

$$d_{HFS} > \frac{T_s}{2} \cdot \frac{1}{1 - \cos(\omega \cdot T_s)} \cdot \Re \left\{ (1 - e^{-j \cdot \omega \cdot T_s}) \cdot H(e^{-j \cdot \omega \cdot T_s}) \right\} \forall 0 \leq \omega \leq \frac{\pi}{T_s} \quad (4.42)$$

$$H(z) = c_{VP} + d_{VP} \cdot \frac{z - 1}{T_s \cdot z} \quad (4.43)$$

$$d_{HFS} > \frac{c_{VP} \cdot T_s}{2} + |d_{VP}| \quad (4.44)$$

$$-\Re \{Z(j\omega)\} < \frac{T_s}{2} \cdot \frac{1}{1 - \cos(\omega \cdot T_s)} \cdot \Re \left\{ (1 - e^{-j \cdot \omega \cdot T_s}) \cdot H(e^{-j \cdot \omega \cdot T_s}) \right\} \forall 0 \leq \omega \leq \frac{\pi}{T_s} \quad (4.45)$$

Aufgrund des nichtlinearen und teils komplexen VP sowie des Einflusses der dynamischen Eigenschaften des Bedieners, ist die lineare Regelungstheorie kaum anwendbar [SK08, S. 730] und die Regelungstechnik entscheidend für die Leistungsfähigkeit eines HFS [HRK02]. Zur Stabilisierung von HFS sind zwei Methoden etabliert. Zunächst untersuchte Brown die Nutzung der virtuellen Kopplung für die Stabilisierung von Impedanz-HFS [Bro98, S. 29 ff.]. Adams et al. erweiterten die Nutzung virtueller Kopplungen auf Admittanz-HFS [AMH98]. Jedoch ist festzustellen, dass eine virtuelle Kopplung die Wahrnehmung des VP verfälscht und damit zu vermeiden ist [HRK02]. Neben der virtuellen Kopplung entwickelten Hannaford et al. 2002 einen Passivitätsregler, engl. *passivity controller* oder kurz PC [HR02]. Dabei wird mittels eines Passivitätsbeobachters die erzeugte Energie ermittelt und durch den Passivitätsregler ausgeglichen. Ryu et al. erweiterten dies um die Nutzung einer Referenzenergie, basierend auf einem Modell des VP [RPH05].

Die Leistungsfähigkeit der Regelung eines HFS wird zumeist über die stabil darstellbare Impedanz oder Masse bewertet. Die Impedanzbreite [CS94], engl. *Z-width*, wird dabei hauptsächlich für Impedanz-HFS angewendet. Die Massenbreite [CO12], engl. *M-width*, wird für Admittanz-HFS verwendet. Die Stabilität und Leistungsfähigkeit von Admittanz-HFS wird aktuell untersucht [PZ18].

Zu beachten ist, dass sich die virtuelle Wand als Vergleichsobjekt etabliert hat [WC08, S. 156]. Viele der Untersuchungen werden an HFS mit nur einem Freiheitsgrad oder geringer Maximalkraft im Vergleich zum Menschen durchgeführt [CS94; SKK13; PZ18]. Zudem wird bei Impedanz-HFS oft von kraftgesteuerten Systemen ausgegangen [CC00]. Ein weiterer Regelungsansatz ist die kombinierte Impedanz-Admittanz-Regelung [OMN10]. Bei einigen Anwendungen ist es möglich, die Parameter des VP zu verändern und dies zur Stabilisierung zu nutzen [LG13]. Typischerweise ist dies auch bei der Telepräsenzrobotik der Fall.

Unter Berücksichtigung der speziellen Anwendung der haptischen Simulation und Synthese, wird die Regelung des haptischen Feedbacksystems REPLALINK hier diskutiert. Aufgrund des Anwendungsfalls sollte die Wahrnehmung des VP nur minimal verfälscht werden. Der VP ist als Mehrkörpersimulationsmodell mit weniger FG implementiert, als das HFS besitzt. Vor diesem Hintergrund werden zunächst die Möglichkeiten zur Verknüpfung der Antriebsregelungen in Abschnitt 4.2 und dem VP dargestellt. Dabei wird die Verwendung einer hybriden Regelung bei HFS eingeführt. Falls erforderlich, wird eine virtuelle Kopplung verwendet. Die Betrachtung von Integratoren wird auf solche höherer Ordnung ausgeweitet und ein neues Integrationsschema erster Ordnung vorgeschlagen. Weiterhin wird die Passivitätsregelung mit Referenzmodell auf Admittanz-HFS ausgeweitet.

4.3.1. Regelungsarchitekturen

Grundsätzlich sind admittanz- und impedanzbasierte HFS mit entsprechenden Regelungsstrukturen bekannt, siehe Abschnitt 2.4. Werden durch die Verwendung einer virtuellen Kopplung auch nicht-komplementäre Strukturen ermöglicht, vergleiche [AMH98], sind insgesamt vier Kombinationen möglich:

- REPLALINK positionsgeregelt (Adm.) und Vorwärtsdynamik (DD) des VP (Adm.)
- REPLALINK positionsgeregelt (Adm.) und Rückwärtsdynamik (ID) des VP (Imp.)
- REPLALINK kraftgeregelt (Imp.) und Rückwärtsdynamik (ID) des VP (Imp.)
- REPLALINK kraftgeregelt (Imp.) und Vorwärtsdynamik (DD) des VP (Adm.)

Erneut ist zu beachten, dass bei einem kraftgeregelten, d.h. impedanzbasierten, HFS die Kinematik in Verbindung mit dem Anwender eine Admittanz darstellt. Analog ist die Kinematik in Verbindung mit dem Anwender bei einem positionsgeregelten HFS eine Impedanz. Die

Bezeichnungen sind logischerweise abhängig von den Systemgrenzen und können durchaus zu Verwirrung führen. Zur Klärung sei Abb. 2.2 erneut in Abb. 4.10 mit eingezeichneten Systemgrenzen und zugehörigen Bezeichnungen gegeben.

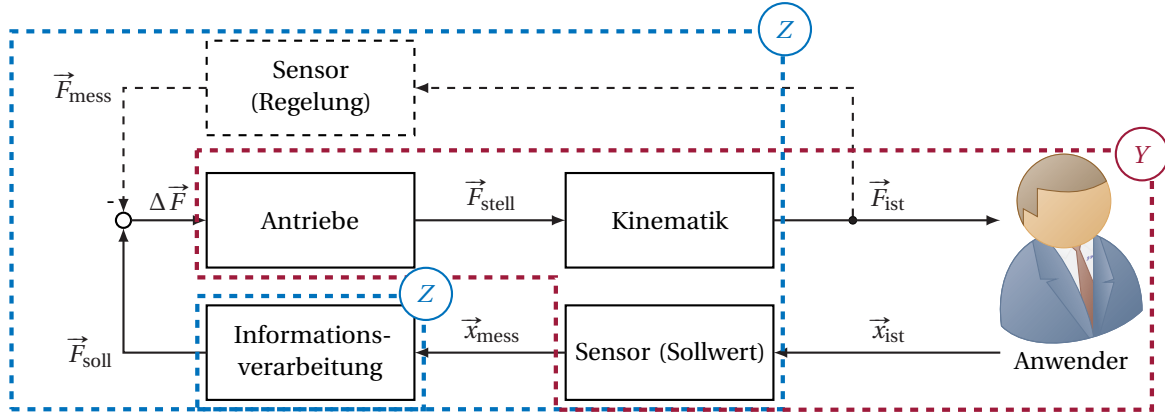


Abb. 4.10.: Bezeichnungen für Admittanzen (Y) und Impedanzen (Z) bei einem impedanzbasierten HFS

Alle bekannten Systeme zur haptischen Simulation von Mehrkörpersimulationsmodellen nutzen ein Admittanz-HFS und lösen die Vorwärtsdynamik für den Prototypen, siehe Abschnitt 2.3. Dies ist möglicherweise in der schwierigen Abbildung der Endeffektorposition des HFS in den Aufgabenraum des VP begründet. Im Folgenden werden alle vier Regelungsarchitekturen diskutiert, alle benötigten Abbildungen eingeführt und geeignete virtuelle Kopplungen identifiziert.

Zur kompakten Darstellung sollen zunächst die folgenden Abkürzungen eingeführt werden. Die vollständige direkte Kinematik (vDK) stellt die Abbildung der Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung des Gelenkraums in den Aufgabenraum dar, siehe (4.46). Entsprechend ist die vollständige inverse Kinematik (vIK) die Umkehrfunktion. Die inverse Dynamik (ID) ist die Abbildung der Kräfte aus dem Aufgabenraum in den Gelenkraum, siehe (4.47). Ebenso ist hier die direkte Dynamik (DD) die Umkehrfunktion.

$$\begin{bmatrix} \vec{p}_H \\ \dot{\vec{p}}_H \\ \ddot{\vec{p}}_H \end{bmatrix} = \text{vDK}(\ddot{\vec{q}}, \dot{\vec{q}}, \vec{q}) = \begin{bmatrix} \text{DK}(\vec{q}) \\ \mathbf{J} \cdot \dot{\vec{q}} \\ \mathbf{J} \cdot \ddot{\vec{q}} + \mathbf{J}_{\text{ZC}} \cdot \dot{\phi}^2 \end{bmatrix} \quad (4.46)$$

$$\vec{\tau} = \text{ID}(\vec{F}_B) = \mathbf{M}(\vec{q}) \cdot \ddot{\vec{q}} + \vec{N}_F(\dot{\vec{q}}, \vec{q}) + \mathbf{J}^T \cdot \vec{F}_B \quad (4.47)$$

Wird der REPLALINK positionsgeregelt und für den VP die DD gelöst, handelt es sich um die Admittanz-Admittanz-Architektur in Abb. 4.11. Die gemessene Interaktionskraft $\vec{F}_B$ ist neben den aktuellen Zustandsvariablen des VP der Eingang der direkten Dynamik.

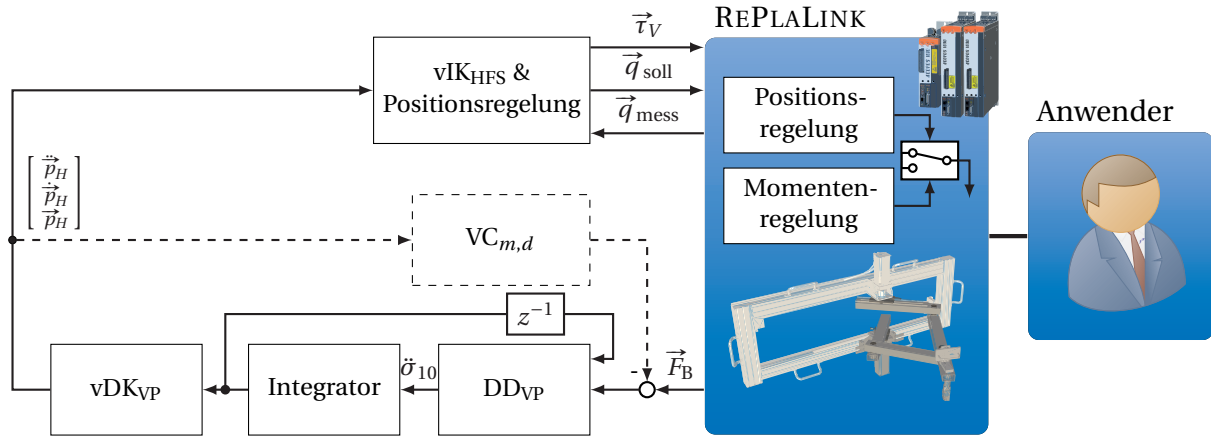


Abb. 4.11.: Regelungsstruktur für Admittanz-HFS und Admittanz-VP

Die aktuelle Beschleunigung des VP wiederum wird zwei mal integriert und anschließend in den Aufgabenraum abgebildet. Die Sollbewegung im Aufgabenraum bildet zum einen den Eingang in die Positionsregelung und zum anderen den Eingang in eine optionale VC. Nach Adams et al. ist für ein Admittanz-HFS eine VC bestehend aus Masse und Dämpfer in Reihenschaltung zu verwenden, siehe [AH99]. Wie in Abschnitt 4.3 beschrieben, stellt eine Ursache für Instabilität die Erzeugung von Energie im VP durch Diskretisierung dar. Vor diesem Hintergrund werden in Abschnitt 4.3.2 Integratoren und in Abschnitt 4.3.3 ein modellbasierter Passivitätsregler besprochen.

Umgekehrt kann der REPLALINK mit einer hybriden Regelung betrieben und für den VP die ID gelöst werden. Dann handelt es sich um die Impedanz-Impedanz-Architektur in Abb. 4.12.

Für die inverse Dynamik muss der gesamte Bewegungszustand des VP bekannt sein. Da nur die Position des REPLALINKS gemessen wird, ist es notwendig, zwei Mal zu differenzieren. Dabei können wieder die Filter aus Abschnitt 4.2.1 verwendet und insbesondere für die Filterung der Beschleunigungen parametrisiert werden. Bei der direkten Dynamik haben die Beschleunigungen einen direkten Anteil an der Sollkraft, der proportional zur auf den Handgriff reduzierten Masse ist. Anschließend wird der Bewegungszustand mit der vDK des REPLALINKS in den Aufgabenraum transformiert. Zur Durchführung der inversen Dynamik wird dieser in den Gelenkraum des VP abgebildet. Für die hybride Regelung wird dann mittels

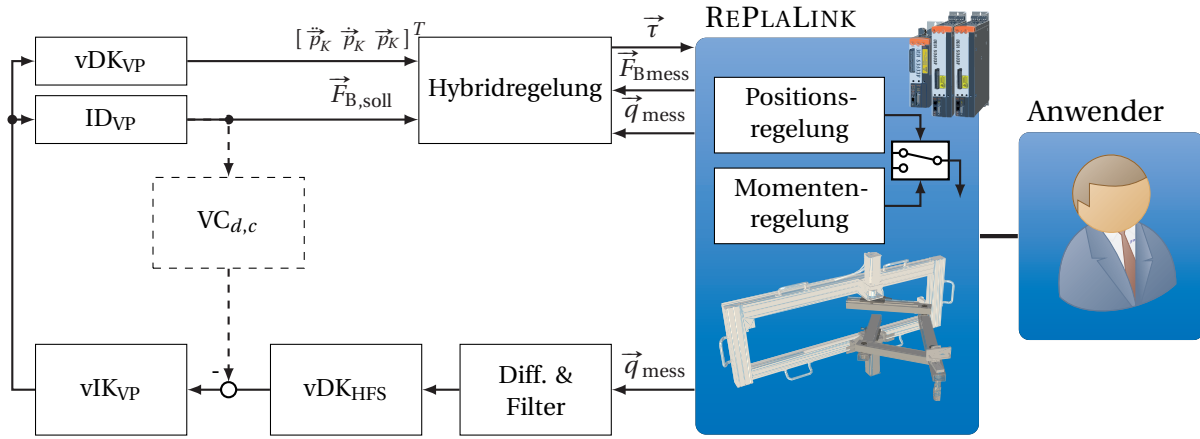


Abb. 4.12.: Regelungsstruktur für Impedanz-HFS und Impedanz-VP

der inversen Dynamik die Sollkraft und mittels der vDK des VP die Sollposition berechnet. Optional kann eine VC, die aus einem Feder-Dämpfer-Element besteht, verwendet werden, siehe [AH99].

Im vorliegenden Fall ist die vIK des VP nicht die Umkehrfunktion der vDK. Die vDK bildet den Antriebswinkel σ_{10} auf einen Punkt der Koppelkurve des VP ab. Umgekehrt soll jedoch ein Punkt im Arbeitsraum, der im Allgemeinen nicht auf der Koppelkurve liegt, auf einen Antriebswinkel abgebildet werden. Zur Realisierung dessen, soll hier auf den nächstgelegenen Punkt auf der Koppelkurve abgebildet werden. Anschließend werden die gemessenen Geschwindigkeiten und Beschleunigungen entlang der Koppelkurve projiziert. Zum Finden des nächstgelegenen Punktes wird analog zur Zustandskorrektur in Abschnitt 3.2.3 verfahren und das Minimierungsproblem (4.48) gelöst. Die Projektion der Geschwindigkeit und Beschleunigung vom Aufgabenraum in den Gelenkraum des VP erfolgt mit (4.49) und (4.50).

$$\sigma_{10} = x \mid \min_x \|\vec{p}_H - DK(x)\|_2 \quad (4.48)$$

$$\dot{\sigma}_{10} = \vec{I}_{xy}^T \cdot \left(\vec{I}_{xy}^T \cdot \vec{I}_{xy}^T \right)^{-1} \cdot \dot{\vec{p}}_H \quad (4.49)$$

$$\ddot{\sigma}_{10} = \vec{I}_{xy}^T \cdot \left(\vec{I}_{xy}^T \cdot \vec{I}_{xy}^T \right)^{-1} \cdot \left(\ddot{\vec{p}}_H - \mathbf{I}_{ZC} \cdot \left(\text{diag} \vec{I}_R \cdot \vec{I}_R \right) \cdot \dot{\sigma}_{10} \right) \quad (4.50)$$

Werden HFS und VP nicht komplementär zueinander implementiert, muss eine VC zur Verknüpfung der beiden Systeme verwendet werden. Bei der Impedanz-Admittanz-Architektur in Abb. 4.13 kann diese Kopplung als Feder-Dämpfer-Element zwischen Handgriff des HFS

und Koppelpunkt des VP angesehen werden. Zunächst wird aus der Differenz der aktuellen Bewegungszustände von beiden Systemen die resultierende Kraft der VC berechnet. Diese wirkt auf beide Systeme, nur mit unterschiedlichem Vorzeichen. Ausgehend von dieser Kraft wird die DD des VP gelöst, um erneut den Bewegungszustand des Getriebes zu ermitteln. Durch die Lösung der DD liegen die berechneten Sollwerte stets auf der Koppelkurve.

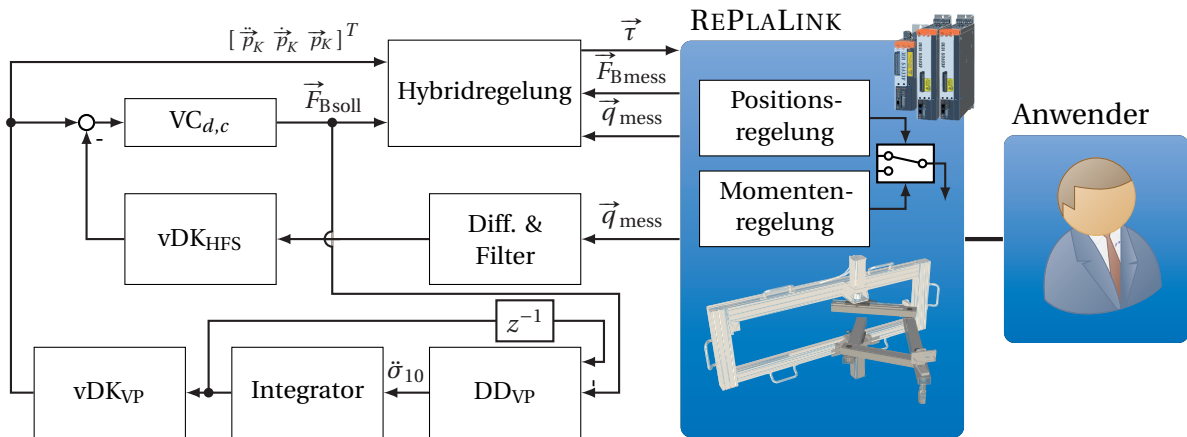


Abb. 4.13.: Regelungsstruktur für Impedanz-HFS und Admittanz-VP

Für die Admittanz-Impedanz-Architektur in Abb. 4.14 wird ebenfalls eine VC benötigt, auch in diesem Fall wird ein Masse-Dämpfer-Element in Reihenschaltung verwendet. Sind die gemessene Kraft und die Sollkraft des VP nicht im Gleichgewicht, wird die VC bewegt. Bei dieser Verknüpfung stellt das Masse-Dämpfer-Element nicht sicher, dass die Sollwerte auf der Koppelkurve liegen. Dazu muss die VC auf die Koppelkurve projiziert werden oder mittels eines zusätzlichen Feder-Dämpfer-Elements zur Koppelkurve gezogen werden, vergleichbar mit der hybriden Regelung.

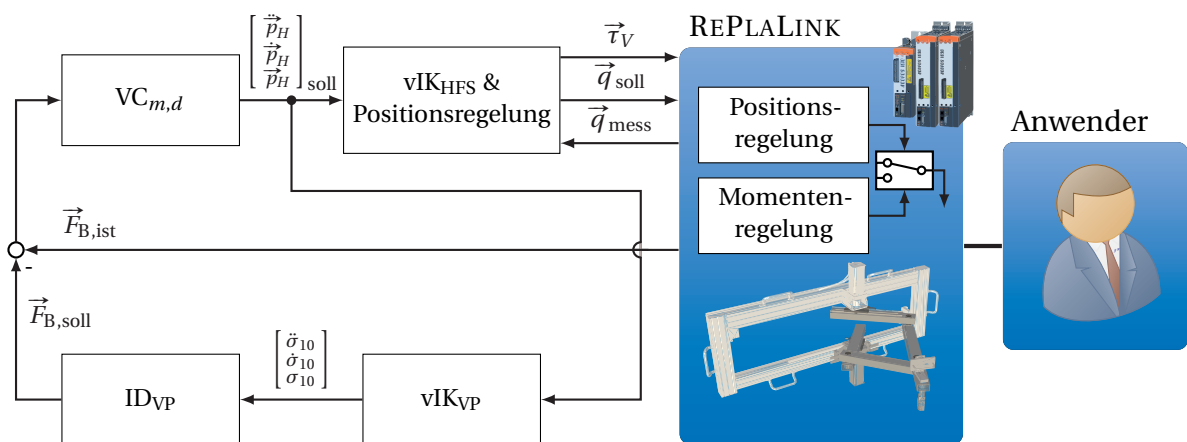


Abb. 4.14.: Regelungsstruktur für Admittanz-HFS und Impedanz-VP

4.3.2. Integration

Zur Simulation der direkten Dynamik muss die Differentialgleichung des VP (3.92) gelöst werden, d.h. es ist ein Integrationsverfahren zur Bestimmung von Geschwindigkeit und Position anzuwenden. Dazu existieren verschiedene Verfahren. Einfach anzuwenden ist das Euler-Verfahren, siehe [DR06, S. 386]. Dieses Verfahren benötigt nur eine Auswertung der Dynamikgleichung pro Zeitschritt, besitzt jedoch keine hohe Genauigkeit. Weitere Runge-Kutta-Verfahren [DR06, S. 406 ff], beispielsweise das modifizierte Euler-Verfahren oder das Verfahren nach Heun, benötigen mehrere Funktionsauswertungen und haben einen geringeren Fehler. Hier ist ein Kompromiss zwischen Rechenzeit und benötigter Genauigkeit zu finden. Bei mechanischen Systemen, diese sind Differentialgleichungen zweiter Ordnung, können simplektische Integrationsverfahren verwendet werden. Bei diesen Verfahren wird das Gesamtsystem nicht auf eine Differentialgleichung erster Ordnung reduziert, sondern die Integrationsschritte für die Geschwindigkeit und die Position nacheinander ausgeführt. Die sog. *leapfrog*-Integration und die Integration nach Verlet nutzen diese Eigenschaft [HLW03].

Aufgrund der begrenzten Rechenkapazität der SPS, sind die Funktionsauswertungen pro Zeitschritt stark begrenzt und es ist nicht möglich, eine Zeitschrittweite unterhalb der Zykluszeit von 1,2 ms zu verwenden. Auch ist es nicht möglich, Integrationsverfahren mit variabler Zeitschrittweite, implizite Verfahren oder zusätzliche Detektion von Nulldurchgängen zu verwenden.

Zwar wird in der Literatur zu HFS der Einfluss von Abtastung und Verzögerung auf die Stabilität diskutiert, kaum jedoch der Einfluss von Integrationsverfahren. Dies ist dadurch begründet, dass zumeist Impedanz-Strukturen verwendet werden. Brown untersuchte den Einfluss der Integration auf die Energieerzeugung, betrachtet jedoch nur Euler-Verfahren und keine simplektischen Verfahren [Bro98, S. 48].

Zur Minimierung des Fehlers und der Verzögerung wird das folgende Integrationsverfahren vorgeschlagen. Es kann als simplektisches Trapezverfahren mit nur einer Funktionsauswertung pro Zeitschritt aufgefasst werden. Zunächst wird ein halber Trapezschrift zur Annäherung der aktuellen Werte durchgeführt (4.51) und (4.52). Basierend darauf, wird die aktuelle Beschleunigung berechnet (4.53) und der gesamte Trapezschrift ausgeführt (4.54) und (4.55).

$$\dot{\sigma}_{10,n_t-0,5} = \dot{\sigma}_{10,n_t-1} + \frac{T_s}{2} \cdot \ddot{\sigma}_{10,n_t-1} \quad (4.51)$$

$$\sigma_{10,n_t-0,5} = \sigma_{10,n_t-1} + \frac{T_s}{2} \cdot \dot{\sigma}_{10,n_t-0,5} \quad (4.52)$$

$$\ddot{\sigma}_{10,n_t} = -\frac{1}{J_{\text{red}}} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{\text{red}}}{d\sigma_{10}} \cdot \dot{\sigma}_{10}^2 + \vec{I}_{\text{Reib}}^T \cdot \vec{M}_R + \vec{I}^T \cdot \vec{F}_{B,n_t} + \vec{M}_c + \vec{M}_{\mathcal{S}} \right) \Big|_{n_t-0,5} \quad (4.53)$$

$$\dot{\sigma}_{10,n_t} = \dot{\sigma}_{10,n_t-1} + \frac{T_s}{2} \cdot (\ddot{\sigma}_{10,n_t} + \ddot{\sigma}_{10,n_t-1}) \quad (4.54)$$

$$\sigma_{10,n_t} = \sigma_{10,n_t-1} + \frac{T_s}{2} \cdot (\dot{\sigma}_{10,n_t} + \dot{\sigma}_{10,n_t-1}) \quad (4.55)$$

Ist genügend Rechenkapazität für zwei Funktionsauswertungen pro Zeitschritt vorhanden, kann die folgende symplektische Implementierung des Heun-Verfahrens verwendet werden. Dabei wird die Beschleunigung auf Basis des letzten Zeitschritts approximiert (4.56) und integriert (4.57) und (4.58). Mit dieser Näherung wird die Beschleunigung erneut berechnet (4.59) und mit dem Mittelwert beider Beschleunigungen integriert (4.60) und (4.61).

$$\ddot{\sigma}_{10,n_t'} = -\frac{1}{J_{\text{red}}} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{\text{red}}}{d\sigma_{10}} \cdot \dot{\sigma}_{10}^2 + \vec{I}_{\text{Reib}}^T \cdot \vec{M}_R + \vec{I}^T \cdot \vec{F}_{B,n_t} + \vec{M}_c + \vec{M}_{\mathcal{S}} \right) \Big|_{n_t-1} \quad (4.56)$$

$$\dot{\sigma}_{10,n_t'} = \dot{\sigma}_{10,n_t-1} + T_s \cdot \ddot{\sigma}_{10,n_t'} \quad (4.57)$$

$$\sigma_{10,n_t'} = \sigma_{n_t-1} + T_s \cdot \dot{\sigma}_{n_t'} \quad (4.58)$$

$$\ddot{\sigma}_{10,n_t} = -\frac{1}{J_{\text{red}}} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{\text{red}}}{d\sigma_{10}} \cdot \dot{\sigma}_{10}^2 + \vec{I}_{\text{Reib}}^T \cdot \vec{M}_R + \vec{I}^T \cdot \vec{F}_{B,n_t} + \vec{M}_c + \vec{M}_{\mathcal{S}} \right) \Big|_{n_t'} \quad (4.59)$$

$$\dot{\sigma}_{10,n_t} = \dot{\sigma}_{10,n_t-1} + \frac{T_s}{2} \cdot (\ddot{\sigma}_{10,n_t'} + \ddot{\sigma}_{10,n_t}) \quad (4.60)$$

$$\sigma_{10,n_t} = \sigma_{10,n_t-1} + \frac{T_s}{2} \cdot (\dot{\sigma}_{10,n_t'} + \dot{\sigma}_{10,n_t}) \quad (4.61)$$

Für den Vergleich der verschiedenen Verfahren wird die folgende einfache Betrachtung durchgeführt. Wird der VP durch die Feder zur Kraftunterstützung reproduzierbar in einen Anschlag gezogen, ist der Energieeintrag ins System immer gleich. Dann lässt sich anhand der Schwingungen die Energie im System beobachten. Abbildung 4.15 zeigt das Verhalten des Getriebes beim Kontakt mit dem Anschlag bei Verwendung verschiedener Integrationsverfahren.

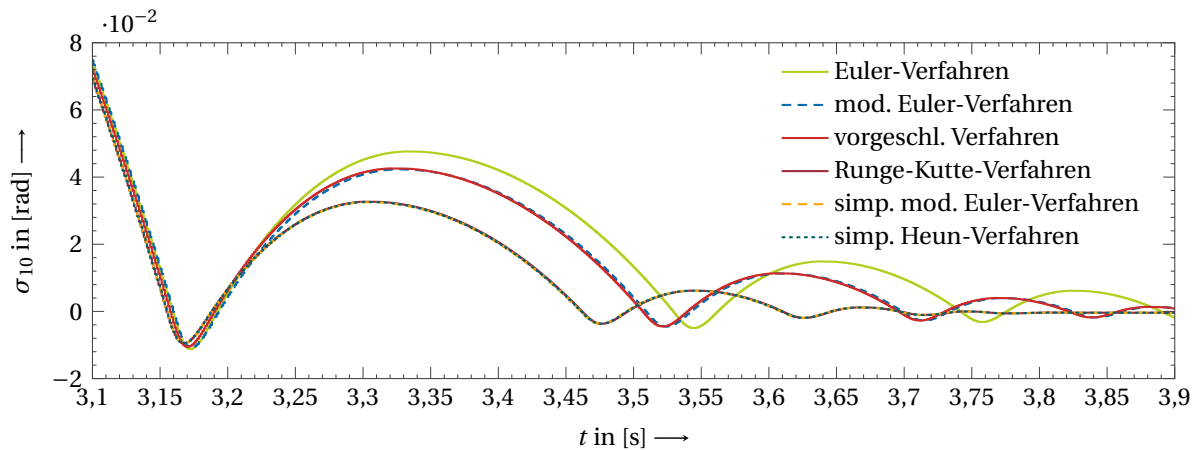


Abb. 4.15.: Verhalten bei Kontakt mit Anschlag für verschiedene Integrationsverfahren

Als Referenz dient das Runge-Kutta-Verfahren mit vier Funktionsauswertungen, da erwartet wird, dass es die höchste Genauigkeit aufweist. Die vorgeschlagenen simplektischen Implementierungen des Heun- und modifizierten Euler-Verfahrens mit zwei Funktionsauswertungen weisen ähnliches Verhalten auf. Die gewöhnliche Implementierung des modifizierten Euler-Verfahrens weist bereits eine geringere Genauigkeit auf. Das klassische Euler-Verfahren mit einer Funktionsauswertung besitzt entsprechend den größten Fehler. Das vorgeschlagene Integrationsschema hingegen ist trotz einer Funktionsauswertung deutlich genauer. Zusammenfassend sollten bei ausreichender Rechenkapazität simplektische Heun- oder modifizierte Euler-Verfahren verwendet werden. Ansonsten ist das hier entwickelte Integrationsschema eine gute Alternative, da bei lediglich einer Berechnung der Dynamik eine gute Genauigkeit erzielt wird. Dadurch, dass die erzeugte Energie bei genaueren Integrationsschemata geringer ist, wird eine höhere Stabilität des Gesamtsystems erwartet.

4.3.3. Passivität

Ein System ist passiv, wenn das System keine Energiequelle darstellt. Das heißt, wenn keine initiale Energie gespeichert ist, bleibt die neben der Reibleistung entnommene Leistung stets kleiner als die zugeführte Leistung [WC08, S. 151. ff.]. Für das Beispielgetriebe bedeutet dies, dass das Integral der Leistung der externen Kräfte über die Zeit stets größer oder gleich Null ist (4.62). Diese Eigenschaft erfüllen alle realen technischen Systeme. Bei mechanischen Systemen ist zudem immer Reibung und Dämpfung bzw. innere Reibung vorhanden, sodass das Integral der Leistung über die Zeit stets größer Null ist.

$$0 \leq \int_0^t \dot{\sigma}_{10} \cdot \left(\vec{I}_{\text{Reib}}^T \cdot \vec{M}_R + \vec{I}^T \cdot \vec{F}_B + \vec{M}_c + \vec{M}_{\mathcal{S}} \right) d\tau \quad (4.62)$$

Die numerische Simulation von Modellen technischer Systeme bildet jedoch nur eine Approximation des tatsächlichen Verhaltens. Durch Diskretisierung und vor allem Abtastung ist es möglich, dass numerische Modelle ihre Passivität zumindest kurzzeitig verlieren. Dies tritt beispielsweise beim Verlassen einer virtuellen Wand auf, wenn der Austrittszeitpunkt nicht exakt bestimmt werden kann und zu lange eine Widerstandskraft aufgebracht wird [GC96]. Um dem entgegenzuwirken, verwenden viele Simulationsprogramme variable Zeitschrittweiten, die um Nulldurchgänge herum verkleinert werden, sodass eine deutlich bessere Näherung gefunden wird. Dies ist bei einer Industriesteuerung mit fester Zeitschrittweite und begrenzter Rechenkapazität nur schwer möglich. Auch bei einer einfachen numerischen Feder wird die benötigte Energie zum Einfedern nicht der freiwerdenden Energie beim Ausfedern entsprechen [CGS93].

Die Betrachtung der Passivität ist von großer Bedeutung, da gekoppelte passive Systeme stabil sind. Zudem ist bekannt, dass die Nicht-Passivität bei HFS eine Hauptursache für Instabilitäten ist [WC08, S. 152 ff.]. Weiterhin entspricht ein rein passives Modell eher der Realität und ist daher bei der Modellierung anzustreben.

Zur Einhaltung der Passivitätsbedingung schlugen Hannaford et al. einen Passivitätsregler vor, der erzeugte Energie wieder dem System entnimmt [HRK02]. Dies griffen Ryu et al. auf und diskutierten einen modellbasierten Passivitätsregler für einen Admittanz-VP [RPH05]. Im Folgenden wird dieses Konzept auf einen modellbasierten Passivitätsregler für Impedanz-VP erweitert. Nach der Integration für den aktuellen Zeitschritt kann die gespeicherte Energie mit der Energie im letzten Zeitschritt verglichen werden. Die Änderungen der kinetischen und potentiellen Energie in den Energiespeichern wird mittels (4.63) bis (4.67) berechnet.

$$\Delta E_{\text{kin}} = \frac{1}{2} \cdot (J_{\text{red},n_t-1} \cdot \dot{\sigma}_{10,n_t-1}^2 - J_{\text{red},n_t} \cdot \dot{\sigma}_{10,n_t}^2) \quad (4.63)$$

$$\Delta E_{\text{pot},c_F} = \frac{1}{2} \cdot c_F \cdot \left((l_{c,n_t-1} - l_{c,0})^2 - (l_{c,n_t} - l_{c,0})^2 \right) \quad (4.64)$$

$$E_{\text{pot},\mathcal{S},n_t-1} = \frac{1}{2} \begin{cases} c_{\mathcal{S}\max} \cdot (\sigma_{10,n_t-1} - \sigma_{\max})^2 & , \sigma_{10,n_t-1} > \sigma_{\max} \\ c_{\mathcal{S}\min} \cdot (\sigma_{10,n_t-1} - \sigma_{\min})^2 & , \sigma_{10,n_t-1} < \sigma_{\min} \\ 0 & , \sigma_{\min} \leq \sigma_{10,n_t-1} \leq \sigma_{\max} \end{cases} \quad (4.65)$$

$$E_{\text{pot},\mathcal{S},n_t} = \frac{1}{2} \begin{cases} c_{\mathcal{S}\max} \cdot (\sigma_{10,n_t} - \sigma_{\max})^2 & , \sigma_{10,n_t} > \sigma_{\max} \\ c_{\mathcal{S}\min} \cdot (\sigma_{10,n_t} - \sigma_{\min})^2 & , \sigma_{10,n_t} < \sigma_{\min} \\ 0 & , \sigma_{\min} \leq \sigma_{10,n_t} \leq \sigma_{\max} \end{cases} \quad (4.66)$$

$$\Delta E_{\text{pot},\mathcal{S}} = E_{\text{pot},\mathcal{S},n_t-1} - E_{\text{pot},\mathcal{S},n_t} \quad (4.67)$$

Als Leistung über den aktuellen Zeitschritt ausgedrückt, ergeben sich (4.68) und (4.69).

$$P_{\Delta\text{kin}} = \frac{\Delta E_{\text{kin}}}{T_s} \quad (4.68)$$

$$P_{\Delta c} = \frac{\Delta E_{\text{pot},c_F} + \Delta E_{\text{pot},\mathcal{S}}}{T_s} \quad (4.69)$$

Im Vergleich dazu kann die aufgebrachte Arbeit berechnet werden. Zunächst wird die gemittelte Geschwindigkeit vor dem aktuellen Zeitschritt als Mittelwert der aktuellen und letzten Geschwindigkeit berechnet (4.70). Dann lässt sich die jeweils durch Reibung, Federn und den Benutzer aufgebrachte Arbeit mit (4.71) bis (4.74) ermitteln. Die Summe bildet die Änderung der kinetischen Energie (4.74).

$$\dot{\sigma}_{10,n_t-0,5} = \frac{\dot{\sigma}_{10,n_t-1} + \dot{\sigma}_{10,n_t}}{2} \quad (4.70)$$

$$P_{\text{Reib}} = \dot{\sigma}_{10,n_t-0,5} \cdot \left(\vec{I}_{\text{Reib}}^T \cdot \vec{M}_R + \vec{M}_{\mathcal{S}d,\mathcal{S}} \right) \quad (4.71)$$

$$P_c = \dot{\sigma}_{10,n_t-0,5} \cdot \left(\vec{M}_c + \vec{M}_{\mathcal{S}c,\mathcal{S}} \right) \quad (4.72)$$

$$P_B = \dot{\sigma}_{10,n_t-0,5} \cdot \vec{I}^T \cdot \vec{F}_B \quad (4.73)$$

$$P_{\text{kin}} = -(P_{\text{Reib}} + P_c + P_B) \quad (4.74)$$

Wird durch eine der Komponenten Energie erzeugt, soll dies korrigiert werden. Im Folgenden wird eine approximierende, komponentenweise Korrektur vorgestellt. Zunächst darf

Reibung dem System ausschließlich Energie entnehmen. Ist die Reibleistung durch einen Richtungswechsel positiv, sollte sie zu Null gesetzt werden, siehe (4.75) und (4.76). Wird dem Federspeicher weniger Energie entnommen als Arbeit geleistet wird, sollte die entnommene Arbeit korrigiert werden. Eine Korrektur ist ebenfalls notwendig, wenn mehr Energie gespeichert als Arbeit aufgebracht wird. Die von den Federn aufbrachten Momente werden daher mit (4.77) korrigiert. Analog wird die Beschleunigung korrigiert, wenn stärker beschleunigt als dafür benötigte Arbeit aufgebracht wird, siehe (4.78).

$$\vec{M}_{\mathcal{S}d_{\mathcal{S}},\text{kor.}} = \vec{M}_{\mathcal{S}d_{\mathcal{S}},\text{kor.}} \cdot \begin{cases} 1 & , P_{\text{Reib}} \leq 0 \\ 0 & , P_{\text{Reib}} > 0 \end{cases} \quad (4.75)$$

$$\vec{M}_{R,\text{kor.}} = \vec{M}_R \cdot \begin{cases} 1 & , P_{\text{Reib}} \leq 0 \\ 0 & , P_{\text{Reib}} > 0 \end{cases} \quad (4.76)$$

$$\left(\vec{M}_c + \vec{M}_{\mathcal{S}c_{\mathcal{S}}} \right)_{\text{kor.}} = \left(\vec{M}_c + \vec{M}_{\mathcal{S}c_{\mathcal{S}}} \right) \cdot \begin{cases} \frac{P_{\Delta c}}{P_c} & , P_c > P_{\Delta c} > 0 \\ \frac{P_{\Delta c}}{P_c} & , 0 < P_{\Delta c} < P_c \\ 1 & , P_{\Delta c} > 0 \end{cases} \quad (4.77)$$

$$\ddot{\sigma}_{10,\text{kor.}} = - \frac{P_{\text{kin}} - P_{\Delta\text{kin}}}{\left(J_{\text{red}} + \frac{1}{2} \frac{dJ_{\text{red}}}{d\sigma_{10}} \cdot \dot{\sigma}_{10,n_t-0,5} \cdot T_s \right) \cdot \dot{\sigma}_{10,n_t-0,5}} \begin{cases} 1 & , 0 < P_{\Delta\text{kin}} < P_{\text{kin}} \\ 1 & , 0 > P_{\text{kin}} > P_{\Delta\text{kin}} \\ 0 & , \text{sonst} \end{cases} \quad (4.78)$$

Für die Evaluierung des Passivitätsreglers wird ebenfalls der Kontakt mit einem Anschlag betrachtet. Abbildung 4.16 zeigt die Änderung des Zeitverlaufs durch Einsatz eines Passivitätsreglers. Es ist erkennbar, dass die Dämpfung leicht erhöht wird. Es ist auch festzustellen, dass die Änderungen im Bereich des Einflusses der Integrationsverfahren liegen. Dementsprechend bietet es sich bei vorhandener Rechenkapazität zunächst an, ein genaueres Integrationsverfahren und erst anschließend eine Passivitätsregelung zu verwenden.

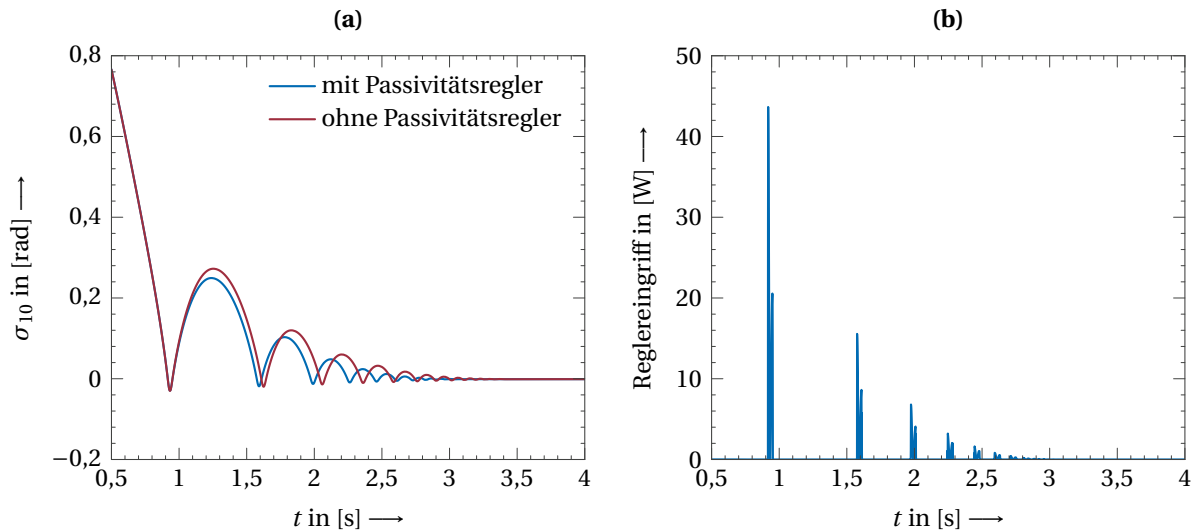


Abb. 4.16.: Verhalten bei Kontakt mit Anschlag mit und ohne Passivitätsregler

4.3.4. Stabilität und Leistungsvermögen

Zur Auslegung und Auswahl der Regelungsarchitekturen aus Abschnitt 4.3.1 müssen zunächst geeignete Werte für die VC gefunden und das Leistungsvermögen der Regelungen und des REPLALINKS bewertet werden. Die Stabilität des Gesamtsystems ist eine wichtige Eigenschaft und wird beispielsweise durch die Kennwerte *Z-width* oder *M-width* abgebildet. Auch Stabilitätskarten in Abhängigkeit der Parameter des VP werden zur Beurteilung von Regelungsarchitekturen verwendet [HS06]. Bei der haptischen Darstellung von virtuellen Prototypen ist die Betrachtung der Stabilität jedoch nicht ausreichend, da eine genaue Abbildung der dynamischen Eigenschaften des VP gewünscht ist. Das Leistungsvermögen einer Regelung bzw. eines HFS sollte daher auch anhand der Abbildungsqualität bestimmt werden. Bei HFS wird dies als Transparenz bezeichnet, da ein ideales HFS den VP transparent darstellt, siehe [KMM14, S. 210]. Dabei werden Qualität und Stabilität häufig gegensätzlich beeinflusst. Eine Erhöhung der mechanischen Reibung eines HFS erhöht beispielsweise dessen Stabilität, freie Bewegungen werden jedoch schlechter abgebildet [CB94]. Griffiths et. al beurteilen die Abbildungsqualität im Zeitbereich anhand einer Impulsantwort [GGF08]. Weitergehend bewerten Colonnese et. al die Qualität im Frequenzbereich anhand des Amplitudenfrequenzgangs sowie der Phasenverschiebung und führen als Kennwert den Fehler zwischen geschätzter, gefühlter Masse des Gesamtsystems und der vorgegebenen Masse ein [CO12].

Im Folgenden wird die Stabilität und das Leistungsvermögen des REPLALINKS und der verschiedenen Regelungsarchitekturen simulativ untersucht. Nur dadurch ist es möglich, den großen Parameterraum, aufgespannt durch verschiedene Architekturen, VC sowie VP, abzutasten. Simulationsexperimente erlauben es, die Qualität der Abbildung zu beurteilen und berücksichtigen deutlich mehr Einflussgrößen als die analytischen Stabilitätsbeziehungen.

Zur einfachen Vorgabe von Masse-, Dämpfungs- und Steifigkeitswerten für den VP wird für die Simulationsexperimente ein simples Feder-Dämpfer-System verwendet, vergleiche (2.5) und Abb. 2.4. Das gesamte Simulationsmodell entspricht dem Modell in Abschnitt 3.4, wobei jeweils die CTC-Regelung und eine Architektur aus Abschnitt 4.3.1 eingebunden sind. Das System wird dann durch ein periodisches Kraftsignal angeregt, um die Auswertung mittels diskreter Fouriertransformation zu ermöglichen. Dadurch findet jedoch das Benutzermodell hier keine Anwendung. Für die Durchführung realer Experimente, wäre zudem eine Vorrichtung zur reproduzierbaren Anregung nötig.

