

Johannes T. Stoll

»Entwicklung und Analyse nachgiebiger
pneumatischer Drehantriebe«



Johannes T. Stoll

»Entwicklung und Analyse nachgiebiger pneumatischer Drehantriebe«

Herausgeber

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Thomas Bauernhansl^{1,2}

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dipl.-Kfm. Alexander Sauer^{1,3}

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Kai Peter Birke⁴

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Marco Huber^{1,2}

¹Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA, Stuttgart

²Institut für Industrielle Fertigung und Fabrikbetrieb (IFF) der Universität Stuttgart

³Institut für Energieeffizienz in der Produktion (EEP) der Universität Stuttgart

⁴Institut für Photovoltaik (*ipv*) der Universität Stuttgart

Kontaktadresse:

Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA
Nobelstr. 12
70569 Stuttgart
Telefon 0711 970-1101
info@ipa.fraunhofer.de
www.ipa.fraunhofer.de

Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.de> abrufbar.

Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2022

D 93

2022

Druck und Weiterverarbeitung:

Fraunhofer Verlag, Mediendiensteleistungen, Stuttgart, 2022
Für den Druck des Buches wurde chlor- und säurefreies Papier verwendet.



Dieses Werk steht, soweit nicht gesondert gekennzeichnet,
unter folgender Creative-Commons-Lizenz:
Namensnennung – Nicht kommerziell – Keine Bearbeitungen
International 4.0 (CC BY-NC-ND 4.0).

Entwicklung und Analyse nachgiebiger pneumatischer Drehantriebe

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von

Johannes Tim Stoll

aus Pforzheim

Hauptberichter: Priv.-Doz. Dr.-Ing. Andreas Pott
Mitberichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd Gundelsweiler

Tag der mündlichen Prüfung: 27.07.2022

Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und
Fertigungseinrichtungen (ISW) der Universität Stuttgart

2022

Für Ulrike

Weise mir, HERR, deinen Weg, dass ich wandle in deiner Wahrheit; erhalte mein Herz bei dem einen, dass ich deinen Namen fürchte.

Vorwort

Diese Arbeit entstand parallel zu meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA in Stuttgart. Ohne die Unterstützung verschiedenster Personen aus meinem beruflichen und privaten Umfeld wäre die Erstellung dieser Arbeit nicht möglich gewesen. Diesen möchte ich an dieser Stelle meinen schriftlichen Dank ausdrücken.

Mein besonderer Dank gilt Priv.-Doz. Dr.-Ing. Andreas Pott für die Übernahme des Hauptberichts, damit verbunden waren neben den Korrekturen viele technischen und wissenschaftlichen Diskussionen rund um die Inhalte dieser Arbeit. Weiter möchte ich auch Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd Gundelsweiler für die unkomplizierte Übernahme des Mitberichts danken.

Einige Studenten haben mit ihren unterschiedlichen Tätigkeiten im Rahmen studentischer Arbeiten einen Teil zu dieser Arbeit beigetragen. Mein Dank gilt Philipp Ruess, Martin Mahler, Ludwig Schäffer, Michael Dersttrock und insbesondere Kevin Schanz, der als langjähriger Hiwi auch an mehreren Veröffentlichungen beteiligt war.

Danken möchte ich auch der mechanischen Werkstatt für die stets präzise gefertigten Bauteile und dem E-Labor für die Unterstützung bei elektrischen Aufbauten aller Art.

Bei Nico Güttler möchte ich mich für die zahlreichen spontanen Hilfestellungen zu den immer wieder auftauchenden Latex-Problemen bedanken. Darüber hinaus möchte ich Luzia Schumacher für das Korrekturlesen und Heide Kreuzburg für die Organisation der verschiedenen Schritte und Termine in der Endphase danken. Meinen Freunden Simon Hummel und Daniel Weller möchte ich für das Lesen der Arbeit und die vielen gegenseitigen Motivationsgespräche danken.

Mein größter Dank gilt meiner Frau Ulrike. Zum einen hat sie diese Arbeit überhaupt erst möglich gemacht, und zum anderen hat sie die Qualität der Arbeit in zahllosen Korrekturschleifen immer weiter verbessert. Darüber hinaus hat sie mich immer wieder motiviert, die einmal angefangene Arbeit dann auch zu Ende zu bringen.

Kurzfassung

Kollaborative Roboter sind flexibel einsetzbar und ermöglichen die wirtschaftliche Umsetzung neuartiger Anwendungen. Für den Antrieb kollaborativer Knickarmroboter stellen pneumatische Antriebe eine Alternative zu den bewährten elektrischen Antriebseinheiten dar. Nach Kenntnisstand des Autors sind am Markt keine servopneumatisch positionierbaren Drehantriebe verfügbar, die speziell für den Einsatz in kollaborativen Knickarmrobotern entwickelt wurden.

In der vorliegenden Arbeit werden drei pneumatische Drehantriebe entworfen und anhand von experimentellen Untersuchungen an Prototypen evaluiert. Hierfür wird zunächst hergeleitet, welche charakteristischen Eigenschaften pneumatische Drehantriebe für den Einsatz in kollaborativen Knickarmrobotern haben sollten (servopneumatisch positionierbar, nachgiebig, endlos drehbar). Im Abschnitt zum Stand der Technik werden mechanische Funktionsprinzipien aufgezeigt, die den Aufbau von Drehantrieben mit den gewünschten Eigenschaften ermöglichen. Im Grundlagenteil wird ein Überblick über pneumatische Aktoren gegeben und erläutert, welche Typen von Aktoren geeignet sind, um servopneumatisch positionierbare Antriebe zu realisieren.

Anschließend werden drei mechanische Antriebskonzepte vorgestellt, in denen jeweils ein mechanisches Funktionsprinzip mit geeigneten Aktoren kombiniert wird. Im ersten Antriebskonzept werden pneumatische Faltenbälge in Kombination mit dem mechanischen Funktionsprinzip einer Schubkurbel bzw. Kurbelwelle eingesetzt. Das zweite Antriebskonzept nutzt eine Taumelscheibe, um die Zugkraft pneumatischer Muskeln zu wandeln und eine endlose Drehung der Welle zu bewirken. Neu entwickelte Aktoren aus Feuerwehrschauch – die sogenannten Fire-Hose-Actuators – kommen im dritten Antriebskonzept zum Einsatz. Die Aktoren üben darin eine Druckkraft auf den exzentrischen Teil der Antriebswelle aus. Es wird erneut das Funktionsprinzip einer Schubkurbel genutzt.

In der Modellbildung wird ein allgemeines, parametrierbares Modell für den Länge-Druckkraft-Zusammenhang der Aktoren präsentiert und für alle Drehantriebe ein Modell des statischen Drehmoments hergeleitet. Darüber hinaus wird eine Theorie entwickelt, die für endlos drehbare Antriebe bereits in der Entwurfsphase eine grobe Abschätzung des maximal kontinuierlich verfügbaren Drehmoments anhand weniger Eingangsparameter liefert.

In der Evaluation wird der mechanische Aufbau der Prototypen im Detail erläutert sowie die eingesetzte Steuerung beschrieben. Um eine definierte Bewegung der Antriebswelle zu

erreichen, wird der Druck in den Arbeitskammern der drei bis fünf Aktoren individuell von den zugehörigen Proportionalventilen eingestellt. Die statische Drehmomentverteilung aller Drehantriebe wird gemessen und mit den modellierten Werten verglichen. Auch die charakteristischen Eigenschaften der Antriebseinheiten werden durch Messungen nachgewiesen. Die Positionsregelung, die zum Nachweis der servopneumatischen Positionierung notwendig ist, ist nicht Inhalt dieser Arbeit.

Alle Drehantriebe sind endlos drehbar und verfügen über eine einstellbare Steifigkeit. Das im gesamten Drehbereich maximal kontinuierlich verfügbare Drehmoment der Antriebe kann mit 4,3 Nm, 17,6 Nm und 63,1 Nm angegeben werden. Die servopneumatische Positionierung ist mit allen Drehantrieben möglich und es kann jeweils die Auflösung der verwendeten Drehgeber von 16- bzw. 17-Bit als feinstes Positionsinkrement erreicht werden.

Abstract

Collaborative robots can be used flexibly and they enable the economical implementation of new applications. When it comes to the actuation of collaborative articulated robots, pneumatic drives represent an interesting alternative to the proven electric drive units. To the best author's knowledge, there are no servopneumatically positionable rotary drives available on the market that have been especially designed for the use in collaborative robots.

Therefore, in this work, three pneumatic rotary actuators are developed and evaluated based on the experimental investigation of prototypes. It is first derived which characteristics pneumatic rotary drives should have for the later use in collaborative articulated robots (servopneumatically positionable, compliant, continuous rotation). In the state of the art section, mechanical operating principles are presented that enable the design of rotary actuators with the desired characteristics. Moreover, an overview of pneumatic actuators is given and it is explained which types of actuators are suitable to realize drive units that are capable of servopneumatic positioning.

Hereafter, three mechanical drive concepts are presented that combine a mechanical operating principle with suitable actuators. In the first drive concept, pneumatic bellows are used in combination with the mechanical operating principle of a slider-crank linkage or crankshaft. The second drive concept uses a swash plate to convert the tensile force of the pneumatic artificial muscles into an endless rotation of the driveshaft. Newly developed actuators made of fire hose – the so-called fire-hose-actuators – are used in the third drive concept. Herein, the actuators exert a compressive force onto the eccentric part of the drive shaft. Thus, the operating principle of a slider-crank linkage is applied.

A parametric model for the length to pressure to force relation that is suitable for all actuators in this work is presented. Moreover, a model of the static torque distribution is derived for all rotary drives. In addition, for drive units with continuous rotation a theory is developed, that provides a rough estimate of the maximum continuous torque already in the design phase.

In the evaluation, the mechanical design of the prototypes is explained in detail and the used control system is described. To achieve a defined movement of the drive shaft, the pressure in the working chambers of the three to five actuators is set individually by the associated proportional valves. The static torque distribution of all rotary drives is measured and the characteristic properties of the drives are verified with measurements. The theory to

realize position control, which is necessary to prove the servopneumatic positioning, is not part of this work.

All rotary actuators are capable of continuous rotation and feature adjustable stiffness. The maximum continuous torque of the drives is found to be 4,3 Nm, 17,6 Nm und 63,1 Nm. Servopneumatic positioning is possible with all rotary drives. As a result, the resolution of the used encoders with 16- and 17-bit can be reached as finest position increment with all drive units.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis	XVI
Symbolverzeichnis	XVII
Abbildungsverzeichnis	XXIII
Tabellenverzeichnis	XXVI
Kapitel 1 Einleitung	1
1.1 Ausgangssituation und Motivation	1
1.2 Literaturübersicht und Stand der Technik	3
1.2.1 Roboterkinematiken für kollaborative Roboter	4
1.2.2 Elektrische Antriebseinheiten kollaborativer Roboter	4
1.2.3 Servopneumatisch positionierbare Drehantriebe	6
1.2.4 Pneumatische Motoren	10
1.3 Problemstellung	14
1.4 Lösungsansatz, Ziel und Aufbau der Arbeit	15
Kapitel 2 Grundlagen	19
2.1 Pneumatische Aktuation	20
2.2 Überblick zu pneumatischen Aktoren	23
2.2.1 Arbeitskammern mit starren Wänden	25
2.2.2 Arbeitskammern mit flexiblen Wänden	26
2.3 Pneumatische Druckkräfte	32
2.4 Statisches Drehmoment	35
2.5 Arbeit pneumatischer Aktoren	37
Kapitel 3 Antriebskonzepte	41
3.1 Balg-Antrieb	43
3.1.1 Funktionsprinzip des Balg-Antriebs	43
3.2 PAM-Antrieb	45
3.2.1 Funktionsprinzip des PAM-Antriebs	45

3.3	FHA-Antrieb	47
3.3.1	Funktionsprinzip des FHA-Antriebs	48
3.4	Steuerungskonzept zur servopneumatischen Positionierung	50
3.5	Zusammenfassung	52
Kapitel 4	Modellierung	53
4.1	Modellierung des Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs der Aktoren	55
4.2	Modellierung des Balg-Antriebs	57
4.2.1	Modellierung des Drehmoments des Balg-Antriebs	57
4.3	Modellierung des PAM-Antriebs	61
4.3.1	Modellierung des Drehmoments des PAM-Antriebs	61
4.4	Modellierung des FHA-Antriebs	68
4.4.1	Analytische Modellierung der Kraft eines FHAs	68
4.4.2	Modellierung des Drehmoments des FHA-Antriebs	72
4.5	Abschätzung des Drehmoments von Drehantrieben	76
4.5.1	Annahme sinusförmiger Drehmomentverläufe	77
4.5.2	Annahme von beschränktem Wachstum	80
4.6	Zusammenfassung	80
Kapitel 5	Evaluation	81
5.1	Steuerung der Versuchsaufbauten	81
5.2	Evaluation des Balg-Antriebs	83
5.2.1	Charakterisierung der Bälge	84
5.2.2	Parametrierung des Aktor-Modells der Bälge	85
5.2.3	Mechanischer Aufbau des Balg-Antriebs	87
5.2.4	Aktoren im Balg-Antrieb	90
5.2.5	Drehmomentmessung des Balg-Antriebs	91
5.2.6	Einstellbare Steifigkeit des Balg-Antriebs	94
5.2.7	Servopneumatische Positionierung des Balg-Antriebs	95
5.2.8	Zusammenfassung zum Balg-Antrieb	95
5.3	Evaluation des PAM-Antriebs	96
5.3.1	Parametrierung des Aktor-Modells eines PAMs	96
5.3.2	Mechanischer Aufbau des PAM-Antriebs	98
5.3.3	Drehmomentmessung des PAM-Antriebs	102
5.3.4	Einstellbare Steifigkeit des PAM-Antriebs	104
5.3.5	Servopneumatische Positionierung des PAM-Antriebs	105

5.3.6	Zusammenfassung zum PAM-Antrieb	108
5.4	Evaluation des FHA-Antriebs	108
5.4.1	Aufbau und Eigenschaften der FHAs	109
5.4.2	Mechanischer Aufbau des FHA-Antriebs	110
5.4.3	Charakterisierung der FHAs	113
5.4.4	Parametrierung des Aktor-Modells eines FHAs	116
5.4.5	Optimierung der FHAs für den Einsatz im FHA-Antrieb	118
5.4.6	Drehmomentmessung des FHA-Antriebs	123
5.4.7	Einstellbare Steifigkeit des FHA-Antriebs	126
5.4.8	Servopneumatische Positionierung des FHA-Antriebs	126
5.4.9	Zusammenfassung zum FHA-Antrieb	128
5.5	Evaluation der Theorie zur Drehmoment-abschätzung	129
5.6	Diskussion und Zusammenfassung	132
Kapitel 6	Fazit	135
6.1	Zusammenfassung	135
6.2	Ausblick	136
Literatur		138
Anhang A	Fahrradschläuche als Aktoren im Balg-Antrieb	151
Anhang B	Berechnung der Kraft mittels Integral und effektiver Breite	154
Anhang C	Tabellen und Abbildungen	157

Abkürzungsverzeichnis

bREC	buckled Rotary Elastic Chambers
CAD	Computer-Aided Design
cREC	coiled Rotary Elastic Chambers
FHA	Fire Hose Actuator
IFR	International Federation of Robotics
KIT	Karlsruher Institut für Technologie
MRK	Mensch-Roboter-Kollaboration
PAM	Pneumatic Artificial Muscle
PMA	Pneumatic Muscle Actuator
pREC	pleated Rotary Elastic Chambers
REC	Rotary Elastic Chambers
SEAs	Series Elastic Actuators
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
sREC	skewed Rotary Elastic Chambers
TCP	Tool Center Point

Symbolverzeichnis

Griechische Symbole

Symbol	Einheit	Beschreibung
α_d	rad	Winkel im Dreieck gegenüber Seite a_d
β_{balg}	rad	Winkel im Dreieck des Balg-Antriebs
β_d	rad	Winkel im Dreieck gegenüber Seite b_d
β_f	rad	Winkel im Dreieck des FHA-Antriebs
β_k	rad	Kippwinkel des Endstücks eines FHAs
β_t	rad	Neigungswinkel der Taumelscheibe
$\ddot{\varphi}$	rad/s ²	Winkelbeschleunigung
$\delta_{\text{balg},i}$	mm	Ausdehnung des Balgs i
δ_{balg}	mm	Ausdehnung eines Balgs
δ_{fha}	mm	Abstand zwischen Walzenkörper und Gegenlagerstruktur
$\delta_{\text{pam},0}$	mm	Offset der Verkürzung eines PAMs
$\delta_{\text{pam,mittel}}$	mm	Mittlere Verkürzung eines PAMs
$\delta_{\text{pam,var}}$	mm	Variation der Verkürzung eines PAMs
δ_{pam}	mm	Verkürzung eines PAMs
δ	mm	Allgemeine Längenänderung eines Aktors
$\dot{\varphi}$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
γ_{balg}	rad	Winkel im Dreieck des Balg-Antriebs
γ_d	rad	Winkel im Dreieck gegenüber c_d
μ_{gleit}		Gleitreibungskoeffizient
μ_{haft}		Haftreibungskoeffizient
ν		Anzahl an Messstellen
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
φ_{ist}	rad	Istposition
φ_{soll}	rad	Sollposition
φ_i	rad	Winkelposition in Bezug auf Aktor i
φ	rad	Winkelposition

Lateinische Symbole

Symbol	Einheit	Beschreibung
A_d	m^2	Fläche eines Dreiecks
A_{fha}	m^2	Aktive Fläche eines FHAs
A_{zyl}	m^2	Kolbenfläche eines Pneumatikzylinders
A	m^2	Fläche
B_0		Startwert bei beschränktem Wachstum
D		Drehachse
E		Exzentrisch gelagerter Kraftangriffspunkt
$F_{balg,i}$	N	Kraft des Balgs i
F_{balg}	N	Kraft eines Balgs
$F_{eff,i}$	N	Effektive Kraft des PAMs i
F_{eff}	N	Effektiver Kraftanteil von F_{nor}
F_{fha}	N	Kraft eines FHAs
F_{gleit}	N	Gleitreibungskraft
F_{haft}	N	Haftreibungskraft
$F_{mess,i}$	N	Gemessene Kraft eines Aktor an Messstelle i
F_{mess}	N	Gemessene Kraft eines Aktors
F_{nor}	N	Normal zur Taumelscheibe wirkende Kraft
$F_{pam,i}$	N	Kraft, erzeugt durch PAM i
F_{pam}	N	Kraft eines PAMs
$F_{real,i}$	N	Reale Kraft des Aktors i
F_{res}	N	Resultierende Kraft
F_{tan}	N	Tangential zur Taumelscheibe wirkende Kraft
F_{ver}	N	Vertikaler Kraftanteil von F_{nor}
F_x	N	Kraft in X-Richtung
F_y	N	Kraft in Y-Richtung
F_{zyl}	N	Kraft eines Zylinders
F_i	N	Kraft des Aktors i
F	N	Betrag einer Kraft
G		Gehäuse
J	kg/m^2	Trägheitsmoment aller rotierenden Massen
L	m	Länge eines Aktors
M_{extern}	Nm	Externes an der Welle anliegendes Drehmoment
$M_{balg,intern,i}$	Nm	Internes Drehmoment des Balg-Antriebs an Messposition i

Symbol	Einheit	Beschreibung
$M_{\text{balg,intern}}$	Nm	Internes Drehmoment des Balg-Antriebs
$M_{\text{balg},i}$	Nm	Drehmoment des Balgs i
M_{balg}	Nm	Drehmoment erzeugt durch die Kraft eines Balgs
$M_{\text{fha,intern},i}$	Nm	Internes Drehmoment des FHA-Antriebs an Messposition i
$M_{\text{fha,intern}}$	Nm	Internes Drehmoment des FHA-Antriebs
$M_{\text{fha},i}$	Nm	Drehmoment des FHAs i
M_{fha}	Nm	Drehmoment erzeugt durch die Kraft eines FHAs
$M_{\text{ideal,korr}}$	Nm	Korrigiertes ideal gleichmäßig verteiltes Drehmoment
M_{ideal}	Nm	Ideal gleichmäßig verteiltes Drehmoment
M_{intern}	Nm	Intern erzeugtes an der Welle anliegendes Drehmoment
$M_{\text{max,kont}}$	Nm	Maximal kontinuierlich verfügbares Drehmoment eines Antriebs
$M_{\text{mess},i}$	Nm	Gemessenes, gesamtes, positives Drehmoment an Messposition i
$M_{\text{modell,ges,+}}$	Nm	Modelliertes, gesamtes, positiv drehendes Drehmoment
$M_{\text{modell,+}}$	Nm	Positiv drehendes Drehmoment eines imaginären Aktors
M_{modell}	Nm	Modelliertes Drehmoment eines imaginären Aktors
$M_{\text{pam,intern},i}$	Nm	Internes Drehmoment des PAM-Antriebs an Messposition i
$M_{\text{pam,intern}}$	Nm	Internes Drehmoment des PAM-Antriebs
$M_{\text{pam},i}$	Nm	Drehmoment des PAMs i
M_{real}	Nm	Reales intern erzeugtes Gesamtdrehmoment eines Antriebs
M_{total}	Nm	An der Welle anliegendes Gesamtdrehmoment
M_i	Nm	Drehmoment des Aktors i
M	Nm	Drehmoment
$P1_x$		x-Komponente des Punkts $P1$, ebenso für $P2$, ...
$P1_y$		y-Komponente des Punkts $P1$, ebenso für $P2$, ...
$P1$		Punkt $P1$, ebenso Punkt $P2$, ...
$P3_{180}$		Position von Punkt $P3$, bei $\varphi = 180^\circ$
R	J/(mol K)	Spezifische Gaskonstante der Luft
S		Schranke im beschränkten Wachstum
T	K	Temperatur der Luft
V_1	m ³	Volumen in Arbeitskammer 1, ebenso für V_2 , ...
V_{zyl}	m ³	Volumen eines Pneumatikzylinders
V	m ³	Volumen
W_{ges}	J	Gesamte Arbeit der Aktoren eines Antriebs
W_{sin}	J	Mit sinusförmigen Drehmomentverläufen modellierte Arbeit

Symbol	Einheit	Beschreibung
W_{zyl}	J	Arbeit eines Pneumatikzylinders
W_i	J	Arbeit des Aktors i
W	J	Arbeit
a_1		Parameter für Modellierung, ebenso für a_2, \dots
a_d	m	Seite im Dreieck
a_{ell}	m	Große Halbachse der Ellipse
b_1		Parameter für Modellierung, ebenso für b_2, \dots
b_d	m	Seite im Dreieck
b_{eff}	m	Effektive Breite eines FHAs
b_{ell}	m	Kleine Halbachse der Ellipse
$c_{1,balg}$		Pseudokonstante für Kraftformel für Balg-Antrieb
$c_{1,fha}$		Pseudokonstante für Kraftformel für FHA
$c_{1,pam}$		Pseudokonstante für Kraftformel für PAM
c_1		Pseudokonstante für Kraftformel, ebenso für c_2, \dots
$c_{2,balg}$		Pseudokonstante für Kraftformel für Balg-Antrieb
$c_{2,fha}$		Pseudokonstante für Kraftformel für FHA
$c_{2,pam}$		Pseudokonstante für Kraftformel für PAM
c_d	m	Seite im Dreieck
c		Wachstumskonstante in der Drehmomentabschätzung
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
h_a	m	Höhe im Dreieck über Seite a_d
$h_{balg,eff,i}$	m	Effektiver Hebelarm des Balgs i
$h_{balg,eff}$	m	Effektiver Hebelarm im Balg-Antrieb
$h_{eff,i}$	m	Effektiver Hebelarm des Drehmoments von Aktor i
h_{eff}	m	Effektiver Hebelarm
$h_{fha,eff,i}$	m	Effektiver Hebelarm des FHAs i
$h_{fha,eff}$	m	Effektiver Hebelarm eines FHAs
$h_{pam,eff,i}$	m	Effektiver Hebelarm des PAMs i
$h_{pam,eff}$	m	Effektiver Hebelarm eines PAMs
i		Zählvariable
$k_{a,t}$		Theoretischer Anteil des Korrekturfaktors k_a
$k_{a,w}$		Anteil für den Wirkungsgrad im Korrekturfaktor k_a
k_a		Korrekturfaktor bei sinusförmigem Drehmomentverlauf
k_b		Korrekturfaktor bei beschränktem Wachstum

Symbol	Einheit	Beschreibung
k		Korrekturfaktor in der Drehmomentabschätzung
l_{au}	m	Abstand auf der Außenseite eines FHAs
l_{end}	m	Länge des Endstücks eines FHAs
l_{fha}	m	Wirksame Länge eines FHAs
l_{in}	m	Abstand auf der Innenseite eines FHAs
$l_{\text{s,max}}$	m	Maximale Schlauchlänge eines FHAs
$l_{\text{s,min}}$	m	Minimale Schlauchlänge eines FHAs
l_{s}	m	Länge des Schlauchsegments eines FHAs
m_1	kg	Luftmasse in Zustand 1
m_2	kg	Luftmasse in Zustand 2
m_{Last}	kg	Masse der Last
m	kg	Masse
n		Anzahl der eingesetzten Aktoren
p_1	kPa	Druck in Arbeitskammer 1
p_2	kPa	Druck in Arbeitskammer 2
p_{a}	kPa	Absolutdruck
p_{diff}	kPa	Differenzdruck
p_{innen}	kPa	Interner Druck im Aktor
$p_{\text{real},i}$	kPa	Tatsächlicher Druck in Arbeitskammer i
p_{umg}	kPa	Umgebungsdruck außerhalb des Aktors
p_i	kPa	Druck in Arbeitskammer i
p	kPa	Druck
$r_{1,\text{balg}}$	m	Exzentrizität im Balg-Antrieb
$r_{1,\text{fha}}$	m	Exzentrizität im FHA-Antrieb
$r_{2,\text{balg}}$	m	Radius des inneren Gehäuses im Balg-Antrieb
$r_{2,\text{fha}}$	m	Radius des Walzenkörpers im FHA-Antrieb
$r_{3,\text{fha}}$	m	Radius des Aktors im FHA-Antrieb
r_{ell}	m	Radius der Ellipse
$r_{\text{t,proj}}$	m	Projizierter Radius der Taumelscheibe
r_{tr}	m	Radius der Seiltrommel
r_{t}	m	Radius der Taumelscheibe
r	m	Radius
s_{12}	m	Betrag des Vektors von $P1$ nach $P2$
$s_{13,180}$	m	Betrag des Vektors von $P1$ nach $P3$ bei $\varphi = 180^\circ$

Symbol	Einheit	Beschreibung
s_d	m	Halber Umfang eines Dreiecks im Satz von Heron
s_{fha}	m	s_d übertragen auf den FHA-Antrieb
s_{std}	N oder Nm	Standardabweichung
s_{zyl}	m	Hub eines Pneumatikzylinders
s	m	Weg
v	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeit
z_{mittel}	N oder Nm	Mittlerer Fehler
z_i	N oder Nm	Fehler an Messstelle i

Vektoren

Symbol	Einheit	Beschreibung
f_{eff}	N	Vektor der effektiv wirkenden Kraft
f_{fha}	N	Vektor der Kraft eines FHAs
f_{innen}	N	Vektor der Kraft bedingt durch Innendruck
f_{res}	N	Vektor der resultierenden Kraft
f_{umg}	N	Vektor der Kraft bedingt durch Außendruck
f_i	N	Vektor der Kraft von Akteur i
f	N	Kraftvektor
h_{eff}	m	Vektor des effektiven Hebelarms
h	m	Ortsvektor des Kraftangriffspunktes
$m^{(P)}$	Nm	Drehmoment um einen Bezugspunkt P
n	m	Normalenvektor
p	kPa	Vektor der Druckkraft
s_{12}	m	Vektor von $P1$ nach $P2$
$s_{13,180}$	m	Vektor von $P1$ nach $P3$ bei $\varphi = 180^\circ$
s	m	Vektor einer Strecke

Abbildungsverzeichnis

1.1	Kollaborativer 6-Achs-Knickarmroboter vom Typ UR10e	5
1.2	pREC Drehantrieb	8
1.3	bREC Drehantrieb und cREC Drehantrieb	9
1.4	Radialkolbenmotor und Axialkolbenmotor	11
1.5	Patent eines pneumatischen Motors (Patentschrift DE 2351990 A1 1974b)	12
1.6	Patent eines pneumatischen Motors (Patentschrift DE 2347133 A1 1974a)	12
1.7	Patent eines pneumatischen Motors (Patentschrift JP 63105280 A 1988)	13
2.1	Funktionsprinzip eines pneumatischen Zylinders	20
2.2	Funktionsprinzip eines doppeltwirkenden Zylinders	22
2.3	Kategorisierung pneumatischer Aktuationsprinzipien	24
2.4	Funktionsprinzip eines dichtungslosen Zylinders	26
2.5	Funktionsprinzipien eines Aktors mit flexiblen Wänden	27
2.6	Funktionsprinzip eines pneumatischen Faltenbalges	29
2.7	Funktionsprinzip eines pneumatischen Muskels	30
2.8	Funktionsprinzip einer Arbeitskammer mit flexiblen Wänden	32
2.9	Schema einer fluidischen Druckkraft	34
2.10	Schematische Darstellung der Drehmomententstehung	36
2.11	Volumenänderungsarbeit eines isobaren Prozesses	39
3.1	Übersicht über die realisierten Demonstratoren	42
3.2	Schematische Darstellung des Funktionsprinzips des Balg-Antriebs	43
3.3	Schematische Darstellung des mechanischen Antriebskonzepts des Balg-Antriebs	44
3.4	Schematische Darstellung des Funktionsprinzips des PAM-Antriebs	46
3.5	Schematische Darstellung des mechanischen Antriebskonzepts des PAM-Antriebs	46
3.6	Schematische Darstellung des Funktionsprinzips des FHA-Antriebs	48
3.7	Schematische Darstellung des mechanischen Antriebskonzepts des FHA-Antriebs	49
3.8	Pneumatischer Schaltplan des Steuerungssystems	50
3.9	Schematische Darstellung des Steuerungskonzepts	51
4.1	Schematische Darstellung der Drehmomentmodellierung des Balg-Antriebs	58

4.2	Darstellung der geometrischen Beziehungen an der Taumelscheibe	63
4.3	Kräftezerlegung an der Taumelscheibe – Schritt 1	66
4.4	Kräftezerlegung an der Taumelscheibe – Schritt 2	67
4.5	Schematische Darstellung des FHA-Antriebs in der vertikalen Konfiguration	69
4.6	Schematische Darstellung des FHA-Antriebs in der rotatorischen Konfiguration	73
4.7	Entwicklung der modellierten Drehmomentverteilung	79
5.1	Pneumatische Proportionalventile	83
5.2	Messaufbau zur Kraftmessung der Bälge	84
5.3	Kraftmessung von Balg Nr. 1	85
5.4	Darstellung des approximierten Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs von Balg 1	86
5.5	3D-CAD-Modell des Balg-Antriebs	88
5.6	Realisierter Balg-Antrieb und gesamter Versuchsaufbau	89
5.7	Expansionsverhalten der prototypischen Bälge	90
5.8	Drehmoment von Balg 1 im Balg-Antrieb	92
5.9	Gemessenes und modelliertes statisches Drehmoment des Balg-Antriebs	92
5.10	Messung der Nachgiebigkeit des Balg-Antriebs	94
5.11	Darstellung des approximierten Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs eines PAMs	97
5.12	3D-CAD-Modell des PAM-Antriebs	99
5.13	Realisierter PAM-Antrieb und gesamter Versuchsaufbau	100
5.14	Drehmoment von PAM 1 bei verschiedenen Drücken und Neigungswinkeln	102
5.15	Statische Drehmomentverteilung des PAM-Antriebs	103
5.16	Messung der einstellbaren Steifigkeit des PAM-Antriebs	105
5.17	Inkrementelle Drehung des PAM-Antriebs	106
5.18	Positioniervorgang des PAM-Antriebs	107
5.19	Schnitt des 3D-CAD-Modells eines FHAs und realisierter FHA	109
5.20	3D-CAD-Modell des FHA-Antriebs	111
5.21	Realisierter FHA-Antrieb und gesamter Versuchsaufbau	112
5.22	FHA-Antrieb in der Konfiguration zur Kraftmessung	114
5.23	Kraftmessung eines FHAs	115
5.24	Vergleich von Messung und Modellierung der Kraft eines FHAs	116
5.25	Darstellung des approximierten Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs eines FHAs	117
5.26	Schematische Darstellung der Interaktion von FHA und Walzenkörper	119
5.27	Detaillierte Darstellung der 2D-Kippung des Endstücks eines FHAs	120
5.28	Detailansichten des Squeeze-Out-Effekts eines FHAs	122
5.29	Drehmoment erzeugt durch FHA 1 bei verschiedenen Drücken	124

5.30	Statische Drehmomentverteilung des FHA-Antriebs	125
5.31	Messung der einstellbaren Steifigkeit des FHA-Antriebs	126
5.32	Inkrementelle Drehung des FHA-Antriebs	127
5.33	Positioniervorgang des FHA-Antriebs	128
5.34	Werte des Korrekturfaktors k_b	130
5.35	Vergleich von $M_{\max, \text{kont}}$ am PAM-Antrieb	131
5.36	Prozentuale Abweichung von $M_{\max, \text{kont}}$ am PAM-Antrieb	131
A.1	Fahrradschlauch als Arbeitskammer	151
A.2	Aufgeplatzter Fahrradschlauch	152
B.1	Skizze zur Berechnung der Kraft am FHA-Antrieb mittels Integral	154
C.1	3D-CAD-Modell der Welle des FHA-Antriebs	161

Tabellenverzeichnis

3.1	Überblick über Funktionsprinzipien und Aktoren der Antriebskonzepte	41
4.1	Teilfaktor $k_{a,t}$ des Korrekturfaktors k_a	79
5.1	Konfiguration der SPS-Steuerung	82
5.2	Übersicht über die verwendeten Drehwinkelsensoren	82
5.3	Übersicht über die verwendeten Ventile	82
5.4	Parameter der Funktion zur Beschreibung des Korrekturfaktors k_b	130
5.5	Übersicht über die charakteristischen Eigenschaften der Drehantriebe	133
C.1	Eigenschaften von Luft unter Normalbedingungen	157
C.2	Spezifikation der Parameter des Balg-Antriebs	157
C.3	Spezifikation der Parameter des PAM-Antriebs	157
C.4	Spezifikation der Parameter des FHA-Antriebs	158
C.5	Spezifikation der verwendeten Lastzellen, Messbereich [kg].	158
C.6	Datensatz für den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang von Balg 1	158
C.7	Datensatz für den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang von Balg 2	159
C.8	Datensatz für den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang von Balg 3	159
C.9	Parameter für den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang der Balge	160
C.10	Datensatz für den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang eines PAMs	160
C.11	Datensatz für den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang eines FHAs	160
C.12	Charakterisierung der radialen Ausdehnung eines FHAs	161

1 Einleitung

1.1 Ausgangssituation und Motivation

Bereits seit Jahrzehnten werden Industrieroboter in der Produktion erfolgreich eingesetzt. Konventionelle Industrierobotersysteme werden in der Regel auf ein Produkt oder eine Produktfamilie ausgelegt, die Wirtschaftlichkeit einer Anlage ist daher vor allem bei der Produktion großer Losgrößen gegeben (Pott und Dietz 2019).

Da es sich bei Industrierobotern um autonom arbeitende Systeme handelt, bergen diese durch ihre Bewegungen ein hohes Gefahrenpotential und müssen für den Betrieb entsprechend abgesichert werden. Die Aufgabe eines Sicherheitskonzeptes ist es, alle relevanten Gefahren durch technische oder organisatorische Maßnahmen zu eliminieren und Unfälle zu verhindern. Der konventionelle Lösungsansatz besteht darin, sicherzustellen, dass der Arbeitsraum des Roboters nicht von Personen betreten werden kann, während dieser in Betrieb ist. Hierfür werden in der Regel trennende Schutzeinrichtungen (z. B. Zäune und Türen) oder sensorische Schutzeinrichtungen (z. B. Lichtschranken und Sicherheitslaserscanner) eingesetzt.

Die schnelle Rekonfigurierbarkeit von Robotersystemen ist eine Schlüsselfunktion, die erforderlich ist, um mit Robotern eine wirtschaftliche Produktion auch bei kleinen Losgrößen zu ermöglichen. In der Praxis ist die Adaption des Sicherheitskonzepts der gesamten Roboteranlage jedoch meist zeitaufwändig und stellt ein beträchtliches Hemmnis für den flexiblen Einsatz von Robotern dar.

Um den hohen Aufwand bei der Inbetriebnahme und insbesondere bei der Rekonfiguration der Sicherheitssysteme eines Robotersystems auf ein Minimum zu reduzieren, wurden kollaborative Roboter entwickelt. Diese neue Generation von Robotern ermöglicht eine sichere Mensch-Roboter-Kollaboration (MRK). In vielen Anwendungsfällen sind zum Betrieb eines kollaborativen Roboters keine zusätzlichen Schutzeinrichtungen erforderlich. Dementsprechend ist die Rekonfiguration kollaborativer Roboter im Vergleich zu konventionellen Robotersystemen mit deutlich geringerem Aufwand verbunden. Kollaborative Roboter können in der Produktion flexibler eingesetzt werden und sind in der Lage, Aufgaben zu übernehmen, die zuvor nicht wirtschaftlich umsetzbar waren. Der Anteil kollaborierender Roboter an der Gesamtzahl neu installierter Industrieroboter ist in den letzten Jahren kontinuierlich auf 4,8 Prozent im Jahr 2019 gestiegen (IFR 2020). Dieser Markt wird von der International

Federation of Robotics (IFR) als in der Anfangsphase befindlich, aber schnell wachsend, beschrieben (IFR 2020).

Die Sicherheitsanforderungen an Industrieroboter und Industrierobotersysteme sind in den Normen DIN EN ISO 10218-1 und DIN EN ISO 10218-2 zu finden. In diesen Normen wird auch der kollaborierende Betrieb von Robotern grundlegend erläutert. Die beiden vorgenannten Normen werden durch die Technische Spezifikation DIN ISO/TS 15066 ergänzt, in der eine zusätzliche Hilfestellung zum sicheren Betrieb von kollaborierenden Robotern gegeben wird. Darin werden auch verschiedene Schutzprinzipien dargelegt, die einen kollaborativen Betrieb ermöglichen.

Für kollaborative Roboter kommen dabei die Schutzprinzipien der Geschwindigkeits- und Abstandsüberwachung oder der Leistungs- und Kraftbegrenzung in Frage. Durch eine sensitive Roboterhaut, mit der eine Abstandsüberwachung möglich ist, bleibt die Flexibilität eines kollaborativen Roboters erhalten. Eine solche Roboterhaut scheint daher zunächst eine einfache Lösung für ein komplexes Problem zu sein, weswegen sich immer wieder Forscher mit diesem Lösungsansatz beschäftigen (Hoshi und Shinoda 2006; Ohmura et al. 2006; Cannata et al. 2008; Duchaine et al. 2009; Argall und Billard 2010). Die meisten kollaborativen Roboter basieren auf dem Schutzprinzip der Leistungs- und Kraftbegrenzung. Zur Umsetzung dieses Schutzprinzips wird auf der Abtriebsseite des Getriebes zusätzliche Sensorik zur Erfassung des Drehmoments in die Gelenke der Roboter integriert. Bedingt durch die zusätzlich notwendigen Komponenten erhöht sich, sowohl bei Verwendung einer Roboterhaut als auch beim Einsatz von Sensorik zur Kraftbegrenzung, die Komplexität und die Kosten des Robotersystems steigen an.

Pneumatische Antriebe sind kostengünstig in der Herstellung und die Kompressibilität der Druckluft verleiht den meisten pneumatischen Antriebskonzepten eine intrinsische Nachgiebigkeit. Die Pneumatik könnte daher als alternative Antriebstechnologie in kollaborativen Robotern eingesetzt werden. Bei gezielter Auslegung für den Einsatz in der Robotik könnten pneumatische Drehantriebe eine Kraftbegrenzung ermöglichen, ohne die Notwendigkeit zusätzlicher Sensorik. Dies wäre insbesondere dann der Fall, wenn pneumatische Antriebseinheiten dank geeigneter Auslegung als Direktantriebe ohne zusätzliche Getriebe eingesetzt werden könnten.

Um eine servopneumatische Positionierung zu realisieren, kommen mindestens zwei Aktoren mit entgegengesetzter Wirkrichtung zum Einsatz. Die Drücke in den Aktorgliedern eines Antriebs werden dazu mit Proportionalventilen individuell erfasst und eingestellt. Ein Drehgeber erfasst die Winkelposition der Welle. Basierend auf den geometrischen Parametern des Drehantriebs und der Winkelposition der Welle wird weiter die Ausdehnung der einzelnen Aktoren berechnet. Sind der Druck in einem Aktor und dessen Ausdehnung bekannt, so kann die Kraft des Aktors ermittelt werden. Unter Berücksichtigung der geometrischen Parameter

der Mechanik, auf die diese Kraft wirkt, wird das entstehende Drehmoment modelliert. Basierend auf diesen Kenntnissen kann schließlich eine Kraftbegrenzung des Roboters umgesetzt werden.

Ein servopneumatisch aktiver, kollaborativer Roboter könnte, da keine zusätzliche Sensorik in den Gelenken notwendig ist, kostengünstiger hergestellt werden als ein elektrisch angetriebener Roboter. Zusätzlich kann durch eine Erhöhung oder Absenkung des Druckniveaus in allen Aktoren die Steifigkeit eines Antriebs verändert werden. Speziell für den Einsatz in kollaborativen Knickarmrobotern konzipierte pneumatische Drehantriebe stellen eine Alternative zu den bekannten elektrischen Antriebseinheiten dar und könnten neue Einsatzgebiete ermöglichen.

1.2 Literaturübersicht und Stand der Technik

Ausgehend von einer kurzen Beschreibung der Aufgaben, die kollaborative Roboter vorrangig übernehmen sollen, wird begründet, welche Roboterkinematiken für diese Roboter geeignet sind (Abschnitt 1.2.1). Von der Roboterkinematik wiederum kann unmittelbar abgeleitet werden, welche Art von Antriebseinheiten für diese Roboter in Frage kommen (Abschnitt 1.2.2). In Abschnitt 1.2.3 schließt ein Überblick über die verschiedenen in der wissenschaftlichen Literatur beschriebenen servopneumatisch positionierbaren Drehantriebe an, bevor in Abschnitt 1.2.4 der Stand der Technik zu pneumatischen Motoren dargelegt wird.

Begriffsdefinitionen

Für die weitere Nutzung innerhalb dieser Arbeit werden einige zentrale Begriffe definiert. Alle Begriffe beschreiben, sofern nicht explizit anderweitig beschrieben, pneumatische Elemente. Zur besseren Lesbarkeit wird das Adjektiv *pneumatisch* in der Regel nicht zusätzlich vorangestellt.

Als **Arbeitskammer** wird ein einzelnes Volumen bezeichnet, in dem ein Druck aktiv eingestellt werden kann. Der strukturelle Aufbau und das Verhalten einer Arbeitskammer bei steigendem oder sinkendem Druck kann sehr unterschiedlich sein.

Ein **Aktor** besteht aus mindestens einer Arbeitskammer. In vielen Fällen verfügt dieser zusätzlich über ein weiteres Element, das antagonistisch zur ersten Arbeitskammer angeordnet ist. Dies können aktivierte Elemente (z. B. eine weitere Arbeitskammer) oder passive Elemente (z. B. eine Feder) sein.

Der Begriff **Antrieb** wird als übergeordnete Bezeichnung verwendet. Er beschreibt wahlweise einen linearen oder rotatorischen Aktor. In dieser Arbeit werden Gelenkantriebe, Drehantriebe und Strömungsmaschinen werden als Antriebe bezeichnet.

Die Bezeichnung **Gelenkantrieb** wird für Drehantriebe mit zwei antagonistisch angeordneten Aktoren verwendet. Der Bewegungsbereich dieser Antriebe ist geringer als 180° .

In einem **Drehantrieb** werden mindestens drei Aktoren eingesetzt um Totpunkte bei der Drehmomenterzeugung zu vermeiden. Die Aktoren sind durch mechanische Elemente gekoppelt, um Kräfte und Bewegungen zu erzeugen.

Als **Antriebssystem** oder auch **Antriebseinheit** wird ein Antrieb inklusive der zugehörigen Sensorik, der Ventile und der übergeordneten Steuerungstechnik bezeichnet.

Eine **elektrische Antriebseinheit** besteht aus dem elektrischen Motor und zusätzlichen Komponenten (Encoder, Bremse, Getriebe), die notwendig sind, um einen Antrieb sinnvoll in einem Roboter nutzen zu können.

1.2.1 Roboterkinematiken für kollaborative Roboter

Kollaborative Roboter sollen in vielen Fällen einfach automatisierbare Aufgaben übernehmen, die nicht wegen ihrer Komplexität, sondern lediglich aufgrund geringer Losgrößen und der damit verbundenen häufigen Rekonfiguration der Robotersysteme nicht wirtschaftlich umsetzbar sind. Es handelt sich dabei beispielsweise um monotone Tätigkeiten wie die Bestückung von Maschinen oder um sogenannte Pick and Place Aufgaben. Da Knickarmroboter mit ihrer kinematischen Kette dem menschlichen Arm ähneln, ist diese Bauform gut geeignet, um Aufgaben zu übernehmen, die bisher manuell ausgeführt werden. Dass nahezu alle am Markt verfügbaren kollaborierenden Roboter als Knickarmroboter ausgeführt sind, ergibt sich aus den beschriebenen Randbedingungen. Auch in der Forschung sind kollaborative Roboter in sehr vielen Fällen als Knickarmroboter aufgebaut (Quigley et al. 2011; Kruthika et al. 2016; Bodie et al. 2016; Gealy et al. 2019; Rost und Verl 2010). Nur in wenigen Arbeiten werden auch andere Bauformen von Robotersystemen wie beispielsweise Seilroboter untersucht, um Interaktionen zwischen Mensch und Roboter zu realisieren (Kraus 2016). Im Folgenden wird, da für den universellen Einsatz in verschiedenen Anwendungen geeignet, nur die Bauform des Knickarmroboters weiter betrachtet. Abbildung 1.1 zeigt einen weit verbreiteten, kollaborativen 6-Achs Knickarmroboter vom Typ UR10e. Dieser Roboter hat eine Reichweite von 1300 mm bei einer Traglast von 10 kg und ist damit dem menschlichen Arm sehr ähnlich.

1.2.2 Elektrische Antriebseinheiten kollaborativer Roboter

Knickarmroboter bestehen aus in Serie geschalteten Drehgelenken, die über steife Strukturen miteinander verbunden sind. Die einzelnen Gelenke werden von jeweils einer zugehörigen Antriebseinheit aktuiert. Ein serieller Roboter, der über sechs individuell ansteuerbare Achsen verfügt, kann seinen Tool Center Point (TCP) im Arbeitsraum in allen sechs Freiheitsgraden bewegen. Die dabei eingesetzten elektrischen Antriebseinheiten müssen geringe Winkelge-



Abbildung 1.1: Kollaborativer 6-Achs-Knickarmroboter vom Typ UR10e des Herstellers Universal Robots (Universal Robots 2020).

schwindigkeiten sowie hohe Drehmomente realisieren und gleichzeitig eine ausreichende Präzision gewährleisten, da sich die Positionsabweichungen der in Serie geschalteten Gelenke bis zum TCP vektoriell aufsummieren.

Die in großen Stückzahlen gefertigten Roboter werden mehrheitlich elektrisch angetrieben. Bei den eingesetzten elektrischen Motoren handelt es sich um Servomotoren, die bezüglich Drehmoment, Winkelposition, Drehgeschwindigkeit und Beschleunigung sehr präzise regelbar sind. Allerdings liefern diese Servomotoren deutlich zu geringe Drehmomente bei wiederum zu hohen Drehzahlen, um als Direktantriebe in Knickarmrobotern eingesetzt werden zu können. Um die charakteristischen Eigenschaften an die Anforderungen in der Robotik anzupassen, werden Servomotoren mit präzisen Getrieben mit geeigneten Übersetzungen kombiniert. Häufig kommen daher Wellgetriebe mit hohen Übersetzungen zum Einsatz. Diese elektrischen Antriebseinheiten ermöglichen eine präzise Positionsregelung, verfügen über ein konstantes Drehmoment und sind in der Regel um mindestens 270° drehbar.

Der englische Fachterminus *Backdrivability*, für den es keine äquivalente Übersetzung ins Deutsche gibt, beschreibt den Grad der Leichtgängigkeit, mit dem der inverse Betrieb eines Getriebes möglich ist. Von Ishida und Takanishi (2006) wird eine Definition der *Backdrivability* vorgestellt. Der inverse Betrieb von Wellgetrieben mit hohen Übersetzungen ist jedoch nur bedingt möglich, denn diese weisen eine schlechte *Backdrivability* auf (Ishida und Takanishi 2006). Das bedeutet, dass ein externes Drehmoment von der Abtriebsseite zur Antriebsseite nur gedämpft übertragen wird. Ein Rückschluss von dem am Servomotor anliegenden Drehmoment auf das externe an der Abtriebsseite anliegende Drehmoment ist daher mit großer

Ungenauigkeit behaftet. Im Falle eines selbsthemmenden Getriebes wird kein Drehmoment übertragen und es ist kein Rückschluss möglich. Eine präzise Detektion von äußeren Kräften, wie sie für eine Leistungs- und Kraftbegrenzung entsprechend der Vorgaben aus den Normen nötig ist, ist auf Basis des am Servomotor gemessenen Drehmoments infolgedessen nicht mit der erforderlichen Präzision möglich. Um mit elektrisch angetriebenen Knickarmrobotern trotz allem eine Kraftregelung und eine Kraftbegrenzung zu realisieren, wird zusätzliche Sensorik eingesetzt. Dabei werden Drehmomentsensoren in die Antriebseinheiten am Abtrieb des Getriebes integriert (Luh et al. 1983; Hirzinger et al. 2001; Albu-Schäffer et al. 2007; Rader et al. 2017). Die zusätzlichen Sensoren ermöglichen einerseits die geforderte Kraftbegrenzung, erhöhen aber andererseits die Komplexität und den Preis eines Robotersystems.

Eine weitere Bauform elektrischer Antriebseinheiten für kollaborative Roboter sind die von Pratt und Williamson (1995) erstmalig vorgestellten Series Elastic Actuators (SEAs). Bei diesen Antriebseinheiten wird nach dem Getriebe zusätzlich eine gezielte Elastizität eingesetzt, um einen nachgiebigen Antrieb zu realisieren. Die zu Motor und Getriebe in Serie geschaltete elastische Komponente stellt ein integriertes Feder-Dämpfer-System dar, das wiederum die Präzision der Antriebseinheit reduziert. In der Literatur sind verschiedene mechanische Neu- und Weiterentwicklungen (Negrello et al. 2015; Karavas et al. 2012) sowie Modellierungs- und Regelungsansätze von SEAs zu finden (Mooney und Herr 2013; Sensinger und Weir 2006; Oh und Kong 2017). Lee et al. (2017) generalisieren und vergleichen die verschiedenen Typen von SEAs. Bisher sind SEAs oft in den Bein-Systemen humanoider Roboter zu finden (Negrello et al. 2015; Mooney und Herr 2013) oder kommen in der Rehabilitation zum Einsatz (Karavas et al. 2012; Kong et al. 2010). Als Antriebseinheiten von kommerziell erfolgreichen Knickarmrobotern konnten sich SEAs bisher nicht etablieren.

1.2.3 Servopneumatisch positionierbare Drehantriebe

Pneumatische Drehantriebe, die Aktoren ohne Dichtungen einsetzen und daher servopneumatisch positionierbar sind, stellen eine alternative technische Lösung für den Antrieb von Robotern dar. Viele Forschungsarbeiten beschäftigen sich mit Gelenkantrieben, die aus zwei antagonistisch angeordneten Aktoren bestehen und meist einen Drehbereich von weniger als 180° aufweisen. In den meisten Fällen werden dabei zwei identische Aktoren verwendet, was zu einer symmetrischen Verteilung des statischen Drehmoments im Drehbereich führt. Allerdings führt eine antagonistische Anordnung zu einer je nach Aktor stark schwankenden Verteilung des Drehmoments, da die Kraft der Aktoren über den Hub meist nicht konstant ist (s. Abschnitt 2.2.2.1). Dies gilt sowohl für Faltenbälge als auch für pneumatische Muskeln.

In der Arbeit von Situm und Herceg (2008) wird ein mit antagonistischen Muskeln aktuierter Gelenkantrieb vorgestellt, der vom grundlegenden Aufbau her identisch ist mit dem von Tonietti und Bicchi (2002) untersuchten Drehantrieb. Von Tondu et al. (2005) wird

ein 7-Achs-Roboterarm vorgestellt, der in jedem der sieben Gelenkantriebe ein antagonistisches Muskelpaar einsetzt. Auch die Modellierung eines einzelnen pneumatischen McKibben Muskels und eines daraus resultierenden antagonistischen Gelenks ist beschrieben (Tondur und Lopez 2000). Weiter beschäftigen sich Martens et al. (2017a) mit der Regelung des Drehmoments eines mittels antagonistisch angeordneter Muskeln aktuierten Gelenkantriebs. Von Medrano-Cerda et al. (1995) wird ebenfalls die Positionsregelung eines mit antagonistisch angeordneten Muskeln aktuierten Gelenks vorgestellt. Der Aufbau eines Gelenks, in dem ein pneumatischer Muskel antagonistisch zu einer Feder angeordnet ist, wird von Franco et al. (2019) beschrieben. Nur vergleichsweise wenige Arbeiten befassen sich mit Modellierung und Regelung antagonistisch angeordneter Faltenbälge (Chernus und Sharovtsov 2015; Chernus et al. 2016).

Nicht nur mit Muskeln und Faltenbälgen, auch mit anderen Aktoren können präzise positionierbare Drehantriebe und Gelenke realisiert werden. Whitney et al. (2014) stellen einen antagonistisch aktuierten Drehantrieb vor. Dieser Antrieb wird mit speziell entwickelten hydraulischen Rollbälgen betrieben und die Eigenschaften bei der Übertragung von Kräften zwischen zwei Antrieben werden beschrieben. In einer nachfolgenden Arbeit wird ein hydraulisches 2-Arm-System vorgestellt (Whitney et al. 2016). Die Steuerung dieses roboter-ähnlichen Systems erfolgt über Teleoperation. Ein Bediener führt die gewünschten Bewegungen an einem Eingabesystem aus. Durch die hydraulische Kopplung der beiden Systeme werden die Bewegungen des Bedieners direkt und nahezu synchron vom Ausgabesystem ausgeführt. Dabei sind bei kleiner Nutzlast sehr dynamische Bewegungen möglich. Eine automatische Steuerung – wie in der Robotik üblich – wird für dieses System nicht vorgestellt.

Der Aufbau verschiedener Gelenkantriebe, mit der Bezeichnung Flexator, wird in einem Patent beschrieben (Patentschrift 4,944,755 1988). Diese Gelenke werden durch das Aufblasen von Schlauchstücken aktuiert. Eines der mechanischen Konzepte wird von Prior et al. (1993) untersucht und charakterisiert. In einer weiteren Arbeit wird das Drehmoment des Antriebs simuliert und anhand von Messdaten validiert (Prior und White 1995). Von Ivlev und Gräser (2006) wird der sogenannte Rotary Elastic Chambers (REC) Antrieb vorgestellt. Dieser Drehantrieb besteht aus zwei antagonistischen, radial um die Welle angeordneten Faltenbälgen. Die Bälge üben eine Kraft auf einen mit der Welle verbundenen Schwenkflügel aus und erzeugen so ein Drehmoment von bis zu 40 Nm bei 600 kPa. Ivlev (2009) bezeichnet den ursprünglichen REC-Antrieb exakter als pleated Rotary Elastic Chambers (pREC) Antrieb. Für den pREC-Antrieb wird nur noch ein maximales Drehmoment von 20 Nm bei 500 kPa angegeben, dafür wird der Drehwinkel auf $\pm 45^\circ$ reduziert. Das über den gesamten Arbeitsbereich des pREC-Antriebs nutzbare Drehmoment liegt dann bei etwa 8 Nm. Abbildung 1.2 zeigt den realisierten pREC-Antrieb sowie dessen Funktionsschema (Ivlev 2009). In den von Ivlev (2009) vorgeschlagenen weiteren Varianten von REC-Antrieben wird eine gänzlich

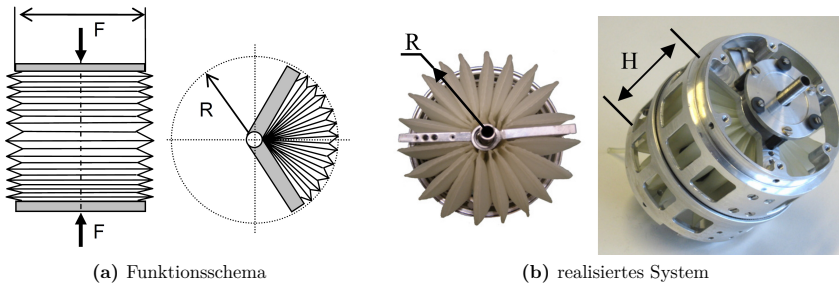


Abbildung 1.2: pREC Drehantriebe nutzen einen rotatorischen Faltenbalg (Ivlev 2009).

geänderte Art von Arbeitskammern eingesetzt. In den buckled Rotary Elastic Chambers (bREC) Aktoren wird ein gefalteter Feuerwehrschauch eingesetzt. In den coiled Rotary Elastic Chambers (cREC) Aktoren hingegen kommt ein aufgerollter Feuerwehrschauch als Arbeitskammer zum Einsatz. Beide Aktoren ermöglichen nur eine Wirkrichtung. Die cREC-Aktoren erreichen ein maximales Drehmoment von 20 Nm bei einem Drehbereich von 130°. Das über den gesamten Bereich nutzbare Drehmoment liegt niedriger, bei etwa 11 Nm. Die bREC-Aktoren können ein Drehmoment von bis zu 50 Nm bei 300 kPa Innendruck erzeugen, dabei ist ein Drehbereich von 60° möglich. Das im gesamten Drehbereich durchgängig nutzbare Drehmoment beträgt jedoch nur 10 Nm (Ivlev 2009). In Abbildung 1.3 sind die realisierten Aktoren dargestellt; deutlich erkennbar ist die gefaltete Schlauchstruktur im bREC Aktor. Für beide Aktoren wird der kleinste Feuerwehrschauch der Normgrößen (DIN 14811), Größe D25, verwendet. Eine schematische Darstellung des Funktionsprinzips der bREC und cREC wird nicht präsentiert, weswegen eine detailliertere Einschätzung der Potentiale und Limitierungen dieses Antriebskonzeptes nicht möglich ist.

Die Modellierung des Drehmoments eines pREC-Drehantriebs basierend auf Messdaten wird von Baiden und Ivlev (2014) vorgestellt und zur Regelung des Drehmoments und der Steifigkeit des Antriebs genutzt. Ein dynamisches Modell des pREC-Aktors wird von Mihajlov et al. (2006) präsentiert und basierend darauf eine Positionsregelung mit pneumatischen Schnellschaltventilen vorgestellt. Weiter wird eine modellbasierte Druckregelung des pREC-Drehantriebs mit zwei verschiedenen Proportionalventilen vorgestellt und ein Drehmomentregler präsentiert (Wilkening et al. 2010). Von Mihajlov (2008) wird zusätzlich zur Modellierung und Regelung des pneumatisch aktuierten pREC-Drehantriebs auch eine hydraulisch betriebene Variante untersucht. Eine Weiterentwicklung der nachgiebigen REC-Aktoren stellen die von Wilkening et al. (2017) vorgestellten skewed Rotary Elastic Chambers (sREC) Aktoren dar. Die meisten Typen von REC-Antrieben sollen primär in der Medizintechnik, im Bereich der Rehabilitation der Knie und Beine eingesetzt werden.

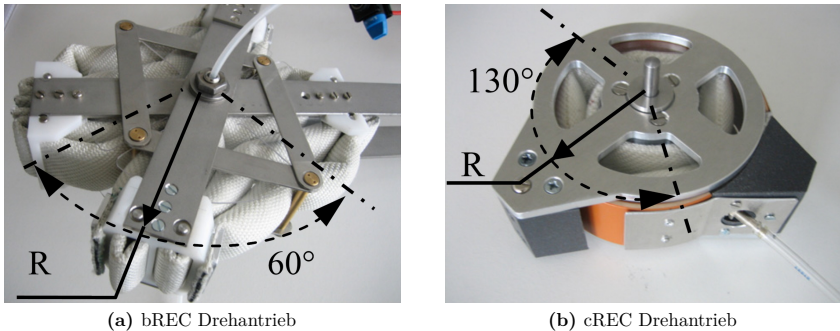


Abbildung 1.3: bREC und cREC Drehantriebe nutzen Feuerwehrschiene als Arbeitskammer (Ivlev 2009).

