

FAU Studien aus dem Maschinenbau 329

Stefan Landkammer

Grundsatzuntersuchungen,
mathematische Modellierung und Ableitung
einer Auslegungsmethodik für Gelenkantriebe
nach dem Spinnenbeinprinzip

Stefan Landkammer

Grundsatzuntersuchungen, mathematische Modellierung
und Ableitung einer Auslegungsmethodik für
Gelenkantriebe nach dem Spinnenbeinprinzip

FAU Studien aus dem Maschinenbau

Band 329

Herausgeber der Reihe:

Prof. Dr.-Ing. Jörg Franke

Prof. Dr.-Ing. Nico Hanenkamp

Prof. Dr.-Ing. habil. Marion Merklein

Prof. Dr.-Ing. Michael Schmidt

Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack

Stefan Landkammer

**Grundsatzuntersuchungen, mathematische
Modellierung und Ableitung einer
Auslegungsmethodik für Gelenkantriebe
nach dem Spinnenbeinprinzip**

Dissertation aus dem Lehrstuhl für Fertigungstechnologie (LFT)
Prof. Dr.-Ing. habil. Marion Merklein

Erlangen
FAU University Press
2019

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek:
Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Bitte zitieren als

Landkammer, Stefan. 2019. *Grundsatzuntersuchungen, mathematische Modellierung und Ableitung einer Auslegungsmethodik für Gelenkantriebe nach dem Spinnenbeinprinzip*. FAU Studien aus dem Maschinenbau Band 329 Band. Erlangen: FAU University Press.
DOI: 10.25593/978-3-96147-230-7.

Das Werk, einschließlich seiner Teile, ist urheberrechtlich geschützt.
Die Rechte an allen Inhalten liegen bei ihren jeweiligen Autoren.
Sie sind nutzbar unter der Creative Commons Lizenz BY-NC.

Der vollständige Inhalt des Buchs ist als PDF über den OPUS Server der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg abrufbar:
<https://opus4.kobv.de/opus4-fau/home>

Verlag und Auslieferung:
FAU University Press, Universitätsstraße 4, 91054 Erlangen

Druck: docupoint GmbH

ISBN: 978-3-96147-229-1 (Druckausgabe)
eISBN: 978-3-96147-230-7 (Online-Ausgabe)
ISSN: 2625-9974
DOI: 10.25593/978-3-96147-230-7

**Grundsatzuntersuchungen,
mathematische Modellierung
und Ableitung einer Auslegungsmethodik
für Gelenkantriebe
nach dem Spinnenbeinprinzip**

Der Technischen Fakultät
der Friedrich-Alexander-Universität
Erlangen-Nürnberg

zur
Erlangung des Doktorgrades Dr.-Ing.

vorgelegt von

Stefan Landkammer, M.Eng.

aus Roth

Als Dissertation genehmigt
von der Technischen Fakultät
der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg

Tag der mündlichen

Prüfung: 20.05.2019

Vorsitzender des

Promotionsorgans: Prof. Dr.-Ing. Reinhard Lerch

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. habil Marion Merklein

Prof. Dr.-Ing. Rüdiger Hornfeck, TH Nürnberg

Prof. Dr.-Ing. Kristin Paetzold, UniBW München

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand in Kooperation mit dem Lehrstuhl für Fertigungstechnologie (LFT) der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Chemie-, Material- und Produktentwicklung (OHM-CMP) an der Technischen Hochschule – Georg Simon Ohm in Nürnberg. Die wesentlichen Aspekte dieser Arbeit wurden innerhalb des, vom Landesamt für Umwelt (LfU-) Bayern im Rahmen der Bionik-Initiative „bionicum“ geförderten, Forschungsprojektes „Entwicklung eines hydraulischen Spinnenroboters mit bionischen Aktuatorbeinen und einer intuitiven Benutzerschnittstelle – Ohm-Krabbler“ erarbeitet.

Der Ordinaria des Lehrstuhl für Fertigungstechnologie, Frau Prof. Dr.-Ing. habil. Marion Merklein, danke ich besonders für die Übernahme der wissenschaftlichen Betreuung und die eingeräumte Möglichkeit der kooperativen Promotion. Herrn Prof. Dr.-Ing. Rüdiger Hornfeck, Leiter des Instituts OHM-CMP, danke ich für das in mich gesetzte Vertrauen als wissenschaftlicher Mitarbeiter, sowie die vielen wertvollen Diskussionen und konstruktiven Impulse. Die langjährige, gute Zusammenarbeit mit beiden Professoren hat mich sowohl fachlich als auch persönlich enorm geprägt und weiterentwickelt.

Mein weiterer Dank geht an meine (ehemaligen) Kollegen, für die immer angenehme, kreative und produktive Arbeitsatmosphäre sowie die stetige gegenseitige Unterstützung und die zahlreichen gemeinsamen Aktivitäten auch außerhalb der Arbeitszeit. Ebenso möchte ich an dieser Stelle Herrn Dr. sc. techn. Jens Helbig, Geschäftsführer des OHM-CMP, hervorheben, für die zahlreichen wissenschaftlich tiefgreifenden Diskussionen und Anregungen, die zum Gelingen dieser Arbeit mit beigetragen haben.