Das periodische Kraftsignal ist so gewählt, dass zunächst eine schrittweise Variation der Anregungsfrequenz von 0,5-15 Hz erfolgt. Bei jedem Schritt wird zunächst innerhalb einer Sekunde die Frequenz angepasst, anschließend kann das System innerhalb von vier Perioden einschwingen und die fünfte Periode wird für die Auswertung genutzt. Die Amplitude des Kraftsignals wird so gewählt, dass die Wegantwort des idealen Feder-Dämpfer-Elements wenige Zentimeter beträgt.

Für die Auswertung einer jeden Simulation wird zunächst geprüft, ob das System stabil ist. Schwingt sich das System auf, wird der Arbeitsraum des REPLALINKS verlassen oder es werden sehr hohe Momente ausgegeben. Beides wird während der Simulation überprüft und zur Beurteilung der Stabilität herangezogen. Dadurch kann bei instabilen Systemen, über die Frequenz bei der die Instabilität auftritt, ein Gütewert ermittelt werden. Die Analyse der erfolgreichen Simulationen erfolgt über die diskrete Fouriertransformation der Geschwindigkeitsantwort und der Kraftanregung des Systems. Für jede abgetastete Frequenz kann ein Punkt der komplexen Ortskurve der Admittanz berechnet und wie in Abb. 4.17 gezeigt dargestellt werden. Die ideale Ortskurve lässt sich mit (2.5) bestimmen. Zur Bewertung der Abbildungsqualität werden die ideale und die ermittelte Ortskurve verglichen. Für ein transparentes HFS liegen beide Ortskurven aufeinander, d.h. die Differenz der beiden Admittanz-Zeiger ist für jeden abgetasteten Punkt gleich Null. Um einen Qualitätskennwert zu ermitteln und dabei alle Parameter des VP einbeziehen zu können, wird die bezogene Differenz der beiden Admittanz-Zeiger verwendet und ein Gütewert G_Y nach (4.79) berechnet.

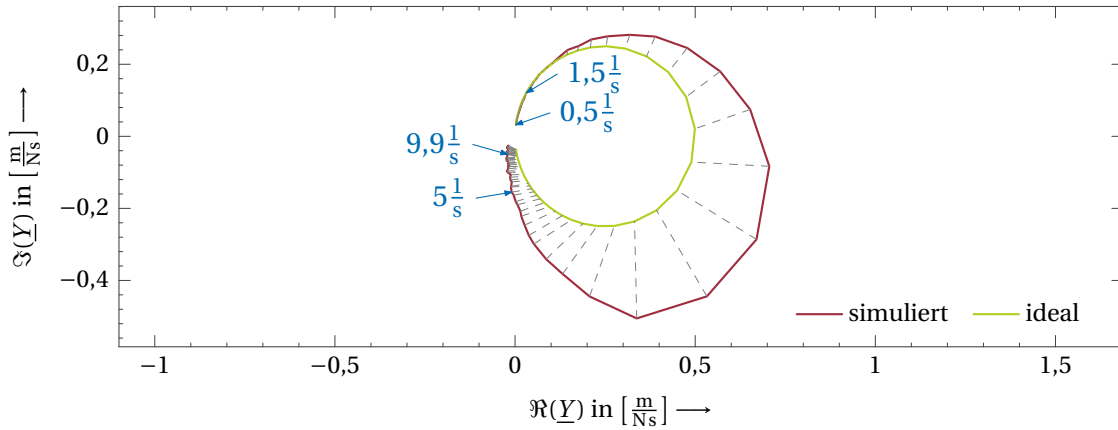


Abb. 4.17.: Ortskurve für Admittanz-HFS und Admittanz-VP mit einer Masse von 0,3 kg, einer Federsteifigkeit von $100 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ und einer Dämpfung von $2 \frac{\text{Ns}}{\text{m}}$. Erreichte Qualität: 0,27.

$$G_Y = \frac{\sum_{i=1}^{n_{\text{mess}}} |\underline{Y}_{\text{sim},i} - \underline{Y}_{\text{ideal},i}|}{\sum_{i=1}^{n_{\text{mess}}} |\underline{Y}_{\text{ideal},i}|} \quad (4.79)$$

Die Ortskurve lässt sich auch in die Darstellung mittels Amplitudenfrequenzgang und Phasenverschiebung, entsprechend Abb. 4.18a und 4.18b, aufschlüsseln. Exemplarisch zeigt Abb. 4.18c einen Teil der Systemantwort im Zeitbereich. Zwei weitere Simulationen zeigen Abb. D.13 bis D.16 im Anhang D.2.

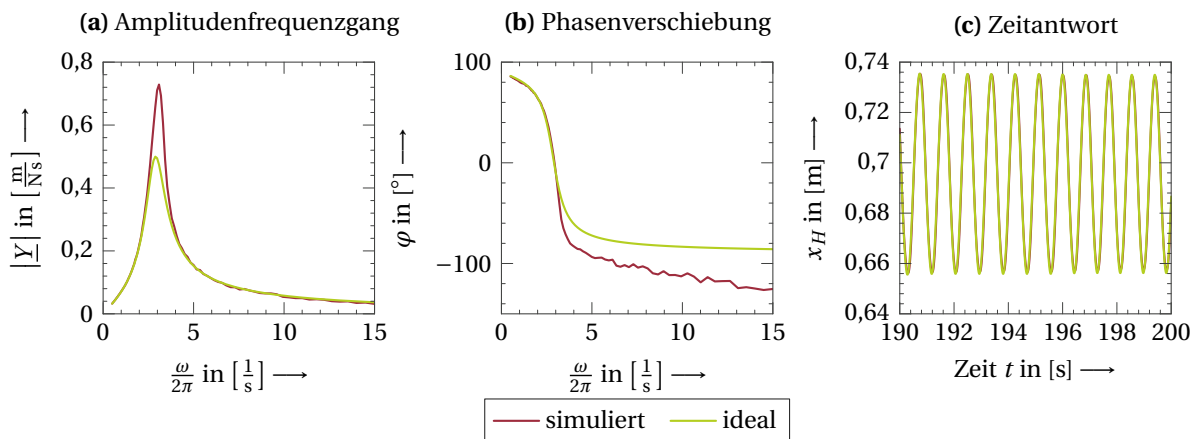


Abb. 4.18.: Übertragungsfunktion für Admittanz-HFS und Admittanz-VP mit einer Masse von 0,3 kg, einer Federsteifigkeit von $100 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ und einer Dämpfung von $2 \frac{\text{Ns}}{\text{m}}$

Jedes Simulationsexperiment, d.h. jede Kombination von Architektur, VP und VC, lässt sich nun mit einem Gütewert beschreiben. Ist das Gesamtsystem stabil, entspricht der Wert (4.79). Bei Instabilität wird der Grad der Instabilität anhand der Auftrettsfrequenz relativ zur höchsten untersuchten Frequenz von 15 Hz berücksichtigt. Durch die Verwendung von Simulationen können der Parameterraum abgetastet und Stabilitätskarten erstellt werden. So werden für die Abb. 4.19 bis 4.22 insgesamt ca. 17 000 Simulationen bzw. ca. 330 Betriebsstunden simuliert.

Die Qualitätskarte für die Regelungsarchitektur mit Admittanz-HFS und Admittanz-VP, vergleiche Abb. 4.11, zeigt Abb. 4.19. Die Verwendung einer VC ist hierbei optional, sodass die Kreise den Referenzwert ohne VC, siehe Abb. D.11, darstellen und die Sterne den Gütewert unter Verwendung einer VC. Jedes Diagramm zeigt die Variation der Parameter Masse und Dämpfung des VP. Über die Reihen und Spalten werden die Parameter der VC variiert. Für die untersuchte Struktur besteht die VC aus einer Reihenschaltung von Dämpfer und Masse, sodass der Einfluss der VC proportional zu deren Parametern ist. Zunächst zeigt die Qualitätskarte, dass bereits ohne Verwendung einer VC nahezu alle Simulationen stabil sind und überdies eine gute Qualität erreichen. Lediglich bei sehr geringen Dämpfungswerten wird die Qualität schlechter, insbesondere in Verbindung mit einer geringen Masse. Zusammenfassend ist die Darstellung einer freien Bewegung kritisch. Dies kann durch die Verwendung einer VC nicht verbessert werden. Im Gegenteil, ist die Masse der VC zu gering, wird diese zu stark beschleunigt und das Gesamtsystem destabilisiert. Sind Masse und Dämpfung der VC hoch, wird lediglich die Qualität verschlechtert.

Auch für die Struktur mit Impedanz-HFS und Impedanz-VP ist die Verwendung einer VC optional, siehe Abb. 4.12. Die Qualitätskarte für dieses System zeigt Abb. 4.20. Ohne Verwendung einer VC, vergleiche Abb. D.12, können hauptsächlich geringe Massen mit einem Mindestmaß an Dämpfung simuliert werden. Ist die Dämpfung zu gering, stellt vermutlich die Totzeit in der Kraftregelung und der hohe Regelfehler ein Problem dar, vergleiche Abschnitt 4.2.3. Die VC besteht aus einem Feder-Dämpfer-Element, sodass der Einfluss antiproportional zu den Parametern ist. Bei einer steifen Kopplung entsprechen die Gütewerte der Simulationen mit VC denen ohne VC. Bei Verwendung einer VC mit einer Dämpfung von $750 \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}}$ und einer Federsteifigkeit von $1500 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ kann der Stabilitätsbereich deutlich vergrößert und auch die Abbildungsqualität erhöht werden. Wird die VC noch weicher gewählt, verschlechtert sich wieder der Stabilitätsbereich. Eine VC ist, zumindest bei Antriebs- und Messtechnik mit ähnlich hohen Zykluszeiten und geringer Messauflösung, empfehlenswert.

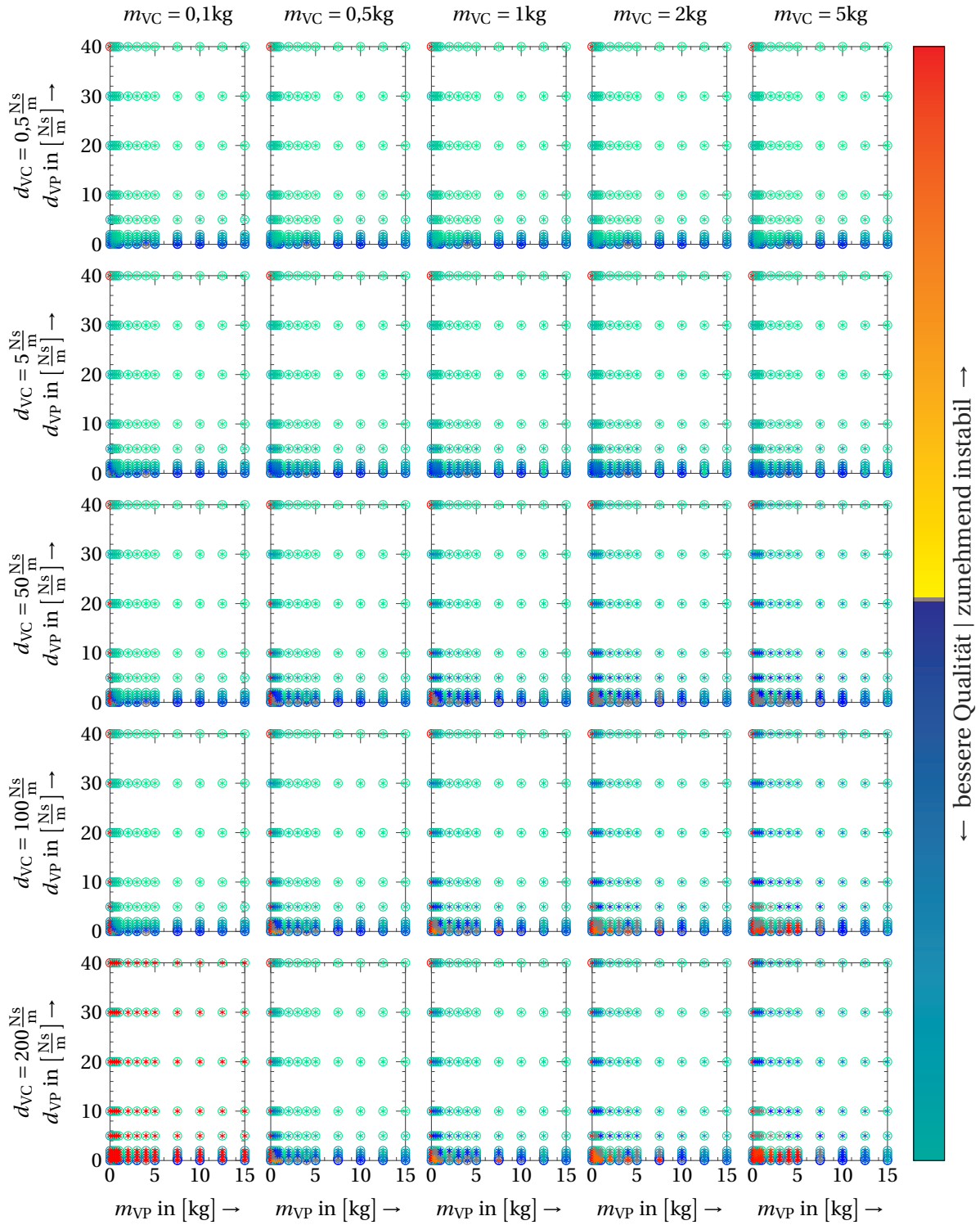


Abb. 4.19.: Stabilitätskarte für Admittanz-HFS und Admittanz-VP mit (Stern) und ohne (Kreis) VC

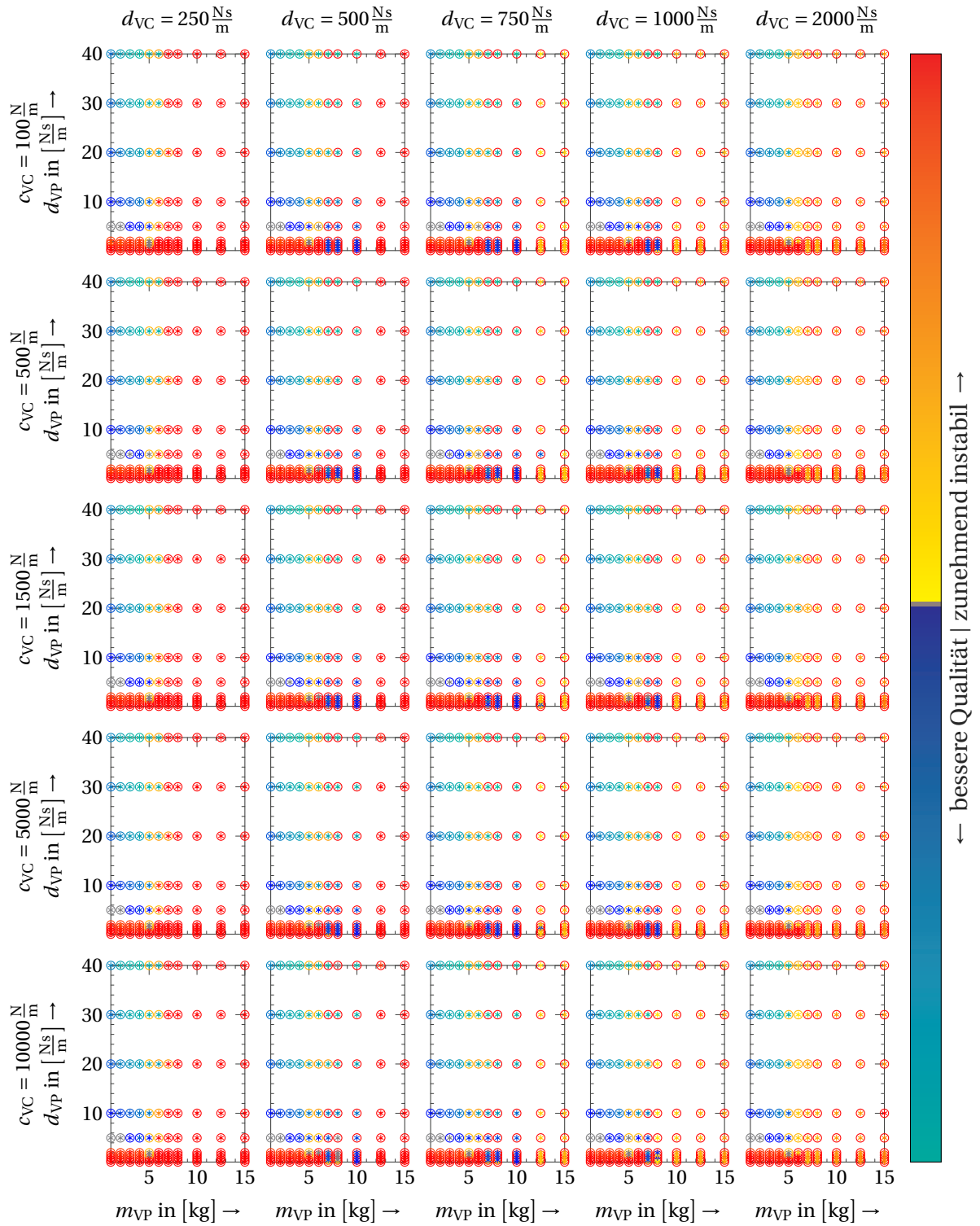


Abb. 4.20.: Stabilitätskarte für Impedanz-HFS und Impedanz-VP mit (Stern) und ohne (Kreis) VC

Für die Regelungsarchitektur Impedanz-HFS und Admittanz-VP, vergleiche Abb. 4.13, zeigt Abb. 4.21 die Qualitätskarte. Aufgrund der Struktur ist zwingend eine VC zu verwenden. Eine VC mit einer Dämpfung von $500 \frac{\text{Ns}}{\text{m}}$ und einer Federsteifigkeit von $1000 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ zeigt einen großen Stabilitätsbereich bei guter Qualität für größere Massen und höhere Dämpfungswerte.

Abbildung 4.22 zeigt die Qualitätskarte für die Struktur mit Admittanz-HFS und Impedanz-VP, vergleiche Abb. 4.14. Auch hier muss eine VC verwendet werden, wobei eine VC mit einer Masse von 5 kg und einer Dämpfung von $2000 \frac{\text{Ns}}{\text{m}}$ die besten Ergebnisse zeigt. Insgesamt ist die Admittanz-Impedanz-Architektur schwer zu stabilisieren und aufgrund der zusätzlichen Masse der VC ist die Qualität der Abbildung insbesondere für kleine Massen des VP schlecht.

Zusammenfassend zeigt dieser Abschnitt ein Vorgehen zur simulativen Auslegung von VC und zur Auswahl einer geeigneten Regelungsarchitektur für ein gegebenes HFS. Aufgrund der Eigenschaften der Kinematik des REPLALINKS und der vorhandenen Antriebs- und Messtechnik, sollte eine Admittanz-Admittanz-Regelungsstruktur Anwendung finden. Ist die Verwendung einer hybriden Regelung gewünscht, kann sowohl die Impedanz-Impedanz-Struktur als auch die Impedanz-Admittanz-Struktur genutzt werden. Stichprobenartige reale Experimente bestätigen die Ergebnisse grundsätzlich, wobei Instabilität in der Regel früher Eintritt. Dies kann auf die unzureichende Abbildung des Anwenders in den Simulationsexperimenten sowie zusätzliche Ungenauigkeiten der realen Sensoren zurückgeführt werden.

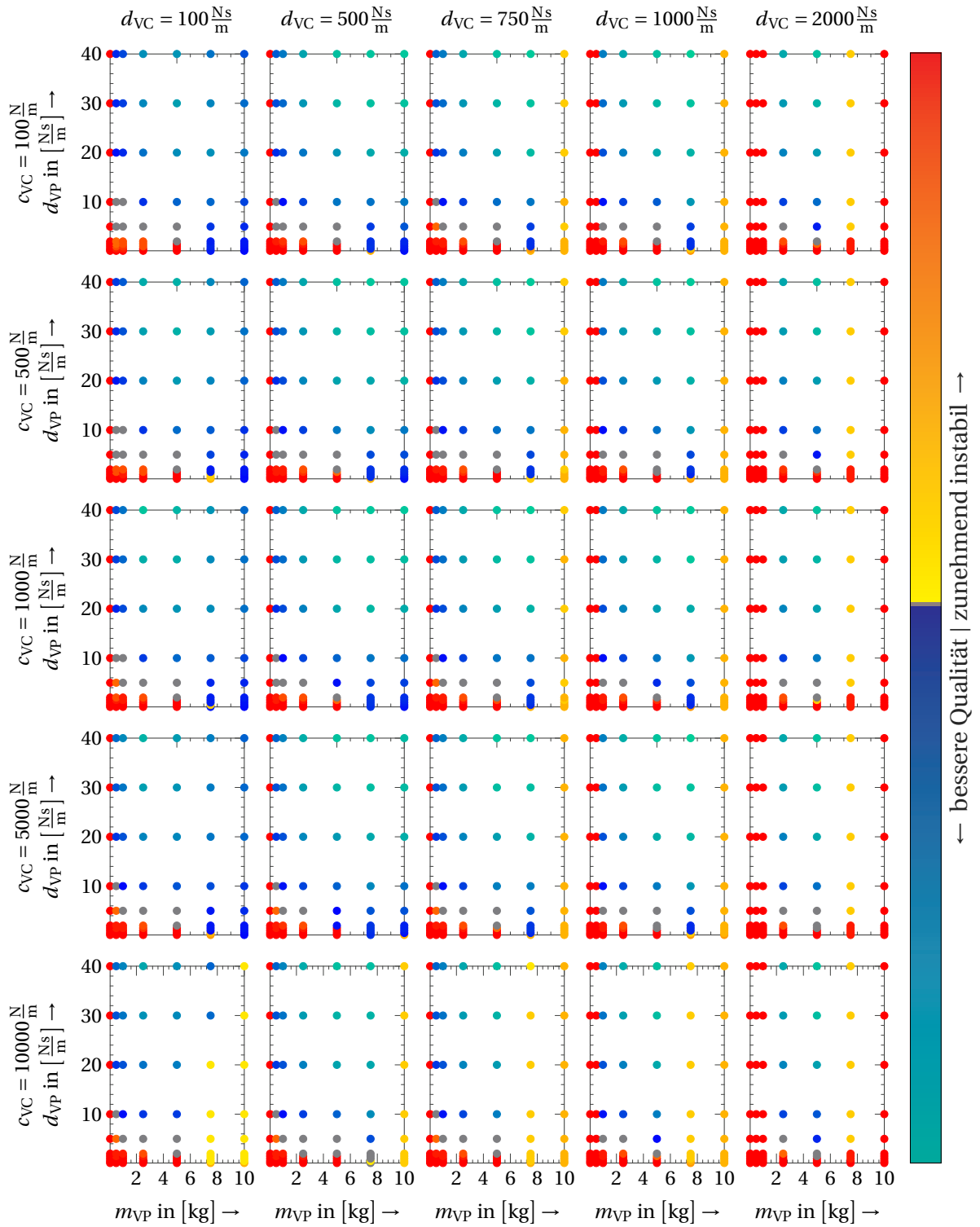


Abb. 4.21.: Stabilitätskarte für Impedanz-HFS und Admittanz-VP mit VC

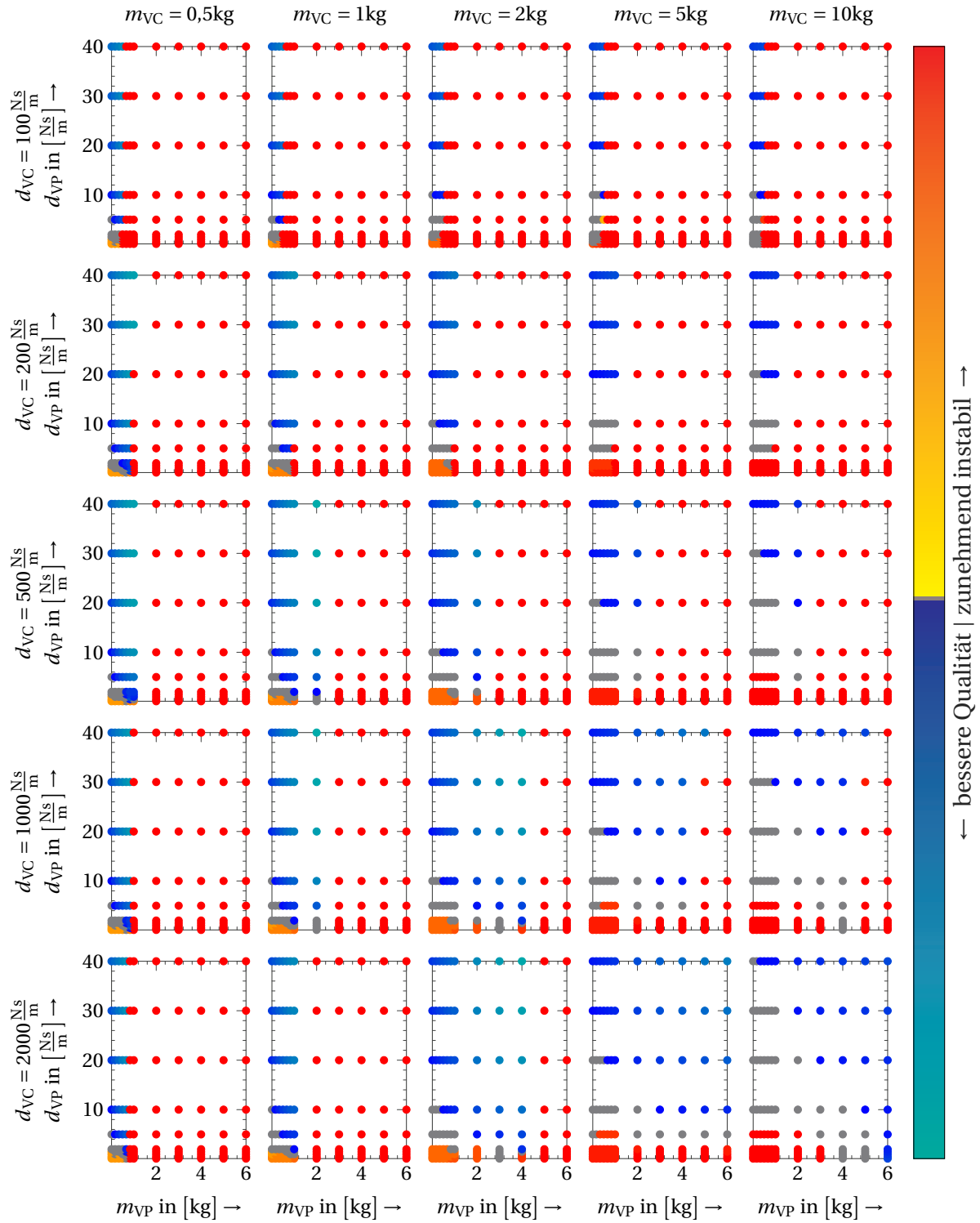


Abb. 4.22.: Stabilitätskarte für Admittanz-HFS und Impedanz-VP mit VC

5. Anwendung

In den Ingenieurwissenschaften existieren für die Entwicklung technischer Systeme eine Vielzahl von Methoden und Werkzeugen. Dabei gibt es stetige Bestrebungen die Methoden zu verbessern, weiterzuentwickeln oder neue zu schaffen. Genauso helfen schrittweise Entwicklungsprozesse bei der systematischen Lösungsfindung [PBF06, S. 10 ff.]. Für die Entwicklung und Auslegung von Getrieben gibt es verschiedene Richtlinien und eine Vielzahl von Berechnungsverfahren. Auch existieren in der Getriebetechnik spezialisierte Konstruktionsprozesse, beispielsweise angelehnt an die VDI 2221 nach [Nie03, S. 11].

Die Motivation dieser Arbeit ist es zum einen, die Entwicklung von insbesondere handbetätigten Mechanismen zu verbessern, indem schnell und einfach virtuelle Prototypen evaluiert werden können, siehe Kapitel 1 und [PAH19; PHC19]. Darüber hinaus wird zum anderen eine neue Methode, die haptische Getriebesynthese, entwickelt, siehe auch [PAH20]. Zusammengefasst werden neue Hilfsmittel für den Konstruktionsprozess von Getrieben bereitgestellt.

Mit den Modellen und Simulationsansätzen aus Kapitel 3 sowie den Regelungsstrategien und der Implementierung aus Kapitel 4 ist die Umsetzung der haptischen Simulation von Getrieben möglich. In diesem Kapitel erfolgt eine Einordnung der haptischen Simulation in den Entwicklungsprozess von Getrieben und eine Diskussion der Anwendungsmöglichkeiten in Abschnitt 5.1. Folgend wird die haptische Synthese in Abschnitt 5.2 entwickelt und vorgestellt.

5.1. Anwendungsszenarien

Das Gesamtsystem der haptischen Simulation stellt sich für den Anwender wie in Abb. 5.1 gezeigt dar. Er hat die Möglichkeit, über das HFS REPLALINK das virtuelle Getriebe haptisch zu erfahren und mit der gleichzeitigen Visualisierung einen guten Gesamteindruck zu erhalten. Zusätzlich besteht die Möglichkeit, das Getriebe während der Simulation über einen Getriebeeditor zu verändern und direkt die Auswirkungen zu evaluieren. Steuerung und Regelung des Systems sorgen dabei jederzeit für einen sicheren Betrieb.

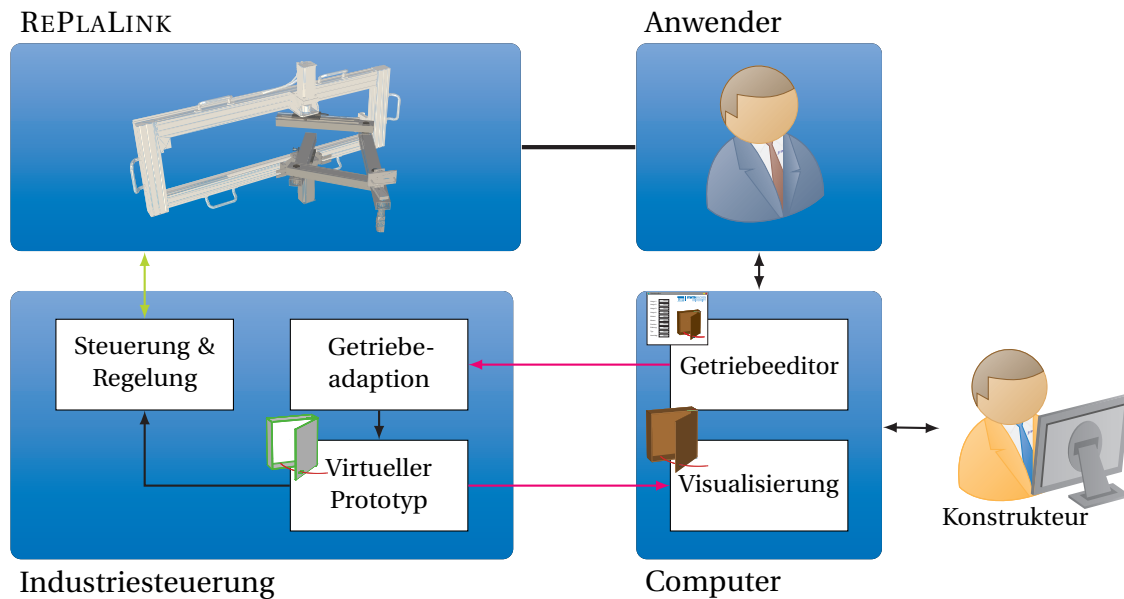


Abb. 5.1.: Systemübersicht für die haptische Simulation

Zunächst wird für die haptische Simulation ein Modell des zu entwickelnden Getriebes benötigt, das mit der Industriesteuerung des HFS simuliert werden kann. Dies ist kein Nachteil, da üblicherweise die Erstellung von Modellen in der Entwicklungsphase auch ohne Fokussierung der haptischen Simulation notwendig ist. Die Modellierung kann über eine Herleitung analog zu Abschnitt 3.2 oder Ansätze zur symbolischen Herleitung von Kinematikgleichungen [KKH97] erfolgen. Ist eine leistungsstärkere SPS vorhanden, ist auch die Verwendung von Simulationssoftware mit automatisierter Generierung von C++ Quellcode möglich, beispielsweise Mathworks Simulink mit der MKS-Umgebung SimMechanics. Aufgrund der überschaubaren Anzahl geeigneter Getriebe für handbetätigte Führungsaufgaben ist es auch denkbar, diese in einer Datenbank zu hinterlegen und lediglich die Komfortfunktionen anzupassen.

Für die Definition der kinematischen und dynamischen Eigenschaften eines Getriebes sind viele Parameter notwendig, vergleiche Abschnitt 3.2. Für die Anpassung eines Getriebes bedeutet dies, dass auch für kleine Modifikationen mehrere Parameter gleichzeitig und zueinander passend zu ändern sind. Auch weil einige Parameter in frühen Phasen der Entwicklung nur abgeschätzt werden, ist es häufig ausreichend, einige der Parameter abzuleiten. Der Getriebeeditor schätzt die Schwerpunktabstände auf halbe Gliedlängen und berechnet auch die Massenträgheitsmomente unter der Annahme gleicher Massenverteilung. Die Massen der Getriebeglieder können über eine Gesamtmasse definiert werden, die dann entsprechend der

Gliedlängen auf das gesamte Getriebe aufgeteilt wird. Für die Feder zur Kraftunterstützung kann ein bistabiles Verhalten mit einer vorgegebenen Kraft am Handgriff $\vec{F}_{BcF,Zielwert}$ erreicht werden, indem die Parameter entsprechend (5.1) bis (5.5) gesetzt werden.

$$\gamma = 0 \quad (5.1)$$

$$l_{E_0P_{c,1}} = \frac{l_{E_0E}}{2} \quad (5.2)$$

$$l_{c,0} = \frac{l_{E_0E}}{2} \quad (5.3)$$

$$\begin{bmatrix} x_{P_{c,0}} \\ y_{P_{c,0}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{E_0} \\ y_{E_0} \end{bmatrix} - 4 \cdot l_{E_0P_{c,1}} \cdot \begin{bmatrix} \cos\left(\frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}\right) \\ \sin\left(\frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}\right) \end{bmatrix} \quad (5.4)$$

$$c_F = \frac{\vec{F}_{BcF,Zielwert}}{\max\left(\left\|\vec{T}_{xy}(\sigma_{\max})\right\|_2; \left\|\vec{T}_{xy}(\sigma_{\min})\right\|_2\right)} \quad (5.5)$$

Der resultierende Kraftverlauf ist als Hodograph für ein Getriebe in Abb. 5.2 gezeigt. Insgesamt müssen damit für ein viergliedriges Getriebe mit Kraftunterstützung und zwei Anschlägen anstatt der 34 Parameter nur noch 18 Parameter vorgegeben werden. Alle weiteren Gleichungen zur Berechnung aller Parameter aus den reduzierten Angaben zeigt Anhang B.1.

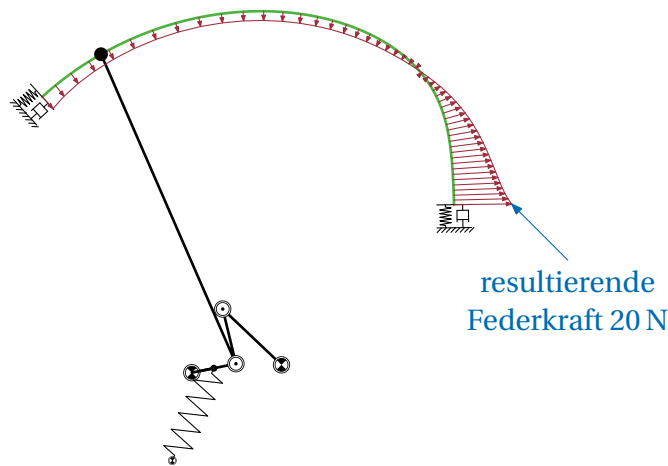


Abb. 5.2.: Hodographen für die wirkende Federkraft

Das Gesamtsystem zur haptischen Simulation lässt sich auf vielfältige Weise im Entwicklungsprozess für Getriebe einsetzen. Einen klassischen Konstruktionsprozess für Mechanismen nach [Nie03, S. 11 ff.] zeigt Abb. 5.3.

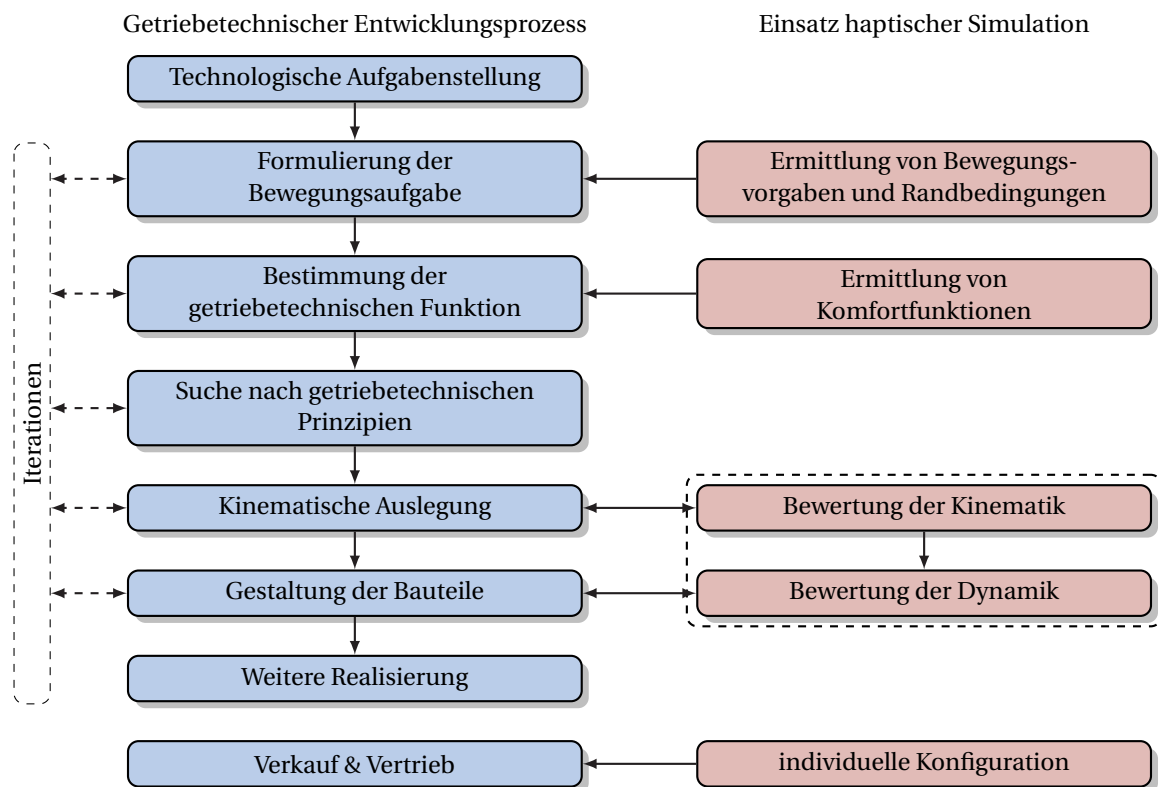


Abb. 5.3.: Einsatz der haptischen Simulation im Entwicklungsprozess (nach [Nie03, S. 11]) von Mechanismen

Zunächst wird die Bewegungsaufgabe anhand grundlegender Angaben zur Getriebestruktur und der Übertragungs- oder Führungsaufgabe definiert. Dies umfasst die Bauform, Anzahl der An- und Abtriebe, Durchlaufsinne der Bahnkurve und weitere Angaben. Dabei kann die haptische Simulation genutzt werden, um Randbedingungen mittels vergleichbarer Simulationen zu ermitteln. Nutzerstudien lassen sich auch für eine große Bandbreite von Testgetrieben schnell durchführen. Bewegungsbahnen können aufgenommen und Nebenbedingungen hinsichtlich Bedienkräften ermittelt werden. Den Einsatz des REPLALINKs für die Durchführung von Studien und die Bewertung der Nutzerposen beim Evaluieren von Getrieben diskutieren [KPH14] und [KPH16]. Die getriebetechnische Funktion wird in einer Funktionsstruktur zusammengefasst, die zur Erfassung von Komfortfunktionen nutzbar ist.

Auf Basis der Bewegungsaufgabe und der getriebetechnischen Funktion werden getriebetechnische Prinzipien ermittelt. Dies umfasst die Struktursynthese des Getriebes, das heißt die Anzahl der Glieder und Gelenke und deren Verbindungen.

Den größten Einfluss hat die haptische Simulation jedoch auf die kinematische Auslegung

und auf die Gestaltung der Bauteile. Bei der kinematischen Auslegung, das heißt der Maßsynthese des Getriebes, werden die Abmessungen der Getriebeglieder bestimmt. Mit Hilfe der haptischen Simulation kann der Einfluss einer Änderung direkt haptisch evaluiert werden. Somit steht von Beginn an die Interaktion mit dem Anwender im Fokus. Die Interpretation von Rechenergebnissen hinsichtlich der Ergonomie entfällt und der Bau von Prototypen ebenfalls. Auch für nicht handbetätigte Getriebe kann die haptische Wahrnehmung der wirkenden Kräfte den Konstrukteur unterstützen.

Zur Simulation ist eine Abschätzung der Massen erforderlich, beispielsweise anhand vergleichbarer Getriebe. Dadurch werden während der haptischen Simulation ungefähre Belastungen der Kinematik ermittelt, die für die Gestaltung der Bauteile verwendet werden können. Nach einer Grobdimensionierung wird die haptische Simulation wiederholt und die dynamischen Eigenschaften des Getriebes bewertet. Komfortfunktionen und Massen können so ausgelegt werden, dass ein hochwertiger und angenehmer Eindruck entsteht. Dabei kann der Konstrukteur selbst das Getriebe ausprobieren oder besser potentielle Nutzer einladen und deren Eindruck in die Entwicklung einbeziehen.

Neben dieser Unterstützung im Konstruktionsprozess, kann eine haptische Simulation auch im Verkauf und Vertrieb angewendet werden. Produkte können leicht durch den Käufer an dessen Wünsche angepasst werden. Bei dem in dieser Arbeit verwendeten Schrank könnten Konfigurationsoptionen die Einbauhöhe, die Federkraftunterstützung, die Dämpfer und die Trägheit der Tür sein. Ein Käufer präferiert eine schwere Haptik und empfindet diese als hochwertig, ein anderer Käufer impliziert mit einer kraftfreien Öffnung eine hohe Qualität. Um nicht sämtliche Varianten vorzuhalten, ließe sich die Konfiguration in den Verkaufsräumen mittels eines HFS simulieren.

5.2. Haptische Synthese

Die haptische Simulation stellt lediglich ein Werkzeug zur haptischen Bewertung von Getrieben dar. Die haptische Benutzerschnittstelle wird eingesetzt, um die Bewegung und die wirkenden Kräfte darzustellen. Darüber hinaus ist jedoch der Zusammenhang zwischen den Getriebeparametern und den ergonomischen Eigenschaften eines Getriebes nur schwer erkennbar.

Das Ziel der haptischen Synthese ist es, direkt die gewünschten haptischen Eigenschaften vorgeben zu können. Weiterhin soll dazu der Handgriff als natürliche Schnittstelle zur Übermittlung dieser Änderungswünsche genutzt werden. Durch diese Vorgehensweise entsteht eine neue Art der Getriebesynthese in einer haptisch-interaktiven Umgebung. In diesem Abschnitt wird das Konzept der haptischen Synthese vorgestellt. Es werden Methoden zur Ableitung von Änderungswünschen entwickelt und die Berechnung von Getrieben, zur Erfüllung der Vorgaben, vorgestellt.

Die haptische Synthese stellt die Übersetzung von Krafteingaben in Getriebeänderungen dar. Dabei müssen verschiedene Verstärkungsfaktoren und Parameter so gewählt werden, dass die haptische Synthese ein positives Nutzererlebnis darstellt. Hierbei unterliegt die Wahl der Parameter auch einer subjektiven Komponente. Geeignete und zumeist experimentell bestimmte Werte werden vorgestellt, diskutiert und bieten einen Anhaltspunkt.

5.2.1. Konzept

Während die haptische Simulation ein Bewertungswerkzeug im klassischen Konstruktionsprozess darstellt, ist die haptische Synthese selbst ein zentrales Element eines modifizierten Prozesses, siehe Abb. 5.4.

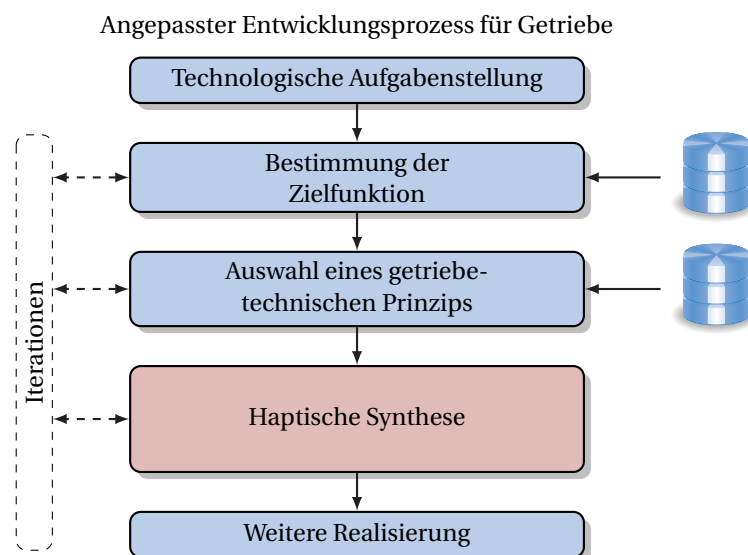


Abb. 5.4.: Einsatz der haptischen Synthese im Entwicklungsprozess von Mechanismen

Auch für die haptische Synthese muss die technologische Aufgabenstellung in eine Bewegungsaufgabe übersetzt werden. Dabei müssen Randbedingungen, beispielsweise Bauraum

oder Genaulagen, in Form einer Zielfunktion definiert werden. Da die Synthese während der Interaktion mit dem virtuellen Prototypen ausgeführt wird, muss zunächst die Struktursynthese durchgeführt werden. Beide Schritte, die Bestimmung der Zielfunktion und die Struktursynthese, ließen sich durch einen entsprechenden Wissensspeicher beziehungsweise vorhandene Simulationsmodelle für verschiedene Getriebestrukturen unterstützen. Aufgrund der großen Verbreitung von viergliedrigen und sechsgliedrigen Getriebestrukturen, wäre es vermutlich für die meisten handbetätigten Getriebe ausreichend, parametrische Modelle dieser Getriebe mit einigen Komfortfunktionen abzulegen. Die Maßsynthese des Getriebes und Festlegung der dynamischen Eigenschaften geschieht folgend in der haptischen Synthese.