Eine Arbeitsgruppe am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) entwickelt, fertigt und untersucht faserverstärkte Faltenbälge. Mit diesen Bälgen werden pneumatisch aktuierte Gelenkantriebe in verschiedenen Baugrößen realisiert (Gaiser et al. 2008; Gaiser et al. 2010; Gaiser et al. 2012; Gaiser 2016). Auch ein kompletter Roboterarm bestehend aus mehreren der untersuchten Gelenkantriebe wird präsentiert (Gaiser 2016). Je nach Position im Roboterarm sind die Drehantriebe aus antagonistisch angeordneten Aktoren aufgebaut oder die Aktoren verfügen über eine integrierte Feder, die die Rückstellung des Aktors bewirkt. In den Händen des von Asfour et al. (2013) entwickelten humanoiden Roboters kommen diese Balg-Aktoren ebenfalls zum Einsatz. Im Unterschied zu den REC-Aktoren wurden diese Balg-Aktoren gezielt für den Einsatz in der Robotik entwickelt. Darüber hinaus sind die Bälge nicht in ein Gehäuse eingebaut. Es existieren je nach Art der Bewegung symmetrische Balggeometrien für gerade Hübe bzw. asymmetrische Balggeometrien für den Antrieb rotatorischer Gelenke (Gaiser 2016).

Auf der Hannover Messe wurde 2017 von der Festo AG der BionicCobot vorgestellt. Der kollaborative Knickarmroboter verfügt über sieben Freiheitsgrade und eine Nutzlast von etwa 1,5 kg. Alle Antriebe sind als pneumatische Schwenkflügelantriebe ausgeführt. Je nach Gelenk kommt eine geeignete Größe zum Einsatz. Die Drehantriebe werden mit dem Festo Motion Terminal über Proportionalventiltechnik angesteuert (Festo 2017).

Zusammenfassung zu servopneumatisch positionierbaren Drehantrieben

Im Stand der Technik sind Gelenkantriebe zu finden, die servopneumatisch positionierbar sind und über eine einstellbare Steifigkeit verfügen. Alle bekannten Drehantriebe nutzen einen antagonistischen Aufbau mit eingeschränktem Drehwinkelbereich. Das verfügbare Drehmoment schwankt im Drehbereich je nach eingesetzten Aktoren und verwendeter mechanischer

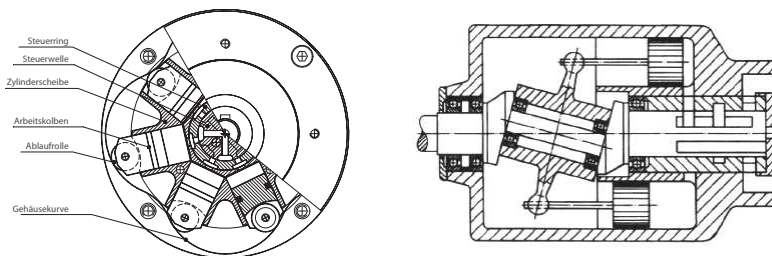
Kopplung unterschiedlich stark. In den beschriebenen Gelenkantrieben werden unterschiedliche Typen von Aktoren eingesetzt. In allen Antrieben und Aktoren, mit Ausnahme des BionicCobots, wird die Arbeitskammer nicht durch Dichtungen abgedichtet, sondern flexibles Wandmaterial eingesetzt, um eine von der Umgebung abgegrenzte Arbeitskammer zu realisieren.

1.2.4 Pneumatische Motoren

Ein Überblick über die verschiedenen Bauformen pneumatischer Motoren ist in der Fachliteratur zu finden (Croser und Ebel 2003; Geimer 2011; Murrenhoff 2014). Grundsätzlich sind pneumatische Motoren darauf ausgelegt, in einem stationären Prozess ein konstantes Drehmoment bei einer gleichbleibenden Drehzahl abzugeben. Mit der Wahl des Betriebsdrucks ergibt sich über die mechanisch gekoppelte Steuerung im Antrieb eine entsprechende Kombination aus Drehmoment und Drehzahl. Daraus folgt, dass pneumatische Motoren nicht in der Lage sind, servopneumatische Positioniervorgänge auszuführen, wie sie für die Anwendung in einer seriellen Roboterkinematik notwendig sind. Obwohl keine servopneumatische Positionierung möglich ist, werden an dieser Stelle drei im Stand der Technik bekannte Bauformen pneumatischer Motoren vorgestellt. Die mechanischen Antriebskonzepte dieser Motoren sollten beim Einsatz geeigneter Aktoren in Kombination mit einer individuellen Ansteuerung der Aktoren durch Proportionalventile einen servopneumatisch positionierbaren Drehantrieb ermöglichen. Die mechanischen Antriebskonzepte des außen abrollenden Radialkolbenmotors, des konventionellen Radialkolbenmotors und des Axialkolbenmotors sind für die beschriebene Modifikation geeignet. Im außen abrollenden Radialkolbenmotor wirken radial angeordnete Kolben mit Kraft in radialer Richtung nach außen (siehe Abbildung 1.4). Die Kolben rollen mit einer Ablaufrolle auf einer ins äußere Gehäuse integrierten Stützkurve ab. Beim konventionellen Radialkolbenmotor sind die Kolben ebenfalls radial um eine Kurbelwelle angeordnet, die Wirkrichtung ist hingegen umgekehrt, nach innen gerichtet, auf den exzentrischen Teil der Kurbelwelle, analog zu den aus der Luftfahrt bekannten Sternmotoren. Beim Axialkolbenmotor sind die Kolben ringförmig um die Welle angeordnet, die Wirkrichtung der Kolben ist parallel zur Welle des Antriebs (siehe Abbildung 1.4). Über eine Schräg- oder Taumelscheibe wird die lineare Bewegung der Kolben in eine Drehbewegung der Welle gewandelt.

Im weiteren Verlauf werden vier Patentanmeldungen von Motoren vorgestellt, die mit Fluiden, insbesondere mit Druckluft betrieben werden könnten. Die in den Patentschriften beschriebenen Konstruktionen weisen hinsichtlich der eingesetzten Aktoren und des mechanischen Aufbaus diverse Ähnlichkeiten mit den in dieser Arbeit untersuchten Drehantrieben auf.

Das älteste dieser Patente beschreibt einen pneumatischen Motor, der mit zwei oder drei flexiblen Aktoren betrieben werden kann (Patentschrift DE 2351990 A1 1974b). Die



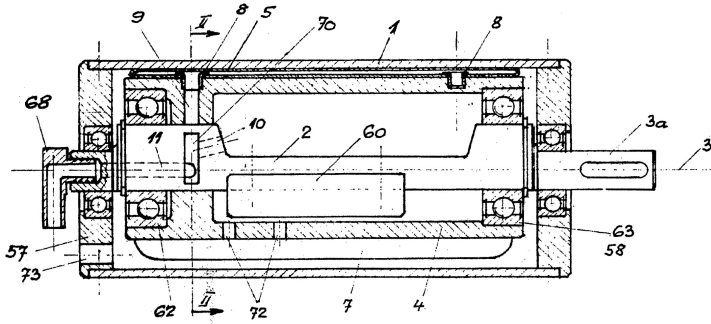
(a) außen abrollender Radialkolbenmotor (Bibus 2015)

(b) Axialkolbenmotor (Geimer 2011)

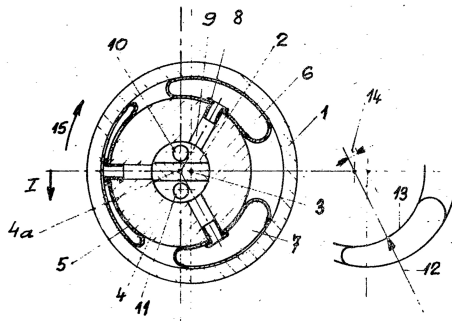
Abbildung 1.4: Außen abrollender, pneumatischer Radialkolbenmotor und pneumatischer Axialkolbenmotor.

eingesetzten Aktoren werden mit Innendruck beaufschlagt und üben eine Druckkraft aus. Die Arbeitskammern werden wahlweise von der Innenseite her angeschlossen und befestigt oder alternativ von der Außenseite her. Dies führt zu zwei verschiedenen Antriebskonzepten, bei denen die Aktoren stets eine Kraft auf den exzentrischen Teil der Antriebswelle ausüben und somit ein Drehmoment erzeugen. Durch eine zusätzliche Lagerung zwischen dem sogenannten Walzenkörper und dem exzentrischen Teil der Antriebswelle werden die Aktoren von der Drehung entkoppelt. Abbildung 1.5 zeigt zwei Schnittansichten durch den Aufbau – normal zur Drehachse und parallel dazu. Wie bei pneumatischen Motoren üblich, erfolgt die Ansteuerung der Aktoren mit Druckluft über eine interne Mechanik. Die Aktoren werden im Patent als Walkzellen bezeichnet. Sie können aus elastischen Gummi- oder Kunststoffmaterialien bestehen und durch Schweißen, Kleben oder Vulkanisieren hergestellt werden.

In einer weiteren Patentschrift, die demselben Erfinder zugeordnet ist, werden weitere Konstruktionsmöglichkeiten pneumatischer Motoren beschrieben (Patentschrift DE 2347133 A1 1974a). Auch in diesem Patent werden Aktoren eingesetzt, die bei einer Beaufschlagung mit Innendruck expandieren und eine Druckkraft ausüben. Die Aktoren sind in allen beschriebenen Varianten ringförmig um die Welle angeordnet und üben eine Kraft in axialer Richtung aus. Die Schnittansicht einer im Patent beschriebenen Ausführung mit nicht geneigter Welle ist in Abbildung 1.6 dargestellt. Kernelemente in allen beschriebenen Varianten sind die sogenannten Stützscheiben. Diese sind entweder fest stehend oder rotierend ausgeführt. Stets ist eine der Stützscheiben um einen Winkel gegenüber dem Basisgehäuse geneigt. Dieser Neigungswinkel bedingt eine taumelnde Bewegung der Stützscheibe. Die Aktoren befinden sich zwischen der geneigten Stützscheibe und dem Gehäuse oder einer zweiten nicht geneigten Stützscheibe. Bedingt durch die taumelnde Anordnung von mindestens einer der Stützscheiben, führt eine Expansion der Aktoren zu einer Drehbewegung der Welle. Je nach konstruktiver Ausführung



(a) Schnittansicht parallel zur Drehachse



(b) Schnittansicht normal zur Drehachse

Abbildung 1.5: Patent eines pneumatischen Motors (Patentschrift DE 2351990 A1 1974b).

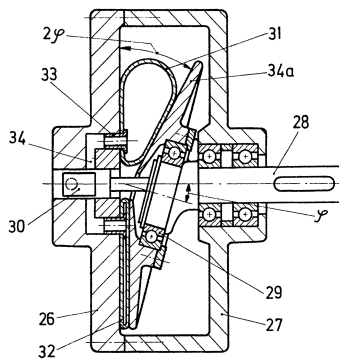


Abbildung 1.6: Patent eines pneumatischen Motors (Patentschrift DE 2347133 A1 1974a).

findet die erforderliche Drehentkopplung an unterschiedlichen Stellen im Antriebskonzept statt (Patentschrift DE 2347133 A1 1974a).

Ein weiteres Patent beschreibt einen pneumatischen Motor, der ebenfalls über eine interne Mechanik drei Aktoren ansteuert (Patentschrift JP 63105280 A 1988). In diesem Konzept sind die Aktoren innerhalb eines fest stehenden Gehäuses befestigt und werden von außen mit einem Fluid versorgt. Die Aktoren üben eine Druckkraft auf den exzentrischen Teil der Antriebswelle aus. Die Drehachse der Antriebswelle ist konzentrisch im Gehäuse positioniert. Durch die Kraft auf den exzentrischen Teil der Antriebswelle wird ein Drehmoment erzeugt. In Abbildung 1.7 sind Schnittansichten durch die Konstruktion parallel und normal zur Drehachse dargestellt.

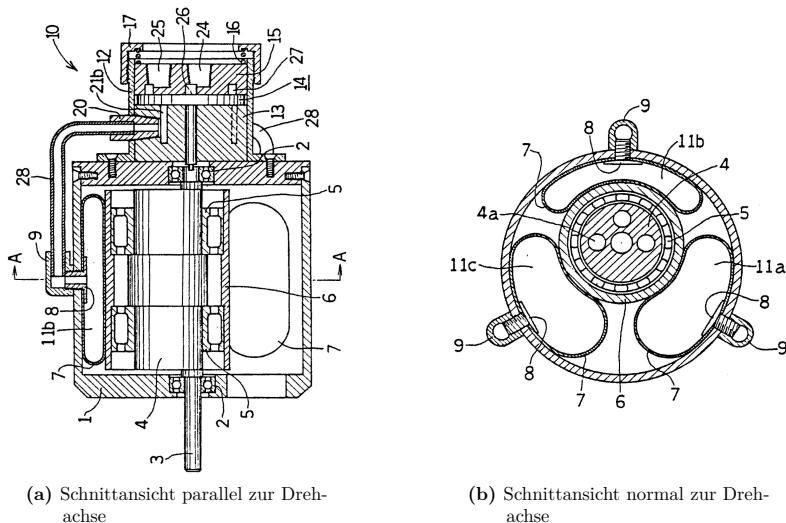


Abbildung 1.7: Patent eines pneumatischen Motors (Patentschrift JP 63105280 A 1988).

Eine sowohl als Pumpe als auch als Motor einsetzbare Maschine mit ebenfalls radial angeordneten Aktorgliedern wird in einem weiteren Patent beschrieben (Patentschrift DE 102008049293 A1 2009). Wird die Maschine als Motor eingesetzt, so werden auch in diesem Antrieb flexible Aktoren mit einem Fluid befüllt, um eine Kraft auf den exzentrischen Teil einer Welle auszuüben. Die Aktoren werden in diesem Patent als Schlauchstücke bezeichnet. Auf der Abtriebsseite befinden sich Auslassventile und auf der gegenüberliegenden Seite Einlassventile. Im Patent wird die Ventilfunktion über ein Abklemmen der Schläuche mittels Schiebern realisiert. Ein rotierender Nocken steuert die Schieber synchron zur Antriebswelle.

Alternativ wird im Patent eine bei niedrigen Drücken einsetzbare Steuerung über Lochscheiben erwähnt.

In den in deutscher Sprache verfassten Patentschriften sind weder Angaben zu den erreichbaren Drehmomenten, noch grundlegende Funktionsnachweise für diese Antriebe zu finden. Weiterhin werden auch keine Angaben zu minimalen oder maximalen Drehzahlen oder den erreichbaren Betriebsdrücken gemacht. Wissenschaftliche Untersuchungen, die sich mit den Antriebskonzepten befassen, sind nicht bekannt und es konnte auch keines der Antriebskonzepte als Produkt gefunden werden. Eine servopneumatische Positionierung der Welle, wie sie für den Einsatz in der Robotik notwendig ist, ist mit den beschriebenen Steuerungen nicht möglich.

Zusammenfassung zu pneumatischen Motoren

Im Stand der Technik sind Funktionsprinzipien pneumatischer Motoren zu finden, die eine endlose Drehung der Antriebswelle ermöglichen. Alle beschriebenen Antriebskonzepte nutzen eine fest an die Winkelposition gekoppelte intrinsische Steuerung, um eine Drehbewegung zu erzeugen. Als einzige veränderliche Stellgröße ist bei diesen Motoren das Druckniveau der einströmenden Druckluft zu nennen. Durch die gekoppelte Steuerung ergibt sich bei konstanter äußerer Last eine konstante Drehzahl der Welle. Das Drehmoment schwankt dabei über den gesamten Drehbereich nur geringfügig. Mit diesen Antrieben ist, bedingt durch die integrierte Steuerung, keine servopneumatische Positionierung möglich.

1.3 Problemstellung

Im Stand der Technik wurde kurz beschrieben wie kollaborative Roboter heute aufgebaut sind (Abschnitt 1.2.1) und welche Antriebstechnik zum Einsatz kommt. Ausgehend von der Funktionsweise und dem technischen Aufbau kollaborativer Knickarmroboter erfolgte in Abschnitt 1.2.2 eine Ableitung der für Roboterantriebe charakteristischen Eigenschaften (kontinuierlich positionierbar, mindestens 270° drehbar, konstantes verfügbares Drehmoment). Daran anschließend wurde ein Überblick über die in der Literatur beschriebenen servopneumatisch positionierbaren Drehantriebe gegeben. Diese Antriebe haben jedoch oft stark eingeschränkte Drehwinkelbereiche und darüber hinaus weist das Drehmoment meist erhebliche Schwankungen auf (Abschnitt 1.2.3). Im Stand der Technik sind darüber hinaus pneumatische Motoren benannt, die eine endlose Drehung ermöglichen und ein nur wenig schwankendes Drehmoment liefern. Bedingt durch die mechanisch gekoppelte Steuerung ist mit diesen Antriebssystemen jedoch keine servopneumatische Positionierung möglich (Abschnitt 1.2.4).

Nach Kenntnisstand des Autors fehlt somit allen bekannten pneumatischen Antriebskonzepten mindestens eine der charakteristischen Eigenschaften, um diese sinnvoll als Drehantrieb in kollaborativen Knickarmrobotern einsetzen zu können. Aus diesen Erkenntnissen und der beschriebenen Motivation leitet sich die erste Fragestellung dieser Arbeit ab:

Können **nachgiebige** und zugleich **servopneumatisch positionierbare** Drehantriebe realisiert werden, die **endlos drehbar** sind und über ein **möglichst kontinuierliches Drehmoment** verfügen?

Eine Schwankung des Drehmoments über dem Drehbereich wird als zulässig angesehen. Die intrinsische Nachgiebigkeit der Druckluft soll dabei genutzt werden, um eine einstellbare Steifigkeit zu realisieren. Im Stand der Technik zu pneumatischen Motoren (Abschnitt 1.2.4) wurden mechanische Funktionsprinzipien gefunden, die grundsätzlich geeignet sind, um eine endlose Drehung der Welle zu ermöglichen. Um basierend auf diesen Funktionsprinzipien Drehantriebe zu realisieren, die eine servopneumatische Positionierung ermöglichen, müssen geeignete Aktoren eingesetzt werden. Es stellt sich folglich die Frage:

Welche Typen von Aktoren eignen sich, um einen pneumatischen Drehantrieb mit den gewünschten Eigenschaften zu realisieren?

Das kontinuierlich verfügbare Drehmoment eines Antriebs hängt dabei vorrangig vom Kraftverlauf der Aktoren, der Anzahl der Aktoren und der eingesetzten Mechanik ab. Dieses Drehmoment ist bereits in der Entwurfsphase eines Antriebs relevant, da es die erreichbare Reichweite und die maximale Traglast eines Knickarmroboters entscheidend beeinflusst. Um den Entwurf von zukünftigen Drehantrieben, die auf denselben oder ähnlichen Antriebskonzepten beruhen, zu vereinfachen, soll die Frage beantwortet werden:

Wie kann bereits in der **Entwurfsphase** der **Zusammenhang** zwischen Anzahl sowie Typ und Kraftverlauf der **Aktoren** und dem **kontinuierlich verfügbaren Drehmoment** eines endlos drehbaren Drehantriebs abgeschätzt werden?

Die genannten Fragestellungen werden zunächst durch theoretische Betrachtungen und Analysen beantwortet. Die letzte Fragestellung schließt den Kreis zur ersten Frage und stellt einen Bezug zur Praxis her:

Weisen die neu realisierten Drehantriebe die **angestrebten charakteristischen Eigenschaften** auf oder ergeben sich **Probleme**, die der geplanten Funktionsweise im Wege stehen?

1.4 Lösungsansatz, Ziel und Aufbau der Arbeit

Im Rahmen dieser Arbeit wird der Ansatz verfolgt, durch die Kombination von geeigneten mechanischen Funktionsprinzipien mit dazu passenden Aktoren pneumatische Drehantriebe mit den gewünschten Eigenschaften (servopneumatisch positionierbar, nachgiebig, endlos drehbar,

möglichst kontinuierliches Drehmoment) zu realisieren. Mechanische Funktionsprinzipien aus dem Bereich der pneumatischen Motoren werden dabei mit Aktoren betrieben, die ohne Dichtung arbeiten und daher keinen Stick-Slip-Effekt aufweisen. Um eine servopneumatische Positionierung zu ermöglichen, wird der Druck in den Arbeitskammern durch Proportionalventile individuell eingestellt. Die individuelle Einstellung des Drucks in den Arbeitskammern ermöglicht weiter auch die Umsetzung einer einstellbaren Steifigkeit sowie eine Umkehrung der Drehrichtung der Antriebe.

Ziel dieser Arbeit ist es zunächst, systematisch die grundlegenden Funktionsprinzipien zu erarbeiten und darzulegen, welche Antriebskonzepte für den Aufbau von servopneumatisch positionierbaren Drehantrieben geeignet sind. Drei Antriebskonzepte werden vorgestellt und die mathematischen Modelle des statischen Drehmomentverlaufs dieser Antriebskonzepte hergeleitet. Die wichtigsten Einflussfaktoren und Auslegungsparameter der untersuchten Antriebskonzepte sollen herausgestellt werden und so einerseits die Grundlage für eine Weiterentwicklung dieser Antriebe legen und andererseits nachfolgende Untersuchungen zur Regelung ermöglichen. Weiter wird anhand von Messungen an realisierten Demonstratoren nachgewiesen, dass die neuen Antriebskonzepte tatsächlich die gewünschten Eigenschaften aufweisen. Danach werden die Modelle des statischen Drehmoments verifiziert. Probleme, die an den Versuchsaufbauten zu beobachten sind, werden beschrieben und analysiert, damit eine Optimierung nachfolgender Drehantriebe möglich ist. Mit dieser Arbeit werden so die Grundlagen für eine spätere Entwicklung und Auslegung von Drehantrieben für pneumatisch aktuierte, kollaborative Roboter erarbeitet.

In Kapitel 2 werden die Grundlagen vorgestellt, die für die Modellbildung notwendig sind. Weiter wird ein Überblick über die verschiedenen Typen pneumatischer Aktoren gegeben. Zudem werden die Funktionsprinzipien und die charakteristischen Eigenschaften der verschiedenen pneumatischen Aktoren beschrieben und es wird herausgearbeitet, welche Typen von Aktoren für die Umsetzung eines servopneumatisch positionierbaren Drehantriebs in Frage kommen.

Die Auswahl eines Aktors und eines mechanischen Funktionsprinzips ist der erste Schritt beim Entwurf eines neuen Antriebs. Weiter ist ein mechanisches Antriebskonzept notwendig, in dem die Aktoren belastungsgerecht eingesetzt werden können und welches die Kraft der Aktoren in ein Drehmoment wandelt. In Kapitel 3 werden drei Antriebskonzepte mit unterschiedlichen Aktoren vorgestellt. Auch ein Steuerungskonzept, das den Druck in den Aktoren erfasst und einstellt, wird beschrieben.

Zur Vorhersage des Drehmoments wird in Kapitel 4 die Modellierung des statischen Drehmomentverlaufs zu jedem Antriebskonzept beschrieben. Dieses Modell wird auch für die servopneumatische Positionierung der Drehantriebe genutzt. Weiter wird eine Theorie zur Drehmomentabschätzung vorgestellt. Basierend auf der Anzahl an verwendeten Aktoren

und der Arbeit, die ein einzelner Aktor im Antriebskonzept verrichtet, kann so bereits in der Entwurfsphase das kontinuierlich verfügbare Drehmoment eines Antriebs abgeschätzt werden.

In Kapitel 5 werden die Versuchsträger vorgestellt und die Ergebnisse der Untersuchungen an den realisierten Demonstratoren präsentiert. Der Nachweis der charakteristischen Eigenschaften wird anhand von Messungen an den Versuchsaufbauten validiert. Weiter erfolgt ein Vergleich der Messungen des statischen Drehmomentverlaufs mit den modellierten Werten. Daran schließt eine detaillierte Beschreibung der Probleme, die die Funktionsweise beeinträchtigen oder die Güte des Modells reduzieren, an. Zuletzt wird die vorgestellte Theorie zur Drehmomentabschätzung evaluiert.

Abschließend werden in Kapitel 6 die wichtigsten Erkenntnisse zusammengefasst und es wird ein Ausblick auf mögliche zukünftige Forschungsinhalte gegeben.

2 Grundlagen

In diesem Kapitel wird zunächst die grundlegende Funktionsweise pneumatischer Aktoren beschrieben. Weiter wird erläutert warum eine servopneumatische Positionierung nicht mit allen Aktoren sinnvoll möglich ist und der dabei störende Einfluss des Stick-Slip-Effekts wird beschrieben. Ausgehend von einem Überblick über pneumatische Aktuationsprinzipien wird hergeleitet, welche Eigenschaften die eingesetzten Aktoren aufweisen müssen, damit die entwickelten Antriebseinheiten eine servopneumatische Positionierung ermöglichen können. Anschließend werden die Grundlagen erläutert, die für eine Modellierung des Drehmoments notwendig sind.

Dieses Kapitel beginnt mit der Beschreibung der grundlegenden Funktionsweise pneumatischer Aktoren in Abschnitt 2.1. Daran schließt eine kurze Beschreibung des Stick-Slip-Effekts bei servopneumatischen Positioniervorgängen an. Weiter wird in Abschnitt 2.2 anhand einer Kategorisierung pneumatischer Arbeitskammern herausgearbeitet, welche Bauformen von Aktoren für servopneumatisch positionierbare Drehantriebe geeignet sind. Anschließend werden die Funktionsprinzipien der geeigneten Aktoren erläutert. Die Berechnung von Kräften, die durch den Druck auf eine Fläche erzeugt werden, folgt in Abschnitt 2.3. Anschließend werden die theoretischen Grundlagen, die für die Modellierung des Drehmoments eines Drehantriebs erforderlich sind, dargelegt (Abschnitt 2.4). Zuletzt wird in Abschnitt 2.5 die Berechnung der Arbeit hergeleitet, die ein pneumatischer Aktor verrichtet.

Notation von Punkten, Vektoren und Beträgen

In dieser Arbeit werden Punkte mit Großbuchstaben und gegebenenfalls einer Zahl beschrieben (z. B. Punkt $P1$ oder Schnittpunkt der Drehachse D). Vektoren werden mit fett gedruckten Kleinbuchstaben bezeichnet (z. B. Kraftvektor \mathbf{f}). Verbindet ein Vektor zwei Punkte, so wird ein zusätzlicher Index verwendet. Der Vektor, respektive die Strecke, von Punkt $P1$ nach $P2$ wird folglich als \mathbf{s}_{12} bezeichnet. Somit gilt:

$$\overrightarrow{P1P2} = \mathbf{s}_{12} \quad (2.1)$$

Ist der Betrag eines Vektors beziehungsweise die Länge einer Strecke gemeint, so wird dieselbe Bezeichnung verwendet, der Kleinbuchstabe wird aber nicht fett, sondern normal dargestellt.

Es gilt

$$|\overrightarrow{P1P2}| = |\mathbf{s}_{12}| = s_{12} \quad . \quad (2.2)$$

Entspricht die Strecke zwischen zwei Punkten einem spezifischen Wert, für den bereits eine geeignete Bezeichnung existiert, so wird anstelle der allgemeinen Bezeichnung (z. B. \mathbf{s}_{12}) nach einem Hinweis im Text die spezifische Bezeichnung verwendet (z. B. $\mathbf{s}_{12} = \mathbf{h}_{\text{eff}}$).

2.1 Pneumatische Aktuation

In pneumatischen Systemen wird Druckluft genutzt, um eine Kraft zu erzeugen. In vielen Anwendungsfällen bewirkt diese Kraft die Bewegung eines Stellglieds. Es sind viele verschiedene Bauformen pneumatischer Arbeitskammern und Aktoren bekannt. Mit diesen lassen sich wiederum verschiedene Antriebe realisieren. Da der Druck in alle Richtungen wirkt, legt der mechanische Aufbau fest, ob der Antrieb eine lineare, eine rotatorische oder eine kombinierte Bewegung ausführt. In Abbildung 2.1 ist das Funktionsprinzip eines einwirkenden Zylinders schematisch dargestellt. Der Druck p des Fluids wirkt in Form einer Flächenlast (kleine rote Pfeile) gleichermaßen auf alle Wände der Arbeitskammer. Da der Kolben linear

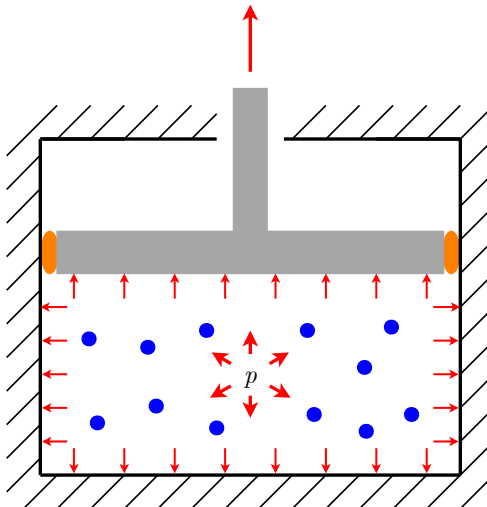


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung des Funktionsprinzips eines pneumatischen Zylinders, Wand (schwarz), Kolben und Kolbenstange (grau), Dichtung (orange), Moleküle des Fluids (blau), Kraft- und Bewegungsrichtung des Kolbens bei Druckanstieg in der Arbeitskammer (großer roter Pfeil), Flächenlast der Druckkraft (kleine rote Pfeile), Druck in der Arbeitskammer p .

beweglich ist, führt die Flächenlast, die vom Fluid auf die Kolbenfläche ausgeübt wird, zu einer Bewegung des Kolbens. Die Bewegung des Kolbens stoppt, sobald der Kolben am Anschlag angelangt ist oder ein Kräftegleichgewicht zwischen einer externen Kraft und der Druckkraft des Fluids entsteht. Die Flächenlast auf den Kolben kann als Einzelkraft an der Kolbenstange zusammengefasst werden. In weiteren schematischen Darstellungen von Funktionsprinzipien pneumatischer Aktoren ist die durch den Druck bewirkte Flächenlast aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht erneut mit kleinen roten Pfeilen an allen Wänden dargestellt, sondern es wird nur das Drucksymbol in der Arbeitskammer eingezeichnet. Um die Arbeitskammer dicht auszuführen, ist zwischen dem Kolben und der Zylinderwand eine Dichtung (orange) verbaut. Zwischen dieser Dichtung und der Zylinderwand tritt Reibung auf. Diese wirkt der Bewegung entgegen, das heißt, die Kraft der Flächenlast wird um die Reibkraft verringert. Bei hohen Drücken in der Arbeitskammer und Bewegungen des Kolbens von Endlage zu Endlage kann die Reibung vernachlässigt werden. Soll ein System servopneumatisch positioniert werden, so sind inkrementelle Bewegungen erforderlich, die durch kleine Kräfte und kleine Druckdifferenzen erreicht werden. In diesem Fall spielt die Reibung, die an den Kontaktflächen der relativ zueinander bewegten Bauteile auftritt (Dichtung, Schmierstoff und Arbeitskammerwand), eine entscheidende Rolle.

Durch die Materialpaarung, den Anpressdruck der Dichtung an der Zylinderwand und den Schmierstoff bedingt, ist der Haftreibungskoeffizient μ_{haft} in der Regel deutlich größer als der Gleitreibungskoeffizient μ_{gleit} . Das bedeutet, dass auch die Haftreibungskraft F_{haft} deutlich größer ist als die Gleitreibungskraft F_{gleit}

$$F_{\text{haft}} \gg F_{\text{gleit}} \quad . \quad (2.3)$$

Soll die Position eines Systems mit diesen Eigenschaften nur um ein kleines Inkrement verändert werden, so kommt es zum Auftreten des Stick-Slip-Effekts (Canudas de Wit et al. 1995; Persson et al. 2003).

Der störende Einfluss des Stick-Slip-Effekts auf die servopneumatische Positionierung wird am Beispiel eines doppeltwirkenden Zylinders beschrieben. Dieser Zylinder ist ein antagonistisch aufgebauter Aktor, der die Arbeitskammern mit Dichtungen verschließt. Sein Funktionsprinzip ist in Abbildung 2.2 schematisch dargestellt. Die Kraft der beiden Arbeitskammern wirkt in entgegengesetzter Richtung. Die Arbeitskammern können mit unterschiedlichen Drücken p_1 und p_2 beaufschlagt werden. In diesem System berührt die Dichtung sowohl das bewegte Element, den Kolben bzw. die Kolbenstange, als auch das stehende Element, die Zylinderwand. Soll mit diesem System aus dem Stillstand heraus eine kleine Bewegung realisiert werden, so muss der Druck in einer der Arbeitskammern erhöht werden, bis die Kraft ausreicht, um die auftretende Haftreibung zu überwinden. Sobald eine Bewegung des Kolben eintritt, reduziert sich umgehend die reibungsbedingte Gegenkraft, da

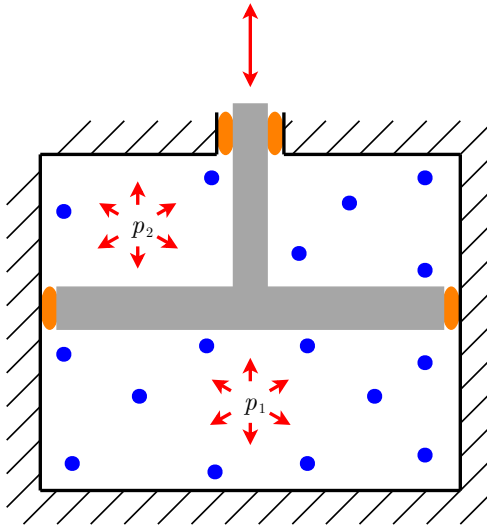


Abbildung 2.2: Schematische Darstellung des Funktionsprinzips eines doppeltwirkenden pneumatischen Zylinders, Wand (schwarz), Kolben und Kolbenstange (grau), Dichtung (orange), Moleküle des Fluids (blau), Kraft- und Bewegungsrichtung des Kolbens bei Druckanstieg in der jeweiligen Arbeitskammer (rot), Arbeitskammer 1 mit Druck p_1 , Arbeitskammer 2 mit Druck p_2 .

nun Gleitreibung anstelle von Haftreibung auftritt. Der Kolben bewegt sich aufgrund der reduzierten Gegenkraft deutlich weiter als gewünscht, bevor er zum Stillstand kommt und muss folglich erneut in die Gegenrichtung verfahren werden. Bei der servopneumatischen Positionierung doppeltwirkender Zylinder und anderer Aktoren mit Dichtungen kann der Stick-Slip-Effekt oft in Form eines Springens oder Zitterns um die Zielposition herum beobachtet werden.

Alle pneumatischen Aktoren, deren Arbeitskammervolumen durch die Relativbewegung eines Bauteils verändert wird, müssen entweder abgedichtet werden oder weisen eine Leckage auf. In der Regel wird eine geschmierte Dichtung eingesetzt, um eine Bewegung zu ermöglichen und gleichzeitig eine luftdichte Arbeitskammer zu erreichen. Aktoren mit Dichtungen weisen je nach Kombination aus Dichtung und eingesetztem Schmierstoff einen mehr oder weniger großen Unterschied zwischen Haftreibungs- und Gleitreibungskoeffizienten auf. Dementsprechend variiert auch die Ausprägung des Stick-Slip-Effekts; er verschwindet aber nie gänzlich. Die servopneumatische Positionierung von Antriebseinheiten, die mit Dichtungen ausgestattet sind, ist wegen des damit einhergehenden Stick-Slip-Effekts sehr schwierig oder überhaupt

nicht möglich. In allen Aktoren mit Dichtungen begrenzt der Stick-Slip-Effekt die erreichbare Genauigkeit bei der servopneumatischen Positionierung entscheidend.

Im Rahmen dieser Arbeit wird der Ansatz verfolgt, den Stick-Slip-Effekt durch den Einsatz geeigneter Arbeitskammern konstruktiv zu umgehen und dadurch servopneumatisch positionierbare Antriebe zu realisieren. Im nächsten Schritt erfolgt eine Kategorisierung pneumatischer Aktuationsprinzipien und es werden die daraus resultierenden Bauformen pneumatischer Aktoren vorgestellt. Anschließend wird abgeleitet, welche Aktoren bauartbedingt für eine servopneumatische Positionierung in Frage kommen.

Strömungsmaschinen

Der Vollständigkeit wegen wird an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass zusätzlich zu den nachfolgend beschriebenen pneumatischen Aktoren noch Antriebe existieren, die ebenfalls pneumatisch betrieben werden, aber zur Kategorie der Strömungsmaschinen gehören. In diesen wird die innere Energie eines Fluids reduziert und in mechanische Leistung gewandelt. Es findet dabei in der Regel eine Expansion des Fluids in Kombination mit einer Dralländerung statt. Da Strömungsmaschinen jedoch in einem stationären oder quasi stationären Fließprozess, bei typischerweise hohen Drehzahlen betrieben werden, ist ein Einsatz dieser Antriebe in Stellantrieben, wie sie für die Robotik erforderlich sind, nicht sinnvoll möglich. Folglich werden Strömungsmaschinen im Weiteren nicht näher betrachtet.

2.2 Überblick zu pneumatischen Aktoren

Um einen Überblick zu geben, ist in Abbildung 2.3 eine grundlegende Kategorisierung der pneumatischen Aktoren anhand des Aufbaus der Arbeitskammern dargestellt. Zunächst wird zwischen starren und flexiblen Wänden der Arbeitskammer unterschieden (grün). Es folgt eine weitere Unterteilung der beiden Kategorien (grün) nach Dichtung (orange) und Wand-eigenschaften (blau). Abschließend sind zum einfacheren Verständnis einige exemplarische Beispiele in das Schema eingefügt (schwarz gestrichelt).

In allen pneumatischen Aktoren wird eine Arbeitskammer mit Druckluft befüllt. Durch die Befüllung mit Druckluft wird der Druck in der Arbeitskammer erhöht. Dieser Druck wiederum erhöht die Kraft auf die Wände der Arbeitskammer. Diese Krafteinleitung führt, sofern keine entsprechende Gegenkraft anliegt, zu einer Vergrößerung des Volumens der Arbeitskammer. Das Ventil bleibt dabei geöffnet und es strömt weitere Luftmasse nach, wodurch der Druck in der Arbeitskammer aufrecht erhalten wird, bis sich ein Kräftegleichgewicht einstellt und der Vorgang beendet ist. Eine gezielte thermodynamische Zustandsänderung des Gases wie in Strömungsmaschinen findet dabei nicht statt. Während des Überströmvorganges vom Speicher in die Arbeitskammer kommt es vorübergehend zu Zustandsänderungen der Druckluft. Da für

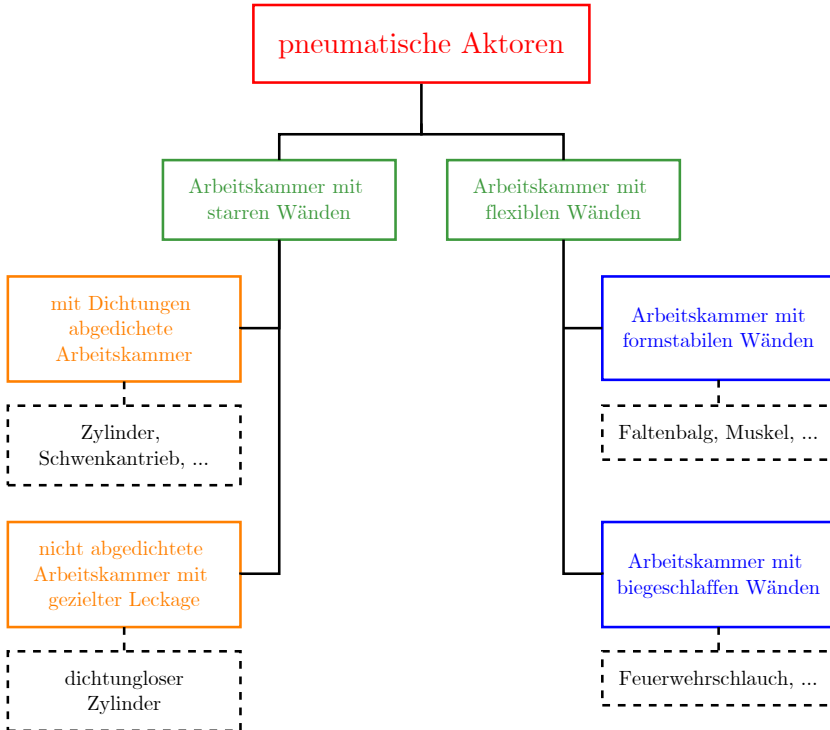


Abbildung 2.3: Kategorisierung pneumatischer Aktuationsprinzipien nach Art der Wandung (grün), weitere Unterscheidung nach Dichtung (orange) und Wandung (blau), Beispielaktoren (schwarz gestrichelt).

die Kraft eines Aktors nur der Druck in der Arbeitskammer entscheidend ist und dieser Druck vom Ventil erfasst und auf den gewünschten Wert eingeregelt wird, ist diese Zustandsänderung für die Betrachtungen nicht relevant.

Pneumatische Arbeitskammern sind so ausgelegt, dass die Krafteinleitung eine spezifische geometrische Änderung der Arbeitskammer bewirkt. Anhand der Art dieser geometrischen Änderung können pneumatische Aktoren verschiedenen Kategorien zugeordnet werden. Zunächst kann grundlegend zwischen Arbeitskammern mit starren Außenwänden und Arbeitskammern mit flexiblen, also gezielt verformbaren Wänden differenziert werden (grün in Abbildung 2.3).

2.2.1 Arbeitskammern mit starren Wänden

Bei Arbeitskammern mit starren Außenwänden kann weiter zwischen Aktoren, bei denen die Arbeitskammern mit Dichtungen abgedichtet sind und Aktoren, deren Arbeitskammern nicht abgedichtet sind, unterschieden werden (orange in Abbildung 2.3).

2.2.1.1 Abgedichtete Arbeitskammern mit starren Wänden

Der überwiegende Teil der bekannten pneumatischen Aktoren nutzt abgedichtete Arbeitskammern mit starren Wänden. Das bereits in Abbildung 2.1 gezeigte Funktionsprinzip eines konventionellen pneumatischen Zylinders gehört ebenfalls zu dieser Kategorie. Arbeitskammern mit starren Wänden, die über geeignete Dichtungen verfügen, arbeiten nahezu ohne Leckage und ermöglichen einen Betrieb zwischen Endlagen oder definierten Anschlüssen. Vielfach sind pneumatische Aktoren mit starren Wänden sowohl mit einer (einfachwirkend) als auch mit zwei aktiven Bewegungsrichtungen (doppeltwirkend) ausführbar. Durch den Stick-Slip-Effekt wird die servopneumatische Positionierung dieser Aktoren stark erschwert. Von Saravanakumar et al. (2017) wird ein Überblick zu Modellierungs- und Regelungsansätzen pneumatischer Systeme gegeben. Paul et al. (1994) präsentieren die Modellbildung und Positionsregelung eines doppeltwirkenden Zylinders mit Schaltventilen. Die Positionsregelung doppeltwirkender Zylinder mit Proportionalventilen ist ebenfalls Inhalt von Forschungsarbeiten. Hierfür wird die Strömung durch die Proportionalventile modelliert und es werden Modelle der Reibung der verwendeten pneumatischen Aktoren präsentiert (Nouri et al. 2000; Lee et al. 2002; Rao und Bone 2008).

2.2.1.2 Nicht abgedichtete Arbeitskammern mit starren Wänden

Nicht abgedichtete Arbeitskammern mit starren Außenwänden verfügen über präzise gefertigte Komponenten, um die Leckage, die an den Spalten zwischen den Bauteilen auftritt, möglichst gering zu halten. Dem großen Nachteil der hohen Leckage stehen dabei die Vorteile der nahezu reibungsfreien Bewegung und der präzise einstellbaren Kraft gegenüber. Aufgrund der hohen Energiekosten, die durch die kontinuierliche Leckage bedingt sind, werden Aktoren mit nicht abgedichteten Arbeitskammern nur in Sonderfällen eingesetzt. Abbildung 2.4 zeigt eine schematische Darstellung des Funktionsprinzips eines dichtungsgelosen pneumatischen Zylinders. Das Funktionsprinzip eines dichtungsgelosen Pneumatikzylinders stimmt mit dem zuvor gezeigten Schema eines konventionellen Pneumatikzylinders aus Abbildung 2.1 weitgehend überein. Da keine Dichtungen eingesetzt werden, ist der Kolben eines dichtungsgelosen Aktors in der Regel länger ausgeführt, um die Leckage möglichst gering zu halten.

Mit diesem Typ Aktor ist der Aufbau servopneumatisch positionierbarer Drehantriebe prinzipiell möglich. Bei einem pneumatisch angetriebenen Roboter mit sechs oder mehr

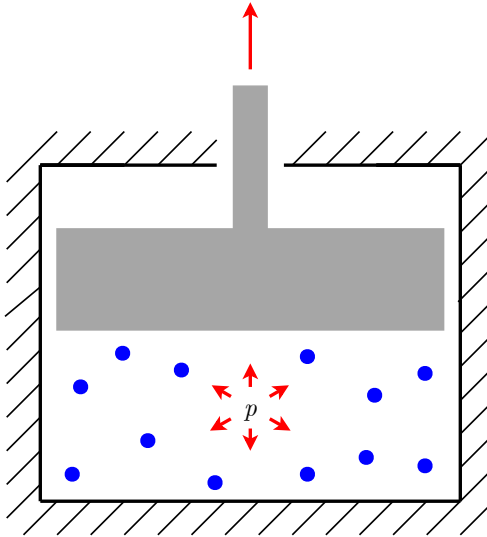


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung des Funktionsprinzips eines dichtungslosen pneumatischen Zylinders, Wand (schwarz), Kolben (grau), Moleküle des Fluids (blau), Kraft- und Bewegungsrichtung des Kolbens bei Druckanstieg in der Arbeitskammer (rot), Druck in der Arbeitskammer p .

Achsen würden nicht abgedichtete Arbeitskammern allerdings zu einem hohen kontinuierlichen Energieverbrauch führen. Bedingt durch diese Leckage ist der Einsatz nicht abgedichteter Arbeitskammern, trotz der technischen Machbarkeit, in den Antriebseinheiten kollaborativer Knickarmroboter nicht wirtschaftlich sinnvoll.

2.2.2 Arbeitskammern mit flexiblen Wänden

Die Kategorie der Arbeitskammern mit flexiblen Außenwänden kann weiter in Arbeitskammern unterteilt werden, die aus flexiblen und formstabilen Wandmaterialien aufgebaut sind, und in Arbeitskammern, die aus flexiblen, aber biegeschlaffen Wandmaterialien bestehen (blau in Abbildung 2.3). Im Gegensatz zu biegeschlaffen Wandmaterialien verfügen formstabile Wände über eine Rückstellkraft. Vor der weiteren Einteilung der Aktoren in Unterkategorien wird zunächst auf zwei grundlegende Arten der Formänderung eingegangen.

Das Wirkprinzip aller vorgestellten Aktoren beruht auf dem Versuch, durch die Beaufschlagung mit Druckluft eine Zunahme des Volumens der Arbeitskammer zu bewirken. Da im Gegensatz zu beispielsweise Zylindern kein verschiebbares Element vorhanden ist, das das Volumen der Arbeitskammer vergrößert, ist eine Änderung der geometrischen Form

der Arbeitskammerwände notwendig, um eine Vergrößerung des Volumens zu erreichen. Die beiden häufigsten Fälle der Formänderung sind in Abbildung 2.5 schematisch und zwei-dimensional dargestellt. Zur einfacheren Analyse werden die Arbeitskammern dabei mit geraden Wandstücken sowie idealen Gelenken angenommen. In Fall (a) wird die Fläche der Raute, respektive das Volumen der Arbeitskammer, durch Expansion in Längsrichtung vergrößert. Eine Ausdehnung in Längsrichtung bewirkt eine Vergrößerung des Volumens, bis dieses maximal wird und Fall (b) erreicht ist. In Fall (c) hingegen wird die Fläche der Raute durch Kontraktion in Längsrichtung vergrößert, bis ebenfalls Fall (b) erreicht ist. Der Flächeninhalt ist in Fall (b) maximal. Für einen Aktor bedeutet dies, dass durch eine Längenänderung egal welcher Art keine weitere Zunahme des Volumens möglich ist. Eine Erhöhung des Drucks in Fall (b) führt lediglich zu einem Ansteigen der Spannungen in den Wänden der Arbeitskammern. Die gesteigerte Spannung in den Wänden bewirkt weiter eine Ausdehnung der Arbeitskammern in alle Richtungen. Die dadurch erzeugbare Kraft ist bei den typischerweise eingesetzten Werkstoffen deutlich geringer als die Kraft, die durch die beschriebene Formänderung erzeugt wird. Die Dehnung des Wandmaterials ist darum für das Funktionsprinzip dieser Aktoren weniger wichtig.

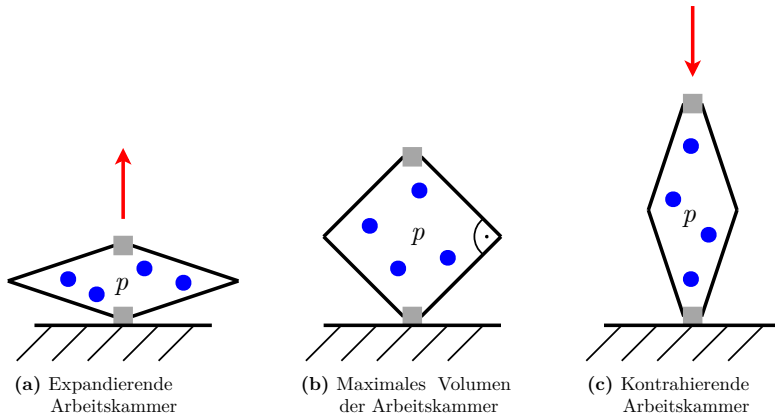


Abbildung 2.5: Schematische Darstellung möglicher Funktionsprinzipien eines pneumatischen Aktors mit flexiblen Wänden, Wand (schwarz), Anchlusselement (grau), Moleküle des Fluids (blau), Kraft- und Bewegungsrichtung des oberen Anchlusselements bei Druckanstieg in der Arbeitskammer (rot), Druck in der Arbeitskammer p .

2.2.2.1 Arbeitskammern mit flexiblen und formstabilen Wänden

Bei Arbeitskammern aus flexiblen und formstabilen Wänden verfügt das Wandmaterial über eine Rückstellkraft. Das bedeutet, eine geometrisch undefinierte Form der Arbeitskammer ist in der Regel nicht möglich, da das Wandmaterial seine Ausgangsform annimmt, wenn keine Kräfte wirken. Ist solch ein Aktor entlüftet, und liegt keine äußere Kraft an, so nimmt dieser seine ursprüngliche Form an. Es können zwei grundlegende Typen von Aktoren mit diesen Arbeitskammern unterschieden werden. Bälge expandieren beim Befüllen mit Druckluft in Längsrichtung, dies entspricht Fall (a) in Abbildung 2.5. Pneumatische Muskeln kontrahieren in Längsrichtung, dies entspricht Fall (c) in Abbildung 2.5. Im Folgenden werden die Funktionsprinzipien und die charakteristischen Eigenschaften von pneumatischen Bälgen und Muskeln kurz vorgestellt.

Pneumatische Bälge

Pneumatische Bälge werden auch als Balgaktoren bezeichnet und verfügen über eine Arbeitskammer mit flexiblen und formstabilen Außenwänden. Werden Balgaktoren mit Druck beaufschlagt, so üben diese eine Druckkraft aus, die eine Verlängerung des Aktors bewirkt. Bälge sind nur mit einer aktiven Bewegungsrichtung ausgeführt. Am Markt sind verschiedene Balgaktoren als Produkte erhältlich. In der Automatisierungstechnik haben Bälge einen Nischenplatz eingenommen. In der Gruppe der Bälge kann nochmals zwischen Faltenbälgen und Rollbälgen unterschieden werden.

Abbildung 2.6 zeigt eine schematische Darstellung des Funktionsprinzips eines Faltenbalges. Die Kraft eines Faltenbalges ist nicht wie bei Zylindern über den gesamten Hub konstant, sondern nimmt mit zunehmendem Hub ab (Festo 2020). Bei zunehmender Ausdehnung des Faltenbalges nimmt die Volumenzunahme stetig ab und ein zunehmender Anteil der Kraft wird darauf verwendet, das Wandmaterial zu verformen und zu dehnen. In der schematischen Darstellung wird die Eigenschaft des formstabilen Wandmaterials, also die Eigenschaft der Rückstellung in den Ausgangszustand, durch die Zugfeder (grün) repräsentiert. Wird ein Faltenbalg mit Druck beaufschlagt, so expandiert dieser, bis sich ein Gleichgewicht zwischen Druckkraft, externer Gegenkraft und Gegenkraft des Wandmaterials einstellt. Der maximale Hub eines Faltenbalges wird nur erreicht, wenn dieser mit dem maximal zulässigen Druck beaufschlagt wird und keine externe Gegenkraft anliegt. Ein dynamisches Modell eines Faltenbalges wird von Chernus und Sharovатов (2015) vorgestellt, gepaart mit einem Hinweis darauf, dass nur wenig Literatur zur Modellierung von Bälgen zu finden sei.

Rollbälge stellen eine weitere Bauform eines Balges dar. Die Wand der Arbeitskammer wird durch den Druck nur so weit gedehnt, dass die Expansion der Arbeitskammer durch ein Abrollen der flexiblen Wand möglich wird. Der Kraftverlauf ist darum bei Rollbälgen über einen Teilbereich des Hubes nahezu konstant (Aventics 2020). Rollbälge verfügen im

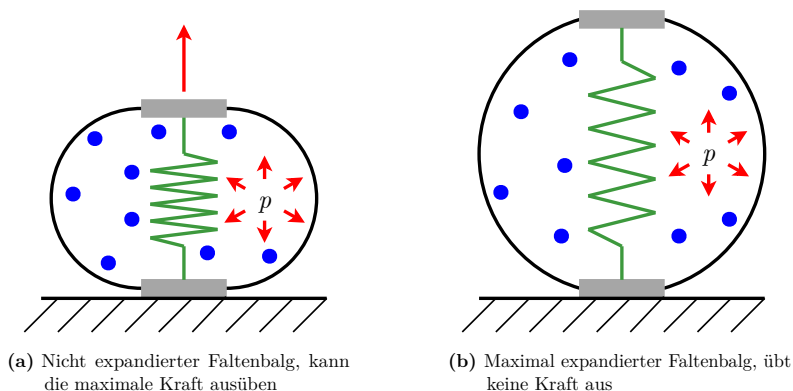


Abbildung 2.6: Schematische Darstellung des Funktionsprinzips eines pneumatischen Faltenbalges, Wand (schwarz), Anschlusselement (grau), Moleküle des Fluids (blau), Kraft- und Bewegungsrichtung des oberen Anschlusselements bei Druckanstieg in der Arbeitskammer (rot), theoretische Zugfeder (grün), Druck in der Arbeitskammer p .

Gegensatz zu Faltenbälgen nicht über eine intrinsische Rückstellkraft. Das Funktionsprinzip entspricht keiner der beiden Darstellungen in Abbildung 2.5 und eine eindeutige Einordnung der Rollbälle in eine der Kategorien im Schema in Abbildung 2.3 ist nicht möglich.

Da an der Systemgrenze, sprich entlang der Außenwand, aller Bälge keine Reibung zwischen relativ beweglichen Bauteilen auftritt, kommen grundsätzlich sowohl Faltenbälge als auch Rollbälge als Aktoren in servopneumatisch positionierbaren Drehantrieben in Frage.

Pneumatische Muskeln

Bei pneumatischen Muskeln handelt es sich ebenfalls um Aktoren, deren Arbeitskammer aus flexiblen und formstabilen Außenwänden aufgebaut ist. In der Literatur wird dieser Typ Aktor meist als Pneumatic Artificial Muscle (PAM), Pneumatic Muscle Actuator (PMA) oder McKibben Muscle bezeichnet. In der vorliegenden Arbeit wird wahlweise die Abkürzung PAM oder die Bezeichnung pneumatischer Muskel verwendet. Bei Beaufschlagung mit Druckluft verkürzen sich pneumatische Muskeln in Längsrichtung. Die Wände dieser Aktoren sind so beschaffen, dass sich der Durchmesser der länglichen Arbeitskammer bei Beaufschlagung mit Druck vergrößert, die Länge jedoch verkürzt. In Abbildung 2.5 entspricht dies einer Formänderung von Fall (c) nach Fall (b). Auf diese Weise können pneumatische Muskeln sehr hohe Zugkräfte ausüben, dies jedoch bei vergleichsweise kleinem Hub (bis zu 25 Prozent der Nennlänge) bezogen auf pneumatische Zylinder mit ähnlichen Außenmaßen (etwa 90

Prozent der Nennlänge). PAMs sind mit nur einer aktiven Bewegungsrichtung ausgeführt. Das Funktionsprinzip eines pneumatischen Muskels ist in Abbildung 2.7 schematisch dargestellt. Die maximale Kraft, die ein PAM ausüben kann, nimmt mit zunehmender Verkürzung ab, die Ursache hierfür wurde bereits zu Beginn von Abschnitt 2.2.2 erläutert und ist in Abbildung 2.5 dargestellt. Die Rückstellkraft des formstabilen Wandmaterials wird in der schematischen Darstellung in Abbildung 2.7 durch eine theoretische Druckfeder (orange) im Inneren des Muskels repräsentiert.

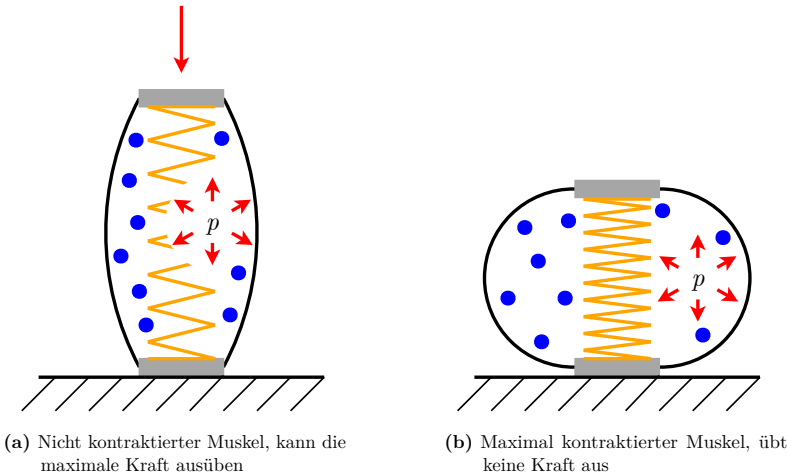


Abbildung 2.7: Schematische Darstellung des Funktionsprinzips eines pneumatischen Muskels, Wand (schwarz), Anschlusselement (grau), Moleküle des Fluids (blau), Kraft- und Bewegungsrichtung des oberen Anschlusselements bei Druckanstieg in der Arbeitskammer (rot), theoretische Druckfeder (orange), Druck in der Arbeitskammer p .

Pneumatische Muskeln sind bereits seit Jahrzehnten Inhalt verschiedener Forschungsarbeiten. Zunächst wurden verschiedene Bauformen von PAMs vorgestellt und bezüglich unterschiedlicher Eigenschaften wie z. B. der Verkürzung des Muskels bei steigenden Drücken und konstanter Kraft charakterisiert (Caldwell et al. 1993; Chou und Hannaford 1994). Daerden und Lefebvre (2002) geben einen Überblick über die verschiedenen Bauformen von PAMs und deren jeweils besondere Eigenschaften. Die Modellierung und Regelung einzelner pneumatischer Muskeln ist ebenfalls immer wieder Inhalt von Forschungsarbeiten und wurde beispielsweise von Caldwell et al. (1995), Chou und Hannaford (1996) und Hildebrandt et al. (2003) beschrieben. Weiter sind verschiedene Modellierungsansätze für die Kraft in Abhängigkeit des Drucks und der Länge eines pneumatischen Muskels in der Literatur zu

finden. Ein Modell, welches den PAM als mechanische Feder mit einer verkürzungs- und druckabhängigen Federsteifigkeit beschreibt, wird von Wickramatunge und Leephakpreeda (2010) vorgestellt. Modellierungsansätze basierend auf der Energie, die notwendig ist, um das Volumen eines PAMs zu ändern, sind ebenfalls bekannt (Sárosi et al. 2015; Andrikopoulos et al. 2016). Martens und Boblan (2017b) stellen einen eigenen Modellierungsansatz vor und vergleichen die erhaltenen Resultate mit alternativen Modellen. Kelasidi et al. (2011) und Tondü (2012) geben einen Überblick über die Modellierungsansätze, die zu den jeweiligen Bauformen von PAMs existieren. Ein Überblick zu verschiedenen Anwendungen von PAMs wird von Andrikopoulos et al. (2011) gegeben. Auch bei der Kontraktion von PAMs tritt keine Reibung an der Systemgrenze der Arbeitskammer auf, daher sind auch PAMs geeignet, um servopneumatisch positionierbare Antriebe umzusetzen.