Letztendlich bedanke ich mich bei meinen Freunden und meiner Familie für die Rücksichtnahme, den Rückhalt und den Zuspruch während dieser Arbeit, allen voran bei meinen Eltern für die uneingeschränkte Unterstützung und die Vermittlung der richtigen Werte in allen Lebensbereichen.

*Widmen jedoch möchte ich dieses Buch meiner Frau Miriam.
Für die unzähligen Stunden des Diskutierens, des Lesens, des Planens,
des Lachens und des Träumens, aber auch für Ihre Motivationskraft
und für die Entbehrungen während dieser Zeit.*

Jahrsdorf, im Juni 2019

Stefan Landkammer

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen- und Abkürzungsverzeichnis	vii
1 Einleitung	1
2 Stand der Forschung und Technik	3
2.1 Stand der biologischen und biomechanischen Forschung	3
2.1.1 Das biomechanische Gesamtsystem der Spinne.....	3
2.1.2 Hydraulische Gelenkstreckung	7
2.1.3 Das Zusammenwirken aus hydraulischer Streckung und aktiver Beugung durch Muskeln	10
2.2 Stand der Technik bionisch inspirierter Robotikantriebe	13
2.2.1 Potential bionisch inspirierter Robotikantriebe	13
2.2.2 Klassifizierung bionischer Gelenkaktuatoren nach dem Vorbild der Spinne.....	15
2.2.3 Nachgiebige fluidische Aktuatoren.....	19
2.2.4 Umsetzungen bionischer Spinnengelenkantriebe.....	27
2.2.5 Materialverhalten flexibler Strukturelemente	30
2.3 Fazit und Forschungsbedarf.....	41
3 Zielsetzung und Lösungsweg	43
4 Versuchseinrichtungen	47
4.1 Zugprüfmaschine.....	47
4.2 Vakuumgießanlage	48
4.3 Software und Hardware	51
5 Entwicklung des Gelenkantriebs nach dem Biology Push Prinzip	53
5.1 Analyse des biologischen Vorbilds	53
5.2 Abstraktion des Funktionsprinzips anhand von Gestaltungsprinzipien.....	58

5.3	Bionischer Transfer in einen technischen Gelenkaktuator	59
5.3.1	Anforderungen an einen technischen Prototyp	60
5.3.2	Prinzipielle bionische Umsetzung	61
5.3.3	Technisch ausgereifte Umsetzung	65
6	Mathematische Modellierung und Evaluation.....	71
6.1	Materialcharakterisierung für die Finite-Elemente-Berechnung.....	72
6.1.1	Experimentelle Untersuchung der Werkstoffeigenschaften....	72
6.1.2	Verifikation der Abbildbarkeit in FE-Simulationen.....	81
6.2	Modellierung des Gelenkverhaltens	95
6.2.1	Entwicklung eines Gelenkprüfstandes	96
6.2.2	Modellierung und Validierung des Streckverhaltens	99
6.2.3	Charakterisierung der pneumatischen Muskeln zur Modellierung des Beugeverhaltens.....	117
6.2.4	Ermittlung und Analyse des Gesamtverhaltens	137
7	Entwicklung einer Methodik zur Auslegung und den Betrieb der Gelenkantriebe	145
7.1	Analyse und Diskussion des Betriebsverhaltens.....	145
7.2	Möglichkeiten zur bedarfsabhängigen Anpassung der Membran....	148
7.2.1	Signifikanzanalyse zur Variation der Geometrieparameter ...	149
7.2.2	Anpassung der Zielgrößen M_{Streck} und φ	153
7.3	Auslegungsmethodik zur Nutzung des Spinnenbeinmechanismus	156
7.4	Anwendungsbeispiel Laufrobotergelenk.....	162
7.5	Ausblickende Ansätze zur Erweiterung des Prozessfensters und des Anwendungsbereichs.....	167
8	Zusammenfassung und Ausblick	169
9	Summary and Outlook	173
	Literaturverzeichnis	177

Formelzeichen- und Abkürzungsverzeichnis

<i>Symbol</i>	<i>Einheit</i>	<i>Erläuterung</i>
a_i	-	Parameter für Muskelberechnung nach Sarosi, mit $i = 1 \dots 6$
c	-	Abstand vom Drehpunkt bis zum Beginn der Wölbung
C_{ii}	Nmm/rad	Federsteifigkeit
d	mm	Durchmesser
d_0	mm	Anfangsdurchmesser
d_c	1/MPa	Parameter für Kompressibilität bei hyperelastischen Materialmodellen
fac	-	Vorfaktor für viskosen Anteil im Bergström-Boyce-Modell
i	-	Laufvariable für Aufzählungen
h	mm	Hebelarm; Senkrechter Abstand von der Drehachse zur Wirklinie des Muskels
m	-	Exponent für Spannungsrelaxation im Bergström-Boyce-Modell
m_{OR}	-	Parameter 2 des Odgen-Roxburgh-Modells
n	-	allgemein, eine gewisse Anzahl
p	MPa bzw. bar	Druck allgemein
p_0	MPa bzw. bar	Eingangs- bzw. Anfangsdruck ; allgemein
p_1	MPa bzw. bar	Druck zur Streckung der Membran
$p_{1,i}$	MPa bzw. bar	konstant gehaltenes Druckniveau bei Streckung der Membran
$p_{1,Nenn}$	MPa bzw. bar	Nennbetriebsdruck zur Membranstreckung
p_2	MPa bzw. bar	Eingangsdruck im Anschluss des Muskels
p_{diff}	MPa bzw. bar	Differenzdruck $p_2 - p_1$ effektiv im Muskel
p_{ii}	-	Parameter für Approximation des Streckmomentes, mit $i = \{01, 02, 03, 10, 20, 30\}$
p_{hyd}	MPa	hydrostatischer Druck
r	mm	Radius