Der Kraftsensor am Handgriff des REPLALINKS misst Kräfte und Momente in sechs Achsen, siehe Abb. 5.5 bezüglich der Orientierung der Koordinatensysteme. Die Kräfte $\vec{F}_{RB,x}$ und $\vec{F}_{RB,y}$ lassen sich in einen Tangential- $\vec{F}_{B,t}$ (5.6) und Normalanteil $\vec{F}_{B,n}$ (5.7) relativ zur Koppelkurve einteilen. Der Tangentialanteil und das Moment $\vec{F}_{B,\zeta_z}$ haben einen Einfluss auf die Bewegung des virtuellen Prototyps.

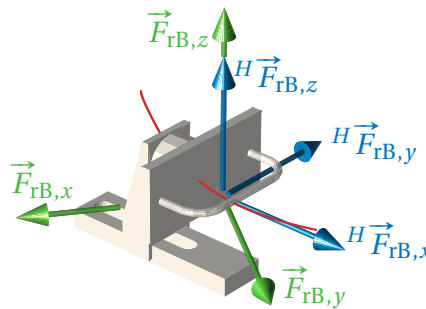


Abb. 5.5.: Koordinatensysteme am Handgriff des REPLALINKS

Damit bleiben die gemessenen Kräfte $\vec{F}_{B,n}$, $\vec{F}_{RB,z}$, ${}^H\vec{F}_{RB,\zeta_x}$ und ${}^H\vec{F}_{RB,\zeta_y}$ übrig, um sie für weitere Interaktionen zu nutzen. Die Momente ${}^H\vec{F}_{RB,\zeta_x}$ und ${}^H\vec{F}_{RB,\zeta_y}$ werden dabei im Koordinatensystem des Handgriffs betrachtet, da aus Anwendersicht die Interaktion in diesem Koordinatensystem stattfindet. Zusätzlich kann auch $\vec{F}_{B,\zeta_z}$ für eine Interaktion genutzt werden, da es dem Anwender möglich ist, über die Tangentialkraft die gewünschte Bewegung zu erzeugen und dennoch ein gezieltes Moment aufzubringen. Andererseits ist es dem Anwender aufgrund des Handgriffs kaum möglich, ein Moment ${}^H\vec{F}_{RB,\zeta_y}$ aufzubringen. Eine Installation weiterer Knöpfe ist möglich, jedoch wird im Rahmen dieses Beitrags nur die haptische Schnittstelle betrachtet.

$$\vec{F}_{B,t} = \frac{\vec{F}_{B,xy}^T \cdot \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \cdot \vec{I}_{xy}}{\|\vec{I}_{xy}\|_2} \quad (5.6)$$

$$\vec{F}_{B,n} = \frac{\vec{F}_{B,xy}^T \cdot \vec{I}_{xy}}{\|\vec{I}_{xy}\|_2} \quad (5.7)$$

Das verwendete viergliedrige Beispielgetriebe, mit Kraftunterstützung und Anschlägen, lässt sich mit einem reduzierten Parametersatz von 18 Werten beschreiben, siehe Abschnitt 5.1. Mittels der haptischen Synthese sollen diese Werte über das Aufbringen von Kräften angepasst werden. Die Interaktion soll dabei möglichst intuitiv gestaltet sein, das heißt, eine natürliche Zuordnung [Nor13, S. 113] aufweisen oder leicht zu erlernen sein. Die Getriebeparameter können zu einzelnen Gruppen zusammengefasst werden, die eine Funktion zur Anpassung des Getriebes beschreiben, siehe Tab. 5.1. Exemplarisch werden im Rahmen dieser Arbeit die fett gedruckten Funktionen umgesetzt.

Tab. 5.1.: Funktionen für die haptische Synthese von Viergliedern

Funktion	Parameter	Zuordnung	Aktivierung
Koppelkurve	$x_{E0} - x_{G0}, y_{E0} - y_{G0},$ $l_{\overline{E_0E}}, l_{\overline{EG}}, l_{\overline{G_0G}}, l_{\overline{EK}}, \vartheta, \varrho$	$\vec{F}_{B,n}, \vec{F}_{rB\zeta_z}$	-
Position im Arbeitsraum	$x_{E0}, y_{E0}, \arctan\left(\frac{y_{E0}-y_{G0}}{x_{E0}-x_{G0}}\right)$	auto.	$2 \times \vec{F}_{rB,z}$
Trägheit	m_{gesamt}	$\vec{F}_{rB,z}$	-
Reibung	$\mu_{C,VP,\{E_0,E,G,G_0\}},$ $\mu_{v,VP,\{E_0,E,G,G_0\}}$	$\vec{F}_{rB,z}$	-
Anschlagsposition max.	σ_{max}	${}^H\vec{F}_{rB\zeta_x}$	Bereich $\mathcal{S}_{\text{max}}$
Härte Anschlag max.	$c_{\mathcal{S},\text{max,soll}}, d_{\mathcal{S},\text{max,soll}}$	$\vec{F}_{rB,z}$	Bereich $\mathcal{S}_{\text{max}}$
Anschlagsposition min.	σ_{min}	${}^H\vec{F}_{rB\zeta_x}$	Bereich $\mathcal{S}_{\text{min}}$
Härte Anschlag min.	$c_{\mathcal{S},\text{min,soll}}, d_{\mathcal{S},\text{min,soll}}$	$\vec{F}_{rB,z}$	Bereich $\mathcal{S}_{\text{min}}$
Federunterstützung	$\vec{F}_{Bc_F,\text{Zielwert}}$	${}^H\vec{F}_{rB\zeta_x}$	-

Die kinematischen Abmessungen des Getriebes, ausgenommen der Lage im Ursprungskoordinatensystem, beschreiben dessen Koppelkurve. Die Modifikation dieser Parameter stellt die Kernfunktion der haptischen Synthese dar. Eine natürliche Zuordnung für die Veränderung der Koppelkurve sind der Normalkraftanteil $\vec{F}_{B,n}$ sowie das Moment $\vec{F}_{rB,\zeta_z}$ zur Verschiebung der Koppelkurve und für eine Anpassung der Ausrichtung des Handgriffs.

Die Lage des Getriebes im Ursprungskoordinatensystem ist keine inhärente Eigenschaft des Getriebes. Dementsprechend sollte das Getriebe automatisiert im Arbeitsraum des REPLALINKS positioniert werden. Um den Anwender jedoch nicht zu überraschen, wird eine Aktivierung über zweimaliges Drücken gefordert. Dabei wird der Doppelklick-Metapher bei Computermäusen gefolgt, um weitere Interaktionen mit derselben Kraftkomponente zu ermöglichen. Die Trägheit des Getriebes wird über die Summe der Massen definiert und über ein Drücken in positiver Richtung der Hochachse $\vec{F}_{\text{IB},z} > 0$ verringert, beziehungsweise in negativer Richtung $\vec{F}_{\text{IB},z} < 0$ erhöht. Für die Reibung könnte eine ähnliche Metapher verwendet werden. Die Anschlagpositionen lassen sich über eine Schraubbewegung, d.h. durch ein Moment ${}^H\vec{F}_{\text{IB},\zeta_x}$, verändern. Da zwei Anschläge existieren, erfolgt die jeweilige Aktivierung über die räumliche Nähe zu einem der Anschläge. Erneut können vergleichbare Zuordnungen für die Federunterstützung oder die Härte der Anschläge entwickelt werden. Neben der aufgeführten Aktivierung einer Funktion, sind auch Schwellwerte zu verwenden, um eine ungewollte Modifikation zu vermeiden. Diese Interaktionsmodalitäten stellen beispielhaft die Verwendung des haptischen Interfaces für die Übermittlung von Informationen dar und sind beispielsweise auch für die Bahnprogrammierung in der Robotik interessant.

Den zyklischen Ablauf der haptischen Synthese stellt Abb. 5.6 dar. Während der haptischen Interaktion mit dem virtuellen Prototypen, wird dauerhaft der Kraftverlauf am Handgriff aufgezeichnet. Wird eine gewünschte Änderung aufgrund einer Aktivierung und einer Überschreitung des entsprechenden Schwellwertes detektiert, muss aus dem gemessenen Kraftverlauf eine spezifische, gewünschte Änderung des Getriebes abgeleitet werden.

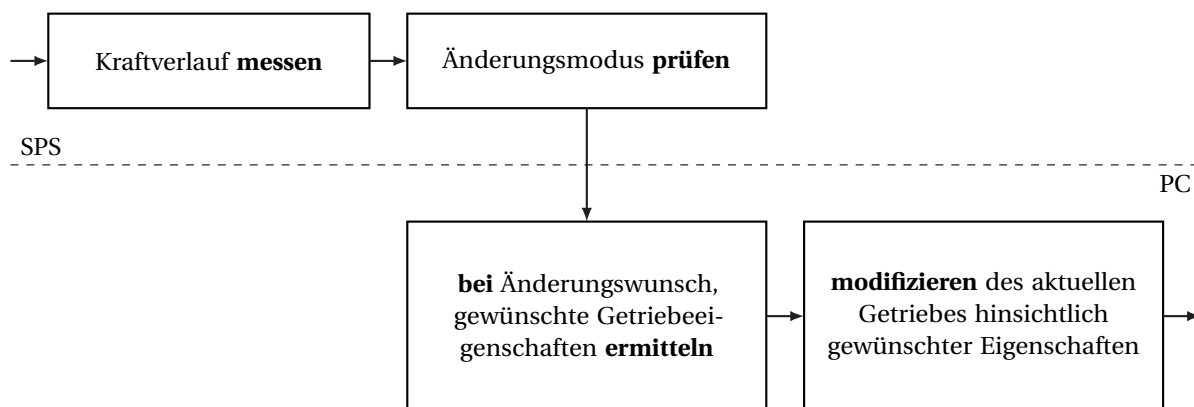


Abb. 5.6.: Ablauf der haptischen Synthese

Anschließend erfolgt eine Modifizierung des aktuellen Getriebes, sodass die neuen Anforderungen erfüllt werden. Es ist auch möglich, dass ein neues Getriebe gefunden wird, das die

neuen Anforderungen erfüllt und dem ursprünglichen Getriebe sehr ähnlich ist. Die Forderung nach ähnlichen Getrieben ist hierbei sehr wichtig, um eine stetige und verständliche Anpassung durch den Anwender zu ermöglichen. In Abb. 5.6 ist angedeutet, dass die Modifikation des Getriebes nicht auf der SPS sondern auf einem separaten PC durchgeführt wird. Aufgrund der begrenzten Rechenkapazität der SPS müssen die Berechnungen ausgelagert werden, siehe Abschnitt 5.2.3.

5.2.2. Änderungswünsche

Das Ableiten der Änderungswünsche des Anwenders umfasst die Messung von Kraftverläufen, die Prüfung hinsichtlich gewünschter Modifikationen und die Quantifizierung der neuen Getriebeeigenschaften.

Messung von Kraftverläufen: Der SPS stehen in jedem Zeitschritt, also alle 1,2ms, neue Messwerte des Kraftsensors zur Verfügung. Um neben der eigentlichen Optimierung auch die aufwendige Auswertung der Kraftverläufe auszulagern, ist eine Übermittlung dieser Messwerte notwendig. Die benötigte Zeit und Rechenkapazität für die Übermittlung von Daten über OPC UA, dem verwendeten Maschine-zu-Maschine Kommunikationsprotokoll, steigt sowohl mit der Anzahl der Werte als auch der Anzahl der Lese- beziehungsweise Schreibabfragen. Daher werden die Messwerte zunächst derart komprimiert, dass mehrere Messwerte zu einem Mittelwert zusammengefasst werden. Weiterhin fragt der PC nur einmal den gesamten Kraftverlauf an, führt die Auswertung sowie die Optimierung durch und sendet das Ergebnis zur SPS. Die Wahl des Zeitraums für die Messung eines Kraftverlaufs ist ein Kompromiss, der auch von der benötigten Zeit für eine Optimierung abhängt. Zum einen soll dem Anwender die Möglichkeit gegeben werden, über einen gewissen Zeitraum Kräfte aufzubringen, die seine Änderungswünsche ausdrücken, zum anderen ist eine schnelle Reaktionszeit des Systems wünschenswert. Zur besseren Nachvollziehbarkeit durch den Anwender, sollten nicht zu viele Optimierungen auf den gleichen Messdaten beruhen. Eine experimentell ermittelte und geeignete Wahl ist ein Zeitraum $T_{\text{mess}} = 1,2\text{ s}$ mit $n_{\text{mess}} = 100$ Messpunkten und somit einer Mittelung von jeweils zehn Werten.

Nach der Übertragung der Messwerte stehen sowohl auf der SPS als auch auf dem PC die Kraftverläufe zur Verfügung und können ausgewertet werden. Ist die Auswertung besonders

einfach, kann diese auch auf der SPS erfolgen. Zunächst sind für jede Funktion der haptischen Synthese Schwellwerte und Bedingungen für die jeweilige Aktivierung zu definieren. In Tab. 5.2 sind diese Bedingungen und das auswertende System für die ausgewählten Funktionen aufgeführt.

Tab. 5.2.: Schwellwerte für die Funktionen der haptischen Synthese

Funktion	System	Bedingung
Position im Arbeitsraum	SPS	$\vec{F}_{\text{rB},z} < -20 \text{ N} \wedge 0,5 \text{ s} > T > 0,1 \text{ s}$
Trägheit	SPS	$ \vec{F}_{\text{rB},z} > 20 \text{ N} \wedge \Delta t > 1,8 \text{ s}$
Koppelkurve	PC	$ \vec{F}_{\text{B},n} > 10 \text{ N} \vee \vec{F}_{\text{rB},\zeta_z} > 1 \text{ Nm}$
Anschlagsposition max.	PC	$ \vec{F}_{\text{rB}\zeta_x} > 1 \text{ Nm} \wedge s_{\mathcal{K},i} > 0,8 \cdot L_{\mathcal{K}}$
Anschlagsposition min.	PC	$ \vec{F}_{\text{rB}\zeta_x} > 1 \text{ Nm} \wedge s_{\mathcal{K},i} < 0,2 \cdot L_{\mathcal{K}}$

Aktivierung der Funktion zur Veränderung der Position im Arbeitsraum & der Trägheit:

Die Bedingungen für die Funktionen zur Veränderung der *Position im Arbeitsraum* und der *Trägheit* werden auf der SPS ausgewertet. Drückt der Anwender kurzzeitig mit einer Kraft unter -20 N senkrecht zur Bewegungsebene, erscheint eine Abfrage auf der Visualisierung zur Platzierung der Koppelkurve im Arbeitsraum des REPLALINKS, die durch erneutes Drücken bestätigt werden kann. Nach Aktivierung dieser Funktion wird dem PC beim nächsten Datenaustausch eine Optimierungsanfrage übermittelt. Durch längeres Drücken mit über $|20 \text{ N}|$ senkrecht zur Bewegungsebene kann der Anwender die Gesamtträgheit des virtuellen Prototyps erhöhen oder verringern. Nachdem die Funktion nach $1,8 \text{ s}$ aktiviert ist, wird die Masse um ein Kilogramm pro $0,42 \text{ s}$ verändert. Hierbei ist keine Optimierung notwendig, sodass die neue Gesamtmasse direkt der Simulation übergeben und dort angepasst wird. Lediglich das Unterschreiten einer minimalen Gesamtmasse ist zu verhindern, um die Stabilität sicherzustellen.

Aktivierung der Funktion zur Veränderung der Koppelkurve & der Anschlagspositionen:

Um ein versehentliches Aktivieren der Funktionen zur Veränderung der *Koppelkurve* oder der *Anschlagpositionen* zu vermeiden, wird ein Schwellwert für die Aktivierung der Funktionen eingeführt, siehe auch Tab. 5.2. Gleichzeitig sollen zu starke Änderungen vermieden werden, wozu ein Sättigungswert verwandt wird. Die Funktion zur Berücksichtigung von Schwell- und Sättigungswert zeigt (5.8). Weiterhin ist davon auszugehen, dass gegensätzliche Wünsche innerhalb einer Optimierung unbeabsichtigt sind, sodass nur die Messwerte seit dem letzten

Nulldurchgang verwendet werden. Zusammengefasst zeigt Abb. 5.7 den gültigen Bereich zur Erfassung von Änderungswünschen und die Abbildung der gemessenen Werte $\vec{F}_{B,n}$ auf $\vec{F}_{B,n,ss}$. Analog gilt dies auch für die Momente $^H\vec{F}_{rB,\zeta_x}$ und $\vec{F}_{rB,\zeta_z}$.

$$u_{ss} = \text{sgn}(u) \cdot \max(\min(|u|, u_{\text{Sättigung}}) - u_{\text{Schwell}}; 0) \quad (5.8)$$

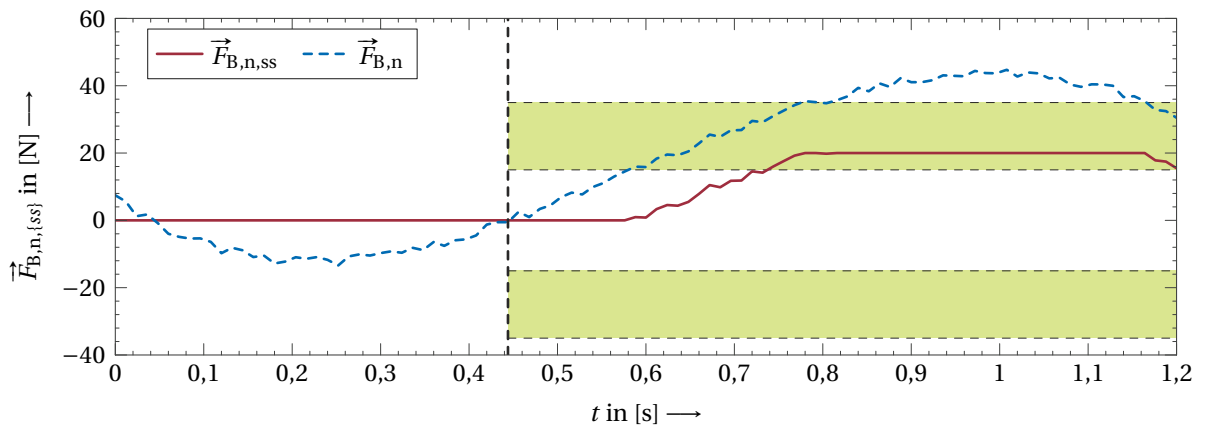


Abb. 5.7.: Schwell- und Sättigungswerte zur Auswertung von Kraft- und Momentenverläufen

Die unbeabsichtigten Normalkräfte sind bei hohen Tangentialkräften oder einer für den Anwender unklaren Bewegungsrichtung ebenfalls hoch. Ursachen sind Koppelkurven mit schlechtem Übertragungsverhältnis, starke Krümmungen oder zur Bewegungsrichtung rotierte Handgriffe. Damit auch in diesen Fällen keine unbeabsichtigten Änderungen auftreten, wird der dynamische Schwellwert (5.9) für die Normalkräfte eingeführt.

$$\vec{F}_{B,n,Schwell} = \max\left(\left|\vec{F}_{B,t}\right| \cdot \tan(30^\circ); 15 \text{ N}\right) \quad (5.9)$$

Als zusätzliche Bedingung für die Aktivierung der Funktion zur Veränderung der Anschlagpositionen, wird die Nähe zu dem jeweiligen Anschlag überprüft. Es wird der Bahnparameter s_K entlang der Koppelkurve eingeführt, ausgehend vom Anschlag mit dem kleineren Antriebswinkel. Die Gesamtlänge der Koppelkurve ist L_K und entspricht dem Bahnparameter beim maximalen Anschlag $s_K(\sigma_{\max})$. Es werden für die Verschiebung der Anschläge nur

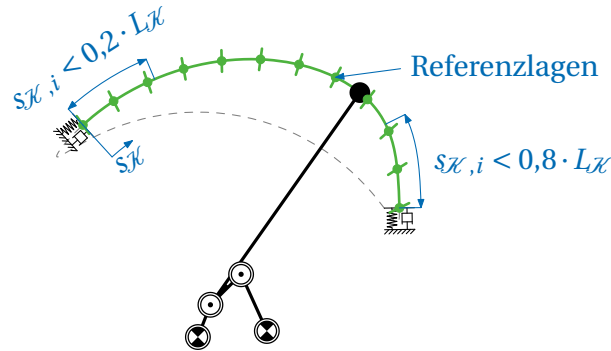


Abb. 5.8.: Bogenlänge $s_{\mathcal{K}}$, Referenzlagen sowie die Bereiche um $\mathcal{S}_{\min}$ und $\mathcal{S}_{\max}$

Messwerte berücksichtigt, die weniger als einen gewissen Abstand, beispielsweise 20 % der Bahnlänge, vom Anschlag entfernt sind, siehe Abb. 5.8.

Bevor die optimierungsbasierte Maßsynthese durchgeführt werden kann, müssen auch für die Funktionen zur Veränderung der Koppelkurve und der Anschläge die Änderungswünsche quantifiziert werden. Dies erfordert eine Beschreibungsform unabhängig von den aktuellen kinematischen Parametern des VP. Dementsprechend wird die Koppelkurve durch n_{ref} diskrete Referenzlagen $\vec{p}_{K,\text{ref}}$ beschrieben, die äquidistant entlang der Koppelkurve verteilt sind, siehe Abb. 5.8. Nun ist aus den um Schwell- und Sättigungswert bereinigten Messwerten $\vec{F}_{B,n,ss}$, $\vec{F}_{rB,z,ss}$ sowie ${}^H\vec{F}_{rB,x,ss}$ die Modifikation dieser Referenzlagen abzuleiten.

Quantifizierung von Koppelkurvenänderungen: Das intuitive Bearbeiten von Kurven allgemeiner Art ist aus Vektorprogrammen oder Software zur Modellierung bekannt. Dabei werden Geometrieobjekte häufig über diskrete Knoten beschrieben, die durch den Anwender manipuliert werden können. Dabei wirkt sich die Manipulation eines Knotens auch auf die umgebenden Knoten aus. Die Beeinflussung ist charakterisiert durch den Einflussradius bzw. eine Abklingfunktion, die die Verschiebung in Abhängigkeit des Abstands zum manipulierten Knoten ausdrückt. Dieses Verfahren kann als gedämpfte Auswahlstrategie bezeichnet werden. Die Anwendung in der dynamisch-interaktiven Getriebesynthese zeigen [BCT15]. Auch für die haptische Synthese ist diese Bearbeitungsstrategie sinnvoll und soll für die Modifikation der Koppelkurve angewendet werden.

Zur Implementierung der gedämpften Auswahlstrategie für die haptische Synthese wird zunächst der Schwerpunkt $s_{\mathcal{K},S}$ der Kräfte $\vec{F}_{B,n,ss}$ bestimmt (5.10). An diesem Punkt lässt

sich die Verschiebung der Referenzlagen Δr mit dem Verstärkungsfaktor $K_{\Delta r}$ und der durchschnittlich aufgebrachten Kraft berechnen (5.11). Experimente zeigen, dass eine geeignete Wahl des Verstärkungsfaktors $K_{\Delta r} = 2,7 \frac{\text{mm}}{\text{N}}$ sind.

$$\mathcal{S}_{\mathcal{K},S} = \frac{\sum_{i=1}^{n_{\text{mess}}} \vec{F}_{B,n,ss,i} \cdot \mathcal{S}_{\mathcal{K},i}}{\sum_{i=1}^{n_{\text{mess}}} \vec{F}_{B,n,ss,i}} \quad (5.10)$$

$$\Delta r_{\text{max}} = K_{\Delta r} \cdot \frac{\sum_{i=1}^{n_{\text{mess}}} \vec{F}_{B,n,ss,i}}{n_{\text{mess}}} \quad (5.11)$$

Als Abklingfunktion des Betrags der Verschiebungen wird eine lineare Funktion gewählt, da diese für den Anwender gut nachvollziehbar und durch den PC effizient auswertbar ist. Die Breite der linearen Abklingfunktion wird zu jeder Seite jeweils mit dem Schwerpunkt und dem Verstärkungsfaktor $K_{b_{\Delta r}}$ bestimmt, siehe (5.12) bzw. (5.13). Ein geeigneter Verstärkungsfaktor von $K_{b_{\Delta r}} = 4$ bedeutet bei konstanter Normalkraft und Geschwindigkeit eine doppelte Änderungsbreite relativ zum zurückgelegten Weg.

$$b_{\Delta r}^- = K_{b_{\Delta r}} \cdot \left(\mathcal{S}_{\mathcal{K},S} - \frac{\sum_{i=1}^{i_{\mathcal{K},S}} \vec{F}_{B,n,ss,i} \cdot \mathcal{S}_{\mathcal{K},i}}{\sum_{i=1}^{i_{\mathcal{K},S}} \vec{F}_{B,n,ss,i}} \right) \quad (5.12)$$

$$b_{\Delta r}^+ = K_{b_{\Delta r}} \cdot \left(-\mathcal{S}_{\mathcal{K},S} + \frac{\sum_{i=i_{\mathcal{K},S}}^{n_{\text{mess}}} \vec{F}_{B,n,ss,i} \cdot \mathcal{S}_{\mathcal{K},i}}{\sum_{i=i_{\mathcal{K},S}}^{n_{\text{mess}}} \vec{F}_{B,n,ss,i}} \right) \quad (5.13)$$

Insgesamt berechnen sich die Verschiebungen der einzelnen Referenzlagen damit zu (5.14). Abbildung 5.9a zeigt einen gemessenen Kraftverlauf, den abgeleiteten Kraftverlauf und die resultierenden Verschiebungen.

$$\Delta r_i = \begin{cases} \Delta r_{\text{max}} \cdot \frac{\max(1 - (\mathcal{S}_{\mathcal{K},S} - \mathcal{S}_{\mathcal{K},i}); 0)}{b_{\Delta r}^-} & \mathcal{S}_{\mathcal{K},i} < \mathcal{S}_{\mathcal{K},S} \\ \Delta r_{\text{max}} \cdot \frac{\max(1 - (-\mathcal{S}_{\mathcal{K},S} + \mathcal{S}_{\mathcal{K},i}); 0)}{b_{\Delta r}^+} & \mathcal{S}_{\mathcal{K},i} > \mathcal{S}_{\mathcal{K},S} \end{cases} \quad (5.14)$$

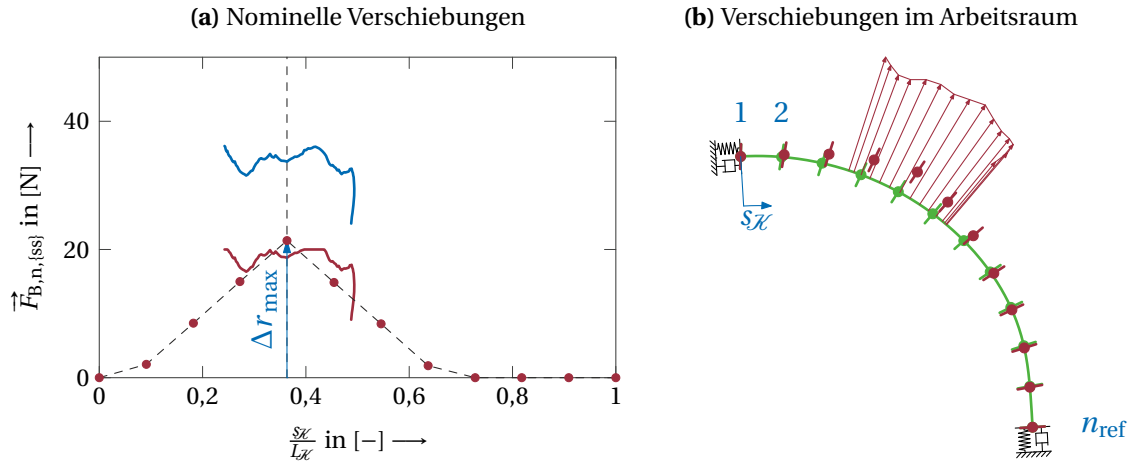


Abb. 5.9.: Referenzkoppelkurve und Verschiebungen der Referenzlagen infolge eines gemessenen Kraftverlaufs

Analog zu dieser Berechnung werden auch die Verdrehungen der einzelnen Referenzlagen $\Delta\varrho_i$ durch Auswertung des Moments $\vec{F}_{rB\zeta_z}$ bestimmt. Versuche zeigen, dass als Verstärkungsfaktoren $K_{\Delta\varrho} = 0,18 \frac{\text{rad}}{\text{Nm}}$ und $K_{b_{\Delta\varrho}} = 4$ gewählt werden können. Nachfolgend müssen aus diesen skalaren Verschiebungen und Verdrehungen die gewünschten Referenzposen zur Beschreibung der Koppelkurve eines neuen Getriebes bestimmt werden. Bei stark gekrümmten Koppelkurven kann, aufgrund der gedämpften Auswahlstrategie, die Verwendung des Normalenvektors eines jeden Referenzpunktes zu einer Verschiebung zur Kraft entgegengesetzt erfolgen. Um dem vorzubeugen, werden jeweils Mittelwerte der Normalenvektoren des Referenzpunktes und des Kraftschwerpunktes gebildet. Die Berechnung der Wunschposen erfolgt nun mit (5.16). Für das gegebene Beispiel sind die verschobenen und rotierten Wunschposen in Abb. 5.9b dargestellt.

$$\vec{n}_{K,i} = \frac{\begin{pmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{pmatrix} \cdot \vec{I}_{xy,i}}{\|\vec{I}_{xy,i}\|_2} \quad (5.15)$$

$$\vec{p}_{K,W,i} = \vec{p}_{K,\text{ref},i} + \begin{bmatrix} \Delta r_i \cdot \frac{\vec{n}_{K,i} + \vec{n}_{K,S}}{2} \\ \Delta\varrho \end{bmatrix} \quad (5.16)$$

Quantifizierung von Anschlagsänderungen: Auch für die Berechnung der Verschiebung der Anschlagspositionen (5.17) wird der Mittelwert der Messwerte, bereinigt um die Schwell- und Sättigungswerte, verwendet. Versuche zeigen, dass der Verstärkungsfaktor $K_{\Delta s} = 0,11 \frac{\text{m}}{\text{Nm}}$

ein Wert ist, mit dem sich Änderungswünsche mit einer ausreichenden Sensitivität ausdrücken lassen. Ein negatives Vorzeichen entspricht einer Verkürzung der Koppelkurve und ein positives Vorzeichen einer Verlängerung. Wie beschrieben, hängt die Wahl des zu verändernden Anschlags vom Abstand zu ebendiesem während der Kraftmessung ab.

$$\Delta s_{\mathcal{K},\{\min,\max\}} = K_{\Delta s} \frac{\sum_{i=1}^{n_{\text{mess}}} H \vec{F}_{B\zeta_{x,SS,i}}}{n_{\text{mess}}} \quad (5.17)$$

Eine Verkürzung der Koppelkurve ist leicht umzusetzen, da die kinematischen Getriebeparameter nicht verändert werden müssen. Lediglich der entsprechende Anschlag wird entlang der Bahnkurve um den zuvor berechneten Wert verschoben. Da der Anwender den weiteren Verlauf der Koppelkurve hinter den Anschlägen nicht kennt, sollte eine Verlängerung hingegen nicht entlang derselben, sondern in Richtung der Tangentialvektoren an den Anschlägen erfolgen. Dementsprechend kann eine Verlängerung der Koppelkurve nicht mit dem gleichen Getriebe realisiert werden. Das neue Getriebe wird ebenfalls in der optimierungsbasierten Maßsynthese bestimmt, sodass zunächst Wunschposen zu berechnen sind. Je nachdem, welcher Anschlag verändert wird, erfolgt die Berechnung der ersten beziehungsweise der letzten Wunschpose mit (5.19) und den Tangentialvektoren nach (5.18). Alle weiteren Wunschposen werden entlang der bestehenden Koppelkurve äquidistant verteilt.

$$\vec{t}_{K,i} = \frac{(\vec{I}_{xy,i})}{\|\vec{I}_{xy,i}\|_2} \quad (5.18)$$

$$\vec{p}_{K,W,\{1,n_{\text{ref}}\}} = \vec{p}_{K,\text{ref},\{1,n_{\text{ref}}\}} + \begin{bmatrix} \Delta s_{\mathcal{K},\{\min,\max\}} \cdot \vec{t}_{K,\{1,n_{\text{ref}}\}} \\ \Delta \varrho_{\{1,n_{\text{ref}}\}} \end{bmatrix} \quad (5.19)$$

5.2.3. Optimierungsbasierte Maßsynthese

Die Synthese, das heißt die Auslegung ungleichförmig übersetzender Getriebe, gliedert sich in zwei Phasen: Die Struktursynthese und die Maßsynthese. Bei der Struktursynthese werden die Bauform, die Art der Glieder und Gelenke sowie die Anzahl der verschiedenen Elemente festgelegt. Darauffolgend werden in der Maßsynthese die Abmessungen der Glieder bestimmt und damit die Kinematik des Getriebes definiert. Die Kinematik eines

viergliedrigen Getriebes, wie es in Abschnitt 3.2 vorgestellt wird, ist durch zehn Parameter, aufgeführt in (3.64), definiert. Folglich gibt es bei der Maßsynthese eines solchen Getriebes zehn Freiheitsgrade, die zur Vorgabe unterschiedlicher geometrischer Randbedingungen nutzbar sind. Beispielsweise können die Gestellgelenke mit vier Vorgaben sowie drei Lagen der Koppel exakt vorgegeben werden. Je Koppellage werden dabei drei Vorgaben gemacht sowie ein zusätzlicher Freiheitsgrad in Form des Antriebswinkels hinzugefügt. Alternativ können auch fünf Lagen der Koppel ohne weitere Randbedingungen vorgegeben werden. Für die verschiedenen Kombinationen von Vorgaben existieren Verfahren zur geometrischen oder analytischen Berechnung der Getriebeparameter, siehe [KCH15, S. 125 ff.] oder [UMB04, S. 458 ff.]. Ebenfalls ist es möglich, ein Gleichungssystem mit allen geometrischen Vorgaben aufzustellen und zu lösen.

Sollen noch mehr Randbedingungen vorgegeben werden, ist eine exakte, analytische Lösung nicht mehr möglich. Es kann stattdessen versucht werden, die Randbedingungen im Rahmen eines Optimierungsproblems möglichst gut anzunähern. Dabei bietet die Formulierung als Optimierungsproblem viele Freiheiten. Über die Formulierung einer zu minimierenden Zielfunktion, lassen sich ganz unterschiedliche Forderungen abbilden und zueinander gewichten. So besteht die Möglichkeit, einige Lagen exakt vorzugeben, andere innerhalb einer definierten Toleranz und weitere Vorgaben zur Kraftübertragung anzugeben. Wichtig ist dabei, dass das Ergebnis lediglich eine Annäherung und nur das Optimum im Rahmen der definierten Zielfunktion darstellt. Für die haptische Synthese wird die optimierungsbasierte Maßsynthese angewendet, um eine Koppelkurve über mehr Posen anzunähern und so vielfältige Modifikationen zu erlauben.

Formal ist ein Optimierungsproblem (5.20) nach [NW00, S. 2 ff.] die Minimierung einer Zielfunktion $f(x)$ durch Variation der Variablen x unter Erfüllung der Nebenbedingungen. Neben weiteren Merkmalen, kann die Lösung eines Optimierungsproblems, kurz Optimierung, in globale und lokale Optimierungen eingeteilt werden. Lokale Optimierungsverfahren finden ein lokales Minimum der Funktion $f(x)$, das heißt einen Punkt, an dem der Funktionswert kleiner ist als an allen umliegenden Punkten. Dies ist bei nicht-konvexen Problemen in der Regel nicht das globale Optimum. Lokale Verfahren finden jedoch sehr schnell eine Lösung. Allerdings können lokale Minima deutlich schlechter sein als das globale Optimum, sodass aufwendigere, globale Verfahren einzusetzen sind.

$$\min_{x \in \mathbb{R}^n} f(x) \quad \text{unter den Bedingungen} \quad \begin{cases} c_i(x) = 0 & i \in \mathcal{E} \\ c_i(x) \geq 0 & i \in \mathcal{I} \end{cases} \quad (5.20)$$

Optimierung in der Getriebetechnik: Für die optimierungsbasierte Maßsynthese ist die Überführung der Bewegungsaufgabe mit Randbedingungen in ein Optimierungsproblem notwendig. Bei Punktführungsaufgaben wird als Zielfunktion häufig die Quadratsumme der euklidischen Abstände zwischen den vorgegebenen und den generierten Lagen verwendet [BCT15; CTN13; DS08; LMH09; PPV11]. Für die Ebenenführung, also die Vorgabe von Posen, muss ebenfalls die Quadratsumme des Orientierungsfehlers berücksichtigt werden [GM12; NP01; PPV11]. Hierbei wird ein grundlegendes Problem bei der Formulierung von Zielfunktionen deutlich: Der Vergleich bzw. die Gewichtung von Größen unterschiedlicher Einheit ist vorab zu definieren. Das heißt, eine Orientierung ist derart zu skalieren, dass sie für den gegebenen Anwendungsfall mit Strecken vergleichbar ist. Den vorgegebenen Posen können auch Antriebswinkel zugeordnet werden [NP01; MG12], dann ist auch dieser in die Zielfunktion aufzunehmen. Sind die Antriebswinkel beliebig, müssen sie bei der Lösung des Optimierungsproblems berechnet werden und sind daher ebenfalls Optimierungsvariablen [PPV11].

Der Aufwand, ein Optimierungsproblem zu lösen, steigt mit der Anzahl der Variablen an. Daher ist es erstrebenswert, ein Problem derart zu formulieren, dass möglichst wenig Optimierungsvariablen nötig sind. Bei der Vorgabe von Posen einer Koppelkurve, können diese relativ zueinander beschrieben werden. Somit werden die drei Optimierungsvariablen zur Definition der Position und Orientierung des Getriebes im Weltkoordinatensystem eingespart [SVG04; SGV06]. Weitere Möglichkeiten zur Reduzierung der Optimierungsvariablen zeigen [VY01; LX05; SD07; NCB15] unter der Verwendung von Skalierung, Harmonischen oder Änderungsfunktionen. Verschiedene Möglichkeiten zur Formulierung von Koppelkurven-Optimierungsproblemen vergleichen und diskutieren [GM12].

Bei der Optimierung von Koppelkurven müssen verschiedene Nebenbedingungen berücksichtigt werden, um das eigentlich gewünschte Getriebe zu erhalten. Die Koppelkurve eines viergliedrigen Getriebes ist bekanntermaßen eine algebraische Kurve sechster Ordnung und die mathematische Minimierung einer Abstandsfunktion stellt lediglich sicher, dass die gewünschten Posen nahe dieser Kurve liegen. Es ist nicht sichergestellt, dass die Posen in

der richtigen Reihenfolge und in der gleichen Zusammenbaulage des Getriebes durchlaufen werden. Dementsprechend bietet es sich bei der Optimierung an, die Reihenfolge als Nebenbedingung einzuführen [SD07; PPV11]. Eine Überprüfung auf Singularitäten [BCT15] oder die Umlauffähigkeit der Kurbel [GM12; NCB15] ist möglich. Zusätzlich können Längenverhältnisse [MG12], ein zulässiger Bauraum [SD07; BCT15] oder günstige Übertragungswinkel [DS08] gefordert werden.

In der Getriebetechnik angewendete Optimierungsverfahren sind unter anderem lokale, gradientenbasierte Verfahren, die einen Startwert für die Getriebeparameter benötigen [SGV06; CTN13; BCT15]. Demgegenüber werden auch globale Optimierungsverfahren angewendet, beispielsweise genetische [LMH09; MGD09], evolutionäre [BD12; GM12; MG12] oder partikelbasierte Algorithmen [SD07; DS08].

Optimierungsbasierte haptische Synthese: Die Übersetzung von Krafteingaben des Anwenders in eine Bewegungsaufgabe zeigt Abschnitt 5.2.2. Für die haptisch-interaktive Getriebesynthese muss diese in ein Optimierungsproblem überführt und dieses anschließend gelöst werden. Als Zielfunktion (5.21) wird die Summe der Vektornormen der Differenz zwischen den gewünschten und den berechneten Posen des Koppelpunkts verwendet. Dazu werden sowohl die gewünschten, als auch die berechneten Posen auf deren Zentren, d.h. deren geometrischen Schwerpunkt, (5.22) bzw. (5.23) bezogen, siehe Abb. 5.10a.

$$f_{\text{HS}}(\vec{x}_{\text{opt}}) = \frac{1}{n_{\text{ref}}} \cdot \sum_{i=1}^{n_{\text{ref}}} \left\| \begin{bmatrix} 1 & 1 & K_{\sigma} \end{bmatrix} \cdot ((\vec{p}_{K,i} - \vec{p}_{K,Z}) - (\vec{p}_{K,W,i} - \vec{p}_{K,Z,W})) \right\|_2^2 \quad (5.21)$$

$$\vec{p}_{K,Z,W} = \frac{1}{n_{\text{ref}}} \cdot \sum_{i=1}^{n_{\text{ref}}} \vec{p}_{K,W,i} \quad (5.22)$$

$$\vec{p}_{K,Z}(\vec{x}_{\text{opt}}) = \frac{1}{n_{\text{ref}}} \cdot \sum_{i=1}^{n_{\text{ref}}} \vec{p}_{K,i} \quad (5.23)$$

Nachteilig bei der Reduzierung der Optimierungsvariablen ist die fehlende Möglichkeit, Nebenbedingungen für diese reduzierten Variablen anzugeben. Daher werden die Orientierung sowie die Skalierung des Getriebes bewusst als Variablen beibehalten, obwohl eine Reduzierung möglich wäre. Die Normierung des Optimierungsproblems durch Verschiebung und Rotation zeigt Abb. 5.10b.

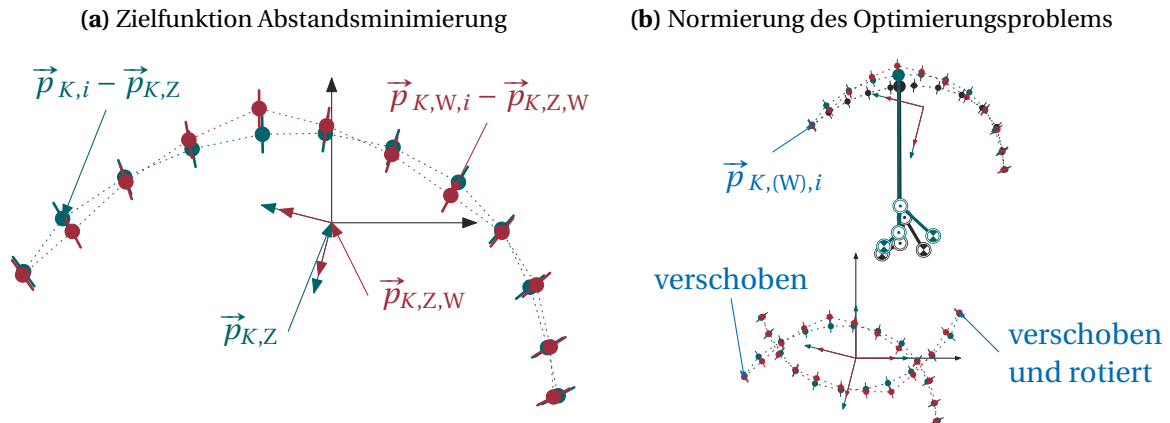


Abb. 5.10.: Normieren der Wunsch- und Optimierungsposen

Hierdurch wird die Zahl der Optimierungsvariablen insgesamt um zwei reduziert, da die Position im Weltkoordinatensystem nicht durch die Optimierung bestimmt werden muss. Die kinematischen Längen sowie die Orientierung des Getriebes und die Antriebswinkel für die Referenzposen verbleiben als Optimierungsvariablen (5.24). Um einen Vergleich zwischen Längen und Winkeln zu ermöglichen, werden Winkel um den Faktor (5.25) skaliert. Aus der gerade wahrnehmbaren Winkeldifferenz in den Gelenken des menschlichen Hand-Arm-Systems nach [HS04], kann die Positions- und Winkelauflösung des Menschen berechnet werden. In mittlerer Armdistanz sind 8mm und im Handgelenk 2,5° unterscheidbar, woraus hier der Faktor (5.25) bestimmt wird. Alternative Möglichkeiten zur Formulierung der Zielfunktion zeigt [AP18, S. 49 ff.].

$$\vec{x}_{\text{opt}} = \left[l_{E_0 G_0} \arctan\left(\frac{y_{G_0} - y_{E_0}}{x_{G_0} - x_{E_0}}\right) l_{E_0 E} l_{EG} l_{G_0 G} l_{EK} \vartheta \varrho \sigma_{10,1} \dots \sigma_{10,n_{\text{ref}}} \right]^T \quad (5.24)$$

$$K_{\sigma} = \frac{8 \text{ mm}}{2,5^{\circ}} = 0,034 \frac{\text{m}}{\text{rad}} \quad (5.25)$$

Damit die optimierte Koppelkurve der gewünschten Kurve im haptischen Sinn ähnlich ist, müssen neben der Zielfunktion die im Folgenden beschriebenen, weiteren Randbedingungen erfüllt werden. Zudem muss sichergestellt sein, dass ein gültiges Getriebe erstellt wird. Durch Nebenbedingungen kann der Suchraum für die Optimierungsvariablen derart eingeschränkt werden, dass diese Kriterien erfüllt sind. Insgesamt werden folgende Anforderungen an ein gültiges Getriebe gestellt: Alle Posen müssen im gleichen *Bewegungsbereich* und in der gleichen *Zusammenbauanlage* liegen; Es sollten keine *Singularitäten* auftreten; Alle

Posen müssen in der korrekten *Reihenfolge* durchlaufen werden; *Diskretisierungsdefekte* sind auszuschließen; Die Lösung sollte in einem gewünschten *Wertebereich* liegen; Die Koppelkurve muss im *Arbeitsraum* des REPLALINKS liegen.