2.2.2.2 Arbeitskammern mit flexiblen und biegeschlaffen Wänden

Um eine Kraft ausüben zu können, muss ein Aktor, dessen Arbeitskammer aus flexiblen und biegeschlaffen Wänden besteht, zunächst durch eine externe Kraft (z. B. einen Körper) deformiert werden. Wird eine deformierte Arbeitskammer mit Druck beaufschlagt, so will diese wieder ihre ursprüngliche Form annehmen und übt dabei eine Kraft auf den deformierenden Körper aus. In der Literatur existiert keine eindeutig definierte Bezeichnung für Aktoren, die Arbeitskammern aus flexiblen und biegeschlaffen Wänden einsetzen. Im Rahmen dieser Arbeit werden Aktoren, die so aufgebaute Arbeitskammern nutzen, als pneumatische Ballone oder Ballonaktoren bezeichnet.

Pneumatische Ballone

In Abbildung 2.8 ist das Funktionsprinzip eines Ballonaktors schematisch abgebildet. Die Arbeitskammer ist in der Darstellung als Ringelement dargestellt, das ohne Gegenkraft eine ideal kreisrunde Form annimmt. Der Umfang des schwarz dargestellten Wandmaterials ist dabei in beiden Fällen nahezu identisch. Wird die deformierte Arbeitskammer mit Druckluft befüllt, so versucht diese ihre undeformierte Ausgangsform wieder anzunehmen und übt dabei eine Kraft auf den externen Körper aus. Entsprechend den auftretenden Kräften kommt es zu einer Bewegung, bis ein Kräftegleichgewicht zwischen externem Körper und Arbeitskammer entsteht. Bedingt durch den Aufbau der Arbeitskammer verfügt ein Ballonaktor nur über eine aktive Bewegungsrichtung. Die Arbeitskammer kann allenfalls ihre Ausgangsform annehmen. Ist die Arbeitskammer eines Ballonaktors entlüftet, so kann die Arbeitskammer eine geometrisch undefinierte Form annehmen, da das biegeschlaffe Wandmaterial der Arbeitskammer über keine Rückstellkraft verfügt. Da keine Reibung zwischen relativ zueinander bewegten Bauteilen der Arbeitskammer auftritt, eignen sich Ballonaktoren für den Einsatz in servopneumatisch positionierbaren Antrieben.

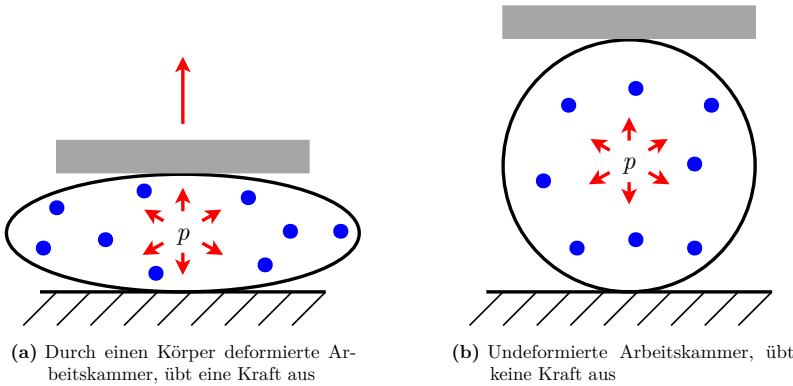


Abbildung 2.8: Schematische Darstellung des Funktionsprinzips einer kreisförmigen Arbeitskammer mit flexiblen und quasi nicht dehnbaren Wänden, Wand der Arbeitskammer (schwarz), deformierender Körper (grau), Moleküle des Fluids (blau), Kraft der deformierten Arbeitskammer (rot), Druck in der Arbeitskammer p .

Zusammenfassung zu pneumatischen Aktoren

In allen Aktoren, in denen Dichtungen eingesetzt werden, tritt der Stick-Slip-Effekt auf und macht eine servopneumatische Positionierung schwierig oder unmöglich. Im Rahmen dieser Arbeit wird das Ziel verfolgt, das Auftreten dieses Effekts durch den Einsatz geeigneter Arbeitskammern zu vermeiden. Aus der systematischen Analyse der verschiedenen Typen von Arbeitskammern geht hervor, dass Aktoren, die ohne Reibung zwischen relativ zueinander beweglichen Bauteilen aufgebaut sind, eine servopneumatische Positionierung ermöglichen. Daraus wird abgeleitet, dass Faltenbälge, Rollbälge, pneumatische Muskeln und Ballonaktoren eingesetzt werden können, um servopneumatisch positionierbare Drehantriebe zu realisieren.

2.3 Pneumatische Druckkräfte

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird die Luft als ideales Gas betrachtet, da die Eigenschaften der eingesetzten Druckluft nahe an den Normalbedingungen liegen. Die Eigenschaften von Luft unter Normalbedingungen sind in Tabelle C.1 im Anhang zu finden. Es gilt somit die ideale Gasgleichung

$$p_a V = m R T . \quad (2.4)$$

Dabei repräsentiert p_a den Absolutdruck des Gases, V das Volumen, m die Masse, R die spezifische Gaskonstante und T die Temperatur.

Wie in der Pneumatik üblich, wird auch in dieser Arbeit der Differenzdruck p_{diff} zwischen dem Innendruck in der Arbeitskammer p_{innen} und dem Umgebungsdruck p_{umg} allgemein als Druck p in einer Arbeitskammer bezeichnet. Es gilt daher

$$p = p_{\text{diff}} = p_{\text{innen}} - p_{\text{umg}} \quad . \quad (2.5)$$

Eine entlüftete Arbeitskammer ist über ein offenes Ventil mit der Umgebung verbunden. In der Arbeitskammer stellt sich dadurch der Umgebungsdruck ein, also

$$p_{\text{innen}} = p_{\text{umg}} \quad . \quad (2.6)$$

Damit ergibt sich der Druck aus Gleichung (2.5) zu

$$p = p_{\text{diff}} = 0 \quad . \quad (2.7)$$

Im Rahmen dieser Arbeit wird eine nahezu konstante Temperatur des Fluids in der Arbeitskammer angenommen. Wird eine mit Druckluft beaufschlagte Arbeitskammer durch eine externe Kraft komprimiert, also das Volumen V_1 auf ein Volumen V_2 reduziert, so bleibt die rechte Seite von Gleichung (2.4) konstant und es gilt

$$p_1 V_1 = p_2 V_2 \quad . \quad (2.8)$$

Dieser Zusammenhang ist für das nachgiebige Verhalten und für das Verständnis der einstellbaren Steifigkeit von Bedeutung. Unter der Annahme einer isothermen Zustandsänderung erhöht sich der Druck in der Arbeitskammer proportional entsprechend Gleichung (2.8).

Um mittels Druckluft Kräfte und Drehmomente zu erzeugen, muss die Flächenlast, die durch den Druck in einer Arbeitskammer aufgebracht wird, in eine Kraft oder ein Drehmoment gewandelt werden. In einer mit Druck beaufschlagten Arbeitskammer erfährt jedes infinitesimal kleine Flächenelement dA , das mit der Druckluft in Kontakt ist, eine Kraft $d\mathbf{f}$ normal zu dieser Fläche. Die Druckkraft, die auf ein Flächenelement dA wirkt, ist in Abbildung 2.9 schematisch dargestellt. Der Vektor der Druckkraft \mathbf{p} steht dabei normal auf dem Flächenelement. Es gilt

$$d\mathbf{f} = \mathbf{p} dA \quad , \quad (2.9)$$

mit dem Normalenvektor \mathbf{n} führt dies weiter zu

$$d\mathbf{f} = p\mathbf{n} dA \quad . \quad (2.10)$$

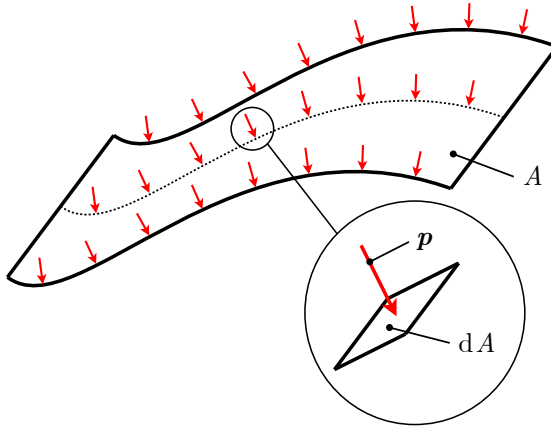


Abbildung 2.9: Schematische Darstellung einer fluidischen Druckkraft, Flächenlast bedingt durch den Druck p (rot), Fläche A , Flächenelement dA .

Die gesamte Kraft, die von einem Fluid auf eine Fläche A wirkt, wird beschrieben, indem über die Fläche integriert wird

$$\mathbf{f} = \iint_A p \mathbf{n} dA . \quad (2.11)$$

Ein Körper mit der Trennfläche A , der eine Arbeitskammer von der Umgebung trennt, erfährt bei konstantem Druck auf der Innenseite eine Kraft $\mathbf{f}_{\text{innen}}$ von

$$\mathbf{f}_{\text{innen}} = \iint_A p_{\text{innen}} \mathbf{n} dA = p_{\text{innen}} \iint_A \mathbf{n} dA ; \quad (2.12)$$

die der Umgebung zugewandte Seite erfährt entsprechend eine Kraft \mathbf{f}_{umg} bedingt durch den Umgebungsdruck

$$\mathbf{f}_{\text{umg}} = \iint_A p_{\text{umg}} \mathbf{n} dA = p_{\text{umg}} \iint_A \mathbf{n} dA . \quad (2.13)$$

Die resultierende Kraft auf den Körper \mathbf{f}_{res} kann als Differenz der beiden Kräfte aus den Gleichungen (2.12) und (2.13) gebildet werden als

$$\mathbf{f}_{\text{res}} = \mathbf{f}_{\text{innen}} - \mathbf{f}_{\text{umg}} = p_{\text{innen}} \iint_A \mathbf{n} dA - p_{\text{umg}} \iint_A \mathbf{n} dA . \quad (2.14)$$

Ausklammern und Einsetzen von Gleichung (2.5) liefert

$$\mathbf{f}_{\text{res}} = (p_{\text{innen}} - p_{\text{umg}}) \iint_A \mathbf{n} \, dA = p_{\text{diff}} \iint_A \mathbf{n} \, dA = p \iint_A \mathbf{n} \, dA \quad . \quad (2.15)$$

Die vereinfachte Verwendung von p als Druck in der Arbeitskammer, der um p_{diff} über dem Umgebungsdruck liegt, ist somit analytisch bestätigt und liefert für die Berechnung der resultierenden Kraft die korrekte mathematische Beschreibung des Drucks. Die Kraft, die eine Fläche erfährt, hängt neben dem Druck lediglich vom Rand der mit Druck beaufschlagten Fläche ab. Die geometrische Form innerhalb der Fläche hat dabei keinen Einfluss auf die Höhe der Kraft. Ein Beweis dieses Zusammenhangs für den spezifischen zweidimensionalen Fall aus Abschnitt 4.4.2 ist in Anhang B zu finden.

Wie allgemein in der Pneumatik üblich, wird die Änderung des Luftdrucks innerhalb einer Arbeitskammer, die durch die Gewichtskraft der Luft entsteht, nicht berücksichtigt. Sowohl die Dichte von Luft als auch die Ausdehnung einer pneumatischen Arbeitskammer sind jeweils mehrere Größenordnungen kleiner als in der Hydrostatik, in der dieser Effekt einen wesentlichen Einfluss hat (z. B. der Druck auf eine Staumauer in Abhängigkeit der Wassertiefe).

In vielen pneumatischen Aktoren sind die Wirkflächen, die für die Erzeugung einer Kraft relevant sind, klar definiert (z. B. die Kolbenfläche). In diesen Fällen ist die Richtung der Kraft bekannt und der Betrag der Kraft ergibt sich zu

$$F_{\text{res}} = p \iint_A dA = p A \quad . \quad (2.16)$$

Dabei steht die Kraft senkrecht auf der ebenen Fläche.

2.4 Statisches Drehmoment

In nahezu allen servopneumatisch positionierbaren Antrieben, egal ob linear oder rotatorisch, werden zwei oder mehr voneinander getrennte Arbeitskammern mit Druckluft beaufschlagt. In rotatorischen Antrieben wird die durch den Druck erzeugte Kraft mittels einer mechanischen Anordnung in ein Drehmoment gewandelt. Die durch den Druck in einer Arbeitskammer erzeugte Flächenlast wird im Rahmen dieser Arbeit zu einer Einzelkraft in der Flächenmitte zusammengefasst. Da in allen geeigneten Arbeitskammertypen keine Reibung zwischen relativ zueinander beweglichen Bauteilen auftritt, bildet diese Annahme die realen Zustände korrekt ab. Bei der Verformung und Biegung des Wandmaterials einer Arbeitskammer tritt im Wandmaterial selbst innere Reibung auf. Diese hat keinen Einfluss auf die Güte

der servopneumatischen Positionierbarkeit und wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit vernachlässigt.

Das Drehmoment $\mathbf{m}^{(P)}$ um einen Bezugspunkt P kann allgemein als Kreuzprodukt des Ortsvektors \mathbf{h} und der Kraft \mathbf{f} beschrieben werden. Der Ortsvektor zeigt vom Bezugspunkt des Drehmoments zum Angriffspunkt der Kraft, so dass sich das Moment zu

$$\mathbf{m}^{(P)} = \mathbf{h} \times \mathbf{f} \quad (2.17)$$

ergibt. Die Drehachse, um die das so berechnete Moment wirkt, ergibt sich aus der Richtung der beiden Vektoren und muss nicht mit einer vorgegebenen Drehachse übereinstimmen. In den untersuchten Drehantrieben ist die Drehachse stets durch die Mechanik des jeweiligen Antriebs vorgegeben. Für die Berechnung eines Drehmoments um eine definierte Drehachse wird in dieser Arbeit der Ansatz gewählt, der das Drehmoment über den kürzesten Abstand zwischen der Wirkrichtung der Kraft und der Drehachse beschreibt. Dieser Abstand ist der effektive Hebelarm \mathbf{h}_{eff} . In Abbildung 2.10 ist die Entstehung eines Drehmoments M bezüglich der Drehachse D (schwarze Strichpunktlinie) dargestellt. Die eingezeichnete Ebene (grau) steht senkrecht zur Drehachse und schneidet diese im Punkt $P2$. In Abbildung 2.10 liegt die Kraft \mathbf{f} nicht in dieser Ebene, daher muss zunächst der effektive Anteil der Kraft \mathbf{f}_{eff} (grün), der in der Ebene (grau) liegt, ermittelt werden. Der effektive Hebelarm \mathbf{h}_{eff} entspricht dabei dem kürzesten Abstand von der Drehachse zur Wirkrichtung der Kraft. Diese ist als Gerade dargestellt, die durch den Kraftvektor \mathbf{f}_{eff} und den Punkt $P1$ definiert ist (schwarz gestrichelte Linie).

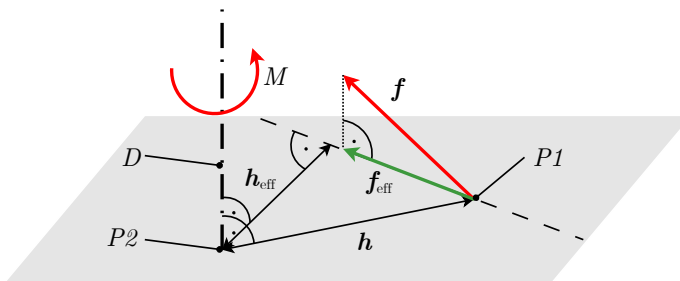


Abbildung 2.10: Schematische Darstellung der Drehmomententstehung, Kraft \mathbf{f} , Drehmoment M , Drehachse D (schwarze Strichpunktlinie), Kraftangriffspunkt $P1$, Ebene senkrecht zur Drehachse (grau), Schnittpunkt der Ebene mit der Drehachse $P2$, Ortsvektor des Kraftangriffspunktes \mathbf{h} , effektiver Hebelarm \mathbf{h}_{eff} , effektive Kraft \mathbf{f}_{eff} (grün), verlängerte Wirkrichtung von \mathbf{f}_{eff} (schwarz gestrichelt).

Das Drehmoment um eine Drehachse D ergibt sich folglich zu

$$M^{(D)} = |\mathbf{h} \times \mathbf{f}_{\text{eff}}| = |\mathbf{h}_{\text{eff}} \times \mathbf{f}_{\text{eff}}| = h_{\text{eff}} F_{\text{eff}} \quad . \quad (2.18)$$

Werden mehrere Arbeitskammern in einem Antrieb eingesetzt, so ergibt die Summe der einzelnen durch die Arbeitskammern bewirkten Drehmomente M_i das effektive Gesamtdrehmoment M_{intern} . Es gilt

$$M_{\text{intern}} = \sum_{i=1}^n M_i = \sum_{i=1}^n h_{\text{eff},i} F_{\text{eff},i} \quad , \quad (2.19)$$

mit dem effektiv wirksamen Hebelarm der jeweiligen Arbeitskammer $h_{\text{eff},i}$ und dem Betrag der effektiven Kraft dieser Arbeitskammer $F_{\text{eff},i}$ sowie der Anzahl an verwendeten Arbeitskammern n . In den untersuchten Drehantrieben wirken stets mindestens ein M_i in negativer sowie ein M_i in positiver Drehrichtung. Durch eine gezielte Beaufschlagung von geeigneten Arbeitskammern mit Druck kann das Drehmoment verändert und auch die Drehrichtung umgekehrt werden. Die Beiträge M_i der einzelnen Aktoren zu M_{intern} wiederum sind in den untersuchten Drehantrieben selbst Funktionen der Winkelposition φ und des Drucks in der jeweiligen Arbeitskammer und es gilt

$$M_i = M_i(\varphi, p_i) \quad . \quad (2.20)$$

Liegt zusätzlich ein externes Drehmoment M_{extern} an der Welle an, so ergibt sich die gesamte Bewegungsgleichung für das drehende System zu

$$J\ddot{\varphi} = M_{\text{intern}} + M_{\text{extern}} = M_{\text{total}} \quad . \quad (2.21)$$

Darin repräsentiert J das Trägheitsmoment aller rotierenden Massen um die Drehachse, $\ddot{\varphi}$ die Winkelbeschleunigung und M_{total} die Summe aus externen und internen Drehmomenten.

2.5 Arbeit pneumatischer Aktoren

Wie in Abbildung 2.3 ersichtlich, gibt es verschiedene Arten, um mit einem pneumatischen Antrieb Arbeit zu verrichten. In diesem Abschnitt wird die für die Abschätzung des Drehmoments relevante Arbeit eines einzelnen Aktors beschrieben. Die vorgestellten theoretischen Grundlagen sind in den Werken von Frohn (1998) und Murrenhoff (2014) zu finden.

Das Befüllen einer Arbeitskammer mit Druckluft entspricht in der Thermodynamik keinem klassischen Prozess, da keine Zustandsänderung des Gases stattfindet. Es handelt sich beim Befüllen der Arbeitskammer um einen Überströmprozess von einem Reservoir mit stationärem Zustand in eine Arbeitskammer. Dabei ändert sich das Volumen der Arbeitskammer

während des Überströmprozesses. Diese Änderung des Volumens wird hier nicht durch eine Zustandsänderung des Gases ausgeglichen, sondern durch nachströmende Luftmassen. Die ideale Gasgleichung liefert für das isotherme und isobare Befüllen einer Arbeitskammer von Zustand 1 nach Zustand 2 den Zusammenhang

$$pV_1 = m_1RT \implies pV_2 = m_2RT . \quad (2.22)$$

Der Massenvorrat im Reservoir wird dabei als unendlich groß angenommen.

Allgemein sind Dichte und Temperatur eines Fluids für die Modellierung der Kraft eines Aktors nicht relevant. Die Kraft, die ein Aktor ausübt, hängt lediglich vom Druck in der Arbeitskammer ab. Die Arbeit W , die ein beliebiger Aktor verrichtet, kann allgemein beschrieben werden mit

$$W = \int_1^2 \mathbf{f} \, ds . \quad (2.23)$$

Dabei ist \mathbf{s} der Weg und \mathbf{f} die Kraft. Die Richtung der Kraft stimmt in den hier betrachteten Fällen mit der Richtung des Weges überein, daher gilt

$$W = \int_1^2 F ds . \quad (2.24)$$

Für einen Zylinder oder eine andere Arbeitskammer mit konstanter Wirkfläche führt dies zu

$$W = \int_1^2 pA \, ds = \int_1^2 p \, dV . \quad (2.25)$$

Das Vorzeichen vor dem Integral wird entsprechend dem in der Thermodynamik üblichen systemegoistischen Standpunkt gewählt. Dabei wird die Arbeit W , die einem System zugeführt wird, positiv. W nimmt negative Werte an, wenn das System Arbeit abgibt. Unter der Annahme eines idealen Ventils, das einen konstanten Druck in Arbeitskammer ermöglicht, gilt weiter

$$W = p \int_1^2 dV = p(V_2 - V_1) . \quad (2.26)$$

Die so ermittelte Arbeit entspricht der Volumenänderungsarbeit in isobaren Prozessen. In Abbildung 2.11 ist die technische Arbeit im p-V-Diagramm bei isobarer Zustandsänderung dargestellt. Die Temperatur des Gases würde bei isobarer Zustandsänderung in Zustand 2 allerdings deutlich über der des Zustands 1 liegen. Durch das Nachströmen von Luftmassen beim Befüllen der Arbeitskammer kommt es, wie zuvor beschrieben, nicht zu einer Zustandsänderung und die Temperatur bleibt quasi konstant. Die Arbeit, die ein System beim Befüllen der Arbeitskammer verrichtet, wird im p-V-Diagramm durch einen isobaren Prozess trotzdem korrekt abgebildet und ist in Abbildung 2.11 als blaue Fläche dargestellt. In speziellen Fällen

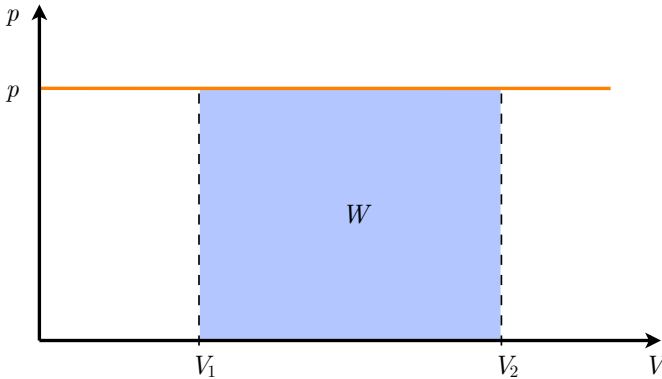


Abbildung 2.11: Volumenänderungsarbeit W eines isobaren Prozesses von V_1 nach V_2 im p - V -Diagramm.

kann es bedingt durch enge Leitungsquerschnitte zu hohen Strömungsgeschwindigkeiten in den Leitungen und dadurch zu einer Änderung der Temperatur des Gases kommen. Für die Modellierung des Drehmoments ist ausschließlich der Druck in der Arbeitskammer relevant. Effekte, die die Temperatur des Gases betreffen, werden daher in dieser Arbeit vernachlässigt.

Die Arbeit, die ein Pneumatik-Zylinder ohne Totvolumen und mit einem maximalen Volumen der Arbeitskammer von V_{zy1} verrichtet, kann mit dem isobaren Prozess beschrieben werden als

$$W_{zy1} = p V_{zy1} \quad (2.27)$$

Dies liefert für einen Zylinder das gleiche Resultat wie eine Berechnung der Arbeit über die klassische Mechanik, denn

$$W_{zy1} = \int_1^2 F_{zy1} ds = F_{zy1} s_{zy1} = p A_{zy1} s_{zy1} = p V_{zy1} \quad (2.28)$$

Darin ist F_{zy1} die Kraft des Zylinders, s_{zy1} entspricht dem Hub und A_{zy1} repräsentiert die Kolbenfläche.

Die gesamte Arbeit, die bei der Befüllung von Arbeitskammern mit flexiblen Wänden (z. B. Bälgen, Ballonen oder PAMs) verrichtet wird, unterscheidet sich von der eben vorgestellten Betrachtung eines Zylinders. Bei Bälgen oder pneumatischen Muskeln ist die Kraft über den Hub nicht konstant, sondern nimmt mit zunehmendem Hub ab. Der vorrangige Effekt dafür ist in der geometrischen Formänderung zu finden. Dies wurde bereits detailliert in Abschnitt 2.2.2 und insbesondere Abbildung 2.5 begründet. Weiter wird bei Bälgen und Muskeln ein Teil der Kraft aufgewendet, um das Material zu verformen und zu dehnen

(repräsentiert durch die Zugfeder in Abbildung 2.6 und die Druckfeder in Abbildung 2.7). Bei Zylindern oder anderen Arbeitskammern mit starren Wänden ist dies nicht der Fall, weswegen die verrichtete Arbeit bei identischem Füllvolumen in der Regel höher ist. Für alle Aktoren mit über dem Hub veränderlichem Kraftverlauf kann die verrichtete Arbeit des Aktors nicht entsprechend Gleichung (2.27) beschrieben werden, sondern muss als Integral über den Hub mittels Gleichung (2.24) berechnet werden.

3 Antriebskonzepte

In den beiden vorangegangenen Kapiteln wurden sowohl Funktionsprinzipien pneumatischer Motoren als auch Aktoren identifiziert, die bei geeigneter Kombination in einem Antriebskonzept Drehantriebe mit den gewünschten Eigenschaften (siehe Abschnitt 1.3) ermöglichen. Für einen Drehantrieb können Funktionsprinzipien angewendet werden, die eine endlose Drehung ermöglichen und gleichzeitig den Einsatz von fest positionierten Aktoren erlauben. Die definierte Position ermöglicht den Anschluss eines Aktors über eine Schlauchleitung. Ein mit dem Aktor verbundenes Proportionalventil kann schließlich den Druck in der Arbeitskammer individuell regeln. Die eingesetzten Aktoren wiederum sollen über luftdicht ausgeführte Arbeitskammern verfügen und keine Reibung zwischen relativ zueinander beweglichen Bauteilen aufweisen.

In diesem Kapitel werden drei neu entworfene Antriebskonzepte vorgestellt. Ein tabellarischer Überblick über die Funktionsprinzipien wird in Tabelle 3.1 gegeben; ein grafischer in Abbildung 3.1.

Tabelle 3.1: Überblick über Funktionsprinzipien und Aktoren der Antriebskonzepte

Bezeichnung	Funktionsprinzip	Aktor	Wirkrichtung der Aktoren
Balg-Antrieb	Schubkurbel	Balg	radial nach außen drückend
PAM-Antrieb	Taumelscheibe	Muskel	axial ziehend
FHA-Antrieb	Schubkurbel	Ballon	radial nach innen drückend

Im ersten Antriebskonzept werden drei Bälge als Aktoren eingesetzt. Die Bälge sind in diesem Konzept an einem zentralen Strukturelement befestigt und üben Druckkräfte in radialer Richtung auf ein exzentrisch gelagertes Gehäuse aus. Der Mittelpunkt dieses Gehäuses (E in Abbildung 3.1) nutzt das Funktionsprinzip der Schubkurbel, um die Welle des Antriebs zu drehen. Im PAM-Antrieb – dargestellt in Zeile 2 – werden pneumatische Muskeln (Pneumatic Artificial Muscles - kurz PAMs) als Aktoren eingesetzt. Diese Aktoren ziehen am drehkoppelten Teil einer Taumelscheibe und erzeugen so ein Drehmoment an der Welle. Zeile 3 beschreibt den FHA-Antrieb. Beim neu entwickelten Fire Hose Actuator (kurz FHA) handelt es sich um einen Ballonaktor, dessen Arbeitskammer über flexible und quasi nicht dehnbare Wände verfügt. Vier Aktoren dieses Typs werden im FHA-Antrieb eingesetzt und üben eine Kraft auf den exzentrischen Teil der Antriebswelle entsprechend dem Funktionsprinzip einer Schubkurbel aus.

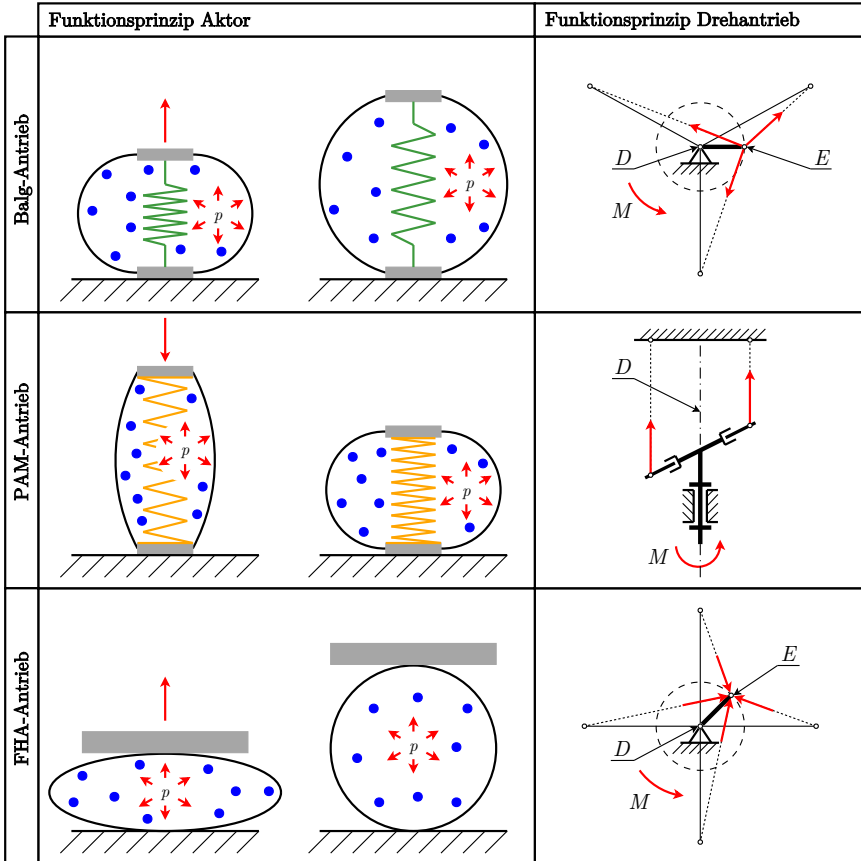


Abbildung 3.1: Übersicht über die realisierten Demonstratoren, Funktionsprinzipien der Aktoren links, vereinfachte Funktionsprinzipien der Drehantriebe rechts, Drehachse D , exzentrisch gelagerter Kraftangriffspunkt E , Drehmoment M .

In allen Funktionsprinzipien sind mindestens drei Aktoren notwendig, um eine endlose Drehung der Welle zu realisieren. Mit Hilfe von weiter detaillierten schematischen Darstellungen der Funktionsprinzipien wird die grundlegende Funktionsweise der Konzepte erläutert. Weiter werden die daraus abgeleiteten mechanischen Aufbauten der Antriebe schematisch dargelegt. Die Vorstellung der realisierten Antriebe erfolgt in Kapitel 5.

In Abschnitt 3.1 wird das Antriebskonzept des Balg-Antriebs präsentiert, gefolgt vom PAM-Antrieb in Abschnitt 3.2. Hiernach werden in Abschnitt 3.3 Aufbau und Funktionsprinzip des FHA-Antriebs beschrieben. Im Anschluss an die Vorstellung der mechanischen

Antriebskonzepte wird in Abschnitt 3.4 das mechatronische Steuerungssystem beschrieben, das für die Versuche und Messungen mit allen drei Antrieben eingesetzt wurde.

3.1 Balg-Antrieb

Das Hauptziel bei der Entwicklung des Balg-Antriebs ist es, den grundlegenden Funktionsnachweis für die in der Motivation beschriebene Idee eines nachgiebigen und gleichzeitig servopneumatisch positionierbaren Drehantriebs zu erbringen.

3.1.1 Funktionsprinzip des Balg-Antriebs

In Abbildung 3.2 ist das Funktionsprinzip des Balg-Antriebs schematisch dargestellt. Die Arbeitskammern sind in diesem Antriebskonzept an einem zentralen, fest stehenden Strukturelement befestigt und üben in radialer Richtung eine Druckkraft auf ein exzentrisch gelagertes Gehäuse aus. Die Drehachse D steht senkrecht auf der Abbildungsebene und schneidet diese im Mittelpunkt der zentralen Struktur. Das äußere Gehäuse G überträgt die Kraft der

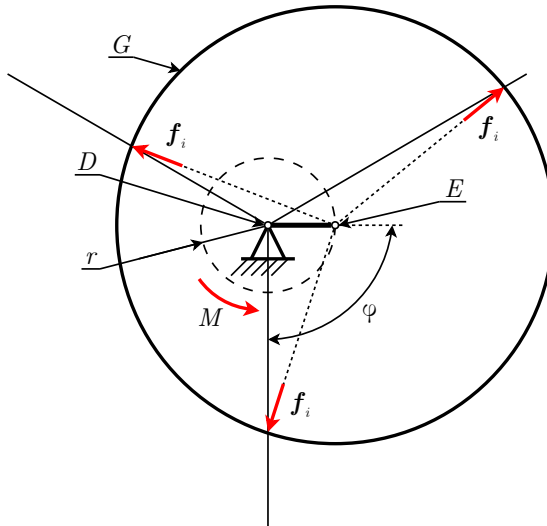


Abbildung 3.2: Schematische Darstellung des Funktionsprinzips des Balg-Antriebs, Ansicht normal zur Drehachse, Winkelposition φ , Mittelpunkt des Antriebs und Drehachse D , exzentrisch gelagertes Gehäuse G , Mittelpunkt des exzentrisch gelagerten Gehäuses E , Kreisbahn des Punktes E (schwarz gestrichelt), Radius der Kreisbahn r , Kräfte f_i , Drehmoment M .

Aktoren in seinem Mittelpunkt E exzentrisch auf die Antriebswelle. Der Abstand r entspricht dem Radius dieser Exzentrizität. Durch die Kräfte der Arbeitskammern kann der Mittelpunkt E des äußeren Gehäuses auf einer durch die Exzentrizität definierten Kreisbahn (schwarz gestrichelt) verschoben werden. Diese Verschiebung von E bewirkt entsprechend dem Funktionsprinzip einer Schubkurbel die Drehung der Antriebswelle. Werden die Arbeitskammern in geeigneter Sequenz mit Druck beaufschlagt, so ist eine endlose Drehung der Welle in beide Richtungen möglich.

Abbildung 3.3 zeigt eine schematische Ansicht des mechanischen Antriebskonzepts des Balg-Antriebs orthogonal zur Antriebswelle. Die zentrale Struktur in der Mitte steht fest (braun), die Aktoren sind an dieser Struktur befestigt und stehen ebenfalls fest. Im Schema sind die Aktoren ballonförmig dargestellt (blau), obwohl es sich um Bälge handelt. Die Aktoren üben eine Druckkraft auf das innere Gehäuse (gelb) aus. Das innere Gehäuse ist im äußeren Gehäuse (grün) mittels eines Dünnringlagers (rot) drehbar gelagert. Diese Lagerung sorgt dafür, dass es an der Kontaktfläche von Aktor und innerem Gehäuse nicht zum Auftreten von tangentialen Bewegungen kommt. In der schematischen Darstellung in Abbildung 3.3 beträgt die aktuelle Winkelposition $\varphi = 120^\circ$. Die Wirkrichtung der Kraft, die durch Balg 1 ausgeübt wird, wird im Schema von E nach P angenommen (orange gestrichelt). Punkt P ergibt sich als Schnittpunkt des inneren Gehäuses mit der Mittellinie des Antriebs. Die Kraft

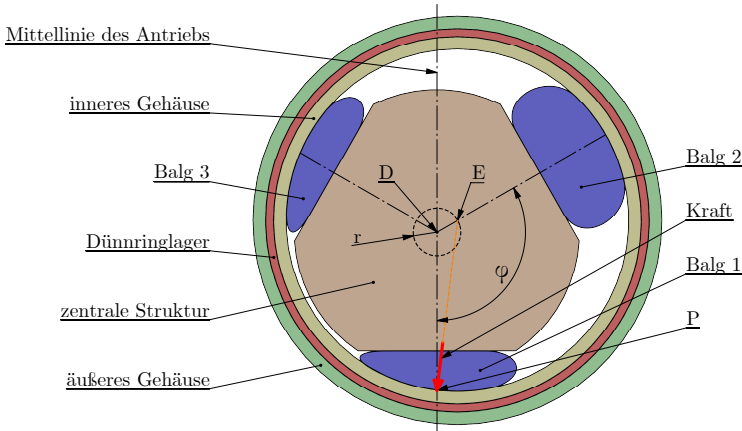


Abbildung 3.3: Schematische Darstellung des mechanischen Antriebskonzepts des Balg-Antriebs, Ansicht normal zur Drehachse, Winkelposition φ , Mittelpunkt der zentralen Struktur des Antriebs und Schnittpunkt der Drehachse D , Mittelpunkt des äußeren Gehäuses E , Kraftangriffspunkt P , Radius der Exzentrizität r , Kreisbahn des Punktes E (schwarz gestrichelt), Wirkrichtung der Kraft von E nach P (orange gestrichelt).

erzeugt über einen nicht dargestellten Hebelarm ein Drehmoment in positiver Richtung von φ . Die Funktion des Balg-Antriebs kann im Rahmen dieser Arbeit erfolgreich nachgewiesen werden und wird in Kapitel 5 mittels Drehmomentmessung quantifiziert.

3.2 PAM-Antrieb

Die angestrebten Untersuchungen zur servopneumatischen Positionierung sind mit dem Balg-Antrieb nicht im gewünschten Umfang möglich, da sich die Lebensdauer der Balg-Aktoren als nicht ausreichend erweist. Um dieses Ziel mit einem neuen Antriebskonzept zu erreichen, wird ein anderer Typ Arbeitskammer mit einer höheren Lebensdauer eingesetzt. Pneumatische Muskeln sind als industrielle Produkte am Markt in verschiedenen Baugrößen erhältlich und verfügen über eine ausreichend hohe Zyklusfestigkeit. In diesem Abschnitt wird ein Drehantrieb präsentiert, in dem PAMs als Aktoren eingesetzt werden. Dieser Antrieb wird im Weiteren als PAM-Antrieb bezeichnet. Neben den Untersuchungen zur servopneumatischen Positionierung sollen mit dem PAM-Antrieb auch höhere statische Drehmomente realisiert werden können.

3.2.1 Funktionsprinzip des PAM-Antriebs

Die PAMs üben eine Zugkraft aus und müssen daher in einem Drehantrieb dementsprechend eingesetzt werden (Festo 2019). Obwohl PAMs aus flexiblem und dehnbarem Wandmaterial aufgebaut sind, sollten diese im Idealfall nur für lineare Bewegungen ohne Biegung eingesetzt werden. In Abbildung 3.4 ist das Funktionsprinzip des PAM-Antriebs schematisch dargestellt.

Um aus den Zugkräften und der damit verbundenen Kontraktion in Längsrichtung eine Drehbewegung zu generieren, wird eine Taumelscheibe eingesetzt. Die Taumelscheibe ist um den Winkel β_t geneigt. Am drehentkoppelten äußeren Teil der Taumelscheibe greifen die Zugkräfte der Aktoren an. Diese Drehentkopplung der äußeren Taumelscheibe und die Gelenkkopfverbinder, mit denen die PAMs daran befestigt sind, erlauben es, die Arbeitskammern belastungsgerecht, das heißt lediglich mit Verkürzung in Längsrichtung und nahezu ohne Biegung, einzusetzen.

Dieses Funktionsprinzip ähnelt dem von Axialkolbenmotoren und weist ebenfalls eine gewisse Ähnlichkeit zu den insbesondere in der Hydraulik bekannten Axialkolbenpumpen auf. In Abbildung 3.5 ist das Funktionsprinzip dreidimensional dargestellt. Zur besseren Übersichtlichkeit ist lediglich die Kraft eines Aktors eingezeichnet (blau).

Die Aktoren drehen sich im vorliegenden Funktionsprinzip nicht, sondern üben lediglich eine Zugkraft (blau) auf den drehentkoppelten Teil der Taumelscheibe, die äußere Taumelscheibe (rosa), aus. Die innere Taumelscheibe (grün) ist in einem fixen Winkel fest mit der

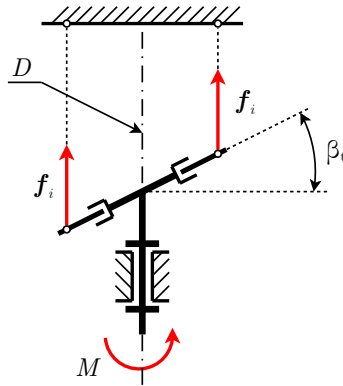


Abbildung 3.4: Schematische Darstellung des Funktionsprinzips des PAM-Antriebs, Ansicht parallel zur Drehachse, Drehachse D , Neigungswinkel der Taumelscheibe β_i , Kräfte f_i , Drehmoment M .

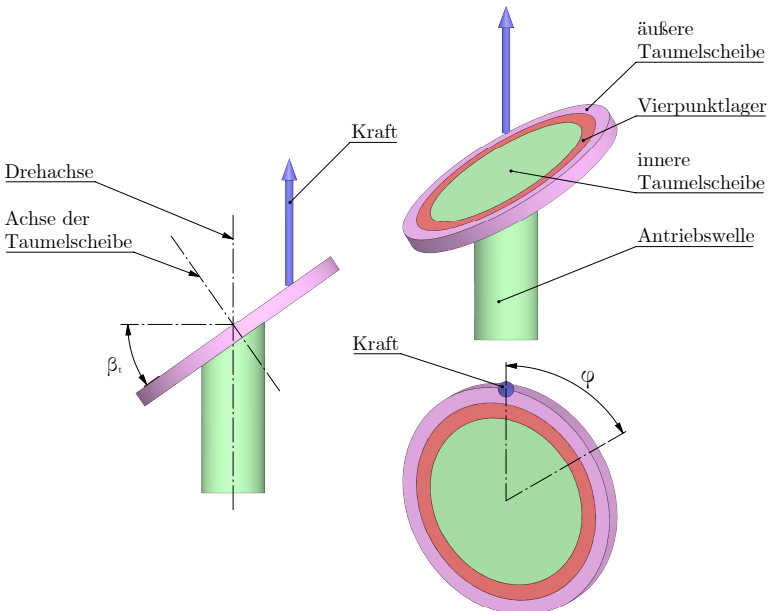


Abbildung 3.5: Schematische Darstellung des mechanischen Antriebskonzepts des PAM-Antriebs, Winkelposition φ , Neigungswinkel der Taumelscheibe β_i .

Antriebswelle (grün) verbunden. Die Antriebswelle kann sich frei um die Drehachse drehen. Die Zugkraft eines PAMs erzeugt ein Drehmoment an der inneren Taumelscheibe und der Antriebswelle. Liegt kein Gegenmoment an, so dreht sich die Antriebswelle um den Winkel φ in eine Position, die es dem pneumatischen Muskel ermöglicht, sich zu verkürzen. Das Vierpunktlager (rot) entkoppelt die Drehbewegung der inneren Taumelscheibe von der äußeren Taumelscheibe. Eine Verdrehsicherung der äußeren Taumelscheibe parallel zur Drehachse (nicht dargestellt in den Abbildungen 3.4 und 3.5) gewährleistet eine lineare Verschiebung der Kraftangriffspunkte und verhindert eine Verdrehung der äußeren Taumelscheibe und somit eine unerwünschte Biegung der PAMs.

Die lange Lebensdauer der PAMs ermöglicht eine detaillierte Untersuchung aller Eigenschaften des Antriebs. Insbesondere bezüglich der servopneumatischen Positionierung können mit diesem Antriebskonzept unterschiedliche Ansätze entwickelt und evaluiert werden.

3.3 FHA-Antrieb

Im dritten Antriebskonzept soll das erreichbare Drehmoment nochmals gesteigert werden. Um dies zu erreichen, werden neu entwickelte Ballonaktoren in einer radialen Anordnung genutzt, um wie bei einem Radialkolbenmotor oder Sternmotor eine zentrale Kurbelwelle zu drehen. Als flexibles und quasi nicht dehnbares Wandmaterial des Ballonaktors wird ein Segment aus Gewebeslauch eingesetzt. In Form von Feuerwehrschräuchen sind unterschiedliche Gewebeschräuche verfügbar, die als Arbeitskammern genutzt werden können.

Inspiziert durch die Arbeit von Ivlev (2009) entstand die Idee, einen pneumatischen Aktor zu entwerfen, der einen Feuerwehrschräuch als Wandmaterial der Arbeitskammer nutzt. Feuerwehrschräuch ist kostengünstig und in verschiedenen Typen und Durchmessern verfügbar. Darüber hinaus ist das Material sehr robust und die Schräuche sind auf einen Arbeitsdruck von 1600 kPa ausgelegt. Die exakten Spezifikationen und auch die Möglichkeiten, um Verbindungen zwischen Schlauch und Schlauchverbindern herzustellen, sind in DIN 14811 beschrieben. Die Dehnung des Feuerwehrschräuchmaterials wird beim betrachteten Arbeitsdruck als vernachlässigbar angenommen. Dementsprechend handelt sich bei einem FHA um einen Ballonaktor (siehe Abschnitt 2.2.2.2). Im Vergleich zu Bälgen und Muskeln wird bei der Expansion dieses Aktors keine Kraft für die Dehnung und Verformung des Wandmaterials aufgewendet. Die Herausforderung besteht darin, einen in praktischen Anwendungen einsetzbaren Aktor zu konzipieren. Stabile und dichte Schlauchenden müssen realisiert werden und der neue Aktor, genannt Fire Hose Actuator oder kurz FHA, soll in einem Drehantrieb einsetzbar sein. Ziel der Arbeiten hinsichtlich FHA und FHA-Antrieb ist es, nicht nur einen neuen Typ von Aktor zu entwickeln, sondern diesen neuen Aktor in geeigneter Weise in einem Drehantrieb einzusetzen. In diesem Abschnitt wird zunächst das

Funktionsprinzips des FHA-Antriebs erläutert, gefolgt von einer schematischen Beschreibung der mechanischen Umsetzung dieses Funktionsprinzips.

3.3.1 Funktionsprinzip des FHA-Antriebs

Das Funktionsprinzip soll einen für die FHAs und insbesondere für die Schlauchsegmente geeigneten Belastungsfall darstellen und gleichzeitig hohe Drehmomente ermöglichen. Es ist in Abbildung 3.6 schematisch dargestellt. Durch die Kräfte der Ballonaktoren wird der exzentrische Teil der Antriebswelle, Punkt E , entsprechend dem Schubkurbelprinzip auf einer Kreisbahn bewegt. Mit diesem Funktionsprinzip ist eine endlose Drehung der Welle in beide Richtungen möglich.

Die FHAs werden im Antrieb längs in eine halbkreisförmige Gegenlagerstruktur mit ähnlichem Durchmesser eingelegt. Die Gelenkkopfverbinder werden an senkrecht stehenden Strukturbauteilen angebracht, dadurch sind die Positionen der FHAs grob definiert. Um mit dem FHA eine Kraft zu erzeugen, ist ein Körper notwendig, der die kreisförmige Form des Feuerwehrschauchsegmentes deformiert. Beaufschlagt man den FHA im deformierten

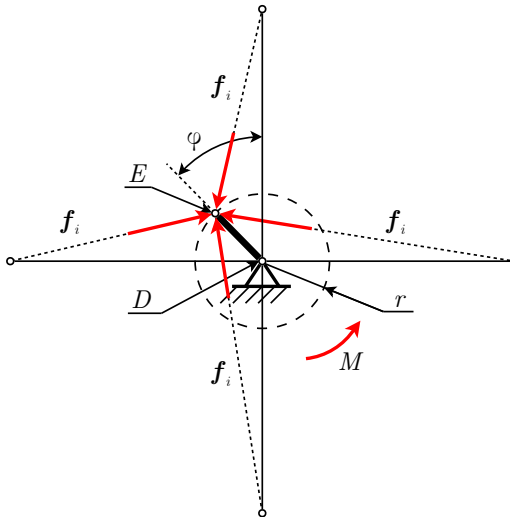


Abbildung 3.6: Schematische Darstellung des Funktionsprinzips des FHA-Antriebs, Ansicht normal zur Drehachse, Winkelposition φ , Mittelpunkt des Antriebs und Drehachse D , Mittelpunkt des exzentrischen Teils der Antriebswelle E , Kreisbahn des Punktes E (schwarz gestrichelt), Radius der Kreisbahn r , Kräfte f_i , Drehmoment M .

Zustand mit Druckluft, so übt der FHA im gesamten Bereich des Schlauches, der den deformierenden Körper berührt, eine Druckkraft auf diesen Körper aus. Dieser Effekt wird im FHA-Antrieb genutzt, um einen exzentrisch gelagerten Walzenkörper zu bewegen. In Abbildung 3.7 ist der mechanische Aufbau schematisch dargestellt und die Kraft, die durch FHA 1 ausgeübt wird, ist vereinfacht als Einzelkraft eingezeichnet. Der Punkt D entspricht dem Mittelpunkt des Antriebs. In diesem Punkt schneidet die Drehachse des Antriebs die Abbildungsebene. Der Walzenkörper ist über eine Exzentrizität r fix mit der Antriebswelle verbunden. Der Mittelpunkt des Walzenkörpers E beschreibt eine Kreisbahn um die Drehachse (schwarz gestrichelt). Da die Aktoren ihren ursprünglich kreisförmigen Querschnitt annehmen wollen, führt die Beaufschlagung eines deformierten FHAs mit Druck zu einer Kraft auf den Walzenkörper. Diese Kraft erzeugt folglich ein Drehmoment an der Antriebswelle. Kommt es bedingt durch die Druckkräfte zu einer Formänderung der FHAs, so wird der Punkt E entlang der Kreisbahn verschoben, was wiederum zu einer Drehung der Antriebswelle führt. In Abhängigkeit von Betrag und Richtung der Kräfte, der aktuellen Winkelposition φ sowie den daraus resultierenden Hebelverhältnissen entsteht ein entsprechendes Drehmoment an der Antriebswelle. Der Walzenkörper ist um den exzentrischen Teil der Antriebswelle drehbar

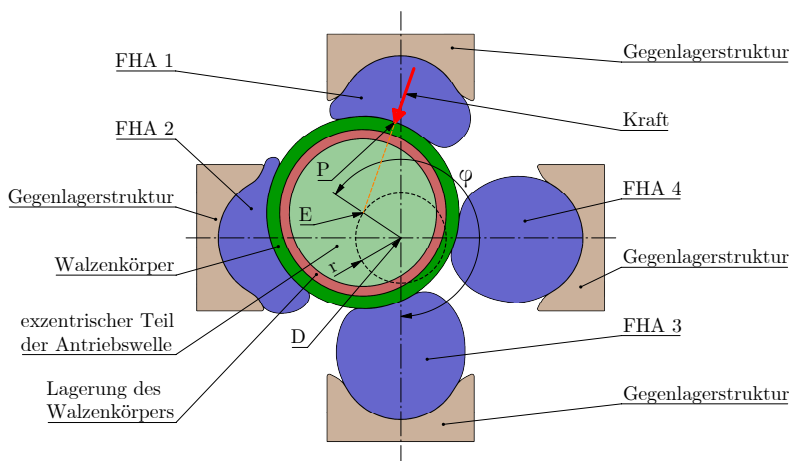


Abbildung 3.7: Schematische Darstellung des mechanischen Antriebskonzepts des FHA-Antriebs, Schnittansicht normal zur Drehachse, Winkelposition φ , Mittelpunkt des Antriebs und Drehachse D , Kraftangriffspunkt P , Radius der Exzentrizität r , Kreisbahn des Punktes E (schwarz gestrichelt), Wirkrichtung der Kraft von P nach E (orange gestrichelt).

gelagert, um tangentielle Bewegungen zwischen den FHAs und dem Walzenkörper weitgehend zu vermeiden.

Die Funktion dieses Antriebskonzepts ist gegeben, beim Betrieb treten jedoch diverse Probleme auf, die in Kapitel 5 detailliert beschrieben werden. Ein Patent, in dem verschiedene Antriebskonzepte und Konstruktionsmöglichkeiten für endlos drehbare Antriebe beschrieben sind, wurde eingereicht und offengelegt (Patentschrift DE 102016217198 A1 2018).

3.4 Steuerungskonzept zur servopneumatischen Positionierung

Eines der Ziele dieser Arbeit ist es, pneumatische Drehantriebe zu realisieren, die sich servopneumatisch positionieren lassen und sich dadurch für einen Einsatz in der Robotik eignen. Um servopneumatische Positioniervorgänge in der Praxis auszuführen, ist ein mechatronisches Steuerungssystem notwendig, das die aktuelle Winkelposition erfassen und die Drücke in den Arbeitskammern individuell einstellen kann. Für jeden der Drehantriebe mit n Arbeitskammern ergibt sich daher ein pneumatisches Schaltbild wie in Abbildung 3.8 dargestellt. Als Ventile werden pneumatische Proportionalventile eingesetzt. Die gezeigte Schaltung ermöglicht, mithilfe der Proportionalventile das Druckniveau in der zugehörigen Arbeitskammer individuell zu regeln.

In Abbildung 3.9 ist der Aufbau des Steuerungskonzepts schematisch dargestellt. Die Elemente, die sich im oberen rot gestrichelten Rahmen befinden, laufen auf einer SPS und dem Steuerungs-PC ab. Die Elemente im unteren grün gestrichelten Rahmen laufen im Proportio-

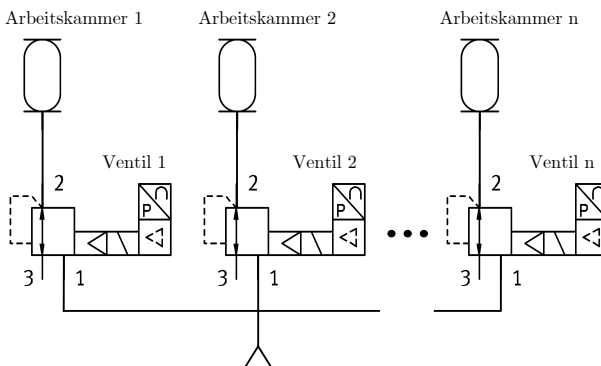


Abbildung 3.8: Pneumatischer Schaltplan des Steuerungssystems für 1 bis n Arbeitskammern, die Aktoren sind exemplarisch mit dem Symbol eines PAMs dargestellt.

nalventil und dem Drehantrieb ab. Die Winkelposition des Drehantriebs φ_{ist} wird sensorisch erfasst und in die verschiedenen Blöcke der Steuerung als Eingangssignal zurückgeführt. Um Bewegungen zu realisieren, wird von einem Regler, basierend auf der aktuellen Position und der Sollposition φ_{soll} ein internes Drehmoment berechnet. Anschließend wird dieses anhand einer Transformation, dem sogenannten Torque mapping, anteilig auf die Arbeitskammern aufgeteilt, die in die entsprechende Drehrichtung wirken. Das aufgeteilte Drehmoment wird mit dem Modell des Drehmoments in Kräfte der Arbeitskammern umgerechnet. Mit dem Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang einer Arbeitskammer kann schließlich der Druck berechnet werden, der zur Erzeugung dieser Kraft vom Ventil eingestellt werden muss. Der reale

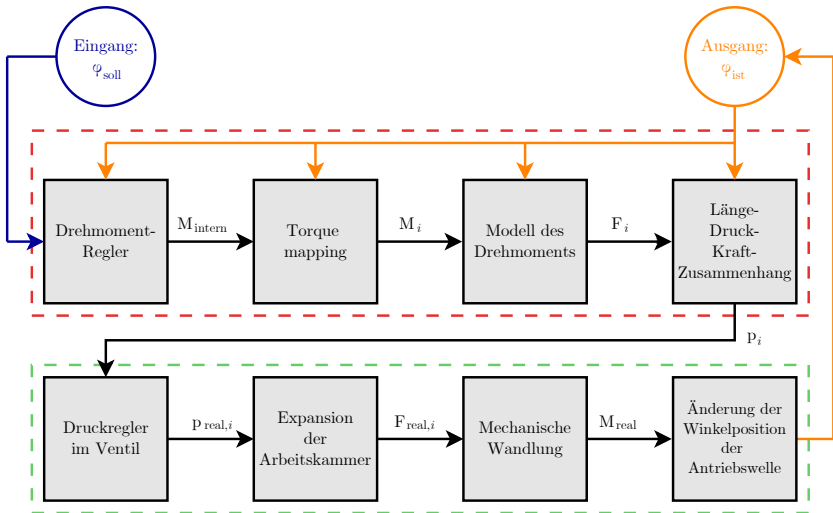


Abbildung 3.9: Schematische Darstellung des Steuerungskonzepts zur servopneumatischen Positionierung, Elemente, die auf der SPS und dem Steuerungs-PC ablaufen, befinden sich im rot gestrichelten Rahmen, Elemente, die im Ventil und dem realen Drehantrieb ablaufen, befinden sich im grün gestrichelten Rahmen, Eingangssignal φ_{soll} , zurückgeführtes Ausgangssignal φ_{ist} .

Druck in einer Arbeitskammer $p_{\text{real},i}$ und die konkrete von einem Aktor ausgeübte Kraft $F_{\text{real},i}$ sind dabei für das tatsächlich im Antrieb erzeugte Drehmoment M_{real} maßgeblich.

Die Regelungstechnik allgemein und die Positions- und Kraftregelung pneumatischer Antriebe im Speziellen stellen eigene Forschungsgebiete dar. Der in Abbildung 3.9 als Kasten dargestellte Regler und ebenso das Torque mapping sind darum nicht Bestandteil der vorliegenden Arbeit. Da zum Nachweis der servopneumatischen Positionierung geeignete Regler und Torque mappings notwendig sind, wurden diese Komponenten in zwei studentischen

Arbeiten entworfen und getestet (Schäffer 2017; Schanz 2018). Eine Zusammenfassung der grundlegenden Untersuchungen zur Positionsregelung ist in Stoll et al. (2019b) zu finden.

3.5 Zusammenfassung

In Kapitel 3 wurden drei neu entwickelte Antriebskonzepte vorgestellt. Die gewählten mechanischen Funktionsprinzipien ermöglichen in allen Fällen eine endlose Drehung der Welle. In allen Antriebskonzepten werden Aktoren eingesetzt, die ohne Reibung zwischen relativ zueinander beweglichen Bauteilen auskommen und somit eine servopneumatische Positionierung grundsätzlich ermöglichen. Bei Bälgen und Muskeln handelt es sich um bekannte Bauformen pneumatischer Aktoren. Die Fire Hose Actuators, die im FHA-Antrieb eingesetzt werden, wurden im Rahmen dieser Arbeit neu entwickelt. Der Aufbau der FHAs wird in Abschnitt 5.4.1 detailliert beschrieben.

Im gewählten Ansatz zur servopneumatischen Positionsregelung aus Abbildung 3.9 ist neben dem Drehmomentregler und der Aufteilung des Moments auf die Arbeitskammern, dem sogenannten Torque Mapping, auch ein Modell des Drehmoments notwendig. Mit diesem Modell wird die Kraft F_i berechnet, die ein Aktor ausüben muss, um das vorgegebene Drehmoment M_i zu erzeugen. Weiter kann mittels des Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs eines Aktors der Druck p_i ermittelt werden, der für diese Kraft in der Arbeitskammer eingestellt werden muss. Im nächsten Schritt wird dann der Druck in der Arbeitskammer von einem Proportionalventil tatsächlich eingeregelt.

Zur Auslegung weiterer Drehantriebe und zum Nachweis der servopneumatischen Positionierbarkeit sind folglich sowohl ein Modell des Drehmoments eines Drehantriebs als auch ein Modell des Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs eines Aktors notwendig.

4 Modellierung

Neben der grundsätzlichen Möglichkeit, Drehantriebe servopneumatisch zu positionieren, ist das kontinuierlich verfügbare Drehmoment eines Antriebs eine wichtige Größe. Ein Modell des Drehmomentverlaufs über einer Umdrehung der Antriebswelle ist wiederum für die servopneumatische Positionierung in der Regel notwendig, darüber hinaus kann es für die detaillierte Auslegung hilfreich sein. Voraussetzung für die Modellierung des Drehmoments ist es, zunächst die Kraft zu kennen, die ein Aktor bei einer definierten Länge und einem definierten Druck in der Arbeitskammer im Antrieb ausübt. Im vorliegenden Kapitel wird zunächst in Abschnitt 4.1 eine für alle in dieser Arbeit eingesetzten Aktoren anwendbare parametrische Approximation des Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs der Aktoren vorgestellt. Ist die Kraft bekannt, die die Aktoren ausüben, so kann das Drehmoment berechnet werden, das ein Antrieb erzeugt. In Abschnitt 4.2 wird das Drehmoment des Balg-Antriebs modelliert, gefolgt von der Herleitung des Modells des PAM-Antriebs in Abschnitt 4.3. Zuletzt wird der Verlauf des Drehmoments des FHA-Antriebs in Abschnitt 4.4 modelliert.