<i>Symbol</i>	<i>Einheit</i>	<i>Erläuterung</i>
r_{OR}	-	Parameter 1 des Odgen-Roxburgh-Modells
r_1	mm	mittlerer Radius der Außenfalte
$r_{1\text{ innen}}$	mm	Innenradius der Außenfalte
r_2	mm	mittlerer Radius der Innenfalte
$r_{2\text{ aussen}}$	mm	Außenradius der Innenfalte
t_{Halt}	s	Haltezeit, allgemein
t_W	mm	Wandstärke
t	s	Zeit
ww	-	wechselwirkender Effekt
x	mm	Dehnungsänderung des Messbereichs eines Zugstabs
Ab	mm	Abstand Wölbungsmittelpunkt Membran
A_{BB}	-	Netzwerk A des Bergström-Boyce-Modells
B_{BB}	-	Netzwerk B des Bergström-Boyce-Modells
BG	mm	Baugröße
BG_{bekannt}	mm	Baugröße des bereits bekannten Membrantyps
BG_{Neu}	mm	Baugröße des lastangepassten Membrantyps
BL_{max}	mm	Maximale Baulänge
C	-	linker Cauchy-Green-Tensor
C_ε	-	Exponent für dehnungsabhängiges Kriechen im BB-Modell
C_{ii}	-	Konstante für hyperelastische Materialmodelle mit $i = 1, 2, \dots, 5$
D	-	Parameter Kompressibilität, allgemein
D_i	-	Parameter Kompressibilität, richtungsbezogen, mit $i = 1, 2, 3$
F	N	Kraft, allgemein
ΔF	N	dynamischer Kraftunterschied bei pneumatischen Muskeln
Fa	mm	Faltenüberlappung

<i>Symbol</i>	<i>Einheit</i>	<i>Erläuterung</i>
F_{def}	-	Deformationsgradient
F_{Muskel}	N	Zugkraft pneumatischer Muskel
I_i	-	Invariante der Hauptrichtung $i = 1,2,3$
J	kg·mm ²	Massenträgheitsmoment
J_c	-	Determinante linker Cauchy-Green-Tensor
L	mm	aktuelle Länge; allgemein
L_0	mm	Ausgangslänge; allgemein
M	Nm	Drehmoment; allgemein
M_{Beuge}	Nm	Beugemoment durch den pneumatischen Muskel
M_{Streck}	Nm	Streckmoment durch die Gelenkmembran
M_{Extern}	Nm	extern anliegende Momentenbelastung
M_{Dyn}	Nm	dynamischer Momentenunterschied
Ra	mm	Außenradius bzw. halber Wölbungs- durchmesser Membran
S	-	zweiter Piola-Kirchoffscher-Spannungsvektor
U	-	Volumetrischer Anteil der Formänderungs- energiefunktion
V	mm ³	Volumen
V_0	mm ³	Anfangsvolumen
\dot{V}	mm ³ /s	Volumenänderung
W	-	Formänderungsenergiefunktion
W_{mech}	Nm bzw. J	mechanische Arbeit
W_{therm}	Nm bzw. J	thermodynamische Arbeit
α	°	Faserwinkel bei belasteten pneumatischen Muskeln
α_0	°	Faserwinkel bei unbelasteten pneumatischen Muskeln

<i>Symbol</i>	<i>Einheit</i>	<i>Erläuterung</i>
β_{OR}	-	Parameter 3 des Odgen-Roxburgh-Modells
β	°	Winkel zwischen Muskelachse zu Zugverbindung
Δl	mm	erforderliche Längenänderung des pneumatischen Muskels
Δp	MPa bzw. bar	Druckverhältnis von p_1 zu p_2 für kürzesten Verfahrensweg im Gelenkkennfeld
ε	%	Dehnung bzw. prozentuale Längenänderung; allgemein
$\varepsilon_{druckgeführt}$	%	Muskelverkürzung aufgrund einer Druckänderung
ε_{extern}	%	Muskelverkürzung aufgrund einer Druckänderung
λ	-	Streckung bzw. Verstreckgrad
λ_L	-	Limiting Strain, Streckvermögen der Polymerketten; allgemein
λ_{LA}	-	Limiting Strain des Netzwerks A_{BB}
λ_{LB}	-	Limiting Strain des Netzwerks B_{BB}
μ_A	Pa	Anfangsschubmodul des Netzwerks A_{BB}
μ_B	Pa	Anfangsschubmodul des Netzwerks B_{BB}
σ	N/mm ²	Spannung; allgemein
φ	°	Drehwinkel des Gelenkes
φ_{max}	°	maximaler Drehwinkel des Gelenkes
φ_{min}	°	minimaler Drehwinkel des Gelenkes
φ_0	°	Drehwinkel des Gelenkes in Anfangsstellung