Nicht immer ist das Getriebeglied I des virtuellen Prototyps umlauffähig. Die Umlauffähigkeit ist nur gegeben, wenn es sich beim Glied I um das kürzeste Getriebeglied handelt und der Satz von Grashof (5.26) erfüllt ist [KCH15, S. 35]. Andernfalls ergeben sich ein oder zwei gültige Bewegungsbereiche für Glied I, begrenzt durch die Deck- bzw. Strecklage der Glieder II und III. Der Antriebswinkel, der diesen Grenzstellungen zugeordnet ist, kann mit (5.29) und den Streck- bzw. Decklängen (5.27) und (5.28) mit dem Winkel $\sigma_S = 0^\circ$ berechnet werden. Die Lösungen entsprechen den Schnittpunkten der gestrichelten Kreise in Abb. 5.11 und die gültigen Bewegungsbereiche sind grün bzw. hellgrün markiert.

$$l_{\min} + l_{\max} < l' + l'' \quad (5.26)$$

$$l_{\text{Streck}} = \sqrt{l_{EG}^2 + l_{G_0G}^2 - 2 \cdot l_{EG} \cdot l_{G_0G} \cdot \cos(\sigma_S)} \quad (5.27)$$

$$l_{\text{Deck}} = \sqrt{l_{EG}^2 + l_{G_0G}^2 - 2 \cdot l_{EG} \cdot l_{G_0G} \cdot \cos(2 \cdot \pi - \sigma_S)} \quad (5.28)$$

$$\sigma_{10, \{\text{Deck}, \text{Streck}\}} = \pm \arccos \left(\frac{l_{E_0G_0}^2 + l_{E_0E}^2 - l_{\{\text{Deck}, \text{Streck}\}}^2}{2 \cdot l_{E_0G_0} \cdot l_{E_0E}} \right) + \arctan \left(\frac{y_{G_0} - y_{E_0}}{x_{G_0} - x_{E_0}} \right) \quad (5.29)$$

Alle Referenzposen $\vec{p}_{K,i}$ der Optimierungslösung müssen sich auf dem gleichen Teil der Koppelkurve befinden, der dem ausgewählten Bewegungsbereich entspricht. Die reellen Lösungen der Koppelkurve teilen sich bei Getrieben mit einem umlauffähigen Glied in zwei geschlossene Kurven auf, siehe Abb. 5.11 mit umlauffähiger Koppel. Hier sind die geschlossenen Kurven jeweils einem Bewegungsbereich des Glieds I zugeordnet. Im Fall einer geschlossenen Kurve, bei nicht-umlauffähigen Getrieben, sind den Bewegungsbereichen Teile derselben Kurve zuzuordnen.

Neben den Bewegungsbereichen des Glieds I, sind die Zusammenbaulagen von Glied II und Glied III zu unterscheiden. Das sind die beiden Lösungen der quadratischen Gleichungen (3.68) und (3.70), die durch Addition bzw. Subtraktion des Wurzelterms berechnet werden. Durch die Umlauffähigkeit des Glieds II bei dem Getriebe in Abb. 5.11, sind dort beide Zusammenbaulagen Teil einer Kurve. Beim Durchlaufen der Verzweigungslagen, das sind

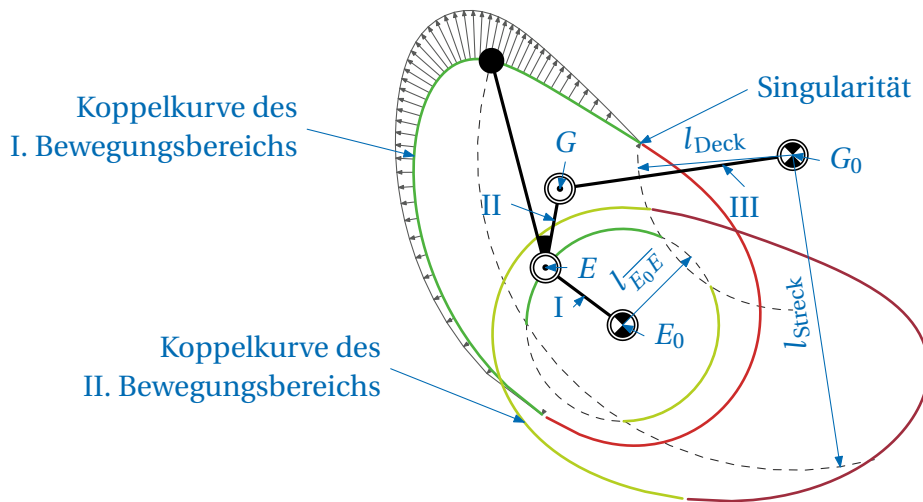


Abb. 5.11.: Koppelkurven eines Getriebes in verschiedenen Bewegungsbereichen des Getriebeglieds I

die Deck- bzw. Strecklage, kann zwischen den beiden Lösungen gewechselt werden. Bei anderen Getrieben ist dieser Wechsel nicht möglich, sodass zunächst ein Demontieren nötig ist. In Abb. 5.11 sind die Zusammenbauten jeweils grün bzw. rot auf der Koppelkurve unterschieden. Im Allgemeinen müssen alle Referenzposen der Optimierungslösung in der gleichen Zusammenbauage erreicht werden. Auch im vorliegenden Sonderfall ist es zur Vermeidung der Verzweigungslage wünschenswert, alle Referenzposen in der gleichen Zusammenbauage zu erreichen.

Die Verzweigungslagen stellen Singularitäten dar. Der Hodograph über dem ausgewählten Teil der Koppelkurve zeigt die Inverse der Vektornorm von $\vec{T}_{xy}$, das heißt, die Übersetzung einer Anwenderkraft in eine Bewegung des Getriebes (5.30). In den Singularitäten ist die Übersetzung unendlich und bereits eine geringe Kraft führt zu einer hohen Beschleunigung des Getriebes. Für einen sicheren Betrieb des HFS und eine spätere konstruktive Umsetzung des Getriebes, sollten Singularitäten vermieden werden. Dazu wird in (5.27) und (5.28) ein Winkel $\sigma_S = 15^\circ$ eingeführt, um die Bewegungsbereiche entsprechend zu verkleinern und einen ausreichenden Abstand zu den Singularitäten zu gewährleisten. Dennoch sind große Unterschiede im Übersetzungsverhältnis entlang der Koppelkurve möglich. Diese können dazu führen, dass das Getriebe in bestimmten Bereichen der Koppelkurven nur durch sehr hohe Kräfte bewegt werden kann. Derartige Getriebe sind in der Regel nicht gewünscht, sodass eine obere Schranke für den Quotienten zwischen maximaler bzw. minimaler und durchschnittlicher Kraftübersetzung gefordert werden sollte (5.30).

$$i_{\text{Kraft}} = \frac{1}{\|\vec{I}_{xy}\|_2} \quad (5.30)$$

$$6 \leq \max \left(\frac{\max(i_{\text{Kraft}})}{\overline{i_{\text{Kraft}}}}; \frac{\overline{i_{\text{Kraft}}}}{\min(i_{\text{Kraft}})} \right) \Big|_{\sigma_{\min} < \sigma_{10} < \sigma_{\max}} \quad (5.31)$$

Auch wenn diese Bedingungen erfüllt sind und die Zielfunktion minimal ist, kann die berechnete Koppelkurve von der gewünschten Kurve erheblich abweichen. Gründe dafür sind Reihenfolgen- oder Diskretisierungsfehler. Werden die Wunschposen in falscher Reihenfolge durchlaufen, ergibt sich eine andere Koppelkurve, siehe blaue Kurve in Abb. 5.12. Ein Diskretisierungsfehler entsteht, wenn die resultierende Kurve zwischen den Wunschposen deutlich von der direkten Verbindung der Posen abweicht, vergleiche rote Kurve in Abb. 5.12.

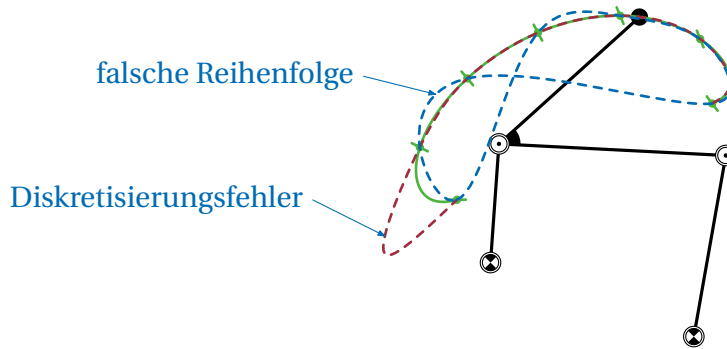


Abb. 5.12.: Darstellung möglicher Diskretisierungs- und Reihenfolgefehler bei der optimierungsbasierten Maßsynthese

Durch die lineare Nebenbedingung (5.32) wird die korrekte Reihenfolge effizient überprüft. Zur Vermeidung von Diskretisierungsfehlern, muss für den Quotienten aus Bahnlänge und direkter Verbindungslänge zwischen zwei Posen eine obere Schranke eingeführt werden. Neben einer statischen oberen Schranke von beispielsweise fünf Prozent, ist auch die Verwendung einer dynamischen Schranke in Abhängigkeit des Referenzgetriebes, d.h. des Startgetriebes, notwendig. Weist die Koppelkurve starke Krümmungen auf und werden diese nur durch wenige Referenzposen abgebildet, wird die statische Schranke nicht erfüllt. Durch die Einbeziehung des Quotienten des Referenzgetriebes in den Vergleich und eines Aufschlags von beispielsweise 20 %, wird der Diskretisierungsfehler vermieden, ohne den Lösungsraum zu stark einzuschränken (5.33).

$$\sigma_{10,1} < \sigma_{10,2} < \dots < \sigma_{10,n_{\text{ref}}} < \sigma_{10,1} + 2 \cdot \pi \quad (5.32)$$

$$\frac{\mathcal{S}_{\mathcal{K},i+1} - \mathcal{S}_{\mathcal{K},i}}{\|\vec{p}_{K,xy,i+1} - \vec{p}_{K,xy,i}\|_2} \leq \max \left(105\%; \left(1,2 \cdot \frac{\mathcal{S}_{\mathcal{K},\text{ref},i+1} - \mathcal{S}_{\mathcal{K},\text{ref},i}}{\|\vec{p}_{K,\text{ref},xy,i+1} - \vec{p}_{K,\text{ref},xy,i}\|_2} - 0,2 \right) \right) \quad (5.33)$$

Bei der haptisch-interaktiven Synthese von Getrieben wird das aktuelle Getriebe iterativ und inkrementell durch den Anwender an seine Wünsche angepasst. Im Gegensatz zu der klassischen optimierungsbasierten Maßsynthese, ist es nicht wünschenswert, Lösungen zu finden, die sich stark von der aktuellen Lösung unterscheiden. Natürlich kann dies eine ergänzende Option darstellen, insbesondere vor dem Beginn der haptischen Synthese. Während bei der klassischen Optimierung die Variablen bezüglich der konstruktiven Umsetzung oder des Bauraums einzuschränken sind, soll hier auch die Ähnlichkeit zum aktuellen Getriebe berücksichtigt werden. Dazu werden die prozentualen Änderungen aller Getriebeängen pro Optimierungsschritt auf 20% und die Änderung der Winkel auf 18° beschränkt. Die Änderungen der zugeordneten Antriebswinkel werden durch die Limitierung auf $\pm 360^\circ$ nicht eingeschränkt. Insgesamt ergeben sich als obere bzw. untere Schranke für die Optimierungsvariablen $\vec{x}_{\text{opt}}$ die Vektoren (5.34).

$$\vec{x}_{\text{opt},\{\text{os},\text{us}\}} = \vec{x}_{\text{opt}} \pm \left[\frac{l_{\overline{E_0 G_0}}}{5} \frac{\pi}{10} \frac{l_{\overline{E_0 E}}}{5} \frac{l_{\overline{E G}}}{5} \frac{l_{\overline{G_0 G}}}{5} \frac{l_{\overline{E K}}}{5} \frac{\pi}{10} \frac{\pi}{10} 2 \cdot \pi \dots 2 \cdot \pi \right]^T \quad (5.34)$$

Die Wahl der Schranken kann mittels Abb. 5.13 dargestellt und bewertet werden. Exemplarisch zeigt die Abbildung die obere sowie untere Schranke für Glied III mit der Länge $l_{\overline{G_0 G}}$ und die resultierenden Getriebe. Die grau hinterlegte Hüllkurve umschreibt alle Koppelkurven, die durch Getriebe innerhalb der Schranken darstellbar sind. Dies zeigt, dass die gewählten Grenzen bereits eine große Varianz von Koppelkurven erlauben und damit für die inkrementelle Veränderung eines Getriebes ausreichen.

Einen möglichen Arbeitsraum des REPLALINKS zeigt Abb. 5.13. Für die haptische Simulation eines veränderten VP, muss dessen Koppelkurve innerhalb des Arbeitsraums des HFS liegen. Eine Gesamtverschiebung des Getriebes soll nicht automatisch erfolgen, um die Unterscheidung zwischen einer geänderten Kinematik und einer Verschiebung für den Anwender zu erleichtern. Dementsprechend wird nach jeder Optimierung lediglich überprüft, ob sich

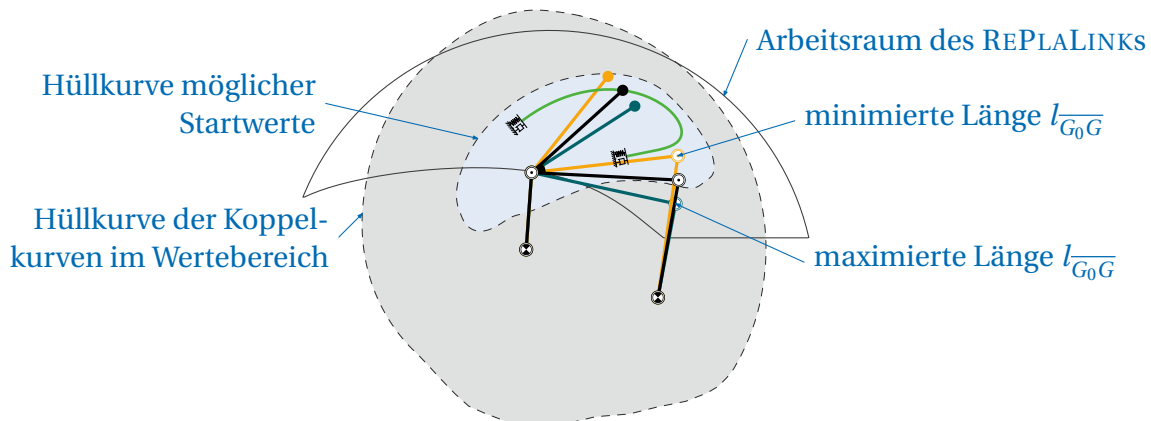


Abb. 5.13.: Wertebereiche für die optimierungsbasierte Maßsynthese

die Koppelkurve im Arbeitsraum befindet und andernfalls abgebrochen. Weiterhin wird nach jeder Optimierung überprüft, ob der Abstand der Koppelkurve zu den abgetasteten Arbeitsraumgrenzen gering ist und ggf. eine Verschiebung des Getriebes angeboten. Diese kann der Anwender durch eine haptische Interaktion bestätigen.

Nach der Definition der Zielfunktion und aller Nebenbedingungen, muss das aufgestellte Optimierungsproblem gelöst werden. Begründet durch die Bedeutung von Optimierungen für die Wissenschaft und Technik, existieren vielfältige Lösungsalgorithmen. Diese lassen sich in deterministische und stochastische Verfahren klassifizieren. Die deterministischen Algorithmen, unterscheidbar in gradientenbasierte und nicht-gradientenbasierte Verfahren, suchen zumeist in der Umgebung von vorgegebenen Startwerten und können daher als lokale Optimierungsverfahren aufgefasst werden. Die stochastischen Algorithmen können in rein heuristische und metaheuristische Verfahren eingeteilt werden. Metaheuristische Verfahren verwenden eine Kombination aus lokalen Optimierern und Zufallswerten, zumeist mit dem Ziel, eine globale Suche von Lösungen zu ermöglichen. Zusammenfassend sind lokale Algorithmen schneller, bergen jedoch die Gefahr, eine suboptimale bzw. nur lokal optimale Lösung zu berechnen. Die globalen Verfahren haben aufgrund der stochastischen Komponenten höhere Chancen, ein globales oder weitere lokale Optima aufzufinden. Eine Klassifikation der Algorithmen und eine Übersicht insbesondere der globalen Verfahren zeigt Yang. [Yan10, S. 7 ff., 19 ff.]

Das bestehende Optimierungsproblem ist nichtlinear, innerhalb einer Zusammenbaulage sowie eines Bewegungsbereichs stetig, es existiert ein Startwert und es sind nichtlineare Nebenbedingungen zu berücksichtigen. Einer der effizientesten Algorithmen zur Lösung derartiger Probleme ist die sequentielle, quadratische Programmierung (SQP) [NW00, S. 527].

Die verwendete Implementierung von Mathworks umfasst die Schrittberechnung, die Approximation der Hessematrix sowie Methoden der Liniensuche und Vertrauensbereiche zur Verbesserung der Konvergenz. Die Abhängigkeit der Zielfunktion von den einzelnen Optimierungsvariablen in $\vec{x}_{\text{opt}}$ zeigt Abb. 5.14 exemplarisch für das Getriebe aus Abb. 5.10a. Dabei zeigt Abb. 5.14a die Abhängigkeit von den kinematischen Parametern des Getriebes, wobei jeweils nur einer der Parameter variiert und $\sigma_{10,\{1,\dots,n_{\text{ref}}\}}$ optimiert werden. Solange das Getriebe montierbar ist, sind die Verläufe stetig. Die Unstetigkeit im Verlauf von $l_{\overline{EK}}$ resultiert aus einer stark gekrümmten Koppelkurve in Verbindung mit der Optimierung der Antriebswinkel. Abbildung 5.14b zeigt den Verlauf der Zielfunktion in Abhängigkeit der Antriebswinkel. Hierbei wird deutlich, dass in diesem Fall jeweils zwei Minima entlang der Koppelkurve existieren.

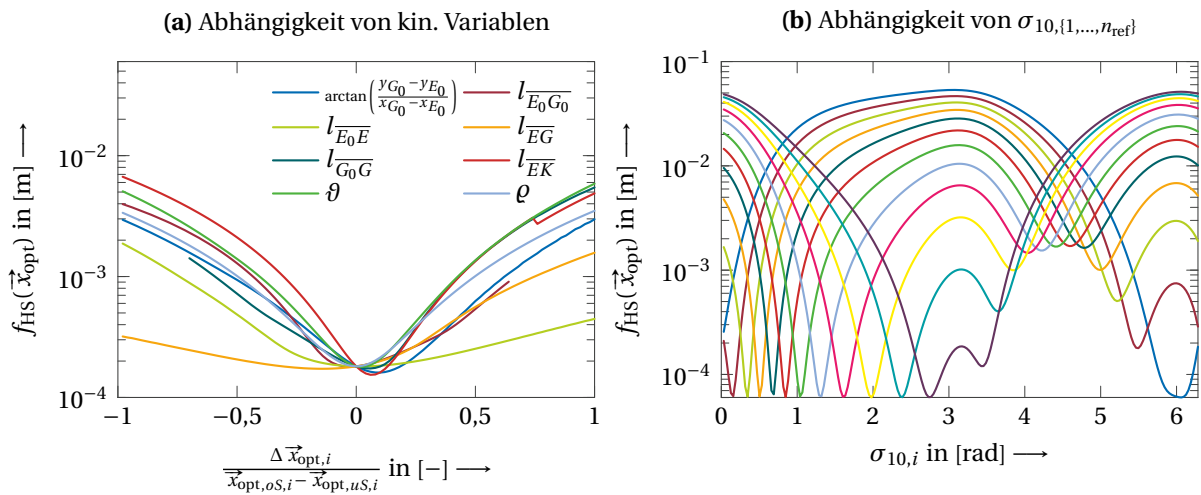


Abb. 5.14.: Abhängigkeit der Zielfunktion von den Optimierungsvariablen

Um die Wahrscheinlichkeit weiter zu erhöhen, dass tatsächlich die optimale Lösung in der Umgebung des Referenzgetriebes gefunden wird, kann diese lokale Suche um eine simple Metaheuristik erweitert werden. Hierbei wird ausgenutzt, dass die meisten Computer über mehrere CPU-Kerne verfügen. Damit können verschiedene Optimierungen parallel ausgeführt werden, ohne die Gesamtrechnenzeit merklich zu erhöhen. Zunächst sind neben dem aktuellen Getriebe, entsprechend der Anzahl der CPU-Kerne, weitere Startgetriebe zu generieren. Diese werden zufällig innerhalb engerer Grenzen, vergleiche hellblaue Hüllkurve in Abb. 5.13, erzeugt. Anschließend sind die Referenzposen und Antriebswinkel für deren Referenzposen so zu bestimmen, dass sie ähnlich zu dem aktuellen Getriebe sind. Für alle Startwerte wird die Optimierung mittels SQP durchgeführt und die beste Lösung ausgewählt. Die einzelnen Optimierungen werden dabei ab 2000 Funktionsaufrufen oder

einer Funktionstoleranz von $1\mu\text{m}^2$ beendet. Erreicht die Zielfunktion einen kleineren Wert, sind die Koppelkurven für den Menschen nicht mehr unterscheidbar. Die Verwendung eines Abbruchkriteriums über Funktionsaufrufe ist für Anwendungen in Verbindung mit Echtzeitsystemen vorteilhaft, da die Optimierungszeit somit nur in engen Grenzen schwankt. Hierbei ist die Anzahl so hoch gewählt, dass in den untersuchten Szenarien stets eine Lösung gefunden wird.

Optimierung der Lage im Arbeitsraum: Virtuelle Getriebe für die haptische Simulation müssen relativ zum REPLALINK so platziert sein, dass die Koppelkurve vollständig im Arbeitsraum des HFS liegt. Wünschenswert ist es zudem, dass ausreichend Abstand zu den Arbeitsraumgrenzen besteht, um weitere Änderungen zu ermöglichen. Daher wird mit der Funktion zur Platzierung der Koppelkurve im Arbeitsraum deren Abstand zu den Arbeitsraumgrenzen maximiert.

Der Abstand zwischen einem Punkt $(x_{K,i}, y_{K,i})$ der Koppelkurve und den mit n_{H_S} Punkten diskretisierten Arbeitsraumgrenzen $(x_{H_S,j}, y_{H_S,j})$ wird mit (5.35) berechnet. Hierbei wird bereits die eingeführte Verschiebung $(\Delta x_{E_0}, \Delta y_{E_0})$ berücksichtigt. Abbildung 5.15 zeigt diesen kürzesten Abstand für einen Punkt der Koppelkurve für einen Zwischenpunkt einer Optimierung. Die Arbeitsraumgrenzen des REPLALINKS können in eine obere Schranke $y_{H,oS}$ und eine untere Schranke $y_{H,uS}$ aufgeteilt werden. Ob ein Punkt der Koppelkurve innerhalb dieser Grenzen liegt, wird mit (5.36) überprüft und mittels des Vorzeichens berücksichtigt. Insgesamt wird die Zielfunktion für die Platzierung eines Getriebes als (5.37) formuliert, wobei Lösungen innerhalb des Arbeitsraums ein negatives Vorzeichen erhalten und damit bevorzugt werden.

$$\Delta_{K,H_S,i}(\Delta x_{E_0}, \Delta y_{E_0}) = \min_{j \in \{1, \dots, n_{H_S}\}} \left\| \begin{bmatrix} x_{H_S,j} \\ y_{H_S,j} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} x_{K,i} \\ y_{K,i} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \Delta x_{E_0} \\ \Delta y_{E_0} \end{bmatrix} \right\|_2 \quad (5.35)$$

$$\epsilon_{K,H_S,i}(\Delta x_{E_0}, \Delta y_{E_0}) = \begin{cases} -1 & y_{H,uS}(x_{K,i} + \Delta x_{E_0}) > y_{K,i} + \Delta y_{E_0} \\ -1 & y_{K,i} + \Delta y_{E_0} > y_{H,oS}(x_{K,i} + \Delta x_{E_0}) \\ 1 & \text{sonst} \end{cases} \quad (5.36)$$

$$f_{\text{pos}}(\Delta x_{E_0}, \Delta y_{E_0}) = -1 \cdot \min_{i \in \{1, \dots, n_K\}} (\epsilon_{K,H_S,i} \cdot \Delta_{K,H_S,i}) \quad (5.37)$$

Den gesamten Ablauf einer Optimierung zeigt Abb. 5.15. Der Hintergrund und einige Konturlinien stellen die Werte der Zielfunktion für verschiedene Positionen des Gelenks E_0 in Graustufen dar. Ein Startgetriebe, dessen Koppelkurve teils außerhalb des Arbeitsraums liegt, wird entlang der roten Bahnkurve optimiert. Die Überprüfung und Berechnung des kürzesten Abstands eines Punktes der Koppelkurve wird für einen Zwischenschritt dargestellt. Das Optimierungsproblem ist stetig und mit der gewählten Formulierung sind keine Nebenbedingungen notwendig. Während Newton-Verfahren entlang der Höhenlinien lokale Minima finden können, zeigt das Nelder-Mead Simplex-Verfahren [LRW98] eine gute Konvergenz für dieses Optimierungsproblem.

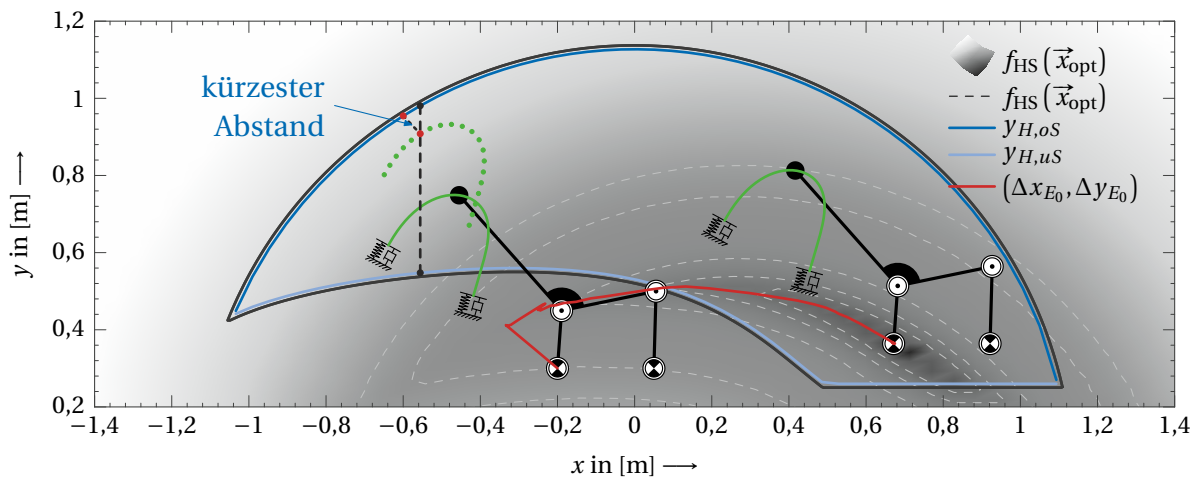


Abb. 5.15.: Optimierung der Lage im Arbeitsraum mit Funktionswert, Start-, Endgetriebe, Optimierungsbahn und Darstellung der Zielfunktion

5.2.4. Realisierung

Einen Überblick über die entwickelten und oben vorgestellten Module zur Realisierung der haptischen Synthese und deren Verknüpfung zeigt Abb. 5.16. Auf der SPS werden die Messdaten der Benutzerkräfte mit den zugehörigen Bewegungszuständen des VP gesammelt und für eine Abfrage durch den Optimierungs-PC bereitgehalten. Gleichzeitig wertet die Zustandsmaschine für die haptische Synthese die aktuellen Messdaten aus und überprüft, ob bestimmte, einfach auszuwertende Änderungswünsche, beispielsweise eine Veränderung der Masse, bestehen. Die in Abschnitt 3.2.3 beschriebene Getriebeadaptation mit einem reduzierten Parametersatz nach Abschnitt 5.1, wird auf der SPS durchgeführt, sobald neue Wunschparameter vorhanden sind. Der VP wird simuliert und der aktuelle Bewegungszustand über den Visualisierungs-PC dargestellt. Die optimierungsbasierte Maßsynthese ist,

auch wenn hier lokale Optimierungsverfahren ausreichend sind, rechenintensiv und kann daher auf der SPS nicht ausgeführt werden. Dementsprechend berechnet ein dedizierter Optimierungs-PC aus den gemessenen Kraftverläufen zunächst gewünschte Änderungen und anschließend ein Getriebe, das diese Wünsche bestmöglich abbildet. Um dem Anwender die Bedienung der haptischen Synthese zu erleichtern, werden Informationen zu aktuellen Änderungen und dem Status der haptischen Synthese auf der Visualisierung dargestellt.

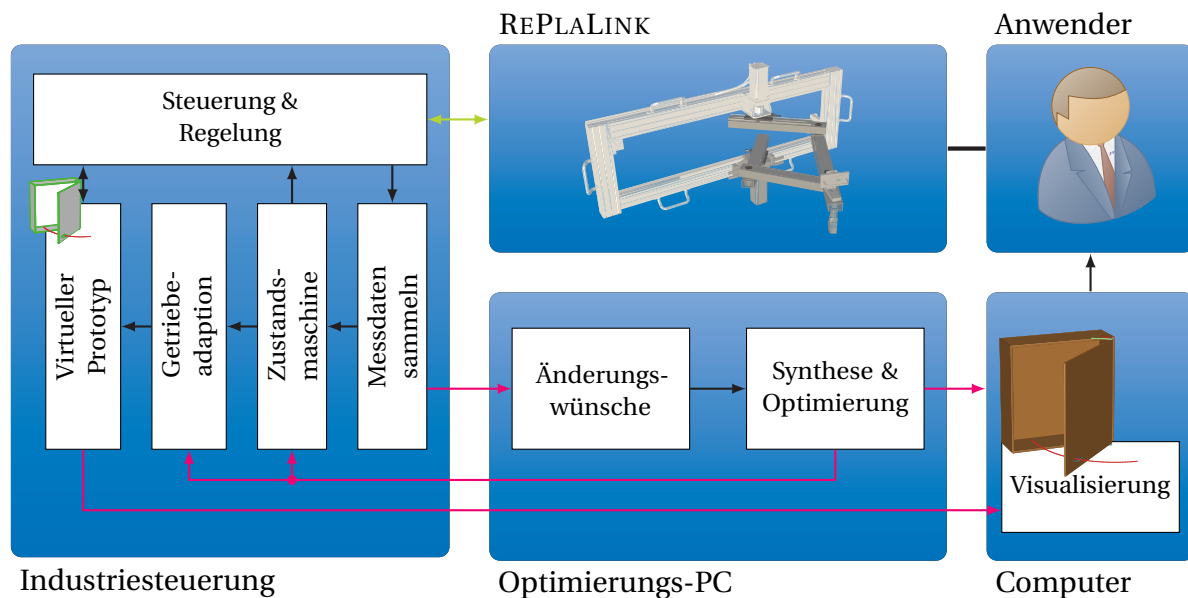


Abb. 5.16.: Systemübersicht für die haptische Synthese

Die Anwendung der haptischen Synthese zeigt Abb. 5.17 für drei verschiedene Abwandlungen des Türmechanismus. Ausgehend von den in Hellgrün dargestellten Startgetrieben werden die Getriebe innerhalb einer knappen Minute durch den Anwender mittels der haptischen Synthese derart angepasst, dass sich die rot dargestellten Getriebe ergeben. Dargestellt sind ebenfalls die Koppelkurven einiger Zwischengetriebe und dort aufgebrauchte Kräfte. Es ist erkennbar, dass verschiedene Änderungen der Koppelkurven möglich und in kurzer Zeit umsetzbar sind. Bei den Beispielen (a) und (b) wird die Koppelkurve nur im Bereich der aufgebrauchten Kräfte verändert. Demgegenüber zeigt (c), dass der gewünschte, abgeknickte Verlauf im rechten Bereich nur realisierbar ist, wenn auch der übrige Teil der Koppelkurve angepasst wird. Bei den Beispielen (a) bis (c) werden 60, 23 bzw. 12 Optimierungen durch den Anwender ausgelöst.

Den Verlauf der wichtigsten Getriebeelängen über den aufgezeichneten Zeitraum der haptischen Synthese zeigen Abb. 5.18a, 5.19a und 5.20a. Die Adaption der Getriebeparameter

erfolgt jeweils in 1,7 s, sodass der Verlauf in der Abbildung nur aufgrund des großen Zeitbereichs steil wirkt. Es zeigt sich, dass die Optimierung jeweils zu ähnlichen Getrieben ohne größere Sprünge in den Abmessungen führt. Genauso ist erkennbar, dass alle Getriebebelängen gleichzeitig geändert werden. Somit sind die gestellten Anforderungen an das Optimierungsproblem der haptischen Synthese erfüllt. Statistiken zu den benötigten Zeiten zum Lesen der Messwerte über OPC-UA, dem Schreiben von Statusvariablen und den kinematischen Parametern über OPC-UA und der Optimierung selbst zeigen Abb. 5.18b, 5.19b und 5.20b. Durch die Minimierung von Lese- und Schreibaufrufen kann die benötigte Zeit dafür mit ca. 0,05 s gering gehalten werden. Die Optimierung des Getriebes benötigt im Mittel 0,5 s, wobei die Streuung relativ gering ist. Dies zeigt, dass die ausgelagerte Optimierung durchaus sinnvoll in Verbindung mit einem Echtzeitsystem verwendbar ist. Die Zeit für einen gesamten Zyklus der haptischen Synthese auf dem Optimierungs-PC hängt stark davon ab, ob eine Optimierung durchgeführt werden muss. Ohne Optimierung werden für das Lesen, Schreiben und die Auswertung der Messwerte, d.h. das Ableiten von Änderungswünschen ca. 0,1 s benötigt. Die geringe Zykluszeit von 0,5 s für eine Optimierung sorgt für eine direkte Rückmeldung und eine flüssige Interaktion während der haptischen Synthese.

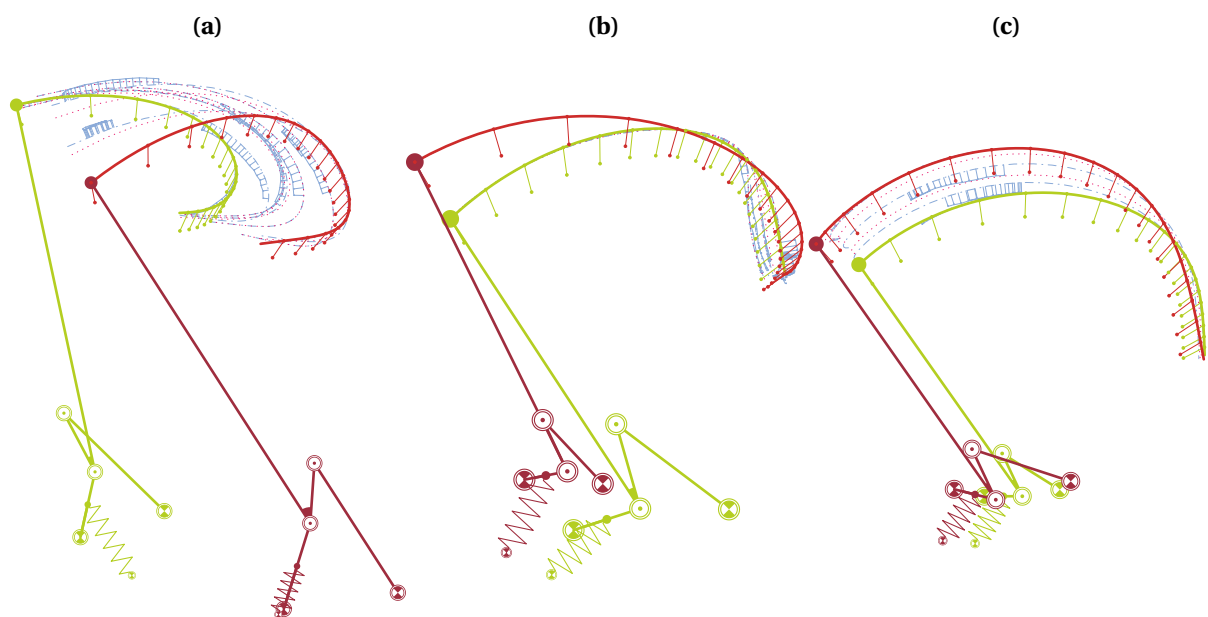


Abb. 5.17.: Verlauf der haptischen Synthese von den hellgrünen Startgetrieben zu den synthetisierten roten Getrieben für drei Beispiele

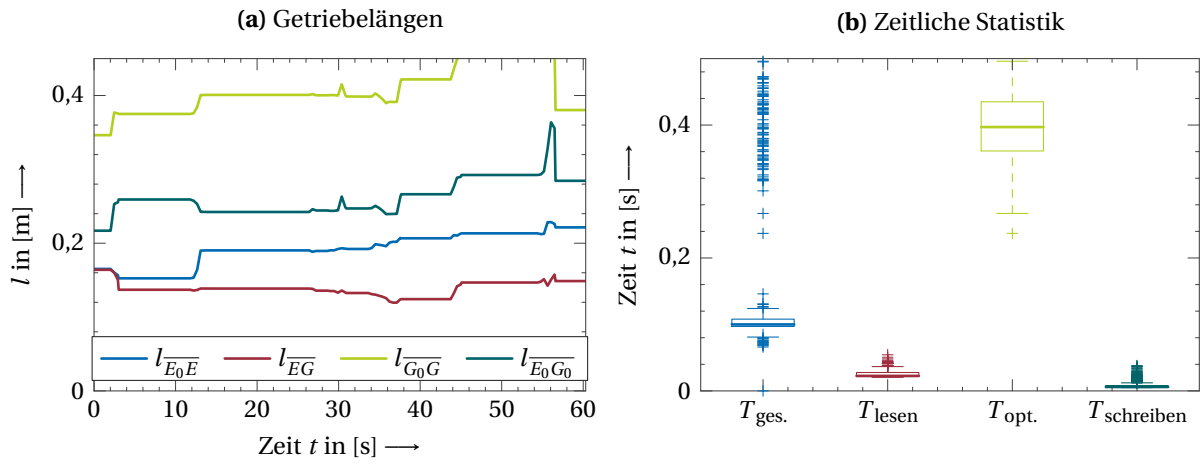


Abb. 5.18.: Verlauf der Getriebegrößen und benötigte Zeiten für Beispiel (a) und 60 Optimierungsschritte

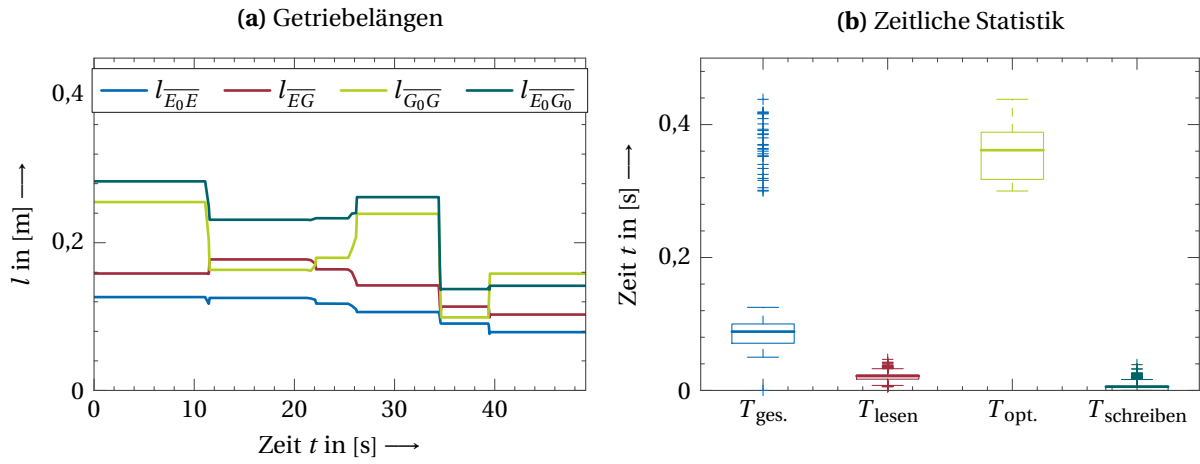


Abb. 5.19.: Verlauf der Getriebegrößen und benötigte Zeiten für Beispiel (b) und 23 Optimierungsschritte

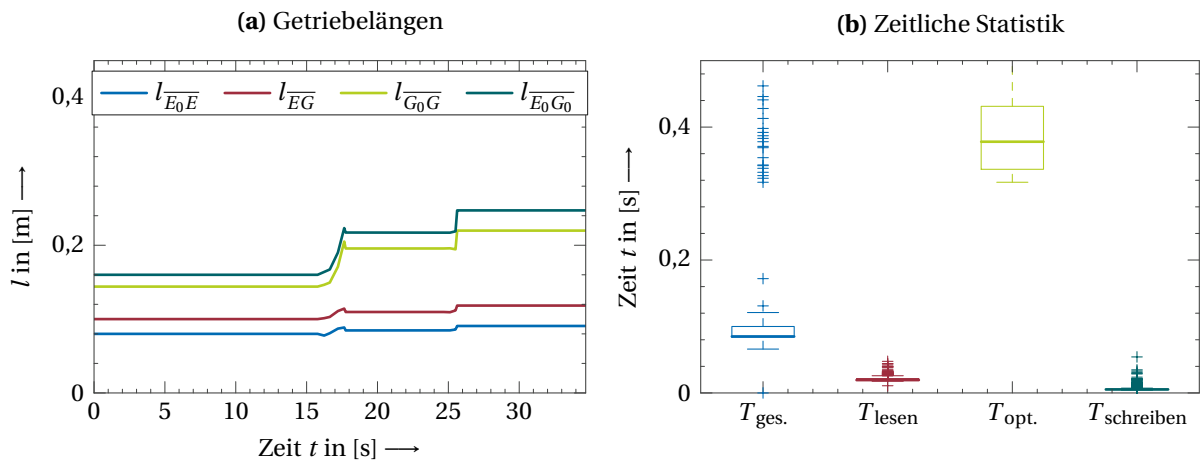


Abb. 5.20.: Verlauf der Getriebegrößen und benötigte Zeiten für Beispiel (c) und 12 Optimierungsschritte

6. Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassung: Der vorliegende Beitrag entwickelt die haptische Simulation und Synthese von Getrieben. Für diese Anwendungen werden alle Module und Aspekte der Steuerung und Regelung eines haptischen Feedbacksystems (HFS) umfassend diskutiert und ausgelegt. Der Fokus dieser Arbeit wurde gewählt, da sich bei der Implementierung der haptischen Simulation die Steuerung und Regelung des Systems als herausfordernde Aufgabe darstellte. Nicht immer verhielt sich das System wie vermutet und die gewünschte Abbildungsqualität wurde nicht erreicht. Daher werden hier verschiedene Konzepte und Methoden gebündelt und weiterentwickelt, um die Realisierung vergleichbarer Systeme zu erleichtern. Eingesetzt wird dabei der REPLALINK des Instituts für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik der RWTH Aachen. Als Getriebe bzw. als virtueller Prototyp (VP) dient ein allgemeines, viergliedriges Getriebe mit haptischen Komfortfunktionen, das z.B. die Schranktür eines Möbelstücks darstellen kann.

Zunächst werden die Grundlagen zu HFS eingeführt und erläutert. Der Darstellung der Geschichte dieser Systeme folgt ein Überblick zur Anwendung von HFS zur Ausgabe VP. Anhand verschiedener steuerungstechnischer Strukturen erfolgt eine Klassifikation.

Grundlage für die haptische Simulation eines VP ist ein geeignetes Simulationsmodell. Dieses soll die Eigenschaften des zu entwickelnden Getriebes abbilden. Zudem muss die Implementierung eine Simulation in Echtzeit und mit kleiner Zykluszeit ermöglichen. Neben der Herleitung eines effizienten Modells, wird erstmals eine Möglichkeit zur Adaption der Getriebeparameter online und während der Interaktion entwickelt und vorgestellt. Diese erweist sich in der Verwendung als sehr nützlich und zielführend. Zur Regelung des gesamten HFS bzw. des REPLALINKS ist ein Robotermodell vorteilhaft. Dieses wird hergeleitet und anschließend folgt die Identifizierung unbekannter Reibparameter. Um den Roboter vollständig simulativ abbilden zu können, wird auch die Modellierung der Motoren und Servoverstärker erläutert. Normalerweise reicht ein solches Modell zur Simulation des Gesamtsystems, was die Möglichkeit bietet, Steuerung und Regelung zunächst virtuell auszulegen und zu testen. Bei einem HFS jedoch, ist der Mensch Teil des geschlossenen Regelkreises und agiert nicht nur als Störgröße. Somit ist auch ein Modell eines agierenden Menschen notwendig, um das gesamte HFS simulieren zu können. Dazu werden in diesem Beitrag verschiedene Modelle

vorgestellt und parametrisiert. Die Abbildung eines agierenden Anwenders erfolgt über eine Wunschtrajektorie. Insgesamt sind damit virtuelle Experimente mit dem Gesamtsystem durchführbar, was bei der Entwicklung der Steuerung und Regelung entscheidend ist.

Da es sich bei dem REPLALINK um eine Eigenentwicklung handelt, ist die Entwicklung und Implementierung selbst grundlegender Funktionen zur Steuerung und Regelung notwendig. Dazu stellt dieser Beitrag eine geeignete Steuerungsarchitektur für den REPLALINK und andere HFS für die haptische Synthese vor. Die Sicherheit des Anwenders hat stets höchste Priorität, weshalb eine umfangreiche steuerungstechnische Absicherung gegenüber Fehlern diskutiert wird.

Die Regelung des HFS für die haptische Simulation oder Synthese wird von mehreren Teilsystemen beeinflusst. Diese umfassen den Roboter, die Antriebsregelung des Roboters, den virtuellen Prototypen, den Menschen, Kopplungen, Filter und numerische Effekte bei der Simulation. Aufgrund der vielen Einflussfaktoren und Parametern erweist sich die Auslegung der Regelung als schwierig. Insbesondere Verzögerungen im Bussystem, Messrauschen und numerische Effekte erschweren die Auslegung mittels Rechenverfahren. Um die komplexe Einstellung des Gesamtsystems zu ermöglichen, werden zunächst die Filter, dann die Antriebsregelung und anschließend die Kopplung der Systeme ausgelegt. Bei der Antriebsregelung werden verschiedene Positionsregelungen vor dem Hintergrund der vorhandenen Antriebstechnik diskutiert. Dabei wird die Verwendung der hybriden Regelung zur Reduktion der FG des HFS auf die FG des VP eingeführt. Dieser Beitrag zeigt alle möglichen Verknüpfungen von admittanz- und impedanzbasierten HFS-Regelungen und VP auf. Es erfolgt eine Evaluierung der Stabilität und ein Vergleich hinsichtlich des Leistungsvermögens der Varianten. Numerische Effekte bei der Simulation von MKS und Nutzung als VP in einem HFS werden diskutiert und Verbesserungen vorgestellt. Insgesamt betrachtet dieser Beitrag das gesamte Steuerungs- und Regelungssystem und diskutiert erstmals alle Verknüpfungen, die hybride Regelung und numerische Effekte vor dem Hintergrund der haptischen Simulation.

Die Nutzung des HFS REPLALINK für die haptische Simulation von Getrieben wird vorgestellt und in den Konstruktionsprozess eingebettet. Die Reduktion von Getriebeparametern für die haptische Auslegung in einem frühen Entwicklungsstadium wird vorgestellt, sodass der Anwender sich zunächst auf die Angabe weniger Parameter konzentrieren kann. In der Anwendung lässt sich der VP über einen Getriebeeditor während der Simulation anpassen sowie iterativ evaluieren und verbessern.