Für die Entwicklung neuer Drehantriebe ist es hilfreich, die Höhe des kontinuierlich verfügbaren Drehmoments bereits in der Entwurfsphase abschätzen zu können. In Abschnitt 4.5 wird zu diesem Zweck eine Theorie präsentiert, die eine solche Abschätzung ermöglicht.

Statisches Drehmoment

Die Geschwindigkeiten, mit denen ein kollaborativer Roboter Bewegungen ausführt, sind im Vergleich zu Industrierobotern etwas langsamer. Ursache hierfür ist die kinetische Energie der bewegten Masse des Roboters, die im Falle eines transienten Kontakts, also eines Kraft übertragenden freien Stoßes ohne Klemmgefahr zwischen Menschen und Roboter, bereits zu signifikanten Verletzungen führen kann. Dieses Unfallrisiko ist unabhängig davon, ob eine Kraft- und Leistungsbegrenzung vorhanden ist oder nicht, da es allein aus der kinetischen Energie der bewegten Masse entsteht. Die in der Technischen Spezifikation DIN ISO/TS 15066 empfohlenen maximalen Geschwindigkeiten für kollaborative Roboter hängen darum von der effektiven Masse des Roboters ab. Wird entsprechend DIN ISO/TS 15066 eine effektive Masse des Roboters von 10 kg angenommen, so kann aus der zugehörigen Tabelle entnommen werden, dass bei einem möglichen transienten Kontakt mit der Hand und den Fingern eine Geschwindigkeit von 2000 mm/s zulässig ist. Bei diesem Kontakt handelt es sich um die am wenigsten kritischen Körperteile. Kann es bei gleicher effektiver Masse des Roboters zu

einem transienten Kontakt mit dem Unterarm kommen, so wird die zulässige Geschwindigkeit auf 1400 mm/s reduziert. Ist ein transienter Kontakt mit dem Brustkorb möglich, so sind nur noch 520 mm/s zulässig. Die Betrachtung des kollaborativen Roboters vom Typ UR10e (siehe Abbildung 1.1) zeigt, dass bei einer Reichweite von 1300 mm und voll ausgestrecktem Roboterarm schon eine langsame Drehung der ersten Achse mit

$$\omega = \dot{\varphi} = \frac{\pi}{2} = 15 \text{ rpm} \quad (4.1)$$

zu einer Geschwindigkeit am TCP von

$$v = \omega r = \frac{\pi}{2} r = 2042 \text{ mm/s} \quad (4.2)$$

führt. Darin ist ω die Winkelgeschwindigkeit der Drehachse und v die Geschwindigkeit am TCP.

Im oben beschriebenen Szenario liegt die Geschwindigkeit des TCP bei ausgestrecktem Roboterarm und einer Drehzahl von 15 rpm der ersten Achse bereits leicht über der Geschwindigkeit, die im relativ harmlosen Kontaktfall zwischen Roboter und Hand am TCP zulässig ist.

Es wird erwartet, dass Drehzahlen höher als 15 rpm mit den Antrieben problemlos erreicht werden können. Für die Modellierung der Antriebe wird daher angenommen, dass eine statische Betrachtung des Drehmoments ausreichend ist. Folglich werden dynamische Vorgänge – wie das Einströmen der Luft in die Arbeitskammer – in den vorgestellten Ansätzen nicht berücksichtigt. Sollten die Experimente zeigen, dass eine Drehzahlgrenze bereits im Bereich von 15 rpm erreicht werden könnte, so wird eine dynamische Betrachtung der Drehmomentenerzeugung notwendig, um belastbare Aussagen zum erreichbaren Drehmoment im Einsatz zu erzielen. Alternativ könnte zunächst durch die Wahl größerer Leitungsquerschnitte – insbesondere in den kritisch durchströmten Komponenten (Ventil, Leitungen, Verbinder etc.) – der Durchfluss erhöht werden, um so ein dynamischeres Verhalten der Drehantriebe zu ermöglichen.

Basierend auf den Betrachtungen bezüglich der Bewegungsgeschwindigkeiten kollaborativer Roboter ist es das Ziel dieses Kapitels, die statische Drehmomentverteilung über einer Umdrehung der Antriebswelle zu modellieren. Diese Modelle können auch für die spätere Regelung der Drehantriebe hilfreich sein.

4.1 Modellierung des Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs der Aktoren

Von den Proportionalventilen wird der Druck p_i in der jeweiligen Arbeitskammer eingestellt. Entsprechend Gleichung (2.19) und dem Schema in Abbildung 3.9 ist jedoch die Kraft vorgegeben, die der Aktor ausübt. In den Antrieben sind durch die mechanischen Dimensionen zu jeder Winkelstellung der Antriebswelle auch die Längen der Aktoren und die Hebelverhältnisse bei der Drehmomenterzeugung eindeutig definiert. Als Messgröße wird die Winkelposition der Antriebswelle über externe Winkelsensoren erfasst. Basierend auf dem Drehwinkel können die Verlängerung oder Verkürzung eines Aktors und der effektive Hebelarm über die geometrischen Zusammenhänge berechnet werden. In diesem Abschnitt werden diese daher als gegeben angenommen.

Benötigt wird zusätzlich eine mathematische Modellierung des Zusammenhangs zwischen momentaner Länge des Aktors, dem Druckniveau, mit dem die Arbeitskammer beaufschlagt ist, und der Kraft, die der Aktor auf die angrenzenden Bauteile ausübt. Im Verlauf dieser Arbeit wird für diesen Zusammenhang, wie in der Überschrift dieses Abschnitts, die Bezeichnung Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang verwendet. Der Zusammenhang dieser drei Größen wird anschaulich durch eine Fläche im dreidimensionalen Raum abgebildet.

Wie in Abschnitt 2.4 erwähnt, existiert zu jeder Winkelposition φ der Antriebswelle eine durch die Mechanik bedingte, eindeutige geometrische Form des Aktors. In der Regel weicht diese Form von der neutralen, also der geometrischen Form des Aktors im entlüfteten Zustand ab. Als Maß für die Abweichung von der neutralen Form eines Aktors wird die Längenänderung δ eines Aktors gewählt. Je nach Typ des Aktors bezeichnet δ eine Verlängerung (Bälge) eine Verkürzung (Muskeln) oder eine Deformation (Ballone). Bei gegebenem δ des Aktors können nun verschiedene Drücke p in der Arbeitskammer eingestellt werden, die wiederum unterschiedliche Kräfte F zur Folge haben. Für die Kraft gilt

$$F = F(\varphi, p) \quad \text{und weiter} \quad F = F(\delta, p) \quad . \quad (4.3)$$

Im statischen Fall kann der Aktor als fest eingespannt betrachtet werden. Weiter wird angenommen, dass die Arbeitskammer ihre geometrische Form nicht in Abhängigkeit vom Druck p ändert. Diese Annahme trifft für alle verwendeten Aktoren weitgehend zu und kann durch optische Betrachtung der Aktoren bei konstanter Länge und steigendem Druck überprüft werden. Diese Annahme wurde bereits in Abschnitt 2.2.2 dargelegt und mittels Abbildung 2.5 verdeutlicht. Aus Gleichung (2.15) ergibt sich damit ein linearer Zusammenhang zwischen Druck und Kraft bei gegebener konstanter Länge, sprich geometrisch quasi konstanter Form

der Arbeitskammer. Unter der Annahme

$$n = \text{konst.} \quad \text{und} \quad A = \text{konst.} \quad (4.4)$$

bleibt als einzige Veränderliche in Gleichung (2.15) der Druck p , der linear in die Gleichung eingeht. Es bietet sich daher der von Schäffer (2017) gewählte Ansatz

$$F_i = c_1 p_i + c_2 \quad (4.5)$$

für die Modellierung des Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs an. Für die Approximation der beiden Parameter werden Polynome zweiter und vierter Ordnung gewählt. Beide Parameter sind von der aktuellen Längenänderung δ des Aktors abhängig. In diesem Ansatz beschreibt der Parameter $c_1(\delta)$ die Steigung der Geraden zu

$$c_1 = a_1 \delta^2 + a_2 \delta + a_3 \quad . \quad (4.6)$$

Der Parameter $c_2(\delta)$ beschreibt den Y-Achsenabschnitt mit

$$c_2 = b_1 \delta^4 + b_2 \delta^3 + b_3 \delta^2 + b_4 \delta + b_5 \quad . \quad (4.7)$$

In der Approximation von c_2 wiederum wird der Parameter b_5 allgemein zu

$$b_5 = 0 \quad (4.8)$$

gesetzt, da eine entlüftete Arbeitskammer ($p = 0$) auch keine Kraft im Drehantrieb ausübt. Umgekehrt muss das Modell aus Gleichung (4.5) für $p = 0$ auch $F = 0$ liefern. Die Längenänderung δ eines Aktors wird im Rahmen dieser Arbeit in der Einheit Millimeter angegeben. Einsetzen von Gleichung (4.6) und (4.7) in Gleichung (4.5) ergibt schließlich das Modell zur Beschreibung des Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs eines Aktors zu

$$F_i = (a_1 \delta^2 + a_2 \delta + a_3) p_i + b_1 \delta^4 + b_2 \delta^3 + b_3 \delta^2 + b_4 \delta \quad . \quad (4.9)$$

Um dieses allgemeine Modell für den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang zu parametrieren, ist zunächst eine Datenbasis – typischerweise bestehend aus mehreren Messreihen – notwendig. Anhand dieser Datenbasis können die für die Modellierung des Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs notwendigen Parameter a_1 bis a_3 und b_1 bis b_4 bestimmt werden. Ein Vergleich der Messdaten mit dem parametrierten Modell wurde für die prototypischen Aktoren durchgeführt. Da keine signifikanten Abweichungen festgestellt werden konnten, wurde auf weitere Optimierungen des vorgestellten Modells verzichtet. Das Modell für den

Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang wurde zusammen mit den Torque Mappings und dem Vergleich der Regelungsansätze bereits veröffentlicht (Stoll et al. 2019b).

4.2 Modellierung des Balg-Antriebs

Für die Modellierung des statischen Drehmoments des Balg-Antriebs werden nur die Bälge als Aktoren modelliert, obwohl auch Fahrradschläuche als Arbeitskammern untersucht wurden und es wird die Drehmomentverteilung berechnet, die beim Einsatz von drei Bälgen zu erwarten ist. Die initial verwendeten Fahrradschlauch-Arbeitskammern können nicht sinnvoll untersucht werden, da bereits im Rahmen der ersten Messungen eine starke Hysterese und eine plastische Verformung der Arbeitskammern nach wenigen Zyklen zu beobachten war. Da es sich bei den Bälgen um Prototypen handelt, lag kein Kennfeld des Herstellers vor, das den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang beschreibt. Es wurden daher Messreihen dieser Charakteristik aufgenommen.

4.2.1 Modellierung des Drehmoments des Balg-Antriebs

Die mathematische Modellierung der statischen Drehmomentverteilung kann nun basierend auf den geometrischen Randbedingungen, die durch die Mechanik definiert sind, und der zuvor beschriebenen Modellierung des Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs durchgeführt werden. In Abbildung 4.1 ist eine schematische Darstellung der Drehmomententstehung als Grundlage der mathematischen Modellierung zu sehen. Die Betrachtung wird vereinfacht, da alle Kräfte in einer Ebene liegen. Zur Berechnung des Drehmoments sind entsprechend der Herleitung aus Abschnitt 2.4 zum einen der Angriffspunkt und die Orientierung der Kraft, die durch eine Arbeitskammer auf das innere Gehäuse des Antriebs ausgeübt wird, zu beschreiben. Zum anderen ist der effektive Hebelarm für die Modellierung notwendig. Da sich die vorgestellte Modellierung primär auf die Bälge und nicht auf die Fahrradschläuche bezieht, wird keine Flächenlast angenommen, sondern die Kraft als Punktlast betrachtet. Die Position der Kraftübertragung der Punktlast wird im Mittelpunkt des zusätzlichen Endstücks des Balgs (d in Abbildung 5.2) angesetzt. Als Kraftangriffspunkt wird der in Abbildung 4.1 als $P3$ bezeichnete Punkt angenommen. Dieser Punkt ergibt sich als Schnittpunkt der Mittellinie des Balgs 1 mit dem inneren Gehäuse. Der Punkt $P3$ verschiebt sich abhängig von der Winkelposition φ des Drehantriebs entlang der Mittellinie des Balgs. Als Orientierung des Kraftvektors wird die Richtung des Vektors \mathbf{s}_{23} von Punkt $P3$ und Punkt $P2$ angenommen (orange gestrichelte Linie). $P2$ befindet sich am Ende der Exzentrizität $r_{1,\text{balg}}$ und hängt von der Länge von $r_{1,\text{balg}}$ und der aktuellen Winkelposition φ des Drehantriebs ab. Der Mittelpunkt der fixen Struktur ist als Punkt $P1$ bezeichnet, die Drehachse steht senkrecht auf diesem Punkt.

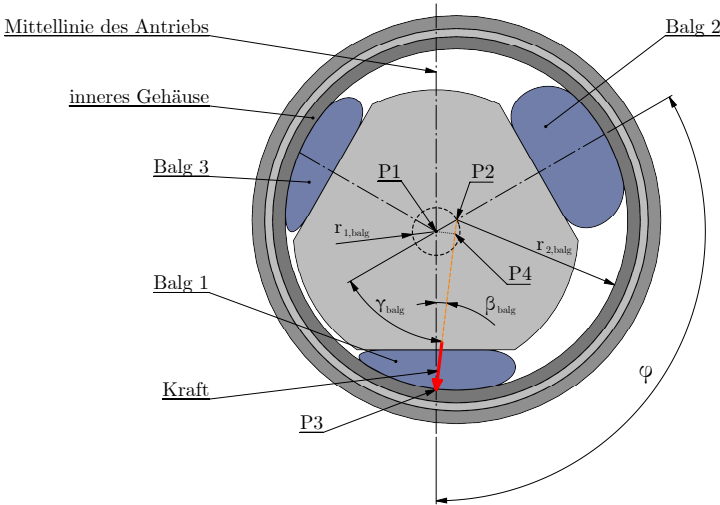


Abbildung 4.1: Schematische Darstellung der Drehmomentmodellierung des Balg-Antriebs, Mittelpunkt des Antriebs und Schnittpunkt der Drehachse $P1$, Mittelpunkt des inneren Gehäuses $P2$, Kraftangriffspunkt $P3$, Orientierung der Kraft (orange gestrichelt), effektiver Hebelarm $h_{\text{balg,eff}}$ (schwarz gepunktet), Fußpunkt des effektiven Hebelarms $P4$, Exzentrizität $r_{1,\text{balg}}$, Kreisbahn des Punktes $P2$ (schwarz gestrichelt), Radius des inneren Gehäuses $r_{2,\text{balg}}$, Winkel im Dreieck $P1, P2, P3$, β_{balg} und γ_{balg} , aktuelle Winkelposition φ .

$P4$ beschreibt den Fußpunkt der Höhe über s_{23} im Dreieck $P1, P2, P3$. Diese Höhe wird mit dem Vektor s_{14} beschrieben. Die Länge dieser Höhe entspricht dem Betrag des Vektors und repräsentiert gleichzeitig den effektiven Hebelarm $h_{\text{balg,eff}}$ (schwarz gepunktete Linie). Weiter wird der Vektor von $P1$ nach $P3$ als s_{13} und sein Betrag als s_{13} bezeichnet.

Der Sinussatz liefert für ein beliebiges Dreieck mit den Seiten a_d , b_d und c_d und den Winkeln α_d , β_d und γ_d den Zusammenhang

$$\frac{a_d}{\sin(\alpha_d)} = \frac{b_d}{\sin(\beta_d)} = \frac{c_d}{\sin(\gamma_d)} . \quad (4.10)$$

Im Dreieck $P1, P2, P3$ mit den Seitenlängen $s_{12} = r_{1,\text{balg}}$, $s_{23} = r_{2,\text{balg}}$ und s_{13} sind die Radien $r_{1,\text{balg}}$ und $r_{2,\text{balg}}$ bekannt. Der Sinussatz liefert für dieses Dreieck

$$\frac{r_{2,\text{balg}}}{\sin(\varphi)} = \frac{r_{1,\text{balg}}}{\sin(\beta_{\text{balg}})} = \frac{s_{13}}{\sin(\gamma_{\text{balg}})} . \quad (4.11)$$

Löst man Gleichung (4.11) nach β_{balg} auf, so erhält man

$$\beta_{\text{balg}} = \arcsin\left(\frac{r_{1,\text{balg}}}{r_{2,\text{balg}}} \sin(\varphi)\right) . \quad (4.12)$$

Da φ und β_{balg} bekannt sind, folgt

$$\gamma_{\text{balg}} = \pi - \varphi - \beta_{\text{balg}} . \quad (4.13)$$

In kleinen rechtwinkligen Dreieck $P1$, $P2$, $P4$ kann mit der bekannten Seitenlänge $r_{1,\text{balg}}$ und dem Winkel γ_{balg} der effektive Hebelarm $h_{\text{balg,eff}}$ mit Hilfe des Sinus beschrieben werden als

$$h_{\text{balg,eff}} = s_{14} = r_{1,\text{balg}} \sin(\gamma_{\text{balg}}) . \quad (4.14)$$

Setzt man nun Gleichung (4.12) in (4.13) und Gleichung (4.13) in Gleichung (4.14) ein, so führt dies zu

$$h_{\text{balg,eff}} = r_{1,\text{balg}} \sin\left(\pi - \varphi - \arcsin\left(\frac{r_{1,\text{balg}}}{r_{2,\text{balg}}} \sin(\varphi)\right)\right) . \quad (4.15)$$

In Abbildung 4.1 ist die Orientierung des Drehmoments, das durch die Kraft des Balgs 1 hervorgerufen wird, entgegen der mathematisch positiven Drehrichtung von φ gerichtet. Da $h_{\text{balg,eff}}$ und F_{balg} positiv sind, muss ein negatives Vorzeichen bei der Berechnung des Drehmomentes eingeführt werden. Die vereinfachte Gleichung (2.18) beschreibt das Drehmoment für den vorliegenden Fall in der Form

$$M_{\text{balg}} = -F_{\text{balg}} h_{\text{balg,eff}} . \quad (4.16)$$

Phasenverschiebung bei mehreren Aktoren

Werden n Arbeitskammern eingesetzt, die äquidistant über den Vollkreis verteilt sind, so ist es ausreichend, die mathematische Modellierung für die erste Arbeitskammer durchzuführen. Für diese entspricht die Winkelposition der Antriebswelle φ der spezifischen Winkelposition der Arbeitskammer φ_i . Es gilt also

$$\varphi_i = \varphi \quad \text{für} \quad i = 1 . \quad (4.17)$$

Für alle n Aktoren kann mittels einer Phasenverschiebung die phasenverschobene Winkelposition φ_i des jeweiligen Aktors beschrieben werden als

$$\varphi_i = \varphi - \frac{360^\circ}{n}(i-1) \quad \text{für} \quad i = 1, \dots, n . \quad (4.18)$$

Die Phasenverschiebung für alle n Aktoren erfolgt durch Ersetzen der Winkelposition φ durch die phasenverschobene Winkelposition φ_i aus Gleichung (4.18).

Der effektive Hebelarm der jeweiligen Arbeitskammer $h_{\text{balg,eff},i}$, der für die Modellierung des Drehmomentes der Arbeitskammern 2 und 3 relevant ist, kann durch die Anwendung der Phasenverschiebung entsprechend Gleichung (4.18) zu

$$h_{\text{balg,eff},i} = r_{1,\text{balg}} \sin \left(\pi - \varphi_i - \arcsin \left(\frac{r_{1,\text{balg}}}{r_{2,\text{balg}}} \sin(\varphi_i) \right) \right) \quad (4.19)$$

berechnet werden. Durch die Phasenverschiebung wird der individuelle Arbeitskammerwinkel φ_i eingeführt. Zusammen mit dem jeweiligen Druck p_i in den Arbeitskammern kann die Kraft $F_{\text{balg},i}$ der jeweiligen Arbeitskammer beschrieben werden. Entsprechend Gleichung (4.9) ist die Kraft $F_{\text{balg},i}$, die dabei durch den Aktor ausgeübt wird, nicht alleine vom Druck p_i in der Arbeitskammer abhängig, sondern auch von der Länge des Balgs und somit von der Winkelposition φ_i .

Daher gilt

$$F_{\text{balg},i} = F_{\text{balg},i}(p_i, \varphi_i) \quad (4.20)$$

Um die Kraft zu ermitteln, die ein Balg ausübt, ist die Modellierung des Zusammenhangs zwischen der Winkelposition φ und der Ausdehnung des Balgs δ_{balg} notwendig. Die Einbaulage der Arbeitskammern und die Exzentrizität sind so aufeinander abgestimmt, dass die Bälge im nicht entlüfteten Zustand das innere Gehäuse gerade nicht berühren. Die Ausdehnung δ_{balg} von Balg 1 ist daher Null für $\varphi = 180^\circ$, der Punkt $P3$ befindet sich in diesem Zustand an der Position $P3_{180}$. Der Vektor $\mathbf{s}_{13,180}$ zeigt für $\varphi = 180^\circ$ von P nach $P3$. Die Länge $s_{13,180}$ kann am CAD-Modell oder am realen Teststand gemessen werden. Die Ausdehnung eines Balgs wird somit beschrieben als

$$\delta_{\text{balg}} = s_{13} - s_{13,180} \quad (4.21)$$

dabei ist s_{13} eine Funktion der aktuellen Winkelposition φ . Der Abstand $s_{13,180}$ ist hingegen konstant (siehe Tabelle C.2 im Anhang). Die Betrachtung des Dreiecks $P1$, $P2$, $P3$ und des zugehörigen Sinussatzes aus Gleichung (4.11) liefert weiter

$$s_{13} = \frac{\sin(\gamma_{\text{balg}})}{\sin(\varphi)} r_{2,\text{balg}} \quad (4.22)$$

Gleichung (4.22) eingesetzt in Gleichung (4.21) und mit γ_{balg} aus Gleichung (4.13) liefert

$$\delta_{\text{balg}} = \frac{r_{2,\text{balg}}}{\sin(\varphi)} \sin(\pi - \varphi - \beta_{\text{balg}}) - s_{13,180} \quad (4.23)$$

Weiter kann β_{balg} entsprechend Gleichung (4.12) eingesetzt werden und ergibt

$$\delta_{\text{balg}}(\varphi) = \frac{r_{2,\text{balg}}}{\sin(\varphi)} \sin \left(\pi - \varphi - \arcsin \left(\frac{r_{1,\text{balg}}}{r_{2,\text{balg}}} \sin(\varphi) \right) \right) - s_{13,180} \quad . \quad (4.24)$$

Wie für den Hebelarm der Bälge 2 und 3, so kann auch die Ausdehnung der Bälge 2 und 3 durch die Phasenverschiebung entsprechend Gleichung (4.18) beschrieben werden. Dies führt schließlich zu

$$\delta_{\text{balg},i}(\varphi_i) = \frac{r_{2,\text{balg}}}{\sin(\varphi_i)} \sin \left(\pi - \varphi_i - \arcsin \left(\frac{r_{1,\text{balg}}}{r_{2,\text{balg}}} \sin(\varphi_i) \right) \right) - s_{13,180} \quad . \quad (4.25)$$

Mit der allgemeinen Modellierung der Kraft eines Aktors aus dem vorigen Abschnitt, Gleichung (4.9), sind nun alle Größen bekannt, um die Kräfte $F_{\text{balg},i}$ der Bälge in Abhängigkeit des Drucks p_i und der Winkelposition φ des Antriebs zu beschreiben. Zusammen mit den Hebelarmen $h_{\text{balg,eff},i}$ aus Gleichung (4.19) kann das gesamte vom Balg-Antrieb erzeugte Drehmoment schließlich entsprechend Gleichung (2.19) beschrieben werden als

$$M_{\text{balg,intern}} = \sum_{i=1}^n M_{\text{balg},i} = \sum_{i=1}^n -F_{\text{balg},i} h_{\text{balg,eff},i} \quad . \quad (4.26)$$

4.3 Modellierung des PAM-Antriebs

Das mathematische Modell für den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang eines Aktors aus Abschnitt 4.1 kann für die PAMs parametrisiert werden. In diesem Kapitel wird das Drehmoment modelliert, das die Muskeln im PAM-Antrieb erzeugen. Als einziger der untersuchten Antriebe ist der PAM-Antrieb modular aufgebaut. Das bedeutet, in diesem Drehantrieb kann sowohl die Anzahl der verwendeten Aktoren als auch der Winkel der Taumelscheibe durch einen entsprechenden Umbau der Mechanik variiert werden.

4.3.1 Modellierung des Drehmoments des PAM-Antriebs

Neben dem Druck in der Arbeitskammer und der aktuellen Winkelposition des Drehantriebs haben die Anzahl n an Aktoren und der Winkel β_t der Taumelscheibe einen Einfluss auf das Drehmoment des Antriebs. Das statische Drehmoment M des PAM-Antriebs wird daher als Funktion

$$M = M(\varphi, p, \beta_t, n) \quad (4.27)$$

beschrieben. Die Anzahl n der für den Betrieb des PAM-Antriebs mindestens erforderlichen Aktoren beträgt drei.

Die Kraft F_{pam} eines Muskels hängt – wie auch beim Balg-Antrieb – von der aktuellen Länge des Muskels und dem Druck in der Arbeitskammer ab. Über die Kinematik ist in jeder Winkelstellung φ der Welle die aktuelle Länge der Aktoren definiert. Im Modell wird anstelle der Länge die Verkürzung δ_{pam} der eingesetzten Muskeln verwendet. Es gilt darum

$$F_{\text{pam}} = F_{\text{pam}}(\delta_{\text{pam}}, p) = F_{\text{pam}}(\varphi, p) \quad . \quad (4.28)$$

Zunächst wird das kinematische Modell hergeleitet, das den Zusammenhang zwischen der Winkelposition φ und der Verkürzung eines PAMs δ_{pam} beschreibt. Basierend auf dem Modell des Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs kann mit dem bekannten Druck p und der ermittelten Verkürzung die Kraft des Aktors berechnet werden.

4.3.1.1 Kinematik eines PAMs im Drehantrieb

Die Länge eines entlüfteten PAMs, also eines Aktors in seiner neutralen Form, ist im PAM-Antrieb stets um einen geringen Offset $\delta_{\text{pam},0}$ länger als die maximale Länge, die ein PAM während des Betriebs des Antriebs einnehmen muss. Dies verhindert unbeabsichtigte Gegenkräfte durch nicht mit Druck beaufschlagte PAMs und ermöglicht eine freie Drehung der Antriebswelle, wenn alle Aktoren entlüftet sind. Die mittlere Verkürzung $\delta_{\text{pam,mittel}}$ stellt die Verkürzung dar, die ein Aktor aufweist, wenn die Winkelposition 90° oder 270° beträgt und wenn $\delta_{\text{pam},0}$ gleich Null gesetzt wird. Die Größen $\delta_{\text{pam},0}$ und $\delta_{\text{pam,mittel}}$ sind bekannt und konstant. Die Variation der Verkürzung $\delta_{\text{pam,var}}$ hingegen ist positionsabhängig

$$\delta_{\text{pam,var}} = \delta_{\text{pam,var}}(\varphi) \quad (4.29)$$

und kann anhand der Kinematik in Abhängigkeit von der aktuellen Winkelposition berechnet werden. Die Verkürzung eines PAMs kann beschrieben werden als

$$\delta_{\text{pam}} = \delta_{\text{pam},0} + \delta_{\text{pam,mittel}} + \delta_{\text{pam,var}}(\varphi) \quad . \quad (4.30)$$

In Abbildung 4.2 sind die für die Berechnung von $\delta_{\text{pam,var}}$ relevanten Längen schematisch dargestellt. Der Kreis, auf dem sich die Kraftangriffspunkte der PAMs befinden, entspricht dem um den Neigungswinkel β_t gekippten Kreis (grün). Der Radius r_t (blau) dieses Kreises ist konstant. Projiziert man den um β_t geneigten Kreis (grün) und den Radius (blau) auf eine Ebene normal zur Drehachse, so erzeugt dies eine Ellipse (gelb) und einen projizierten Radius $r_{t,\text{proj}}$ (rot). Die positionsabhängige Variation der Verkürzung $\delta_{\text{pam,var}}$ entspricht dem Abstand (orange) zwischen dem Endpunkt des projizierten Radius (rot) und dem Endpunkt des Radius des Kreises (blau). Die Ebene normal zur Drehachse, in der die gelbe Ellipse liegt, schneidet die Drehachse im Mittelpunkt der Taumelscheibe. Der Abstand von der kleinen

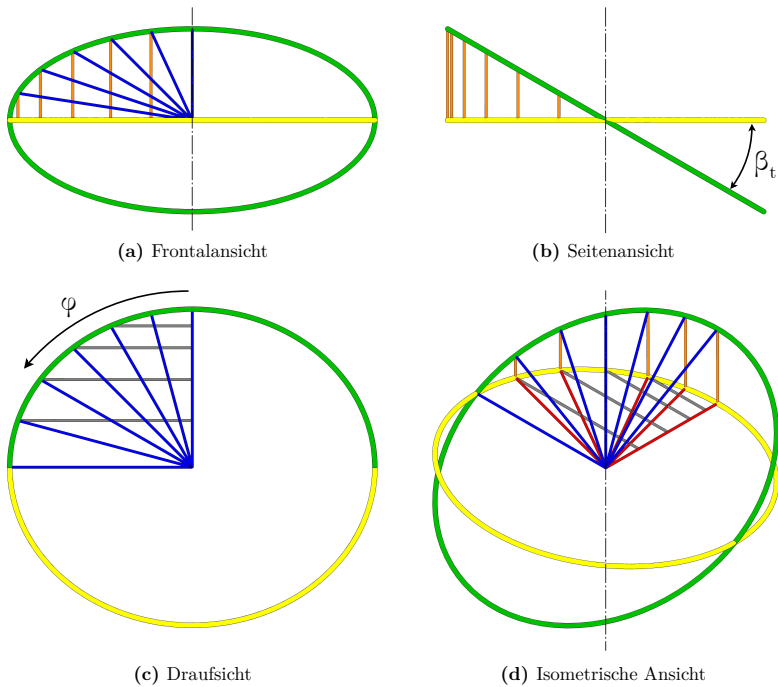


Abbildung 4.2: Darstellung der geometrischen Beziehungen an der Taumelscheibe, um den Winkel β_t geneigter Kreis (grün), Radius der Taumelscheibe r_t (blau), auf die Ebene normal zur Drehachse projizierte Ellipse (gelb), projizierter Radius $r_{t,proj}$ (rot), Variation der Verkürzung des PAMs $\delta_{pam,var}$ (orange), effektiver Hebelarm h_{eff} (grau), Drehachse der Antriebswelle (schwarze Strich-Punkt-Linie).

Halbachse der Ellipse zum Fußpunkt der Variation der Verkürzung repräsentiert den für die Berechnung des Drehmoments relevanten Hebelarm h_{eff} (grau).

Die Variation der Länge eines PAMs über einer Umdrehung der Antriebswelle $\delta_{pam,var}$ kann mit Hilfe des Satzes des Pythagoras beschrieben werden als

$$\delta_{pam,var} = \pm \sqrt{r_t^2 - r_{t,proj}^2} . \quad (4.31)$$

Zur geometrischen Beschreibung einer Ellipse in Polarkoordinaten werden die Parameter große Halbachse a_{ell} , kleine Halbachse b_{ell} und Radius r_{ell} der Ellipse verwendet. Die Ellip-

sengleichung in Polarkoordinaten für eine Ellipse mit Mittelpunkt im Ursprung lautet

$$\frac{(r_{\text{ell}} \cos(\varphi))^2}{a_{\text{ell}}^2} + \frac{(r_{\text{ell}} \sin(\varphi))^2}{b_{\text{ell}}^2} = 1 \quad . \quad (4.32)$$

Umstellen von Gleichung (4.32) nach r_{ell} liefert

$$r_{\text{ell}} = \frac{a_{\text{ell}} b_{\text{ell}}}{\sqrt{a_{\text{ell}}^2 \cos^2(\varphi) + b_{\text{ell}}^2 \sin^2(\varphi)}} \quad . \quad (4.33)$$

Die große Halbachse der gelben Ellipse a_{ell} entspricht dem Radius r_t , die kleine Halbachse b_{ell} kann mittels einer trigonometrischen Funktion beschrieben werden als

$$b_{\text{ell}} = r_t \cos(\beta_t) \quad . \quad (4.34)$$

Der projizierte Radius $r_{t,\text{proj}}$ entspricht dem Radius r_{ell} der Ellipse. Setzt man die genannten Beziehungen für a_{ell} , b_{ell} und r_{ell} in Gleichung (4.33) ein, so erhält man

$$r_{t,\text{proj}} = \frac{r_t^2 \cos(\beta_t)}{\sqrt{r_t^2 \cos^2(\varphi) + r_t^2 \cos^2(\beta_t) \sin^2(\varphi)}} \quad , \quad (4.35)$$

was sich weiter vereinfachen lässt zu

$$r_{t,\text{proj}} = \frac{r_t \cos(\beta_t)}{\sqrt{\cos^2(\varphi) + \cos^2(\beta_t) \sin^2(\varphi)}} \quad . \quad (4.36)$$

Die positionsabhängige Variation der Verkürzung eines pneumatischen Muskels $\delta_{\text{pam,var}}$ ist somit vollständig beschrieben. Für die gesamte Verkürzung des PAMs aus Gleichung (4.30) fehlt noch die Beschreibung der mittleren Verkürzung eines Aktors. Wie bereits erwähnt, entspricht die mittlere Verkürzung $\delta_{\text{pam,mittel}}$ dem Wert, um den sich PAM 1 an den Winkelpositionen 90° oder 270° verkürzt hat unter der Annahme, dass der Offset $\delta_{\text{pam},0}$ Null ist. In der isometrischen Ansicht in Abbildung 4.2 ist zu sehen, dass sich ein Muskel an diesen Winkelpositionen um die maximale Länge der orangen Linie verkürzen muss. Diese Länge entspricht dem Wert der mittleren Verkürzung und kann mittels einer trigonometrischen Funktion ermittelt werden zu

$$\delta_{\text{pam,mittel}} = r_t \sin(\beta_t) \quad . \quad (4.37)$$

Gleichung (4.30) beschreibt die gesamte Verkürzung eines Muskels und ergibt sich mit Gleichung (4.31) und Gleichung (4.37) zu

$$\delta_{\text{pam}} = \delta_{\text{pam},0} + r_t \sin(\beta_t) \pm \sqrt{r_t^2 - r_{t,\text{proj}}^2} . \quad (4.38)$$

Aus Gründen der besseren Lesbarkeit wird Gleichung (4.36) an dieser Stelle nicht in Gleichung (4.38) eingesetzt. Aufgrund des Vorzeichenwechsels der Variation der Verkürzung in Gleichung (4.31) muss die Verkürzung eines PAMs für zwei Bereiche separat beschrieben werden. Dies führt zu

$$\delta_{\text{pam}}(\varphi) = \begin{cases} \delta_{\text{pam},0} + r_t \sin(\beta_t) + \sqrt{r_t^2 - r_{t,\text{proj}}^2} & \text{für } 0 \leq \varphi < \frac{1}{2}\pi , \quad \frac{3}{2}\pi \leq \varphi < 2\pi \\ \delta_{\text{pam},0} + r_t \sin(\beta_t) - \sqrt{r_t^2 - r_{t,\text{proj}}^2} & \text{für } \frac{1}{2}\pi \leq \varphi < \frac{3}{2}\pi . \end{cases} \quad (4.39)$$

Auch in Gleichung (4.39) wurde Gleichung (4.36) zur besseren Lesbarkeit nicht eingesetzt. Alle Parameter des realisierten PAM-Antriebs sind in Tabelle C.3 im Anhang aufgelistet.

4.3.1.2 Zerlegung der Kraft eines PAMs im Drehantrieb

Die obige Herleitung liefert die Beschreibung der Verkürzung eines PAMs in Abhängigkeit von der aktuellen Winkelposition. Dieser Zusammenhang ist notwendig, um die Kraft, die der PAM im Antrieb erzeugt, zu berechnen. Diese Kraft entspricht allerdings noch nicht der Kraft, die tatsächlich ein Drehmoment erzeugt. Es folgt daher die Herleitung der effektiven Kraft F_{eff} und des effektiven Hebelarms h_{eff} , um schließlich das statische Drehmoment, das durch einen einzelnen Aktor bewirkt wird, entsprechend Gleichung (2.18) angeben zu können.

Die für die Erzeugung eines Drehmoments relevante Kraftkomponente kann durch eine zweistufige Kräftezerlegung ermittelt werden. Abbildung 4.3 zeigt schematisch den ersten Schritt dieser Kräftezerlegung. Die Kraft, die der Aktor über die Gelenkkopfverbindung auf die äußere Taumelscheibe überträgt, ist in Abbildung 4.3 als F_{pam} bezeichnet (blau). Diese Kraft wird in eine Komponente normal zur Ebene der Taumelscheibe F_{nor} (grün) und eine Komponente tangential zu dieser Ebene F_{tan} (gelb) zerlegt. Die tangentiale Kraft wird – da die äußere Taumelscheibe drehbar um die innere Taumelscheibe gelagert ist – durch die zusätzliche Führung der äußeren Taumelscheibe an einer Drehung gehindert. Die tangentiale Kraft wird also durch die äußere Taumelscheibe weitergeleitet und von der zusätzlichen Führung aufgenommen. Infolge dessen verbleibt nur die normale Komponente der Kraft F_{nor} , um ein Drehmoment zu erzeugen. Die Normalkraft F_{nor} berechnet sich zu

$$F_{\text{nor}} = F_{\text{pam}} \cos(\beta_t) . \quad (4.40)$$

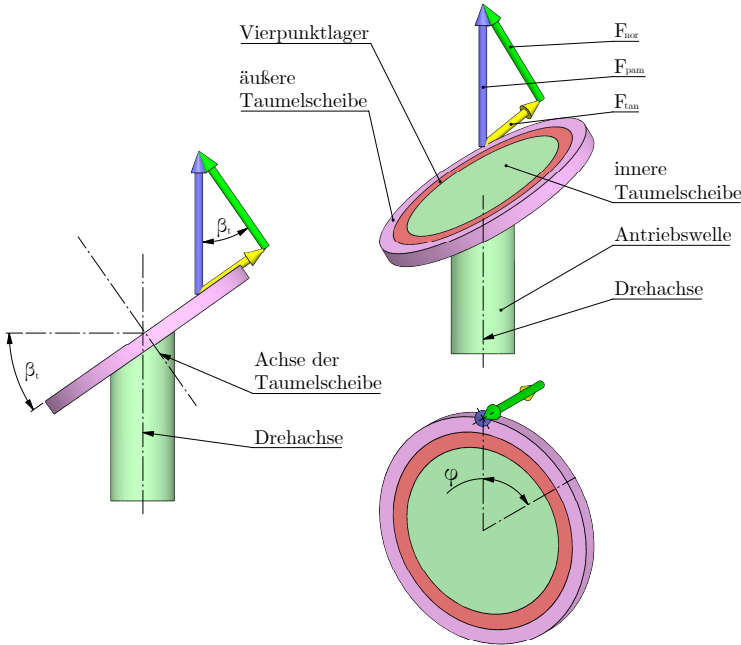


Abbildung 4.3: Schritt 1 der Kräftezerlegung an der äußeren Taumelscheibe, angreifende Kraft eines PAMs F_{pam} , Normalkraft F_{nor} , Tangentialkraft F_{tan} , Neigungswinkel der Taumelscheibe β_t , Winkelposition φ .

Die Normalkraft steht senkrecht auf der äußeren Taumelscheibe und wird durch das Vierpunktlager direkt auf die innere Taumelscheibe übertragen.

Im zweiten Schritt folgt eine weitere Zerlegung der Normalkraft. Dieser Schritt der Kräftezerlegung ist in Abbildung 4.4 dargestellt. Die Normalkraft wird weiter zerlegt in eine Komponente parallel zur Drehachse der Antriebswelle F_{ver} (grau) und eine Komponente normal zur Drehachse F_{eff} (orange). Der Anteil, der parallel zur Drehachse wirkt, zieht an der Struktur, bewirkt ein Biegemoment in der Antriebswelle und wird über die Lager der Antriebswelle in der Struktur aufgenommen. Es entsteht weder ein Drehmoment noch eine Bewegung durch F_{ver} . Die Komponente der Kraft normal zur Drehachse hingegen bewirkt ein Drehmoment um die Drehachse und kann berechnet werden als

$$F_{\text{eff}} = -F_{\text{nor}} \sin(\beta_t) . \quad (4.41)$$

Die Kraft F_{eff} erhält ein negatives Vorzeichen, da aus dem zweiten Schritt der Kräftezerlegung hervorgeht, dass das Moment, das durch die Kraft erzeugt wird, ein rückstellendes Moment

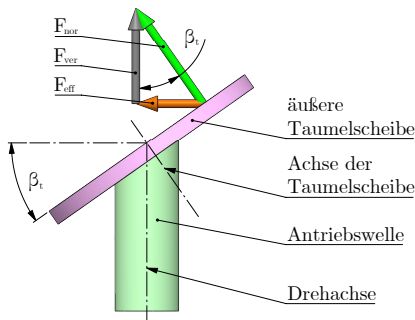


Abbildung 4.4: Schritt 2 der Kräftezerlegung an der äußeren Taumelscheibe, Normalkraft F_{nor} , Komponente der Normalkraft parallel zur Drehachse der Antriebswelle F_{ver} , Komponente der Normalkraft normal zur Drehachse der Antriebswelle F_{eff} , Neigungswinkel der Taumelscheibe β_t .

ist, das entgegen der Drehrichtung und der positiven Notation von φ gerichtet ist. Setzt man die Normalkraft aus Gleichung (4.40) ein, so erhält man

$$F_{\text{eff}} = -F_{\text{pam}} \cos(\beta_t) \sin(\beta_t) . \quad (4.42)$$

Dies kann weiter vereinfacht werden zu

$$F_{\text{eff}} = -\frac{1}{2} F_{\text{pam}} \sin(2\beta_t) . \quad (4.43)$$

Zur Berechnung des Drehmoments mit Gleichung (2.18) ist nun die Kraft bekannt, der Hebelarm jedoch noch nicht beschrieben. In Abbildung 4.2 ist der effektive Hebelarm $h_{\text{pam,eff}}$ zu sehen (grau). Da die gesuchte Länge in der Ellipse liegt, die entsteht, wenn die Kreisbahn der Taumelscheibe auf eine Ebene normal zur Drehachse projiziert wird, kann $h_{\text{pam,eff}}$ mittels des projizierten Radius $r_{\text{t,proj}}$ beschrieben werden. Durch Gleichung (4.36) ist der projizierte Radius gegeben. In der Ellipse kann daher der effektive Hebelarm beschrieben werden mit

$$h_{\text{pam,eff}} = r_{\text{t,proj}} \sin(\varphi) . \quad (4.44)$$

Wie zuvor erläutert, kann beim Einsatz von n Aktoren die Phasenverschiebung der Winkelposition für den jeweiligen Aktor entsprechend Gleichung (4.18) beschrieben werden. Wird in den obigen Beschreibungen von $h_{\text{pam,eff}}$ und F_{eff} die Winkelposition φ durch φ_i ersetzt, so kann das gesamte innere Drehmoment des PAM-Antriebs entsprechend Gleichung (2.18)

beschrieben werden. Dabei stellt das Drehmoment

$$M_{\text{pam,intern}} = \sum_{i=1}^n M_{\text{pam},i} = \sum_{i=1}^n F_{\text{eff},i} h_{\text{pam,eff},i} \quad (4.45)$$

die Summe aller Einzeldrehmomente, die durch die Muskeln erzeugt werden, dar. Setzt man in Gleichung (4.45) die Gleichungen (4.43), (4.44) und (4.36) ein, liefert dies

$$M_{\text{pam,intern}} = \sum_{i=1}^n -\frac{1}{2} F_{\text{pam},i} \sin(2\beta_t) \frac{r_t \cos(\beta_t)}{\sqrt{\cos^2(\varphi_i) + \cos^2(\beta_t) \sin^2(\varphi_i)}} \sin(\varphi_i) \quad (4.46)$$

Die Kraft eines PAMs ist als Funktion des Drucks in der Arbeitskammer und der Verkürzung des PAMs mit Gleichung (4.9) allgemein modelliert. Die Verkürzung hängt entsprechend Gleichung (4.39) lediglich von der Winkelposition der Antriebswelle ab und diese wird über einen Drehwinkelsensor gemessen. Der Druck in den Arbeitskammern kann durch die Ventile eingestellt und gemessen werden. Das Drehmoment, das durch die Aktoren an der Welle erzeugt wird, ist somit vollständig modelliert.

4.4 Modellierung des FHA-Antriebs

Da es sich bei den Fire-Hose-Actuators (kurz FHAs) um neu entwickelte Aktoren handelt, wird zunächst ein vereinfachter analytischer Ansatz für die Modellierung der Kraft der FHAs basierend auf den geometrischen Maßen der Aktoren vorgestellt. Die Modellierung und auch die spätere Messung der Kraft der FHAs erfolgt in der achsensymmetrischen Konfiguration zur Kraftmessung (siehe Abschnitt 4.4.1). In dieser erfahren die Aktoren eine symmetrische Deformation, was in der späteren Evaluation eine gezielte Messung der Kraft der Aktoren möglich macht. Um ein Drehmoment zu erzeugen, befindet sich der FHA-Antrieb hingegen in der rotatorischen Konfiguration, in der die Aktoren eine unsymmetrische Deformation erfahren. In Abschnitt 4.4.2 wird darum ein weiteres Modell in der rotatorischen Konfiguration präsentiert. Dieses Modell beschreibt basierend auf der aktuellen Winkelposition der Welle das statische Drehmoment, das durch die Kraft der Aktoren erzeugt wird.

4.4.1 Analytische Modellierung der Kraft eines FHAs

Die im FHA-Antrieb eingesetzten FHAs gehören zur Kategorie der Ballonaktoren (siehe Abschnitt 2.2.2.2). Aktoren dieses Typs müssen durch einen externen Körper deformiert werden, um eine Kraft ausüben zu können. Wird die Arbeitskammer im deformierten Zustande mit Druck beaufschlagt, so üben die Ballonaktoren eine Kraft auf den sie deformierenden Körper aus. Im Falle des FHA-Antriebs ist der zylindrische Walzenkörper das deformierende

Bauteil. Zunächst wird die Kraft, die ein FHA auf den Walzenkörper ausübt, allgemein modelliert, um ein generelles Verständnis der Krafterzeugung durch FHAs zu erlangen. Beim im Folgenden vorgestellten vereinfachten Modell wird die geometrische Formänderung der Außenkontur der Arbeitskammer bedingt durch die externe Deformation nicht berücksichtigt. Weiter erfolgt die analytische Modellierung der Kraft in der speziellen Konfiguration zur Kraftmessung eines FHAs. In dieser befindet sich der Mittelpunkt des Walzenkörpers stets auf der Y-Achse, also in einer Position, die eine achsensymmetrische Deformation des FHAs bewirkt. Abbildung 4.5 zeigt eine schematische Darstellung dieser Konfiguration, die als Grundlage zur Modellierung der Kraft herangezogen wird. Der Walzenkörper ist als Kreis

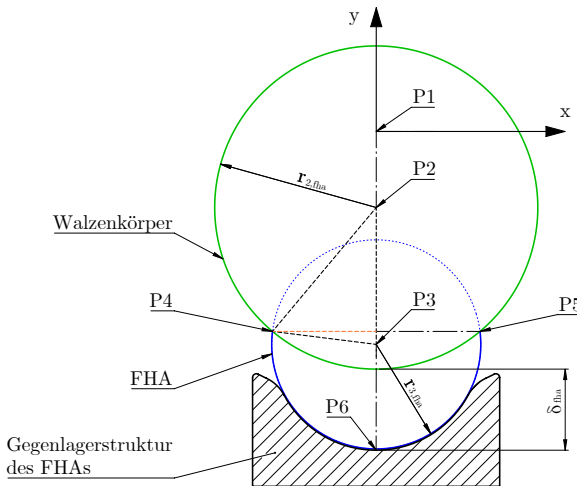


Abbildung 4.5: Schematische Darstellung des FHA-Antriebs in der symmetrischen Konfiguration zur Kraftmessung, Schnittansicht normal zur Längsachse von FHA und Walzenkörper, Ursprung des Koordinatensystems $P1$, Mittelpunkt des Walzenkörpers $P2$, Mittelpunkt des nicht deformierten FHAs $P3$, Schnittpunkte des Walzenkörpers und des idealen FHAs $P4$ und $P5$, Schnittpunkt von Mittellinie und Gegenlagerstruktur $P6$, Radius des Walzenkörpers $r_{2,fha}$, Radius des FHAs $r_{3,fha}$, Höhe im Dreieck $P2, P3, P4$ (orange gestrichelt).

dargestellt (grün), der FHA wird ebenfalls durch einen Kreis repräsentiert (blau und blau gepunktet). Der FHA erfährt durch die aktuelle Position des Walzenkörpers eine symmetrische Deformation, weshalb der blau gepunktete Teil des FHAs seine ideale Position nicht einnehmen kann. Der Ursprung des Koordinatensystems entspricht in der rotatorischen Konfiguration der Drehachse des Drehantriebs und liegt daher für die Kraftmessung an derselben Stelle (Punkt $P1$). Der Punkt $P2$ entspricht dem Mittelpunkt des Walzenkörpers, als Punkt $P3$ ist

der Mittelpunkt des idealen FHAs gekennzeichnet. Die Schnittpunkte von Walzenkörper und idealem FHA sind als Punkte $P4$ und $P5$ in Abbildung 4.5 bezeichnet.

Entgegen der bisherigen Definition innerhalb dieser Arbeit, die Längenänderung eines Aktors mit δ zu bezeichnen, wird im FHA-Antrieb der kürzeste Abstand zwischen Walzenkörper und Gegenlagerstruktur als δ_{fha} bezeichnet. In diesem Ansatz wird ein FHA einerseits bei $\delta_{\text{fha}} = \min = 18 \text{ mm}$ maximal deformiert und kann andererseits bei $\delta_{\text{fha}} = \max = 2r_{3,\text{fha}}$ seine neutrale Form annehmen. Folglich wird ein FHA mit abnehmendem δ_{fha} immer stärker deformiert. Diese Definition ist für den FHA-Antrieb sinnvoll, da das Modell des Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs somit direkt in der Modellierung der statischen Drehmomentverteilung genutzt werden kann.

Ausgehend von Gleichung (2.16) und der aktiven Länge des FHAs l_{fha} kann die Kraft, die der FHA auf den zylinderförmigen Walzenkörper ausübt, modelliert werden, indem entlang der Oberfläche des Walzenkörpers von $P4$ nach $P5$ das Integral

$$\mathbf{f}_{\text{fha}} = \int_{P4}^{P5} \mathbf{n} p l_{\text{fha}} \, ds \quad (4.47)$$

berechnet wird. Wie bereits erwähnt, befindet sich der FHA-Antrieb zur Kraftmessung in einer speziellen Konfiguration, bei der es sich um eine zur Y-Achse symmetrische Anordnung handelt. Darum heben sich die Anteile der Kräfte in X-Richtung gegenseitig auf und es entsteht eine Druckkraft, die positiv in Richtung der Y-Achse wirkt. Diese Kraft wiederum kann ohne die Lösung des Integrals in Gleichung (4.47) direkt als Produkt aus aktiver Fläche A_{fha} und dem Druck p in der Arbeitskammer berechnet werden. Als aktive Fläche wird dabei die Kontaktfläche von Walzenkörper und FHA bezeichnet. Auf der gesamten aktiven Fläche A_{fha} wird vom FHA ein Kraft auf den ihn deformierenden Walzenkörper ausgeübt. Der Nachweis, dass die Lösung des Integrals dasselbe Resultat liefert wie das Produkt aus aktiver Fläche und Druck, ist in Anhang B zu finden.

Da der Druck vom Ventil eingestellt wird und bekannt ist, muss zu den verschiedenen Abständen δ_{fha} die entsprechende aktive Fläche A_{fha} ermittelt werden. Die aktive Länge eines FHAs l_{fha} wird gleich der Länge der Gegenlagerstruktur und der Länge des Walzenkörpers angesetzt (siehe Abbildung 5.26). Des Weiteren wird vereinfachend angenommen, dass sich die Form des unteren Teils des FHAs – dieser entspricht dem unteren Kreisbogensegment von $P4$ nach $P5$ (blau) in Abbildung 4.5 – nicht ändert. Der obere Teil des FHAs wird durch den Walzenkörper deformiert. Dieser Teil entspricht dem oberen Kreisbogensegment von $P4$ nach $P5$ (blau gepunktet). In der schematischen Darstellung in Abbildung 4.5 entspricht die effektive Breite der Kontaktfläche b_{eff} zwischen Walzenkörper und FHA der Länge der direkten Strecke von $P4$ nach $P5$. Mit den getroffenen Vereinfachungen gilt für die effektive

Breite daher

$$b_{\text{eff}} = s_{45} \quad (4.48)$$

und damit ergibt sich die aktive Fläche A_{fha} zu

$$A_{\text{fha}} = b_{\text{eff}} l_{\text{fha}} \quad (4.49)$$

Die Kraft, die ein Aktor ausübt, kann weiter beschrieben werden als

$$F_{\text{fha}} = p l_{\text{fha}} b_{\text{eff}} \quad (4.50)$$

Da die effektive Breite der Kontaktfläche von der Position des Walzenkörpers abhängt, gilt für die Kraft

$$F_{\text{fha}} = F_{\text{fha}}(p, P2_y) = F_{\text{fha}}(p, \delta_{\text{fha}}) \quad (4.51)$$

Darin ist $P2_y$ die Y-Komponenten des Punkts $P2$. Eine Übersicht über die Parameter des FHA-Antriebs ist in Tabelle C.4 im Anhang zu finden.

Verschiedene Ansätze ermöglichen die Berechnung von b_{eff} . Im Folgenden wird der Ansatz beschrieben, die Hälfte der gesuchten Streckenlänge als Höhe im Dreieck $P2$, $P3$, $P4$ (orange gestrichelte Linie in Abbildung 4.5) in Abhängigkeit von den Seiten des Dreiecks zu berechnen. Die Position von $P2$ als Ausgangspunkt ist veränderlich, aber bekannt. Die Länge der Strecke s_{24} von Punkt $P2$ nach Punkt $P4$ entspricht dem Radius $r_{2,\text{fha}}$ des Walzenkörpers. Der Radius $r_{3,\text{fha}}$ entspricht der Länge der Strecke s_{34} , jedoch dehnt sich die Arbeitskammer bei steigendem Druck minimal in radialer Richtung aus, dies führt zu einem druckabhängigen Ansteigen von $r_{3,\text{fha}}$. Eine Tabelle mit Messungen des Radius $r_{3,\text{fha}}$ bei Drücken von 20 kPa bis 600 kPa ist in Tabelle C.12 im Anhang zu finden. Die Messdaten legen einen linearen Zusammenhang für $r_{3,\text{fha}}(p)$ nahe. Dementsprechend wird $r_{3,\text{fha}}$ linear approximiert, was zu folgender Beschreibung führt

$$r_{3,\text{fha}} = 0,5 \cdot 10^{-9} p + 28,7 \cdot 10^{-3} \quad (4.52)$$

Die Länge der Strecke s_{23} hängt in der vertikalen Konfiguration demnach von der manuell eingestellten Position von $P2$ und vom Druck p in der Arbeitskammer ab und ist gegeben als

$$s_{23} = P6_y - r_{3,\text{fha}} - P2_y \quad (4.53)$$

Die Fläche eines beliebigen Dreiecks mit den Seiten a_d , b_d , c_d ist über die Formel von Heron mit dem halben Umfang

$$s_d = \frac{a_d + b_d + c_d}{2} \quad (4.54)$$

gegeben als

$$A_d = \sqrt{s_d(s_d - a_d)(s_d - b_d)(s_d - c_d)} . \quad (4.55)$$

Die Fläche A_d des Dreiecks kann ebenfalls basierend auf der Seite a_d berechnet werden mit

$$A_d = \frac{1}{2} a_d h_a . \quad (4.56)$$

Darin ist h_a die Höhe im Dreieck über a_d . Gleichsetzen von (4.55) und (4.56) und Auflösen nach h_a liefert die Höhe basierend auf den Seitenlängen als

$$h_a = \frac{2\sqrt{s_d(s_d - a_d)(s_d - b_d)(s_d - c_d)}}{a_d} . \quad (4.57)$$

Im vorliegenden Fall ergibt sich die Länge der Strecke b_{eff} als doppelte Höhe im Dreieck $P1$, $P2$, $P3$, mit dem halben Umfang

$$s_{\text{fha}} = \frac{s_{23} + r_{2,\text{fha}} + r_{3,\text{fha}}}{2} , \quad (4.58)$$

zu

$$b_{\text{eff}} = 2 \cdot \frac{2\sqrt{s_{\text{fha}}(s_{\text{fha}} - s_{23})(s_{\text{fha}} - r_{2,\text{fha}})(s_{\text{fha}} - r_{3,\text{fha}})}}{s_{23}} . \quad (4.59)$$

Somit sind alle erforderlichen Größen bekannt und die Kraft eines FHAs kann zu jeder Position von $P2$ – respektive jedem Abstand δ_{fha} – berechnet werden. In der Konfiguration zur Kraftmessung ist δ_{fha} durch die Geometrie definiert als

$$\delta_{\text{fha}} = P2_y - r_{2,\text{fha}} - P6_y . \quad (4.60)$$

4.4.2 Modellierung des Drehmoments des FHA-Antriebs

Als Grundlage für die Modellierung des statischen Drehmoments des FHA-Antriebs wird die in Abbildung 4.6 dargestellte schematische Schnittansicht durch den Antrieb normal zur Drehachse betrachtet. Da sich der Antrieb im Vergleich nun in der rotatorischen Konfiguration befindet, werden zusätzliche Elemente eingefügt. Alle bereits zuvor verwendeten Bezeichnungen werden vom Schema der Kraftmessung aus dem vorherigen Abschnitt (siehe Abbildung 4.5) übernommen. Der Mittelpunkt des Walzenkörpers $P2$ bewegt sich nun exzentrisch mit dem Radius $r_{1,\text{fha}}$ um $P1$ (schwarz gepunktet). Der Punkt $P1$ ist identisch mit der Drehachse und dem Ursprung des Koordinatensystems. Mit Hilfe der Winkelposition φ und dem Radius $r_{1,\text{fha}}$ kann die aktuelle Position des Punktes $P2$ angegeben werden. Die Punkte $P3$, $P4$, $P5$ und $P6$ sind identisch mit dem Schema der Kraftmessung. Neu hinzugekommen ist der Punkt $P7$. Dieser stellt den Lotfußpunkt der verlängerten Strecke s_{23} bezüglich $P1$

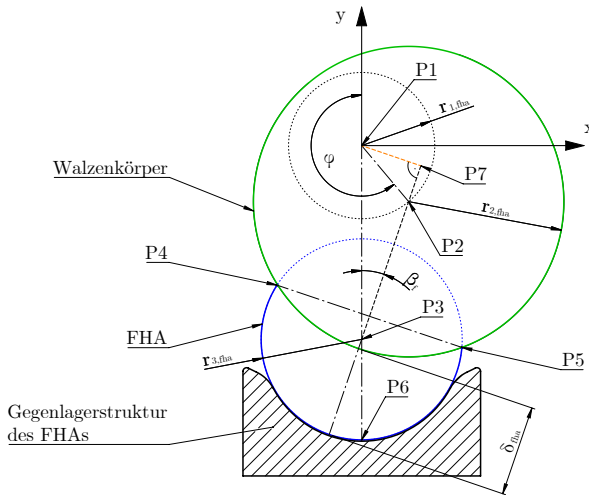


Abbildung 4.6: Schematische Darstellung des FHA-Antriebs in der rotatorischen Konfiguration zur Drehmomentmessung, Schnittansicht normal zur Längsachse von FHA und Walzenkörper durch den FHA-Antrieb, Drehachse und Ursprung des Koordinatensystems $P1$, Mittelpunkt des Walzenkörpers $P2$, Mittelpunkt des nicht deformierten FHAs $P3$, Schnittpunkte des Walzenkörpers und des idealen FHAs $P4$ und $P5$, Schnittpunkt von Mittellinie und Gegenlagerstruktur $P6$, Fußpunkt des effektiven Hebelarms $P7$, effektiver Hebelarm $h_{\text{fha,eff}}$ (orange gestrichelt), Kreisbahn von $P2$ mit Radius $r_{1,\text{fha}}$ (schwarz gepunktet), Radius des Walzenkörpers $r_{2,\text{fha}}$, Radius des FHAs $r_{3,\text{fha}}$.

dar. Im Schema wird die Richtung der Kraft des FHAs von $P3$ nach $P2$, also kollinear zu \mathbf{s}_{23} , angenommen. Die Strecke \mathbf{s}_{17} ist orthogonal zu \mathbf{s}_{23} . Die Länge der Strecke $|\mathbf{s}_{17}|$ (orange gestrichelt) repräsentiert folglich den effektiven Hebelarm $h_{\text{fha,eff}}$, weshalb gilt

$$h_{\text{fha,eff}} = |\mathbf{s}_{17}| = s_{23} \quad . \quad (4.61)$$

Der Winkel β_f zwischen der Mittellinie und \mathbf{s}_{23} ist für die Berechnung von $h_{\text{fha,eff}}$ notwendig. Der Abstand δ_{fha} zwischen Walzenkörper und Gegenlagerstruktur eines FHAs wird für die Modellierung, wie eingezeichnet, kollinear zur Strecke \mathbf{s}_{23} angenommen. Das Drehmoment, das ein einzelner FHA im Antrieb bewirkt, kann entsprechend Gleichung (2.18) beschrieben werden. Das gesamte Drehmoment des Antriebs als Summe der einzelnen Drehmomente ist in Gleichung (2.19) gegeben. Die zur Berechnung der Kraft eines einzelnen FHAs in der rotatorischen Konfiguration notwendige wirksame Fläche des Aktors A_{fha} ist bereits in Gleichung (4.49) beschrieben. Die effektive Breite b_{eff} des FHAs wird wie bereits in der

Modellierung des Kraftverlaufs als s_{45} angenommen. Die Kraft eines FHAs ist wie auch in den anderen beiden Drehantrieben abhängig vom Druck in der Arbeitskammer p und von der aktuellen Winkelposition φ der Antriebswelle

$$F_{\text{fha}} = F_{\text{fha}}(p, \varphi) \quad . \quad (4.62)$$

Die aktuelle Winkelposition kann direkt in einen Abstand δ_{fha} umgerechnet werden, also gilt auch

$$F_{\text{fha}} = F_{\text{fha}}(p, \delta_{\text{fha}}) \quad . \quad (4.63)$$

Da in das vorgestellte Modell für den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang eines FHAs neben dem Druck p die Längenänderung δ_{fha} eingeht (siehe Abschnitt 4.4.1) und die Kraft in der rotatorischen Konfiguration ebenfalls von δ_{fha} und p abhängt, ist die Nutzung dieses Modells für die Berechnung der Kraft in der rotatorischen Konfiguration möglich. Sowohl aus Abbildung 4.5 als auch aus Abbildung 4.6 ist ersichtlich, dass die Längenänderung, respektive der Abstand δ_{fha} und die Länge s_{45} lediglich vom Abstand der Mittelpunkte $P2$ und $P3$ der beiden Kreise (grün und blau) abhängen. Die Position der Punkte $P2$ und $P3$ kann in Koordinaten beschrieben werden mit

$$P2 = \begin{pmatrix} -r_{1,\text{fha}} \sin(\varphi) \\ r_{1,\text{fha}} \cos(\varphi) \end{pmatrix}, \quad P3 = \begin{pmatrix} 0 \\ P6_y + r_{3,\text{fha}}(p) \end{pmatrix} \quad . \quad (4.64)$$

Es wird dabei angenommen, dass der Mittelpunkt des FHAs $P3$ trotz der nun unsymmetrischen Anordnung in der rotatorischen Konfiguration nicht aus seiner theoretischen Lage auf der Y-Achse hinaus verschoben wird. Die Verschiebung von $P3$ durch die Druckabhängigkeit von $r_{3,\text{fha}}$ geht in den vorgestellten Ansatz ein. Eine zusätzliche Verschiebung von $P3$ in X-Richtung wird nicht berücksichtigt. Die Länge von $|\mathbf{s}_{23}|$ kann berechnet werden als

$$|\mathbf{s}_{23}| = s_{23} = |P2 - P3| = \sqrt{(P2_x - P3_x)^2 + (P2_y - P3_y)^2} \quad . \quad (4.65)$$

Der Abstand δ_{fha} zwischen der Gegenlagerstruktur des FHAs und dem Walzenkörper kann als Funktion

$$\delta_{\text{fha}} = \delta_{\text{fha}}(s_{23}) \quad (4.66)$$

beschrieben werden.