<i>Abkürzung</i>	<i>Benennung</i>	<i>Erläuterung</i>
ABS	Acrylnitril-Butadien-Styrol	Kunststoff verwendet im FDM-Verfahren
BB	Bergström-Boyce (Modell)	viskoelastisches Materialmodell
CAD	Computer-Aided-Design	computerunterstütztes Konstruieren
CT	Computer-Tomographie	bildgebendes Verfahren der Radiologie
EC	Eight-Chain (Modell)	hyperelastisches Materialmodell
DOF	Degree(s) Of Freedom	Freiheitsgrade
FEM	Finite-Elemente-Methode	numerische Simulationen
FDM	Fused-Deposition-Modelling	Rapid Prototyping Verfahren
MPC	Multi Point Constraint	Kontaktformulierung in ANSYS
PAM	Pneumatic Artificial Muscle	pneumatischer bzw. fluidischer Muskel
PCB	Printed Circuit Board	elektronische Leiterplatte
PU	Polyurethan	-
REC	Rotary Fluidic Elastomer Chamber	fluidisches Drehantriebsprinzip
REM	Rasterelektronenmikroskop	-
TPU	Thermoplastisches Polyurethan	-

<i>Abkürzung</i>	<i>Bedeutung</i>	<i>Erläuterung</i>
Fe.	Femur	Oberschenkelsegment der Spinne
Me.	Metatarsus	Mittelfuß der Spinne
Pa.	Patella	Kniesegment der Spinne
Ti.	Tibia	Kniesegment der Spinne
anterior	vorne liegende	lat. ante; „vorne“
distal	von Körperzentrum weggehend	lat. distare; „entfernt sein“
dorsal	an der Rückenseite liegend	lat. dorsum; „Rücken“
posterior	hinten liegend	lat. post; „hinter / danach“
proximal	zum Körperzentrum hingehend	lat. proximus; „nächster“
ventral	an der Bauchseite liegend	lat. venter; „Bauch“

1 Einleitung

Über Millionen von Jahren hinweg entwickelte die Natur evolutionsbedingt vielfältige Lösungen für die unterschiedlichen Problemstellungen des Lebens. Menschen sind seit jeher von diesem Potential fasziniert. Erfinder greifen schon lange auf den Ideenreichtum der Natur zurück und versuchen, diese Lösungsansätze zu übernehmen. Leonardo da Vinci entwickelte bereits im 16. Jahrhundert Fluggeräte nach dem biologischen Vorbild des Vogels. Das aktive Bestreben, Funktionsprinzipien der Biologie in technische Erfindungen umzusetzen, hat sich mittlerweile als Wissenschaft der Bionik etabliert und findet vor allem im letzten Jahrzehnt zunehmend Anwendung als methodische Vorgehensweise in der Produktentwicklung. Erschienen in Deutschland 1995 noch 15 Patente und 215 Literaturquellen bezogen auf Bionik, so wurden für das Jahr 2015 schon über 250 Patente und mehr als 1500 Literaturquellen aus diesem Bereich registriert [1]. Zudem wird die methodisch angewandte Bionik als eine der zehn bedeutsamsten Innovationstechnologien weltweit gehandelt, da innovative Lösungsansätze für bekannte Problemstellungen erreicht oder neue Produkte geschaffen werden [2]. Es entstehen Sprunginnovationen, die die Basis für Folgeentwicklungen bilden [2].

Nach der deutschen Richtlinie für Bionik [3] darf ein entstandenes Produkt nur dann als „bionisch“ bezeichnet werden, wenn drei Aspekte erfüllt sind: Es muss ein biologisches Vorbild existieren. Dessen Wirkprinzip muss abstrahiert und in die technische Anwendung übertragen werden. Eine Umsetzung muss mindestens in Form eines Prototyps erfolgt sein, um die Funktionsweise zu validieren. Diese Begriffsdefinition wurde 2015 auch in den internationalen Standard übernommen und grenzt somit bionische Entwicklungen von konventionellen Produkten ab [4].

Darüber hinaus lässt sich die Methodik der bionischen Produktentwicklung entsprechend der Richtlinie VDI 6220 [3] und der darauf aufbauenden, international gültigen Norm ISO 18458 [4] in zwei Grundrichtungen unterteilen: Im Biology-Push-Prozess, auch Bottom-Up-Vorgehensweise genannt, bilden aussichtsreiche Wirkmechanismen in der Tier- oder Pflanzenwelt den Beginn der Produktentstehung. Ziel ist es, diese Funktionsprinzipien in die Technik zu transferieren, um damit Prozesse und Produkte aufzuwerten oder neuartige Anwendungen zu schaffen. Im Gegensatz dazu hat sich der Technology-Pull-Prozess, auch Top-Down-Vorgehensweise genannt, entwickelt.