Darüber hinaus entwickelt dieser Beitrag die haptische Synthese, die einen neuen Zugang zur Entwicklung von Mehrkörpersystemen bietet. Kräfte und Momente, die keinen Einfluss auf die Bewegung des VP haben, werden dazu als Schnittstelle für eine haptisch-interaktive Synthese genutzt. Es wird gezeigt, welche Getriebeanpassungen über die haptische Interaktion realisierbar sind. Die Ableitung von quantitativen Änderungswünschen aus den gemessenen Kraftverläufen wird detailliert diskutiert. Darauf aufbauend stellt dieser Beitrag eine angepasste, optimierungsbasierte Maßsynthese vor. Diese berücksichtigt, dass ein neues Getriebe ähnlich zu dem bestehenden VP sein soll. Aus diesem Grund sind lokale Optimierungsverfahren einsetzbar und trotz vieler Rand- und Nebenbedingungen lässt sich das Optimierungsproblem in kurzer Zeit lösen. Es werden verschiedene Randbedingungen zur Realisierung gültiger und haptisch verwendbarer Getriebe vorgestellt. Eine Implementierung auf einem zusätzlichen Optimierungs-PC wird gezeigt, da SPS zumeist nicht über ausreichende Rechenkapazität verfügen bzw. diese für andere Funktionen benötigt wird. Die Anwendung des REPLALINKS für die haptische Synthese eines Schrankes zeigt Abb. 6.1.

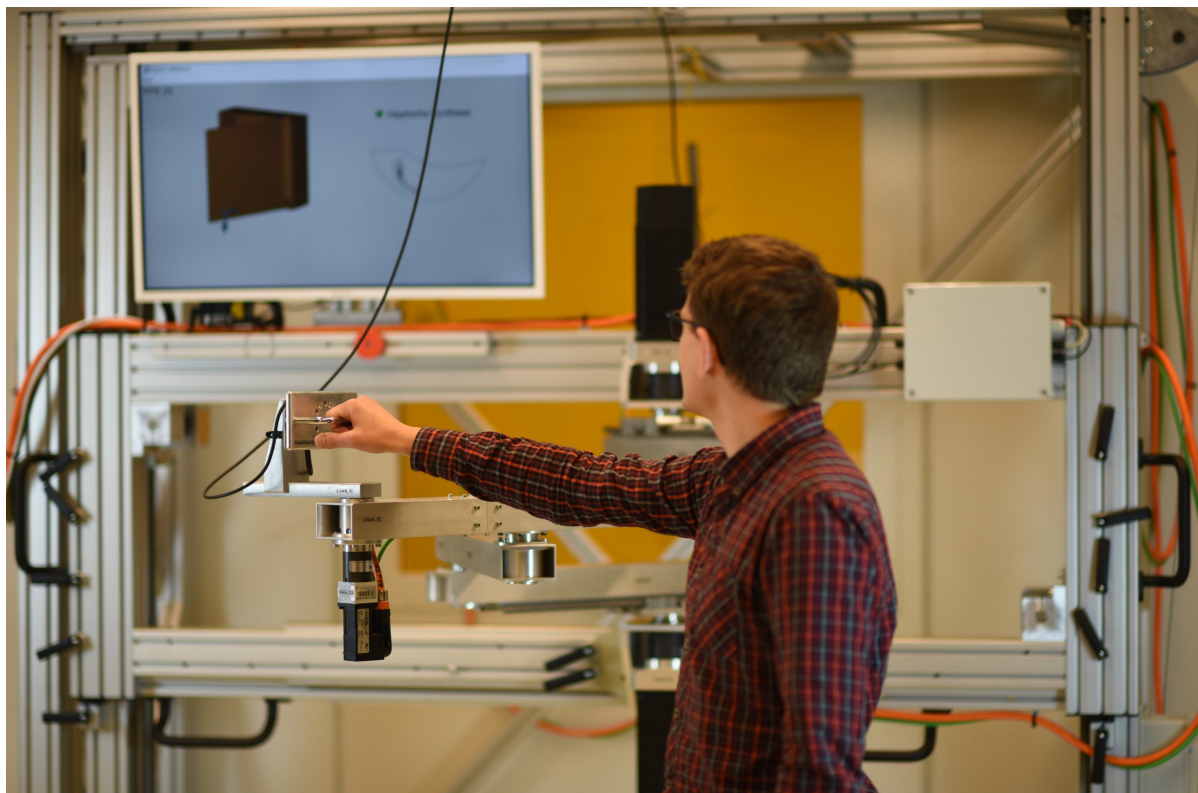


Abb. 6.1.: Anwendung des REPLALINKS zur haptischen Synthese eines Schrankes

Ausblick: Zunächst kann die haptische Simulation und Synthese des REPLALINKS um weitere Getriebe ergänzt werden. Somit lässt sich eine modulare, datenbankbasierte Simulation der gängigen handbetätigten Getriebe aufbauen. Um einen realitätsnahen Eindruck eines VP zu vermitteln, wäre es hilfreich, den VP zusätzlich akustisch und optisch realistischer darzustellen. Wünschenswert ist natürlich die Möglichkeit, den VP als *Virtuelle-Realität* abzubilden, d.h. über eine Brille zur Überlagerung von Realität und virtueller Darstellung. Zudem sollte der Handgriff des REPLALINKS entsprechend der Anwendung ausgetauscht werden, sodass auch taktil eine realistische Abbildung möglich ist.

Hinsichtlich der Regelung und Steuerung sollte die erreichbare Transparenz, d.h. die korrekte Darstellung eines virtuellen Getriebes überprüft werden. Dabei muss die haptische Wahrnehmung im Vordergrund stehen, sodass eine vergleichende Studie zwischen realem System und haptisch simuliertem System sinnvoll ist. Dabei gilt es, Ungenauigkeiten in der Modellierung von einer Verfälschung durch die Regelung zu trennen. Der Einsatz einer SPS mit mehr Rechenleistung, sodass Zykluszeiten von $400\mu\text{s}$ erreichbar sind, sollte die Leistungsfähigkeit deutlich erhöhen. Darüber hinaus kann der Steuerungs- und Regelungsentwurf dieses Beitrags auf weitere Systeme zur Mensch-Roboter-Kollaboration oder geeignete Roboter erweitert werden. Die Übertragung der vorliegenden Ergebnisse auf einen gängigen Roboter, z.B. den KuKa LBR iiwa, vereinfacht die breite Nutzung der Methoden.

Der Einsatz des Systems zur Lösung einer tatsächlichen Synthesaufgabe steht noch aus. Dabei sollte die haptische Simulation und Synthese mit dem klassischen Vorgehen, z.B. der grafisch-interaktiven Getriebesynthese, verglichen werden. Dabei muss überprüft werden, ob die Zielfunktion in der optimierungsbasierten Maßsynthese die Änderungswünsche ausreichend abbildet. Vermutlich ist die haptisch-interaktive Getriebesynthese zur Lösung eines realen Anwendungsfalls um die Möglichkeit zur Vorgabe von Bewegungs- und Raumvorgaben zu erweitern. Dies lässt sich allerdings durch den optimierungsbasierten Ansatz leicht realisieren. Grenzen für die Getriebeängen sind bereits umgesetzt und müssen lediglich für eine Anwendung parametrisiert werden.

Darüber hinaus können die Ergebnisse dieses Beitrags zur Nutzung der haptischen Schnittstelle von Robotern und Ableitung von Bewegungswünschen in einem anderen Kontext eingesetzt werden. Dies betrifft die Führung oder Programmierung von Robotern, wobei dabei auch schon Kraftsensoren eingesetzt werden. In diesem Zusammenhang können auch die vorgestellten Anwendermodelle zur Simulation eines Gesamtsystems verwendet werden. Die Kopplung eines externen Optimierungs-PC mit einer Echtzeitumgebung zur Berechnung

von Bewegungsvorgaben lässt sich in verschiedenen Bereichen einsetzen. Bisher werden nur selten umfangreiche Simulationsmodelle auf SPS eingesetzt, die Ergebnisse zur numerischen Simulation auf Echtzeitsystemen in dieser Arbeit sind dabei nutzbar. Wird die Bewegung eines Antriebssystems durch ein virtuelles Getriebe definiert, lässt sich die beschriebene Adaption von Parametern zur Laufzeit ebenfalls anwenden.

Wissenschaftliche Arbeiten

Im Rahmen dieser Dissertation wurden die folgenden wissenschaftlichen Arbeiten durch den Autor verfasst oder herausgegeben und intensiv betreut. Arbeiten, auf die innerhalb der Arbeit als ergänzende Literatur verwiesen wird, sind ebenfalls im Literaturverzeichnis aufgeführt. Zur besseren Zuordnung ist dabei auch der Betreuer als Autor aufgeführt. Der Autor dankt den Studierenden für ihre Arbeit und ihren Beitrag zum Projekt REPLALINK.

Tab. 6.1.: Betreute wissenschaftliche Arbeiten

Autor	Jahr	Typ	Titel
Jascha Paris	2013	B.Sc.	Entwicklung und Konstruktion eines haptischen Feedbackgeräts mit teilparalleler sechsgliedriger Kinematik (3DOF) zur Ausgabe von simulierten handbetätigten Bewegungseinheiten
Kai Simon	2017	M.Sc.	Modellierung der Mensch-Maschine-Schnittstelle eines haptischen Feedbacksystems
Niklas Heitmann	2017	M.Sc.	Entwicklung einer automatisierten Konfigurationserkennung für einen parallelen Roboter durch Analyse des dynamischen Verhaltens
Xinwei Shen	2017	M.Sc.	Regelungsstrategien für haptische Feedbacksysteme am Beispiel des RePlaLink
Ricarda Merfort	2017	M.Sc.	Modellierung der Mensch-Roboter-Interaktion beim haptischen Feedbacksystem RePlaLink-HFS
Chia-Yuen Chou	2018	M.Sc.	Stabilitätsuntersuchung und Regelungsentwurf für ein universelles haptisches Feedbacksystem zur Simulation digitaler Prototypen unter Einbeziehung der Mensch-Maschine-Interaktion
Jan-Lukas Archut	2018	M.Sc.	Erweiterung eines Mensch-Roboter-Kollaborationssystems zur haptisch-interaktiven Getriebesynthese
Michael Groen	2019	M.Sc.	Regelung haptischer Feedbacksysteme zur Simulation virtueller Getriebe

Literatur

- [3DS18] 3DSystems
Haptics Devices
<https://de.3dsystems.com/scanners-haptics> (zuletzt geprüft am 28.09.2018), (siehe S. 10).
- [AB06] Abel, D.; Bollig, A.
Rapid Control Prototyping
Springer-Verlag GmbH, 15. März 2006, ISBN: 3-54-029524-0, (siehe S. 59, 72).
- [Abe11] Abel, D.
Regelungstechnik
Verlag Mainz, 2011, ISBN: 3-81-070067-3, (siehe S. 15, 72, 76).
- [Ada14] Adamy, J.
Nichtlineare Systeme und Regelungen
Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2. Aufl., 2014, ISBN: 3-64-245013-X, (siehe S. 73).
- [AG99] Altman, A.; Gondzio, J.
Regularized Symmetric Indefinite Systems in Interior Point Methods for Linear and Quadratic Optimization
In: Optimization Methods and Software, 11 (Jan. 1999) 1-4, DOI: 10.1080/10556789908805754, S. 275–302, (siehe S. 39).
- [AH99] Adams, R. J.; Hannaford, B.
Stable Haptic Interaction with Virtual Environments
In: IEEE Transactions on Robotics and Automation, 15 (Juni 1999) 3, DOI: 10.1109/70.768179, S. 465–474, (siehe S. 88 f.).
- [AKL10] Artemiadis, P. K.; Katsiaris, P. T.; Liarokapis, M. V.; Kyriakopoulos, K. J.
Human Arm Impedance: Characterization and Modeling in 3d Space
In: IEEE/RSJ International Conference, S. 3103–3108, (siehe S. 50, 52, 187).
- [AMH98] Adams, R. J.; Moreyra, M. R.; Hannaford, B.
Stability and Performance of Haptic Displays: Theory and Experiments
In: Proceedings ASME International Mechanical Engineering Congress and Exhibition, S. 227–234, (siehe S. 84 ff.).
- [AP18] Archut, J.-L.; Paris, J. N.
Erweiterung eines Mensch-Roboter-Kollaborationssystems zur haptisch interaktiven Getriebesynthese
Masterarbeit, RWTH Aachen University, 2018, (siehe S. 126).
- [BCF06] Bordegoni, M.; Colombo, G.; Formentini, L.
Haptic Technologies for the Conceptual and Validation Phases of Product Design
In: Computers & Graphics, 30 (Juni 2006) 3, DOI: 10.1016/j.cag.2006.02.012, S. 377–390, (siehe S. 11).
- [BCT15] Bäcker, M.; Coros, S.; Thomaszewski, B.
LinkEdit: Interactive Linkage Editing using Symbolic Kinematics
In: ACM Transactions on Graphics, 34 (Juli 2015) 4, DOI: 10.1145/2766985, 99:1–99:8, (siehe S. 119, 124 f.).

- [BD12] Bulatović, R. R.; Đorđević, S. R.
Optimal Synthesis of a Path Generator Six-bar Linkage
In: Journal of Mechanical Science and Technology, 26 (Dez. 2012) 12, DOI: 10.1007/s12206-012-0906-5, S. 4027–4040, (siehe S. 125).
- [BG07] Bertsche, B.; Graf, H.
Entwicklung und Erprobung innovativer Produkte – Rapid Prototyping
Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 14. Feb. 2007, DOI: 10.1007/978-3-540-69880-7, (siehe S. 2).
- [Bin12] Binder, A.
Elektrische Maschinen und Antriebe
Springer Berlin Heidelberg, 2012, DOI: 10.1007/978-3-540-71850-5, (siehe S. 34).
- [BM17] Bullinger-Hoffmann, A. C.; Mühlstedt, J.
Homo Sapiens Digitalis – Virtuelle Ergonomie und Digitale Menschmodelle
Springer-Verlag GmbH, 26. Juni 2017, ISBN: 978-3-66-250458-1, (siehe S. 2).
- [BOB90] Brooks, F. P.; Ouh-Young, M.; Batter, J. J.; Kilpatrick, P. J.
Project GROPEHaptic Displays for Scientific Visualization
In: ACM SIGGRAPH Computer Graphics, 24 (Sep. 1990) 4, DOI: 10.1145/97880.97899, S. 177–185, (siehe S. 9).
- [Bon91] Bonasso, R. P.
Integrating Reaction Plans and Layered Competences through Synchronous Control
In: Proceedings of the 12th International Joint Conference on Artificial Intelligence - Volume 2, ISBN: 1-55860-160-0, S. 1225–1231, (siehe S. 60).
- [BR 05] B&R Automation
Handbuch 8LSA
B&R Automation, 2005, (siehe S. 36).
- [BR 07] B&R Automation
Acopos Control Concept and Configuration Tm450
B&R Automation, 2007, (siehe S. 76 ff.).
- [BR 14] B&R Automation
Übersicht integrierter Sicherheitstechnik
B&R Automation, 2014, (siehe S. 65).
- [BR 15] B&R Automation
Automation Runtime TM213
B&R Automation, 2015, (siehe S. 61).
- [BR 17] B&R Automation
Handbuch 8LVA
B&R Automation, 2017, (siehe S. 36).
- [BR 18] B&R Automation
Datenblatt X20ai1744
B&R Automation, 2018, (siehe S. 36).
- [Bro86] Brooks, R.
A Robust Layered Control System for a Mobile Robot
In: IEEE Journal on Robotics and Automation, 2 (1986) 1, DOI: 10.1109/jra.1986.1087032, S. 14–23, (siehe S. 60).

-
- [Bro98] Brown, M. J.
Passive Implementation of Multibody Simulations for Haptic Display
Diss., Northwestern University, 1998, (siehe S. 85, 91).
- [Bur99] Burdea, G. C.
Haptic Feedback for Virtual Reality
In: Proceedings of International Workshop on Virtual prototyping, Laval, France, 1999, S. 87–96, (siehe S. 9 f.).
- [CB94] Colgate, J. E.; Brown, J. M.
Factors Affecting the Z-width of a Haptic Display
In: Proceedings of the 1994 IEEE International Conference on Robotics and Automation, (siehe S. 97).
- [CBK14] Chadwick, E. K.; Blana, D.; Kirsch, R. F.; van den Bogert, A. J.
Real-time simulation of three-dimensional shoulder girdle and arm dynamics
In: IEEE Transactions on Biomedical Engineering, 61 (Juli 2014) 7, DOI: 10.1109/tbme.2014.2309727, S. 1947–1956, (siehe S. 50).
- [CC00] Carignan, C.; Cleary, K.
Closed-loop Force Control for Haptic Simulation of Virtual Environments
In: Haptics-e: Electronic J Haptics Res, 1 (Jan. 2000), (siehe S. 86).
- [CFH08] Chung, W.; Fu, L.-C.; Hsu, S.-H.
Motion Control
In: Siciliano, B.; Khatib, O. (Hrsg.), Springer Handbook of Robotics, Springer Berlin Heidelberg, 2008, (siehe S. 29).
- [CGS93] Colgate, J. E.; Grafing, P. E.; Stanley, M. C.; Schenkel, G.
Implementation of Stiff Virtual Walls in Force-reflecting Interfaces
In: Proceedings of IEEE Virtual Reality Annual International Symposium, S. 202–208, (siehe S. 84, 94).
- [CH04] Colton, M. B.; Hollerbach, J. M.
Automated Modeling of Nonlinear Mechanisms for Virtual Prototyping
In: Volume 2: 28th Biennial Mechanisms and Robotics Conference, Parts A and B, (siehe S. 41).
- [CLT97] Clover, C. L.; Luecke, G. R.; Troy, J. J.; McNeely, W. A.
Dynamic Simulation of Virtual Mechanisms with Haptic Feedback Using Industrial Robotics Equipment
In: Proceedings of International Conference on Robotics and Automation, (siehe S. 11, 41).
- [CO12] Colonnese, N.; Okamura, A.
M-width: Stability and Accuracy of Haptic Rendering of Virtual Mass
In: Robotics: Science and Systems VIII, (siehe S. 85, 97).
- [COG16] Campeau-Lecours, A.; Otis, M. J.-D.; Gosselin, C.
Modeling of physical human-robot interaction: Admittance controllers applied to intelligent assist devices with large payload
In: International Journal of Advanced Robotic Systems, 13 (Sep. 2016) 5, DOI: 10.1177/1729881416658167, S. 172988141665816, (siehe S. 50).
- [CS93] Chiaverini, S.; Sciavicco, L.
The Parallel Approach to Force/position Control of Robotic Manipulators
In: IEEE Transactions on Robotics and Automation, 9 (1993) 4, DOI: 10.1109/70.246048, S. 361–373, (siehe S. 81).

- [CS94] Colgate, J. E.; Schenkel, G.
Passivity of a Class of Sampled-data Systems: Application to Haptic Interfaces
In: Proceedings of 1994 American Control Conference - ACC '94, S. 3236–3240,
(siehe S. 84 ff.).
- [CSB95] Colgate, J. E.; Stanley, M. C.; Brown, J. M.
Issues in the Haptic Display of Tool Use
In: Proceedings 1995 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots
and Systems. Human Robot Interaction and Cooperative Robots, S. 140–145,
(siehe S. 84 f.).
- [CTN13] Coros, S.; Thomaszewski, B.; Noris, G.; Sueda, S.; Forberg, M.; Sumner, R. W.;
Matusik, W.; Bickel, B.
Computational Design of Mechanical Characters
In: ACM Transactions on Graphics, 32 (Juli 2013) 4, DOI:
10.1145/2461912.2461953, S. 1, (siehe S. 124 f.).
- [DFN93] Dolan, J. M.; Friedman, M. B.; Nagurka, M. L.
*Dynamic and Loaded Impedance Components in the Maintenance of Human
Arm Posture*
In: IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, 23 (1993) 3, DOI:
10.1109/21.256543, S. 698–709, (siehe S. 49).
- [DIN01] DIN 45677:2011
Mechanische Eingangsimpedanz des Menschlichen Hand-Arm-Systems
(siehe S. 50).
- [DIN11a] DIN EN ISO 10218-1:2011
Industrieroboter – Sicherheitsanforderungen – Teil 1: Roboter
(siehe S. 65).
- [DIN11b] DIN EN ISO 10218-2:2011
*Industrieroboter – Sicherheitsanforderungen – Teil 2: Robotersysteme und
Integration*
(siehe S. 65).
- [DIN11c] DIN EN ISO 26800:2011-11
Ergonomie – Genereller Ansatz, Prinzipien und Konzepte
(siehe S. 1).
- [DIN11d] DIN EN ISO 9241-910:2011
*Ergonomie der Mensch-System-Interaktion – Teil 910: Rahmen für die taktile und
haptische Interaktion*
(siehe S. 8, 64).
- [DIN14] DIN EN 61131-3:2014-06
Speicherprogrammierbare Steuerungen – Teil 3: Programmiersprachen
(siehe S. 61, 65).
- [DJT13] Dyck, M.; Jazayeri, A.; Tavakoli, M.
Is the human operator in a teleoperation system passive?
In: IEEE WHC 2013, S. 683–688, (siehe S. 50).
- [DNB06] Diolaiti, N.; Niemeyer, G.; Barbagli, F.; Salisbury, J. K.
*Stability of Haptic Rendering: Discretization, Quantization, Time Delay, and
Coulomb Effects*
In: IEEE Transactions on Robotics, 22 (Apr. 2006) 2, DOI:
10.1109/TRO.2005.862487, S. 256–268, (siehe S. 85).

- [DR06] Dahmen, W.; Reusken, A.
Numerik für Ingenieure und Naturwissenschaftler
Springer-Verlag GmbH, 13. März 2006, ISBN: 3-54-076492-5, (siehe S. 91).
- [DS08] Diab, N.; Smaili, A.
Optimum exact/approximate point synthesis of planar mechanisms
In: Mechanism and Machine Theory (MMT), 43 (2008) 12, DOI:
10.1016/j.MechMachTheory.2007.12.006, S. 1610–1624, (siehe S. 124 f.).
- [DT13] Dyck, M.; Tavakoli, M.
Measuring the dynamic impedance of the human arm without a force sensor
In: IEEE International Conference on Rehabilitation Robotics, IEEE, Juni 2013,
(siehe S. 50).
- [DTB15] Demirkale, B.; Teichgräber, C.; Berger, M.
Concepts and Implementations of a Haptic Simulation Method for Transfer and Guiding Mechanisms
In: TrC-IFTToMM Symposium on Theory of Machines and Mechanisms, Imzir, Turkey, 2015, ISBN: 978-6-05-842200-1, S. 310–316, (siehe S. 11).
- [DTD17] Demirkale, B.; Teichgräber, C.; Denninger, D.; Berger, M.
Haptisch-generierte nichtlineare Führungsbewegungen mit konfigurierbarem ebenen Force Feedback Interface (effi)
In: Fachtagung Mechatronik Tagung, ISBN: 978-3-00-055832-0, S. 60–66, (siehe S. 11, 41).
- [Dud18] Dudenredaktion
„haptik“ Auf Duden Online
<http://www.duden.de> (zuletzt geprüft am 28.09.2018), (siehe S. 7).
- [Dyc13] Dyck, M. D.
Measuring the Dynamic Impedance of the Human Arm
Master Thesis, Alberta, University of Alberta, 2013, DOI: 10.7939/r3rq4f, (siehe S. 52, 187).
- [ENW11] Engeln-Müllges, G.; Niederdrenk, K.; Wodicka, R.
Numerik-Algorithmen
Springer Berlin Heidelberg, 2011, DOI: 10.1007/978-3-642-13473-9, (siehe S. 48).
- [Eur06] Europäisches Parlament und Rat
Richtlinie 2006/42/EG
(siehe S. 64).
- [FC12] Fu, M. J.; Cavusoglu, M. C.
Human-arm-and-hand dynamic Model with Variability Analyses for a Stylus-based Haptic Interface
In: IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, Part B (Cybernetics), 42 (Dez. 2012) 6, DOI: 10.1109/tsmcb.2012.2197387, S. 1633–1644, (siehe S. 50 ff., 187).
- [FH85] Flash, T.; Hogans, N.
The Coordination of Arm Movements: An Experimentally Confirmed Mathematical Model
In: Journal of neuroscience, 5 (1985), S. 1688–1703, (siehe S. 9, 49).
- [Fla87] Flash, T.
The Control of Hand Equilibrium Trajectories in Multi-joint Arm Movements
In: Biological Cybernetics, 57 (1987) 4-5, S. 257–274, (siehe S. 49).

- [FMM77] Forsythe, G. E.; Malcolm, M. A.; Moler, C. B.
Computer Methods for Mathematical Computations (prentice-hall Series in Automatic Computation)
Prentice Hall, 1977, ISBN: 0-13-165332-6, (siehe S. 48).
- [FYM01] Feng, Y.; Yu, X.; Man, Z.
Adaptive Fast Terminal Sliding Mode Tracking Control of Robotic Manipulator
In: Proceedings of the 40th IEEE Conference on Decision and Control,
S. 4021–4026, (siehe S. 74).
- [GC96] Gillespie, B.; Cutkosky, M.
Stable User-specific Haptic Rendering of the Virtual Wall
In: Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Conference and Exposition, Atlanta, 1996, S. 397–406, (siehe S. 84, 94).
- [GGF08] Griffiths, P. G.; Gillespie, R. B.; Freudenberg, J. S.
A Fundamental Tradeoff Between Performance and Sensitivity Within Haptic Rendering
In: IEEE Transactions on Robotics, 24 (Juni 2008) 3, DOI:
10.1109/tro.2008.924256, S. 537–548, (siehe S. 97).
- [GK97] Gomi, H.; Kawato, M.
Human Arm Stiffness and Equilibrium-point Trajectory during Multi-joint Movement
In: Biological Cybernetics, 76 (Apr. 1997) 3, DOI: 10.1007/s004220050329,
S. 163–171, (siehe S. 49).
- [GM12] Gogate, G. R.; Matekar, S. B.
Optimum synthesis of motion generating four-bar mechanisms using alternate error functions
In: Mechanism and Machine Theory (MMT), 54 (2012), DOI:
10.1016/j.MechMachTheory.2012.03.007, S. 41–61, (siehe S. 124 f.).
- [GM93] Gray, J. E.; Murray, W.
A Derivation of an Analytic Expression for the Tracking Index for the Alpha-beta-gamma Filter
In: IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems, 29 (Juli 1993) 3, DOI:
10.1109/7.220956, S. 1064–1065, (siehe S. 70).
- [GOT58] Goertz, R.; Olsen, R.; Thompson, W.
Electronic Master Slave Manipulator
Patent, US2846084, 1958, (siehe S. 9).
- [GT54] Goertz, R.; Thompson, R.
Electronically Controlled Manipulator
In: Nucleonics, 12 (1954), S. 46–47, (siehe S. 9).
- [HA96] Hayward, V.; Astley, O. R.
Performance Measures for Haptic Interfaces
In: Robotics Research, Springer London, 1996, S. 195–206, (siehe S. 16).
- [HAF09] Haddadin, S.; Albu-Schaffer, A.; Frommberger, M.; Rossmann, J.; Hirzinger, G.
The DLR Crash Report: Towards a Standard Crash-testing Protocol for Robot Safety – Part I: Results
In: 2009 IEEE International Conference on Robotics and Automation, (siehe S. 65).

- [Hap18] Haption
Products
<https://www.haption.com/en/products-en.html> (zuletzt geprüft am 28.09.2018), (siehe S. 10).
- [Hat13] Hatzfeld, C.
Experimentelle analyse der menschlichen Kraftwahrnehmung als ingenieurtechnische Entwurfsgrundlage für haptische Systeme
München: Dr.-Hut-Verlag, 2013, (siehe S. 7 f., 11).
- [Hei15] Heidenhain
Rotary Encoders
Heidenhain, 2015, (siehe S. 36).
- [HJJ97] Hayward, V.; Janabi-Sharifi, F.; Jason Chen, C.-S.
Adaptive Windowing Discrete-time Velocity Estimation Techniques: Application to Haptic Interfaces
In: IFAC Proceedings Volumes, 30 (Sep. 1997) 20, DOI: 10.1016/S1474-6670(17)44302-3, S. 445–451, (siehe S. 71).
- [HKP09] Ha, S.; Kim, L.; Park, S.; Jun, C.; Rho, H.
Virtual Prototyping Enhanced by a Haptic Interface
In: CIRP Annals, 58 (2009) 1, DOI: 10.1016/j.cirp.2009.03.015, S. 135–138, (siehe S. 11).
- [HLW03] Hairer, E.; Lubich, C.; Wanner, G.
Geometric Numerical Integration Illustrated by the Störmer-Verlet Method
In: Acta Numerica, 12 (Mai 2003), DOI: 10.1017/S0962492902000144, S. 399–450, (siehe S. 91).
- [HO16] Hannaford, B.; Okamura, A.
Haptics
In: Springer Handbook of Robotics, Springer, 2016, ISBN: 978-3-31-932552-1, S. 1063–1083, (siehe S. 4).
- [Hog85] Hogan, N.
Impedance Control: An Approach to Manipulation
In: Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 107 (1985) 1, DOI: 10.1115/1.3140702, S. 1, (siehe S. 83).
- [Hog87] Hogan, N.
Stable Execution of Contact Tasks Using Impedance Control
In: International Conference on Robotics and Automation, (siehe S. 83).
- [HP17] Heitmann, N. S.; Paris, J. N.
Entwicklung einer automatisierten Konfigurationserkennung für einen parallelen Roboter durch Analyse des dynamischen Verhaltens
Masterarbeit, RWTH Aachen University, 2017, (siehe S. 67).
- [HR02] Hannaford, B.; Ryu, J.-H.
Time-Domain Passivity Control of Haptic Interfaces
In: IEEE Transactions on Robotics and Automation, 18 (2002) 1, DOI: 10.1109/70.988969, S. 1–10, (siehe S. 85).
- [HRK02] Hannaford, B.; Ryu, J. H.; Kim, Y. S.
Stable Control of Haptics
In: TOUCH IN VIRTUAL ENVIRONMENTS, ISBN: 0-13-065097-8, S. 47–70, (siehe S. 85, 94).

- [HS04] Hale, K. S.; Stanney, K. M.
Haptic Rendering – beyond Visual Computing – Deriving Haptic Design Guidelines from Human Physiological, Psychophysical, and Neurological Foundations
In: IEEE Computer Graphics and Applications, 24 (März 2004) 2, DOI: 10.1109/mcg.2004.1274059, S. 33–39, (siehe S. 9, 126).
- [HS06] Hoogen, J.; Schmidt, G.
Komplementäre Regelungsarchitekturen für haptische Displays
In: at - Automatisierungstechnik, 54 (Jan. 2006) 1/2006, DOI: 10.1524/auto.2006.54.1.1, S. 1–9, (siehe S. 97).
- [IM11] Isermann, R.; Münchhof, M.
Identification of Dynamic Systems
Springer Berlin Heidelberg, 2011, DOI: 10.1007/978-3-540-78879-9, (siehe S. 36).
- [INT18] INTUITIVE
About Intuitive
<https://www.intuitive.com/en/about-us/company> (zuletzt geprüft am 28.09.2018), (siehe S. 10).
- [Jap19] Japan Ergonomics Society
History of Ergonomics
https://www.ergonomics.jp/e_index/e_outline/e_ergono-history.html, (siehe S. 1).
- [JHC00] Janabi-Sharifi, F.; Hayward, V.; Chen, C.-S. J.
Discrete-time Adaptive Windowing for Velocity Estimation
In: IEEE Trans. Contr. Sys. Techn. 8 (2000) 6, DOI: 10.1109/87.880606, S. 1003–1009, (siehe S. 71).
- [KCH15] Kerle, H.; Corves, B.; Hüsing, M.
Getriebetechnik
Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015, DOI: 10.1007/978-3-658-10057-5, (siehe S. 47, 123, 127).
- [Kep03] Keppler, V.
Modellbildung und Simulation in der Biomechanik
Diss., Eberhard-Karls-Universität zu Tübingen, 2003, (siehe S. 50).
- [KFN06] Kuchenbecker, K. J.; Fiene, J.; Niemeyer, G.
Improving Contact Realism through Event-based Haptic Feedback
In: IEEE Transactions on Visualization and Computer Graphics, 12 (März 2006) 2, DOI: 10.1109/tvcg.2006.32, S. 219–230, (siehe S. 46).
- [Kin09] Kinne, J.
Praxisnah ermittelte Impedanzverläufe zur Nutzung für biomechanische Modellierungen der beiden menschlichen Hand-Arm-Systeme
Diss., Dortmund, Technische Universität Darmstadt, 2009, (siehe S. 50).
- [KKH97] Kecskeméthy, A.; Krupp, T.; Hiller, M.
Symbolic Processing of Multiloop Mechanism Dynamics Using Closed-form Kinematics Solutions
In: Multibody System Dynamics, 1 (1997) 1, DOI: 10.1023/a:1009743909765, S. 23–45, (siehe S. 25, 108).

- [KLM11] Kinne, J.; Latzel, K.; Melzig-Thiel, R.; Schatte, M.
Schwingungstechnische Modellierung der beiden Hand-Arm-Systeme von Bedienpersonen für die Anwendung bei der Prüfung von Handmaschinen
Dortmund: Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin, 1. Aufl., 2011, (siehe S. 50).
- [KMM14] Kern, T. A.; Matysek, M.; Meckel, O.; Rausch, J.; Rettig, A.; Röse, A.; Sindlinger, S.
Engineering Haptic Devices
Springer London, 24. Sep. 2014, ISBN: 1-44-716517-9, (siehe S. 8, 12 ff., 16, 41, 45, 84, 97).
- [KPH13] Kölling, T.; Paris, J. N.; Hüsing, M.; Corves, B.
Optimierung des Entwicklungsprozesses von handbetätigten Bewegungseinheiten durch Simulation digitaler Prototypen in einem universellen haptischen Feedbacksystem
In: Zentner, L. (Hrsg.), 10. Kolloquium Getriebetechnik, Univ.-Verl., 2013, ISBN: 978-3-86-360065-5, S. 285–302, (siehe S. 11, 20).
- [KPH14] Kölling, T.; Paris, J. N.; Hüsing, M.; Corves, B.
Handbetätigte Bewegungseinrichtungen ergonomiegerecht auslegen und frühzeitig qualifiziert bewerten : Einsatz haptischer Feedbacksysteme im Entwicklungsprozess von Mechanismen
In: Bewegungstechnik: 17. VDI Getriebetagung, Düsseldorf : VDI-Verl., 2014, ISBN: 978-3-18-092237-9, S. 203–214, (siehe S. 11, 110).
- [KPH16] Kölling, T. G.; Paris, J. N.; Hüsing, M.; Corves, B.
Bewerten der Ergonomie handbetätigter Mechanismen durch Virtual Prototyping mit haptischem Display
In: Getriebe aktuell, 13 (2016), S. 14–23, (siehe S. 11, 110).
- [KSO99] Kajikawa, S.; Saito, M.; Ohba, K.; Inooka, H.
Analysis of Human Arm Movement for Catching a Moving Object
In: IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics, (siehe S. 9).
- [LAD04] Lewis, F. L.; Abdallah, C. T.; Dawson, D. M.
Robot Manipulator Control: Theory and Practice
CRC PR INC, 11. Jan. 2004, ISBN: 0-82-474072-6, (siehe S. 27, 32, 36, 69 f., 72 f., 76).
- [LG13] Lecours, A.; Gosselin, C.
Computed-Torque Control of a Four-degree-of-freedom Admittance Controlled Intelligent Assist Device
In: Desai, J. P.; Dudek, G.; Khatib, O.; Kumar, V. (Hrsg.), Experimental Robotics, Heidelberg: Springer International Publishing, 30. Juli 2013, S. 635–649, (siehe S. 86).
- [LHO17] Lee, G.; Hur, S.-M.; Oh, Y.
High-force Display Capability and Wide Workspace with a Novel Haptic Interface
In: IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 22 (Feb. 2017) 1, DOI: 10.1109/tmech.2016.2624263, S. 138–148, (siehe S. 10).
- [LMH09] Lugo-González, E.; Merchán-Cruz, E. A.; Hernández-Gómez, L. H.
Synthesis Optimization of Planar Mechanisms
In: Applied Mechanics and Materials, 15 (Aug. 2009), DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.15.55, S. 55–60, (siehe S. 124 f.).

- [LPv11] Lakatos, D.; Petit, F.; van der Smagt, P.
Conditioning Vs. Excitation Time for Estimating Impedance Parameters of the Human Arm
In: 11th IEEE-RAS International Conference on Humanoid Robots, S. 636–642, (siehe S. 50).
- [LRW98] Lagarias, J. C.; Reeds, J. A.; Wright, M. H.; Wright, P. E.
Convergence Properties of the Nelder-Mead Simplex Method in Low Dimensions
In: SIAM Journal on Optimization, 9 (Jan. 1998) 1, DOI: 10.1137/s1052623496303470, S. 112–147, (siehe S. 134).
- [Lun13] Lunze, J.
Regelungstechnik 1
Springer Berlin Heidelberg, 2013, DOI: 10.1007/978-3-642-29533-1, (siehe S. 15, 59).
- [LX05] Liu, Y.; Xiao, R.
Optimal Synthesis of Mechanisms for Path Generation Using Refined Numerical Representation Based Model and AIS Based Searching Method
In: Journal of Mechanical Design, 127 (2005) 4, DOI: 10.1115/1.1898342, S. 688, (siehe S. 124).
- [Mac08] MacLean, K. E.
Haptic Interaction Design for Everyday Interfaces
In: Reviews of Human Factors and Ergonomics, 4 (Okt. 2008) 1, DOI: 10.1518/155723408x342826, S. 149–194, (siehe S. 8).
- [Mah15] Mahnken, R.
Lehrbuch der technischen Mechanik – Elastostatik
Springer Berlin Heidelberg, 2015, DOI: 10.1007/978-3-662-44798-7, (siehe S. 31).
- [MFC16] Marques, F.; Flores, P.; Claro, J. C. P.; Lankarani, H. M.
A Survey and Comparison of Several Friction Force Models for Dynamic Analysis of Multibody Mechanical Systems
In: Nonlinear Dynamics, 86 (Aug. 2016) 3, DOI: 10.1007/s11071-016-2999-3, S. 1407–1443, (siehe S. 32 f.).
- [MFL16] Marques, F.; Flores, P.; Lankarani, H.
On the Frictional Contacts in Multibody System Dynamics
In: Font-Llagunes, J. M. (Hrsg.), Multibody Dynamics, Springer International Publishing, 2016, S. 69–89, (siehe S. 33).
- [MG12] Matekar, S. B.; Gogate, G. R.
Optimum synthesis of path generating four-bar mechanisms using differential evolution and a modified error function
In: Mechanism and Machine Theory (MMT), 52 (2012), DOI: 10.1016/j.MechMachTheory.2012.01.017, S. 158–179, (siehe S. 124 f.).
- [MGD09] Mundo, D.; Gatti, G.; Dooner, D. B.
Optimized five-bar linkages with non-circular gears for exact path generation
In: Mechanism and Machine Theory (MMT), 44 (2009) 4, DOI: 10.1016/j.MechMachTheory.2008.04.011, S. 751–760, (siehe S. 125).
- [MHB85] Mussa-Ivaldi, F. A.; Hogan, N.; Bizzi, E.
Neural, Mechanical, and Geometric Factors Subserving Arm Posture in Humans
In: The Journal of neuroscience : the official journal of the Society for Neuroscience, 5 (1985) 10, S. 2732–2743, (siehe S. 49).

- [MMS90] Minsky, M.; Ming, O.-y.; Steele, O.; Brooks, F. P.; Behensky, M.
Feeling and Seeing: Issues in Force Display
In: Zyda, M. J. (Hrsg.), Proceedings of the 1990 symposium on Interactive 3D graphics - SI3D '90, S. 235–241, (siehe S. 84).
- [MOO18] MOOG
Haptic Solutions
<http://www.moog.com/products/haptics-robotics.html> (zuletzt geprüft am 28.09.2018), (siehe S. 10).
- [Mot18] Motek
Hapitcmaster VR
<https://www.motekforcelink.com/product/hapticmaster-vr/> (zuletzt geprüft am 28.09.2018), (siehe S. 10).
- [MS11] McCarthy, J. M.; Soh, G. S.
Geometric Design of Linkages
Springer New York, 2011, DOI: 10.1007/978-1-4419-7892-9, (siehe S. 24).
- [NB67] Neal, S.; Benedict, T.
Discussion on „parametric Relations for the Alpha-beta-gamma Filter Predictor“
In: IEEE Transactions on Automatic Control, 12 (Juni 1967) 3, DOI: 10.1109/tac.1967.1098594, S. 315–317, (siehe S. 70).
- [NCB15] Nadal, F.; Cabrera, J. A.; Bataller, A.; Castillo, J. J.; Ortiz, A.
Turning Functions in Optimal Synthesis of Mechanisms
In: Journal of Mechanical Design, 137 (März 2015) 137, DOI: 10.1115/1.4029825, S. 062302, (siehe S. 124 f.).
- [Neu16] Neudörfer, A.
Konstruieren sicherheitsgerechter Produkte
Springer Berlin Heidelberg, 2016, DOI: 10.1007/978-3-662-49819-4, (siehe S. 64).
- [Nie03] Niemeyer, J.
Methodische Entwicklung von Prinzipiösungen bei der Auslegung ungleichmäßig übersetzender Getriebe unter Verwendung eines praxisorientierten interaktiven Wissensspeichers
Diss., Aachen, RWTH Aachen University, 2003, (siehe S. 107, 109 f.).
- [Nil69] Nilsson, N. J.
A Mobius Automation: An Application of Artificial Intelligence Techniques
In: Proceedings of the 1st International Joint Conference on Artificial Intelligence, S. 509–520, (siehe S. 60).
- [Nor13] Norman, D.
The Design of Everyday Things: Revised and Expanded Edition
New York: Basic Books, 2013, ISBN: 978-0-465-05065-9, (siehe S. 1, 114).
- [NP01] Nokleby, S. B.; Podhorodeski, R. P.
Optimization-Based Synthesis of Grashof Geared Five-Bar Mechanisms
In: Journal of Mechanical Design, 123 (2001) 4, DOI: 10.1115/1.1401736, S. 529, (siehe S. 124).
- [NW00] Nocedal, J.; Wright, S.
Numerical Optimization (springer Series in Operations Research and Financial Engineering)
Springer, 2000, ISBN: 0-387-98793-2, (siehe S. 123, 131).

- [OED18] OED-Redaktion
„haptic“ *Auf Oxford English Dictionary Online*
<http://www.oed.com> (zuletzt geprüft am 28.09.2018), (siehe S. 7).
- [OL05] Otaduy, M. A.; Lin, M. C.
Introduction to Haptic Rendering
In: ACM SIGGRAPH 2005 Courses on - SIGGRAPH '05, (siehe S. 9 f.).
- [OMN10] Ott, C.; Mukherjee, R.; Nakamura, Y.
Unified Impedance and Admittance Control
In: 2010 IEEE International Conference on Robotics and Automation, (siehe S. 86).
- [OPT07] Ott, R.; Perrot, V. D.; Thalmann, D.; Vexo, F.
MHaptic: A Haptic Manipulation Library for Generic Virtual Environments
In: 2007 International Conference on Cyberworlds (CW'07), (siehe S. 41).
- [PAH19] Paris, J. N.; Archut, J.-L.; Hüsing, M.; Corves, B.
Haptic Simulation of Mechanisms
In: Multibody Dynamics 2019, Springer International Publishing, Juni 2019, S. 123–130, (siehe S. 107).
- [PAH20] Paris, J. N.; Archut, J.-L.; Hüsing, M.; Corves, B.
Haptic simulation and synthesis of mechanisms
In: Mechanism and Machine Theory, 144 (Feb. 2020), DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.103674, S. 103674, (siehe S. 107).
- [Par17] Park, F. C.
Modern Robotics - Mechanics, Planning, and Control
Cambridge University Press, 2017, ISBN: 1-10-715630-0, (siehe S. 81 f.).
- [PB87] Parks, T. W.; Burrus, C. S.
Digital Filter Design (topics in Digital Signal Processing)
Wiley-Interscience, 1987, ISBN: 0-47-182896-3, (siehe S. 69).
- [PBF06] Pahl, G.; Beitz, W.; Feldhusen, J.; Grote, K.-H.
Pahl/Beitz Konstruktionslehre: Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung. Methoden und Anwendung
Springer, 2006, ISBN: 978-3-54-034060-7, (siehe S. 107).
- [Pes02] Peshkin, M. A.
Draft Standard for Trial Use for Intelligent Assist Devices – Personnel Safety Requirements
Robotic Industries Association, 15. März 2002, (siehe S. 65).
- [PHC19] Paris, J. N.; Hüsing, M.; Corves, B.
Model-Based Development of Multi-Body Systems using Haptic Feedback Systems
In: 17. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik, KT2019 (2019), DOI: 10.18154/RWTH-2019-08784, 1 Oct 2019–2 Oct 2019, Aachen 150, (siehe S. 107).
- [PPV11] Penunuri, F.; Peón-Escalante, R.; Villanueva, C.; Pech-Oy, D.
Synthesis of mechanisms for single and hybrid tasks using differential evolution
In: Mechanism and Machine Theory (MMT), 46 (2011) 10, DOI: 10.1016/j.MechMachTheory.2011.05.013, S. 1335–1349, (siehe S. 124 f.).
- [PZ18] Parthiban, C.; Zinn, M.
Performance and Stability Limitations of Admittance-based Haptic Interfaces
In: 2018 IEEE Haptics Symposium (HAPTICS), S. 58–65, (siehe S. 13 f., 85 f.).