Der Mittelpunkt des Walzenkörpers $P2$ und auch dessen Radius $r_{2,\text{fha}}$ sind bekannt, daher gilt in der rotatorischen Konfiguration des Antriebs

$$\delta_{\text{fha}} = r_{3,\text{fha}} + s_{23} - r_{2,\text{fha}} \quad . \quad (4.67)$$

Der effektive Hebelarm ist in Abbildung 4.6 als orange gestrichelte Linie eingezeichnet, die die Punkte $P1$ und $P7$ verbindet (siehe Gleichung (4.61)).

Im Dreieck $P1, P2, P3$ sind alle Punkte und somit auch die Längen aller Seiten bekannt. Der Kosinussatz liefert für dieses Dreieck die Beziehung

$$s_{12}^2 = s_{13}^2 + s_{23}^2 - 2 s_{13} s_{23} \cos(\beta_f) \quad , \quad (4.68)$$

was mit

$$s_{12} = r_{1,\text{fha}} \quad (4.69)$$

und aufgelöst nach β_f den gesuchten Winkel beschreibt zu

$$\beta_f = \cos^{-1} \left(\frac{s_{13}^2 + s_{23}^2 - r_{1,\text{fha}}^2}{2 s_{13} s_{23}} \right) \quad . \quad (4.70)$$

Mit dem Winkel β_f im Dreieck $P1, P3, P7$ kann der effektive Hebelarm berechnet werden als

$$h_{\text{fha,eff}} = s_{13} \sin(\beta_f) \quad . \quad (4.71)$$

Um die Drehrichtung des erzeugten Drehmoments korrekt abzubilden, ist eine Fallunterscheidung für den Hebelarm notwendig

$$h_{\text{fha,eff}} = \begin{cases} -s_{13} \sin(\beta_f) & \text{für } 0 \leq \varphi_i < \pi \\ s_{13} \sin(\beta_f) & \text{für } \pi \leq \varphi_i < 2\pi \end{cases} \quad . \quad (4.72)$$

Die Länge der Strecke $|s_{13}|$ kann berechnet werden als

$$s_{13} = |P3 - P1| = \sqrt{(P3_x - P1_x)^2 + (P3_y - P1_y)^2} \quad . \quad (4.73)$$

Mit $P1_x = P1_y = P3_x = 0$ und $P3_y$ aus Gleichung (4.64) sowie $r_{3,\text{fha}}$ aus Gleichung (4.52) liefert dies

$$s_{13} = |P6_y + 0,5 \cdot 10^{-9} \cdot p + 28,7 \cdot 10^{-3}| \quad . \quad (4.74)$$

Das Drehmoment eines FHAs kann nun entsprechend Gleichung (2.18) beschrieben werden zu

$$M_{\text{fha}} = h_{\text{fha,eff}} F_{\text{fha}} \quad . \quad (4.75)$$

Auch hier wird nun die Phasenverschiebung aus Gleichung (4.18) eingeführt. Schließlich kann das Drehmoment entsprechend Gleichung (2.19) beschrieben werden als

$$M_{\text{fha,intern}} = \sum_{i=1}^n M_{\text{fha},i} = \sum_{i=1}^n M_{\text{fha},i} h_{\text{fha,eff},i} \quad . \quad (4.76)$$

4.5 Abschätzung des Drehmoments von Drehantrieben

Für den Einsatz in Knickarmrobotern und vielen weiteren Anwendungen ist das maximal kontinuierlich verfügbare Drehmoment eines Antriebs eine wichtige Spezifikation. Um bereits zu Beginn der Entwurfsphase eine Abschätzung des realen kontinuierlich verfügbaren Drehmoments des gesamten Antriebs zu ermöglichen, wird eine vereinfachte Theorie vorgestellt. Diese Theorie kann auch umgekehrt eingesetzt werden. Das bedeutet, basierend auf dem angestrebten Drehmoment können sowohl der Typ von Aktor als auch die Anzahl n an Aktoren vorab abgeschätzt werden. Die der Auslegungstheorie zugrunde liegende Idee ist es, basierend auf der Anzahl von Aktoren n und der Arbeit W_i , die ein Aktor im Antriebsentwurf verrichten kann, eine Abschätzung des maximal kontinuierlich verfügbaren Drehmoments $M_{\text{max,kont}}$ zu geben. Vorgeschlagen wird ein Ansatz, der zunächst die gesamte Arbeit W_{ges} der n Aktoren im Antriebskonzept berechnet:

$$W_{\text{ges}} = \sum_{i=1}^n W_i \quad . \quad (4.77)$$

Mit dem Hub des Aktors im Antriebsentwurf des Drehantriebs von a nach b und n identischen Aktoren ergibt sich

$$W_{\text{ges}} = n \int_a^b F \, ds \quad . \quad (4.78)$$

Die ermittelte Arbeit wird auf eine Umdrehung der Welle verteilt und liefert die ideal gleichmäßige Verteilung M_{ideal} des Drehmoments als

$$M_{\text{ideal}} = \frac{W_{\text{ges}}}{2\pi} \quad . \quad (4.79)$$

Diese ideal gleichmäßige Verteilung stellt die maximal erreichbare Konfiguration ohne Verluste in der Mechanik des Drehantriebs dar. Das reale, maximal kontinuierlich verfügbare Drehmoment liegt in der Regel deutlich niedriger, was vor allem an der teilweise stark ausgeprägten positionsabhängigen Schwankung des Drehmoments und an Verlusten durch Reibung in der Mechanik liegt. Um das maximale kontinuierlich verfügbare Drehmoment genauer abschätzen

zu können, wird darum der Korrekturfaktor k eingeführt

$$M_{\text{ideal,korr}} = \frac{W_{\text{ges}}}{2\pi} k . \quad (4.80)$$

Da die positionsabhängige Schwankung des Drehmoments abhängig von der Anzahl an eingesetzten Aktoren ist, ist auch der Korrekturfaktor als Funktion

$$k = k(n) \quad (4.81)$$

der Anzahl an Aktoren im Antriebskonzept zu beschreiben.

Im Folgenden wird der Korrekturwert mittels zweier verschiedener Ansätze als k_a und k_b modelliert. Die vorgestellten Ansätze sind äquivalent und substituieren einander. Je nach situativer Einschätzung kann der geeignete Ansatz der beiden angewendet werden.

4.5.1 Annahme sinusförmiger Drehmomentverläufe

In diesem Ansatz wird der Korrekturfaktor k_a hergeleitet. Es handelt sich um einen Korrekturfaktor, der mittels zwei Teilfaktoren $k_{a,t}$ und $k_{a,w}$ modelliert wird. Ein einzelner Aktor hat in jedem der zuvor modellierten Drehantriebe eine wellenförmige Verteilung des statischen Drehmoments über dem Vollkreis bewirkt. Zur Berechnung des theoretischen Anteils $k_{a,t}$ des Korrekturfaktors wird darum das durch einen imaginären Aktor erzeugte Drehmoment als exakt sinusförmig mit Amplitude 1 angenommen. Das Drehmoment des imaginären Aktors wird folglich durch die Funktion

$$M_{\text{modell}} = \sin(\varphi_i) \quad (4.82)$$

beschrieben. Die Arbeit, die der imaginäre Aktor in eine Drehrichtung liefert, kann beschrieben werden als

$$W_{\text{sin}} = \int_0^\pi \sin(\varphi) d\varphi = -\cos(\varphi)|_0^\pi = 2 . \quad (4.83)$$

Die gesamte Arbeit eines Systems bestehend aus n imaginären Aktoren ergibt sich entsprechend zu

$$W_{\text{ges}} = W_{\text{sin}} n = 2 n ; \quad (4.84)$$

wobei mindestens $n = 3$ äquidistant verteilte Aktoren erforderlich sind, um einen servopneumatisch positionierbaren Antrieb ohne Totpunkt zu realisieren. Wird nun die gesamte Arbeit gleichmäßig auf den Umfang verteilt, so liefert dies

$$M_{\text{ideal}} = \frac{W_{\text{ges}}}{2\pi} = \frac{2n}{2\pi} = \frac{n}{\pi} . \quad (4.85)$$

Dem steht das maximale kontinuierlich verfügbare Drehmoment gegenüber, das durch die Modellierung des Drehmomentverlaufs bestehend aus n einzelnen Aktoren berechnet werden kann. Das Drehmoment, das durch einen Aktor bewirkt wird, wurde bereits in Gleichung (4.82) beschrieben. Das gesamte Drehmoment erzeugt von n phasenverschobenen Aktoren mit positiver Wirkrichtung $M_{\text{modell,ges,+}}$, ergibt sich entsprechend als

$$M_{\text{modell,ges,+}} = \sum_{i=1}^n M_{\text{modell,+}} \quad (4.86)$$

Darin ist $M_{\text{modell,+}}$ das Drehmoment eines einzelnen Aktors mit positiver Richtung. Das maximal kontinuierlich verfügbare Drehmoment wiederum ist durch den kleinsten Wert dieser Funktion gegeben als

$$M_{\text{max,kont}} = \min(M_{\text{modell,ges,+}}) \quad (4.87)$$

Das Diagramm in Abbildung 4.7 zeigt jeweils das mittels Sinusfunktion modellierte, gesamte Drehmoment $M_{\text{modell,ges,+}}$ (graue Linie), das zugehörige maximale kontinuierlich verfügbare Drehmoment $M_{\text{max,kont}}$ (schwarz gepunktete Linie) und das Drehmoment, das über die gleichmäßige Verteilung der Arbeit M_{ideal} (schwarz gestrichelte Linie) ermittelt wird. Dieser Vergleich ist in Abbildung 4.7 für $n = 3$ bis $n = 6$ Aktoren dargestellt.

Anhand der Diagramme in Abbildung 4.7 ist zu sehen, dass für ungerade Anzahlen von Aktoren, also ungerade n , die Amplitude des gesamten modellierten Drehmoments $M_{\text{modell,ges,+}}$ geringer ist als die Amplitude von $M_{\text{modell,ges,+}}$ der nächstgrößeren, geraden Anzahl von Aktoren. Dies hat seine Ursache in einem günstigeren Überlappen der Sinusfunktionen bei ungerader Anzahl an Aktoren und wird weiter als Überlappungseffekt bezeichnet. Da in realen Drehantrieben in der Regel keine direkte Sinusfunktion für die Beschreibung des Drehmoments angesetzt werden kann, muss der Überlappungseffekt auch nicht in jedem Antriebskonzept in gleicher Ausprägung auftreten. Für die Auslegung von Drehantrieben kann es jedoch sinnvoll sein, diesen Effekt zu berücksichtigen, da mit drei Aktoren größerer Bauform möglicherweise ein höheres $M_{\text{max,kont}}$ erzeugt werden kann als mit vier Aktoren kleinerer Größe. Bei steigender Anzahl baugleicher Aktoren steigt das maximale kontinuierlich verfügbare Drehmoment immer an, wobei sich die Amplitude der Schwankung des Drehmoments trotzdem erhöhen kann. Da die Drehmomente $M_{\text{max,kont}}$ und M_{ideal} nun bekannt sind, kann der theoretische Korrekturfaktor mit Gleichung (4.80) berechnet werden als

$$k_{\text{a,t}} = \frac{M_{\text{max,kont}}}{M_{\text{ideal}}} \quad (4.88)$$

In Tabelle 4.1 sind der theoretische Korrekturfaktor $k_{\text{a,t}}$ und die zugehörigen berechneten Drehmomente in Abhängigkeit von n aufgelistet.

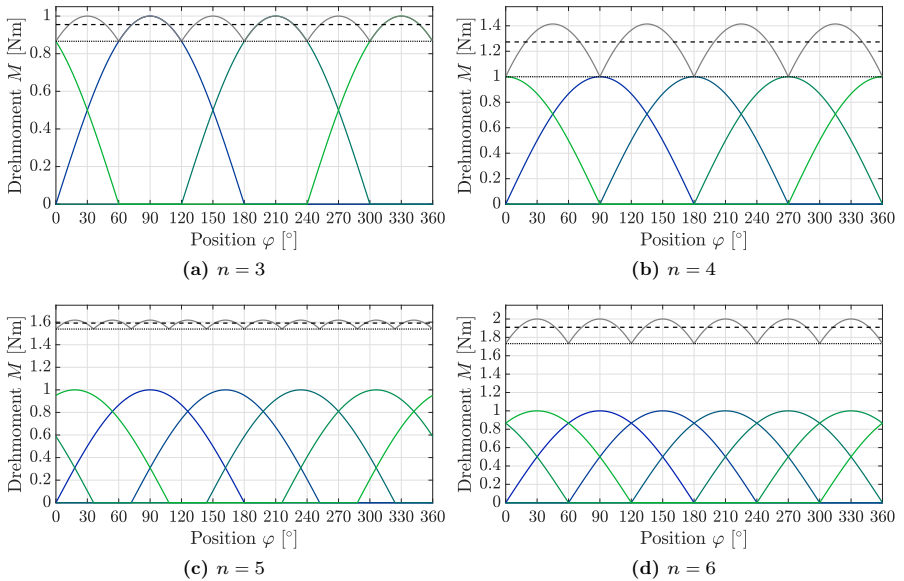


Abbildung 4.7: Entwicklung der theoretischen Drehmomentverteilung für drei bis sechs Aktoren, Drehmoment eines Aktors (blau bis grün), gesamtes Drehmoment $M_{\text{modell,ges,+}}$ (grau), maximales kontinuierlich verfügbares Drehmoment $M_{\text{max,kont}}$ (schwarz gepunktet), Drehmoment ermittelt durch die gleichmäßige Verteilung der Arbeit M_{ideal} (schwarz gestrichelt).

Tabelle 4.1: Teilfaktor $k_{a,t}$ des Korrekturfaktors k_a .

n	M_{ideal}	$M_{\text{max,kont}}$	$k_{a,t}$
3	0,955	0,866	0,907
4	1,273	1	0,785
5	1,592	1,539	0,967
6	1,910	1,732	0,907
7	2,228	2,191	0,983

Durch den Korrekturfaktor $k_{a,t}$ entsprechend der obigen Herleitung wird die Schwankung des Drehmoments berücksichtigt, aber Verluste, z. B. durch Reibung, fließen nicht in die Korrektur ein. Eine Erweiterung um einen zusätzlichen Korrekturfaktor für den Wirkungsgrad $k_{a,w}$, der Verluste berücksichtigt, ist daher naheliegend. Für den Korrekturfaktor für den Wirkungsgrad gilt

$$k_{a,w} < 1 \quad . \quad (4.89)$$

Der gesamte Korrekturfaktor k_a ergibt sich schließlich als Produkt der beiden Faktoren $k_{a,t}$ und $k_{a,w}$ zu

$$k_a = k_{a,t} k_{a,w} . \quad (4.90)$$

4.5.2 Annahme von beschränktem Wachstum

Als alternative Beschreibung des Korrekturfaktors k wird eine Funktion k_b vorgeschlagen. Dabei wird k_b als Funktion mit beschränktem Wachstum der Art

$$k_b = S - (S - B_0)e^{-c(n-3)} \quad (4.91)$$

modelliert. Darin ist S die Schranke, die den maximalen Wert von k_b beschreibt. Die Anzahl an verwendeten Aktoren entspricht wie üblich n und der Startwert, bei dem die Funktion beginnt, wird durch B_0 repräsentiert. Weiter geht die Wachstumskonstante n in die Funktion ein.

Die beiden vorgestellten Ansätze nutzen die verrichtete Arbeit der Aktoren im Antrieb, um mittels eines Korrekturfaktors k_a oder k_b das maximale kontinuierlich verfügbare Drehmoment $M_{\max, \text{kont}}$ bereits in der Entwurfsphase abzuschätzen. Die vorgestellten Theorien eignen sich nur für endlos drehbare Drehantriebe mit $n \geq 3$ Aktoren. Eine Parametrierung der vorgestellten Ansätze zusammen mit einer Berechnung von Korrekturfaktoren sowie eine Überprüfung der beschriebenen Theorien anhand der Daten des realisierten PAM-Antriebs erfolgt in der Diskussion in Abschnitt 5.5.

4.6 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde zunächst ein parametrisches Modell für den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang vorgestellt. Mit den theoretischen Betrachtungen aus dem Grundlagenteil (siehe Abschnitt 2.2.2) kann anschaulich begründet werden, dass das vorgestellte Modell auf alle in dieser Arbeit eingesetzten Aktortypen anwendbar ist. Die statische Drehmomentverteilung wurde für alle in Kapitel 3 vorgestellten Antriebskonzepte modelliert. Für die im FHA-Antrieb eingesetzten, neu entwickelten FHAs wurde darüber hinaus ein mathematisches Modell hergeleitet, das die Kraft der FHAs vereinfachend anhand des Schnitts zweier idealer Kreise berechnet. Die tatsächliche Deformation der Arbeitskammer durch den Walzenkörper wird dabei nicht berücksichtigt. Zuletzt wurde eine Theorie hergeleitet, die basierend auf der Arbeit, die ein Aktor im Antriebskonzept verrichtet, eine Abschätzung des maximal kontinuierlich verfügbaren Drehmoments von endlos drehbaren Antrieben bereits in der Entwurfsphase ermöglicht.

5 Evaluation

Im bisherigen Verlauf dieser Arbeit wurden drei Antriebskonzepte vorgestellt, die endlos drehbar und servopneumatisch positionierbar sind. In diesem Kapitel erfolgt die Evaluation der mathematischen Modelle durch Messung des Drehmoments an realisierten Versuchsaufbauten. Die modellierten und gemessenen Datensätze werden verglichen und auffällige Abweichungen diskutiert. Zusätzlich zum statischen Drehmoment werden weitere charakteristische Eigenschaften der Drehantriebe an den Testständen untersucht und soweit sinnvoll möglich mit Messdaten belegt.

In Abschnitt 5.1 wird zunächst die Steuerung vorgestellt, die zum Betrieb aller Antriebseinheiten gleichermaßen eingesetzt wird. Anschließend folgt die Evaluation der drei realisierten Drehantriebe. Dabei wird im ersten Schritt das Modell für den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang für den jeweiligen Aktor parametrisiert und der mechanische Aufbau der Drehantriebe anhand von Konstruktionsunterlagen aus dem Computer-Aided Design (CAD) und Abbildungen von realen Prototypen erläutert. Es folgt die Messung der statischen Drehmomentverteilung und der einstellbaren Nachgiebigkeit. Als letzte Eigenschaft wird die servopneumatische Positionierung untersucht. In den Abschnitten 5.2 bis 5.4 werden der Balg-Antrieb, der PAM-Antrieb und der FHA-Antrieb bezüglich der charakteristischen Eigenschaften evaluiert. Darüber hinaus wird in diesen Abschnitten auf spezifische Probleme der Aktoren und Besonderheiten beim Betrieb der Drehantriebe eingegangen. In Abschnitt 5.5 wird die Theorie zur Drehmomentabschätzung evaluiert. Abschließend erfolgt in Abschnitt 5.6 eine Diskussion der Ergebnisse und eine Einordnung der Erkenntnisse in den Kontext der kollaborativen Robotik.

5.1 Steuerung der Versuchsaufbauten

In allen Versuchsaufbauten wird als übergeordnete Steuerung eine modulare Speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) des Herstellers Beckhoff eingesetzt. Diese wurde im Rahmen einer Studienarbeit aufgebaut und in Betrieb genommen (Mahler 2017). In Tabelle 5.1 ist die Konfiguration der SPS aufgelistet. Mit dieser Ausführung lassen sich die Proportionalventile ansteuern und sowohl ein Inkrementalgeber als auch ein Absolutwertgeber mit der jeweils geeigneten Klemme auslesen. In Tabelle 5.2 sind die in den Drehantrieben verwendeten Drehwinkelsensoren aufgelistet. Es wurde stets nur einer der Sensoren verwendet.

Tabelle 5.1: Konfiguration der SPS-Steuerung

Klemme	Anzahl	Funktion
EK1101	1	EtherCAT-Koppler mit ID-Switch
EL4002	3	2-Kanal-Analog-Ausgangsklemme
EL3162	3	2-Kanal-Analog-Eingangsklemme
EL5101	1	Inkremental-Encoder-Interface
EL5001	1	SSI-Geber-Interface

Tabelle 5.2: Übersicht über die verwendeten Drehwinkelsensoren

Funktionsweise	Hersteller	Bezeichnung	Auflösung
Hall-Winkelsensor	Metallux	POH 120	analog
Inkrementalgeber	Sick	DFS60AS4PC65536	16 Bit
Absolutwertgeber	Baumer	MHAP100 B5 Z40 SB17E U131072 D	17 Bit

Die Untersuchungen am Balg-Antrieb und auch die ersten Messungen und Versuche mit dem PAM-Antrieb wurden mit Proportionalventilen älterer Bauart vom Typ MPPEs durchgeführt. Dabei wurde festgestellt, dass die Ventile eine für die Regelung von Sprungantworten sehr nachteilige Totzeit aufweisen (Schäffer 2017; Schanz 2018). Infolgedessen wurden für die weitergehenden Untersuchungen am PAM-Antrieb – insbesondere für die servopneumatische Positionierung und für alle Versuche mit dem FHA-Antrieb – Proportionalventile vom Typ VPPM beschafft. Diese entsprechen dem aktuellen Stand der Technik und weisen eine geringere Totzeit auf (Schanz 2018). In Tabelle 5.3 sind die in dieser Arbeit verwendeten Ventile aufgelistet.

Tabelle 5.3: Übersicht über die verwendeten Ventile

Funktionsweise	Hersteller	Bezeichnung	Totzeit
Tasterventil	Festo	K-3-M5	handbetätigt
Proportionalventil	Festo	MPPEs-3-1/8-10-010	mind. 0,075 s
Proportionalventil	Festo	VPPM-6L-L-1-G18-0L6H-V1P-S1	etwa 0,025 s

Die Proportionalventile vom Typ VPPM verfügen über eine Einstellmöglichkeit der Regler-Charakteristik. Diese Einstellung ermöglicht es, den im Ventil selbst ablaufenden Druckregler zwischen drei Charakteristiken umzuschalten (aggressiv, neutral, defensiv). Für alle Versuche und Messungen wurde diese Einstellung unverändert auf der neutralen Stellung belassen.

In Abbildung 5.1 ist je ein Exemplar der beiden Proportionalventiltypen zu sehen, das im Rahmen dieser Arbeit verwendet wurde.



Abbildung 5.1: Pneumatische Proportionalventile, Schalldämpfer a, Steckverschraubung für den Anschluss einer Druckluftleitung b, mittlere Einstellung der Reglercharakteristik c, Anschluss der Steuerungsleitung d.

5.2 Evaluation des Balg-Antriebs

Beim Balg-Antrieb handelt es sich um das erste Antriebskonzept, das in einem realen Drehantrieb umgesetzt wurde. Dementsprechend lag der Fokus auf dem grundsätzlichen Nachweis des Funktionsprinzips sowie dem Nachweis der geplanten charakteristischen Eigenschaften. Um den Antrieb in Betrieb zu nehmen, wurden zu Beginn der Untersuchungen Fahrradschläuche als Arbeitskammern eingesetzt. Im weiteren Verlauf der Arbeiten konnten diese durch prototypische Bälge ersetzt werden. In diesem Abschnitt wird zunächst eine Kraftmessung der Bälge präsentiert und das Modell parametrisiert. Es folgt eine Vorstellung des realisierten Drehantriebs sowie des gesamten Versuchsaufbaus. Anschließend werden Messungen der statischen Drehmomentverteilung vorgestellt und die weiteren charakteristischen Eigenschaften untersucht.

5.2.1 Charakterisierung der Bälge

Die Kraft F_{balg} , die ein Balg ausübt, wird bei steigendem Druck p und verschiedenen Ausdehnungen δ_{balg} gemessen, um anschließend das Modell für den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang mit diesen Daten zu parametrieren. Die zentrale Struktur, an der die Bälge im Drehantrieb befestigt sind, wurde für die Kraftmessung aus dem Antrieb ausgebaut und auf einer separaten Grundplatte montiert. Zusätzliche Bohrungen in dieser Grundplatte ermöglichen die Befestigung einer Lastzelle mittels Adapterbauteil in verschiedenen Abständen von der zentralen Befestigungsstruktur. In Abbildung 5.2 ist der Messaufbau zu sehen. Je nach entstehender Kraft wurde entweder die Lastzelle mit einem Messbereich von 0 kg bis 20 kg oder die Lastzelle mit einem Messbereich von 0 kg bis 50 kg eingesetzt. Die Daten

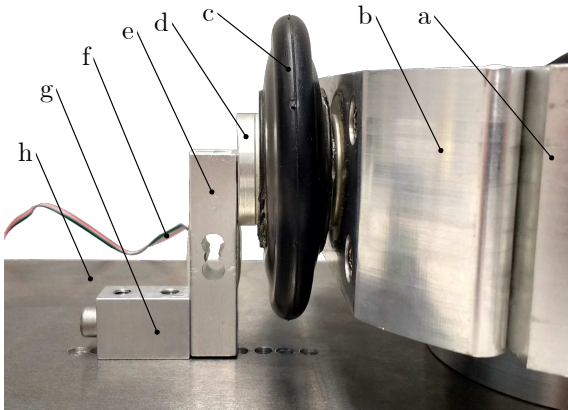


Abbildung 5.2: Messaufbau zur Kraftmessung der Bälge bei einer Ausdehnung von 2,2 mm und 200 kPa, Zentralstruktur des Drehantriebs a, Klemmelement am Zentralelement b, Balg c, zusätzliches Endstück für den Kontakt zum inneren Gehäuse d, Lastzelle e, Anschlussleitung der Lastzelle f, Adapter zur Befestigung der Lastzelle g, Grundplatte mit Bohrungen für die Messung verschiedener Ausdehnungen h (Mahler 2017).

der verwendeten Lastzellen sind in Tabelle C.5 im Anhang zu finden. Die von einem Balg bei verschiedenen Drücken auf die Lastzelle ausgeübte Kraft wurde für sieben diskrete Ausdehnungen und bei Drücken von 40 kPa bis 300 kPa gemessen. Zunächst wurde eine Ausdehnung mechanisch eingestellt, anschließend wurde der Druck in der Arbeitskammer in Schritten von je 10 kPa erhöht und die dabei jeweils anliegende Kraft gemessen. Der erste Satz der drei prototypischen Bälge wies bereits nach wenigen Versuchsreihen mit bis zu 400 kPa Druck erste Schädigungen auf und konnte nicht weiter genutzt werden. Um einen weiteren Defekt eines Balgs zu vermeiden, wurden die Kraftmessungen nicht bis zum theoretisch

möglichen Druckniveau von 400 kPa durchgeführt, sondern bereits bei 300 kPa beendet. In Abbildung 5.3 sind die Ergebnisse der Kraftmessung eines Balgs abgebildet. Da die größere der beiden zu diesem Zeitpunkt vorhandenen Lastzellen auf eine maximale Last von 50 kg, also 490,5 N Kraft, ausgelegt ist, wurden die Messungen bei einer Ausdehnung von 2,2 mm nur bis zu einem Druck von 230 kPa durchgeführt. Weiter ist der lineare Zusammenhang zwischen Kraft und Druck bei konstanter Ausdehnung in Abbildung 5.3 ersichtlich. Die Messdaten der Kraftmessung der Bälge sind im Anhang in Tabelle C.6, C.7 und C.8 zu finden.

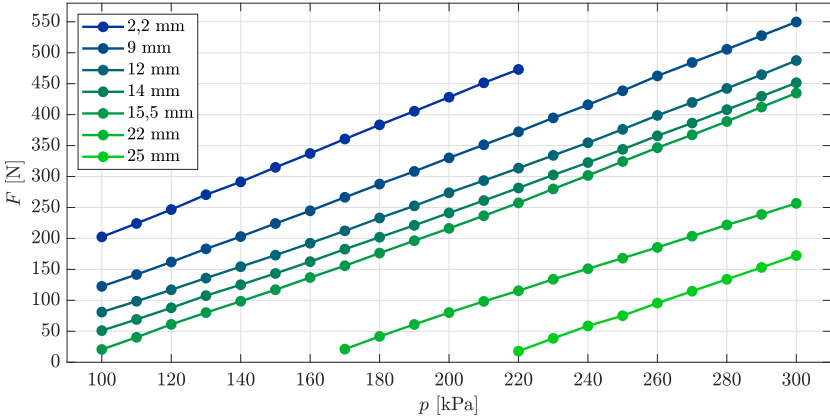


Abbildung 5.3: Kraftmessung von Balg Nr. 1 bei diskreten Ausdehnungen. Einzelne Messungen sind als Punkte dargestellt, die Messdaten sind in Tabelle C.6 im Anhang zu finden.

5.2.2 Parametrierung des Aktor-Modells der Bälge

Das in Abschnitt 4.1 vorgestellte Modell für den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang eines Aktors kann basierend auf den Messdaten für jeden der eingesetzten Bälge parametrierbar werden. Das Fitting der Parameter erfolgt mit einer Polynomapproximation, dabei wird die Abweichung mit der Methode der kleinsten Quadrate optimiert. Für Balg 1 ergibt sich die Teilfunktion c_1 zu

$$c_{1,\text{balg}} = -3,7163 \cdot 10^{-4} \delta_{\text{balg}}^2 + 2,5024 \cdot 10^{-3} \delta_{\text{balg}} + 2,2144 \quad (5.1)$$

und die Teilfunktion c_2 zu

$$c_{2,\text{balg}} = 2,0378 \cdot 10^{-3} \delta_{\text{balg}}^4 - 8,7768 \cdot 10^{-2} \delta_{\text{balg}}^3 + 9,0621 \cdot 10^{-1} \delta_{\text{balg}}^2 - 1,3195 \cdot 10^1 \delta_{\text{balg}} \quad (5.2)$$

mit der Ausdehnung δ_{balg} jeweils in mm. Alle Kräfte, die die Bälge ausüben, sind Druckkräfte. Kräfte mit negativem Vorzeichen sind nicht zulässig und es folgt die Fallunterscheidung

$$F_{\text{balg}} = \begin{cases} c_{1,\text{balg}} p + c_{2,\text{balg}} & \text{wenn } c_{1,\text{balg}} p + c_{2,\text{balg}} > 0 \\ 0 & \text{wenn } c_{1,\text{balg}} p + c_{2,\text{balg}} \leq 0 \end{cases} \quad (5.3)$$

Der Druck p wird in Gleichung (5.3) in kPa eingesetzt. Eine Abbildung der Gesamtfunktion, die die Kraft des Balg 1 in Abhängigkeit der Ausdehnung und des Drucks darstellt, ist als dreidimensionale Fläche in Abbildung 5.4 dargestellt.

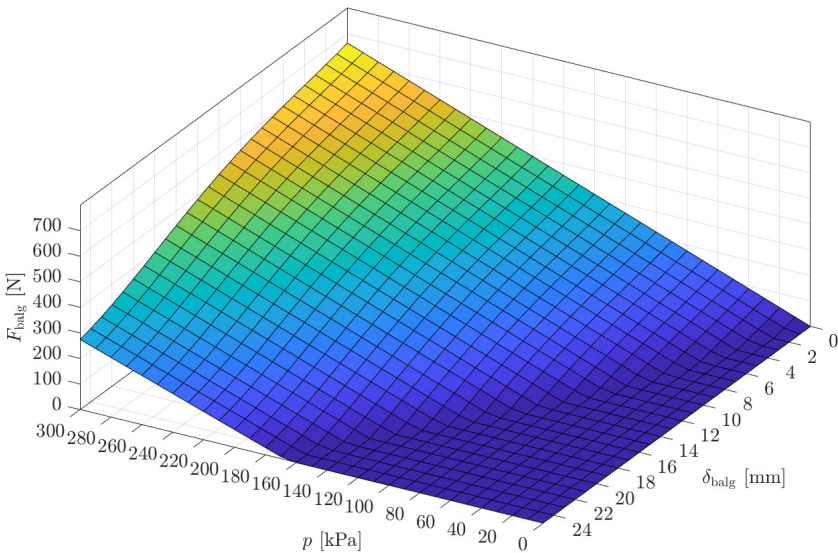


Abbildung 5.4: Darstellung des approximierten Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs von Balg 1 als dreidimensionale Fläche.

Der Modellfehler z_i an der Stelle i wird berechnet als

$$z_i = |F_{\text{balg},i} - F_{\text{mess},i}| \quad (5.4)$$

mit dem Messwert $F_{\text{mess},i}$. Der mittlere Modellfehler z_{mittel} ergibt sich mit der Anzahl an Messstellen ν zu

$$z_{\text{mittel}} = \frac{1}{(\nu - 1)} \sum_{i=1}^{\nu} |z_i| \quad (5.5)$$

Für das parametrisierte Modell von Balg 1 beträgt der mittlere Modellfehler 5,75 N. Die empirische Standardabweichung s_{std} kann beschrieben werden als

$$s_{\text{std}} = \sqrt{\frac{1}{(\nu - 1)} \sum_{i=1}^{\nu} (z_i - z_{\text{mittel}})^2} \quad (5.6)$$

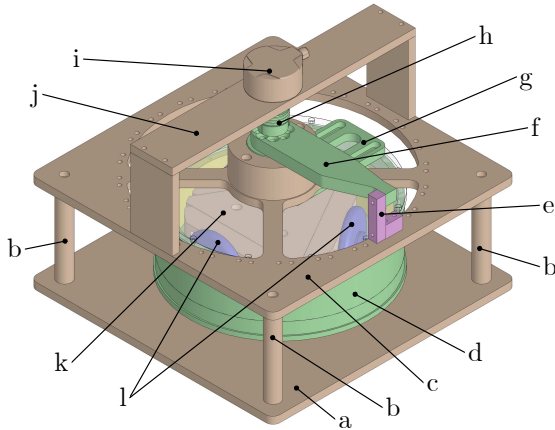
und in diesem Fall mit 6,75 N angegeben werden.

Zwischen den Bälgen ist eine Streuung hinsichtlich des Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs zu beobachten. Beispielsweise wird bei einer Ausdehnung von 22 mm und einem Druck von 300 kPa bei Balg 2 21 Prozent weniger Kraft gemessen als bei Balg 1. Da die Fertigung von prototypischen Elastomerbauteilen sehr anfällig für Qualitätsschwankungen ist, ist diese Streuung nicht verwunderlich. Um dies korrekt zu berücksichtigen, wird die Approximation des Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs für alle Bälge individuell parametrisiert. Die Parameter aller Modelle sind im Anhang in Tabelle C.9 zu finden.

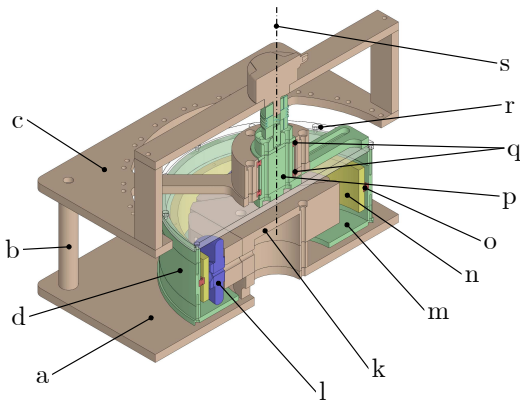
5.2.3 Mechanischer Aufbau des Balg-Antriebs

Das in Abschnitt 3.1 beschriebene Funktionsprinzip wurde in einer mechanischen Konstruktion umgesetzt und ein Demonstrator realisiert. Abbildung 5.5a zeigt das vollständige 3D-CAD-Modell inklusive der Komponenten zur Drehmomentmessung (Hebelarm, Lastzelle und Adapter). In Abbildung 5.5b ist eine Schnittansicht durch das 3D-CAD-Modell parallel zur Drehachse dargestellt. Das Farbschema aus Abbildung 3.3 wurde in den 3D-CAD-Darstellungen beibehalten. Alle mechanisch fest miteinander verbundenen Bauteile sind in derselben Farbe dargestellt. Die Struktur und alle fest stehenden Bauteile sind braun dargestellt. Das äußere Gehäuse ist über eine Acrylglasscheibe fest mit der Antriebswelle (grün) verbunden. Die Aktoren sind als nicht expandierte Bälge abgebildet (blau), das innere Gehäuse (gelb) ist im äußeren Gehäuse (grün) über ein Dünnringlager (rot) drehbar gelagert. Das gesamte 3D-CAD-Modell zeigt die zur Drehmomentmessung genutzten Bauteile (lila). Die Messung erfolgt über eine Lastzelle, die die Kraft zwischen Hebelarm und der oberen Strukturplatte des Drehantriebs misst. Hierfür wird die Lastzelle mit einem Adapter passend zum Hebelarm auf der oberen Strukturplatte befestigt. Die gemessene Last kann anschließend über den Hebelarm in ein Drehmoment umgerechnet werden. In der Schnittansicht durch das 3D-CAD-Modell des Drehantriebs in Abbildung 5.5b sind insbesondere zusätzlich zum Dünnringlager (rot) auch die Lager der Antriebswelle (rot) zu sehen.

Alle intern gefertigten Bauteile des Balg-Antriebs sind aus Aluminiumwerkstoff gefertigt, da dieser sich gut bearbeiten lässt. Der realisierte Balg-Antrieb ist in Abbildung 5.6a dargestellt. Abbildung 5.6b zeigt eine Übersicht des gesamten Versuchsaufbaus des Balg-Antriebs. Es wurde ein Inkrementalgeber mit 16 Bit Auflösung als Drehgeber verwendet. Dieser Inkre-

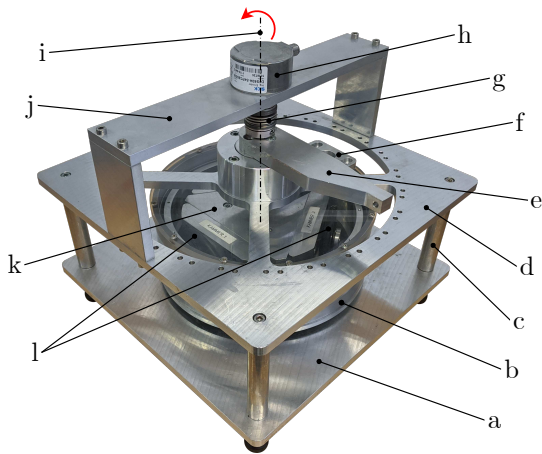


(a) 3D-CAD-Modell des Balg-Antriebs

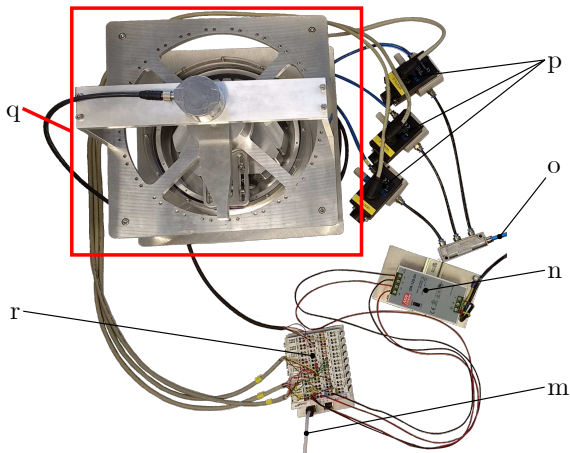


(b) Schnittansicht des 3D-CAD-Modells des Balg-Antriebs

Abbildung 5.5: 3D-CAD-Modell des Balg-Antriebs, untere Strukturplatte a, Verbinder zwischen oberer und unterer Strukturplatte b, obere Strukturplatte c, äußeres Gehäuse d, Lastzelle e, Hebelarm f, Verbinder zwischen Antriebswelle und äußerem Gehäuse g, Kupplung h, Inkrementalgeber i, Sensorbrücke j, fixe Mittelstruktur k, Balgaktor l, unterer Deckel des äußeren Gehäuses m, inneres Gehäuse n, Dünnringlager o, Antriebswelle p, Lagerung der Antriebswelle q, oberer Deckel des äußeren Gehäuses aus Acrylglas r, Drehachse s.



(a) Realisierter Balg-Antrieb



(b) Übersicht über den gesamten Versuchsaufbau des Balg-Antriebs

Abbildung 5.6: Realisierter Balg-Antrieb und gesamter Versuchsaufbau, untere Strukturplatte a, äußeres Gehäuse b, Verbindler zwischen oberer und unterer Strukturplatte c, obere Strukturplatte d, Hebelarm e, Verbindler zwischen Antriebswelle und äußerem Gehäuse f, Kupplung g, Inkrementalgeber h, Drehachse i, Sensorbrücke j, fixe Mittelstruktur k, Balgaktoren l, EtherCAT-Anschlussleitung m, Netzteil n, Druckluft-Anschlussleitung o, Proportionalventile p, Balg-Antrieb q, SPS-Steuerung r.

mentalgeber liefert eine Winkelauflösung von umgerechnet $0,0055^\circ$ (siehe Tabelle 5.2). Der Balg-Antrieb wird mit den Proportionalventilen vom Typ MPPEs betrieben. Die Lastzelle und der Adapter zur Befestigung der Lastzelle sind in Abbildung 5.6 nicht zu sehen.

5.2.4 Aktoren im Balg-Antrieb

Zur Inbetriebnahme des Balg-Antriebs wurden zunächst Fahrradschläuche (Schwalbe SV 6, Schwalbe SV13 und Schwalbe SV 15) als Aktoren eingesetzt. In der Bachelorarbeit von Rueß (2016) wird die Inbetriebnahme des Balg-Antriebs beschrieben. Im ersten Schritt konnte mit einer manuellen Ansteuerung der Arbeitskammern über Tasterventile die endlose Drehung der Antriebswelle nachgewiesen werden. Durch eine manuelle Drehung der Welle konnte darüber hinaus auch die Nachgiebigkeit des Antriebs gezeigt werden. Bereits in den ersten Versuchen zeigte sich, dass die Fahrradschläuche nur bis zu einem Druck von 125 kPa sinnvoll betrieben werden können. Bei einem Druck von 150 kPa neigen die Fahrradschläuche jedoch bereits nach wenigen Zyklen dazu aufzuplatzen. Die Ursache dafür liegt in der unbegrenzten Ausdehnung, die zur Seite hin möglich ist. Eine detailliertere Beschreibung der eingesetzten Fahrradschläuche und der beobachteten Probleme ist in Anhang A zu finden.

Im Balg-Antrieb können anstelle der Fahrradschläuche auch Bälge als Aktoren eingesetzt werden. Für die Untersuchungen standen prototypische Bälge zur Verfügung (siehe Abbildung 5.7). Die Bälge werden auf einer Seite mit Endstücken versehen (d in Abbildung 5.2, nicht dargestellt in Abbildung 5.7), die dem Radius des inneren Gehäuses entsprechen. Auf

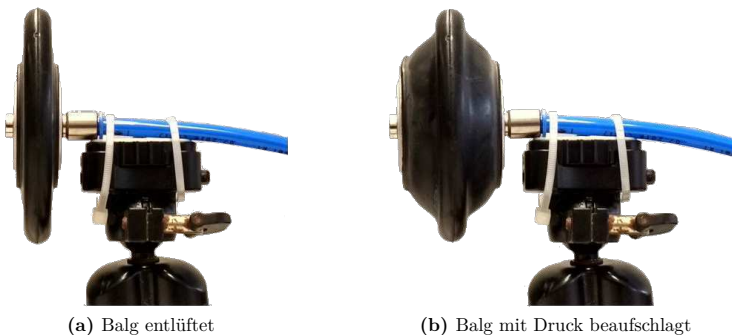


Abbildung 5.7: Expansionsverhalten der prototypischen Bälge, zur besseren Sichtbarkeit in einem Stativ eingespannt (Mahler 2017; Schanz 2018).

der anderen Seite erfolgt der Anschluss der Druckluft. Im Drehantrieb werden die Bälge durch die Führung des Druckluftanschlusses in einer Bohrung in der fixen Mittelstruktur in Position gehalten.

Im Weiteren werden die gemessene statische Drehmomentverteilung und die charakteristischen Eigenschaften des Balg-Antriebs mit den verfügbaren prototypischen Bälgen beschrieben. Die Bälge konnten bis zu einem Druck von 400 kPa genutzt werden, höhere Drücke führen zum Platzen der Arbeitskammern. Die Lebensdauer der Bälge bei 400 kPa ist deutlich höher als die der Fahrradschläuche bei 150 kPa, entspricht aber, da es sich um Prototypen handelt, leider ebenfalls nicht industriellen Standards. Reproduzierbare Messungen des Drehmoments und grundlegende Versuche zur Positionierung waren mit den Bälgen dennoch möglich und werden im Folgenden vorgestellt.

5.2.5 Drehmomentmessung des Balg-Antriebs

Die Messung des Drehmoments an der Antriebswelle erfolgt über einen Hebelarm, der auf der Welle verschraubt wird. Eine Lastzelle wird zwischen einem Adapterbauteil und dem Hebelarm montiert. Je nach anliegender Kraft kommt eine Lastzelle mit passendem Messbereich zum Einsatz. In Tabelle C.5 im Anhang sind die relevanten Daten der verwendeten Lastzellen aufgelistet. Die Anordnung des Hebelarms und der Lastmesszelle ist in Abbildung 5.5 dargestellt. Das Adapterbauteil wird direkt auf der Struktur des Antriebs verschraubt und kann in 15°-Schritten in Umfangsrichtung mechanisch versetzt werden. Diese Kraftmessung liefert mit der Länge Hebelarms (f in Abbildung 5.5a) das Drehmoment an 24 äquidistant auf den Umfang verteilten Positionen. Sowohl mit den Fahrradschläuchen als auch mit den Bälgen als Arbeitskammern wurden Messungen der statischen Drehmomentverteilung durchgeführt.

Die Ergebnisse der Messung des statischen Drehmoments – erzeugt durch Balg 1 bei Druckniveaus von 100 kPa bis 400 kPa in Schritten von 100 kPa über einer Umdrehung – sind in Abbildung 5.8 dargestellt. Die Kraft, die ein Balg ausübt, steigt nahezu linear mit dem Druck an (siehe Abschnitt 2.2.2). Diese Eigenschaft führt ebenfalls zu einer nahezu linearen Skalierung des Drehmomentverlaufs von niederen zu höheren Drücken. Alle positiven Messwerte im Diagramm in Abbildung 5.8 wurden durch Spiegelung der negativen Messwerte erstellt, da für die Messreihen 100 kPa, 200 kPa und 400 kPa nur negative Drehmomente gemessen wurden.

Im Diagramm in Abbildung 5.9 ist das Resultat der mathematischen Modellierung des Drehmoments zusammen mit dem gemessenen statischen Drehmoment bei einem Druckniveau von 300 kPa in den Arbeitskammern dargestellt. In diesem Diagramm basieren sowohl positive als auch negative Messwerte auf realen Messungen. Hier können im Gegensatz zu Abbildung 5.8 Unterschiede zwischen positivem und negativem Drehmoment festgestellt werden. Diese Unterschiede sind durch mangelnde Positionstreu der Bälge im Drehantrieb und durch eine nicht ausreichend dimensionierte Lagerung der Antriebswelle zu erklären. Zusätzlich zum gemessenen Drehmoment der einzelnen Arbeitskammern ist das maximal mögliche Drehmoment als Summe der in gleicher Richtung wirkenden Einzelmomente dargestellt.

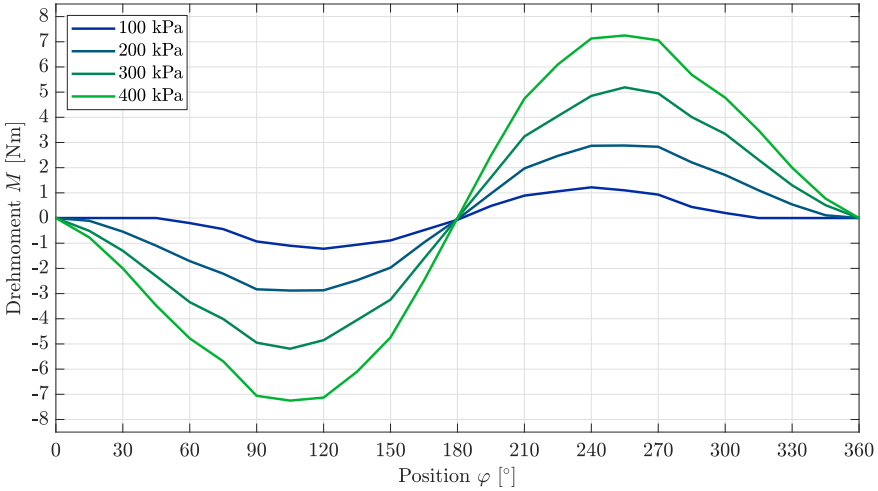


Abbildung 5.8: Drehmoment von Balg 1 im Balg-Antrieb bei Drücken von 100 kPa, 200 kPa, 300 kPa und 400 kPa.

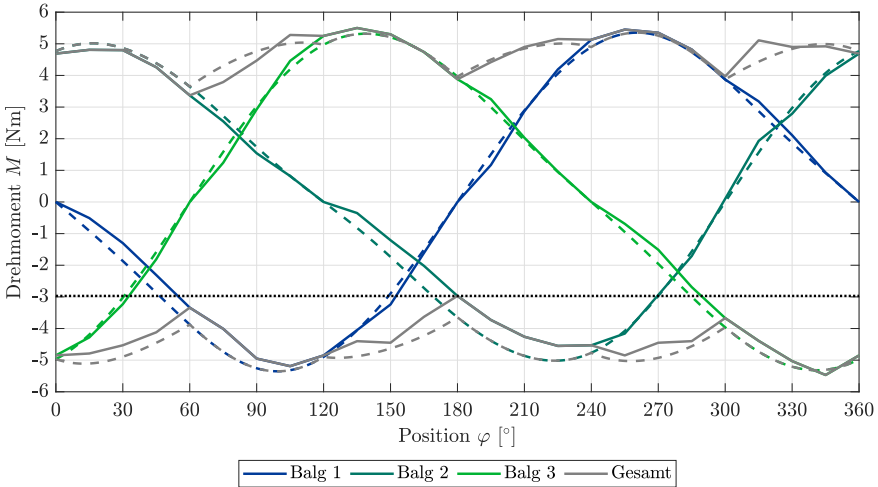


Abbildung 5.9: Vergleich von gemessenem und modelliertem statischem Drehmoment des Balg-Antriebs bei 300 kPa, Messwerte durchgehende Linien, modellierte Werte gestrichelte Linien, Messwerte und modellierte Werte des gesamten Drehmoments grau, $M_{\max, \text{kont}}$ schwarz gepunktete Linie.

In Abbildung 5.9 sind die Messwerte als durchgehende Linien und die modellierten Werte als gestrichelte Linien dargestellt. Wie in Abschnitt 5.2.2 beschrieben, wurde das Modell für den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang für jeden Balg individuell parametrisiert. Bedingt durch die Einbindung der individuellen Modelle der Bälge bildet das mathematische Modell die Verteilung des am realen Antrieb gemessenen statischen Drehmoments gut ab.

Der Modellfehler z_i für das Modell der gesamten statischen Drehmomentverteilung mit positiver Drehrichtung an der Stelle i wird berechnet mit

$$z_i = |M_{\text{balg,intern},i} - M_{\text{mess},i}| \quad . \quad (5.7)$$

Darin ist $M_{\text{mess},i}$ der Messwert des gesamten positiven Drehmoments an der Stelle i und $M_{\text{balg,intern},i}$ der Wert, den das Modell für diese Position liefert. Der mittlere Modellfehler für die Drehmomentverteilung des gesamten positiven Drehmoments z_{mittel} wird entsprechend Gleichung (5.5) berechnet. Da der Antrieb rotationssymmetrisch aufgebaut ist, werden nur positive Drehmomente in der Fehlerrechnung berücksichtigt. Der mittlere Modellfehler kann für das positive Gesamtdrehmoment bei 300 kPa Druck in den Arbeitskammern mit 0,17 Nm angegeben werden. Die empirische Standardabweichung s_{std} wird entsprechend Gleichung (5.6) berechnet. Für die positiven statischen Drehmomente ergibt sich eine Standardabweichung von 0,23 Nm.

Bei der Dimensionierung oder Auswahl eines Drehantriebs ist das maximal kontinuierlich verfügbare Drehmoment $M_{\text{max,kont}}$ eine wichtige Größe. Für den Balg-Antrieb wird bei einem Druck von 400 kPa ein $M_{\text{max,kont}}$ von 4,3 Nm gemessen. Das Modell liefert bei 400 kPa ein $M_{\text{max,kont}}$ von 5,4 Nm, was einer Abweichung von 26 Prozent zwischen der Messung und den modellierten Werten entspricht. Wie bereits in Abschnitt 4.5 und Abbildung 4.7 beschrieben bzw. dargestellt, würde der Einsatz von mehr als drei Arbeitskammern die Schwankung des gesamten Drehmoments reduzieren und dadurch ein höheres $M_{\text{max,kont}}$ ermöglichen.

Das mit dem Balg-Antrieb erreichte maximal kontinuierlich verfügbare Drehmoment liegt dabei unter den Werten, die beispielsweise von Ivlev (2009) für die verschiedenen REC-Aktoren angegeben werden (mindestens 8 Nm); wobei keiner der REC-Aktoren um mehr als 130° drehbar ist. Alle REC-Aktoren wiederum benötigen einen kleineren Bauraum als der Balg-Antrieb. Bedingt durch das neuartige Antriebskonzept gestaltet sich ein Vergleich mit bekannten pneumatischen Drehantrieben schwierig. Zu den vom mechanischen Antriebskonzept her ähnlichen pneumatischen Motoren wiederum sind in den deutschsprachigen Patentschriften keine Angaben zum erreichbaren Drehmoment zu finden (Patentschrift DE 2351990 A1 1974b; Patentschrift DE 2347133 A1 1974a; Patentschrift DE 102008049293 A1 2009).

5.2.6 Einstellbare Steifigkeit des Balg-Antriebs

Die einstellbare Steifigkeit eines Drehantriebs kann nachgewiesen werden, indem der Antrieb zunächst in einer beliebigen Winkelstellung positioniert wird. Anschließend wird die Antriebswelle durch ein externes Drehmoment aus der Startposition ausgelenkt und es werden das veränderte Drehmoment sowie die veränderte Winkelposition gemessen. Wird derselbe Vorgang bei einem höheren Druckniveau in den Arbeitskammern wiederholt, so ist für die gleiche Auslenkung ein höheres Drehmoment erforderlich.

Ein grundlegender quantitativer Nachweis der Nachgiebigkeit mittels Messung wurde ebenfalls erbracht. Für diese Messung wird die Welle zunächst positioniert, anschließend wird die Welle über den Hebel händisch ausgelenkt. Das applizierte Drehmoment wird über die Lastzelle, die Auslenkung über den Winkelsensor gemessen. Eine der so erzeugten Messreihen ist im Diagramm in Abbildung 5.10 zu sehen. Diese Messung wurde mit Fahrradschläuchen vom Typ SV 6 als Arbeitskammern durchgeführt. Da die Messungen das gewünschte Verhalten eindeutig wiedergeben, wurde diese Messung mit den Bälgen später nicht wiederholt. In

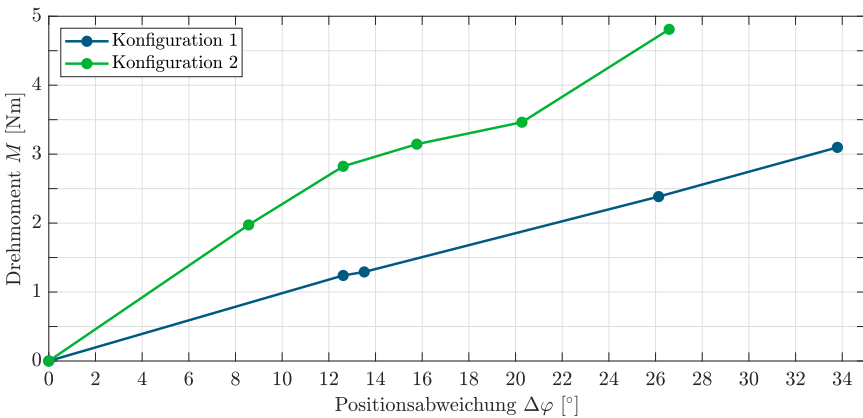


Abbildung 5.10: Messung der Nachgiebigkeit des Balg-Antriebs, Fahrradschläuche vom Typ SV 6 als Arbeitskammern, manuell aufgebracht Drehmoment.

Konfiguration 1 ist die Arbeitskammer 3 mit 51 kPa beaufschlagt und die anderen beiden Arbeitskammern sind entlüftet. In Konfiguration 2 ist Arbeitskammer 3 mit 78 kPa und Arbeitskammer 2 mit 52 kPa Druck beaufschlagt, Arbeitskammer 1 ist entlüftet. Dementsprechend verfügt der Antrieb in Konfiguration 2 über eine höhere Steifigkeit und erzeugt bei gleicher Auslenkung ein höheres rückstellendes Drehmoment.