Hier bildet eine technische Problemstellung den Ausgangszustand. Nach gezielter Analogiensuche in der Biologie werden Ansätze aus der Natur auf bestehende Produkte oder vorhandene Prozesse übertragen, um diese zu verbessern [5].

Nicht nur die Bionik, sondern auch die Entwicklung und der Einsatz von Robotern haben im letzten Jahrzehnt an Bedeutung gewonnen. So erscheint es nicht verwunderlich, dass auch im Bereich von Roboteranwendungen die bionische Produktentwicklung ihren Beitrag zu einer Trendwende leistet. Nachgiebige Stellglieder, die häufig auf bionischen Prinzipien beruhen, gewinnen zunehmend an Bedeutung und Beachtung. Vor allem in fortgeschrittenen Anwendungen besitzt die als Soft Robotics bekannte Antriebsmethode Vorteile gegenüber klassischen, starren Roboterantrieben.

Im Bereich der Mensch-Roboter-Kooperation können Sicherheitsaspekte durch die inhärente Nachgiebigkeit erfüllt werden. Bei mobilen Robotern, die in rauen Umgebungen eingesetzt werden, ermöglicht diese Elastizität die Abfederung von harten Stößen und eine bessere Anpassung an den unebenen Untergrund.

Ein biologisches Paradebeispiel für Leichtigkeit und Sensibilität gegenüber dennoch kraftvoller und dynamischer Aktuatorik stellt das Spinnenbein dar. Der Spinne ist einerseits ein graziler Gang auf dem Wasser möglich, andererseits ein weiter Sprung basierend auf einer dynamischen Bein Streckung oder ein kraftvolles Greifen beim Erlegen von anderen Tieren in ähnlicher Körpergröße [6]. Diese Eigenschaften bilden ein ideales Vorbild für Stellglieder von Robotern und sind aus technischer Sicht von größtem Interesse. Die vorliegende Forschungsarbeit fokussiert sich daher auf die Untersuchung und den Transfer bionischer Gelenkantriebe nach dem Spinnenbeinprinzip in eine technische Anwendung.

Der Ablauf einer bionischen Forschung oder Produktneuentwicklung wird von VDI 6220 [3] und ISO 18458 [4] in sieben sequentielle Schritte unterteilt: Nach einer umfassenden Analyse von Bedarf und biologischem Vorbild erfolgt die Abstraktion des Wirkprinzips. Anschließend beginnt die Projekt- und Versuchsplanung. Nach eingehenden Berechnungen beziehungsweise Experimenten findet eine Umsetzung und Validierung anhand eines Prototyps statt. Nach erfolgreichen Anwendungstests an einem Prototyp sowie einer Gesamtbewertung kann das Funktionsprinzip als bionische Invention betrachtet werden. Der strukturelle Aufbau der vorliegenden Arbeit orientiert sich an dieser sequentiellen Vorgehensweise zur der bionischen Forschung und Produktentwicklung.

2 Stand der Forschung und Technik

Ziel der Analyse des Standes der Forschung und Technik ist es, die bisherigen Arbeiten darzustellen, um den Forschungsbedarf im Bereich der bionischen Roboterantriebe nach dem Spinnenbeinprinzip aufzuzeigen. Für bionische Produktentwicklungen nach dem Biology-Push-Prinzip sind sowohl das zu transferierende, biologische Funktionsprinzip, als auch die existierenden technischen Anwendungen auf diesem Gebiet relevant. Dieses Kapitel beinhaltet daher beide Bereiche.

Im ersten Abschnitt 2.1 werden die bekannten biologischen Forschungsarbeiten erläutert. Hierzu erfolgt eine kurze Einführung in die Funktionsweise der Spinne. Anschließend werden konkrete Forschungsergebnisse und Aspekte der Biomechanik des Spinnenbeines vorgestellt.

Nachfolgend wird im Stand der Technik, Abschnitt 2.2, zunächst der Bereich der nachgiebigen bionischen Robotikantriebe klassifiziert, um technische Umsetzungen des Spinnenbeinmechanismus ausfindig zu machen und strukturiert vergleichen zu können. Aufbauend wird auf aktuelle Modellierungsansätze und Materialien solcher Mechanismen eingegangen und es wurden diese kurz erläutert, um einen Überblick in die erforderlichen Fachkenntnisse zur Erforschung eines solchen Gelenkantriebs zu bekommen.

2.1 Stand der biologischen und biomechanischen Forschung

2.1.1 Das biomechanische Gesamtsystem der Spinne

Wie bei allen Gliederfüßlern wird der Körper von Spinnen von einer harten Außenschale, dem Exoskelett, umgeben. Dieses Exoskelett bildet eine tragende Hülle, während sich sämtliche Organe und Funktionselemente im Inneren befinden und schützend von ihr umgeben werden. Die Spinnentiere verfügen über ein offenes Blutsystem, das heißt der Chitinpanzer ist mit Hämolymphe, einer Mischung aus Blut und Lymphflüssigkeit, gefüllt, die sämtliche Organe und Muskeln umgibt. Obwohl es im Gegensatz zu Wirbeltieren keine geschlossenen Laufbahnen für einen definierten Blutkreislauf gibt, bedeutet dies nicht, dass sich das Blut regellos in der Außenhülle befindet. Bild 1 hilft, das Funktionsprinzip zu erläutern.