- [RCP18] Roldán-Paraponiaris, C.; Campa, F. J.; Paris, J.; Kölling, T.; Altuzarra, O.; Corves, B. *Application of the Principle of Energy Equivalence to Obtain Suitable Models of Parallel Planar Mechanisms for Identification Including Friction Parameters. a Case Study: 5r RePlaLink Haptic Mechanism*
In: *Mechatronics*, 56 (Dez. 2018), DOI: 10.1016/j.mechatronics.2018.10.011, S. 87–100, (siehe S. 36, 38).
- [RPH05] Ryu, J.-H.; Preusche, C.; Hannaford, B.; Hirzinger, G. *Time Domain Passivity Control with Reference Energy Following*
In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 13 (2005) 5, DOI: 10.1109/TCST.2005.847336, S. 737–742, (siehe S. 85, 94).
- [SB08] Strolz, M.; Buss, M. *Haptic Rendering of Actuated Mechanisms by Active Admittance Control*
In: *Haptics: Perception, Devices and Scenarios*, Springer Berlin Heidelberg, 2008, S. 712–717, (siehe S. 11).
- [SCB04] Salisbury, K.; Conti, F.; Barbagli, F. *Survey – Haptic Rendering: Introductory Concepts*
In: *IEEE Computer Graphics and Applications*, 24 (März 2004) 2, DOI: 10.1109/mcg.2004.1274058, S. 24–32, (siehe S. 10).
- [Sch15] Schröder, D. *Elektrische Antriebe – Regelung von Antriebssystemen*
Springer Berlin Heidelberg, 2015, DOI: 10.1007/978-3-642-30096-7, (siehe S. 34).
- [SD07] Smaili, A.; Diab, N. *A New Approach to Shape Optimization for Closed Path Synthesis of Planar Mechanisms*
In: *Journal of Mechanical Design*, 129 (2007) 9, DOI: 10.1115/1.2753164, S. 941, (siehe S. 124 f.).
- [SGV06] Sancibrian, R.; García, P.; Viadero, F.; Fernández, A. *A General Procedure Based on Exact Gradient Determination in Dimensional Synthesis of Planar Mechanisms*
In: *Mechanism and Machine Theory (MMT)*, 41 (2006) 2, DOI: 10.1016/j.MechMachTheory.2005.04.006, S. 212–229, (siehe S. 124 f.).
- [Sha98] Shannon, R. E. *Introduction to the Art and Science of Simulation*
In: *Proceedings of the 30th Conference on Winter Simulation*, ISBN: 0-7803-5134-7, S. 7–14, (siehe S. 19).
- [SHV06] Spong, M. W.; Hutchinson, S.; Vidyasagar, M. *Robot Modeling and Control*
Hoboken, New Jersey: John Wiley and Sons, Inc., 2006, ISBN: 978-0-471-64990-8, (siehe S. 73).
- [Sim63] Simpson, H. *Performance Measures and Optimization Condition for a Third-order Sampled-data Tracker*
In: *IEEE Transactions on Automatic Control*, 8 (Apr. 1963) 2, DOI: 10.1109/tac.1963.1105554, S. 182–183, (siehe S. 70).

- [SK08] Siciliano, B.; Khatib, O.
Springer Handbook of Robotics
Springer Berlin Heidelberg, 2008, DOI: 10.1007/978-3-540-30301-5, (siehe S. 60, 65, 85).
- [SKK13] Shayan-Amin, S.; Kovacs, L. L.; Kovecses, J.
The Role of Mechanical Properties on the Behaviour and Performance of Multi-dof Haptic Devices
In: 2013 World Haptics Conference (WHC), S. 725–730, (siehe S. 86).
- [SLH10] Schmidt, R. F.; Lang, F.; Heckmann, M.
Physiologie des Menschen: Mit Pathophysiologie
Springer, 2010, ISBN: 978-3-642-01650-9, (siehe S. 8 f.).
- [SMG09] Strolz, M.; Mortl, A.; Graf, M.; Buss, M.
Control of an Actuated Car Door Providing Outstanding Haptic Interaction
In: World Haptics 2009 – Third Joint EuroHaptics conference and Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems, (siehe S. 11, 41).
- [SP17a] Shen, X.; Paris, J. N.
Regelungsstrategien für haptische Feedbacksysteme am Beispiel des RePlaLink
Masterarbeit, RWTH Aachen University, 2017, (siehe S. 74).
- [SP17b] Simon, K. S.; Paris, J. N.
Modellierung der Mensch-Maschine-Schnittstelle eines haptischen Feedbacksystems
Masterarbeit, RWTH Aachen University, 2017, (siehe S. 31).
- [SSG05] Speich, J. E.; Shao, L.; Goldfarb, M.
Modeling the Human Hand as it Interacts with a Telemanipulation System
In: Mechatronics, 15 (Nov. 2005) 9, DOI: 10.1016/j.mechatronics.2005.06.001, S. 1127–1142, (siehe S. 50 f.).
- [SSV09] Siciliano, B.; Sciavicco, L.; Villani, L.; Oriolo, G.
Robotics
Springer London, 2009, DOI: 10.1007/978-1-84628-642-1, (siehe S. 26 ff., 59 f., 62).
- [Sto01] Stone, R. J.
Haptic Feedback: A Brief History from Telepresence to Virtual Reality
In: Proceedings of the First International Workshop on Haptic Human-Computer Interaction, ISBN: 3-540-42356-7, S. 1–16, (siehe S. 9, 16).
- [SVG04] Sancibrian, R.; Viadero, F.; García, P.; Fernández, A.
Gradient-based Optimization of Path Synthesis Problems in Planar Mechanisms
In: Mechanism and Machine Theory (MMT), 39 (2004) 8, DOI: 10.1016/j.MechMachTheory.2004.02.012, S. 839–856, (siehe S. 124).
- [TBC04] Tee, K. P.; Burdet, E.; Chew, C. M.; Milner, T. E.
A Model of Force and Impedance in Human Arm Movements
In: Biological Cybernetics, 90 (Mai 2004) 5, DOI: 10.1007/s00422-004-0484-4, S. 368–375, (siehe S. 49).
- [Tes18] Teslasuit
Teslasuit – New Generation of Smart Clothing
<https://teslasuit.io/teslasuit> (zuletzt geprüft am 28.09.2018), (siehe S. 10).

-
- [TMG95] Tsuji, T.; Morasso, P. G.; Goto, K.; Ito, K.
Human Hand Impedance Characteristics during Maintained Posture
In: Biological Cybernetics, 72 (1995) 6, S. 475–485, (siehe S. 49, 52, 187).
- [TMM02] Thurfjell, L.; McLaughlin, J.; Mattsson, J.; Lammertse, P.
Haptic Interaction with Virtual Objects: The Technology and Some Applications
In: Industrial Robot: An International Journal, 29 (Juni 2002) 3, DOI: 10.1108/01439910210425487, S. 210–215, (siehe S. 10).
- [TSE94] Tan, H.; Srinivasan, M.; Eberman, B.; Cheng, B.
Human Factors for the Design of Force-reflecting Haptic Interfaces
In: Dynamic Systems and Control, 55 (1994), S. 353–359, (siehe S. 9).
- [TYH02] Tsumugiwa, T.; Yokogawa, R.; Hara, K.
Variable Impedance Control Based on Estimation of Human Arm Stiffness for Human-robot Cooperative Calligraphic Task
In: Proceedings 2002 IEEE International Conference on Robotics and Automation, (siehe S. 49).
- [UMB04] Ueberle, M.; Mock, N.; Buss, M.
VISHARD10, a Novel Hyper-redundant Haptic Interface
In: 12th International Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems, 2004. HAPTICS '04. Proceedings. (Siehe S. 10, 123).
- [VDI86] VDI 2241-1:1986-04
Konstruieren ergonomiegerechter Erzeugnisse – Grundlagen und Vorgehen
(siehe S. 1).
- [vHN15] van Beek, F. E.; Heck, D. J. E.; Nijmeijer, H.; Bergmann Tiest, W. M.; Kappers, A. M. L.
The Effect of Damping on the Perception of Hardness
In: Colgate, J. E. (Hrsg.), 2015 IEEE World Haptics Conference (WHC), S. 82–87, (siehe S. 45).
- [vHN16] van Beek, F. E.; Heck, D. J. E.; Nijmeijer, H.; Tiest, W. M. B.; Kappers, A. M. L.
The Effect of Global and Local Damping on the Perception of Hardness
In: IEEE Transactions on Haptics, 9 (Juli 2016) 3, DOI: 10.1109/toh.2016.2567395, S. 409–420, (siehe S. 45).
- [VJ15] Vijay, M.; Jena, D.
Optimal Backstepping Sliding Mode Control for Robot Manipulator
In: 2015 IEEE International Conference on Signal Processing, Informatics, Communication and Energy Systems (SPICES), S. 1–5, (siehe S. 74).
- [VLF02] Van der Linde, R. Q.; Lammertse, P.; Frederiksen, E.; Ruiter, B.
The Hapticmaster, a New High-performance Haptic Interface
In: Proceedings of Eurohaptics, Eurohaptics, S. 1–5, (siehe S. 14, 65).
- [Vol78] Volmer, J.
Getriebetechnik
Vieweg+Teubner Verlag, 1978, DOI: 10.1007/978-3-322-93799-5, (siehe S. 1).
- [VSH03] Vlught, E. de; Schouten, A. C.; Helm, F. C. T. van der; Teerhuis, P. C.; Brouwn, G. G.
A Force-controlled Planar Haptic Device for Movement Control Analysis of the Human Arm
In: Journal of Neuroscience Methods, 129 (Okt. 2003) 2, DOI: 10.1016/s0165-0270(03)00203-6, S. 151–168, (siehe S. 10, 65).

- [VY01] Vasiliu, A.; Yannou, B.
Dimensional Synthesis of Planar Mechanisms Using Neural Networks: Application to Path Generator Linkages
In: Mechanism and Machine Theory (MMT), 36 (2001) 2, DOI: 10.1016/S0094-114X(00)00037-9, S. 299–310, (siehe S. 124).
- [WC08] Weir, D. W.; Colgate, J. E.
Stability of Haptic Displays
In: Haptic Rendering: Foundations, Algorithms and Applications, A K Peters/CRC Press, 2008, ISBN: 978-1-56-881332-5, S. 151–189, (siehe S. 69, 85 f., 93 f.).
- [Web46] Weber, E. H.
Tastsinn und Gemeingefühl
In: Wagners Hdwb. Physiol. 1846, S. 481–588, (siehe S. 8).
- [Wei15] Weißgerber, W.
Elektrotechnik für Ingenieure 2
Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015, DOI: 10.1007/978-3-658-09100-2, (siehe S. 12).
- [Win16] Winkler, A.
Sensorgeführte Bewegungen stationärer Roboter
Diss., TU Chemnitz, 2016, (siehe S. 82).
- [WKS08] Wobbe, F.; Kolbus, M.; Schumacher, W.
Enhanced Motion Control Concepts on Parallel Robots
In: Ramos Arreguin, J. M. (Hrsg.), Automation and Robotics, I-Tech Education and Publishing, 2008, (siehe S. 79).
- [Yan10] Yang, X.-S.
Engineering Optimization
WILEY, 1. Juli 2010, ISBN: 0-47-058246-4, (siehe S. 131).
- [YCX01] Yiu, Y. K.; Cheng, H.; Xiong, Z. H.; Liu, G. F.; Li, Z. X.
On the Dynamics of Parallel Manipulators
In: Proceedings 2001 ICRA. IEEE International Conference on Robotics and Automation, (siehe S. 29).

Tabellen

2.1. Klassifizierung von HFS und Robotern anhand von Interaktionspfaden	12
2.2. Klassifizierung von HFS	17
3.1. Identifizierte Reibwerte	39
4.1. Implementierte Sicherheitsfunktionen des REPLALINKS	66
4.2. Grenzwerte für die Sicherheitsfunktionen des REPLALINKS	67
4.3. Parameter der Stromregelung für die verwendeten Motoren	74
4.4. Parameter der Berechnete-Momente-Regelung	76
4.5. Parameter der Kaskadenregelung für die beiden großen Servoverstärker	78
4.6. Vergleich der Regelgüte von Kaskadenregler und CTC	79
5.1. Funktionen für die haptische Synthese von Viergliedern	114
5.2. Schwellwerte für die Funktionen der haptischen Synthese	117
6.1. Betreute wissenschaftliche Arbeiten	145
A.1. Genaue Bezeichnung der Antriebs- und Steuerungstechnik	169
A.2. Kinematische und dynamische Parameter des REPLALINKS	170
B.1. Parametersätze für einige der in dieser Arbeit verwendeten Getriebe	180
C.1. Identifizierte Parameter und gemittelte Literaturwerte für die Anwendermodelle	187
D.1. Parametervergleich für die Filterung des Positionsfehlers	190
D.2. Parametervergleich für die Filterung der Position.	191
D.3. Parametervergleich für die Vorsteuerung	191
D.4. Parametervergleich für die Berechnete-Momente-Regelung	193
D.5. Parametervergleich für die Kaskadenregelung mit Vorsteuerung	195
E.1. Parameter zur haptischen Synthese	201

Abbildungen

1.	Legende für Systemabbildungen	xxi
1.1.	Schematischer Aufbau des untersuchten Systems und Aufbau der Arbeit	5
2.1.	Mögliche Interaktionspfade eines HFS	12
2.2.	Mögliche Strukturen eines impedanzbasierten HFS	13
2.3.	Mögliche Strukturen eines admittanzbasierten HFS	14
2.4.	Impedanz eines Einmassenschwingers als Übertragungsfunktion	15
3.1.	Übersicht der Rekonfigurationsoptionen des REPLALINK	20
3.2.	Gesamtansicht des HFS REPLALINK in beiden Betriebsmodi	21
3.3.	Komponenten der Antriebstechnik und Sensorik des REPLALINKS	22
3.4.	Kinematisches Schema des REPLALINKS mit Bezeichnungen	23
3.5.	Gesamter und nutzbarer Arbeitsraum des REPLALINKS in einer Konfiguration .	28
3.6.	Schichtung des REPLALINKS mit Bezeichnungen	29
3.7.	Modell eines diskreten, verzögerten Sensors mit Rauschen	36
3.8.	Bahnen zur Identifikation und Validierung der Reibwerte	38
3.9.	Vergleich des Reibanteils der Antriebsmomente	39
3.10.	Vergleich der Antriebsmomente der Validierungstrajektorie	40
3.11.	Anwendungsbeispiel für die haptische Simulation von Getrieben	41
3.12.	Kinematisches Schema des virtuellen Prototyps mit Bezeichnungen	42
3.13.	Vorgehen zur Berechnung der aktuellen Parameter des simulierten Getriebes .	47
3.14.	Zustandskorrektur für ein Getriebe	48
3.15.	Mögliche agierende Anwendermodelle	50
3.16.	Reagierendes, passives Anwendermodell	52
3.17.	Parameter für ein reagierendes sowie agierende Anwendermodelle	53
3.18.	Vergleich zwischen Simulation und Messung mit agierendem Anwendermodell	54
3.19.	Übersicht über die Komponenten der Simulation und deren Verknüpfung . . .	55
3.20.	Vergleich zwischen Simulation und REPLALINK anhand der Momente und KR .	56
3.21.	Vergleich zwischen Simulation und REPLALINK anhand der Momente und CTC	56
3.22.	Vergleich zwischen Simulation und REPLALINK anhand des Fehlers und KR . .	57
3.23.	Vergleich zwischen Simulation und REPLALINK anhand des Fehlers und CTC .	57

4.1.	Die Geräte zur Steuerung des REPLALINKS und deren Aufbau	61
4.2.	Steuerungsarchitektur für die haptische Simulation und Synthese	63
4.3.	Übersicht zur Regelung des Antriebssystems des REPLALINKS	68
4.4.	Rauschen in den Messwerten des Kraftsensors und gefilterte Kraftverläufe . . .	69
4.5.	Regelung der ACOPOS Servoverstärker zur Momentenregelung	75
4.6.	Kaskadenregler der ACOPOS Servoverstärker zur Positionierung	77
4.7.	Vergleich der CTC und des Kaskadenreglers anhand des Positionsfehlers	80
4.8.	Vergleich der CTC und des Kaskadenreglers anhand der Motormomente	80
4.9.	Vergleich verschiedener Parameter der Kraftregelung des Hybridreglers	83
4.10.	Bezeichnungen für Admittanzen und Impedanzen bei einem HFS	87
4.11.	Regelungsstruktur für Admittanz-HFS und Admittanz-VP	88
4.12.	Regelungsstruktur für Impedanz-HFS und Impedanz-VP	89
4.13.	Regelungsstruktur für Impedanz-HFS und Admittanz-VP	90
4.14.	Regelungsstruktur für Admittanz-HFS und Impedanz-VP	90
4.15.	Verhalten bei Kontakt mit Anschlag für verschiedene Integrationsverfahren . .	93
4.16.	Verhalten bei Kontakt mit Anschlag mit und ohne Passivitätsregler	97
4.17.	Ortskurve für Admittanz-HFS und Admittanz-VP	99
4.18.	Übertragungsfunktion für Admittanz-HFS und Admittanz-VP	99
4.19.	Stabilitätskarte für Admittanz-HFS und Admittanz-VP	101
4.20.	Stabilitätskarte für Impedanz-HFS und Impedanz-VP	102
4.21.	Stabilitätskarte für Impedanz-HFS und Admittanz-VP	104
4.22.	Stabilitätskarte für Admittanz-HFS und Impedanz-VP	105
5.1.	Systemübersicht für die haptische Simulation	108
5.2.	Hodographen für die wirkende Federkraft	109
5.3.	Einsatz der haptischen Simulation im Entwicklungsprozess von Mechanismen	110
5.4.	Einsatz der haptischen Synthese im Entwicklungsprozess von Mechanismen . .	112
5.5.	Koordinatensysteme am Handgriff des REPLALINKS	113
5.6.	Ablauf der haptischen Synthese	115
5.7.	Schwell- und Sättigungswerte zur Auswertung von Kräften und Momenten . . .	118
5.8.	Bogenlänge s_K , Referenzlagen sowie die Bereiche um $\mathcal{S}_{\min}$ und $\mathcal{S}_{\max}$	119
5.9.	Referenzkoppelkurve und Verschiebungen der Referenzlagen	121
5.10.	Normieren der Wunsch- und Optimierungsposen	126
5.11.	Koppelkurven eines Getriebes	128
5.12.	Darstellung möglicher Diskretisierungs- und Reihenfolgefehler	129

5.13.	Wertebereiche für die optimierungsbasierte Maßsynthese	131
5.14.	Abhängigkeit der Zielfunktion von den Optimierungsvariablen	132
5.15.	Optimierung der Lage im Arbeitsraum	134
5.16.	Systemübersicht für die haptische Synthese	135
5.17.	Verlauf der haptischen Synthese für drei Beispiele	136
5.18.	Verlauf der Getriebegrößen und benötigte Zeiten für Beispiel (a)	137
5.19.	Verlauf der Getriebegrößen und benötigte Zeiten für Beispiel (b)	137
5.20.	Verlauf der Getriebegrößen und benötigte Zeiten für Beispiel (c)	137
6.1.	Anwendung des REPLALINKS zur haptischen Synthese eines Schranks	141
A.1.	Bezeichnungen der Glieder und Gelenke des REPLALINKS	170
D.1.	Zeitversatz zwischen SPS und Servoverstärker	189
D.2.	Trajektorie zur Evaluation von Filtern und Reglern	190
D.3.	Messverlauf für Tabelle Tabelle D.3	192
D.4.	Messverlauf für Tabelle Tabelle D.3	192
D.5.	Messverlauf für Tabelle Tabelle D.4	194
D.6.	Messverlauf für Tabelle Tabelle D.4	195
D.7.	Messverlauf für Tabelle Tabelle D.5	196
D.8.	Messverlauf für Tabelle Tabelle D.5	196
D.9.	Vergleich der CTC und des Kaskadenreglers anhand des Positionsfehlers	197
D.10.	Vergleich der CTC und des Kaskadenreglers anhand der Motormomente	197
D.11.	Stabilitätskarte für Admittanz-HFS und Admittanz-VP ohne virtuelle Kopplung	198
D.12.	Stabilitätskarte für Impedanz-HFS und Impedanz-VP ohne virtuelle Kopplung .	198
D.13.	Ortskurve für Admittanz-HFS und Admittanz-VP	199
D.14.	Übertragungsfunktion für Admittanz-HFS und Admittanz-VP	199
D.15.	Ortskurve für Impedanz-HFS und Impedanz-VP	200
D.16.	Übertragungsfunktion für Impedanz-HFS und Impedanz-VP	200

A. Weitere Angaben zum REPLALINK

Dieses Kapitel stellt weitere Angaben zum REPLALINK zur Verfügung. Sie umfassen technische Parameter des Roboters in Anhang A.1, ein vollständiges kinematisches Modell in Anhang A.2 und alle benötigten Formeln für die Dynamikgleichung des Roboters in Anhang A.3. Dadurch wird die Implementierung der beschriebenen Modelle ermöglicht oder ein effizientes Modell einer fünfgliedrigen Kinematik für weitere Anwendungsfälle geboten.

A.1. Technische Daten

Der vorliegende Abschnitt stellt die technischen Daten zu den verwendeten Antriebskomponenten und Sensoren in Tab. A.1 zur Verfügung. Zusätzlich zeigt Tab. A.2 alle Parameter des Roboters entsprechend der Abb. A.1.

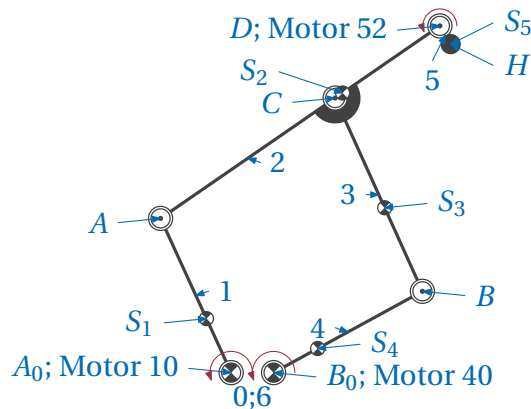
Tab. A.1.: Genaue Bezeichnung der Antriebs- und Steuerungstechnik

Komponente	Bezeichnung	Wichtige Eigenschaften
SPS	5PP520.1043-00	-
SPS-CPU	5PP5CP.US15-01	Intel Atom Z520 mit 1330 MHz
Servoverstärker 10	8V1090.001-02	-
Servoverstärker 40	8V1090.001-02	-
Servoverstärker 52	8V1010.50-2	-
Motor 10	8LSA45.E1045D200-0	$\tau_{10,n} = 4,8 \text{ Nm}$, $\vec{q}_{[1],n} = 12 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
Getriebe 10	8GF60-064-016S0L4	Übersetzung 1:16
Motor 40	8LSA45.E1045D200-0	$\tau_{40,n} = 4,8 \text{ Nm}$, $\vec{q}_{[2],n} = 12 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
Getriebe 40	8GF60-064-016S0L4	Übersetzung 1:16
Motor 52	8LVA13.B1030D000-0	$\tau_{52,n} = 0,32 \text{ Nm}$, $\vec{q}_{[3],n} = 8 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
Getriebe 52	8GP40-40-032S2V1	Übersetzung 1:32
Encoder 10	EQN1325	512 Striche, Auflösung 13 bit
Encoder 40	EQN1325	512 Striche, Auflösung 13 bit
Encoder 52	EBI 1135	Auflösung 18 bit

Fortsetzung folgt auf der nächsten Seite

Komponente	Bezeichnung	Wichtige Eigenschaften
I/O Vollbrücke DMS	X20AI1744	Auflösung 14,6 bit bei 1 kHz
Kraftsensor	K6D40	${}^H\vec{F}_{\text{Bmax}} = [2\text{kN } 0,5\text{kN } 20\text{Nm}]^T$

(a) Glied- und Gelenkbezeichnungen



(b) Bezeichnung Massen und Trägheit

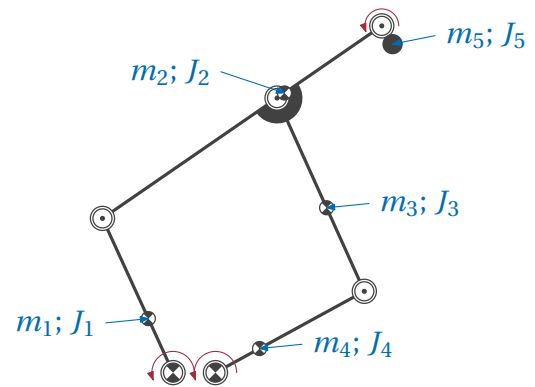


Abb. A.1.: Bezeichnungen der Glieder und Gelenke des REPLALINKS

Tab. A.2.: Kinematische und dynamische Parameter des REPLALINKS

Symbol	Wert	Beschreibung
$[x_{A_0} \ y_{A_0} \ z_{A_0}]^T$	$[0 \ 0 \ 0]^T$	Position des Gelenks A_0
$[x_{B_0} \ y_{B_0} \ z_{B_0}]^T$	$[0 \ -0,4 \ 0 \ -0,338 \text{m}]^T$	Position des Gelenks B_0
$l_{\overline{A_0A}}$	$0,15 - 0,5 \text{ m}$	Konfigurierbare Kurbellänge
$l_{\overline{AC}}$	$0,5 \text{ m}$	Koppellänge
$l_{\overline{AD}}$	$0,8 \text{ m}$	Koppellänge
$l_{\overline{BC}}$	$0,5 \text{ m}$	Koppellänge
$l_{\overline{B_0B}}$	$0,15 - 0,5 \text{ m}$	Konfigurierbare Kurbellänge
$l_{\overline{DH}}$	$0,05 \text{ m}$	Abstand Handgriff und Drehachse
$l_{\overline{A_0S_1}}$	$l_{\overline{A_0A}} - 0,26 \text{ m}$	Schwerpunktsabstand Glied 1
$l_{\overline{AS_2}}$	$0,5212 \text{ m}$	Schwerpunktsabstand Glied 2
$l_{\overline{BS_3}}$	$0,2161 \text{ m}$	Schwerpunktsabstand Glied 3
$l_{\overline{B_0S_4}}$	$l_{\overline{B_0B}} - 0,2815 \text{ m}$	Schwerpunktsabstand Glied 4
$l_{\overline{DS_5}}$	$0,05 \text{ m}$	Schwerpunktsabstand Glied 3

Fortsetzung folgt auf der nächsten Seite

Symbol	Wert	Beschreibung
m_1	3,215 kg	Masse des Glieds 1
m_2	3,854 kg	Masse des Glieds 2
m_3	1,89 kg	Masse des Glieds 3
m_4	2,95 kg	Masse des Glieds 4
m_5	1,52 kg	Masse des Glieds 5
J_1	0,2445 kgm ²	Reduziertes Gesamt-Massenträgheitsmoment
J_2	0,3000 kgm ²	Reduziertes Gesamt-Massenträgheitsmoment
J_3	0,0783 kgm ²	Reduziertes Gesamt-Massenträgheitsmoment
J_4	0,2248 kgm ²	Reduziertes Gesamt-Massenträgheitsmoment
J_5	0,0138 kgm ²	Reduziertes Gesamt-Massenträgheitsmoment
z_1	-0,067 m	Abstand entlang der z -Achse zum Ursprung
z_2	-0,1349 m	Abstand entlang der z -Achse zum Ursprung
z_3	-0,2031 m	Abstand entlang der z -Achse zum Ursprung
z_4	-0,2724 m	Abstand entlang der z -Achse zum Ursprung
z_5	-0,0834 m	Abstand entlang der z -Achse zum Ursprung
z_H	-0,0016 m	Abstand entlang der z -Achse zum Ursprung
Z_{p10}	5	Polpaarzahl
Z_{p40}	5	Polpaarzahl
Z_{p52}	4	Polpaarzahl
R_{ph10}	1,106 Ω	Elektrischer Widerstand
R_{ph40}	1,106 Ω	Elektrischer Widerstand
R_{ph52}	5,8 Ω	Elektrischer Widerstand
L_{ph10}	1,106 H	Induktivität
L_{ph40}	1,106 H	Induktivität
L_{ph52}	5,8 H	Induktivität
ψ_{PM10}	0,1018 Wb	Elektromagnetischer Fluss
ψ_{PM40}	0,1018 Wb	Elektromagnetischer Fluss
ψ_{PM52}	0,0271 Wb	Elektromagnetischer Fluss
i_{G10}	16	Getriebeübersetzung
i_{G40}	16	Getriebeübersetzung
i_{G52}	32	Getriebeübersetzung

A.2. Vollständige Kinematik

Dieser Abschnitt zeigt alle benötigten Gleichungen zur Berechnung der direkten sowie der inversen Kinematik. In der vorliegenden Arbeit wird die Kinematik in Abschnitt 3.1.2 hergeleitet und vorgestellt. Zur besseren Lesbarkeit werden teilweise Gleichungen aus Abschnitt 3.1.2 wiederholt. Hier zusätzlich eingeführte Formelzeichen werden nicht ins Formelverzeichnis dieser Arbeit aufgenommen.

Die Minimalkoordinaten des REPLALINKS sind (A.1) und entsprechen einer Beschreibung im Gelenkraum des Roboters. Eine Position im Aufgabenraum wird durch (A.2) ausgedrückt. Eine Abbildung erfolgt durch die direkte (A.3) bzw. die indirekte (A.4) Kinematik.

$$\vec{q} = \begin{bmatrix} \varphi_{10} & \varphi_{40} & \varphi_{52} \end{bmatrix}^T \quad (\text{A.1})$$

$$\vec{p}_H = \begin{bmatrix} x_H & y_H & \varphi_H \end{bmatrix}^T \quad (\text{A.2})$$

$$\vec{p}_H = \text{DK}(\vec{q}, \vec{\Phi}_{geo}) \quad (\text{A.3})$$

$$\vec{q} = \text{IK}(\vec{p}_H, \vec{\Phi}_{geo}) \quad (\text{A.4})$$

Für die direkte Kinematik ist der Zweischlag ACB mittels der Gleichungen (A.5) bis (A.10) zu lösen. Anschließend lässt sich mit (A.11) bis (A.13) die Position im Aufgabenraum und die Gesamtpose ausdrücken.

$$A_{ACB} = \left(x_{B_0} + \cos(\varphi_{40}) \cdot l_{\overline{B_0B}} \right) - \left(x_{A_0} + \cos(\varphi_{10}) \cdot l_{\overline{A_0A}} \right) \quad (\text{A.5})$$

$$B_{ACB} = \left(y_{B_0} + \sin(\varphi_{40}) \cdot l_{\overline{B_0B}} \right) - \left(y_{A_0} + \sin(\varphi_{10}) \cdot l_{\overline{A_0A}} \right) \quad (\text{A.6})$$

$$C_{\varphi_{20}} = \frac{A_{ACB}^2 + B_{ACB}^2 + l_{\overline{AC}}^2 - l_{\overline{BC}}^2}{2 \cdot l_{\overline{AC}}} \quad (\text{A.7})$$

$$\varphi_{20} = 2 \cdot \arctan \left(\frac{B_{ACB} + \sqrt{A_{ACB}^2 + B_{ACB}^2 - C_{\varphi_{20}}^2}}{A_{ACB} + C_{\varphi_{20}}} \right) \quad (\text{A.8})$$

$$C_{\varphi_{30}} = \frac{A_{ACB}^2 + B_{ACB}^2 - l_{\overline{AC}}^2 + l_{\overline{BC}}^2}{-2 \cdot l_{\overline{BC}}} \quad (\text{A.9})$$

$$\varphi_{30} = 2 \cdot \arctan \left(\frac{B_{ACB} + \sqrt{A_{ACB}^2 + B_{ACB}^2 - C_{\varphi_{30}}^2}}{A_{ACB} + C_{\varphi_{30}}} \right) \quad (\text{A.10})$$

$$\varphi_{50} = \varphi_{52} + \varphi_{20} \quad (\text{A.11})$$

$$\vec{p}_H = \begin{bmatrix} x_{A_0} + c_{10} \cdot l_{\overline{A_0A}} + c_{20} \cdot l_{\overline{AD}} + c_{50} \cdot l_{\overline{DH}} \\ y_{A_0} + s_{10} \cdot l_{\overline{A_0A}} + s_{20} \cdot l_{\overline{AD}} + s_{50} \cdot l_{\overline{DH}} \\ \varphi_{50} \end{bmatrix} \quad (\text{A.12})$$

$$\vec{\varphi} = \begin{bmatrix} \varphi_{10} & \varphi_{20} & \varphi_{30} & \varphi_{40} & \varphi_{50} \end{bmatrix}^T \quad (\text{A.13})$$

Zur Lösung der inversen Kinematik, muss zunächst der Punkt D mit (A.14) berechnet werden. Dann sind der Zweischlag A_0AD und nach der Bestimmung des Punkts C , der Zweischlag B_0BD zu lösen, siehe (A.15) bis (A.22) und (A.23) bis (A.28).

$$\begin{bmatrix} x_D \\ y_D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_H \\ y_H \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{50} \cdot l_{\overline{DH}} \\ s_{50} \cdot l_{\overline{DH}} \end{bmatrix} \quad (\text{A.14})$$

$$A_{A_0AD} = x_D - x_{A_0} \quad (\text{A.15})$$

$$B_{A_0AD} = y_D - y_{A_0} \quad (\text{A.16})$$

$$C_{\varphi_{10}} = \frac{A_{A_0AD}^2 + B_{A_0AD}^2 + l_{\overline{A_0A}}^2 - l_{\overline{AD}}^2}{2 \cdot l_{\overline{A_0A}}} \quad (\text{A.17})$$

$$\varphi_{10} = 2 \cdot \arctan \left(\frac{B_{A_0AD} + \sqrt{A_{A_0AD}^2 + B_{A_0AD}^2 - C_{\varphi_{10}}^2}}{A_{A_0AD} + C_{\varphi_{10}}} \right) \quad (\text{A.18})$$

$$C_{\varphi_{20}} = \frac{A_{A_0AD}^2 + B_{A_0AD}^2 - l_{\overline{AD}}^2 - l_{\overline{A_0A}}^2}{-2 \cdot l_{\overline{AD}}} \quad (\text{A.19})$$

$$\varphi_{20} = 2 \cdot \arctan \left(\frac{B_{A_0AD} + \sqrt{A_{A_0AD}^2 + B_{A_0AD}^2 - C_{\varphi_{20}}^2}}{A_{A_0AD} + C_{\varphi_{20}}} \right) \quad (\text{A.20})$$

$$\varphi_{52} = \varphi_{50} - \varphi_{20} \quad (\text{A.21})$$

$$\begin{bmatrix} x_C \\ y_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{A_0} + c_{10} \cdot l_{\overline{A_0A}} + c_{20} \cdot l_{\overline{AC}} \\ y_{A_0} + s_{10} \cdot l_{\overline{A_0A}} + s_{20} \cdot l_{\overline{AC}} \end{bmatrix} \quad (\text{A.22})$$

$$A_{B_0BD} = x_C - x_{B_0} \quad (\text{A.23})$$

$$B_{B_0BD} = y_C - y_{B_0} \quad (\text{A.24})$$

$$C_{\varphi_{40}} = \frac{A_{B_0BD}^2 + B_{B_0BD}^2 + l_{\overline{B_0B}}^2 - l_{\overline{BC}}^2}{2 \cdot l_{\overline{B_0B}}} \quad (\text{A.25})$$

$$\varphi_{40} = 2 \cdot \arctan \left(\frac{B_{B_0BD} + \sqrt{A_{B_0BD}^2 + B_{B_0BD}^2 - C_{\varphi_{40}}^2}}{A_{B_0BD} + C_{\varphi_{40}}} \right) \quad (\text{A.26})$$

$$C_{\varphi_{30}} = \frac{A_{B_0BD}^2 + B_{B_0BD}^2 - l_{\overline{B_0B}}^2 + l_{\overline{BC}}^2}{-2 \cdot l_{\overline{BC}}} \quad (\text{A.27})$$

$$\varphi_{30} = 2 \cdot \arctan \left(\frac{B_{B_0BD} + \sqrt{A_{B_0BD}^2 + B_{B_0BD}^2 - C_{\varphi_{30}}^2}}{A_{B_0BD} + C_{\varphi_{30}}} \right) \quad (\text{A.28})$$

Nach der Ermittlung der Pose des Roboters, können die Geschwindigkeiten und Beschleunigungen bestimmt werden. Zunächst wird ein Vektor (A.29) mit wiederkehrenden analytischen Ausdrücken zur Abkürzung eingeführt.

$$\vec{\gamma} = \begin{bmatrix} 1/(\vec{r}_{AC,x} \cdot \vec{r}_{BC,y} - \vec{r}_{AC,y} \cdot \vec{r}_{BC,x}) \\ \vec{\gamma}_{[1]} \cdot (\vec{r}_{A_0A,x} \cdot \vec{r}_{BC,y} - \vec{r}_{A_0A,y} \cdot \vec{r}_{BC,x}) \\ \vec{\gamma}_{[1]} \cdot (\vec{r}_{AC,x} \cdot \vec{r}_{BC,x} + \vec{r}_{AC,y} \cdot \vec{r}_{BC,y}) \\ \vec{\gamma}_{[1]} \cdot (\vec{r}_{A_0A,x} \cdot \vec{r}_{BC,x} + \vec{r}_{A_0A,y} \cdot \vec{r}_{BC,y}) \\ \vec{\gamma}_{[1]} \cdot (\vec{r}_{BC,x} \cdot \vec{r}_{B_0B,y} - \vec{r}_{BC,y} \cdot \vec{r}_{B_0B,x}) \\ \vec{\gamma}_{[1]} \cdot (\vec{r}_{BC,x}^2 + \vec{r}_{BC,y}^2) \\ \vec{\gamma}_{[1]} \cdot (\vec{r}_{BC,x} \cdot \vec{r}_{B_0B,x} + \vec{r}_{BC,y} \cdot \vec{r}_{B_0B,y}) \\ \vec{r}_{AC,x} \cdot \vec{r}_{B_0B,y} - \vec{r}_{AC,y} \cdot \vec{r}_{B_0B,x} \\ \vec{r}_{A_0A,x} \cdot \vec{r}_{AC,y} - \vec{r}_{A_0A,y} \cdot \vec{r}_{AC,x} \\ - \vec{r}_{A_0A,y} \\ \vec{r}_{AC,x} \cdot \vec{r}_{B_0B,x} + \vec{r}_{AC,y} \cdot \vec{r}_{B_0B,y} \\ \vec{r}_{A_0A,x} \cdot \vec{r}_{AC,x} + \vec{r}_{A_0A,y} \cdot \vec{r}_{AC,y} \\ \vec{r}_{AC,x}^2 + \vec{r}_{AC,y}^2 \end{bmatrix} \quad (\text{A.29})$$

Die Geschwindigkeiten des REPLALINKS lassen sich anschließend mit den Gleichungen (A.30) bis (A.32) und den zugehörigen Jacobimatrizen (A.33) bis (A.35) ermitteln.

$$\dot{\vec{p}}_H = \mathbf{J} \cdot \dot{\vec{q}} \quad (\text{A.30})$$

$$\dot{\vec{\varphi}} = \mathbf{J}_R \cdot \dot{\vec{q}} \quad (\text{A.31})$$

$$\vec{v}_S = \mathbf{J}_T \cdot \dot{\vec{q}} \quad (\text{A.32})$$

$$\mathbf{J} = \begin{bmatrix} \vec{\gamma}_{[10]} + \vec{\gamma}_{[2]} \cdot \vec{r}_{DH,y} + \vec{\gamma}_{[2]} \cdot \vec{r}_{AD,y} & \vec{\gamma}_{[5]} \cdot (\vec{r}_{DH,y} + \vec{r}_{AD,y}) & -\vec{r}_{DH,y} \\ \vec{r}_{A_0A,x} - \vec{\gamma}_{[2]} \cdot \vec{r}_{DH,x} - \vec{\gamma}_{[2]} \cdot \vec{r}_{AD,x} & -\vec{\gamma}_{[5]} \cdot (\vec{r}_{DH,x} + \vec{r}_{AD,x}) & \vec{r}_{DH,x} \\ -\vec{\gamma}_{[2]} & -\vec{\gamma}_{[5]} & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{A.33})$$

$$\mathbf{J}_T = \begin{bmatrix} -\vec{r}_{A_0S_1,y} & 0 & 0 \\ \vec{r}_{A_0S_1,x} & 0 & 0 \\ \vec{\gamma}_{[10]} + \vec{\gamma}_{[2]} \cdot \vec{r}_{AS_2,y} & \vec{\gamma}_{[5]} \cdot \vec{r}_{AS_2,y} & 0 \\ \vec{r}_{A_0A,x} - \vec{\gamma}_{[2]} \cdot \vec{r}_{AS_2,x} & -\vec{\gamma}_{[5]} \cdot \vec{r}_{AS_2,x} & 0 \\ \vec{\gamma}_{[1]} \cdot \vec{\gamma}_{[9]} \cdot \vec{r}_{BS_3,y} & \vec{\gamma}_{[1]} \cdot \vec{\gamma}_{[8]} \cdot \vec{r}_{BS_3,y} - \vec{r}_{B_0B,y} & 0 \\ -\vec{\gamma}_{[1]} \cdot \vec{\gamma}_{[9]} \cdot \vec{r}_{BS_3,x} & \vec{r}_{B_0B,x} - \vec{\gamma}_{[1]} \cdot \vec{\gamma}_{[8]} \cdot \vec{r}_{BS_3,x} & 0 \\ 0 & -\vec{r}_{B_0S_4,y} & 0 \\ 0 & \vec{r}_{B_0S_4,x} & 0 \\ \vec{\gamma}_{[10]} + \vec{\gamma}_{[2]} \cdot \vec{r}_{AD,y} + \vec{\gamma}_{[2]} \cdot \vec{r}_{DS_5,y} & \vec{\gamma}_{[5]} \cdot (\vec{r}_{AD,y} + \vec{r}_{DS_5,y}) & -\vec{r}_{DS_5,y} \\ \vec{r}_{A_0A,x} - \vec{\gamma}_{[2]} \cdot \vec{r}_{AD,x} - \vec{\gamma}_{[2]} \cdot \vec{r}_{DS_5,x} & -\vec{\gamma}_{[5]} \cdot (\vec{r}_{AD,x} + \vec{r}_{DS_5,x}) & \vec{r}_{DS_5,x} \end{bmatrix} \quad (\text{A.34})$$

$$\mathbf{J}_R = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ -\vec{\gamma}_{[2]} & -\vec{\gamma}_{[5]} & 0 \\ -\vec{\gamma}_{[1]} \cdot \vec{\gamma}_{[9]} & -\vec{\gamma}_{[1]} \cdot \vec{\gamma}_{[8]} & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ -\vec{\gamma}_{[2]} & -\vec{\gamma}_{[5]} & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{A.35})$$

Für die Berechnung der Beschleunigungen des Systems mittels der Gleichungen (A.36) bis (A.39) sind neben den oben gezeigten Jacobimatrizen auch die Jacobimatrizen der Coriolis- und Zentripetalbeschleunigungen (A.40) bis (A.44) notwendig.

$$\dot{\phi}^2 = \begin{bmatrix} \dot{\phi}_{10}^2 & \dot{\phi}_{20}^2 & \dot{\phi}_{30}^2 & \dot{\phi}_{40}^2 & \dot{\phi}_{50}^2 \end{bmatrix}^T = \text{diag}(\mathbf{J}_R \cdot \dot{\vec{q}}) \cdot \mathbf{J}_R \cdot \dot{\vec{q}} \quad (\text{A.36})$$

$$\ddot{\vec{p}}_H = \mathbf{J} \cdot \ddot{\vec{q}} + \mathbf{J}_{ZC} \cdot \dot{\phi}^2 \quad (\text{A.37})$$

$$\ddot{\vec{\varphi}} = \mathbf{J}_R \cdot \ddot{\vec{q}} + \mathbf{J}_{ZC,R} \cdot \dot{\phi}^2 \quad (\text{A.38})$$

$$\ddot{\vec{a}}_S = \mathbf{J}_T \cdot \ddot{\vec{q}} + \mathbf{J}_{ZC,T} \cdot \dot{\phi}^2 \quad (\text{A.39})$$

$$\mathbf{J}_{ZC}^T = \begin{bmatrix} -\vec{r}_{A_0A,x} - \vec{\gamma}_{[4]} \cdot \vec{r}_{DH,y} - \vec{\gamma}_{[4]} \cdot \vec{r}_{AD,y} & \vec{\gamma}_{[10]} + \vec{\gamma}_{[4]} \cdot \vec{r}_{DH,x} + \vec{\gamma}_{[4]} \cdot \vec{r}_{AD,x} & \vec{\gamma}_{[4]} \\ -\vec{r}_{AD,x} - \vec{\gamma}_{[3]} \cdot \vec{r}_{DH,y} - \vec{\gamma}_{[3]} \cdot \vec{r}_{AD,y} & \vec{\gamma}_{[3]} \cdot \vec{r}_{DH,x} - \vec{r}_{AD,y} + \vec{\gamma}_{[3]} \cdot \vec{r}_{AD,x} & \vec{\gamma}_{[3]} \\ \vec{\gamma}_{[6]} \cdot (\vec{r}_{DH,y} + \vec{r}_{AD,y}) & -\vec{\gamma}_{[6]} \cdot (\vec{r}_{DH,x} + \vec{r}_{AD,x}) & -\vec{\gamma}_{[6]} \\ \vec{\gamma}_{[7]} \cdot (\vec{r}_{DH,y} + \vec{r}_{AD,y}) & -\vec{\gamma}_{[7]} \cdot (\vec{r}_{DH,x} + \vec{r}_{AD,x}) & -\vec{\gamma}_{[7]} \\ -\vec{r}_{DH,x} & -\vec{r}_{DH,y} & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{A.40})$$

$$\mathbf{J}_{ZC,T} = \begin{bmatrix} \mathbf{J}_{ZC,T,a} & \mathbf{J}_{ZC,T,b} \end{bmatrix} \quad (\text{A.41})$$

$$\mathbf{J}_{ZC,T,a} = \begin{bmatrix} -\vec{r}_{A_0S_1,x} & 0 \\ -\vec{r}_{A_0S_1,y} & 0 \\ -\vec{r}_{A_0A,x} - \vec{\gamma}_{[4]} \cdot \vec{r}_{AS_2,y} & -\vec{r}_{AS_2,x} - \vec{\gamma}_{[3]} \cdot \vec{r}_{AS_2,y} \\ \vec{\gamma}_{[10]} + \vec{\gamma}_{[4]} \cdot \vec{r}_{AS_2,x} & \vec{\gamma}_{[3]} \cdot \vec{r}_{AS_2,x} - \vec{r}_{AS_2,y} \\ -\vec{\gamma}_{[1]} \cdot \vec{\gamma}_{[12]} \cdot \vec{r}_{BS_3,y} & -\vec{\gamma}_{[1]} \cdot \vec{\gamma}_{[13]} \cdot \vec{r}_{BS_3,y} \\ \vec{\gamma}_{[1]} \cdot \vec{\gamma}_{[12]} \cdot \vec{r}_{BS_3,x} & \vec{\gamma}_{[1]} \cdot \vec{\gamma}_{[13]} \cdot \vec{r}_{BS_3,x} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -\vec{r}_{A_0A,x} - \vec{\gamma}_{[4]} \cdot \vec{r}_{AD,y} - \vec{\gamma}_{[4]} \cdot \vec{r}_{DS_5,y} & -\vec{r}_{AD,x} - \vec{\gamma}_{[3]} \cdot \vec{r}_{AD,y} - \vec{\gamma}_{[3]} \cdot \vec{r}_{DS_5,y} \\ \vec{\gamma}_{[10]} + \vec{\gamma}_{[4]} \cdot \vec{r}_{AD,x} + \vec{\gamma}_{[4]} \cdot \vec{r}_{DS_5,x} & \vec{\gamma}_{[3]} \cdot \vec{r}_{AD,x} - \vec{r}_{AD,y} + \vec{\gamma}_{[3]} \cdot \vec{r}_{DS_5,x} \end{bmatrix} \quad (\text{A.42})$$

$$\mathbf{J}_{ZC,T,b} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ \vec{\gamma}_{[6]} \cdot \vec{r}_{AS_2,y} & \vec{\gamma}_{[7]} \cdot \vec{r}_{AS_2,y} & 0 \\ -\vec{\gamma}_{[6]} \cdot \vec{r}_{AS_2,x} & -\vec{\gamma}_{[7]} \cdot \vec{r}_{AS_2,x} & 0 \\ \vec{\gamma}_{[3]} \cdot \vec{r}_{BS_3,y} - \vec{r}_{BS_3,x} & \vec{\gamma}_{[1]} \cdot \vec{\gamma}_{[11]} \cdot \vec{r}_{BS_3,y} - \vec{r}_{B_0B,x} & 0 \\ -\vec{r}_{BS_3,y} - \vec{\gamma}_{[3]} \cdot \vec{r}_{BS_3,x} & -\vec{r}_{B_0B,y} - \vec{\gamma}_{[1]} \cdot \vec{\gamma}_{[11]} \cdot \vec{r}_{BS_3,x} & 0 \\ 0 & -\vec{r}_{B_0S_4,x} & 0 \\ 0 & -\vec{r}_{B_0S_4,y} & 0 \\ \vec{\gamma}_{[6]} \cdot (\vec{r}_{AD,y} + \vec{r}_{DS_5,y}) & \vec{\gamma}_{[7]} \cdot (\vec{r}_{AD,y} + \vec{r}_{DS_5,y}) & -\vec{r}_{DS_5,x} \\ -\vec{\gamma}_{[6]} \cdot (\vec{r}_{AD,x} + \vec{r}_{DS_5,x}) & -\vec{\gamma}_{[7]} \cdot (\vec{r}_{AD,x} + \vec{r}_{DS_5,x}) & -\vec{r}_{DS_5,y} \end{bmatrix} \quad (\text{A.43})$$

$$\mathbf{J}_{ZC,R} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \vec{\gamma}_{[4]} & \vec{\gamma}_{[3]} & -\vec{\gamma}_{[6]} & -\vec{\gamma}_{[7]} & 0 \\ \vec{\gamma}_{[1]} \cdot \vec{\gamma}_{[12]} & \vec{\gamma}_{[1]} \cdot \vec{\gamma}_{[13]} & -\vec{\gamma}_{[3]} & -\vec{\gamma}_{[1]} \cdot \vec{\gamma}_{[11]} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \vec{\gamma}_{[4]} & \vec{\gamma}_{[3]} & -\vec{\gamma}_{[6]} & -\vec{\gamma}_{[7]} & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{A.44})$$

A.3. Vollständige Dynamik

Die Dynamik des REPLALINKs bzw. die Bewegungsgleichung wird in Abschnitt 3.1.3 hergeleitet und erläutert. Zur Berechnung notwendige Jacobimatrizen werden bereits in Anhang A.2 gezeigt. An dieser Stelle werden zusätzlich die Massenmatrix (A.46) sowie die Matrizen der Reib- und Gewichtskräfte (A.49) und (A.50) dargestellt. Zusammengefasst beschreiben die Gleichungen (A.45) bis (A.53) die Bewegungsgleichung.

$$\vec{\tau} = \mathbf{M}(\vec{q}) \cdot \ddot{\vec{q}} + \mathbf{V}_q(\vec{q}) \cdot \dot{\vec{q}}^2 + \mathbf{F}(\vec{q}) \cdot \vec{M}_F + \mathbf{G}(\vec{q}) \cdot \vec{F}_G + \mathbf{J}^T \cdot \vec{F}_B \quad (\text{A.45})$$

$$\bar{\mathbf{M}} = -\text{diag}([m_1 \ m_1 \ m_2 \ m_2 \ m_3 \ m_3 \ m_4 \ m_4 \ m_5 \ m_5 \ J_1 \ J_2 \ J_3 \ J_4 \ J_5]) \quad (\text{A.46})$$

$$\mathbf{M}(\vec{q}) = - \begin{bmatrix} \mathbf{J}_T^T & \mathbf{J}_R^T \end{bmatrix} \cdot \overline{\mathbf{M}} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{J}_T \\ \mathbf{J}_R \end{bmatrix} \quad (\text{A.47})$$

$$\mathbf{V}_q(\vec{q}) = - \begin{bmatrix} \mathbf{J}_T^T & \mathbf{J}_R^T \end{bmatrix} \cdot \overline{\mathbf{M}} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{J}_{ZC,T} \\ \mathbf{J}_{ZC,R} \end{bmatrix} \quad (\text{A.48})$$

$$\mathbf{F}(\vec{q}) = - \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \mathbf{J}_R^T \quad (\text{A.49})$$

$$\mathbf{G}(\vec{q}) \cdot \vec{F}_G = \mathbf{J}_{T\{1,3,5,7,9\}}^T \cdot \begin{bmatrix} m_1 & m_2 & m_3 & m_4 & m_5 \end{bmatrix}^T \cdot g \quad (\text{A.50})$$

$$\vec{\omega}_{\text{rel}} = \mathbf{F}(\vec{q}) \cdot \dot{\vec{q}} \quad (\text{A.51})$$

$$M_{F,C,ij} = \mu_{C,ij} \cdot \left(F_{S,ij} + \left\| \vec{F}_{Z,ij,xy} \right\|_2 \right) \quad (\text{A.52})$$

$$M_{F,ij} = \begin{cases} M_{F,C,ij} \cdot \frac{1-e^{-3 \frac{|\vec{\omega}_{\text{rel},ij}|}{\omega_{F0}}}}{1-e^{-3}} \cdot \text{sgn}(\vec{\omega}_{\text{rel},ij}) + \mu_{v,ij} \cdot \vec{\omega}_{\text{rel},ij} & , \vec{\omega}_{\text{rel},ij} \leq \omega_{F0} \\ M_{F,C,ij} \cdot \text{sgn}(\vec{\omega}_{\text{rel},ij}) + \mu_{v,ij} \cdot \vec{\omega}_{\text{rel},ij} & , \vec{\omega}_{\text{rel},ij} > \omega_{F0} \end{cases} \quad (\text{A.53})$$

B. Weitere Angaben zum virtuellen Prototypen

Dieses Kapitel stellt weitere Angaben zum VP bzw. zu den Beispielgetrieben zur Verfügung. Zunächst zeigt Anhang B.1 die Umrechnung von einem reduziertes Parametersatz für ein Getriebe in einem vollständigen Parametersatz. Im Zusammenhang dazu zeigt Anhang B.2 verschiedene reduzierte Parametersätze für einige Getriebe, die in diesem Beitrag verwendet werden. Abschließend zeigen Anhänge B.3 und B.4 auch für den VP die gesamten analytischen Gleichungen für die Berechnung der Kinematik und Dynamik.