5.2.7 Servopneumatische Positionierung des Balg-Antriebs

Der Balg-Antrieb war für den initialen Betrieb mit Fahrradschläuchen mit einem analogen Drehwinkelsensor ausgestattet, der für die Versuche mit den Bälgen durch einen Inkrementalencoder ersetzt wurde (siehe Tabelle 5.2). Um mit der SPS-Steuerung eine auf einen diskreten Encoderwert genaue Positionierung der Antriebswelle zu realisieren, wurde von Mahler (2017) im Rahmen einer Studienarbeit ein grundlegendes Programm zur Steuerung der Ventile umgesetzt. Das Programm nutzt die aktuelle Winkelposition als Eingangssignal und ändert je nach Abstand von der Zielposition den vorgegebenen Druck des Ventils in sehr kleinen Inkrementen entsprechend einer hinterlegten Tabelle. Mit dieser Fuzzy-Logic-artigen Regelung konnte erstmals gezeigt werden, dass servopneumatische Positionierung ohne störende Stick-Slip-Effekte möglich ist. Das Steuerungssystem ist in der Lage, die Antriebswelle auf jeden gewünschten Wert des Encoders zu positionieren. Ein Positioniervorgang endet mit dem Erreichen des exakten Werts. Da es sich um ein grundlegendes und keinesfalls um ein optimiertes Regelungskonzept handelt, ist eine Dauer von 5 bis 10 Minuten bis zum Erreichen des Zielwerts notwendig.

5.2.8 Zusammenfassung zum Balg-Antrieb

Beim Balg-Antrieb handelt es sich um das erste Antriebskonzept, das experimentell umgesetzt wurde. Der Fokus der Arbeiten lag darum vorrangig auf einem erfolgreichen Proof-of-Concept. Der Nachweis aller gewünschten Eigenschaften ist mit dem Versuchsaufbau möglich. Der Antrieb ist endlos drehbar und verfügt über eine einstellbare Steifigkeit. Auch eine servopneumatische Positionierung des Drehantriebs ohne störende Stick-Slip-Effekte ist möglich. Alle Eigenschaften konnten mit den entsprechenden Messungen belegt werden. Das kontinuierlich verfügbare Drehmoment kann mit 4,3 Nm angegeben werden. Für den sinnvollen Einsatz in einem kollaborativen Knickarmroboter ist je nach angestrebter Traglast mindestens ein kontinuierlich verfügbares Drehmoment im mittleren zweistelligen Bereich notwendig. Der Aufbau und die charakteristischen Eigenschaften sowie Messungen des statischen Drehmoments des Antriebs wurden veröffentlicht (Stoll und Pott 2018).

Die Lebensdauer der Aktoren und auch die mechanische Stabilität der Konstruktion ermöglichen einen Proof-of-Concept, bleiben aber hinter den Anforderungen, die an einen Robotik-Antrieb gestellt werden, zurück. Bedingt durch die Probleme bezüglich der Lebensdauer der Aktoren sind keine detaillierten Untersuchungen zur servopneumatischen Positionierung mit dem Balg-Antrieb möglich.

5.3 Evaluation des PAM-Antriebs

Im PAM-Antrieb kommen pneumatische Muskeln als Aktoren zum Einsatz. Bei diesen handelt es sich um industrielle Serienprodukte, die es ermöglichen, über die grundlegenden Messungen des statischen Drehmoments und die Charakterisierung der wichtigsten Eigenschaften hinaus Untersuchungen zur Regelung des Antriebs durchzuführen, ohne dass die Lebensdauer der Aktoren erreicht wird. Um Einflüsse der Mechanik auf die Messergebnisse – z. B. durch die Biegung von Bauteilen unter Last oder durch zu schwach dimensionierte Lager – möglichst gering zu halten, ist die Mechanik des Versuchsträgers mit ausreichend Reserven dimensioniert.

In den folgenden Abschnitten wird zunächst das Modell für den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang der PAMs parametrisiert. Daran schließt eine Vorstellung des realisierten Drehantriebs sowie des gesamten Versuchsaufbaus an. Weiter werden die Messungen der statischen Drehmomentverteilung für die verschiedenen Konfigurationen vorgestellt und es folgt der Nachweis der einstellbaren Steifigkeit. Zuletzt wird die servopneumatische Positionierung des PAM-Antriebs untersucht.

5.3.1 Parametrierung des Aktor-Modells eines PAMs

Wie bereits im Stand der Technik erwähnt, wurden in der Forschung verschiedene Ansätze zur Modellierung von PAMs vorgestellt und anhand von Messungen evaluiert (siehe Abschnitt 2.2.2.1). Da das Ziel dieser Arbeit nicht die Entwicklung eines weiteren Modells für den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang eines PAMs ist, wird das in Abschnitt 4.1 beschriebene, allgemeine Modell für die eingesetzten PAMs parametrisiert.

Die Daten für die Parametrierung des Modells basieren nicht auf Messungen, sondern es wurde die PC-Software „Festo MuscleSIM“ (Version 2.0.1.6) des Herstellers Festo verwendet. Mit diesem Programm können Daten für den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang für die von Festo vertriebenen PAMs berechnet werden. Auf das in diesem Programm hinterlegte Modell kann nicht direkt zugegriffen werden. Daher wird der für die Untersuchungen in dieser Arbeit relevante Teil des Kennfelds rekonstruiert. Für die im PAM-Antrieb verwendeten pneumatischen Muskeln (Festo, Typ: DMSP-20-200N-AM-CM) wurden mit der Software Verkürzungen von 0 mm bis 25 mm in Schritten von 5 mm eingestellt. Zu jeder dieser Verkürzungen wurde der Druck von 100 kPa bis 600 kPa in Schritten von 100 kPa eingegeben und jeweils die ausgegebenen Kräfte erfasst. Der so entstandene Datensatz wurde für die Modellierung des Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs verwendet und ist in Tabelle C.10 im Anhang aufgelistet.

Die Gleichung (4.5) beschreibt allgemein den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang. Wie bereits bei den Balg-Aktoren, so wird auch für die PAMs eine Polynomapproximation angewendet, um die Parameter zu fiten. Dabei wird ebenfalls die Methode der kleinsten

Quadrate eingesetzt, um die Abweichung des Modells zu optimieren. Für die eingesetzten PAMs ergibt sich die parametrisierte Teilfunktion c_1 zu

$$c_{1,\text{pam}} = 3,0403 \cdot 10^{-4} \delta_{\text{pam}}^2 - 5,4759 \cdot 10^{-2} \delta_{\text{pam}} + 2,6780 \quad . \quad (5.8)$$

Die Teilfunktion c_2 ergibt sich zu

$$c_{2,\text{pam}} = 1,5553 \cdot 10^{-3} \delta_{\text{pam}}^4 - 1,0790 \cdot 10^{-1} \delta_{\text{pam}}^3 + 2,9128 \delta_{\text{pam}}^2 - 3,9272 \delta_{\text{pam}} \quad . \quad (5.9)$$

Das erstellte Modell generiert auch negative Kräfte. Die Muskeln können jedoch nur Zugkräfte ausüben, daher gilt zusätzlich die Fallunterscheidung

$$F_{\text{pam}} = \begin{cases} c_{1,\text{pam}} p + c_{2,\text{pam}} & \text{wenn } c_{1,\text{pam}} p + c_{2,\text{pam}} > 0 \\ 0 & \text{wenn } c_{1,\text{pam}} p + c_{2,\text{pam}} \leq 0 \end{cases} \quad . \quad (5.10)$$

Bei Eingabe des Drucks p in kPa und der Verkürzung δ_{pam} in mm wird die Kraft F_{pam} in N ausgegeben. In Abbildung 5.11 ist der modellierte Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang als Fläche dargestellt.

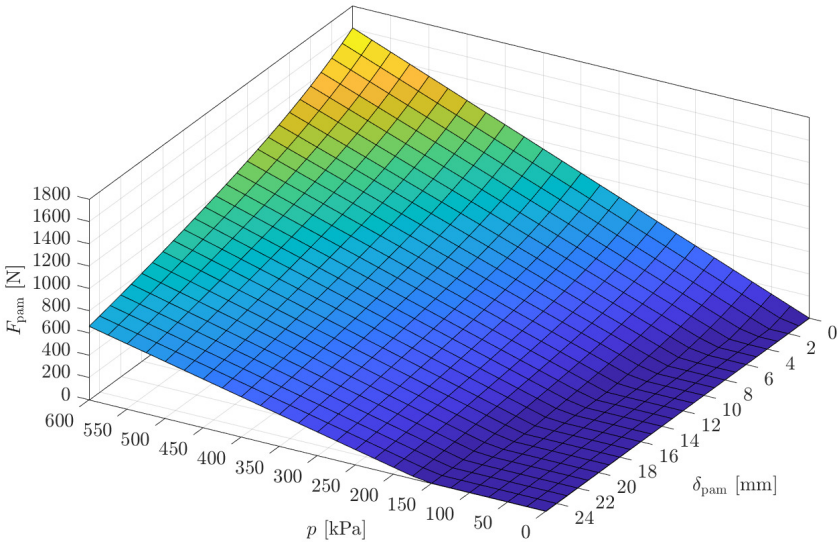


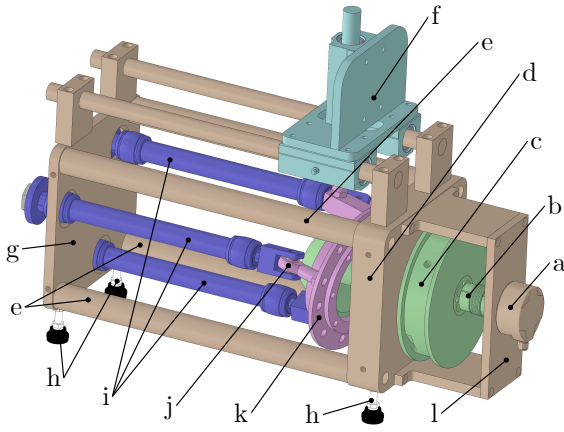
Abbildung 5.11: Darstellung des approximierten Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs eines PAMs vom Typ DMSP-20-200 als dreidimensionale Fläche. Aufgetragen ist die Kraft F_{pam} über dem Druck p und der Verkürzung des PAMs δ_{pam} .

Mit Gleichung (5.4) und (5.5) wird der mittlere Modellfehler z_{mittel} für die PAMs zu 32,0 N ermittelt. Die empirische Standardabweichung s_{std} wird entsprechend in Gleichung (5.6) berechnet und kann für das Modell mit 70,9 N angegeben werden.

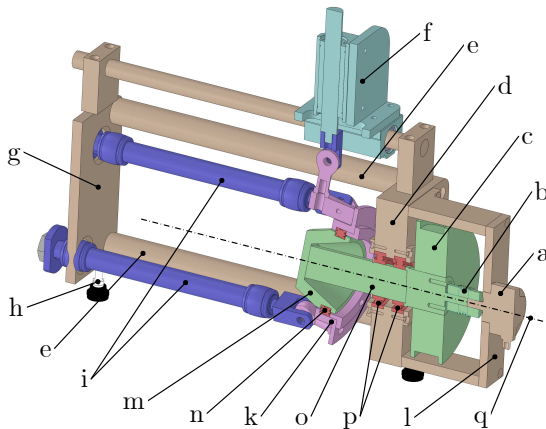
5.3.2 Mechanischer Aufbau des PAM-Antriebs

In Abbildung 5.12 sind zwei Ansichten des 3D-CAD-Modells dargestellt. Abbildung 5.12a zeigt das gesamte 3D-CAD-Modell und Abbildung 5.12b zeigt eine Schnittansicht durch das 3D-CAD-Modell parallel zur Drehachse. Die Farbgebung der Modelle ist an Abbildung 3.5 angelehnt und innerhalb der Abbildungen 5.12 einheitlich. Alle fest miteinander verbundenen Bauteile sind in derselben Farbe dargestellt. Die Struktur des Drehantriebs besteht aus der vorderen und der hinteren Strukturplatte, die über vier Rundstäbe (braun) miteinander verbunden sind. In die vordere Strukturplatte ist die Lagerung der Antriebswelle (rot) integriert. An die um den Winkel β_t geneigte Seite der Antriebswelle ist die innere Taumelscheibe angeschraubt und eine Seilscheibe ist auf der Welle montiert (grün). Die äußere Taumelscheibe (lila) ist mit einem Vierpunktlager (rot) um die innere Taumelscheibe drehbar gelagert. Die Verbindung der pneumatischen Muskeln (blau) mit der äußeren Taumelscheibe erfolgt über eine Gelenkkopfverbindung. Die Gelenkköpfe (lila) sind fest mit der äußeren Taumelscheibe verschraubt. Am vorderen Ende der PAMs sind Gabelköpfe (blau) angebracht. Das bedeutet, die PAMs sind an der Taumelscheibe, also vorne, in ihrer Längsrichtung fix positioniert. Ist der PAM-Antrieb nicht in Betrieb, so sind alle pneumatischen Muskeln entlüftet und die PAMs dehnen sich auf ihre ursprüngliche Länge aus. In die hintere Strukturplatte sind große Bohrungen eingefügt, durch die die entlüfteten PAMs hindurchpassen. Die Muskeln können so bei Bedarf durch die hintere Strukturplatte aus dem Drehantrieb herausragen, was ein Abknicken der Aktoren im entlüfteten Zustand verhindert. Auf der hinteren Seite der Muskeln ist eine große Scheibe angebracht. Sind die PAMs mit Druckluft beaufschlagt, so verkürzen sich diese bis die Scheibe an der hinteren Strukturplatte anliegt. Auf diese Weise können die PAMs eine Zugkraft zwischen hinterer Strukturplatte und äußerer Taumelscheibe aufbringen. Diese Kraft erzeugt ein Drehmoment an der Welle. Liegt kein Gegenmoment an, so verkürzt sich der Muskel und es entsteht eine Drehbewegung der Welle. Um die freie Rotation der äußeren Taumelscheibe zu unterbinden, was eine unerwünschte Biegung der PAMs zur Folge hätte, ist eine zusätzliche Führung der äußeren Taumelscheibe notwendig (türkis).

Der realisierte Drehantrieb in der Konfiguration mit fünf pneumatischen Muskeln ist in Abbildung 5.13a zu sehen. Abbildung 5.13b zeigt den gesamten Laboraufbau des PAM-Antriebs. Im PAM-Antrieb wird zur exakten Erfassung der Winkelposition derselbe 16 Bit Inkrementalgeber wie im Balg-Antrieb verwendet (siehe Tabelle 5.2). Die Strukturbauteile des PAM-Antriebs sind aus Aluminium gefertigt, da dieses Material sich gut bearbeiten lässt.

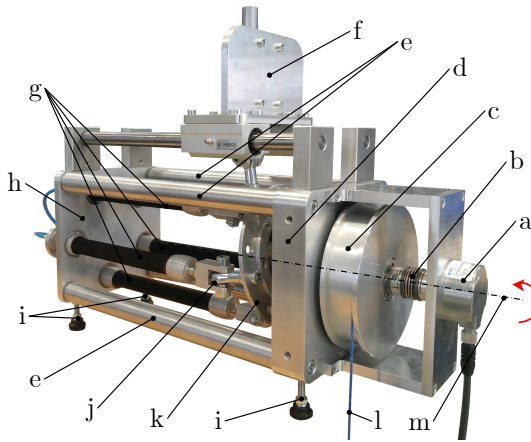


(a) 3D-CAD-Modell des PAM-Antriebs

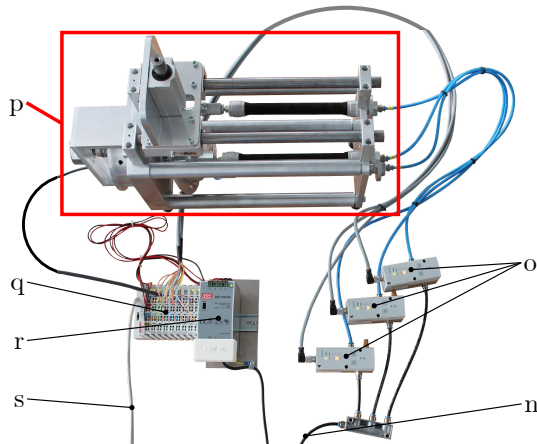


(b) Schnittansicht des 3D-CAD-Modells des PAM-Antriebs

Abbildung 5.12: 3D-CAD-Modell des PAM-Antriebs in der Konfiguration mit 3 PAMs, Drehwinkelsensor a, Kupplung b, Seiltrommel c, vordere Strukturplatte e, zusätzliche Führung der äußeren Taumelscheibe f, hintere Strukturplatte g, Standfuß h, PAM i, Gelenkkopf-Verbindung zwischen PAM und äußerer Taumelscheibe j, äußere Taumelscheibe k, Sensorbrücke l, innere Taumelscheibe m, Vierpunktlager n, Antriebswelle o, Lagerung der Antriebswelle p, Drehachse q.



(a) Realisierter PAM-Antrieb in der Konfiguration mit 5 PAMs



(b) Übersicht über den gesamten Versuchsaufbau des PAM-Antriebs

Abbildung 5.13: Realisierter PAM-Antrieb und gesamter Versuchsaufbau, Drehwinkelsensor a, Kupplung b, Seiltrommel c, vordere Strukturplatte d, Rundstab als Verbinden von vorderer und hinterer Strukturplatte e, zusätzliche Führung der äußeren Taumelscheibe f, PAM g, hintere Strukturplatte h, Standfuß i, Gelenkkopf-Verbindung zwischen PAM und äußerer Taumelscheibe j, äußere Taumelscheibe k, Seil l, Drehachse m, Druckluft-Anschlussleitung n, Proportionalventile o, PAM-Antrieb in der Konfiguration mit 3 PAMs p, SPS-Steuerung q, Netzteil r, EtherCAT-Anschlussleitung s.

Darüber hinaus ist in Abbildung 5.13a ein Seil zu sehen, das auf der Seilscheibe befestigt ist und über welches ein externes Drehmoment eingeleitet werden kann.

Der PAM-Antrieb wurde zunächst mit den Proportionalventilen vom Typ MPPEs in Betrieb genommen. Alle im Rahmen dieser Arbeit beschriebenen Messungen und Versuche wurden mit den Proportionalventilen vom Typ VPPM durchgeführt. Die Lebensdauer der PAMs wurde im Laufe der Untersuchungen nicht erreicht, die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse ist mit den Muskeln durchweg gegeben und alle geplanten Versuche konnten problemlos durchgeführt werden.

Der PAM-Antrieb ist modular aufgebaut, um den Einfluss verschiedener Parameter untersuchen zu können. Es besteht die Möglichkeit, die Anzahl n von Aktoren im Antrieb zu erhöhen und den Neigungswinkel der Taumelscheibe β_t zu verändern. In der äußeren Taumelscheibe sind Lochkreise für die Montage von entweder drei, vier oder fünf PAMs eingebracht. Daher gilt für die Anzahl von Aktoren n im PAM-Antrieb:

$$n \in \{3, 4, 5\} . \quad (5.11)$$

Von der hinteren Platte des PAM-Antriebs existieren entsprechend drei Varianten, von denen die jeweils passende im Antrieb eingesetzt werden muss. Eine mechanische Änderung der Anzahl an Aktoren im PAM-Antrieb ist mit einem zeitlichen Aufwand von einigen Minuten möglich. Die Modularität hinsichtlich der Anzahl von PAMs erlaubt es nicht nur, die Drehmomentmodellierung für verschiedene Anzahlen von Arbeitskammern zu verifizieren, es kann auch untersucht werden, wie sich der Einsatz von mehr als drei Arbeitskammern auf das Positionierverhalten des Antriebs auswirkt.

Wie erwähnt kann auch der Neigungswinkel der Taumelscheibe β_t verändert werden. Hierfür muss jedoch die Antriebswelle des PAM-Antriebs ausgewechselt werden, was mit einem etwas höheren Aufwand verbunden ist als die Änderung der Anzahl an Aktoren. Für den Drehantrieb stehen drei verschiedene Antriebswellen zur Verfügung. Diese führen zu einem Neigungswinkel der Taumelscheibe β_t von 8° , 10° oder 12° . Es gilt folglich

$$\beta_t \in \{8^\circ, 10^\circ, 12^\circ\} . \quad (5.12)$$

Die Aktoren und Antriebswellen müssen mechanisch verbaut werden. Dementsprechend können n und β_t direkt an der aktuellen Konfiguration des Antriebs abgelesen werden. Folglich ist auch keine Änderung dieser Parameter von der Steuerung aus möglich.

5.3.3 Drehmomentmessung des PAM-Antriebs

Im modular aufgebauten PAM-Antrieb ergeben sich durch die Variation von n und β_t für die Messung des gesamten statischen Drehmoments neun unterschiedliche Konfigurationen. Die Messung des Drehmoments der verschiedenen Konfigurationen wird vorrangig genutzt, um die Ansätze Drehmomentabschätzung in der Entwurfsphase aus Abschnitt 4.5 zu evaluieren.

Der mechanische Aufbau für die Drehmomentmessung wird vom Balg-Antrieb übernommen. Der Hebelarm (f in Abbildung 5.5a) sowie die obere Strukturplatte (c in Abbildung 5.5a) mit den Bohrungen für die Befestigung der Lastzelle mittels Adapter (e in Abbildung 5.5a) werden für die Messung an der vorderen Strukturplatte des PAM-Antriebs befestigt. Die Messung des Drehmoments erfolgt analog zum Balg-Antrieb. Das heißt, die Lastzelle wird mittels Adapter an einer der 24 äquidistant auf dem Vollkreis verteilten Positionen angebracht. Der Muskel wird mit Druck beaufschlagt und die Kraft, die vom Hebel aufgebracht wird, gemessen. Mit diesem Vorgehen wird die statische Drehmomentverteilung des Drehantriebs in 15° Schritten ermittelt.

Im Diagramm in Abbildung 5.14 ist die Messung des statischen Drehmoments des pneumatischen Muskels an Position 1 im Drehantrieb für die drei unterschiedlichen Neigungswinkel der Taumelscheibe und bei Drücken von 400 kPa, 500 kPa und 600 kPa dargestellt. Die Steige-

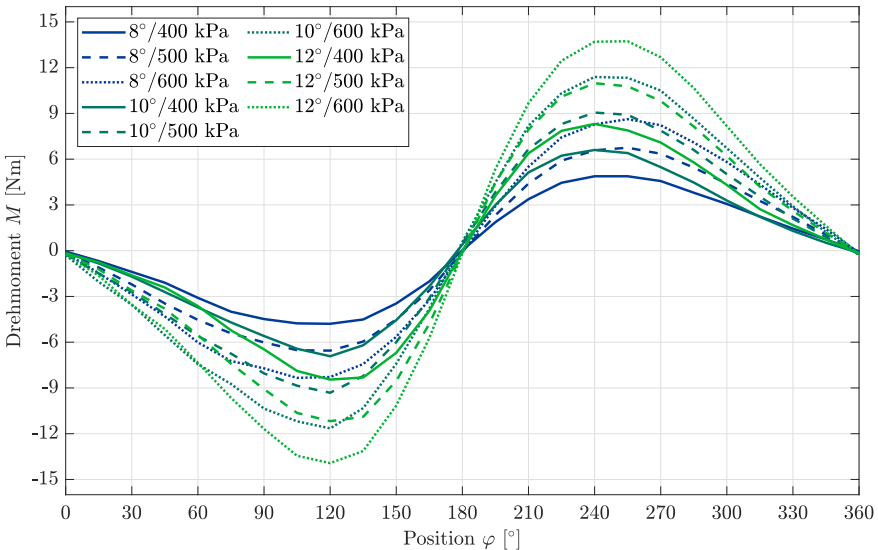


Abbildung 5.14: Gemessenes statisches Drehmoment von PAM 1 bei Drücken von 400 kPa, 500 kPa und 600 kPa und Neigungswinkeln der Taumelscheibe von 8° , 10° und 12° .

rung des Drucks in der Arbeitskammer führt ebenso wie eine Erhöhung des Neigungswinkels der Taumelscheibe zu einem steigenden Drehmoment. Bezüglich des Neigungswinkels der Taumelscheibe deckt sich dies sowohl mit der Modellierung des statischen Drehmoments aus Abschnitt 4.3 als auch mit der Drehmomentabschätzung aus Abschnitt 4.5. Denn in der Theorie zur Drehmomentabschätzung impliziert eine Erhöhung des Neigungswinkels der Taumelscheibe direkt eine Verlängerung des Hubes des Aktors und dies führt zu mehr Arbeit, die ein PAM im Antrieb verrichtet. Wie erwartet wird das höchste Drehmoment bei einem Druck von 600 kPa in der Arbeitskammer des Muskels und einem Neigungswinkel der Taumelscheibe von 12° erreicht.

Die Zusammensetzung des gesamten statischen Drehmoments in der Konfiguration mit $n = 5$ PAMs und einem Neigungswinkel der Taumelscheibe von $\beta_t = 12^\circ$ ist im Diagramm in Abbildung 5.15 dargestellt. Die Messdaten sind als durchgehende Linien eingezeichnet. Die modellierten Drehmomente, sowohl der einzelnen Arbeitskammern als auch des gesamten Drehmoments, sind in Abbildung 5.15 als gestrichelte Kurven dargestellt. Das maximale kontinuierlich verfügbare Drehmoment $M_{\max, \text{kont}}$ ist als schwarz gepunktete Linie in Abbildung 5.15 eingezeichnet und erreicht in dieser Konfiguration für den PAM-Antrieb mit

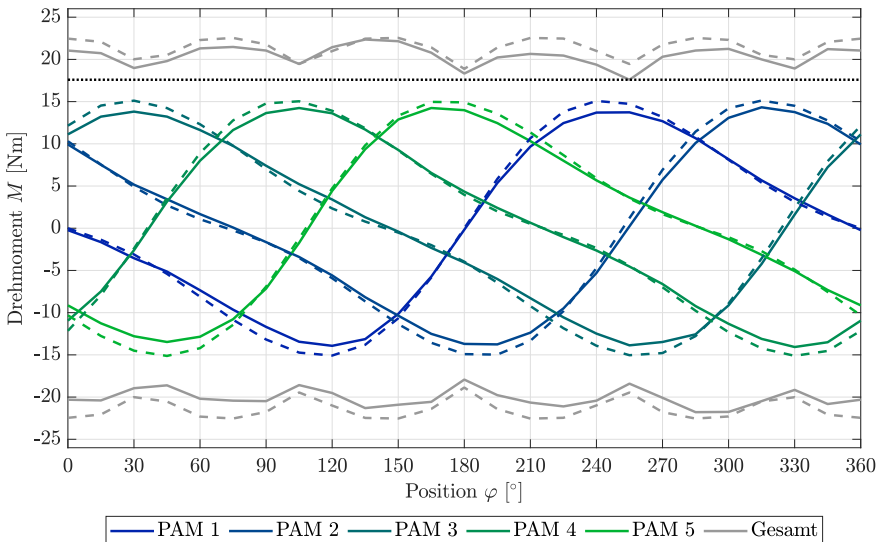


Abbildung 5.15: Statische Drehmomentverteilung des PAM-Antriebs bei 600 kPa, $\beta_t = 12^\circ$ und $n = 5$, Messwerte durchgehende Linien, modellierte Werte gestrichelte Linien, Messwerte und modellierte Werte des gesamten Drehmoments grau, $M_{\max, \text{kont}}$ schwarz gepunktete Linie.

17,6 Nm den höchsten Wert aller Konfigurationen. Der Wert, den das Modell für $M_{\max, \text{kont}}$ dazu vorhersagt, liegt bei 18,9 Nm und damit um 7,4 Prozent über den gemessenen Daten. Als mögliche Erklärung für im Vergleich zur Theorie etwas niedrigere Messwerte kann die Reibung in Lagern und Gelenken des Drehantriebs genannt werden. Insbesondere hohe Kräfte der Aktoren führen zu einer stärkeren Verspannung des Vierpunktlagers, was ein Ansteigen der reibungsbedingten Verluste nach sich zieht.

Der Modellfehler z_i für das Modell der gesamten statischen Drehmomentverteilung mit positiver Drehrichtung an der Stelle i wird berechnet mit

$$z_i = |M_{\text{pam, intern, } i} - M_{\text{mess, } i}| \quad (5.13)$$

$M_{\text{pam, intern, } i}$ ist darin der Wert, den das Modell des statischen Drehmoments an der Stelle i liefert, $M_{\text{mess, } i}$ der entsprechende Messwert. Der mittlere Modellfehler wird entsprechend Gleichung (5.5) ermittelt und kann bei 600 kPa und in der Konfiguration mit $n = 5$ und $\beta_t = 12^\circ$ für das gesamte positive Drehmoment mit 1,0 Nm angegeben werden. Die Standardabweichung ist in Gleichung (5.6) definiert und liegt für die vorgenannte Konfiguration bei 0,61 Nm.

5.3.4 Einstellbare Steifigkeit des PAM-Antriebs

Der PAM-Antrieb ist intrinsisch nachgiebig und verfügt ebenso wie der Balg-Antrieb über eine einstellbare Steifigkeit, die durch die Kompressibilität der Druckluft in der Arbeitskammer bedingt ist. Die Messung dieser Eigenschaft wurde mit $n = 5$ Aktoren und einem Neigungswinkel der Taumelscheibe von $\beta_t = 12^\circ$ durchgeführt. Die Antriebswelle wird zu Beginn grob positioniert, anschließend werden die Arbeitskammern 1 und 2 mit einem gewählten Druckniveau beaufschlagt. Ausgehend von diesem Zustand wird an einem auf der Seiltrommel aufgewickelten Seil eine Last angehängt. Mit dem Radius der Seiltrommel r_{tr} , einer Last der Masse m_{Last} und der Erdbeschleunigung g wird somit ein externes Moment von

$$M_{\text{extern}} = m_{\text{Last}} g r_{\text{tr}} \quad (5.14)$$

an der Antriebswelle aufgebracht. Durch das externe Drehmoment wird die Antriebswelle aus der Startposition ausgelenkt, bis ein Gleichgewicht zwischen internem und externem Drehmoment erreicht ist. Die erreichte Winkelposition wird gemessen und anschließend die Last erhöht. In vier Messreihen werden die Arbeitskammern mit Drücken von bis zu 600 kPa beaufschlagt und externe Lasten von bis zu 8 kg angehängt. Das Diagramm in Abbildung 5.16 zeigt die Positionsabweichung abhängig vom Druck und dem externen Drehmoment. Die interne Druckregelung der Proportionalventile ist während der gesamten Messungen aktiv. Der

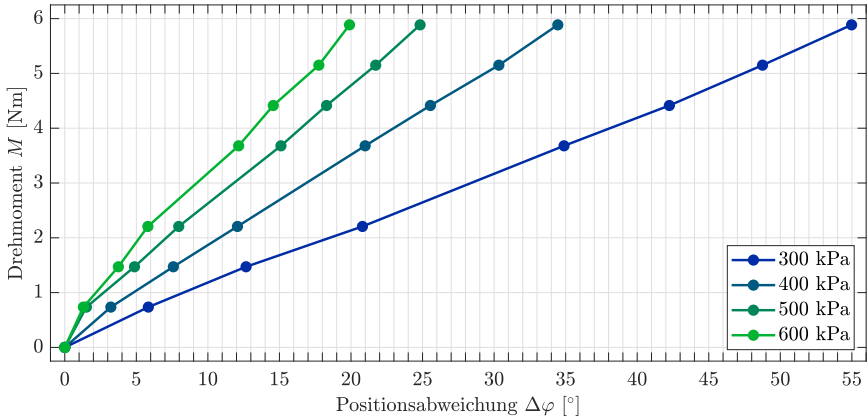


Abbildung 5.16: Messung der einstellbaren Steifigkeit des PAM-Antriebs in der Konfiguration $n = 5$, $\beta_t = 12^\circ$.

Druck in den Arbeitskammern wird dadurch konstant gehalten. Die Zunahme der Steifigkeit bzw. die Abnahme der Nachgiebigkeit bei steigendem Druckniveau in den Arbeitskammern ist deutlich zu sehen. In der beschriebenen Versuchsreihe wird dabei für die Drehsteifigkeit eine maximale Federkonstante von $32,4 \text{ Nm/rad}$ erreicht. Durch Absenken des Druckes in den Kammern kann die Steifigkeit kontinuierlich reduziert werden, bis nur noch die Reibung im System einer Bewegung entgegenwirkt. Die in Abbildung 5.16 dargestellte Auslenkung ist nicht symmetrisch reversibel. Im realen Einsatz werden Roboterantriebe stets in einem Regelkreis betrieben, meist Positions-, selten Kraftregelung. Das bedeutet, unsymmetrisches Verhalten bei der Rückstellung wird durch eine Regelung kompensiert. Das nicht ideal reversible Verhalten nach einer Auslenkung wird darum nicht weiter untersucht.

5.3.5 Servopneumatische Positionierung des PAM-Antriebs

Für die Untersuchungen zur servopneumatischen Positionierung befindet sich der PAM-Antrieb in der Konfiguration mit $n = 3$ Muskeln und $\beta_t = 12^\circ$. Um die Stick-Slip-freie Bewegung nachzuweisen, werden Arbeitskammer 1 mit 400 kPa, Arbeitskammer 2 mit 300 kPa und Arbeitskammer 3 mit 183 kPa Druck beaufschlagt. Anschließend wird der Vorgabewert für den Druck in Arbeitskammer 3 um das kleinstmögliche Inkrement, einen diskreten Schritt, alle 10 ms erhöht. Die Erhöhung des Vorgabewertes des Drucks um ein Inkrement entspricht bei 0 V bis 10 V Ausgangsspannung und einem Druckbereich von 6 kPa bis 600 kPa der Proportionalventile sowie einer Auflösung am Ausgang von 12 Bit einer theoretischen Druckerhöhung von $1,83 \cdot 10^{-4} \text{ kPa}$.

Zu diesem Versuch ist in Abbildung 5.17 das Signal des Inkrementalencoders über dem Vorgabewert, den die SPS-Steuerung an das Proportionalventil sendet (jeweils in diskreten Werten der SPS), dargestellt. Das gewünschte Verhalten, bei dem zunächst ein Ansteigen des Drucksignals um mindestens ein Inkrement erfolgt, bevor sich das Positionssignal um ein Inkrement ändert, ist in der Abbildung klar zu sehen. Würden Stick-Slip-Effekte auftreten, so wäre im Diagramm ein Ansteigen des Drucksignals um mehrere Schritte zu beobachten, bevor es dann zu einem plötzlichen Positionssprung um ebenfalls mehrere Inkremente kommen würde. Das Diagramm in Abbildung 5.17 zeigt einen sehr kleinen Ausschnitt mit idealem

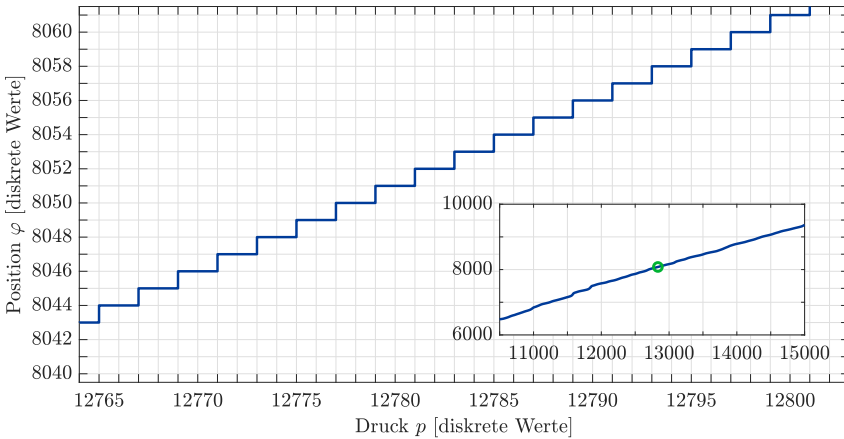


Abbildung 5.17: Inkrementelle Drehung des PAM-Antriebs ohne störende Stick-Slip-Effekte, Ausschnitt mit idealem Verhalten, Darstellung des gesamten Versuchsbereichs rechts unten, groß dargestellter Ausschnitt mit grünem Kreis markiert.

Verhalten. Betrachtet man eine volle Umdrehung, so sind suboptimale Bereiche zu finden. Schanz (2018) beobachtet Unregelmäßigkeiten bei der Positionierung, die verstärkt bei hohen Drücken und somit bei hohen Zugkräften auftreten. Bei kleineren Drücken sind diese nicht zu beobachten. Eine genaue Betrachtung des Problems lässt als Ursache für diese weniger guten Bereiche die Lagerreibung vermuten. Bei hohen Kräften wird das Vierpunktlager stärker verspannt. Dies kann die Ursache für den beobachteten Effekt sein. Auch kann die Lagerung der Antriebswelle ursächlich für das bereichsweise suboptimale Verhalten sein. Die Antriebswelle ist mit zwei Rillenkugellagern vom Typ 6008 gelagert. Diese Lager sind nicht für die Aufnahme hoher axialer Kräfte ausgelegt und könnten ebenfalls störende Effekte hervorrufen. Da der Drehwinkelsensor über eine Auflösung von 16 Bit verfügt und der Antrieb jeden Wert des Inkrementalgebers erreichen kann, ist eine Positionierung mit einer Auflösung von $0,0055^\circ$ möglich.

Um einen Drehantrieb in realen Anwendungen, wie beispielsweise der Robotik, nutzen zu können, muss die Positionierung eines solche Antriebs in kurzen Zeiträumen möglich sein. Ein Positioniervorgang, der wie beim Balg-Antrieb mehrere Minuten in Anspruch nimmt, ist in realen Anwendungen nicht sinnvoll nutzbar. In einer Forschungsarbeit wurde ein erstes Regelungskonzept für den PAM-Antrieb entworfen und realisiert (Schäffer 2017). In der daran anschließenden Bachelorarbeit wurde ein weiteres Regelungskonzept für den PAM-Antrieb entwickelt und untersucht (Schanz 2018). Ein Vergleich beider Regelungsansätze wurde bereits veröffentlicht (Stoll et al. 2019b). Der Entwurf und die Untersuchung von Regelungsansätzen ist nicht Teil der vorliegenden Arbeit. Da für den Funktionsnachweis und die Untersuchung der charakteristischen Eigenschaften ein funktionierendes Regelungssystem zwingend notwendig ist, wird auf diese Arbeiten verwiesen.

In Abbildung 5.18 sind Positioniervorgänge mit dem PAM-Antrieb in verschiedenen Konfigurationen abgebildet (Schanz 2018).

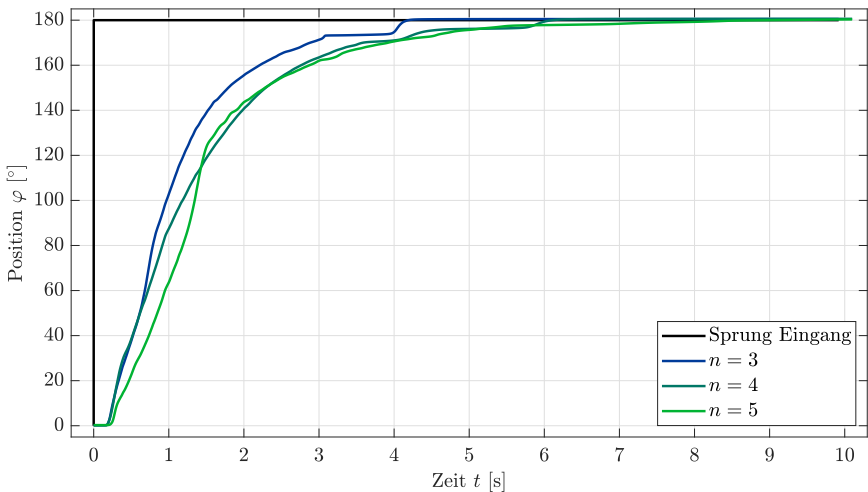


Abbildung 5.18: Positioniervorgang des PAM-Antriebs, Sprungantwort zu einer Sprungfunktion von 0° auf 180° , $n = 5$, $\beta_t = 12^\circ$.

Während der Untersuchungen zur Regelung der Antriebe, die nicht Teil dieser Arbeit sind, wurden verschiedene Lösungsansätze für das Problem der Aufteilung des gesamten Drehmoments auf die einzelnen Arbeitskammern untersucht. Es wurden dafür vier verschiedene Zuordnungsfunktionen entwickelt und experimentell untersucht (Stoll et al. 2019b). Als Grundlage für diese Zuordnungsfunktion dient die modellierte Drehmomentverteilung des PAM-Antriebs aus Abschnitt 4.3.

5.3.6 Zusammenfassung zum PAM-Antrieb

Beim PAM-Antrieb handelt es sich um einen Drehantrieb, dessen Antriebskonzept pneumatische Muskeln als Aktoren nutzt und über eine Taumelscheibe eine Drehbewegung der Antriebswelle erzeugt. Mit dem PAM-Antrieb ist es gelungen, das geringe Drehmoment des Balg-Antriebs zu steigern und die Probleme hinsichtlich der kurzen Lebensdauer der Aktoren zu eliminieren.

Für die Parametrierung des Modells des Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs eines PAMs wurde auf die Daten aus der Simulationssoftware von Festo zurückgegriffen. Die gemessene statische Drehmomentverteilung und das Modell des PAM-Antriebs weisen eine gute Übereinstimmung auf. Eine zusätzliche Charakterisierung der PAMs durch eigene Messungen erscheint daher nicht notwendig. Das kontinuierlich verfügbare Drehmoment erreicht 17,6 Nm. Dieser Wert stellt eine Steigerung zum Balg-Antrieb dar. Damit ein Einsatz ohne Getriebe in den ersten beiden Achsen eines kollaborativen Roboters möglich wird, sollte jedoch ein Drehmoment im mittleren zweistelligen Bereich erreicht werden.

Der PAM-Antrieb ist endlos drehbar und die einstellbare Steifigkeit kann nachgewiesen werden. Anhand der Messungen wird eine maximal erreichbare Federkonstante der Drehsteifigkeit von 32,4 Nm/rad ermittelt. Die servopneumatische Positionierung des Antriebs ohne störende Stick-Slip-Effekte ist möglich. Die Lebensdauer der Muskeln wurde während der Untersuchungen nicht erreicht. Das heißt, alle gewünschten Messungen und Untersuchungen konnten mit dem Antrieb wie geplant durchgeführt werden. Insbesondere die Entwicklung und Untersuchung grundlegender Ansätze zur Positionsregelung des Drehantriebs sind mit dem Versuchsaufbau möglich. Eine Beschreibung des mechanischen Aufbaus sowie die Modellierung und die Messung des statischen Drehmoments wurden zusammen mit einer Untersuchung der charakteristischen Eigenschaften veröffentlicht (Stoll et al. 2019a).

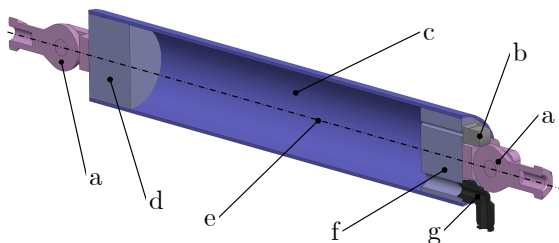
5.4 Evaluation des FHA-Antriebs

Da die Lebensdauer der Aktoren im PAM-Antrieb die erfolgreiche Entwicklung und Untersuchung von Regelungsansätzen ermöglichte, war es das Ziel, mit dem FHA-Antrieb ein nochmals gesteigertes kontinuierlich verfügbares Drehmoment zu erreichen. In diesem Drehantrieb wiederum kommen zusätzlich neue Aktoren aus Feuerwehrschauch zum Einsatz. Dieser neuartige Aktor wird als Fire Hose Actuator oder kurz FHA bezeichnet. In diesem Abschnitt wird zunächst der Aufbau des FHAs präsentiert und anschließend der gesamte Laboraufbau vorgestellt. Zuletzt wird die Antriebseinheit hinsichtlich ihrer Eigenschaften charakterisiert und Probleme beim Betrieb des FHA-Antriebs werden diskutiert.

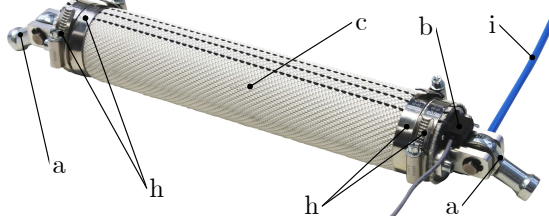
5.4.1 Aufbau und Eigenschaften der FHAs

Da die Arbeitskammern der FHAs aus flexiblen und biegeschlaffen Wänden bestehen, können die FHAs in der Kategorisierung aus Abschnitt 2.2 der Kategorie der Ballonaktoren zugeordnet werden. Das Funktionsprinzip dieses Aktortyps wurde in Abschnitt 2.2.2.2 erklärt und ist in Abbildung 2.8 schematisch dargestellt.

In Abbildung 5.19a ist ein Schnitt durch das 3D-CAD-Modell des FHAs dargestellt. Der realisierte FHA ist in 5.19b abgebildet. Alle in dieser Arbeit untersuchten FHAs verwenden Feuerwehrschauch der Normgröße C52 mit einem nominellen Innendurchmesser von 52 mm. Die Enden von nach DIN 14811 konfektionierten Feuerwehrschräuchen werden mit einem Einbindestutzen abgeschlossen, an dem sich eine Kupplung befindet. Der Einbindestutzen wird in den Schlauch hineingeschoben, die eigentliche Befestigung des Schlauchs auf dem Einbindestück erfolgt mittels Einbindedraht, der fest um den Schlauch gewickelt wird. Die



(a) Schnitt durch das 3D-CAD-Modell eines FHAs parallel zur Längsachse des Aktors



(b) Realisierter FHA

Abbildung 5.19: Schnitt des 3D-CAD-Modells des FHAs und realisierter FHA, Gelenkkopfverbindung a, Drucksensor b, Feuerwehrschauch c, geschlossenes Endstück d, Längsachse des FHAs, Endstück mit Pneumatik-Anschluss und Bohrung für Drucksensor f, winklige Steckverschraubung g, gegeneinander verdrehte Schlauchschellen h, Druckluft Anschlussleitung i.

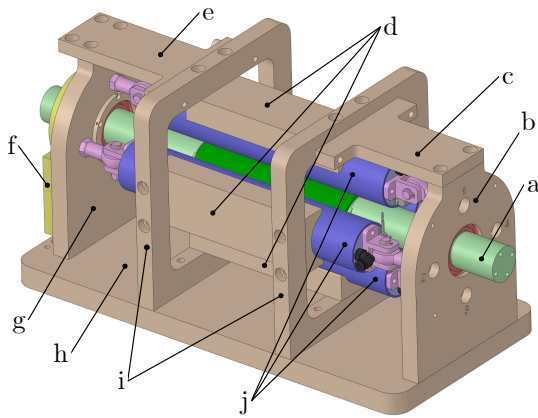
Wicklung erfolgt meist in mehreren Abschnitten, um eine dichte und zuverlässig haltende Verbindung zu gewährleisten. Dieses Verfahren wird als für die FHA geeignet angesehen. Da im Rahmen der Arbeit keine praktikable Möglichkeit gegeben war, um die Einbindung mittels Draht zu realisieren, wurde als alternative Lösung die Einbindung der Endstücke mittels Schlauchschellen erfolgreich getestet und umgesetzt. Um eine luftdichte Einbindung zu erreichen, sind zwei Schlauchschellen (h in Abbildung 5.19b) notwendig, deren Schneckengewinde zueinander um mindestens 45° versetzt sind.

An den Endstücken (d und f in Abbildung 5.19) sind Gelenkkopfverbindungen (a in Abbildung 5.19) angebracht. Mit diesen Gelenkkopfverbindungen kann einerseits ein FHA in einem Drehantrieb positioniert werden, andererseits ermöglichen die Gelenkkopfverbindungen eine Kippung der Endstücke. Diese Kippung der Endstücke wiederum ist für die Funktionsweise des FHA-Antriebs notwendig. Die Endstücke mit den Gelenkkopfverbindungen werden symmetrisch montiert, damit eine möglichst symmetrische Bewegung der Endstücke eines FHAs entsteht. Auf einem der beiden Endstücke des FHAs ist zusätzlich ein Drucksensor angebracht, mit dem eine Messung des Drucks unmittelbar in der Arbeitskammer möglich ist. Auch der Anschluss der pneumatischen Schlauchleitung erfolgt über die Endstücke. Differenzen zwischen dem im Proportionalventil gemessenen und dem tatsächlichen Druck in der Arbeitskammer könnten mit diesem Sensor ermittelt werden. Eine solche Druckdifferenz kann beispielsweise durch einen suboptimalen Einströmvorgang aufgrund enger Querschnitte in den Leitungen oder dem Ventil selbst bedingt sein und die Regelung des Antriebs beeinflussen. Eine Messung des Drucks über die Sensoren direkt am FHA wurde bisher als nicht notwendig angesehen, da keine signifikanten Verzögerungen des Verhaltens der FHAs aufgefallen sind.

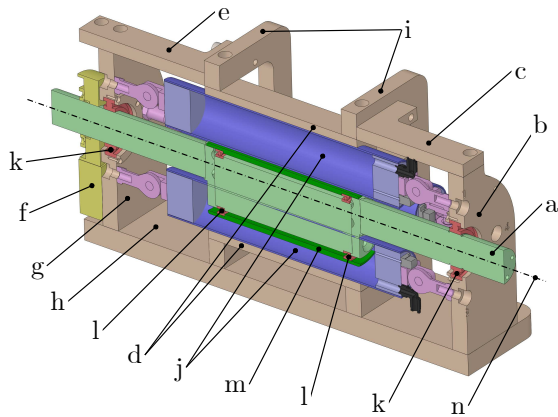
Eine Beaufschlagung des FHAs mit Druck von bis zu 600 kPa ist problemlos möglich. Da der maximal verfügbare Druck im Druckluftnetz etwa 650 kPa beträgt, wurden keine höheren Drücke getestet. Die in der DIN 14811 beschriebenen Eigenschaften des verwendeten Feuerwehrschauches legen die Vermutung nahe, dass noch deutlich höhere Betriebsdrücke möglich sind. So beträgt der Arbeitsdruck für die eingesetzten Schläuche von Typ C 1600 kPa, der Prüfdruck beträgt 2400 kPa und der Mindestberstdruck liegt je nach Schlauchklasse mindestens bei 5000 kPa.

5.4.2 Mechanischer Aufbau des FHA-Antriebs

Abbildung 5.20a zeigt das gesamte 3D-CAD-Modell des FHA-Antriebs und Abbildung 5.20b einen Schnitt durch das 3D-CAD-Modell parallel zur Drehachse des FHA-Antriebs. Der realisierte FHA-Antrieb ist in Abbildung 5.21a dargestellt; der gesamte Versuchsaufbau inklusive Steuerung ist in Abbildung 5.21b zu sehen. In Abbildung 5.20 ist die Farbgebung der Bauteile im 3D-CAD-Modell an die Farben aus der schematischen Darstellung in Abbildung 3.7 angelehnt. Alle fest stehenden Strukturbauteile sind in derselben Farbe dargestellt (braun).



(a) 3D-CAD-Modell des FHA-Antriebs



(b) Schnittansicht des 3D-CAD-Modells des FHA-Antriebs parallel zur Drehachse

Abbildung 5.20: 3D-CAD-Modell des FHA-Antriebs, Antriebswelle a, vordere stehende Strukturplatte b, Strukturbauteil oben vorne c, Gegenlagerstruktur der FHA d, Strukturbauteil oben hinten e, Absolutwertgeber f, hintere stehende Strukturplatte g, Grundplatte h, ringförmiges Strukturbauteil i, FHA j, Lagerung der Antriebswelle k, Lagerung des Walzenkörpers l, Walzenkörper m, Drehachse n.

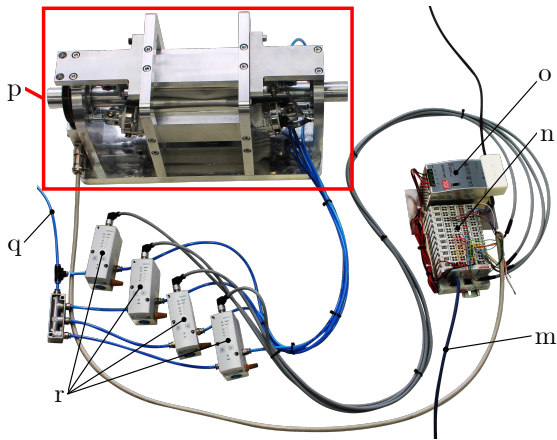
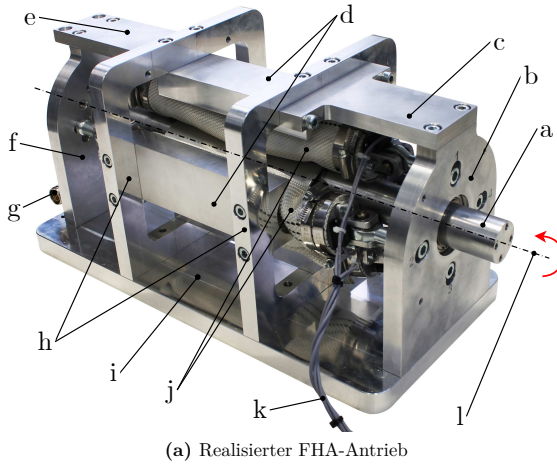


Abbildung 5.21: Realisierter FHA-Antrieb und gesamter Versuchsaufbau, Antriebswelle a, vordere stehende Strukturplatte b, Strukturbauteil oben vorne c, Gegenlagerstruktur der FHA d, Strukturbauteil oben hinten e, hintere stehende Strukturplatte f, Absolutwertgeber g, ringförmiges Strukturbauteil h, Grundplatte i, FHA j, Anschlussleitung der Drucksensoren k, Drehachse a, EtherCAT-Anschlussleitung m, SPS-Steuerung n, Netzteil o, FHA-Antrieb p, Druckluft-Anschlussleitung q, Proportionalventile r.

Die FHAs und deren Bauteile sind in denselben Farben wie in der 3D-CAD-Schnittansicht des FHAs in Abbildung 5.19a dargestellt. Die Struktur des FHA-Antriebs ist von einer Grundplatte (braun) ausgehend aufgebaut. Auf dieser Grundplatte sind vorne und hinten jeweils eine stehende Strukturplatte angebracht (braun). In den stehenden Strukturplatten sitzt die Lagerung der Antriebswelle (rot) und die Gelenkköpfe der FHAs werden jeweils an der vorderen und hinteren Strukturplatte befestigt. Symmetrisch zwischen den beiden Strukturplatten ist die Gegenlagerstruktur der FHAs positioniert (braun). Diese vier Gegenlagerstrukturen sind wie bereits in Abbildung 3.7 dargestellt, konzentrisch um die Drehachse angeordnet. Die Gegenlager der FHAs nehmen die Reaktionskräfte der FHAs auf und werden von zwei weiteren auf der Grundplatte stehenden ringförmigen Strukturbauteilen (braun) in ihrer Position gehalten. Die Antriebswelle setzt sich aus fünf einzelnen Wellensegmenten zusammen, dem vorderen und hinteren Wellensegment sowie den Exzenterbauteilen, die symmetrisch um das mittlere Wellensegment angeordnet sind (alle hellgrün). Auf diesem mittleren Segment der Antriebswelle wird mittels der beiden Exzenterbauteile die Lagerung des Walzenkörpers (rot) fixiert. Der Walzenkörper (dunkelgrün) sitzt auf diesen Lagern und ist folglich frei um das mittlere Wellensegment drehbar. Abbildung C.1 im Anhang zeigt eine Explosionsdarstellung des 3D-CAD-Modells der Antriebswelle. Die Antriebswelle ist über die in den stehenden Strukturbauteilen befindlichen Lager (rot) gelagert. Der Drehwinkelsensor (gelb) befindet sich an der hinteren stehenden Strukturplatte. Um den Drehantrieb solide zu gestalten, wird vorn oben und hinten oben jeweils ein Strukturbauteil eingesetzt (braun), das die kinematische Kette zwischen den stehenden Strukturplatten vorne und hinten und den ringförmigen Strukturbauteilen mit den darin befindlichen Gegenlagern der FHAs schließt.

In den beiden zuvor beschriebenen Drehantrieben kam jeweils derselbe Inkrementalgeber zum Einsatz. Im FHA-Antrieb wurde nun erstmals ein Absolutwertgeber (siehe Tabelle 5.2) verwendet. Die auf 17 Bit gesteigerte Auflösung verdoppelt die Anzahl der Teilungen im Vergleich zum bisher verwendeten Inkrementalgeber und entspricht einer Winkelauflösung von $0,0027^\circ$. Die Seiltrommel, die bereits im PAM-Antrieb eingesetzt wurde, kann auch im FHA-Antrieb auf der Welle montiert werden, so können auch hier definierte externe Drehmomente aufgebracht werden.

5.4.3 Charakterisierung der FHAs

Die Messung der Kraft, die ein deformierter FHA auf einen Körper ausübt, sollte in einem ähnlichen Zustand erfolgen wie die spätere Anwendung im Drehantrieb. Der vorhandene FHA-Antrieb wurde dazu um eine Konfiguration zur Kraftmessung eines einzelnen Aktors erweitert. Abbildung 5.22 zeigt diese Konfiguration. Als Objekt, auf das der FHA die gemessene Kraft ausübt, wird der Walzenkörper aus dem Drehantrieb eingesetzt. Auch die Gegenlagerstruktur, von der die Rückseite des FHAs abgestützt wird, kommt zusammen mit der Befestigung

des FHAs an den stehenden Strukturplatten für die Kraftmessung zum Einsatz. Der Aktor befindet sich für die Kraftmessung in Position 3 im Drehantrieb. Das vordere und hintere exzentrische Anschlussbauteil der Antriebswelle werden entfernt und durch einen Flansch mit Lagern für eine Welle vorne und einen Flansch mit Kraftmessdosen-Anschlag hinten ersetzt. Der Walzenkörper bleibt drehbar über die Kugellager auf dem mittleren Segment der Antriebswelle gelagert. Die gesamte Anordnung steht nun jedoch senkrecht über dem FHA und kann sich nur um die vordere Lagerung bewegen. Der Lagerbolzen vorne, um den der vordere Lagerkörper drehbar ist, und die Traverse mit der Kraftmessdose hinten, werden jeweils durch ein seitliches Strukturbauteil fix positioniert.

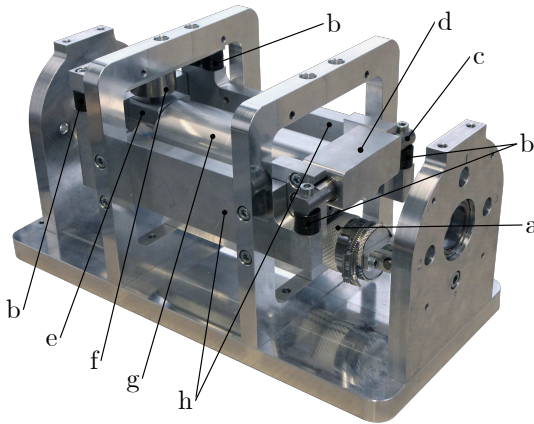


Abbildung 5.22: FHA-Antrieb in der Konfiguration zur Kraftmessung eines FHAs an Position 3, FHA a, Distanzscheiben b, Welle vorne c, Flansch am Walzenkörper vorne mit Lagerung für die Welle d, Flansch am Walzenkörper hinten mit Kraftmessdosen-Anschlag e, Kraftmessdose f, zusätzliche seitliche Strukturbauteile h.

Wird der FHA mit Druck beaufschlagt, so drückt dieser nach oben gegen den Walzenkörper und dieser wiederum übt über den Kraftmessdosen-Anschlag eine Kraft auf die Lastzelle aus. Bedingt durch die große Kraft der FHA wurde eine Lastzelle mit einem Messbereich von 0 kg bis 1000 kg eingesetzt. Die Daten der Lastzelle sind in Tabelle C.5 im Anhang zu finden. Die Abmessungen der einzelnen Bauteile wurden so gewählt, dass der FHA genau mittig zwischen den beiden Auflagerpunkten des Walzenkörpers liegt. Für den Zusammenhang zwischen der Kraft eines FHAs F_{fha} und der mit der Lastzelle gemessenen Kraft F_{mess} gilt daher

$$F_{\text{fha}} = 2 F_{\text{mess}} \quad . \quad (5.15)$$

Der direkte vertikale Abstand zwischen dem FHA und dem Walzenkörper im Kraftmessstand beträgt zunächst 18 mm und kann durch Unterlegen von Präzisionsscheiben (Halder, Typ: 23060.0108) in Schritten von 4 mm erhöht werden, bis maximal zehn Scheiben unterlegt sind und der FHA bei einem Abstand von 58 mm den Walzenkörper nur noch minimal berührt. Für die Kraftmessung wird ein Abstand eingestellt. Anschließend wird die Kraft, die der FHA auf den Walzenkörper ausübt, bei Drücken von 100 kPa bis 600 kPa in Schritten von 100 kPa gemessen. Im Diagramm in Abbildung 5.23 ist der gemessene Datensatz grafisch dargestellt, die Messwerte sind in Tabelle C.11 im Anhang zu finden. Klar erkennbar ist der lineare Zusammenhang zwischen Druck und Kraft bei konstantem Abstand zwischen Walzenkörper und FHA.