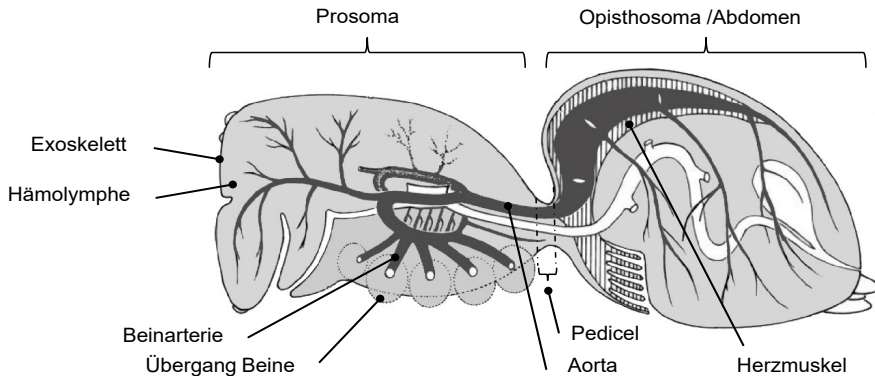


Bild 1: Offener Blutkreislauf der Spinne, Skizze im Hintergrund stammt aus [6].

Der Körper der Spinne gliedert sich in zwei Bereiche: Das Hinterteil (Opisthosoma) und den zentralen Vorderkörper (Prosoma), an welchem die acht Beinröhren angeschlossen sind. Die Opisthosoma beherbergt sämtliche Organe sowie den Verdauungstrakt und ist dafür zuständig, alle vegetativen Grundfunktionen des Körpers aufrecht zu erhalten. Dieser Bereich arbeitet kontinuierlich und gleichmäßig mit langen Reaktionszeiten. Der Flüssigkeitsfluss im Hinterkörper ist langsam und verbrauchtes Blut sickert über schlitzartige Öffnungen in den Herzmuskel zurück [7].

Der Vorderkörper ist für Sensorik und Lokomotion zuständig. Er gewährleistet durch große Querschnitte dynamische Volumenverschiebungen zwischen Prosoma und den Beinen und hat dementsprechend schnelle Reaktionszeiten. Da der Flüssigkeitsabfluss in den Hinterkörper durch das verengte Pedicel sehr träge vonstattengeht, kann das Flüssigkeitsvolumen im Vorderkörper während der Bewegungsausführung als quasi-konstant betrachtet werden. [8]

Dies hat biomechanisch den Vorteil, dass Druckschwankungen in der Prosoma, beispielsweise aufgrund von Beinbewegungen, nicht im Abdomen auftreten und deswegen keine Störungen in der Ausführung der vegetativen Grundfunktionen im Hinterleib verursachen [9]. Außerdem muss nur das Exoskelett im vorderen Bereich entsprechend verstärkt gebaut sein, um den hydraulischen und muskulären Belastungen der Bewegungsausführung standzuhalten [10]. Ein weiterer Aspekt hinsichtlich der Energieeffizienz dieser Tiere ist die Tatsache, dass die Grundfunktionen im Hinterkörper auf sehr niedrigem Energieniveau kontinuierlich laufen und der energetisch aufwändigere Vorderleib nur während der Bewegungsausführung aktiviert werden muss [10].

Das Exoskelett der Spinne besteht im Bereich der Beine aus sieben röhrenartig aufgebauten Gliedern, schematisch dargestellt in Bild 2. Abgesehen von minimalen Längenunterschieden [11] sind alle acht Beine anatomisch gesehen gleich aufgebaut.

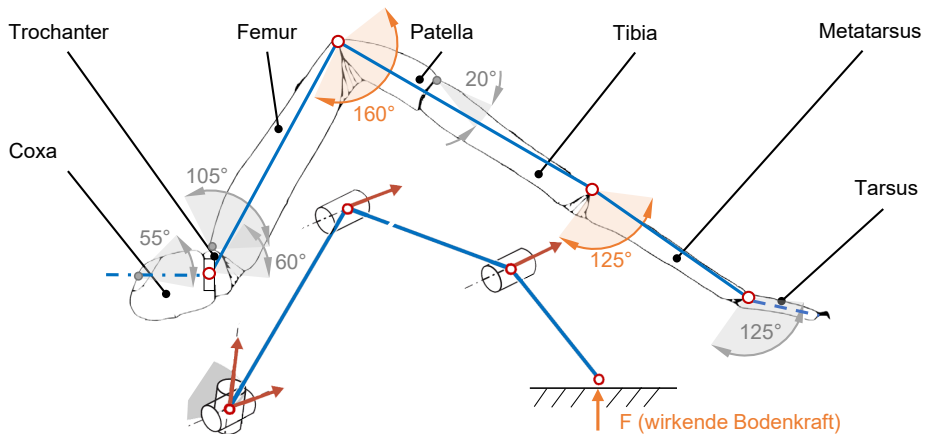


Bild 2: Aufbau eines Spinnenbeines. Skizze im Hintergrund aus [12] und biomechanisch reduzierte Abstraktion mit Drehgelenken entsprechend [13].