B.1. Reduzierung der Getriebeparameter

Um dem Anwender die Veränderung der Parameter des VP in einem frühen Entwicklungsstadium zu erleichtern, wird ein reduzierter Parametersatz eingeführt. Aus diesem lassen sich alle Parameter unter der Annahme gleicher Massenverteilung wie folgt berechnen. Dabei wird der Gestellwinkel des Getriebes mit $\eta_0 = \arctan\left(\frac{y_{G_0} - y_{E_0}}{x_{G_0} - x_{E_0}}\right)$ abgekürzt und durch den reduzierten Parametersatz angegeben. Die Berechnung der Feder- und Anschlagparameter ist bereits in Abschnitt 5.1 bzw. Abschnitt 3.2.2 dargestellt.

$$\begin{bmatrix} x_{E_0} \\ y_{E_0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Delta x_{E_0} \\ \Delta y_{E_0} \end{bmatrix} \quad (\text{B.1})$$

$$\begin{bmatrix} x_{G_0} \\ y_{G_0} \end{bmatrix} = l_{\overline{E_0 G_0}} \cdot \begin{bmatrix} \cos(\eta_0) \\ \sin(\eta_0) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \Delta x_{E_0} \\ \Delta y_{E_0} \end{bmatrix} \quad (\text{B.2})$$

$$\begin{bmatrix} x_{P_{c,0}} \\ y_{P_{c,0}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{P_{c,0}} \\ y_{P_{c,0}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \Delta x_{E_0} \\ \Delta y_{E_0} \end{bmatrix} \quad (\text{B.3})$$

$$l_{\overline{E_0 S_I}} = 0,5 \cdot l_{\overline{E_0 E}} \quad (\text{B.4})$$

$$l_{\overline{E S_{II,a}}} = 0,5 \cdot l_{\overline{E G}} \quad (\text{B.5})$$

$$l_{\overline{E S_{II,b}}} = 0,5 \cdot l_{\overline{E K}} \quad (\text{B.6})$$

$$l_{\overline{G_0 S_{III}}} = 0,5 \cdot l_{\overline{G_0 G}} \quad (\text{B.7})$$

$$l_{\text{ges.}} = l_{\overline{E_0 E}} + l_{\overline{E G}} + l_{\overline{E K}} + l_{\overline{G_0 G}} \quad (\text{B.8})$$

$$m_I = m_{\text{ges.}} \cdot \frac{l_{\overline{E_0 E}}}{l_{\text{ges.}}} \quad (\text{B.9})$$

$$m_{II,a} = m_{\text{ges.}} \cdot \frac{l_{\overline{EG}}}{l_{\text{ges.}}} \quad (\text{B.10})$$

$$m_{II,b} = m_{\text{ges.}} \cdot \frac{l_{\overline{EK}}}{l_{\text{ges.}}} \quad (\text{B.11})$$

$$m_{III} = m_{\text{ges.}} \cdot \frac{l_{\overline{G_0 G}}}{l_{\text{ges.}}} \quad (\text{B.12})$$

$$J_I = \frac{1}{12} \cdot m_I \cdot l_{\overline{E_0 E}}^2 \quad (\text{B.13})$$

$$J_{II,a} = \frac{1}{12} \cdot m_{II,a} \cdot l_{\overline{EG}}^2 \quad (\text{B.14})$$

$$J_{II,b} = \frac{1}{12} \cdot m_{II,b} \cdot l_{\overline{EK}}^2 \quad (\text{B.15})$$

$$J_{III} = \frac{1}{12} \cdot m_{III} \cdot l_{\overline{G_0 G}}^2 \quad (\text{B.16})$$

B.2. Parametersätze

Tab. B.1.: Parametersätze für einige der in dieser Arbeit verwendeten Getriebe

Symbol	Einheit	Schrank	Getriebe I.	Getriebe II.
$l_{\overline{E_0 G_0}}$	[m]	0,16	0,25	0,6
$l_{\overline{E_0 E}}$	[m]	0,08	0,15	0,33
$l_{\overline{EG}}$	[m]	0,1	0,25	0,63
$l_{\overline{EK}}$	[m]	0,6	0,4	0,525
$l_{\overline{G_0 G}}$	[m]	0,144	0,2	0,51
$\arctan\left(\frac{y_{G_0} - y_{E_0}}{x_{G_0} - x_{E_0}}\right)$	[°]	5	0	−20
ϑ	[°]	10	120	45
ϱ	[°]	90	−120	−20
σ_{max}	[°]	155	160	160
σ_{min}	[°]	0	10	−20
Δx_{E_0}	[m]	0,1	0,1	−0,1
Δy_{E_0}	[m]	0,4	0,4	0,2
$m_{\text{ges.}}$	[kg]	10	15	20

Fortsetzung folgt auf der nächsten Seite

Symbol	Einheit	Schrank	Getriebe I.	Getriebe II.
$\vec{\mu}_{c,VP[i]} \cdot \vec{F}_{R,S[i]}$	[Nm]	0,25	0,25	0,25
$\vec{\mu}_{c,VP[i]}$	[−]	0,25	0,25	0,25
c_F	$\left[\frac{N}{m}\right]$	2000	1500	1500
$l_{c,0}$	[m]	0,005	0,005	0,005
$l_{\overline{E_0 P_{c,1}}}$	[m]	0,04	0,075	0,165
γ	[°]	0	0	30
$x_{P_{c,0}}$	[m]	−0,02	−0,02	−0,02
$y_{P_{c,0}}$	[m]	−0,1	−0,1	−0,1
$c_{\mathcal{S} \max, \text{soll}}$	$\left[\frac{N}{m}\right]$	4000	4000	4000
$c_{\mathcal{S} \min, \text{soll}}$	$\left[\frac{N}{m}\right]$	4000	4000	4000
$d_{\mathcal{S} \max, \text{soll}}$	$\left[\frac{Ns}{m}\right]$	8000	8000	8000
$d_{\mathcal{S} \min, \text{soll}}$	$\left[\frac{Ns}{m}\right]$	8000	8000	8000

B.3. Vollständige Kinematik

Die Kinematik des VP wird in Abschnitt 3.2 hergeleitet und erläutert. Im Folgenden werden alle zusätzlich benötigten Gleichungen zur Berechnung der direkten und inversen Kinematik gezeigt. Zur besseren Lesbarkeit werden teilweise Gleichungen aus Abschnitt 3.2 wiederholt. Hier zusätzlich eingeführte Formelzeichen werden nicht ins Formelverzeichnis dieser Arbeit aufgenommen.

Die Lage des Koppelpunktes $\vec{p}_K$ wird über den Vektorzug (B.17) mit Hilfe der Vorwärtskinematik (B.19) bis (B.24) bestimmt. Die Pose des Getriebes, ausgedrückt durch die Gliedwinkel (B.18), ist damit ebenfalls bekannt.

$$\vec{p}_K = \begin{bmatrix} x_K \\ y_K \\ \sigma_K \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_{\overline{E_0 E}} \cdot \cos(\sigma_{10}) + l_{\overline{EK}} \cdot \cos(\sigma_{20} + \vartheta) \\ l_{\overline{E_0 E}} \cdot \sin(\sigma_{10}) + l_{\overline{EK}} \cdot \sin(\sigma_{20} + \vartheta) \\ \sigma_{20} + \varrho \end{bmatrix} \quad (\text{B.17})$$

$$\vec{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_{10} & \sigma_{20} & \sigma_{30} \end{bmatrix} \quad (\text{B.18})$$

$$A_{EGG_0} = x_{G_0} - \left(x_{E_0} + \cos \sigma_{10} \cdot l_{\overline{E_0 E}} \right) \quad (\text{B.19})$$

$$B_{EGG_0} = y_{G_0} - \left(y_{E_0} + \sin \sigma_{10} \cdot l_{\overline{E_0 E}} \right) \quad (\text{B.20})$$

$$C_{\sigma_{20}} = \frac{A_{EGG_0}^2 + B_{EGG_0}^2 + l_{\overline{EG}}^2 - l_{\overline{G_0 G}}^2}{2 \cdot l_{\overline{EG}}} \quad (\text{B.21})$$

$$\sigma_{20} = 2 \cdot \arctan \left(\frac{B_{EGG_0} + \sqrt{A_{EGG_0}^2 + B_{EGG_0}^2 - C_{\sigma_{20}}^2}}{A_{EGG_0} + C_{\sigma_{20}}} \right) \quad (\text{B.22})$$

$$C_{\sigma_{30}} = \frac{A_{EGG_0}^2 + B_{EGG_0}^2 - l_{\overline{EG}}^2 + l_{\overline{G_0 G}}^2}{-2 \cdot l_{\overline{G_0 G}}} \quad (\text{B.23})$$

$$\sigma_{30} = 2 \cdot \arctan \left(\frac{B_{EGG_0} + \sqrt{A_{EGG_0}^2 + B_{EGG_0}^2 - C_{\sigma_{30}}^2}}{A_{EGG_0} + C_{\sigma_{30}}} \right) \quad (\text{B.24})$$

Für die inverse Kinematik wird zunächst die Orientierung des Glieds II durch die Orientierung des Koppelpunkts ausgedrückt, siehe (B.25). Mittels des Richtungsvektors (B.26) erfolgt die Bestimmung der Richtung für das Glied I, siehe (B.27). Damit lässt sich die generalisierte Koordinate σ_{10} des VP mit (B.28) berechnen. Analog wird mit dem Richtungsvektor des Glieds III der Winkel σ_{30} bestimmt, siehe (B.29) und (B.30).

$$\sigma_{20} = \sigma_K - \varrho \quad (\text{B.25})$$

$$\vec{r}_{EK} = \begin{bmatrix} l_{\overline{EK}} \cdot \cos(\sigma_{20} + \vartheta) \\ l_{\overline{EK}} \cdot \sin(\sigma_{20} + \vartheta) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{B.26})$$

$$\vec{r}_{E_0 E} = \begin{bmatrix} x_K - x_{E_0} \\ y_K - y_{E_0} \\ 0 \end{bmatrix} - \vec{r}_{EK} \quad (\text{B.27})$$

$$\sigma_{10} = \arctan 2(\vec{r}_{E_0 E, y}, \vec{r}_{E_0 E, x}) \quad (\text{B.28})$$

$$\vec{r}_{G_0 G} = \begin{bmatrix} x_{E_0} - x_{G_0} \\ y_{E_0} - y_{G_0} \\ 0 \end{bmatrix} + \vec{r}_{E_0 E} + \vec{r}_{EK} \quad (\text{B.29})$$

$$\sigma_{30} = \arctan 2(\vec{r}_{G_0 G, y}, \vec{r}_{G_0 G, x}) \quad (\text{B.30})$$

Nach der Ermittlung der Pose des Getriebes können die Geschwindigkeiten und Beschleunigungen bestimmt werden. Zunächst wird ein Vektor (B.31) mit wiederkehrenden analytischen Ausdrücken zur Abkürzung eingeführt.

$$\vec{\delta} = \begin{bmatrix} 1/(\vec{r}_{EG,x} \cdot \vec{r}_{G_0G,y} - \vec{r}_{EG,y} \cdot \vec{r}_{G_0G,x}) \\ \vec{\delta}_{[1]} \cdot (\vec{r}_{EG,x} \cdot \vec{r}_{G_0G,x} + \vec{r}_{EG,y} \cdot \vec{r}_{G_0G,y}) \\ \vec{\delta}_{[1]} \cdot (\vec{r}_{E_0E,x} \cdot \vec{r}_{G_0G,y} - \vec{r}_{E_0E,y} \cdot \vec{r}_{G_0G,x}) \\ \vec{\delta}_{[1]} \cdot (\vec{r}_{E_0E,x} \cdot \vec{r}_{G_0G,x} + \vec{r}_{E_0E,y} \cdot \vec{r}_{G_0G,y}) \\ \vec{\delta}_{[1]} \cdot (\vec{r}_{G_0G,x}^2 + \vec{r}_{G_0G,y}^2) \\ \vec{r}_{E_0E,x} \cdot \vec{r}_{EG,y} - \vec{r}_{E_0E,y} \cdot \vec{r}_{EG,x} \\ -\vec{r}_{E_0E,y} \\ \vec{r}_{E_0E,x} \cdot \vec{r}_{EG,x} + \vec{r}_{E_0E,y} \cdot \vec{r}_{EG,y} \\ \vec{r}_{EG,x}^2 + \vec{r}_{EG,y}^2 \end{bmatrix} \quad (\text{B.31})$$

Der Geschwindigkeitszustand des VP wird mit den Gleichungen (B.32) bis (B.34) und den zugehörigen Übersetzungsvektoren (B.35) bis (B.37) berechnet.

$$\dot{\vec{p}}_K = \vec{I} \cdot \dot{\sigma}_{10} \quad (\text{B.32})$$

$$\dot{\vec{\sigma}} = \vec{I}_R \cdot \dot{\sigma}_{10} \quad (\text{B.33})$$

$$\vec{v}_{S,VP} = \vec{I}_T \cdot \dot{\sigma}_{10} \quad (\text{B.34})$$

$$\vec{I} = \begin{bmatrix} \vec{\delta}_{[7]} + \vec{\delta}_{[3]} \cdot \vec{r}_{EK,y} \\ \vec{r}_{E_0E,x} - \vec{\delta}_{[3]} \cdot \vec{r}_{EK,x} \\ -\vec{\delta}_{[3]} \end{bmatrix} \quad (\text{B.35})$$

$$\vec{I}_T = \begin{bmatrix} -\vec{r}_{E_0S_I,y} \\ \vec{r}_{E_0S_I,x} \\ \vec{\delta}_{[7]} + \vec{\delta}_{[3]} \cdot \vec{r}_{ES_{II},a,y} \\ \vec{r}_{E_0E,x} - \vec{\delta}_{[3]} \cdot \vec{r}_{ES_{II},a,x} \\ \vec{\delta}_{[1]} \cdot \vec{\delta}_{[6]} \cdot \vec{r}_{G_0S_{III},y} \\ -\vec{\delta}_{[1]} \cdot \vec{\delta}_{[6]} \cdot \vec{r}_{G_0S_{III},x} \\ \vec{\delta}_{[7]} + \vec{\delta}_{[3]} \cdot \vec{r}_{ES_{II},b,y} \\ \vec{r}_{E_0E,x} - \vec{\delta}_{[3]} \cdot \vec{r}_{ES_{II},b,x} \end{bmatrix} \quad (\text{B.36})$$

$$\vec{I}_R = \begin{bmatrix} 1 \\ -\vec{\delta}_{[3]} \\ -\vec{\delta}_{[1]} \cdot \vec{\delta}_{[6]} \end{bmatrix} \quad (\text{B.37})$$

Für die Bestimmung der Gliedbeschleunigungen sind zusätzlich die Gesamt-Jacobimatrizen der Coriolis- und Zentripetalbeschleunigungen (B.41) bis (B.43) notwendig. Dann lässt sich der Beschleunigungszustand mit den Gleichungen (B.38) bis (B.40) bestimmen.

$$\ddot{\vec{p}}_K = \vec{I} \cdot \ddot{\sigma}_{10} + \mathbf{I}_{ZC} \cdot \left(\text{diag}(\vec{I}_R) \cdot \vec{I}_R \right) \cdot \dot{\sigma}_{10}^2 \quad (\text{B.38})$$

$$\ddot{\vec{\sigma}} = \vec{I}_R \cdot \ddot{\sigma}_{10} + \mathbf{I}_{ZC,R} \cdot \left(\text{diag}(\vec{I}_R) \cdot \vec{I}_R \right) \cdot \dot{\sigma}_{10}^2 \quad (\text{B.39})$$

$$\ddot{\vec{a}}_{S,VP} = \vec{I}_T \cdot \ddot{\sigma}_{10} + \mathbf{I}_{ZC,T} \cdot \left(\text{diag}(\vec{I}_R) \cdot \vec{I}_R \right) \cdot \dot{\sigma}_{10}^2 \quad (\text{B.40})$$

$$\mathbf{I}_{ZC} = \begin{bmatrix} -\vec{r}_{E_0E,x} - \vec{\delta}_{[4]} \cdot \vec{r}_{EK,y} & -\vec{r}_{EK,x} - \vec{\delta}_{[2]} \cdot \vec{r}_{EK,y} & \vec{\delta}_{[5]} \cdot \vec{r}_{EK,y} \\ \vec{\delta}_{[7]} + \vec{\delta}_{[4]} \cdot \vec{r}_{EK,x} & \vec{\delta}_{[2]} \cdot \vec{r}_{EK,x} - \vec{r}_{EK,y} & -\vec{\delta}_{[5]} \cdot \vec{r}_{EK,x} \\ \vec{\delta}_{[4]} & \vec{\delta}_{[2]} & -\vec{\delta}_{[5]} \end{bmatrix} \quad (\text{B.41})$$

$$\mathbf{I}_{ZC,T} = \begin{bmatrix} -\vec{r}_{E_0S_I,x} & 0 & 0 \\ -\vec{r}_{E_0S_I,y} & 0 & 0 \\ -\vec{r}_{E_0E,x} - \vec{\delta}_{[4]} \cdot \vec{r}_{ES_{II},a,y} & -\vec{r}_{ES_{II},a,x} - \vec{\delta}_{[2]} \cdot \vec{r}_{ES_{II},a,y} & \vec{\delta}_{[5]} \cdot \vec{r}_{ES_{II},a,y} \\ \vec{\delta}_{[7]} + \vec{\delta}_{[4]} \cdot \vec{r}_{ES_{II},a,x} & \vec{\delta}_{[2]} \cdot \vec{r}_{ES_{II},a,x} - \vec{r}_{ES_{II},a,y} & -\vec{\delta}_{[5]} \cdot \vec{r}_{ES_{II},a,x} \\ -\vec{\delta}_{[1]} \cdot \vec{\delta}_{[8]} \cdot \vec{r}_{G_0S_{III},y} & -\vec{\delta}_{[1]} \cdot \vec{\delta}_{[9]} \cdot \vec{r}_{G_0S_{III},y} & \vec{\delta}_{[2]} \cdot \vec{r}_{G_0S_{III},y} - \vec{r}_{G_0S_{III},x} \\ \vec{\delta}_{[1]} \cdot \vec{\delta}_{[8]} \cdot \vec{r}_{G_0S_{III},x} & \vec{\delta}_{[1]} \cdot \vec{\delta}_{[9]} \cdot \vec{r}_{G_0S_{III},x} & -\vec{r}_{G_0S_{III},y} - \vec{\delta}_{[2]} \cdot \vec{r}_{G_0S_{III},x} \\ -\vec{r}_{E_0E,x} - \vec{\delta}_{[4]} \cdot \vec{r}_{ES_{II},b,y} & -\vec{r}_{ES_{II},b,x} - \vec{\delta}_{[2]} \cdot \vec{r}_{ES_{II},b,y} & \vec{\delta}_{[5]} \cdot \vec{r}_{ES_{II},b,y} \\ \vec{\delta}_{[7]} + \vec{\delta}_{[4]} \cdot \vec{r}_{ES_{II},b,x} & \vec{\delta}_{[2]} \cdot \vec{r}_{ES_{II},b,x} - \vec{r}_{ES_{II},b,y} & -\vec{\delta}_{[5]} \cdot \vec{r}_{ES_{II},b,x} \end{bmatrix} \quad (\text{B.42})$$

$$\mathbf{I}_{ZC,R} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ \vec{\delta}_{[4]} & \vec{\delta}_{[2]} & -\vec{\delta}_{[5]} \\ \vec{\delta}_{[1]} \cdot \vec{\delta}_{[8]} & \vec{\delta}_{[1]} \cdot \vec{\delta}_{[9]} & -\vec{\delta}_{[2]} \end{bmatrix} \quad (\text{B.43})$$

B.4. Vollständige Dynamik

Die Dynamik des VP wird in Abschnitt 3.2 hergeleitet und vorgestellt, ergänzend dazu folgt hier die Darstellung aller benötigten Gleichungen. Die direkte und die inverse Bewegungsgleichungen (B.44) und (B.45) können mit den gezeigten Übersetzungen und den Gleichungen (B.46) bis (B.58) ausgedrückt werden.

$$\ddot{\sigma}_{10} = -J_{\text{red}}^{-1} \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{\text{red}}}{d\sigma_{10}} \cdot \dot{\sigma}_{10}^2 + \vec{I}_{\text{Reib}}^T \cdot \vec{M}_R + \vec{I}^T \cdot \vec{F}_B + \vec{M}_c + \vec{M}_{\mathcal{S}} \right) \quad (\text{B.44})$$

$$\vec{F}_{B,xy} = -\vec{I}_{xy} \cdot \left(\vec{I}_{xy}^T \cdot \vec{I}_{xy} \right)^{-1} \cdot \left(J_{\text{red}} \cdot \ddot{\sigma}_{10} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{\text{red}}}{d\sigma_{10}} \cdot \dot{\sigma}_{10}^2 + \vec{I}_{\text{Reib}}^T \cdot \vec{M}_R + \vec{M}_c + \vec{M}_{\mathcal{S}} \right) \quad (\text{B.45})$$

$$J_{\text{red}} = \begin{bmatrix} \vec{I}_T^T & \vec{I}_R^T \end{bmatrix} \cdot \vec{M}_{\text{VP}} \cdot \begin{bmatrix} \vec{I}_T \\ \vec{I}_R \end{bmatrix} \quad (\text{B.46})$$

$$\vec{M}_{\text{VP}} = [m_I \ m_I \ m_{II,a} \ m_{II,a} \ m_{II,b} \ m_{II,b} \ m_{III} \ m_{III} \ J_I \ J_{II,a} \ J_{II,b} \ J_{III}] \quad (\text{B.47})$$

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{\text{red}}}{d\sigma_{10}} = \begin{bmatrix} \vec{I}_T^T & \vec{I}_R^T \end{bmatrix} \cdot \vec{M}_{\text{VP}} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{I}_{ZC,T} \\ \mathbf{I}_{ZC,R} \end{bmatrix} \cdot \left(\text{diag}(\vec{I}_R) \cdot \vec{I}_R \right) \quad (\text{B.48})$$

$$\vec{I}_{\text{Reib}} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 0 \\ 0 & -1 & 1 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \vec{I}_R^T \quad (\text{B.49})$$

$$\dot{\vec{\sigma}}_{\text{rel}} = \vec{I}_{\text{Reib}} \cdot \dot{\sigma}_{10} \quad (\text{B.50})$$

$$\vec{M}_{R,[i]} = \begin{cases} \vec{\mu}_{c,\text{VP},[i]} \cdot \vec{F}_{R,S,[i]} \cdot \frac{1-e^{-\frac{-3 \cdot |\dot{\vec{\sigma}}_{\text{rel},[i]}|}{\dot{\sigma}_{R,0}}}}{1-e^{-3}} \cdot \text{sgn}(\dot{\vec{\sigma}}_{\text{rel},[i]}) + \vec{\mu}_{v,\text{VP},[i]} \cdot \dot{\vec{\sigma}}_{\text{rel},[i]} & , \dot{\vec{\sigma}}_{\text{rel},[i]} \leq \dot{\sigma}_{R,0} \\ \vec{\mu}_{c,\text{VP},[i]} \cdot \vec{F}_{R,S,[i]} \cdot \text{sgn}(\dot{\vec{\sigma}}_{\text{rel},[i]}) + \vec{\mu}_{v,\text{VP},[i]} \cdot \dot{\vec{\sigma}}_{\text{rel},[i]} & , \dot{\vec{\sigma}}_{\text{rel},[i]} > \dot{\sigma}_{R,0} \end{cases} \quad (\text{B.51})$$

$$\vec{r}_{\overline{E_0 P_{c,1}}} = \begin{bmatrix} l_{\overline{E_0 P_{c,1}}} \cdot \cos(\sigma_{10} + \gamma) & l_{\overline{E_0 P_{c,1}}} \cdot \sin(\sigma_{10} + \gamma) & 0 \end{bmatrix}^T \quad (\text{B.52})$$

$$\vec{r}_{\overline{E_0 P_{c,0}}} = \begin{bmatrix} x_{P_{c,0}} - x_{E0} & y_{P_{c,0}} - y_{E0} & 0 \end{bmatrix}^T \quad (\text{B.53})$$

$$l_c = \max \left(\left\| \vec{r}_{\overline{E_0 P_{c,1}}} - \vec{r}_{\overline{E_0 P_{c,0}}} \right\|_2 ; \sqrt{\epsilon} \right) \quad (\text{B.54})$$

$$\vec{M}_c = c_F \cdot \left(\frac{l_{c,0}}{l_c} - 1 \right) \cdot \left(\vec{r}_{\overline{E_0 P_{c,0},x}} \cdot \vec{r}_{\overline{E_0 P_{c,1},y}} - \vec{r}_{\overline{E_0 P_{c,0},y}} \cdot \vec{r}_{\overline{E_0 P_{c,1},x}} \right) \quad (\text{B.55})$$

$$\vec{M}_{\mathcal{S}} = \begin{cases} -c_{\mathcal{S}\text{max}} \cdot (\sigma_{10} - \sigma_{\text{max}}) - d_{\mathcal{S}\text{max}} \cdot \dot{\sigma}_{10} \cdot |\sigma_{10} - \sigma_{\text{max}}| & , \sigma_{10} > \sigma_{\text{max}} \\ -c_{\mathcal{S}\text{min}} \cdot (\sigma_{10} - \sigma_{\text{min}}) - d_{\mathcal{S}\text{min}} \cdot \dot{\sigma}_{10} \cdot |\sigma_{10} - \sigma_{\text{min}}| & , \sigma_{10} < \sigma_{\text{min}} \\ 0 & , \sigma_{\text{min}} \leq \sigma_{10} \leq \sigma_{\text{max}} \end{cases} \quad (\text{B.56})$$

$$c_{\mathcal{S},i} = c_{\mathcal{S},i,\text{soll}} \cdot \left\| \vec{I}_{xy}(\sigma_i) \right\|_2 \quad (\text{B.57})$$

$$d_{\mathcal{S},i} = d_{\mathcal{S},i,\text{soll}} \cdot \left\| \vec{I}_{xy}(\sigma_i) \right\|_2^2 \quad (\text{B.58})$$

C. Weitere Angaben zum Menschmodell

Dieses Kapitel stellt die Parameter der Menschmodelle aus Abschnitt 3.3 in Tab. C.1 zur Verfügung. Dies umfasst sowohl die selbst identifizierten als auch die aus der Literatur entnommenen Werte.

Tab. C.1.: Identifizierte Parameter und gemittelte Literaturwerte ([TMG95; AKL10; Dyc13; FC12]) für die Anwendermodelle

Modell & Parameter	$\mathbf{M}_{An}$ [kg] / [kgm ²]	$\mathbf{D}_{An,(1)}$ [$\frac{Ns}{m}$] / [Ns]	$\mathbf{C}_{An,(1)}$ [$\frac{N}{m}$] / [N]	$\mathbf{D}_{An,2}$ [$\frac{Ns}{m}$] / [Ns]	$\mathbf{C}_{An,2}$ [$\frac{N}{m}$] / [N]
Agierend, 1 × FD-Element Literatur	$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 10 & 0 & 0 \\ 0 & 10 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 230 & 0 & 0 \\ 0 & 230 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$	-	-
Agierend, 2 × FD-Element Literatur	$\begin{bmatrix} 0,28 & 0 & 0 \\ 0 & 0,28 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 2,4 & 0 & 0 \\ 0 & 2,4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 450 & 0 & 0 \\ 0 & 450 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 6 & 0 & 0 \\ 0 & 6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 100 & 0 & 0 \\ 0 & 100 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$
Agierend, 1 × FD-Element Identifikation	$\begin{bmatrix} 1,3 & 0 & 0 \\ 0 & 1,3 & 0 \\ 0 & 0 & 0,005 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 110 & 0 & 0 \\ 0 & 110 & 0 \\ 0 & 0 & 2,8 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 40 & 0 & 0 \\ 0 & 40 & 0 \\ 0 & 0 & 0,01 \end{bmatrix}$	-	-
Agierend, 2 × FD-Element Identifikation	$\begin{bmatrix} 3,8 & 0 & 0 \\ 0 & 3,8 & 0 \\ 0 & 0 & 0,25 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 70 & 0 & 0 \\ 0 & 70 & 0 \\ 0 & 0 & 0,1 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 688 & 0 & 0 \\ 0 & 688 & 0 \\ 0 & 0 & 18 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 4,6 & 0 & 0 \\ 0 & 4,6 & 0 \\ 0 & 0 & 104 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 282 & 0 & 0 \\ 0 & 282 & 0 \\ 0 & 0 & 415 \end{bmatrix}$
Reagierend, 1 × FD-Element Identifikation	$\begin{bmatrix} 2,3 & 0 & 0 \\ 0 & 2,3 & 0 \\ 0 & 0 & 17 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 190 & 0 & 0 \\ 0 & 190 & 0 \\ 0 & 0 & 20 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 61 & 0 & 0 \\ 0 & 61 & 0 \\ 0 & 0 & 0,2 \end{bmatrix}$	-	-

D. Messungen zur Regelung

Die Auslegung und Evaluierung von Regelungskonzepten erfolgt auch anhand von Messwerten. Zur vollständigen Nachvollziehbarkeit der Argumentation in diesem Beitrag, zeigt dieser Abschnitt eine Zusammenstellung von Tabellen zur Auswertung von Messungen und einige Zeitverläufe für ausgewählte Messungen.

D.1. Regelung des Antriebssystems

Der Unterschied bezüglich der Steifigkeit und Leistungsfähigkeit bei niedrigen Geschwindigkeiten ist zwischen der Berechnete-Momente-Regelung mit einer Zykluszeit von 1,2 ms und der Kaskadenregelung auf dem Servoverstärker mit einer Zykluszeit von 0,4 ms zunächst größer als erwartet. Die genaue Beobachtung des Verhaltens der Kommunikation mittels eines Soll-Momentensprungs in Abb. D.1 zeigt jedoch, dass neben der erhöhten Zykluszeit zusätzlich ca. 4 ms Totzeit bei der Berechnete-Momente-Regelung hinzukommen.

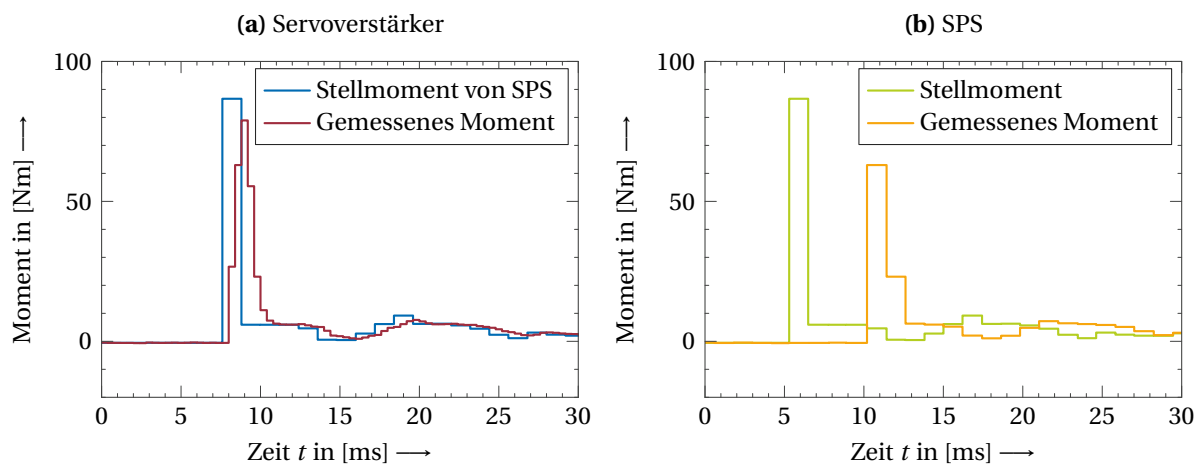


Abb. D.1.: Zeitversatz zwischen SPS und Servoverstärker mit nicht synchronisierten Zeitachsen

In diesem Beitrag werden verschiedene Filter vorgestellt und grob miteinander verglichen. Siehe Tab. D.1 für die Filterung des Positionsfehlers und Tab. D.2 für die Filterung der Position. Dazu wird eine Rechtecktrajektorie, siehe Abb. D.2 mit einem Polynom-fünf-Geschwindigkeitsverlauf verwendet. Als Geschwindigkeit entspricht schnell einer Gesamtzeit von ca. 3 s und langsam einer Gesamtzeit von 12 s.

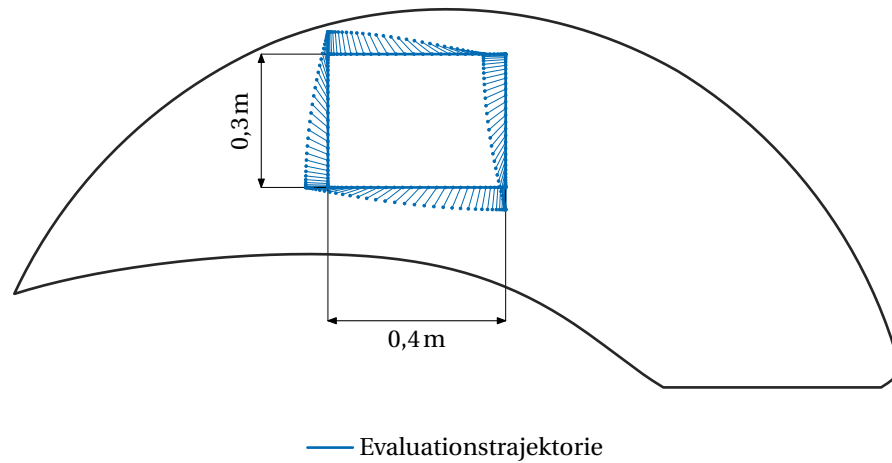


Abb. D.2.: Trajektorie zur Evaluation von Filtern und Reglern

Tab. D.1.: Parametervergleich für die Filterung des Positionsfehlers

Filter	Paramter	Gesch.	$\ \vec{G}_{e[1,2]}\ _2$ in [rad]	$\ \vec{G}_{r[1,2]}\ _2$ in [Nm]	$\ \vec{G}_{\Delta\tau[1,2]}\ _2$ in [Nm]
$\alpha\beta\gamma$ -Filter	[0,878 0,845 0,407]	hoch	0,0571	2,98	1,42
$\alpha\beta\gamma$ -Filter	[0,878 0,845 0,407]	gering	0,06	2,37	1,46
$\alpha\beta\gamma$ -Filter	[0,438 0,125 0,0179]	gering	0,0599	2,38	1,5
Butterworth	1. Ordnung, 200 Hz	hoch	0,0572	2,98	1,41
Butterworth	1. Ordnung, 200 Hz	hoch	0,0576	2,98	1,47
Butterworth	1. Ordnung, 200 Hz	gering	0,0604	2,38	1,47
Kein Filter		hoch	0,0571	2,96	1,42
Kein Filter		hoch	0,0575	2,97	1,42
Kein Filter		gering	0,0602	2,38	1,46
FOAW	$0 \cdot 5 \cdot \frac{\pi}{180000} \text{ rad}$	hoch	0,0565	2,97	1,41
FOAW	$0 \cdot 25 \cdot \frac{\pi}{180000} \text{ rad}$	hoch	0,0576	2,98	1,44
FOAW	$0 \cdot 5 \cdot \frac{\pi}{180000} \text{ rad}$	hoch	0,0571	2,97	1,44
FOAW	$1 \cdot \frac{\pi}{180000} \text{ rad}$	gering	0,0599	2,37	1,46
FOAW	$0 \cdot 25 \cdot \frac{\pi}{180000} \text{ rad}$	gering	0,0602	2,38	1,46
FOAW	$0 \cdot 5 \cdot \frac{\pi}{180000} \text{ rad}$	gering	0,0598	2,37	1,46
FOAW	$1 \cdot \frac{\pi}{180000} \text{ rad}$	hoch	0,343	2,63	1,86

Tab. D.2.: Parametervergleich für die Filterung der Position.

Filter	Paramter	Gesch.	$\ \vec{G}_{e[1,2]}\ _2$ in [rad]	$\ \vec{G}_{\tau[1,2]}\ _2$ in [Nm]	$\ \vec{G}_{\Delta\tau[1,2]}\ _2$ in [Nm]
$\alpha\beta\gamma$ -Filter	[0,878 0,845 0,407]	hoch	0,0666	3,05	1,72
$\alpha\beta\gamma$ -Filter	[0,878 0,845 0,407]	gering	0,0766	2,4	1,98
Butterworth	2. Ordnung, 80 Hz	gering	0,0764	2,41	1,99
Kein Filter		gering	0,078	2,41	2,02
FOAW	$1 \cdot \frac{\pi}{180000} \text{rad}$	hoch	0,0649	3,01	1,62
FOAW	$2 \cdot \frac{\pi}{180000} \text{rad}$	hoch	0,0635	3,02	1,64
FOAW	$3 \cdot \frac{\pi}{180000} \text{rad}$	hoch	0,0672	3,04	1,72
FOAW	$1 \cdot \frac{\pi}{180000} \text{rad}$	gering	0,0741	2,4	1,93
FOAW	$3 \cdot \frac{\pi}{180000} \text{rad}$	gering	0,0756	2,42	1,94
FOAW	$2 \cdot \frac{\pi}{180000} \text{rad}$	gering	0,0763	2,43	1,99

Neben den Filtern, wird auch die Berechnung der Modellmatrizen $\mathbf{M}(\vec{q})$, $\mathbf{V}_q(\vec{q})$, etc. mittels den Sollwerten mit der Berechnung mittels den gemessenen Werten verglichen. Zusätzlich wird überprüft, ob die Reibungsvorsteuerung zu besseren Ergebnissen führt, siehe Tab. D.3. Exemplarische Zeitverläufe sind in Abb. D.3 und D.4 zu sehen.