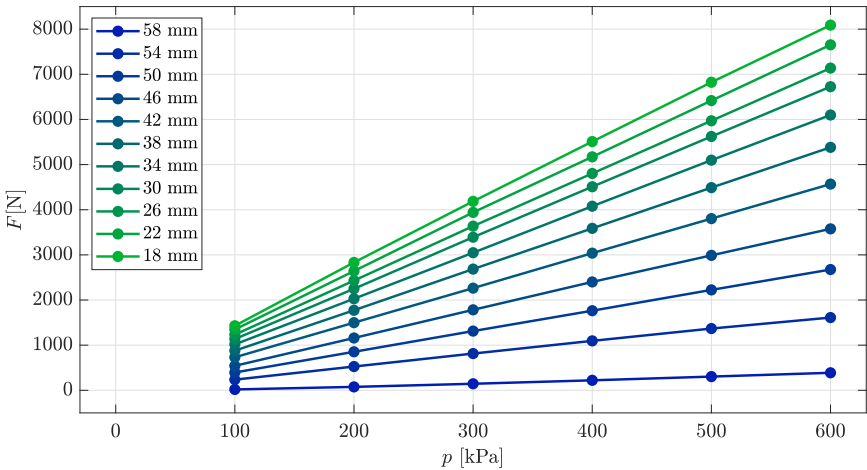


Abbildung 5.23: Kraftmessung eines FHAs für diskrete δ_{fha} . Einzelne Messungen sind als Punkte dargestellt, die Messdaten sind in Tabelle C.11 im Anhang zu finden.

In Abbildung 5.24 ist die Kraft eines FHAs über dem Abstand δ_{fha} für drei Druckniveaus von 200 kPa, 400 kPa und 600 kPa exemplarisch aufgetragen. Für jedes Druckniveau ist neben der gemessenen Kraft (durchgehende Linien) auch die modellierte Kraft (gepunktete Linien) aus Gleichung (4.50) dargestellt. Bei geringen Abständen δ_{fha} und somit großen Deformationen liefert das Modell eine zu geringe Kraft. Dies ist nachvollziehbar, da die Deformation des FHAs zu einer längeren effektiven Breite der Kontaktfläche führt, als die Berechnung durch den Schnitt der beiden Kreise liefert, durch den die Strecke im Modell approximiert wird. Bei großen Abständen von δ_{fha} hingegen liefert das Modell eine zu hohe Kraft verglichen mit den Messungen. Die Ursache für die zu hoch vorhergesagten Kräfte wird in der Radienbildung

des Schlauchmaterials vermutet. Da der Feuerwehrschauch des FHAs beim Kontakt mit dem Walzenkörper nicht abknickt, sondern einen Radius bildet, reduziert dieser Radius die Kontaktfläche und somit die Kraft. Bei einem Abstand δ_{fha} von 34 mm schneiden sich die beiden Kurven und die beschriebenen Effekte gleichen sich aus.

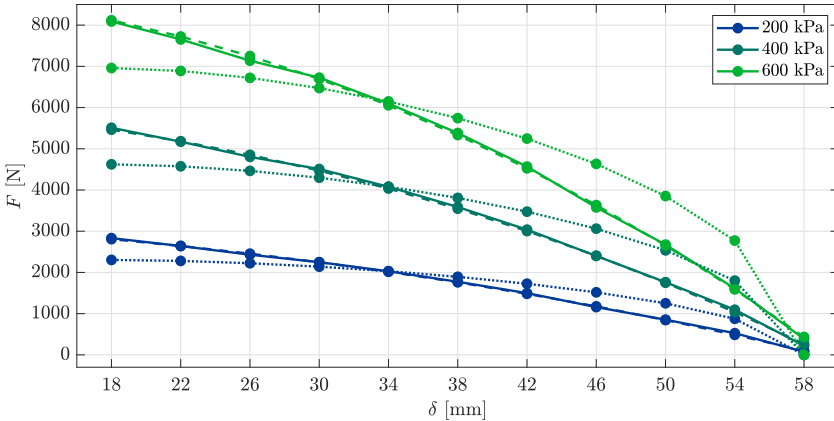


Abbildung 5.24: Vergleich von Messung und Modellierung der Kraft eines FHA, FHA-Antrieb in der Konfiguration zur Kraftmessung, Messdaten der Kraft durchgehende Linien, modellierte Daten der Kraft gepunktete Linien, approximierten Messdaten der Kraft gestrichelte Linien, zur besseren Lesbarkeit sind nur die Datenreihen für 200 kPa, 400 kPa und 600 kPa abgebildet.

5.4.4 Parametrierung des Aktor-Modells eines FHAs

Ein präzisere Modellierung des Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs für die FHAs als mit dem grundlegenden Modell aus Abschnitt 4.4.1 kann erreicht werden, indem das in Abschnitt 4.1 vorgestellte, allgemeine Modell für den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang entsprechend Gleichung (4.5) basierend auf den Messdaten der Kraftmessung für die FHAs parametrisiert wird. Als Verkürzung oder Ausdehnung der Aktoren wird δ_{fha} entsprechend Abbildung 4.5 gewählt. Diese Zuordnung ist für die spätere Modellierung des Drehmoments eine sinnvolle Größe, da der Abstand δ_{fha} auch in der rotatorischen Konfiguration des Antriebs vorliegt. Wie bei den beiden anderen Aktoren erfolgt das Fitting der Parameter durch eine Polynomapproximation, dabei wird die Abweichung mit der Methode der kleinsten Quadrate optimiert. Dies führt zu der Teilfunktion

$$c_{1,\text{fha}} = -4,9503 \cdot 10^{-3} \delta_{\text{fha}}^2 - 6,57 \cdot 10^{-2} \delta_{\text{fha}} + 1,362 \quad . \quad (5.16)$$

und der Teilfunktion c_2

$$c_{2,\text{fha}} = 5,477 \cdot 10^{-6} \delta_{\text{fha}}^4 - 3,1544 \cdot 10^{-3} \delta_{\text{fha}}^3 - 1,4545 \cdot 10^{-1} \delta_{\text{fha}}^2 - 9,325 \cdot 10^1 \delta_{\text{fha}} + 351,9 \quad , \quad (5.17)$$

mit dem Abstand δ_{fha} jeweils in mm. Alle Kräfte, die ein FHA ausübt, sind Druckkräfte. Kräfte mit negativem Vorzeichen sind nicht zulässig und es folgt die Fallunterscheidung

$$F_{\text{fha}} = \begin{cases} c_{1,\text{fha}} p + c_{2,\text{fha}} & \text{wenn } c_{1,\text{fha}} p + c_{2,\text{fha}} > 0 \\ 0 & \text{wenn } c_{1,\text{fha}} p + c_{2,\text{fha}} \leq 0 \end{cases} \quad (5.18)$$

mit δ_{fha} in mm und p in kPa.

In Abbildung 5.25 ist das parametrisierte Modell des Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs eines FHAs als Fläche dargestellt. Im Gegensatz zu den Balg-Aktoren und den PAMs weist die Flächendarstellung keinen Nullbereich auf, da ein FHA bereits bei den kleinst möglichen Drücken die volle wirksame Fläche ausnutzt und keine Kraft für die Verformung des Schlauchmaterials notwendig ist. Die Gleichungen (5.4) und (5.5) werden erneut angewendet, um den mittleren Modellfehler z_{mittel} bezogen auf Kraftmessung und parametrisiertes Modell

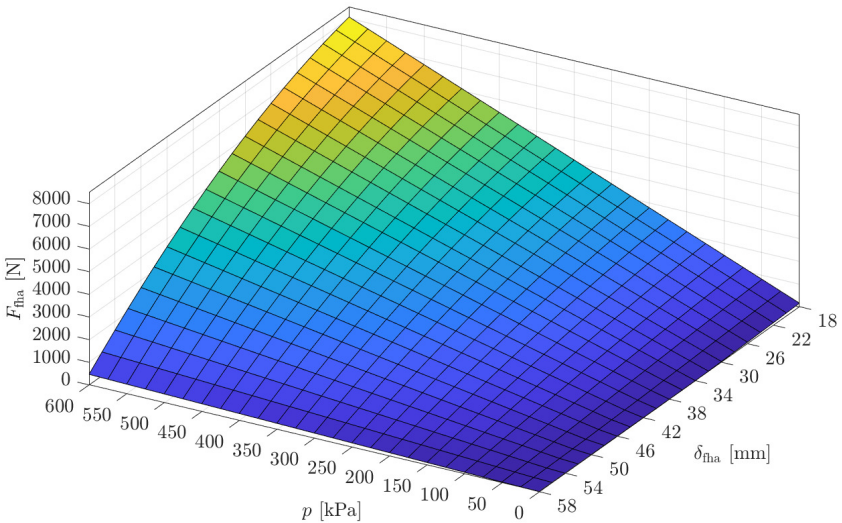


Abbildung 5.25: Darstellung des approximierten Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs eines FHAs als dreidimensionale Fläche, aufgetragen ist die Kraft F_{fha} über dem Druck p und der Verkürzung δ_{fha} .

zu ermitteln. Der Wert für den mittleren Modellfehler kann mit 31,6 N angegeben werden. Die empirische Standardabweichung s_{std} wird mittels Gleichung (5.6) beschrieben und kann in diesem Fall mit 41,6 N angegeben werden. Bei der Kraftmessung für die Abstände $\delta_{\text{fha}} \in \{18 \text{ mm}, 22 \text{ mm}\}$ wird eine Kraft bei entlüftetem FHA gemessen. Diese Kraft entsteht durch die Vorspannung des Schlauchmaterials und beträgt 80,7 N bei $\delta_{\text{fha}} = 22 \text{ mm}$ und 302 N bei $\delta_{\text{fha}} = 18 \text{ mm}$. Diese Kraft wurde aus den Messungen herausgerechnet und ist in Abbildung 5.24 nicht dargestellt. Im parametrisierten Modell des Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs eines FHAs ist die durch die Vorspannung entstehende Kraft ebenfalls nicht berücksichtigt.

5.4.5 Optimierung der FHAs für den Einsatz im FHA-Antrieb

Bereits bei der Kraftmessung wurde festgestellt, dass die Länge des verwendeten Feuerwehrschauchsegments und somit eines FHAs großen Einfluss auf das Verhalten des gesamten FHA-Antriebs hat. Im Rahmen einer Studienarbeit wurde der FHA-Antrieb in Betrieb genommen und es wurden Versuche zur idealen Länge des Feuerwehrschauchsegments eines FHAs für den Einsatz im FHA-Antrieb gemacht (Derstroff 2019). Zwei unterschiedliche Effekte traten bei dieser Untersuchung auf. Bei der Verwendung von langen Schlauchsegmenten neigt der Aktor dazu, seitlich aus der Führung hinaus zu rutschen. Dieser Effekt wird im Weiteren als Squeeze-Out-Effekt bezeichnet. Beim Einsatz von sehr kurzen Schlauchsegmenten kommt es zu einem sehr großen Widerstand eines entlüfteten FHAs gegen das Hineindreihen des Walzenkörpers in den Arbeitsbereich des FHAs. Dieses Widerstandsmoment wirkt sich störend auf die Regelung des Drehantriebs aus und soll daher möglichst gering gehalten werden. Es gilt darum, eine für den Betrieb des FHA-Antriebs geeignete Länge des Schlauchsegments zu finden.

5.4.5.1 Theoretische Mindestlänge des Schlauchsegments eines FHAs

Zur theoretischen Ermittlung der Mindestlänge des Schlauchsegments eines FHAs ist in Abbildung 5.26 eine Schnittansicht durch den FHA-Antrieb parallel zur Drehachse des Antriebs dargestellt. Der Walzenkörper ist in dieser Ansicht zur besseren Übersichtlichkeit nicht geschnitten dargestellt und die Exzentrizität ist maximal in Richtung von FHA 3 positioniert, dies entspricht der 180°-Stellung des Drehantriebs. Die Achsen der Gelenkköpfe auf beiden Seiten des FHAs werden als fest stehend angenommen. Abbildung 5.26 zeigt den FHA in nicht deformiertem Zustand in der symmetrischen Einspannung durch die Gelenkkopfverbindungen auf beiden Seiten. Die eingezeichnete Mittellinie kennzeichnet die Mitte des im FHA verbauten Feuerwehrschauchs und ist zugleich auch die Mittellinie der Gelenkkopfverbindungen, der Gegenlagerstruktur und des Walzenkörpers. Die FHAs sind nicht symmetrisch zu dieser Linie, da unterschiedliche Endstücke, mit und ohne Anschlussbohrungen,

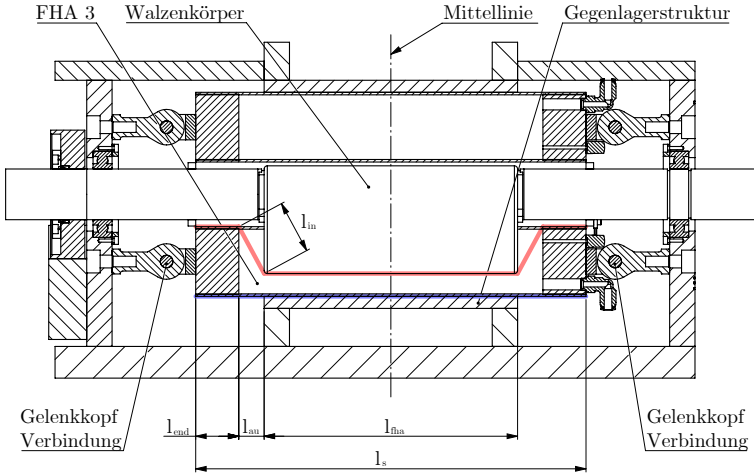


Abbildung 5.26: Schematische Darstellung der Interaktion von FHA und Walzenkörper, Schnittansicht parallel zur Drehachse des FHA-Antriebs, Antriebswelle und Walzenkörper sind nicht geschnitten, innere Seite des FHAs rot, äußere Seite des FHAs blau, Länge des Schlauchsegments l_{s} , Länge des Endstücks l_{end} , Abstand auf der Außenseite l_{au} , Abstand auf der Innenseite l_{in} , wirksame Länge des FHAs l_{fha} .

verbaut sind. Die rote Linie zeigt den Verlauf der inneren Seite des Schlauchstücks eines FHAs im Falle von nicht gekippten Gelenkköpfen, die blaue Linie zeigt den Verlauf der äußeren Seite des FHAs.

Werden die FHAs mit der kürzest möglichen Länge des Schlauchsegments $l_{\text{s,min}}$ (entspricht der blauen Linie) im Drehantrieb verbaut, so ist das erwähnte Widerstandsmoment des FHAs gegen das Hineindrehen des Walzenkörpers in den Arbeitsbereich des deformierten FHAs so groß, dass keine Drehung der Antriebswelle möglich ist. Die Schlauchlänge setzt sich im kürzesten Fall zusammen als

$$l_{\text{s,min}} = 2(l_{\text{end}} + l_{\text{au}}) + l_{\text{fha}} \quad , \quad (5.19)$$

mit der Länge des Endstücks l_{end} , dem Abstand außen zwischen Endstück und Gegenlagerstruktur auf der Außenseite des FHAs l_{au} und der aktiven Länge des FHAs l_{fha} . Die maximale sinnvolle Länge des Schlauchsegments $l_{\text{s,max}}$ ergibt sich entsprechend Abbildung 5.26 mit dem Abstand zwischen Endstück und Gegenlagerstruktur auf der Innenseite des FHAs l_{in} zu

$$l_{\text{s,max}} = 2(l_{\text{end}} + l_{\text{in}}) + l_{\text{fha}} \quad . \quad (5.20)$$

Wird die Länge des Schlauchsegments eines FHAs mit $l_{s,max}$ gewählt (entspricht der roten Linie), so kommt es durch die überschüssige Schlauchlänge zu einem sehr starken Squeeze-Out-Effekt.

Die beiden Fälle beschreiben die Extreme unter der Annahme eines nicht gekippten Gelenkkopfes. Durch die Gelenkköpfe wird den Endstücken des FHAs eine Kippung in alle Raumrichtungen um den Mittelpunkt des Gelenkkopfes herum ermöglicht. Diese Kippung und die Verwendung eines Schlauchsegments, das länger ist als die kürzeste Länge $l_{s,min}$ ermöglicht ein Ausweichen des FHAs und somit eine Drehung der Antriebswelle und des exzentrischen Walzenkörpers in den Arbeitsbereich des FHAs hinein.

In Abbildung 5.27 ist eine Detailansicht der linken Seite der Schnittansicht aus Abbildung 5.26 dargestellt. Zusätzlich ist in Abbildung 5.27 eine zweidimensionale Kippung des Endstücks um den Kippwinkel β_k zu sehen. Im Punkt $P1$ befindet sich die Achse des Gelenk-

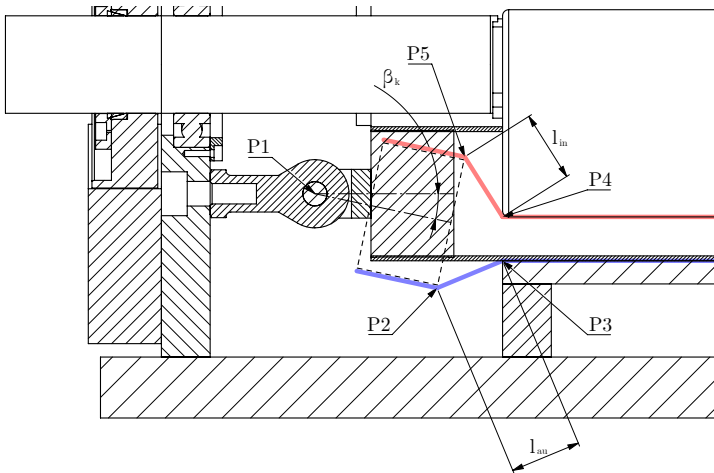


Abbildung 5.27: Detaillierte Darstellung der 2D-Kippung des Endstücks eines FHAs um den Kippwinkel β_k , Schnittansicht parallel zur Drehachse des FHA-Antriebs, Antriebswelle und Walzenkörper sind nicht geschnitten, innere Seite des FHAs rot, äußere Seite des FHAs blau.

kopfes, um die sich das Endstück verkippen kann. Das verkippte Endstück ist schematisch anhand der gestrichelten Linie eingezeichnet. Die geänderte Position des Endstücks führt zu einer Änderung des Verlaufs der oberen Seite (rot) und der unteren Seite (blau) des FHAs. Der Abstand l_{au} von Punkt $P2$ am unteren Ende des Endstücks zu Punkt $P3$ an der Gegenlagerstruktur des FHAs wird durch die Kippung verlängert, der Abstand l_{in} von $P4$ am Walzenkörper zu $P5$ am oberen Ende des Endstücks wird verkürzt. Da die in den

FHAs verbauten Feuerwehrschräume rotationssymmetrisch zur Längsachse des Schlauchs sind, hat das Schlauchsegment auf allen Seiten dieselbe Schlauchlänge l_s . Mit der Annahme gleich großer Strecken auf der Ober- und Unterseite des FHAs ergibt sich

$$l_{\text{au}} = l_{\text{in}} \quad . \quad (5.21)$$

Mit den theoretischen Überlegungen ergibt sich ein eindeutiger Kippwinkel des Endstücks des FHAs. Bedingt durch die Maße des FHA-Antriebs ergeben sich aus dem CAD-Modell die Werte

$$\beta_k = 11,915^\circ \quad \text{und} \quad l_{\text{au}} = l_{\text{in}} = 29,13 \text{ mm} \quad . \quad (5.22)$$

Zusammen mit $l_{\text{end}} = 34 \text{ mm}$ ergibt sich für die Länge des gesamten Schlauchsegments eines FHAs der theoretische Wert von

$$l_s = 326,26 \text{ mm} \quad . \quad (5.23)$$

Von Derstroff (2019) wurde die Länge des Schlauchsegments eines FHAs in 5 mm Schritten, beginnend mit der kürzest möglichen Länge des Schlauchsegments $l_{s,\text{min}}$ von 308 mm bis zu einer Länge von 348 mm untersucht. Bei Einsatz der Länge von 308 mm ist die Antriebswelle nicht drehbar, erst bei der nächstgrößeren der untersuchten Längen von 313 mm kann die Antriebswelle überhaupt gedreht werden. Diese Länge ist somit die kürzeste der technisch möglichen Längen des Schlauchsegments eines FHAs. Als am besten für die Verwendung im Drehantrieb geeignete Länge wurde $l_s = 323 \text{ mm}$ ermittelt (Derstroff 2019).

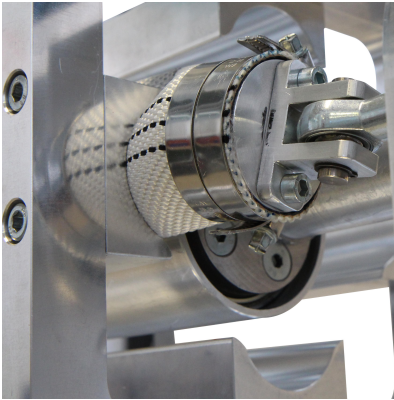
5.4.5.2 Squeeze-out-Effekt

Der Druck in den FHAs führt dazu, dass sich die Ballonaktoren auf das maximal mögliche Volumen ausdehnen möchten. In der rotatorischen Konfiguration des FHA-Antriebs ist der deformierende Körper – der Walzenkörper – in der Regel unsymmetrisch zum FHA positioniert. Bezogen auf FHA 1 und 3 ergibt sich ausschließlich für die beiden Winkelpositionen

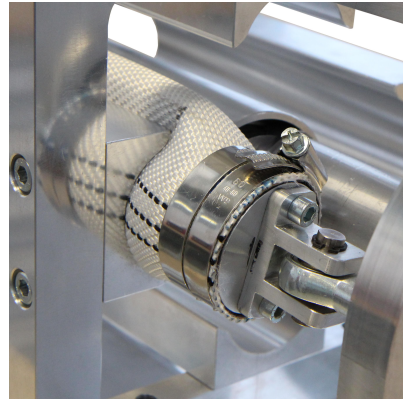
$$\varphi_i \in \{0^\circ, 180^\circ\} \quad (5.24)$$

eine symmetrische Positionierung des Walzenkörpers bezüglich der Mittellinie der FHAs. Ist der Walzenkörper unsymmetrisch zum FHA positioniert, so ergibt sich bezogen auf die Mittellinie eines FHAs auf der einen Seite des deformierenden Körpers ein größerer freier Spalt als auf der gegenüberliegenden Seite. Ein mit Druck beaufschlagter FHA möchte das maximal mögliche Volumen einnehmen. Dabei übt der FHA nicht nur die gewünschte Druckkraft auf den Walzenkörper aus, sondern er versucht gleichzeitig auch auf der Seite mit dem größeren Abstand aus seiner Sollposition hinaus in den freien Bereich hinein zu expandieren. Die schematische Darstellung des Funktionsprinzips in Abbildung 3.7 zeigt insbesondere die

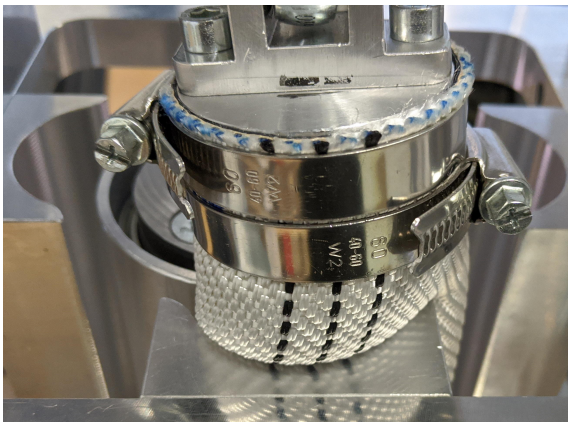
unsymmetrische Form von FHA 1 und FHA 2. Abbildung 5.28 zeigt drei verschiedene Perspektiven eines FHAs im FHA-Antrieb bei auftretendem Squeeze-Out-Effekt. In der mittigen Ansicht in Abbildung 5.28c ist die Verschiebung aus der Gegenlagerstruktur hinaus anhand der schwarzen Fadenmarkierung auf dem Schlauchsegment klar zu erkennen. Es ist nur ein FHA im Antrieb verbaut. Daher sind die Gegenlagerstrukturen rechts und links des FHAs zu sehen. Um den Squeeze-Out-Effekt und die dadurch entstehenden Ungenauigkeiten möglichst



(a) Ansicht unterhalb



(b) Ansicht oberhalb



(c) Ansicht mittig

Abbildung 5.28: Detailansichten des Squeeze-Out-Effekts eines FHAs. Der Aktor schiebt sich zur Seite mit dem größeren Spalt aus seiner Sollposition hinaus.

gering zu halten, wurden die Betrachtungen zur theoretischen Länge des Schlauchsegments nicht beachtet, sondern es wurde für die Messungen die kürzeste der technisch möglichen Schlauchlängen gewählt. Alle weiteren Untersuchungen in dieser Arbeit wurden folglich mit $l_s = 313$ mm durchgeführt.

5.4.6 Drehmomentmessung des FHA-Antriebs

Die Messung der statischen Drehmomentverteilung erfolgt mit dem gleichen Aufbau und dem nahezu identischen Vorgehen wie bei den beiden bereits vorgestellten Antrieben. Die vorhandene Platte mit den Bohrungen zur Befestigung des Adapters und der Lastzelle wird an der vorderen stehenden Strukturplatte des FHA-Antriebs angebracht. Passend dazu wird der Hebelarm auf die Antriebswelle montiert und die Kraft mittels einer Lastzelle an 24 diskreten, äquidistant auf dem Vollkreis verteilten Positionen gemessen. Da mit diesem Antrieb ein höheres Drehmoment erreicht werden kann, wird die Lastzelle mit einem Messbereich bis 200 kg eingesetzt (siehe Tabelle C.5 im Anhang). Die Aufstellung des FHA-Antriebs mit vertikal orientierter Drehachse schließt einen positionsabhängigen Einfluss der Schwerkraft auf den exzentrischen Teil der Antriebswelle während der Messungen aus.

Das gemessene Drehmoment, das durch FHA 1 erzeugt wird, ist in Abbildung 5.29 für Drücke von 100 kPa bis 600 kPa in Schritten von je 100 kPa dargestellt. In der Abbildung ist deutlich erkennbar, dass der Nulldurchgang des Drehmoments nicht bei 180° , sondern 3° bis 5° versetzt erfolgt. Dieses Verhalten wird im Modell nicht abgebildet, da der Drehantrieb rotationssymmetrisch aufgebaut ist. Die Ursache für den Offset wird im Squeeze-Out-Effekt und der Messreihenfolge während der Drehmomentmessung vermutet. Während der Kraftmessung ist – wie bereits erwähnt – kein Squeeze-Out-Effekt zu beobachten. Durch den vertikalen Aufbau, ohne Exzentrizität des Walzenkörpers, ergibt sich keine Vorzugsrichtung für den Squeeze-Out-Effekt und dieser tritt nicht auf. Im rotatorischen Betrieb des Antriebs hingegen ist eine klare Vorzugsrichtung für ein Ausweichen des Schlauchsegments vorhanden (siehe Abschnitt 5.4.5.2) und der Squeeze-Out-Effekt tritt auf. Je nach Position und Drehrichtung der Antriebswelle bewirkt das Hineindreihen des Walzenkörpers in den Bereich der Arbeitskammern zusätzlich eine Verstärkung oder Abschwächung des Squeeze-Out-Effekts. In Abbildung 5.29 kann der Versatz des Nulldurchgangs auch in entgegengesetzter Richtung beobachtet werden. Dazu ist die Kombination aus umgekehrter Drehrichtung des Antriebs mit einer geeigneten Messreihenfolge notwendig.

Die Verteilung des gesamten statischen Drehmoments sowie dessen Zusammensetzung wurde am FHA-Antrieb vermessen. Abbildung 5.30 zeigt die Messdaten und die Modellierung des statischen Drehmoments im Vergleich. Für die Modellierung des Drehmoments wurde das basierend auf den Daten der Kraftmessung parametrisierte Modell für den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang eines FHAs aus Abschnitt 5.4.4 verwendet und nicht die mathematische

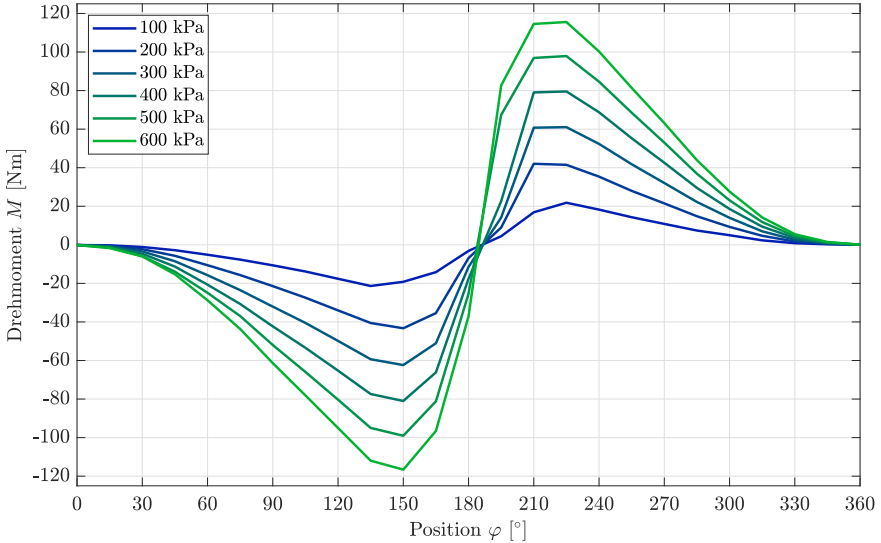


Abbildung 5.29: Drehmoment erzeugt durch FHA 1 bei Drücken von 100 kPa bis 600 kPa.

Modellierung der Kraft eingesetzt (siehe Abschnitt 5.4.3). Obwohl das parametrisierte Modell des Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs gut mit der gemessenen Kraft übereinstimmt, ergibt sich für den Vergleich der statischen Drehmomentverteilung eine signifikante Abweichung von Messdaten und Modell. Dies trifft sowohl auf den Verlauf des Drehmoments als auch auf die Höhe des maximal erreichbaren Drehmoments der einzelnen Aktoren zu. Der Modellfehler für den FHA-Antrieb wird beschrieben als

$$z_i = |M_{\text{fha, intern}, i} - M_{\text{mess}, i}| . \quad (5.25)$$

Darin repräsentiert $M_{\text{fha, intern}, i}$ den modellierten Wert an der Stelle i und $M_{\text{mess}, i}$ den zugehörigen Messwert. Der mittlere Modellfehler und die Standardabweichung sind entsprechend den Gleichungen (5.5) und (5.6) definiert. Bei einem Druckniveau von 600 kPa in den Arbeitskammern ergibt sich damit für das gesamte positive Drehmoment ein mittlerer Modellfehler von 17,8 Nm bei einer Standardabweichung von 13,2 Nm. Mit dem FHA-Antrieb kann bei 600 kPa ein maximal kontinuierlich verfügbares Drehmoment $M_{\text{max, kont}}$ von 63,1 Nm erreicht werden. Das Modell hingegen liefert ein $M_{\text{max, kont}}$ von 85,4 Nm, was einer Abweichung von 35 Prozent entspricht.

Die Ursache für die Diskrepanz zwischen Theorie und Messung wird im Squeeze-Out-Effekt vermutet, da dieser nicht während der Kraftmessung, wohl aber bei der Drehmomentmessung

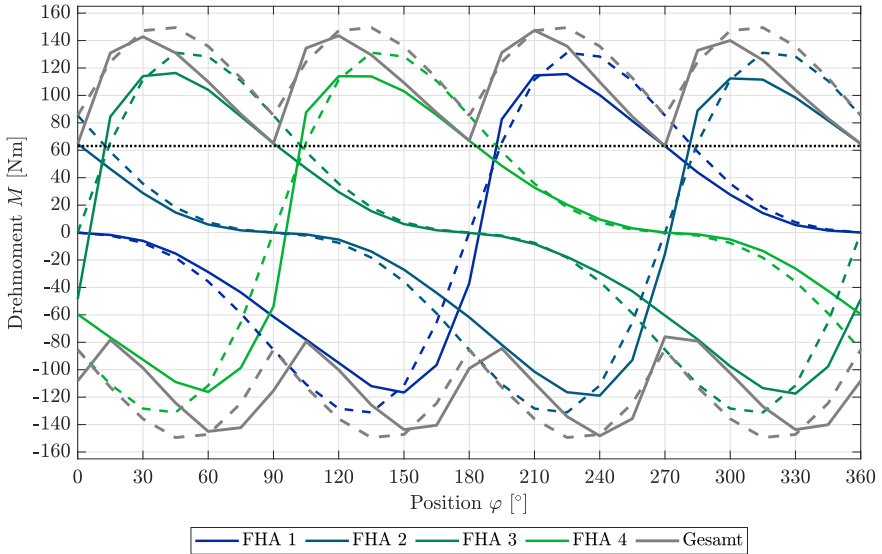


Abbildung 5.30: Statische Drehmomentverteilung des FHA-Antriebs bei 600 kPa, Messwerte durchgehende Linien, modellierte Werte gestrichelte Linien, Messwerte und modellierte Werte des gesamten Drehmoments grau, $M_{\max, \text{kont}}$ schwarze gepunktete Linie.

auftritt. Da während der Messung der Kraft der FHAs in der vertikalen Konfiguration kein Squeeze-Out-Effekt beobachtet wird, wurde dieser auch in der Modellierung der Kraft, die auf den Messdaten basiert, nicht abgebildet. In der rotorischen Konfiguration wiederum tritt der Squeeze-Out-Effekt auf und verschiebt den Mittelpunkt des FHAs aus der theoretischen Position in der Mitte der Gegenlagerstruktur hinaus zur Seite mit mehr Platz. Konkret führt der Squeeze-Out-Effekt in Abbildung 4.6 zu einer Verschiebung von $P3$ in negativer X-Richtung. Diese geänderte Position von $P3$ wiederum verändert sowohl den Betrag der Kraft als auch deren Richtung und führt schließlich zu einer reduzierten Genauigkeit des Modells.

Wie groß diese Verschiebung von $P3$ tatsächlich ist, ist bislang nicht bekannt, könnte aber in weiteren Arbeiten untersucht werden. Ist die Verschiebung des Mittelpunkts des Aktors in Folge des Squeeze-Out-Effekts bekannt, so kann diese im Modell berücksichtigt werden. Zusätzlich könnte auch für die Modellierung des Drehmoments ein verbesserter Ansatz eingeführt werden, in dem die Radienbildung des Schlauchmaterials berücksichtigt wird.

5.4.7 Einstellbare Steifigkeit des FHA-Antriebs

Die Messung der einstellbaren Steifigkeit des FHA-Antriebs ist im Diagramm in Abbildung 5.31 dargestellt. Für diese Messungen wird die Seiltrommel auf der Antriebswelle montiert und am Seilende können Gewichte aufgelegt werden, um definierte externe Drehmomente aufzubringen. Die Arbeitskammern 1 und 3 werden mit demselben konstanten Druck beaufschlagt, die Regelung der Proportionalventile bleibt aktiv und es wird die Änderung der Winkelposition bei ansteigendem externem Drehmoment gemessen. Eine Messung der Positionsabweichung bei 100 kPa und 30,1 Nm externem Drehmoment ist nicht möglich, da die Arbeitskammern bei diesem Druck nicht ausreichend Drehmoment aufbringen können, um ein Gleichgewicht herzustellen. Abbildung 5.31 zeigt die steigende Steifigkeit des Antriebs bei steigendem Druckniveau in den Arbeitskammern.

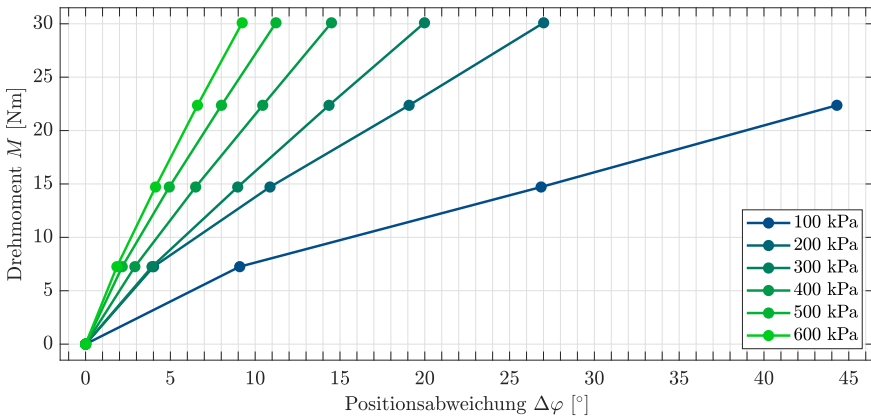


Abbildung 5.31: Messung der einstellbaren Steifigkeit des FHA-Antriebs bei Druckniveaus von 100 kPa bis 600 kPa.

5.4.8 Servopneumatische Positionierung des FHA-Antriebs

Die Eigenschaft der servopneumatischen Positionierbarkeit wird auch beim FHA-Antrieb mittels Messung nachgewiesen. Zu Beginn dieses Versuchs werden die beiden gegenüberliegenden Arbeitskammern 1 und 3 mit 50 kPa, Arbeitskammer 2 mit 200 kPa Druck beaufschlagt. FHA 4 ist während des gesamten Versuchs entlüftet. Anschließend wird der Vorgabewert für den Druck in Kammer 3 alle 10 ms um einen diskreten Wert erhöht. Die Ergebnisse der Messung sind in Abbildung 5.32 dargestellt und zeigen die Veränderung des diskretisierten Positionswertes des Absolutencoders aufgetragen über dem Vorgabewert des Drucks, den die SPS-Steuerung an das Ventil von Arbeitskammer 3 sendet, ebenfalls in diskreten Werten. Wie

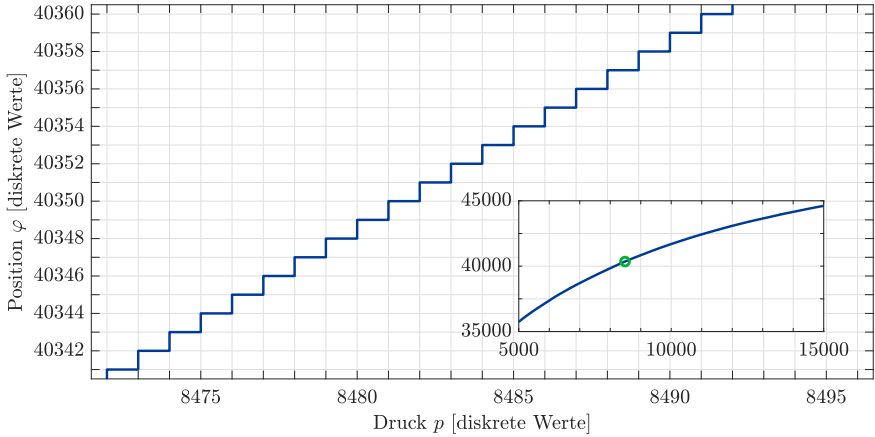


Abbildung 5.32: Inkrementelle Drehung des FHA-Antriebs ohne störende Stick-Slip-Effekte, Abschnitt mit idealem Verhalten, Darstellung des gesamten Versuchs- und Messbereichs rechts unten, groß dargestellter Ausschnitt mit grünem Kreis markiert.

in Abschnitt 5.3.5 beschrieben, wäre ein Auftreten des Stick-Slip-Effekts daran zu erkennen, dass zunächst der Druck um mehrere diskrete Inkremente ansteigt, ohne eine Änderung der Winkelposition zu bewirken. Sobald die Kraft ausreicht, um die Antriebswelle zu bewegen, wäre ohne weitere Erhöhung des Drucks wiederum eine Änderung des Positionswertes des Absolutencoders um mehrere Inkremente zu beobachten. Bereits mit dieser Messung erhält man in weiten Bereichen das abgebildete, ideale Verhalten, bei dem der Druck stets um mindestens ein Inkrement oder mehr erhöht werden muss, bevor sich die Winkelposition der Antriebswelle um maximal ein Inkrement ändert. Im Rahmen der Messgenauigkeit des Drehwinkelsensors sind daher keine Stick-Slip-Effekte nachweisbar.

In Abbildung 5.33 ist die Sprungantwort des Antriebs auf die Eingabe einer Sprungfunktion von 0° nach 135° dargestellt. Im gewählten Regelungsansatz wird zunächst basierend auf der Sprungfunktion eine passende Trajektorie erzeugt. Der Regler versucht anschließend dieser Trajektorie zu folgen. Dies führt zu der im Diagramm dargestellten Sprungantwort (Stoll et al. 2020; Stoll et al. 2019b). Die Zielposition wird nach 60 Sekunden mit weniger als 0,5 Prozent Überschwingen erreicht. Der Entwurf eines Reglers ist nicht der Inhalt der vorliegenden Arbeit. Der eingesetzte Regler wurde bisher nur grundlegend angepasst, daher ist davon auszugehen, dass die Performance des Reglers noch deutlich gesteigert werden kann.

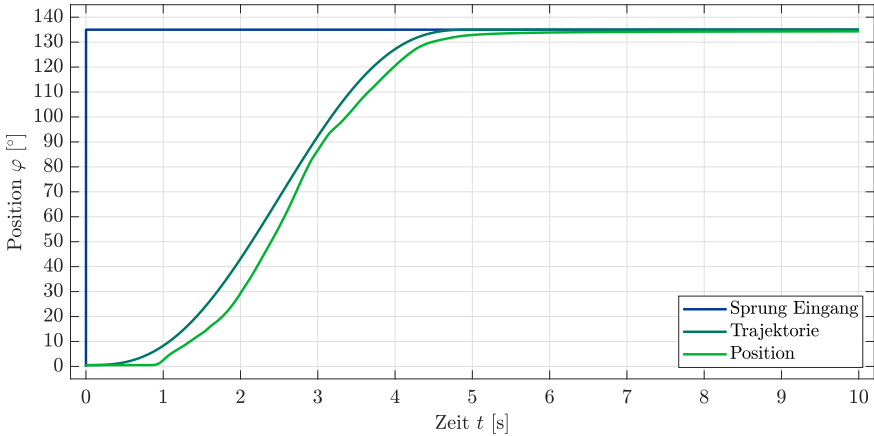


Abbildung 5.33: Positioniervorgang des FHA-Antriebs, Sprungantwort zu einer Sprungfunktion von 0° auf 135° .

5.4.9 Zusammenfassung zum FHA-Antrieb

Die FHAs wurden im Rahmen dieser Arbeit komplett neu entwickelt und im FHA-Antrieb erstmals eingesetzt. Die Aktoren können problemlos mit einem Druck von 600 kPa beaufschlagt werden und erzeugen eine Druckkraft von bis zu 8,1 kN. Für die Kraftmessung befindet sich der Aktor in einer symmetrischen Position im FHA-Antrieb. Das Modell für den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang eines FHA wurde basierend auf dieser Kraftmessung parametrisiert.

Der FHA-Antrieb erreicht ein im Vergleich zum PAM-Antrieb nochmals gesteigertes kontinuierlich verfügbares Drehmoment von 63,1 Nm. Die Messung der statischen Drehmomentverteilung weist eine hohe Abweichung vom mathematischen Modell auf. Als Ursache hierfür wird der Squeeze-Out-Effekt identifiziert.

Wie die beiden zuvor untersuchten Antriebskonzepte ist auch der FHA-Antrieb endlos drehbar. Die einstellbare Steifigkeit und die servopneumatische Positionierung können mit Messungen nachgewiesen werden. Die Lebensdauer der Aktoren wird im Laufe der Untersuchungen nicht erreicht. An den Schlauchsegmenten der FHAs sind nach Abschluss der Untersuchungen erste Verschleißspuren sichtbar. Das Antriebsdesign sowie die Modellierung und Messungen des statischen Drehmoments wurden zusammen mit einer Charakterisierung der FHAs veröffentlicht (Stoll et al. 2020).

5.5 Evaluation der Theorie zur Drehmomentabschätzung

In diesem Abschnitt werden die beiden in Kapitel 4.5 vorgestellten theoretischen Ansätze zur Abschätzung des kontinuierlich verfügbaren Drehmoments $M_{\max, \text{kont}}$ im Entwurfsstadium zunächst parametrisiert und anschließend anhand der Messungen mit dem PAM-Antrieb evaluiert. Dank des modularen Aufbaus konnte mit dem PAM-Antrieb die statische Drehmomentverteilung für neun verschiedene Konfigurationen gemessen werden. Für diese Konfigurationen ist somit neben der Verteilung des statischen Drehmoments auch das kontinuierlich verfügbare Drehmoment $M_{\max, \text{kont}}$ bekannt.

Annahme sinusförmiger Drehmomentverläufe

Der theoretische Anteil $k_{a,t}$ des Korrekturfaktors k_a für die Drehmomentabschätzung unter der Annahme sinusförmiger Drehmomentverläufe entsprechend Abschnitt 4.5.1 und Gleichung (4.90) ist bis auf den Korrekturfaktor für den Wirkungsgrad $k_{a,w}$ bereits vollständig modelliert. Die Verluste durch Reibung werden mit 5 Prozent angenommen, was zu einem $k_{a,w}$ von 0,95 führt. Mit den beiden Teilfaktoren $k_{a,t}$ und $k_{a,w}$ ergibt sich der Gesamtfaktor zu

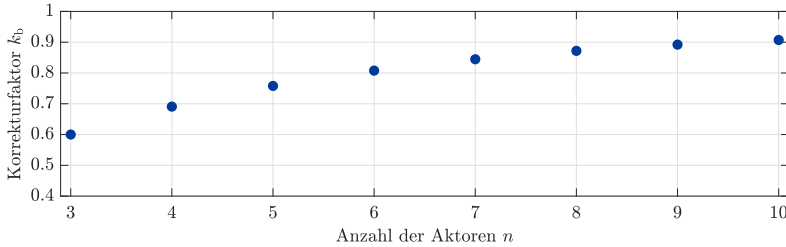
$$k_a = k_{a,w} k_{a,t} = 0,95 k_{a,t} \quad . \quad (5.26)$$

Annahme von beschränktem Wachstum

In Abschnitt 4.5.2 wird ein Korrekturfaktor vorgestellt, der als Funktion mit beschränktem Wachstum entsprechend Gleichung (4.91) modelliert wird und so einen zu k_a alternativen Korrekturfaktor k_b liefert. Die Werte der beiden Konfigurationen des PAM-Antriebs mit minimalem und maximalem kontinuierlichem Drehmoment (minimales $M_{\max, \text{kont}}$ bei $n = 3$ und $\beta_t = 8^\circ$ und maximales $M_{\max, \text{kont}}$ bei $n = 5$ und $\beta_t = 12^\circ$) werden betrachtet, um den Korrekturfaktor k_b manuell zu parametrieren. Wie bereits für den Korrekturfaktor k_a werden auch für k_b Verluste von 5 Prozent durch Reibung angenommen, was den Grenzwert definiert. Der Startwert, bei dem die Funktion beginnt, wird mit B_0 beschrieben und passend zur Konfiguration mit minimalem $M_{\max, \text{kont}}$ gewählt. Die Wachstumskonstante c wird so gewählt, dass die Konfiguration mit maximalem $M_{\max, \text{kont}}$ mit den Messungen übereinstimmt. Die Werte aller manuell getunten Parameter sind in Tabelle 5.4 aufgelistet. Die Reihenentwicklung des Korrekturfaktors k_b ist in Abbildung 5.34 von $n = 3$ bis $n = 10$ dargestellt.

Tabelle 5.4: Parameter der Funktion zur Beschreibung des Korrekturfaktors k_b .

Parameter	Beschreibung	Wert
n	Anzahl verwendeter Aktoren	3 bis n
S	Grenzwert	0,95
B_0	Startwert	0,6
c	Wachstumskonstante	0,3

**Abbildung 5.34:** Werte des Korrekturfaktors k_b über der Anzahl der eingesetzten Aktoren von $n = 3$ bis $n = 10$.

Im Balkendiagramm in Abbildung 5.35 sind vier verschiedene Werte für jede der neun Konfigurationen des PAM-Antriebs für $M_{\max, \text{kont}}$ angegeben. Der erste Wert repräsentiert die gemessenen Daten und der zweite die modellierten. Wert 3 ergibt sich aus der Drehomentabschätzung mit dem Korrekturfaktor k_a . Wert 4 wird ebenfalls durch die Drehomentabschätzung bestimmt; jedoch mit dem Korrekturfaktor k_b . Die Bezeichnung der Konfigurationen entlang der X-Achse ist angegeben durch Nennung der Anzahl der Aktoren n gefolgt vom Neigungswinkel der Taumelscheibe β_t in der Form n/β_t .

Um die Qualität der Drehmomenabschätzung zu visualisieren, ist in Abbildung 5.36 die Abweichung des Modells und der beiden Drehmomenabschätzungen von den Messdaten für $M_{\max, \text{kont}}$ dargestellt. Die Beschriftung der x-Achse und die Position der Konfigurationen in Abbildung 5.36 ist identisch zu Abbildung 5.35. Die Abweichung von den Messdaten wird in Abbildung 5.36 in Prozent angegeben. Das mathematische Modell liefert dabei im Mittel die genaueste Abschätzung. Das Resultat der Drehmomenabschätzung mittels Korrekturfaktor k_a basierend auf sinusförmigen Drehmomentverläufen liefert deutlich zu hohe Drehmomente, besonders hoch ist die Abweichung in der Konfiguration mit drei Aktoren. Eine Optimierung dieses Ansatzes sollte umgesetzt werden, bevor die Theorie in der Auslegung realer Drehantriebe eingesetzt wird. Eine Möglichkeit, dies zu berücksichtigen, ist die Erhöhung des Korrekturfaktors für den Wirkungsgrad $k_{a,w}$. Dass die Drehmomenabschätzung mit dem Korrekturfaktor k_b eine Abschätzung mit nicht allzu großer Abweichung liefert, ist

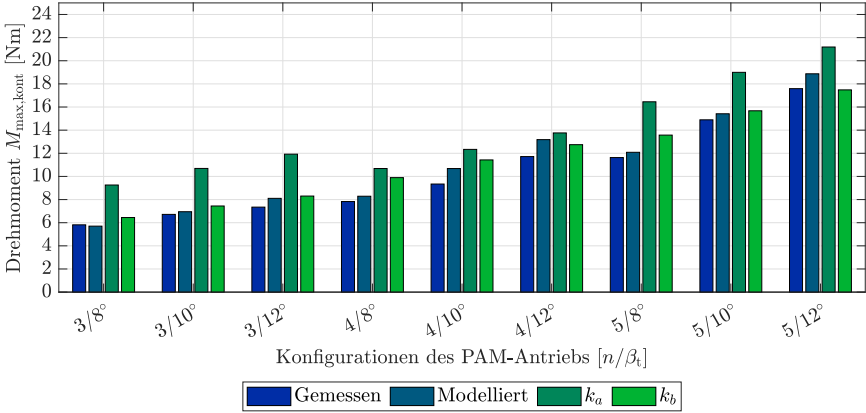


Abbildung 5.35: Vergleich der gemessenen Werte für $M_{\max, \text{kont}}$ mit den modellierten Werten und den Werten der Drehmomentabschätzung mittels Korrekturfaktor k_a und k_b für alle 9 Konfigurationen des PAM-Antriebs.

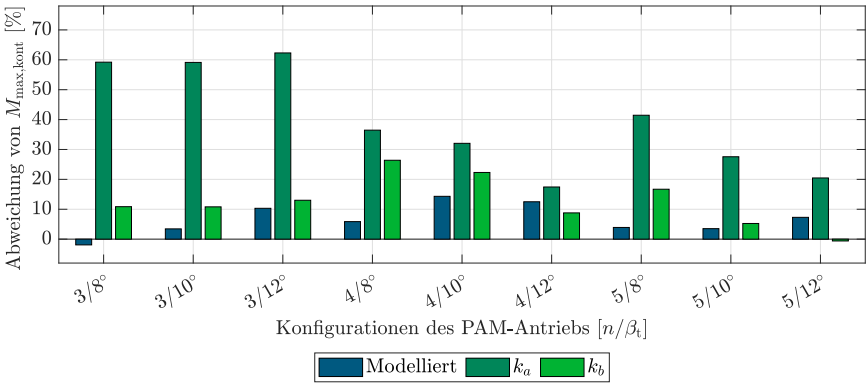


Abbildung 5.36: Prozentuale Abweichung der theoretischen Werte für $M_{\max, \text{kont}}$ von den gemessenen Drehmomenten für alle 9 Konfigurationen des PAM-Antriebs.

wenig verwunderlich, da der Korrekturfaktor k_b mit einem Teil der Daten des PAM-Antriebs parametrisiert wurde. Für eine belastbare Evaluation der Drehmomentabschätzung mit dem Korrekturfaktor k_b ist darum die Untersuchung weiterer Antriebe notwendig.

Die Drehmomentabschätzung mit beiden vorgestellten Ansätzen ist grundsätzlich möglich, für eine fundierte Evaluation ist jedoch die Validierung der Ansätze mit mindestens einem weiteren modularen Drehantrieb notwendig.

5.6 Diskussion und Zusammenfassung

In den vorhergegangenen Abschnitten wurden die drei realisierten Drehantriebe evaluiert. Der Fokus der Untersuchungen lag auf der statischen Drehmomentverteilung und dem Nachweis der gewünschten Eigenschaften. Alle Antriebskonzepte sind endlos drehbar und verfügen über eine einstellbare Steifigkeit. Die servopneumatische Positionierung ist mit allen Drehantrieben möglich und es werden dabei keine störenden Stick-Slip-Effekte beobachtet.

Der Balg-Antrieb erfüllt die Funktion eines Proof-of-Concept, weist aber in wesentlichen Aspekten Mängel auf. Das erreichbare Drehmoment – insbesondere das kontinuierlich verfügbare Drehmoment – liegt mit 4,3 Nm beim Balg-Antrieb deutlich unter dem für kollaborative Roboter sinnvollen Drehmoment. Das größte Hindernis für weitergehende Untersuchungen am Balg-Antrieb ist die sehr kurze Lebensdauer der Arbeitskammern. Die Bälge stellen im Vergleich zu den Fahrradschläuchen eine erhebliche Verbesserung dar, doch auch deren Lebensdauer ist für detaillierte Untersuchungen zur Regelung oder für den Einsatz in einem Roboter nicht ausreichend.

Der PAM-Antrieb wurde ausgelegt, um gezielt die Mängel des Balg-Antriebs zu beheben. In diesem Antrieb wird eine solide dimensionierte Struktur mit industriell erprobten Aktoren kombiniert. Dank der hohen Lebensdauer der pneumatischen Muskeln ist der Drehantrieb gut geeignet für die Untersuchung von verschiedenen Regelungsansätzen. Im PAM-Antrieb sind keine nennenswerten unerwünschten Effekte zu beobachten, daher stimmt die mathematische Modellierung des statischen Drehmoments gut mit den Messungen überein. Das kontinuierlich verfügbare Drehmoment liegt bei 17,6 Nm. Um diesen Wert zu erreichen, sind fünf Aktoren notwendig.

Im dritten Drehantrieb werden neu entworfene Aktoren, die FHAs, eingesetzt. Das Wandmaterial aus Feuerwehrschauch ist biegeschlaff und kann im Vergleich zu Balg- und Muskelaktoren als nicht dehnbar betrachtet werden. Entsprechend der Vorgaben kann das Schlauchsegment Drücken von weit mehr als den verfügbaren 650 kPa Netzdruck widerstehen. Bedingt durch das biegeschlaffe Material verfügt die Arbeitskammer einerseits über keine rückstellende Kraft, andererseits muss auch keine Kraft für die Verformung des Wandmaterials der Arbeitskammer aufgewendet werden. Die FHAs nehmen ihre natürliche Form folglich nur an, wenn die Arbeitskammer mit einem Innendruck beaufschlagt ist. Die Struktur des FHA-Antriebs ist solide ausgeführt, trotzdem kommt es durch den Squeeze-Out-Effekt der FHAs zu einer deutlichen Differenz zwischen dem mathematischen Modell und den realen Messungen der statischen Drehmomentverteilung. Der FHA-Antrieb erreicht ein kontinuierlich verfügbares Drehmoment von 63,1 Nm. Ein Drehmoment in dieser Größenordnung entspricht einem Niveau wie es für eine spätere Anwendung in kollaborativen Robotern erforderlich ist.

Tabelle 5.5 gibt eine Übersicht über die charakteristischen Eigenschaften der untersuchten Drehantriebe. Ein Vergleich mit bestehenden pneumatischen Drehantrieben ist nicht sinnvoll

möglich, da diese entweder nicht servopneumatisch positionierbar sind, oder aber einen deutlich reduzierten Drehbereich aufweisen.

Tabelle 5.5: Übersicht über die charakteristischen Eigenschaften der Drehantriebe

Eigenschaft	Balg-Antrieb	PAM-Antrieb	FHA-Antrieb
Aktortyp	Balg	PAM	FHA
Anzahl Aktoren [Stück]	3	3-5	4
servopneumatisch positionierbar	ja	ja	ja
einstellbare Steifigkeit	ja	ja	ja
endlos drehbar	ja	ja	ja
$M_{\max, \text{kont}}$ gemessen [Nm]	4,3	17,6	63,1
$M_{\max, \text{kont}}$ modelliert [Nm]	5,4	18,9	85,4

Von Hirzinger et al. (2001) wird ein elektrisch angetriebener 7-Achs-Knickarmroboter mit 8 kg Traglast vorgestellt und es werden die maximalen dynamischen Drehmomente der sieben Achsen angegeben. Diese liegen zwischen 24 Nm für die Achsen 5 bis 7 und 162 Nm für Achse 2. Die Drehmomente der von Rader et al. (2017) vorgestellten elektrischen Antriebseinheiten betragen 64 Nm, 123 Nm und 176 Nm. Die Antriebseinheiten des bereits in Abschnitt 1.2.1 erwähnten kollaborativen Knickarmroboters vom Typ UR10e erreichen Drehmomente von 56 Nm, 150 Nm und 330 Nm (Universal Robots 2021). Die kontinuierlich verfügbaren Drehmomente von Balg- und PAM-Antrieb liegen darunter, das kontinuierlich verfügbare Drehmoment des FHA-Antriebs erreicht hingegen das Niveau dieser elektrischen Antriebseinheiten. Die Kombination des PAM-Antriebs mit einem Getriebe mit sehr geringer Übersetzung könnte das Drehmoment steigern und gleichzeitig die intrinsische Nachgiebigkeit, wenn auch gedämpft, erhalten.

Ein detaillierterer Vergleich mit elektrischen Antriebseinheiten gestaltet sich schwierig, da es sich bei den realisierten Versuchsträgern um prototypische Aufbauten handelt, die weder hinsichtlich Bauraum noch Eigengewicht optimiert sind. Vergleiche bezogen auf das Verhältnis von verfügbarem Drehmoment zu erforderlichem Bauraum oder Vergleiche hinsichtlich des Verhältnisses von Drehmoment zu Eigengewicht sind darum nicht sinnvoll.

Grundsätzlich können für den Einsatz in kollaborativen Knickarmrobotern geeignete pneumatische Drehantriebe realisiert werden. Dies ist anhand der vorgestellten Konstruktionen, der realisierten Versuchsaufbauten, der präsentierten mathematischen Modelle und der praktischen Evaluation dargelegt und nachgewiesen worden. In den genannten studentischen Arbeiten wurden weiter erste Regelungsansätze untersucht, die in dieser Arbeit zum Nachweis der charakteristischen Eigenschaften genutzt werden. Die zu Beginn der Arbeit hergeleiteten, gewünschten Funktionen und Eigenschaften können mit den vorgestellten pneumatischen Antriebskonzepten realisiert werden.

Die Dimensionen und das große Eigengewicht der prototypischen Versuchsaufbauten verhindern vorerst die Anwendung der Drehantriebe an allen nicht unmittelbar am Roboterfuß befindlichen Gelenken. Ein Einsatz als erste oder zweite Achse eines Roboterarms, bei denen in der Regel der Bauraum und das Eigengewicht eine untergeordnete Rolle spielen, wäre bereits mit den vorgestellten Drehantrieben denkbar. Neben dem Bauraum und dem Gewicht der Antriebe wurden die Lebensdauer und die Integration der Aktoren in die Mechanik als kritische Punkte herausgearbeitet. Die Lebensdauer der Bälge war nur mit reduziertem Druck für die Drehmomentmessung ausreichend, bei den FHAs sind nach Abschluss der Untersuchungen bereits deutliche Verschleißspuren zu sehen. Lediglich die Lebensdauer der als Produkte in Industriequalität verfügbaren PAMs wird als unkritisch betrachtet. Die belastungsgerechte Integration der Aktoren in die Mechanik des Drehantriebs ist ebenfalls beim PAM-Antrieb am besten gelungen. Im Balg-Antrieb ist die Lagerung der Welle und der daran angeschlossenen Bauteile gering dimensioniert und ermöglicht leichte Kippungen des äußeren Gehäuses. Die größten Abweichungen zwischen Modell und Messung des Drehmoments werden beim FHA-Antrieb beobachtet. Ursächlich hierfür ist der beschriebene Squeeze-Out-Effekt. Tritt dieser auf, so ändert sich die Position der Aktoren im Antrieb deutlich. Dies reduziert die Güte des Modells und erhöht durch die Relativbewegung zwischen Schlauchsegment und Gegenlagerstruktur den Verschleiß des Materials der Arbeitskammer.