Ausgehend von der Anbindung an die Prosoma bildet das Coxa-Glied (Hüftsegment) das erste Beinsegment. In Verbindung mit dem Trochanter (Schenkelring) entsprechen die beiden Gelenke zusammen aus technischer Sicht einem Kugelgelenk und bilden durch starke Muskelverbindungen an den Vorderkörper die kraftvolle Hüftaktuatorik der Spinne [14]. Das nachfolgende Femursegment (Oberschenkel) ist durch ein scharnierartiges Gelenk mit der Patella (Knieesegment) verbunden, welches in distaler Richtung über eine Gelenkverbindung zu dem Tibiaabschnitt (Schienbein) verfügt. Den Übergang zwischen Tibia und Metatarsus (lat. Mittelfuß) bildet das nachfolgende scharnierartige Gelenk. Das letzte Gelenk in distaler Richtung bildet das Metatarsus-Tarsus-Gelenk. [11]

Biomechanische [11] sowie kinematische Betrachtungen zur Lokomotion [15] und zum Sprung der Spinne [16] zeigen, dass die Anzahl der entscheidenden Gelenke auf drei reduziert werden kann. Das kugelgelenkartige, distale Metatarsus-Tarsus-Gelenk verfügt zwar über einen großen Drehbereich, ist aber nur rudimentär ansteuerbar. Positionsungenauigkeiten in diesem Gelenk haben nur einen schwachen Einfluss [17]. So unterstützt der Tarsus durch flexible Anpassung an den Untergrund überwiegend passiv die Fortbewegung. Ehlers [18] konnte dies anhand der Spuren eines Spinnenlaufs über Kohlepapier nachweisen. So zeigten die Abdrücke der ziehenden Vorderbeine Klauenspuren, während die Kontaktpunkte der

abdrückenden Hinterbeine flächige Marken hinterließen [18]. Die Verbindung zwischen Patella und Tibia kann nur in einem sehr eingeschränkten Bewegungsumfang, maximal 20%, zur Streck- und Beugebewegung des Beines beitragen. Der Hüftbereich aus Coxa und Trochanter wird aufgrund seiner Komplexität [14] als ein (Kugel-) Gelenk abstrahiert und leistet einen wichtigen Anteil bei Sprung- und Laufbewegungen [19]. Die mit Abstand wichtigsten Stellglieder sind das Femur-Patella- und das Tibia-Metatarsus-Gelenk. Mit ihrer kraftvollen Aktuatorik und den großen Drehwinkeln sind die beiden Scharniergelenke maßgeblich verantwortlich für die Beuge- und Streckbewegung des Spinnenbeines [11]. Im Gegensatz zu allen anderen Gelenken, die rein muskulär gebeugt und gestreckt werden, besitzen das Femur-Patella und Tibia-Metatarsus-Gelenk die Besonderheit, dass nur die Beugung muskulär ausgeführt wird, während die Streckung dieser Gelenke rein hydraulisch erfolgt.

Die Darstellungen in Bild 3 helfen, das Funktionsprinzip der beiden Gelenke zu erläutern. Wie rechts skizziert, verbindet das scharnierartige Gelenk an der dorsalen Seite die beiden Exoskelettröhren des Tibia- und Metatarsus-Segments. An der ventralen Seite ist einerseits die Wandstärke deutlich verringert und andererseits das Chitin wellig strukturiert, wodurch sich ein flexibler Bereich in der Außenhülle ergibt, im Folgenden Gelenkmembran genannt.

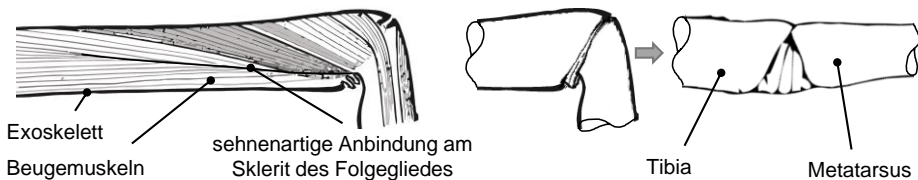


Bild 3: Darstellung eines Tibia-Metatarsus-Gelenkes im Längsschnitt und in der Außenansicht. Linke und rechte Skizze aus [20].

Axial im Tibia-Glied verlaufende Muskeln sind an das distale Metatarsus-Gelenk angebunden. Eine Kontraktion der Muskelstränge führt zur Beugung des Metatarsus-Gliedes. Die Freiräume zwischen Muskel und Außenhülle werden Lakunen genannt. Da die Beinröhren komplett mit Hämolymphe aufgefüllt sind, entsprechen diese Kanäle den Flüssigkeitsräumen. Die Muskeln sind mittels einer sehnigen Verbindung an den Metatarsus angebunden. Die Abnahme des Muskelquerschnitts in Richtung Gelenkbereich führt dazu, dass sich der effektive Flüssigkeitsquerschnitt vergrößert. Direkt im Membranbereich füllt die Flüssigkeit nahezu den kompletten Querschnitt des Exoskelettes. Wird nun zusätzliche Hämolymphe in die

Beine gepumpt, so steigt der hydraulische Druck. Aufgrund dieses Druckanstiegs in den Beinröhren kommt es zur Entfaltung und Füllung des Gelenkbereichs mit Hämolymphe. Der Innendruck der gefüllten Gelenkbereiche hebt damit das nachfolgende Beinglied an und streckt das Gelenk. [11]

Die enorm kraftvollen Bewegungen dieser Beingelenke versprechen großes Potential für die Entwicklung neuer Robotergelenke. Biologen [21] sehen dieses System prädestiniert für die technische Umsetzung in Greifwerkzeugen, Handprothesen und Laufmaschinen. Dementsprechend wird nachfolgend zielgerichtet auf die biologischen Erkenntnisse dieser Spinnenbeingelenke eingegangen.