Tab. D.3.: Parametervergleich für die Vorsteuerung

Nr.	Modell	Reibungs- vorsteuerung	Gesch.	$\ \vec{G}_{e[1,2]}\ _2$ in [rad]	$\ \vec{G}_{\tau[1,2]}\ _2$ in [Nm]	$\ \vec{G}_{\Delta\tau[1,2]}\ _2$ in [Nm]
8	$\vec{q}_{\text{soll}}$	1	gering	0,0578	2,37	1,43
13	$\vec{q}_{\text{mess}}$	1	gering	0,0701	2,38	1,8
9	$\vec{q}_{\text{soll}}$	0,5	gering	0,0728	2,38	1,44
12	$\vec{q}_{\text{mess}}$	0,5	gering	0,0732	2,35	1,5
11	$\vec{q}_{\text{soll}}$	0	gering	0,0871	2,39	1,47
10	$\vec{q}_{\text{mess}}$	0	gering	0,0871	2,39	1,47
1	$\vec{q}_{\text{soll}}$	1	hoch	0,0579	2,98	1,42
3	$\vec{q}_{\text{mess}}$	1	hoch	0,0663	3,04	1,69
5	$\vec{q}_{\text{mess}}$	1	hoch	0,067	3,05	1,71
2	$\vec{q}_{\text{mess}}$	0,5	hoch	0,0876	3,03	1,68

Fortsetzung folgt auf der nächsten Seite

Nr.	Modell	Reibungs- vorsteuerung	Gesch.	$\ \vec{G}_{e[1,2]}\ _2$ in [rad]	$\ \vec{G}_{\tau[1,2]}\ _2$ in [Nm]	$\ \vec{G}_{\Delta\tau[1,2]}\ _2$ in [Nm]
4	$\vec{q}_{\text{soll}}$	0	hoch	0,112	3,01	1,7
6	$\vec{q}_{\text{mess}}$	0	hoch	0,112	3,04	1,74
7	$\vec{q}_{\text{soll}}$	0,5	hoch	0,354	2,62	1,94

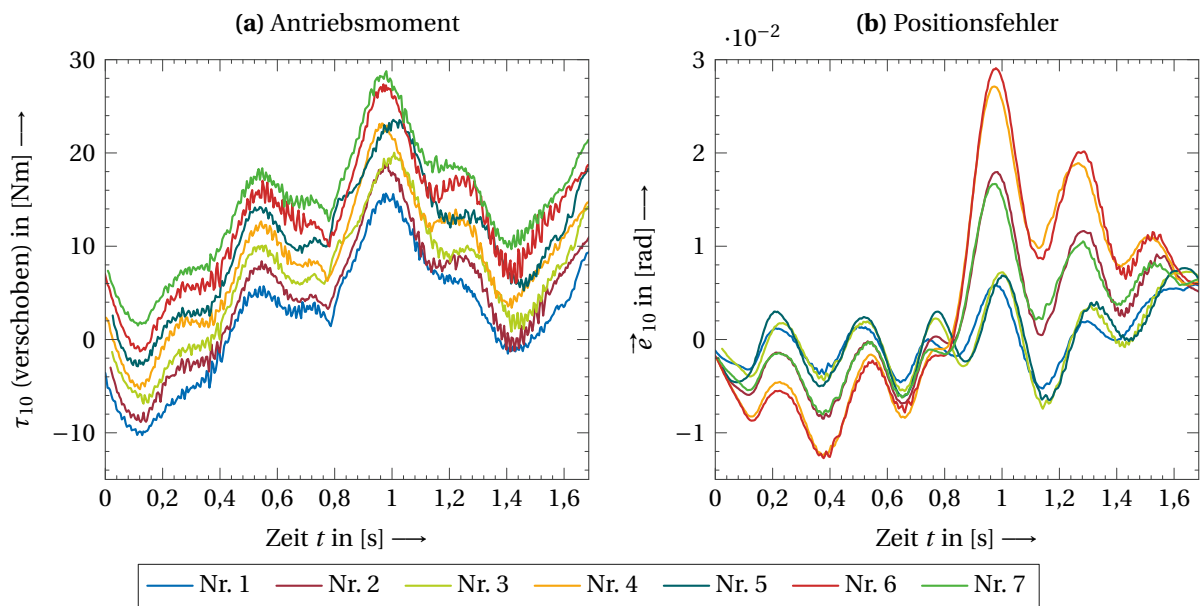


Abb. D.3.: Messverlauf für Tabelle Tab. D.3 mit jeweils verschobenen Antriebsmomenten

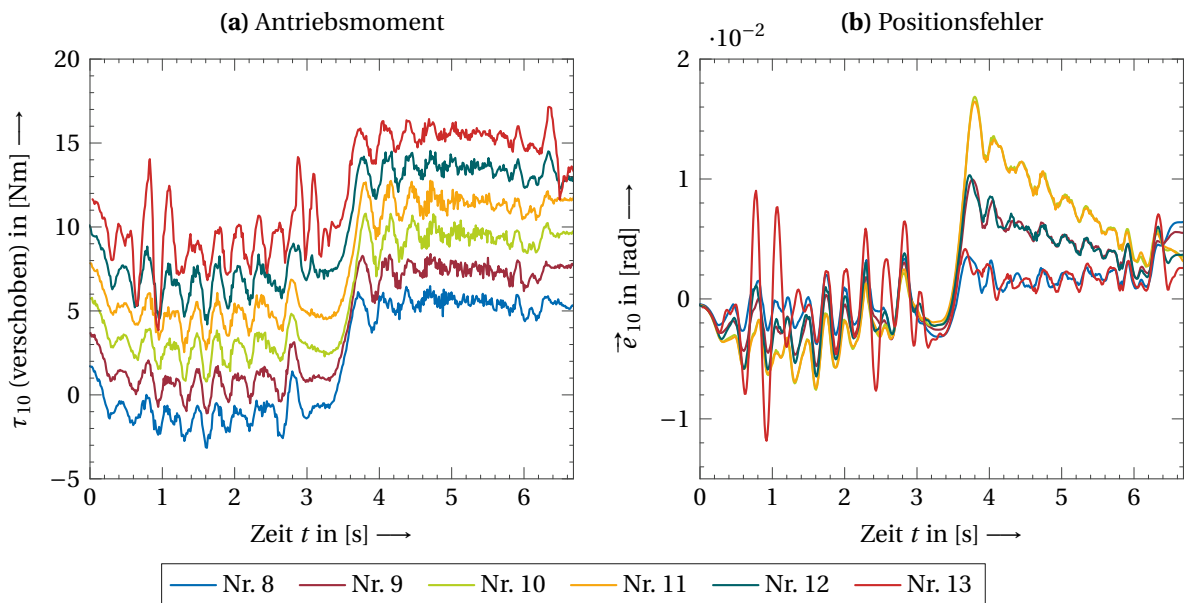


Abb. D.4.: Messverlauf für Tabelle Tab. D.3 mit jeweils verschobenen Antriebsmomenten

Die Einstellung der Berechnete-Momente-Regelung ist komplex, da bei niedrigen Geschwindigkeiten leicht Schwingungen auftreten. Diese scheinen aus der nichtlinearen Reibung und der hohen Totzeit in der Regelung zu resultieren. Bei sehr niedrigen Geschwindigkeiten ist durch die Abschätzung der Reibung der Modellfehler vermutlich am größten. Die Werte für $\mathbf{K}_v$ können nicht hoch gewählt werden, da es sonst zu hochfrequenten Schwingungen kommt, wieder vermutlich durch die hohe Totzeit. Einen Parametervergleich zeigt Tab. D.4. Exemplarische Zeitverläufe zeigen Abb. D.5 und D.6.

Tab. D.4.: Parametervergleich für die Berechnete-Momente-Regelung

Nr.	diag($\mathbf{K}_p$) in [$\frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$]	diag($\mathbf{K}_v$) in [$\frac{\text{Nm s}}{\text{rad}}$]	diag($\mathbf{K}_i$) in [$\frac{\text{Nm}}{\text{rad s}}$]	Gesch.	$\ \vec{G}_{e[1,2]}\ _2$ in [rad]	$\ \vec{G}_{\tau[1,2]}\ _2$ in [Nm]	$\ \vec{G}_{\Delta\tau[1,2]}\ _2$ in [Nm]
16	[500 500 1500]	[6 6 20]	[400 400 200]	gering	0,0604	2,31	1,63
17	[350 350 1200]	[6,5 6,5 18]	[400 400 400]	gering	0,0706	2,32	1,56
18	[400 400 1200]	[6 6 20]	[400 400 400]	gering	0,0716	2,31	1,68
19	[500 300 1200]	[6 4,5 18]	[300 300 500]	gering	0,0717	2,41	1,76
20	[400 350 1200]	[6 4,5 18]	[300 300 600]	gering	0,0726	2,39	1,65
21	[300 300 1200]	[6 6 12]	[400 400 400]	gering	0,073	2,3	1,56
22	[300 300 1200]	[7 7 18]	[200 200 400]	gering	0,0731	2,31	1,49
23	[350 350 1400]	[6 6 18]	[400 400 800]	gering	0,074	2,32	1,64
24	[350 350 1200]	[6 6 18]	[400 400 400]	gering	0,0741	2,33	1,62
25	[400 400 1200]	[5 5 12]	[400 400 400]	gering	0,0742	2,34	1,8
26	[350 350 1200]	[5,5 5,5 14]	[150 150 100]	gering	0,0756	2,3	1,59
27	[350 350 1200]	[6 6 18]	[400 400 400]	gering	0,0802	3,63	3,52
28	[300 300 1200]	[5 5 12]	[200 200 400]	gering	0,0813	2,31	1,65
29	[200 200 1200]	[7 7 12]	[400 400 400]	gering	0,0847	2,29	1,53
30	[200 200 2000]	[8 5 20]	[600 600 200]	gering	0,0861	2,3	1,74
31	[300 300 1200]	[5 5 12]	[800 800 400]	gering	0,0909	2,34	1,95
1	[500 500 1500]	[6 6 20]	[400 400 200]	hoch	0,0606	2,99	1,54
2	[400 400 1200]	[6 6 20]	[400 400 400]	hoch	0,0672	2,95	1,52
3	[400 400 1200]	[5 5 14]	[150 150 100]	hoch	0,0697	2,95	1,55
4	[500 300 1200]	[6 4,5 18]	[300 300 500]	hoch	0,0716	3,03	1,76
5	[400 350 1200]	[6 4,5 18]	[300 300 600]	hoch	0,0722	3,04	1,68
6	[350 350 1400]	[6 6 18]	[400 400 800]	hoch	0,073	2,96	1,58

Fortsetzung folgt auf der nächsten Seite

D. Messungen zur Regelung

Nr.	$\text{diag}(\mathbf{K}_p)$ in $[\frac{\text{Nm}}{\text{rad}}]$	$\text{diag}(\mathbf{K}_v)$ in $[\frac{\text{Nm s}}{\text{rad}}]$	$\text{diag}(\mathbf{K}_i)$ in $[\frac{\text{Nm}}{\text{rad s}}]$	Gesch.	$\ \vec{G}_{e[1,2]}\ _2$ in [rad]	$\ \vec{G}_{\tau[1,2]}\ _2$ in [Nm]	$\ \vec{G}_{\Delta\tau[1,2]}\ _2$ in [Nm]
7	[400 350 1200]	[6 4 17]	[300 300 600]	hoch	0,0735	3,02	1,69
8	[350 350 1200]	[5,5 5,5 14]	[150 150 100]	hoch	0,0736	2,94	1,55
9	[350 350 1400]	[5,5 5,5 18]	[400 400 800]	hoch	0,0756	2,95	1,61
10	[350 350 1400]	[5,5 5,5 14]	[400 400 800]	hoch	0,0766	2,97	1,68
11	[300 300 1200]	[7 7 18]	[200 200 400]	hoch	0,0768	2,93	1,52
12	[300 300 1200]	[6 6 18]	[400 400 800]	hoch	0,0794	2,93	1,6
13	[300 300 1600]	[5 5 18]	[200 200 100]	hoch	0,082	2,93	1,62
14	[300 300 1200]	[5 5 18]	[400 400 800]	hoch	0,0835	2,95	1,69
15	[250 250 1200]	[6 6 18]	[400 400 400]	hoch	0,0835	2,88	1,55

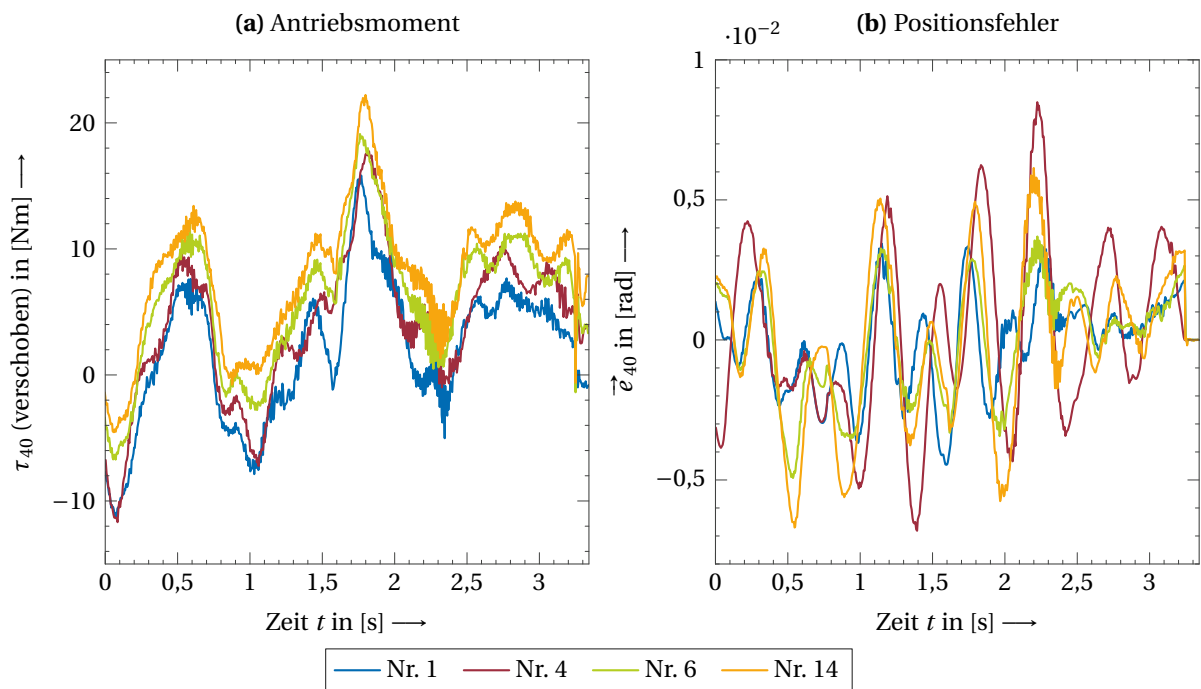


Abb. D.5.: Messverlauf für Tabelle Tab. D.4 mit jeweils verschobenen Antriebsmomenten

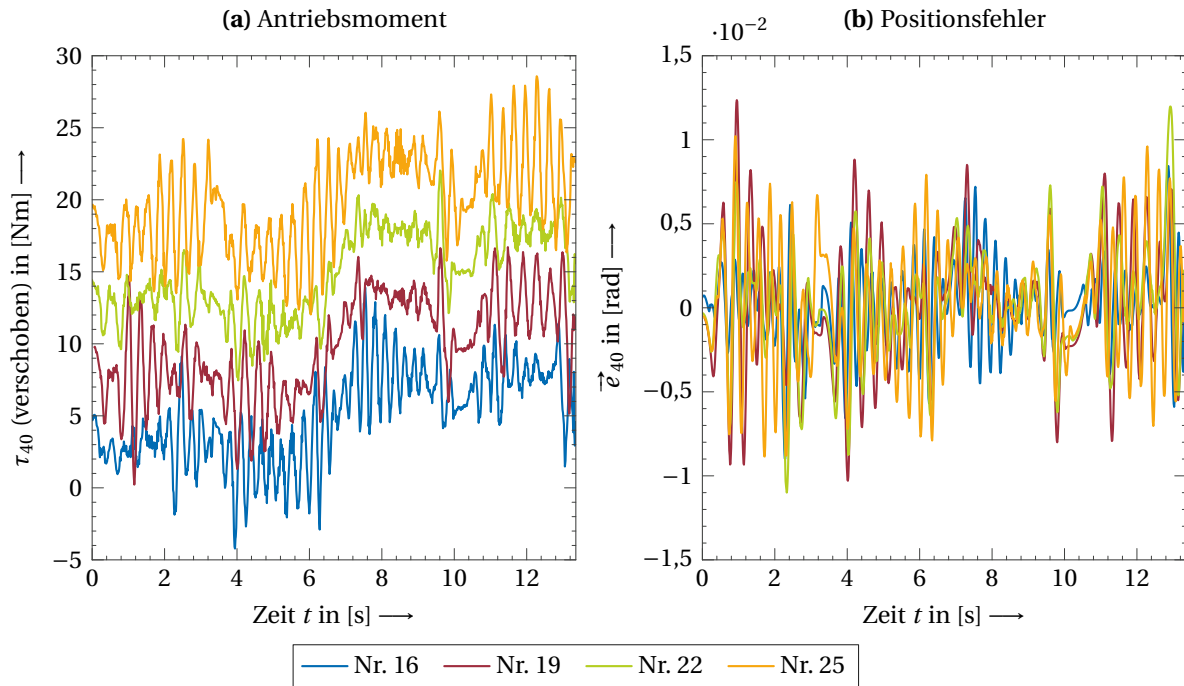


Abb. D.6.: Messverlauf für Tabelle Tab. D.4 mit jeweils verschobenen Antriebsmomenten

Die Einstellung der Parameter des Kaskadenreglers erfolgt anhand des Parametervergleichs in Tab. 4.5. Dabei wird erneut die Evaluierungstrajektorie aus D.2 verwendet und exemplarisch sind Zeitverläufe in Abb. D.7 und D.8 zu sehen. Insbesondere in Tab. D.5 für Verlauf 1 ist zu erkennen, dass $\mathbf{K}_v$ nicht zu hoch zu wählen ist.

Tab. D.5.: Parametervergleich für die Kaskadenregelung mit Vorsteuerung

Nr.	$\text{diag}(\mathbf{K}_p)$	$\text{diag}(\mathbf{T}_p)$	$\text{diag}(\mathbf{K}_v)$	Gesch.	$\ \vec{G}_{e[1,2]}\ _2$ in [rad]	$\ \vec{G}_{\tau[1,2]}\ _2$ in [Nm]	$\ \vec{G}_{\Delta\tau[1,2]}\ _2$ in [Nm]
5	[140 140 140]	[0 0 0]	[2 2 0,12]	gering	0,0381	2,34	1,29
6	[180 180 180]	[0 0 0]	[1,5 1,5 0,08]	gering	0,0382	2,33	1,3
7	[140 140 140]	[0,05 0,05 0]	[1,5 1,5 0,08]	gering	0,0386	2,33	1,29
8	[140 140 140]	[0 0 0]	[1,5 1,5 0,08]	gering	0,0387	2,34	1,31
9	[140 140 140]	[0 0 0]	[1,5 1,5 0,08]	gering	0,0387	2,34	1,31
1	[140 140 140]	[0 0 0]	[2 2 0,12]	hoch	0,0727	2,98	1,45
2	[180 180 180]	[0 0 0]	[1,5 1,5 0,08]	hoch	0,0728	2,96	1,45
3	[140 140 140]	[0,05 0,05 0]	[1,5 1,5 0,08]	hoch	0,0732	2,94	1,41
4	[140 140 140]	[0 0 0]	[1,5 1,5 0,08]	hoch	0,0732	2,94	1,42

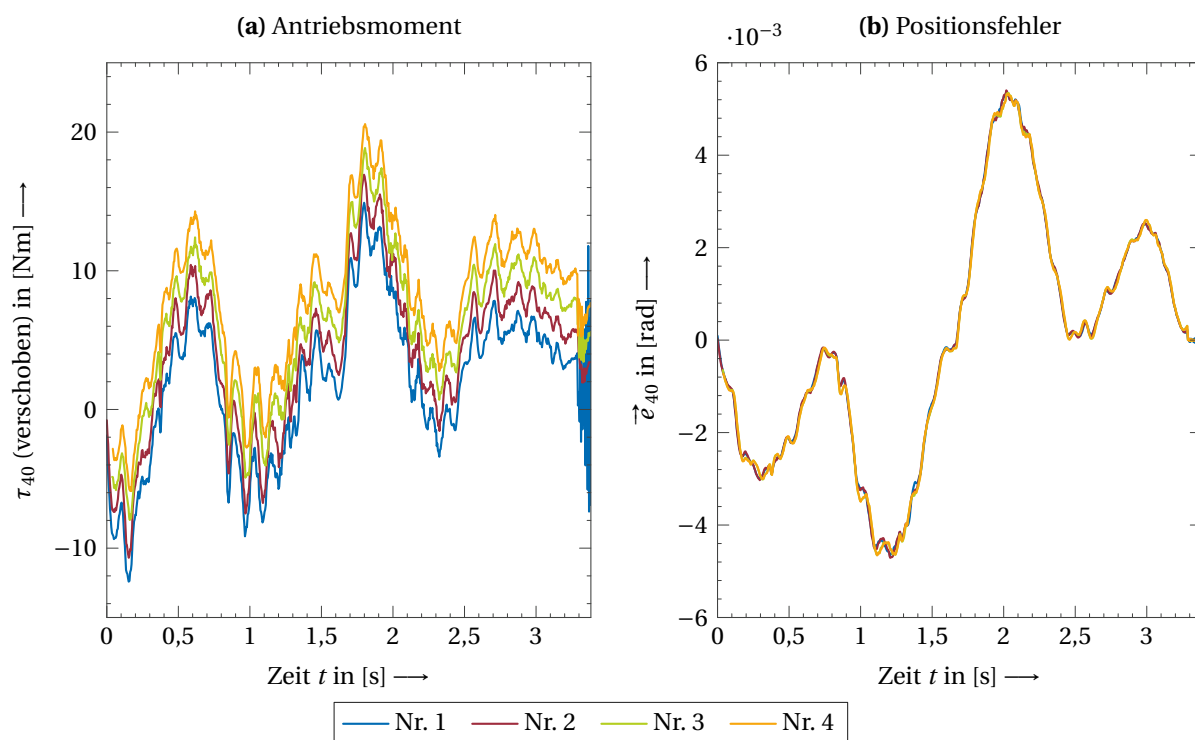


Abb. D.7.: Messverlauf für Tabelle Tab. D.5 mit jeweils verschobenen Antriebsmomenten

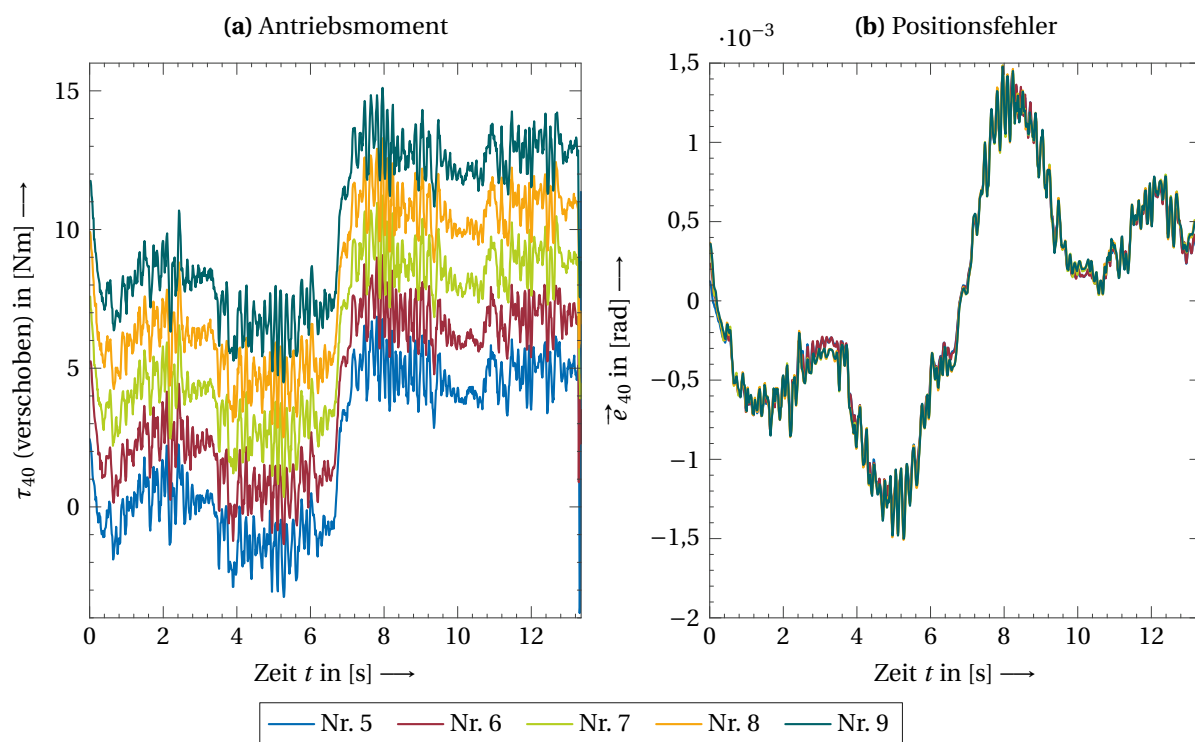


Abb. D.8.: Messverlauf für Tabelle Tab. D.5 mit jeweils verschobenen Antriebsmomenten

Der Vergleich von der vorhandenen Implementierungen der Berechnete-Momente-Regelung (CTC) und der Kaskadenregelung bei niedrigen Geschwindigkeiten offenbart die Nachteile der CTC bei niedrigen Geschwindigkeiten. Durch die Schwingungen ist der Positionsfehler erheblich größer als bei der Kaskadenregelung auf dem Servoverstärker mit geringer Zyklus- und Totzeit.

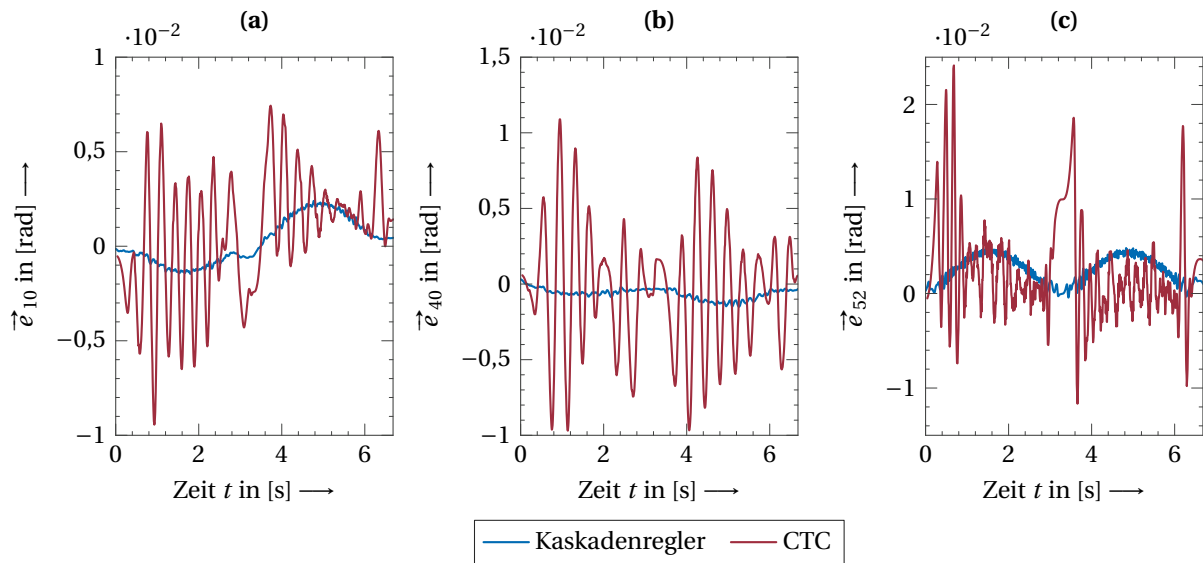


Abb. D.9.: Vergleich der CTC und des Kaskadenreglers anhand des Positionsfehlers und einer langsamen Trajektorie

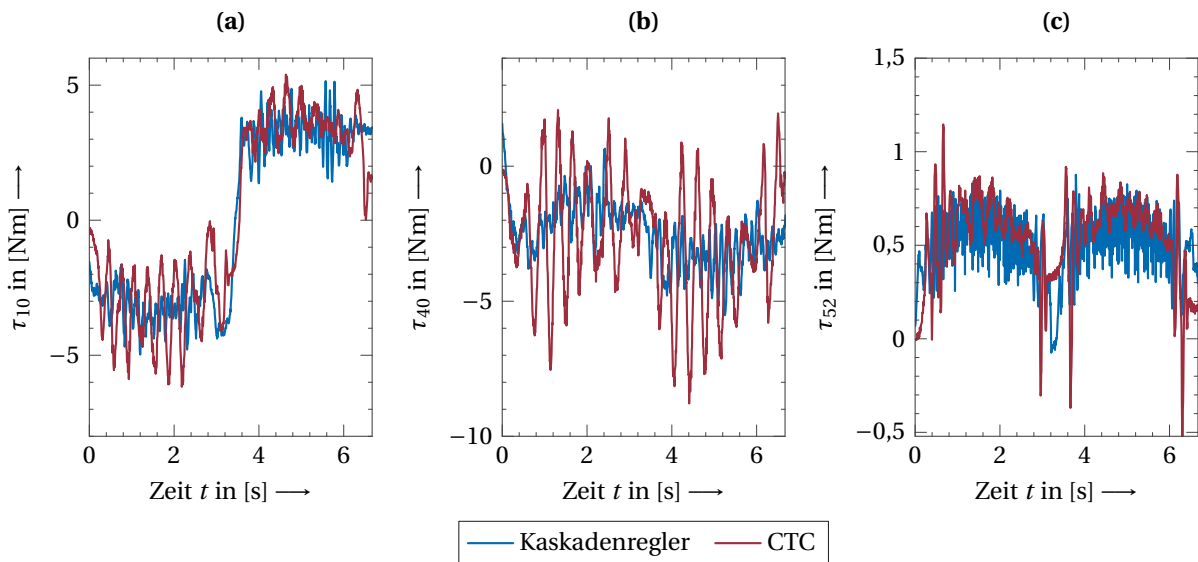


Abb. D.10.: Vergleich der CTC und des Kaskadenreglers anhand der Motormomente und einer niedrigen Geschwindigkeit

D.2. Regelung und Stabilität des HFS

Die Stabilität und das Leistungsvermögen eines HFS bzw. verschiedener Regelungsarchitekturen kann simulativ untersucht werden, siehe Abschnitt 4.3.4. Dieser Abschnitt zeigt detaillierte Stabilitätskarten für die Architekturen ohne VC. Abbildung D.11 zeigt die Stabilitätskarte für die Admittanz-HFS und Admittanz-VP Struktur. Abbildung D.12 zeigt die Stabilitätskarte für die Impedanz-HFS und Impedanz-VP Struktur. Jeder Punkt in den Stabilitätskarten entspricht einem Simulationsexperiment. Die Ergebnisse von zwei dieser Simulationen zeigen die Abb. D.13 bis D.16.

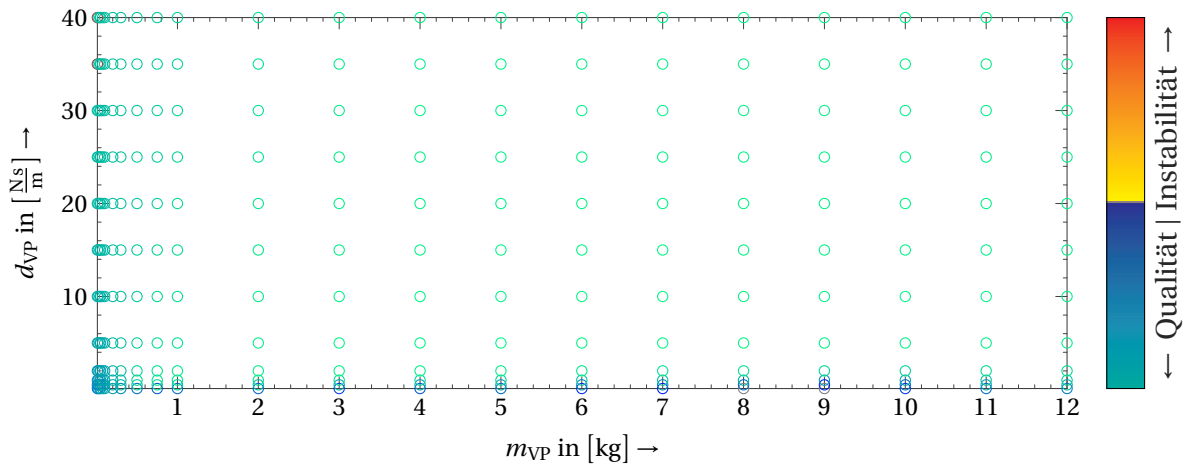


Abb. D.11.: Stabilitätskarte für Admittanz-HFS und Admittanz-VP ohne virtuelle Kopplung

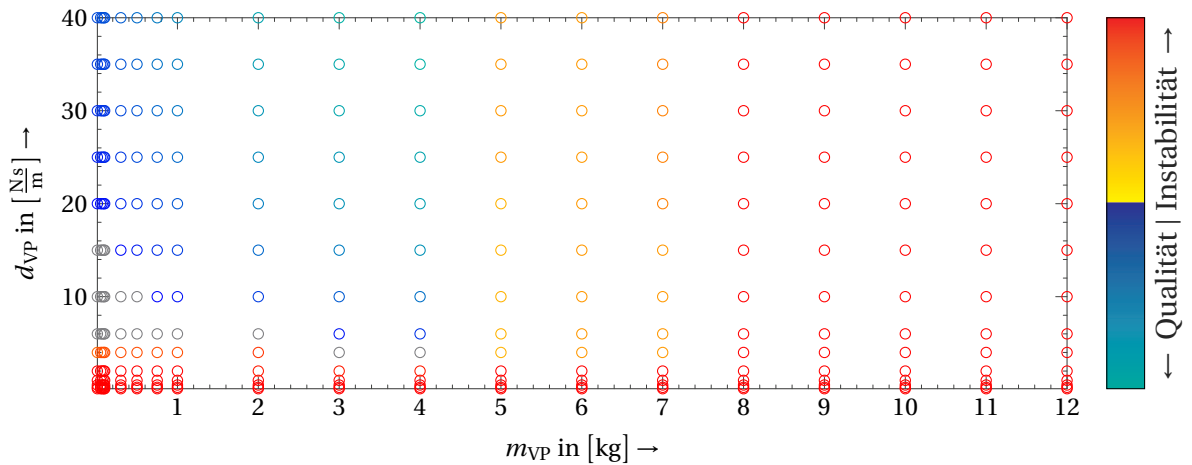


Abb. D.12.: Stabilitätskarte für Impedanz-HFS und Impedanz-VP ohne virtuelle Kopplung

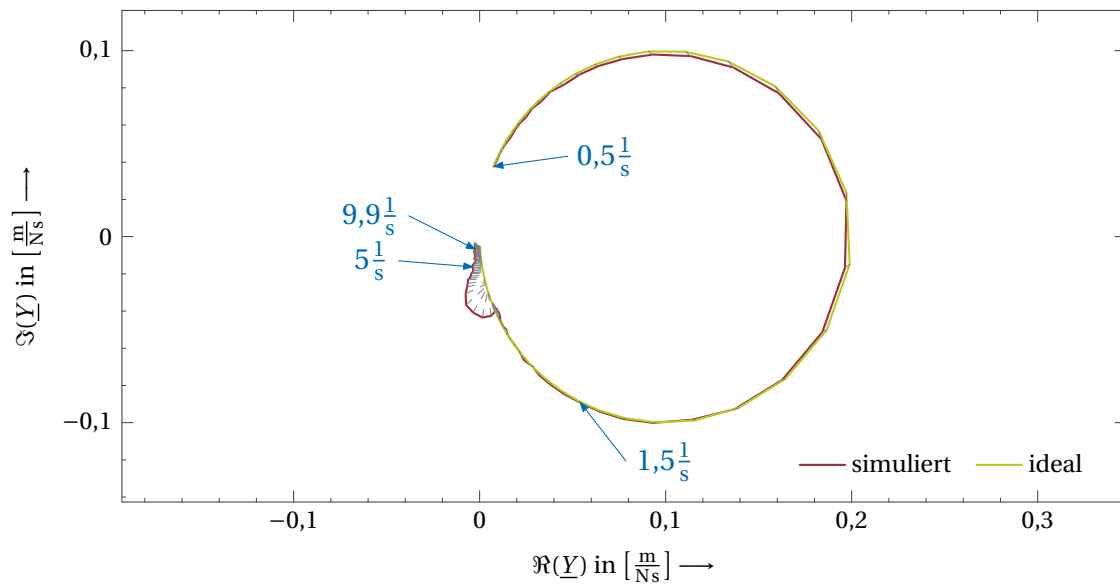


Abb. D.13.: Ortskurve für Admittanz-HFS und Admittanz-VP mit einer Masse von 2 kg, einer Federsteifigkeit von $100 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ und einer Dämpfung von $5 \frac{\text{Ns}}{\text{m}}$. Erreichte Qualität: 0,07

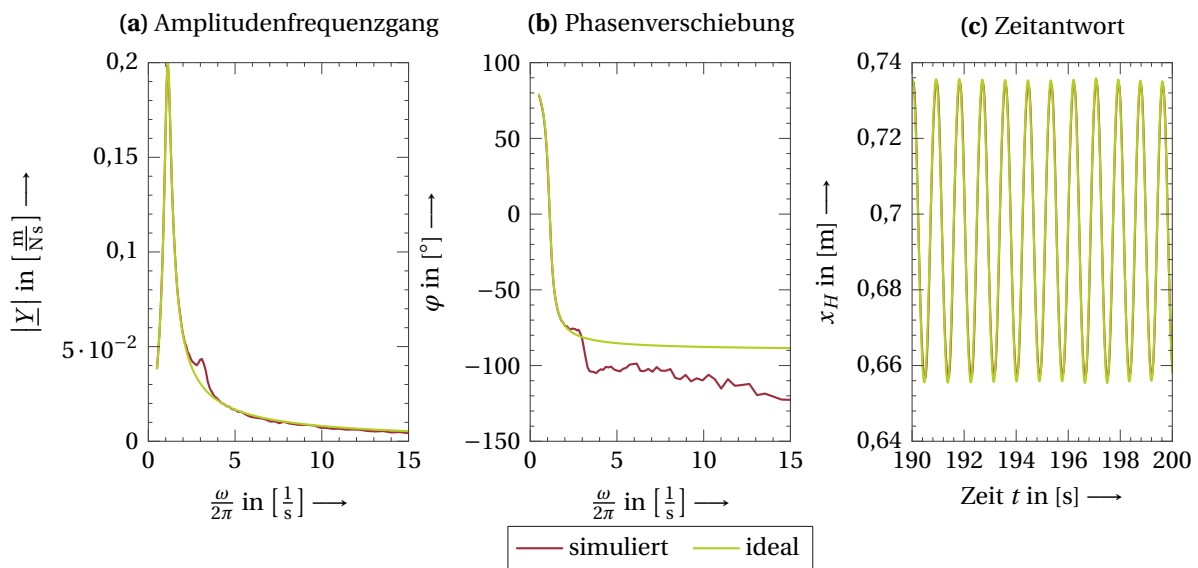


Abb. D.14.: Übertragungsfunktion für Admittanz-HFS und Admittanz-VP mit einer Masse von 2 kg, einer Federsteifigkeit von $100 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ und einer Dämpfung von $5 \frac{\text{Ns}}{\text{m}}$

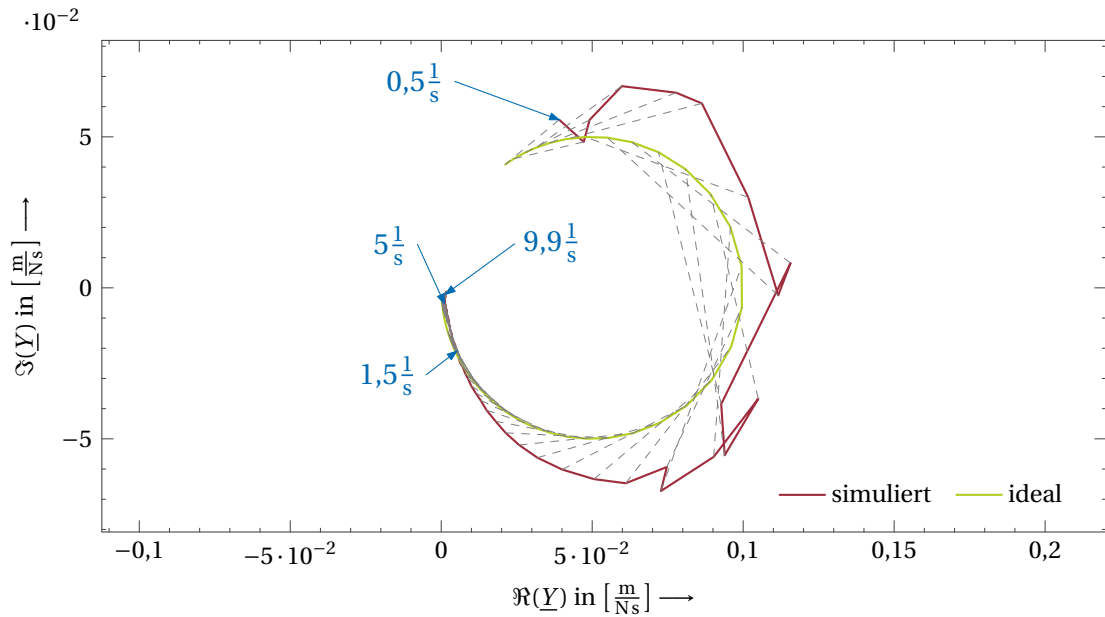


Abb. D.15.: Ortskurve für Impedanz-HFS und Impedanz-VP mit einer Masse von 4 kg, einer Federsteifigkeit von $100 \frac{N}{m}$ und einer Dämpfung von $10 \frac{Ns}{m}$. Erreichte Qualität: 0,2756

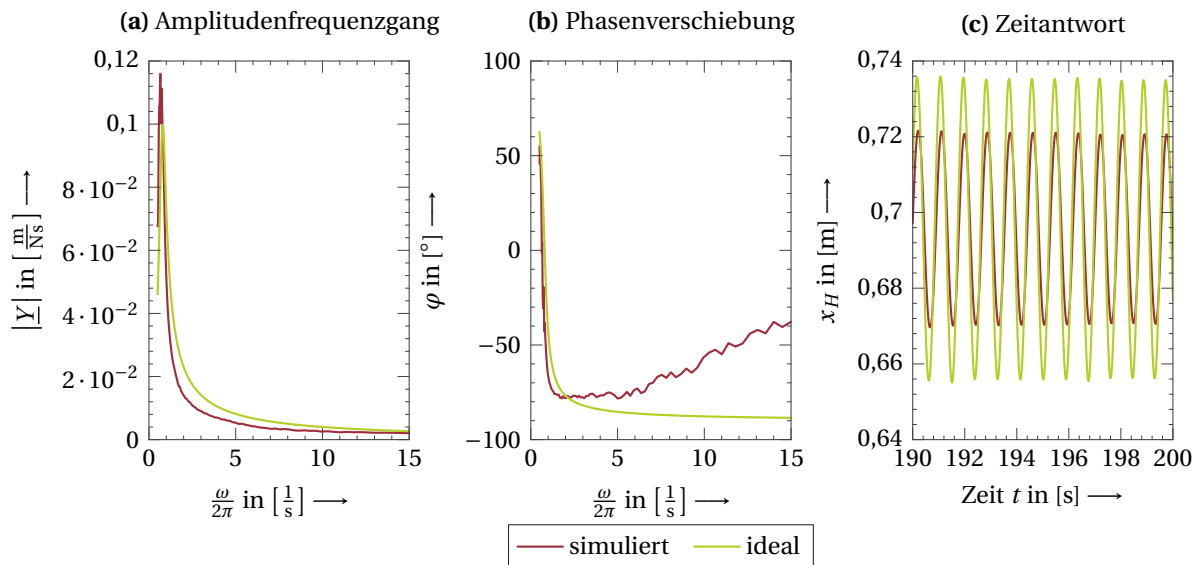


Abb. D.16.: Übertragungsfunktion für Impedanz-HFS und Impedanz-VP mit einer Masse von 4 kg, einer Federsteifigkeit von $100 \frac{N}{m}$ und einer Dämpfung von $10 \frac{Ns}{m}$

E. Parameter zur haptischen Synthese

Dieses Kapitel stellt die Parameter für die Implementierung der haptischen Synthese gesammelt zur Verfügung. Diese werden iterativ bestimmt und stellen eine mögliche, geeignete Parametrierung dar.

Tab. E.1.: Parameter zur haptischen Synthese

Symbol	Wert	Beschreibung
n_{ref}	12	Anzahl der Referenzpunkte
n_{mess}	100	Anzahl der Messwerte
T_{mess}	1,2 s	Messzeitraum
$T_{\text{Längen}}$	1,7 s	Zeitraum zur Anpassung
$\vec{F}_{\text{Bn,Schwell}}$	$\max\left(\left \vec{F}_{\text{B,t}}\right \cdot \tan(30^\circ); 15 \text{ N}\right)$	Schwellwert für die Normalkraft
$\vec{F}_{\text{Bn,Sättigung}}$	$\vec{F}_{\text{Bn,Schwell}} + 20 \text{ N}$	Sättigungswert für die Normalkraft
$\vec{F}_{\text{B}\zeta_z,\text{Schwell}}$	1 Nm	Schwellwert für das Moment um z
$\vec{F}_{\text{B}\zeta_z,\text{Sättigung}}$	2 Nm	Sättigungswert für das Moment um z
$\vec{F}_{\text{rB}\zeta_x,\text{Schwell}}$	1 Nm	Schwellwert für das Moment um z
$\vec{F}_{\text{rB}\zeta_x,\text{Sättigung}}$	3 Nm	Sättigungswert für das Moment um z
$K_{\Delta r}$	$0,0025 \frac{\text{m}}{\text{N}}$	Verschiebungsfaktor
$K_{b_{\Delta r}}$	4	Abklingfaktor der Verschiebungen
$K_{\Delta \varrho}$	$0,0833 \frac{\text{rad}}{\text{Nm}}$	Verdrehungsfaktor der Verschiebungen
$K_{b_{\Delta \varrho}}$	4	Abklingfaktor der Verdrehungen
$K_{\Delta s}$	$0,0167 \frac{\text{m}}{\text{Nm}}$	Verschiebungsfaktor der Anschläge
K_{σ}	$0,0336 \frac{\text{m}}{\text{rad}}$	Winkelfehler in Positionsfehler

Bei der Entwicklung von Produkten, mit denen Nutzer interagieren, stehen neben der technischen Funktion auch die Ergonomie sowie die Gestaltung der Interaktion im Fokus. Treten Anwender in physischen Kontakt mit beweglichen Systemen wie Mechanismen und Getrieben, wird die Nutzererfahrung maßgeblich durch die Kinematik und Dynamik des Produkts bestimmt. Zur Unterstützung der Entwicklung von Getrieben ist es wünschenswert, die Verwendung virtueller Prototypen durch den Einsatz haptischer Feedbacksysteme (HFS) zu ermöglichen. Allerdings ist die Auslegung der Regelung eines HFS aufgrund der Kopplung mit dem Anwender und der Simulation des virtuellen Prototyps anspruchsvoll. Insbesondere der Wunsch nach einer exakten haptischen Abbildung sowie die Limitierungen der hier eingesetzten industriellen Antriebstechnik stellen Herausforderungen dar.

In der vorliegenden Arbeit werden daher Steuerungs- und Regelungsstrategien zur haptischen Simulation von Getrieben abgeleitet und umfassend diskutiert. Zunächst lassen sich HFS vor dem Hintergrund des vorliegenden Anwendungsfalls einordnen und klassifizieren. Die Modellierung des virtuellen Prototyps und des verwendeten HFS REPLALINK wird beschrieben. Zusätzlich erfolgt die Identifikation von Anwendermodellen, sodass ein Gesamtmodell des Systems implementiert werden kann. Die vorgestellten Methoden zur Simulation des virtuellen Prototyps erlauben die schnelle und einfache Modifikation desselben während der Verwendung des HFS.

Dieser Beitrag stellt eine Steuerungsarchitektur für HFS zur haptischen Simulation von Getrieben vor und evaluiert die Regelung des Antriebs- sowie des Gesamtsystems. Verschiedene Architekturen und Methoden, wie virtuelle Kopplungen oder Passivitätsbeobachter, werden für den vorliegenden Fall angepasst oder weiterentwickelt und hinsichtlich ihrer Stabilität und der Abbildungsqualität verglichen. Ebenfalls wird der Einfluss der Simulation des virtuellen Prototyps auf die Regelung diskutiert.

Abschließend wird die Anwendung des Gesamtsystems im Entwicklungsprozess von Getrieben diskutiert. Darüber hinaus werden die Nutzung der haptischen Schnittstelle erweitert und die haptisch-interaktive Getriebesynthese entwickelt. Hierbei kann der Nutzer den virtuellen Prototypen durch das Aufbringen von Kräften während der Nutzung und unabhängig von Kenntnissen der Getriebetechnik modifizieren.