Ziel dieser Arbeit ist es, die Lücke zwischen den im Stand der Technik dargestellten Schwenkantrieben, den pneumatischen Motoren und den in der Forschung bekannten antagonistischen Gelenkantrieben mit neuen Konzepten zu schließen und die Grundlagen zur Auslegung und Weiterentwicklung der Antriebskonzepte zu schaffen. Basierend auf den vorgestellten Konzepten, Modellen und der Theorie zur Drehmomentabschätzung könnten neue und optimierte Drehantriebe realisiert werden. Diese sollten hinsichtlich konstruktiver Auslegung vor allem einen kleineren Bauraum benötigen, leichter sein und dabei über ein mindestens gleichwertiges Drehmoment verfügen.

Da die Regelung der Antriebe nicht Teil der vorliegenden Arbeit ist, sind weitere Untersuchungen zum statischen und dynamischen Verhalten der vorgestellten Antriebskonzepte notwendig, um zu evaluieren, ob die Drehantriebe in realen Roboterapplikationen eingesetzt werden können. Konkret zu untersuchen sind die maximal möglichen Beschleunigungen und Geschwindigkeiten sowie der Energieverbrauch und der damit einhergehende Wirkungsgrad der Antriebskonzepte. Für den realen Einsatz muss darüber hinaus die Performanz hinsichtlich Positions- und Kraftregelung auf das Niveau elektrischer Antriebseinheiten gesteigert werden.

6 Fazit

6.1 Zusammenfassung

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist es nachzuweisen, dass pneumatische Drehantriebe realisiert werden können, die für den Einsatz in kollaborativen Knickarmrobotern geeignet sind. Ein solcher Antrieb muss servopneumatisch positionierbar sein. Das Vermeiden von Stick-Slip-Effekten wird dabei – neben einer geeigneten Steuerung und Regelung des Systems – als Voraussetzung für die servopneumatische Positionierung angesehen. Die entworfenen Drehantriebe sollen die Kompressibilität der Druckluft nutzen, um sowohl eine intrinsische Nachgiebigkeit als auch eine einstellbare Steifigkeit zu erreichen. Zusätzlich sollen die Drehantriebe endlos drehbar sein und über eine möglichst gleichmäßige Drehmomentverteilung im gesamten Drehbereich verfügen.

Im Verlauf der Arbeit werden zunächst die Probleme bestehender Antriebe beschrieben und die im Stand der Technik bekannten pneumatischen Aktoren analysiert. Es wird herausgearbeitet, welche Aktoren für eine servopneumatische Positionierung geeignet sind und es werden drei Antriebskonzepte für pneumatische Drehantriebe mit geeigneten Aktoren vorgestellt. Die den Drehantrieben zugrunde liegenden mechanischen Funktionsprinzipien werden mit schematischen Darstellungen erläutert. Der Balg-Antrieb nutzt drei Faltenbälge als Aktoren in Kombination mit dem Funktionsprinzip einer Schubkurbel. Im PAM-Antrieb ziehen je nach Konfiguration drei bis fünf pneumatische Muskeln an einer Taumelscheibe, die die lineare Bewegung der Aktoren in eine Drehbewegung der Welle wandelt. Der FHA-Antrieb nutzt erneut das Schubkurbelprinzip um ein endlose Drehung am Abtrieb zu realisieren. Als Aktoren kommen in diesem Konzept vier neu entwickelte FHAs zum Einsatz. Diese einfach aufgebauten Aktoren bestehen aus Feuerwehrschauchsegmenten, die vorne und hinten mit Endstücken verschlossen werden.

In der Modellierung wird ein parametrisches Modell für die Approximation des Länge-Druck-Kraft-Zusammenhangs eines Aktors vorgestellt. Für jeden Drehantrieb wird basierend auf der Kinematik ein mathematisches Modell der Verteilung des statischen Drehmoments hergeleitet.

Die Evaluation der Modelle erfolgt durch den Vergleich der gemessenen statischen Drehmomentverteilung an den realisierten Versuchsaufbauten mit den mathematischen Modellen. Die gewünschten charakteristischen Eigenschaften der Drehantriebe werden ebenfalls durch

Messungen belegt. Bedingt durch die Unterschiedlichkeit der Antriebskonzepte ergeben sich für die Untersuchungen der Drehantriebe verschiedene Schwerpunkte. Der Fokus der Untersuchungen liegt beim zuerst entwickelten Balg-Antrieb auf dem Nachweis des Funktionsprinzips und der charakteristischen Eigenschaften. Das kontinuierlich verfügbare Drehmoment des Balg-Antriebs erreicht 4,3 Nm. Der modulare Aufbau des PAM-Antriebs ermöglicht die Untersuchung des Einflusses des Hubs der Aktoren und der Anzahl an Aktoren auf die Drehmomentverteilung. Darüber hinaus handelt es sich bei den pneumatischen Muskeln um industrielle Aktoren, die über eine hohe Lebensdauer verfügen und so die Untersuchung von Regelungsansätzen ermöglichen. Mit dem PAM-Antrieb ist ein kontinuierlich verfügbares Drehmoment von 17,6 Nm möglich. Der FHA-Antrieb erreicht mit den neu entworfenen Aktoren ein kontinuierlich verfügbares Drehmoment von 63,1 Nm und ist damit der drehmomentstärkste der drei untersuchten Drehantriebe. Probleme, die beim Einsatz der neuen FHAs im Teststand auftreten, werden detailliert beschrieben. Der Entwurf und die Untersuchung von Regelungsansätzen zur servopneumatischen Positionierung der Drehantriebe ist nicht Teil der vorliegenden Arbeit.

Eine Theorie zur Abschätzung des erreichbaren Drehmoments von endlos drehbaren Antrieben mit drei oder mehr Arbeitskammern in der Entwurfsphase wird in Abschnitt 4.5 vorgestellt. Für die Berechnung des dabei notwendigen Korrekturfaktors werden zwei verschiedene Ansätze präsentiert, die anhand der Messdaten des PAM-Antriebs evaluiert werden.

6.2 Ausblick

Da es sich bei den untersuchten Drehantrieben um neue Antriebskonzepte handelt, gestaltet sich der Ausblick auf die möglichen Inhalte weiterer Untersuchungen sehr vielfältig.

Zunächst könnten die bestehenden Drehantriebe oder deren Antriebskonzepte und Mechaniken optimiert werden, um einen realen Einsatz zu ermöglichen. Im PAM-Antrieb könnten größere Muskeln eingesetzt und die Baugröße reduziert werden, um den Antrieb platzsparend in einem mechanischen Verbinder eines Roboterarms unterzubringen. Das größte Optimierungspotenzial bietet der FHA-Antrieb. An den FHAs selbst wäre die Untersuchung von weiteren Verschlusstechniken des Feuerweherschlauchs – z. B. durch Vernähen oder Einbinden mit Draht – und den damit einhergehenden veränderten Möglichkeiten der Befestigung eines FHAs im Drehantrieb als mögliche Arbeitsinhalte zu nennen. Generell stellt die Positionierung der FHAs im Drehantrieb mittels Gelenkkopfverbindung und Gegenlagerstruktur nur eine von vielen Möglichkeiten dar. Weiter sind Untersuchungen zur Lebensdauer der FHAs von Interesse, wobei neben dem Druck in der Arbeitskammer anzunehmen ist, dass sowohl die Verschlusstechnik des Schlauches als auch die Geometrie des Walzenkörpers und der Gegenlagerstruktur die Lebensdauer der Aktoren beeinflussen.

Auch die Untersuchung weiterer Antriebskonzepte ist denkbar. Ein mit drei oder mehr Rollbälgen aktiverter, außen abrollender Vielzylindermotor (siehe Abbildung 1.4) sollte dieselben charakteristischen Eigenschaften aufweisen wie die in dieser Arbeit untersuchten Antriebskonzepte. Die Drehmomentverläufe weiterer, im Idealfall modular aufgebauter, Antriebskonzepte könnten herangezogen werden, um die Abschätzung des kontinuierlich verfügbaren Drehmoments in der Entwurfsphase mit einer größeren Datenbasis abzugleichen und zu verbessern.

Nicht nur im Hinblick auf die Antriebskonzepte und die mechanischen Konstruktionen sind weitere Arbeiten möglich, auch die Modellierung kann verbessert werden. Insbesondere das mathematische Modell der FHAs kann sowohl hinsichtlich der Kraft eines FHAs in der vertikalen Konfiguration zur Kraftmessung optimiert werden, als auch bezüglich des erreichbaren Drehmoments in der rotatorischen Konfiguration. Dabei erscheint die Modellierung der Radienbildung des Schlauchsegments der stringente nächste Schritt. Darauf aufbauend können der Squeeze-Out-Effekt und die damit verbundene Verschiebung des FHAs in der Gegenlagerstruktur im Modell der rotatorischen Konfiguration berücksichtigt werden. Mit einem so optimierten Modell kann der Betrag der erzeugten Kraft besser beschrieben und es können sowohl ein angepasster Kraftangriffspunkt als auch eine veränderte Wirkrichtung der Kraft berücksichtigt werden.

Im Weiteren stellt die Untersuchung von geeigneten Steuerungs- und Regelungskonzepten ein großes Forschungsgebiet dar. Mit den vorgestellten Stick-Slip-freien Antriebskonzepten sollte es möglich sein, bekannte und auch neue Regelungsansätze zur Positions- und Kraftregelung umzusetzen und zu untersuchen.

Zuletzt soll auf die Möglichkeit eines hybriden Knickarmroboters hingewiesen werden. Solch ein Roboter könnte beispielsweise in den im Kollisionsfall besonders relevanten Achsen 1, 2 und 3 die intrinsische Nachgiebigkeit pneumatischer Antriebstechnik nutzen und in den Achsen 4, 5 und 6 hingegen die bewährten elektrischen Antriebseinheiten einsetzen.

Literatur

- Albu-Schäffer et al. 2007** Albu-Schäffer, Alin; Haddadin, Sami; Ott, Christian; Stemmer, Andreas; Wimböck, Thomas; Hirzinger, Gerhard, 2007.
The DLR lightweight robot: design and control concepts for robots in human environments.
Industrial Robot, **34** (5), S. 376–385.
DOI: 10.1108/01439910710774386
- Andrikopoulos et al. 2016** Andrikopoulos, George; Nikolakopoulos, George; Manesis, Stamatis, 2016.
Novel considerations on static force modeling of pneumatic muscle actuators.
IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, **21** (6), S. 2647–2659.
DOI: 10.1109/TMECH.2016.2585503
- Andrikopoulos et al. 2011** Andrikopoulos, Georgios; Nikolakopoulos, Georgios; Manesis, Stamatis, 2011.
A survey on applications of pneumatic artificial muscles.
In: *2011 19th Mediterranean Conference on Control Automation (MED)*, S. 1439–1446.
DOI: 10.1109/MED.2011.5982983
- Argall und Billard 2010** Argall, Brenna D.; Billard, Aude G., 2010.
A survey of tactile human–robot interactions.
Robotics and Autonomous Systems, **58** (10), S. 1159–1176.
DOI: 10.1016/j.robot.2010.07.002
- Asfour et al. 2013** Asfour, Tamim; Schill, Julian; Peters, Heiner; Klas, Cornelius; Bücker, Jens; Sander, Christian; Schulz, Stefan; Kargov, Artem; Werner, Tino; Bartenbach, Volker, 2013.
ARMAR-4: A 63 DOF torque controlled humanoid robot.
In: *2013 13th IEEE-RAS International Conference on Humanoid Robots (Humanoids)*, S. 390–396.
DOI: 10.1109/HUMANOIDS.2013.7030004
- Aventics 2020** AVENTICS GmbH, 2020.
Rollbalgzylinder, Serie BRB.
Verfügbar unter:
<https://www.aventics.com/de/de/pneumatics-shop/rollbalgzylinder-serie-brb-pro.753687?o=Print>
Zugriff am: 06.01.2021

- Baiden und Ivlev 2014** Baiden, David; Ivlev, Oleg, 2014.
Independent torque and stiffness adjustment of a pneumatic direct rotary soft-actuator for adaptable human-robot-interaction.
In: *2014 23rd International Conference on Robotics in Alpe-Adria-Danube Region (RAAD)*, S. 1–6.
DOI: 10.1109/RAAD.2014.7002257
- Bibus 2015** BIBUS GmbH, 2015.
Luftmotoren und Zubehör.
Verfügbar unter:
https://www.bibus.de/fileadmin/editors/countries/biulm/product_data/bibus/documents/2019/BIBUS-Luftmotoren-und-Zubehoer-2019-190911.pdf
Zugriff am: 19.03.2021
- Bodie et al. 2016** Bodie, Karen; Bellicoso, C. Dario; Hutter, Marco, 2016.
ANYpulator: Design and Control of a Safe Robotic arm.
In: *2016 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, S. 1119–1125.
DOI: 10.1109/IROS.2016.7759189
- Caldwell et al. 1993** Caldwell, Darwin G.; Razak, A.; Goodwin, Mike, 1993.
Braided Pneumatic Muscle Actuators.
IFAC Proceedings Volumes, **26** (1), S. 522–527.
DOI: 10.1016/S1474-6670(17)49354-2
- Caldwell et al. 1995** Caldwell, Darwin G.; Medrano-Cerda, Gustavo A.; Goodwin, Mike, 1995.
Control of pneumatic muscle actuators.
IEEE Control Systems Magazine, **15** (1), S. 40–48.
DOI: 10.1109/37.341863
- Cannata et al. 2008** Cannata, Giorgio; Maggiali, Marco; Metta, Giorgio; Sandini, Giulio, 2008.
An embedded artificial skin for humanoid robots.
In: *2008 IEEE International Conference on Multisensor Fusion and Integration for Intelligent Systems*, S. 434–438.
DOI: 10.1109/MFI.2008.4648033
- Canudas de Wit et al. 1995** Canudas de Wit, Carlos; Olsson, H.; Astrom, K. J.; Lischinsky, Pablo, 1995.
A new model for control of systems with friction.
IEEE Transactions on Automatic Control, **40** (3), S. 419–425.
DOI: 10.1109/9.376053
- Chernus et al. 2016** Chernus, Pavel; Sharovатов, Valery; Chernus, Petr, 2016.
Modelling of Two-Way Bellow Actuator Positioning.
In: *26th DAAAM International Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation*, S. 620–625.
DOI: 10.2507/26th.daaam.proceedings.084

- Chernus und Sharovатов 2015** Chernus, Pavel; Sharovатов, Valery, 2015. Dynamic Mathematical Model of Two-way Bellow Actuator. In: *25th DAAAM International Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation*, S. 1040–1045. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.01.464
- Chou und Hannaford 1994** Chou, Ching-Ping; Hannaford, Blake, 1994. Static and dynamic characteristics of McKibben pneumatic artificial muscles. In: *Proceedings of the 1994 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, S. 281–286. DOI: 10.1109/ROBOT.1994.350977
- Chou und Hannaford 1996** Chou, Ching-Ping; Hannaford, Blake, 1996. Measurement and modeling of McKibben pneumatic artificial muscles. *IEEE Transactions on robotics and automation*, **12** (1), S. 90–102. DOI: 10.1109/70.481753
- Croser und Ebel 2003** Croser, Peter; Ebel, Frank, 2003. *Pneumatik Grundstufe*. Berlin: Springer. ISBN 3-540-00022-4
- Daerden und Lefebber 2002** Daerden, Frank; Lefebber, Dirk, 2002. Pneumatic Artificial Muscles: actuators for robotics and automation. *European Journal of Mechanical and Environmental Engineering*, **47**, S. 11–21
- Derstroff 2019** Derstroff, Michael, 2019. *Charakterisierung eines pneumatischen Drehantriebs*. Stuttgart, Univ., Studienarbeit, 2019
- DIN 14811** DIN 14811:2008-01. *Feuerlöschschläuche – Druckschläuche und Einbände für Pumpen und Feuerwehrfahrzeuge*
- DIN EN ISO 10218-1** DIN EN ISO 10218-1:2012-01. *Industrieroboter – Sicherheitsanforderungen Teil 1: Roboter*
- DIN EN ISO 10218-2** DIN EN ISO 10218-2:2012-06. *Industrieroboter – Sicherheitsanforderungen Teil 2: Robotersysteme und Integration*
- DIN ISO/TS 15066** DIN ISO/TS 15066 (DIN SPEC 5306):2017-04. *Roboter und Robotikgeräte – Kollaborierende Roboter*

- Duchaine et al. 2009** Duchaine, Vincent; Lauzier, Nicolas; Baril, Mathiue; Lacasse, Marc-Antoine; Gosselin, Clément, 2009.
A flexible robot skin for safe physical human robot interaction.
In: *2009 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, S. 3676–3681.
DOI: 10.1109/ROBOT.2009.5152595
- Festo 2017** Festo AG & Co. KG, 2017.
BionicCobot Feinfühlinger Helfer für die Mensch-Roboter-Kollaboration.
Verfügbar unter: https://www.festo.com/PDF_Flip/corp/Festo_BionicCobot/de/
Zugriff am: 08.10.2020
- Festo 2019** Festo SE & Co. KG, 2019.
Fluidic Muscle DMSP.
Verfügbar unter:
https://www.festo.com/cat/de_de/products_010606
Zugriff am: 08.10.2020
- Festo 2020** Festo AG & Co. KG, 2020.
Balgzylinder EB.
Verfügbar unter: https://www.festo.com/cat/en_gb_gb/data/doc_DE/PDF/DE/EB_DE.PDF
Zugriff am: 09.06.2021
- Franco et al. 2019** Franco, Walter; Maffiodo, Daniela; De Benedictis, Carlo; Ferraresi, Carlo, 2019.
Use of McKibben muscle in a haptic interface.
Robotics, **8** (1).
DOI: 10.3390/robotics8010013
- Frohn 1998** Frohn, Arnold, 1998.
Einführung in die technische Thermodynamik.
Stuttgart: Verlag Konrad Wittwer.
ISBN 978-3-87919-263-2
- Gaiser et al. 2008** Gaiser, Immanuel; Schulz, Stefan; Kargov, Artem; Klosek, Heinrich; Bierbaum, Alexander; Pylatiuk, Christian; Oberle, Reinhold; Werner, Tino; Asfour, Tamim; Bretthauer, Georg et al., 2008.
A new anthropomorphic robotic hand.
In: *Humanoids 2008 - 8th IEEE-RAS International Conference on Humanoid Robots*, S. 418–422.
DOI: 10.1109/ICHR.2008.4755987
- Gaiser et al. 2010** Gaiser, Immanuel; Schulz, Stefan; Breitwieser, Helmut; Bretthauer, Georg, 2010.
Enhanced flexible fluidic actuators for biologically inspired lightweight robots with inherent compliance.
In: *2010 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics*, S. 1423–1428.
DOI: 10.1109/ROBIO.2010.5723538

- Gaiser et al. 2012** Gaiser, Immanuel; Wiegand, Roland; Ivlev, Oleg; Andres, A.; Breitwieser, Helmut; Schulz, Stefan; Bretthauer, Georg, 2012. Compliant robotics and automation with flexible fluidic actuators and inflatable structures. In: Berselli, G.; Vertechy, R.; Vassura, G. (Hrsg.): *Smart Actuation and Sensing Systems*. Rijeka: IntechOpen. DOI: 10.5772/51866
- Gaiser 2016** Gaiser, Immanuel, 2016. *Entwicklung und Analyse neuer flexibler Fluidaktoren und Realisierung nachgiebiger Leichtbau-Robotersysteme*. Karlsruher Institut für Technologie, Diss. DOI: 10.5445/IR/1000059635
- Gealy et al. 2019** Gealy, David V.; McKinley, Stephen; Yi, Brent; Wu, Philipp; Downey, Phillip R.; Balke, Greg; Zhao, Allan; Guo, Menglong; Thomasson, Rachel; Sinclair, Anthony; Cuellar, Peter; McCarthy, Zoe; Abbeel, Pieter, 2019. Quasi-Direct Drive for Low-Cost Compliant Robotic Manipulation. In: *2019 International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, S. 437–443. DOI: 10.1109/ICRA.2019.8794236
- Geimer 2011** Geimer, Marcus, 2011. *Vorlesung Fluidtechnik*. Karlsruher Institut für Technologie (Vorlesung Sommersemester 2011), Stand 04.04.2011
- Hildebrandt et al. 2003** Hildebrandt, Alexander; Sawodny, Oliver; Neumann, Rüdiger; Hartmann, Armin, 2003. A cascaded tracking control concept for pneumatic muscle actuators. In: *2003 European Control Conference (ECC)*, S. 2517–2522. DOI: 10.23919/ECC.2003.7085344
- Hirzinger et al. 2001** Hirzinger, Gerd; Albu-Schäffer, Alin; Hähle, Michael; Schaefer, Ingo; Sporer, Norbert, 2001. On a new generation of torque controlled light-weight robots. In: *2001 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, S. 3356–3363. DOI: 10.1109/ROBOT.2001.933136
- Hoshi und Shinoda 2006** Hoshi, Takayuki; Shinoda, Hiroyuki, 2006. Robot skin based on touch-area-sensitive tactile element. In: *2006 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, S. 3463–3468. DOI: 10.1109/ROBOT.2006.1642231
- IFR 2020** IFR, 2020. *World Robotics 2020 – Industrial Robots*. Frankfurt: VDMA Services GmbH

- Ishida und Takanishi 2006** Ishida, Tatsuzo; Takanishi, Atsuo, 2006.
A Robot Actuator Development With High Backdrivability.
In: *2006 IEEE Conference on Robotics, Automation and Mechatronics*, S. 1–6.
DOI: 10.1109/RAMECH.2006.252631
- Ivlev 2009** Ivlev, Oleg, 2009.
Soft fluidic actuators of rotary type for safe physical human-machine interaction.
In: *2009 IEEE International Conference on Rehabilitation Robotics*, S. 1–5.
DOI: 10.1109/ICORR.2009.5209571
- Ivlev und Gräser 2006** Ivlev, Oleg; Gräser, Axel, 2006.
Modular multi-sensory fluidic actuator with pleated rotary elastic chambers.
IFAC Proceedings Volumes, **39** (16), S. 271–276.
DOI: 10.3182/20060912-3-DE-2911.00049
- Karavas et al. 2012** Karavas, Nikos C.; Tsagarakis, Nikos G.; Caldwell, Darwin G., 2012.
Design, modeling and control of a series elastic actuator for an assistive knee exoskeleton.
In: *2012 4th IEEE RAS EMBS International Conference on Biomedical Robotics and Biomechatronics (BioRob)*, S. 1813–1819.
DOI: 10.1109/BioRob.2012.6290757
- Kelasidi et al. 2011** Kelasidi, E.; Andrikopoulos, G.; Nikolakopoulos, G.; Manesis, S., 2011.
A survey on pneumatic muscle actuators modeling.
In: *2011 IEEE International Symposium on Industrial Electronics*, S. 1263–1269.
DOI: 10.1109/ISIE.2011.5984340
- Kong et al. 2010** Kong, Kyoungchul; Bae, Joonbum; Tomizuka, Masayoshi, 2010.
A compact rotary series elastic actuator for knee joint assistive system.
In: *2010 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, S. 2940–2945.
DOI: 10.1109/ROBOT.2010.5509227
- Kraus 2016** Kraus, Werner, 2016.
Force control of cable-driven parallel robots.
Universität Stuttgart, Diss.
ISBN 978-3-8396-0979-8.
DOI: 10.18419/opus-6899

- Kruthika et al. 2016** Kruthika, K.; Kiran Kumar, B.M.; Lakshminarayanan, Sanjay, 2016.
Design and development of a robotic arm.
In: *2016 International Conference on Circuits, Controls, Communications and Computing (I4C)*, S. 1–4.
DOI: 10.1109/CIMCA.2016.8053274
- Lee et al. 2017** Lee, Chan; Kwak, Suhui; Kwak, Jihoo; Oh, Sehoon, 2017.
Generalization of Series Elastic Actuator Configurations and Dynamic Behavior Comparison.
Actuators, **6** (3).
DOI: 10.3390/act6030026
- Lee et al. 2002** Lee, Han Koo; Choi, Gi Sang; Choi, Gi Heung, 2002.
A study on tracking position control of pneumatic actuators.
Mechatronics, **12** (6), S. 813–831.
DOI: 10.1016/S0957-4158(01)00024-1
- Luh et al. 1983** Luh, J. Y. S.; Fisher, William D.; Paul, Richard P. C., 1983.
Joint torque control by a direct feedback for industrial robots.
IEEE Transactions on Automatic Control, **28** (2), S. 153–161.
DOI: 10.1109/TAC.1983.1103215
- Mahler 2017** Mahler, Martin, 2017.
Entwicklung eines grundlegenden Steuerungskonzepts für einen neuartigen pneumatischen Drehantrieb.
Stuttgart, Univ., Studienarbeit, 2017
- Martens et al. 2017a** Martens, Mirco; Passon, Arne; Boblan, Ivo, 2017.
A sensor-less approach of a torque controller for pneumatic muscle actuator driven joints.
In: *2017 3rd International Conference on Control, Automation and Robotics (ICCAR)*, S. 477–482.
DOI: 10.1109/ICCAR.2017.7942742
- Martens und Boblan 2017b** Martens, Mirco; Boblan, Ivo, 2017.
Modeling the static force of a Festo pneumatic muscle actuator: a new approach and a comparison to existing models.
Actuators, **6** (4).
DOI: 10.3390/act6040033
- Medrano-Cerda et al. 1995** Medrano-Cerda, Gustavo A.; Bowler, Colin J.; Caldwell, Darwin G., 1995.
Adaptive position control of antagonistic pneumatic muscle actuators.
In: *Proceedings 1995 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. Human Robot Interaction and Cooperative Robots*, S. 378–383.
DOI: 10.1109/IROS.1995.525824

- Mihajlov et al. 2006** Mihajlov, Miroslav; Hubner, M.; Ivlev, Oleg; Gräser, Axel, 2006.
Modeling and control of fluidic robotic joints with natural compliance.
In: *2006 IEEE International Conference on Control Applications*, S. 2498–2503.
DOI: 10.1109/CACSD-CCA-ISIC.2006.4777031
- Mihajlov 2008** Mihajlov, Miroslav, 2008.
Modelling and Control Strategies for Inherently Compliant Fluidic Mechatronic Actuators with Rotary Elastic Chambers.
Universität Bremen, Diss.
ISBN 978-3-8322-7275-3
- Mooney und Herr 2013** Mooney, Luke; Herr, Hugh, 2013.
Continuously-variable series-elastic actuator.
In: *2013 IEEE 13th International Conference on Rehabilitation Robotics (ICORR)*, S. 1–6.
DOI: 10.1109/ICORR.2013.6650402
- Murrenhoff 2014** Murrenhoff, Hubertus, 2014.
Grundlagen der Fluidtechnik: Teil 2: Pneumatik.
Aachen: Shaker.
ISBN 978-3-8440-2455-5
- Negrello et al. 2015** Negrello, F.; Garabini, M.; Catalano, M. G.; Malzahn, J.; Caldwell, D. G.; Bicchi, A.; Tzagarakis, N. G., 2015.
A modular compliant actuator for emerging high performance and fall-resilient humanoids.
In: *2015 IEEE-RAS 15th International Conference on Humanoid Robots (Humanoids)*, S. 414–420.
DOI: 10.1109/HUMANOIDS.2015.7363567
- Nouri et al. 2000** Nouri, Bashir M. Y.; Al-Bender, Farid; Swevers, Jan; Vanherck, Paul; van Brussel, Hendrik, 2000.
Modelling a pneumatic servo positioning system with friction.
In: *Proceedings of the 2000 American Control Conference*, S. 1067–1071.
DOI: 10.1109/ACC.2000.876664
- Oh und Kong 2017** Oh, Sehoon; Kong, Kyoungchul, 2017.
High-Precision Robust Force Control of a Series Elastic Actuator.
IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, **22** (1), S. 71–80.
DOI: 10.1109/TMECH.2016.2614503
- Ohmura et al. 2006** Ohmura, Yoshiyuki; Kuniyoshi, Yasuo; Nagakubo, Akihiko, 2006.
Conformable and scalable tactile sensor skin for curved surfaces.
In: *Proceedings 2006 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*. S. 1348–1353.
DOI: 10.1109/ROBOT.2006.1641896

- Patentschrift 4,944,755** Hennequin, James R.; Fluck, Peter, 1988.
MOTORIZED JOINT.
Patentschrift 4,944,755, 05.05.1988
- Patentschrift DE 102008049293 A1** Erker, Christian, 2009.
Gerät zur Nutzung der Druckdifferenz von Gas oder Flüssigmedien durch deren Wandlung in Rotationsbewegung.
Patentschrift DE 102008049293 A1, 02.04.2009
- Patentschrift DE 102016217198 A1** Stoll, Johannes, 2018.
Drehantrieb.
Patentschrift DE 102016217198 A1, 15.03.2018
- Patentschrift DE 2347133 A1** Hirmann, Georg, 1974.
Motor zur Erzeugung einer Bewegung durch flüssiges oder gasförmiges Druckmedium.
Patentschrift DE 2347133 A1, 28.03.1974
- Patentschrift DE 2351990 A1** Hirmann, Georg, 1974.
Antriebsvorrichtung zur Ausführung einer Schwenk- oder Drehbewegung durch flüssiges oder gasförmiges Druckmedium.
Patentschrift DE 2351990 A1, 09.05.1974
- Patentschrift JP 63105280 A** Juichi, Ogami, 1988.
Motor for generating rotary motion using pressure medium.
Patentschrift JP 63105280 A, 10.05.1988
- Paul et al. 1994** Paul, Arun K.; Mishra, J. E.; Radke, M. G., 1994.
Reduced order sliding mode control for pneumatic actuator.
IEEE Transactions on Control Systems Technology, **2** (3), S. 271–276.
DOI: 10.1109/87.317984
- Persson et al. 2003** Persson, B. N. J.; Albohr, O.; Mancosu, F.; Peveri, V.; Samoilov, V. N.; Sivebæk, I. M., 2003.
On the nature of the static friction, kinetic friction and creep.
Wear, **254** (9), S. 835–851.
DOI: 10.1016/S0043-1648(03)00234-5
- Pott und Dietz 2019** Pott, Andreas; Dietz, Thomas, 2019.
Industrielle Robotersysteme: Entscheiderwissen für die Planung und Umsetzung wirtschaftlicher Roboterlösungen.
Wiesbaden: Springer Vieweg.
ISBN 978-3-658-25344-8.
DOI: 10.1007/978-3-658-25345-5
- Pratt und Williamson 1995** Pratt, Gill A.; Williamson, Matthew M., 1995.
Series elastic actuators.
In: *1995 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. Human Robot Interaction and Cooperative Robots*, S. 399–406.
DOI: 10.1109/IROS.1995.525827

- Prior et al. 1993** Prior, Stephen D.; Warner, P. R.; White, Anthony S.; Parsons, J. T.; Gill, R., 1993.
Actuators for rehabilitation robots.
Mechatronics, **3** (3), S. 285–294.
DOI: 10.1016/0957-4158(93)90003-K
- Prior und White 1995** Prior, Stephen D.; White, Anthony S., 1995.
Measurements and simulation of a pneumatic muscle actuator for a rehabilitation robot.
Simulation Practice and Theory, **3** (2), S. 81–117.
DOI: 10.1016/0928-4869(95)00010-Q
- Quigley et al. 2011** Quigley, Morgan; Asbeck, Alan; Ng, Andrew, 2011.
A low-cost compliant 7-DOF robotic manipulator.
In: *2011 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, S. 6051–6058.
DOI: 10.1109/ICRA.2011.5980332
- Rader et al. 2017** Rader, Samuel; Kaul, Lukas; Weiner, Pascal; Asfour, Tamim, 2017.
Highly integrated sensor-actuator-controller units for modular robot design.
In: *2017 IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM)*, S. 1160–1166.
DOI: 10.1109/AIM.2017.8014175
- Rao und Bone 2008** Rao, Zhihong; Bone, Gary M., 2008.
Nonlinear Modeling and Control of Servo Pneumatic Actuators.
IEEE Transactions on Control Systems Technology, **16** (3), S. 562–569.
DOI: 10.1109/TCST.2007.912127
- Rost und Verl 2010** Rost, Arne; Verl, Alexander, 2010.
The QuadHelix-Drive - An improved rope actuator for robotic applications.
In: *2010 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, S. 3254–3259.
DOI: 10.1109/ROBOT.2010.5509764
- Rueß 2016** Rueß, Philipp, 2016.
Erprobung und Optimierung eines neuartigen pneumatischen Aktuators für die Mensch-Roboter-Kooperation.
Stuttgart, Univ., Bachelorarbeit, 2016
- Saravanakumar et al. 2017** Saravanakumar, D.; Mohan, B.; Muthuramalingam, T., 2017.
A review on recent research trends in servo pneumatic positioning systems.
Precision Engineering, **49**, S. 481–492.
DOI: 10.1016/j.precisioneng.2017.01.014

- Sárosi et al. 2015** Sárosi, J.; Biro, I.; Nemeth, J.; Cveticanin, L., 2015. Dynamic modeling of a pneumatic muscle actuator with two-direction motion. *Mechanism and Machine Theory*, **85**, S. 25–34. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2014.11.006
- Schäffer 2017** Schäffer, Ludwig, 2017. *Regelung eines neuartigen hochgenauen pneumatischen Drehantriebs*. Stuttgart, Univ., Forschungsarbeit, 2017
- Schanz 2018** Schanz, Kevin, 2018. *Weiterentwicklung eines Regelungskonzepts und Charakterisierung eines pneumatischen Drehantriebs*. Stuttgart, Univ., Bachelorarbeit, 2018
- Sensing und Weir 2006** Sensinger, Jonathon W.; Weir, Richard F. ff., 2006. Improvements to series elastic actuators. In: *2006 2nd IEEE/ASME International Conference on Mechatronics and Embedded Systems and Applications*, S. 1–7. DOI: 10.1109/MESA.2006.296927
- Situm und Herceg 2008** Situm, Zeljko; Herceg, Srecko, 2008. Design and control of a manipulator arm driven by pneumatic muscle actuators. In: *2008 16th Mediterranean Conference on Control and Automation*, S. 926–931. DOI: 10.1109/MED.2008.4602136
- Stoll et al. 2019a** Stoll, Johannes T.; Schanz, Kevin; Pott, Andreas, 2019. A compliant and precise pneumatic rotary drive using pneumatic artificial muscles in a swash plate design. In: *2019 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, S. 3088–3094. DOI: 10.1109/ICRA.2019.8794185
- Stoll et al. 2019b** Stoll, Johannes T.; Schanz, Kevin; Pott, Andreas, 2019. Mechatronic control system for a compliant and precise pneumatic rotary drive unit. *Actuators*, **9** (1), S. 1–22. DOI: 10.3390/act9010001
- Stoll et al. 2020** Stoll, Johannes T.; Schanz, Kevin; Derstroff, Michael; Pott, Andreas, 2020. Static Characteristics of Fire Hose Actuators and Design of a Compliant Pneumatic Rotary Drive for Robotics. In: *2020 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, S. 6376–6383. DOI: 10.1109/IROS45743.2020.9341342

- Stoll und Pott 2018** Stoll, Johannes T.; Pott, Andreas, 2018.
A compliant, high precision, pneumatic rotary drive for robotics.
In: *ISR 2018; 50th International Symposium on Robotics*, S. 1–7.
ISBN 978-3-8007-4699-6
- Tondu et al. 2005** Tondu, Bertrand; Ippolito, Serge; Guiochet, Jérémie; Daidie, Alain, 2005.
A seven-degrees-of-freedom robot-arm driven by pneumatic artificial muscles for humanoid robots.
The International Journal of Robotics Research, **24**, S. 257–274.
DOI: 10.1177/0278364905052437
- Tondu 2012** Tondu, Bertrand, 2012.
Modelling of the McKibben artificial muscle: A review.
Journal of Intelligent Material Systems and Structures, **23** (3), S. 225–253.
DOI: 10.1177/1045389X11435435
- Tondu und Lopez 2000** Tondu, Bertrand; Lopez, Pierre, 2000.
Modeling and control of McKibben artificial muscle robot actuators.
IEEE Control Systems Magazine, **20** (2), S. 15–38.
DOI: 10.1109/37.833638
- Tonietti und Bicchi 2002** Tonietti, Giovanni; Bicchi, Antonio, 2002.
Adaptive simultaneous position and stiffness control for a soft robot arm.
In: *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, S. 1992–1997.
DOI: 10.1109/IRDS.2002.1044048
- Universal Robots 2020** Universal Robots A/S, 2020.
Verfügbar unter: https://www.universal-robots.com/media/1802341/ur10_01_1.png
Zugriff am: 22.09.2020
- Universal Robots 2021** Universal Robots A/S, 2021.
Max. Joint Torques.
Verfügbar unter:
<https://www.universal-robots.com/articles/ur/robot-care-maintenance/max-joint-torques/>
Zugriff am: 13.11.2021
- Whitney et al. 2014** Whitney, John P.; Glisson, Matthew F.; Brockmeyer, Eric L.; Hodgins, Jessica K., 2014.
A low-friction passive fluid transmission and fluid-tendon soft actuator.
In: *2014 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, S. 2801–2808.
DOI: 10.1109/IRDS.2014.6942946

- Whitney et al. 2016** Whitney, John P.; Chen, Tianyao; Mars, John; Hodgins, Jessica K., 2016. A hybrid hydrostatic transmission and human-safe haptic telepresence robot. In: *2016 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, S. 690–695. DOI: 10.1109/ICRA.2016.7487195
- Wickramatunge und Leephakpreeda 2010** Wickramatunge, Kanchana Crishan; Leephakpreeda, Thananchai, 2010. Study on mechanical behaviors of pneumatic artificial muscle. *International Journal of Engineering Science*, **48** (2), S. 188–198. DOI: 10.1016/j.ijengsci.2009.08.001
- Wilkening et al. 2010** Wilkening, André; Mihajlov, Miroslav; Ivlev, Oleg, 2010. Model-based pressure and torque control for innovative pneumatic soft-actuators. In: *Proceedings of the 7th International Conference on Fluid Power*, S. 291–302
- Wilkening et al. 2017** Wilkening, André; Hacker, Steffen; Stöppler, Henning; Dürselen, Lutz; Ivlev, Oleg, 2017. Experimental and simulation-based investigation of polycentric motion of an inherent compliant pneumatic bending actuator with skewed rotary elastic chambers. *Robotics*, **6** (1). DOI: 10.3390/robotics6010002

A Fahrradschläuche als Aktoren im Balg-Antrieb

Drei verschiedene Typen von Fahrradschläuchen wurden hinsichtlich ihrer Nutzbarkeit als Aktor im Antrieb getestet. Der Fahrradschlauch Schwalbe SV 6 ist für eine Reifenbreite von 1,1" bis 1,5" geeignet. Der Schwalbe SV 13 hingegen ist für Reifen mit einer Breite von 1,5" bis 2,4" ausgelegt und der breiteste Schlauch im Vergleich. Der Schwalbe SV 15 ist für eine Reifenbreite von 0,75" bis 1,0" angegeben und damit der schmalste Schlauch der drei getesteten Schläuche. Es konnte sehr schnell festgestellt werden, dass die Fahrradschläuche ein unsymmetrisches Expansionsverhalten beim Befüllen mit Druckluft aufweisen. Ein extremes Beispiel dafür ist in Abbildung A.1 zu sehen. Der dünnste Fahrradschlauch vom Typ SV 15 eignet sich wegen dieses Effekts nicht zum Betrieb des Balg-Antriebs und wurde daher nicht weiter in Betracht gezogen. Mit den beiden anderen Schlauchtypen kann der Drehantrieb erfolgreich betrieben werden. Wie in Abbildung A.1 ebenfalls zu sehen, werden die Fahrradschläuche mittig über das Ventil angeschlossen und auf die passende Länge geschnitten. Die beiden offenen Enden werden seitlich unter einem Aluminiumblock mittels einer Schraubverbindung am zentralen Strukturbauteil luftdicht eingespannt.



Abbildung A.1: Fahrradschlauch vom Typ SV 15 als Arbeitskammer im Drehantrieb eingespannt. Das unsymmetrische Expansionsverhalten ist deutlich zu sehen (Rueß 2016).

Um das Problem des Platzens der Fahrradschläuche nachzuvollziehen, ist ein kurzer Exkurs über den Aufbau eines klassischen Fahrradreifens aus Felge, Schlauch und Mantel sinnvoll. Der Fahrradschlauch befindet sich in einem Fahrradreifen im Innenraum zwischen Felge und Mantel und dient dazu, die Dichtigkeit des Rades beziehungsweise der Arbeitskammer

herzustellen. Der Schlauch ist in alle Richtungen in seiner Ausdehnung durch die umgebenden Bauteile begrenzt. Mechanische Spannungen, die durch den Innendruck im Schlauch entstehen, führen zur Dehnung des Schlauchs, bis dieser an den umgebenden Bauteilen anliegt. Eine weitere Erhöhung des Druckes im Schlauch führt zu keiner weiteren Dehnung desselben, da die entstehenden Kräfte vom Schlauch direkt an die angrenzenden Strukturen – entweder die Felge oder den Mantel des Rades – abgeleitet werden. In diesem Zustand kann ein Fahrradschlauch über einen sehr langen Zeitraum betrieben werden, auch wenn während der Fahrt erhebliche Druckschwankungen auftreten oder der Druck im Schlauch durch Aufpumpen weiter erhöht wird.

Durch die Konstruktion bedingt ist eine sehr große Dehnung des Schlauches zur Seite, also zu den beiden benachbarten Arbeitskammern, hin möglich. Diese seitliche Dehnung tritt insbesondere dann auf, wenn sich der Antrieb in einer Winkelposition befindet, in der die Arbeitskammer ein großes Volumen einnehmen kann (z. B. Balg 2 in Abbildung 3.3). Steigt der Druck in der Arbeitskammer, so erhöht sich die Kraft auf die Gehäuseteile nur minimal, stattdessen dehnt sich der Schlauch in Richtung des kleinsten Widerstandes, also zu den Seiten, immer weiter aus. Insbesondere die starke Dehnung des Materials zu den Seiten hin führt zunächst zu einer irreversiblen Dehnung des Schlauchmaterials. Wird der Druck weiter erhöht, so platzt der Schlauch in diesen besonders stark gedehnten Seitenbereichen auf. Abbildung A.2 zeigt einen im Seitenbereich aufgeplatzten Fahrradschlauch.



Abbildung A.2: Ausgebauter im Seitenbereich aufgrund von Überdehnung aufgeplatzter Fahrradschlauch (Rueß 2016).

Das Materialverhalten der Fahrradschläuche führt bei Messungen des Drehmoments mittels Kraft am Hebelarm zu einem langsam ansteigenden Messwert. Da die Proportionalventile den Druck in der Kammer konstant halten und das Schlauchmaterial sich immer weiter – insbesondere zur Seite hin – ausdehnt, vergrößert sich die Wirkfläche der Arbeitskammer mit der Zeit. Die langsame Vergrößerung der Wirkfläche wiederum bewirkt eine steigende Kraft auf das innere Gehäuse, was schließlich in einem langsam ansteigenden Drehmoment resultiert. Je nach dem, wie lange im mit Druck beaufschlagten Zustand bis zur tatsächlichen Messung gewartet wird, ändert sich der Messwert. Wird die Arbeitskammer wieder entlüftet, so zieht sich der Schlauch wieder zusammen, allerdings bleibt insbesondere im stark gedehnten

Seitenbereich wie erwähnt eine sichtbare plastische Verformung zurück – das Material kriecht. Bei einer weiteren Messung erfolgt die Dehnung des Schlauchs nun schneller und es wird derselbe Messwert bereits nach kürzerer Zeit erreicht.

Die konkrete Messung und Zuordnung einer Kraft und somit eines Drehmoments zu einem spezifischen Druck in der Arbeitskammer sind bei einer definierten Winkelposition aufgrund der zuvor beschriebenen Effekte nicht präzise möglich. In der Bachelorarbeit von Rueß (2016) werden die ersten Untersuchungen am Balg-Antrieb beschrieben. Es wurden die genannten Typen von Fahrradschläuchen als Arbeitskammern untersucht und zu den jeweiligen Konfigurationen die Drehmomente trotz der beschriebenen Problematik gemessen. Bei der Verwendung von Fahrradschläuchen des Typs SV 13 als Arbeitskammern und einem Druck von 125 kPa liegt das erzeugte Drehmoment – je nach Winkelposition – im Bereich von 4,5 Nm bis 7 Nm. Das mit dieser Konfiguration erreichbare maximale kontinuierlich verfügbare Drehmoment $M_{\max, \text{kont}}$ kann auf Basis der Messungen folglich mit 4,5 Nm angegeben werden.

Obwohl die Balge mit einem höheren Druckniveau beaufschlagt werden können als die Fahrradschläuche, unterscheidet sich das maximal kontinuierlich verfügbare Drehmoment des Antriebs kaum. Die Ursache hierfür ist in der für die Krafterzeugung wirksamen Fläche der Aktoren zu finden. Die Wirkfläche der Balge ist kleiner als die Wirkfläche der Fahrradschläuche. Die kleinere wirksame Fläche gleicht den höheren Druck in den Balgen aus und führt schlussendlich zu einem Drehmoment in ähnlicher Höhe.

B Berechnung der Kraft mittels Integral und effektiver Breite

Für die in Abschnitt 4.4.1 modellierte Kraft wird hergeleitet, dass die vereinfachte Berechnung der Kraft mittels b_{eff} identisch zu der Kraft ist, die mittels Integration über den Rand ermittelt wird. In Abbildung B.1 ist die Kräfteinleitung am Walzenkörper schematisch dargestellt. Der

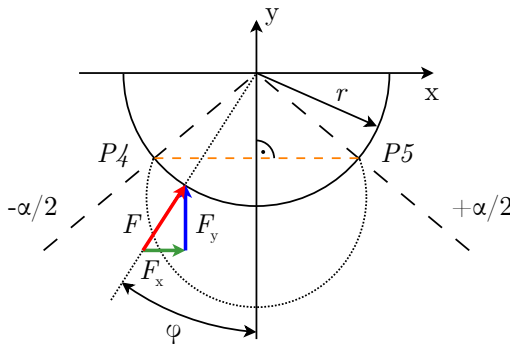


Abbildung B.1: Skizze zur Berechnung der Kraft am FHA-Antrieb mittels Integral und effektiver Breite .

Halbkreis hat den Radius r , der Kreisbogen von Punkt $P4$ bis zu Punkt $P5$ ist in Kontakt mit dem FHA und erfährt eine Kraft F normal zur Oberfläche. Der Winkel φ läuft dabei von $-\alpha/2$ bis $+\alpha/2$. Die Kraft F kann in eine Kraft in Y-Richtung F_y und eine Kraft F_x parallel zur X-Achse aufgeteilt werden. Die Kräfte in X-Richtung heben sich bedingt durch die achsensymmetrische Anordnung zur Y-Achse auf, weshalb die Kraft F_x nicht weiter betrachtet wird. Dies ist anhand der Grafik ersichtlich und wird nicht weiter ausgeführt.

Herleitung mittels Integral

Für das Integral wird die Kraft F_y , die orthogonal auf der Strecke $\overline{P4P5}$ steht, betrachtet. Dies kann mittels einer Kräftezerlegung beschrieben werden als

$$F_y = F \cos(\varphi) \quad . \quad (\text{B.1})$$

Die Integration von F_y entlang des Kreisbogens von P4 nach P5 liefert die resultierende Kraft F_{res} . Für die Integration wird der Winkel φ als Variable gewählt, damit ergibt sich

$$F_{\text{res}} = \int_{-\frac{\alpha}{2}}^{\frac{\alpha}{2}} dF_y \quad . \quad (\text{B.2})$$

Die geometrische Betrachtung der inkrementellen Kraft dF_y liefert mit Gleichung (B.1)

$$dF_y = \cos(\varphi) dF \quad . \quad (\text{B.3})$$

Das Differential der Kraft dF kann als Druck p mal Flächeninkrement dA beschrieben werden

$$dF = p dA = p r L d\varphi \quad . \quad (\text{B.4})$$

Darin ist r der Radius des Kreises, L die Länge der Kontaktfläche von Aktor und Walzenkörper orthogonal zur Darstellungsebene in Abbildung B.1 und $d\varphi$ ein inkrementelles Stück des Winkels. Zusammengesetzt liefert dies

$$F_{\text{res}} = \int_{-\frac{\alpha}{2}}^{\frac{\alpha}{2}} dF \cos(\varphi) = \int_{-\frac{\alpha}{2}}^{\frac{\alpha}{2}} p r L \cos(\varphi) d\varphi \quad . \quad (\text{B.5})$$

Die konstanten Terme p , r und L können vor das Integral gezogen werden.

$$F_{\text{res}} = p r L \int_{-\frac{\alpha}{2}}^{\frac{\alpha}{2}} \cos(\varphi) d\varphi \quad (\text{B.6})$$

Die Integration liefert schließlich

$$F_{\text{res}} = p r L \left[\sin(\varphi) \right]_{-\frac{\alpha}{2}}^{\frac{\alpha}{2}} = p r L 2 \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad . \quad (\text{B.7})$$

Herleitung mittels effektiver Breite

Anstelle des Integrals wird die Kraft in Y-Richtung basierend auf der effektiven Breite b_{eff} berechnet. Als effektive Breite wird die Strecke von Punkt P4 nach Punkt P5 bezeichnet. Entsprechend der Nomenklatur gilt

$$b_{\text{eff}} = |\overrightarrow{P4P5}| = |s_{45}| = s_{45} \quad . \quad (\text{B.8})$$

Die Kraft kann damit beschrieben werden als

$$F_{\text{res}} = p A = p b_{\text{eff}} L \quad . \quad (\text{B.9})$$

Darin ist L die Länge der Kontaktfläche von Aktor und Walzenkörper orthogonal zur Darstellungsebene in Abbildung B.1 und p der Druck in der Arbeitskammer. Die effektive Breite b_{eff} kann mit Hilfe des Sinus bestimmt werden zu

$$b_{\text{eff}} = s_{45} = 2 \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) r \quad . \quad (\text{B.10})$$

Eingesetzt in (B.9) liefert dies schließlich

$$F_{\text{res}} = p r L 2 \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad . \quad (\text{B.11})$$

Dies entspricht Gleichung (B.7), womit gezeigt ist, dass beide Wege zum selben Resultat führen.

C Tabellen und Abbildungen

Tabelle C.1: Eigenschaften von Luft unter Normalbedingungen (Murrenhoff 2014).

Eigenschaft	Wert	Einheit
Temperatur T	273,15	K
Druck p	101,325	kPa
Gaskonstante R	286,9	J/kg K

Tabelle C.2: Spezifikation der Parameter des Balg-Antriebs.

Parameter	Beschreibung	Wert	Einheit
n	Anzahl verwendeter Balge	3	Stück
$r_{1,\text{balg}}$	Radius der Exzentrizität	10	mm
$r_{2,\text{balg}}$	Radius des inneren Gehäuses	108	mm
$s_{13,180}$	Länge von s_{13} für $\varphi = 180^\circ$	96	mm

Tabelle C.3: Spezifikation der Parameter des PAM-Antriebs.

Parameter	Beschreibung	Wert	Einheit
n	Anzahl verwendeter PAMs	3 bis 5	Stück
β_t	Neigungswinkel der Taumelscheibe	8, 10 oder 12	Grad
r_t	Radius der äußeren Taumelscheibe	75	mm
J	Trägheitsmoment	3042843	kg/mm ²
$\delta_{\text{pam},0}$	Offset eines PAMs	1,0	mm
r_{tr}	Radius der Seiltrommel	75	mm
	nominale Länge eines PAM	200	mm
Typ PAM	Festo: DMSP-20-200N-AM-CM	-	

Tabelle C.4: Spezifikation der Parameter des FHA-Antriebs.

Parameter	Beschreibung	Wert	Einheit
l_{fha}	aktive Länge des FHAs	200	mm
n	Anzahl der verbauten FHAs	4	Stück
$r_{1,\text{fha}}$	Exzentrizität des Antriebswelle	20	mm
$r_{2,\text{fha}}$	Radius des Walzenkörpers	42,5	mm
r_{tr}	Radius der Seiltrommel	75	mm
$P6_x$	x-Position des Punkts $P6$	0	mm
$P6_y$	y-Position des Punkts $P6$	-80,5	mm
	Feuerwehrschauchtyp der FHAs	C52	

Tabelle C.5: Spezifikation der verwendeten Lastzellen, Messbereich [kg].

Messbereich	Typ	ID	Hersteller
0-20	CZL635	3134_0	Phidgets
0-50	CZL635	3135_0	Phidgets
0-200	CZL204E	3137_0	Phidgets
0-1000	CZL204	3141_0	Phidgets

Tabelle C.6: Auszug aus dem Datensatz für den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang des prototypischen Balg 1, angegeben wird die Kraft F [N] bei gegebenem Druck p [kPa] und gegebener Verkürzung δ_{balg} [mm].

δ_{balg}	$p = 100$	$p = 120$	$p = 140$	$p = 160$	$p = 180$	$p = 200$
2,2	200,27	243,74	288,18	332,57	377,77	422,47
9	123,31	163,27	204,67	246,93	290,11	333,18
12	94,06	131,16	170,4	210,26	252,23	295,75
14	63,02	101,57	140,35	180,5	222,34	266,39
15,5	25,5	65,02	105,04	145,05	187,43	229,19
22	-	-	-	29,87	72,61	113,37
25	-	-	-	-	21,98	66,06

δ_{balg}	$p = 220$	$p = 240$	$p = 260$	$p = 280$	$p = 300$
2,2	467,07	-	-	-	-
9	376,7	421,47	468,83	513,14	558,39
12	339,11	384,72	431,74	479,24	526,16
14	309,65	354,76	401,88	450,44	500,96
15,5	274,34	319,69	367,61	415,25	464,32
22	156,47	199,99	242,28	283,26	324,65
25	107,47	146,69	186,92	226,88	266,85

Tabelle C.7: Auszug aus dem Datensatz für den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang des prototypischen Balg 2, angegeben wird die Kraft F [N] bei gegebenem Druck p [kPa] und gegebener Verkürzung δ_{balg} [mm].

δ_{balg}	$p = 100$	$p = 120$	$p = 140$	$p = 160$	$p = 180$	$p = 200$
2,2	202,45	246,68	291,35	337,25	383,49	428,14
9	122,56	161,94	202,99	244,66	287,78	330,15
12	81,02	117,02	154,35	192,29	233,07	273,76
14	51,1	87,89	125,21	162,5	201,94	241,23
15,5	20,61	61,17	98,47	136,87	176,27	216,27
22	-	-	-	-	41,74	80,19
25	-	-	-	-	-	-

δ_{balg}	$p = 220$	$p = 240$	$p = 260$	$p = 280$	$p = 300$
2,2	473,02	-	-	-	-
9	372,31	415,92	462,53	505,55	549,71
12	313,56	354,6	398,74	442,34	487,44
14	281,55	322,58	365,8	408,03	451,51
15,5	257,44	301,74	346,58	388,91	434,83
22	115,49	151,07	185,5	221,82	256,65
25	17,94	58,64	95,58	133,96	172,33

Tabelle C.8: Auszug aus dem Datensatz für den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang des prototypischen Balg 3, angegeben wird die Kraft F [N] bei gegebenem Druck p [kPa] und gegebener Verkürzung δ_{balg} [mm].

δ_{balg}	$p = 100$	$p = 120$	$p = 140$	$p = 160$	$p = 180$	$p = 200$
2,2	206,43	251,1	297,01	342,57	389,89	435,91
9	132,31	173,23	215,19	257,82	301,68	345,14
12	90,48	129,11	168,89	209,89	250,93	292,75
14	63,14	102,42	142,05	182,04	224,25	266,41
15,5	41,57	79,54	119,81	160,3	202,09	243,72
22	-	-	-	40,46	78,96	119,56
25	-	-	-	-	-	49,81

δ_{balg}	$p = 220$	$p = 240$	$p = 260$	$p = 280$	$p = 300$
2,2	481,8	-	-	-	-
9	390,01	435,57	482,78	527,63	573,28
12	335,51	379,93	426,68	474,69	524,43
14	309,25	354,36	399,65	445,5	495,54
15,5	286,42	330,22	377,66	423,83	470,49
22	156,56	194,84	233,2	269,64	304,49
25	88,42	127,56	166,81	206,06	245,31

Tabelle C.9: Parameter für den approximierten Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang der Balge.

Parameter	Balg Nr. 1	Balg Nr. 2	Balg Nr. 3
a_1	$-3,7163 \cdot 10^{-4}$	$3,0219 \cdot 10^{-4}$	$-2,4410 \cdot 10^{-4}$
a_2	$2,5024 \cdot 10^{-3}$	$-2,6518 \cdot 10^{-2}$	$-1,0460 \cdot 10^{-2}$
a_3	2,2144	2,3315	2,3290
b_1	$2,0378 \cdot 10^{-3}$	$-3,0949 \cdot 10^{-3}$	$-1,8443 \cdot 10^{-3}$
b_2	$-8,7768 \cdot 10^{-2}$	$1,2222 \cdot 10^{-1}$	$7,6788 \cdot 10^{-2}$
b_3	$9,0621 \cdot 10^{-1}$	-1,5690	-1,0529
b_4	$-1,3195 \cdot 10^1$	-4,7964	-6,5036
b_5	0	0	0

Tabelle C.10: Datensatz aus MuscleSim für den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang eines PAMs vom Typ DMSP-20-200N-AM-CM, angegeben wird die Kraft F [N] bei gegebenem Druck p [kPa] und gegebener Verkürzung δ_{pam} [mm].

δ_{pam}	$p = 0$	$p = 100$	$p = 200$	$p = 300$	$p = 400$	$p = 500$	$p = 600$
0	0	271,2	541,7	811,1	1078,8	1344,1	1606,5
5	-140,4	104,4	348,3	590,8	831,3	1069,5	1304,9
10	-198,1	21,9	240,8	458,1	673,5	886,5	1096,7
15	-224	-27,2	168,3	362	553,8	743,3	930
20	-236,8	-69,1	111,5	283,2	452,9	620,2	785
25	-244,5	-90,3	62,4	213,3	362,2	508,9	653

Tabelle C.11: Datensatz für den Länge-Druck-Kraft-Zusammenhang eines FHAs, angegeben wird die Kraft F [N] bei gegebenem Druck p [kPa] und gegebenem Abstand δ_{fha} [mm].

δ_{fha}	$p = 100$	$p = 200$	$p = 300$	$p = 400$	$p = 500$	$p = 600$
58	19,64	75,75	144,70	221,39	303,78	388,12
54	236,11	526,41	813,76	1095,24	1367,89	1611,11
50	394,99	852,99	1311,98	1763,13	2224,08	2675,22
46	542,1	1158,99	1782,74	2400,61	2989,06	3576,52
42	731,38	1498,32	2263,31	3038,09	3803,08	4568,06
38	877,51	1772,93	2685,03	3587,31	4489,6	5382,07
34	1017,76	2027,93	3047,9	4077,68	5097,66	6098,02
30	1135,45	2248,59	3391,16	4509,21	5622,36	6725,7
26	1233,52	2430,03	3636,35	4803,44	5970,52	7137,61
22	1346,8	2641,38	3940,87	5171,7	6417,25	7652,99
18	1429,67	2832,14	4185,57	5509,57	6823,77	8088,93

Tabelle C.12: Charakterisierung der radialen Ausdehnung eines FHA, Druck p [kPa] und Radius des FHA $r_{3,\text{fha}}$ [mm].

p	$r_{3,\text{fha}}$
20	28,4
100	28,75
200	28,8
300	28,85
400	28,9
500	28,95
600	29

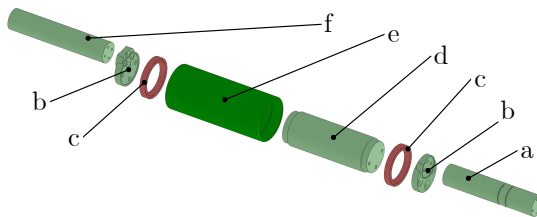


Abbildung C.1: Explosionsdarstellung des 3D-CAD-Modells der Welle des FHA-Antriebs, vordere Antriebswelle a, Exzenter b, Rillenkugellager c, mittlere Antriebswelle d, Walzenkörper e, hintere Antriebswelle f.