2.1.2 Hydraulische Gelenkstreckung

Die ersten biologischen Erkenntnisse über das Fehlen von Beugemuskeln im Tibia-Metatarsus-sowie im Femur-Patella-Gelenk können auf sehr frühe Untersuchungen [22] aus dem Jahre 1909 zurückgeführt werden. Petrunkevitch [22] beobachtete einen nachgiebigen Bereich in den Gelenkkehlen und vermutete, dass dort eine Membran mit hoher Steifigkeit eine Druckfederwirkung verursacht, um das Bein nach der Beugung zu strecken. Wie von Parry [23] zusammengefasst, wurde das Fehlen der Beugemuskeln in den darauffolgenden Jahrzehnten an weiteren Spinnentieren nachgewiesen und mögliche Prinzipien für die Ausführung der Streckung in diversen Publikationen diskutiert. Ellis [24] führte erstmals konkrete Beweise auf, dass die Streckung dieser Gelenke auf einem hydraulischen Prinzip basieren muss, da Zusammenhänge zwischen dem Flüssigkeitsvolumen in den Beinen und der Streckbewegung existieren. Er vermutete muskelbetätigte Ventile in den Beinen [24]. Parry und Brown [9] konnten in weiterführenden Untersuchungen einerseits quantitative Zusammenhänge zwischen Hämolymphtdruck und Bein Streckung ausmachen und andererseits aufzeigen, dass der Druck in allen Beinen sowie der Prosoma vorhanden ist. Auch darauf aufbauende Untersuchungen beschäftigten sich mit dem offenen Blutsystem. So analysierte Wilson [25] die Erzeugung des für die Beinbewegungen notwendigen Druckes im Vorderkörper anhand anatomischer Studien. Stewart und Martin hingegen quantifizierten den Hämolymphtdruck in der Prosoma erst statisch [26] und führten im Anschluss auch dynamische Messungen [27] durch, um zeitabhängige Druckverläufe während der Bewegungsausführung zu erstellen. Ebenso generierten Anderson und Prestwich [28] dynamische Verläufe des Hämolymphtdruckes, indem Sie ein Bein abwärts des Femurs durch eine Manometerapparatur ersetzten.

Paul et al. [8] führten mittels einer Kanüle und einem daran angeschlossenen Drucksensor Versuche durch. Jede dieser Messmethoden beinhaltet jedoch einen Eingriff in das Hydrauliksystem der Spinne. Darüber hinaus treten Druckunterschiede zwischen den Beinen und Prosoma auf, die vor allem während der kraftvollen Beinbewegung nicht zu vernachlässigen sind.

Blickhan [20] verwendete eigens entwickelte Miniaturdehnungsmessstreifen (DMS), die er an der freigelegten Kutikula (äußere Schicht des Exoskeletts) nahe des Tibia-Metatarsus-Gelenkes anbrachte, um über die radiale Aufweitung der Beinschale eine indirekte Erfassung des Beindruckes im Gelenkbereich zu erreichen. Jedoch bringen die DMS-Sensoren zusätzliche Steifigkeit mit ein und verfälschen auf diese Weise das Ergebnis.

Zur Höhe der vorhandenen Hämolymphtdrücke während der Bewegungsausführung finden sich auf Grund der genannten Messverfahren sehr unterschiedliche Angaben in der Fachliteratur. Bei den erwähnten biologischen Forschungen wurden verschiedene Spinnenarten verwendet, die mit unterschiedlichen Methoden analysiert wurden. Darüber hinaus gibt es auch enorme Druckunterschiede, die auf die Art und Geschwindigkeit der Bewegung sowie dem momentanen Alarmzustand der Spinne zurückzuführen sind. Ein Vergleich [10] von bisherigen Arbeiten zeigt Beindrücke von 0,01- 0,15 bar in Ruhestellung und 0,10-0,64 bar während der Bewegungsausführung. Blickhan [20] ermittelte etwa 0,7 bar bei einem aktiven Wehrverhalten der Spinne und stellte zudem fest, dass das Bein bei etwa 1,3 bar beschädigt wurde.

Blickhan gelang es, erstmals biomechanische Aussagen über die Dehnungen des Exoskeletts [29] während Bewegungsausführung zu treffen. Aus den Untersuchungen lässt sich ableiten, weshalb eine faltenbalgartige Membrangestalt biomechanisch gesehen günstiger ist als eine homogene Struktur, die sich ballonartig aufbläst. Zur Veranschaulichung dient Bild 4.

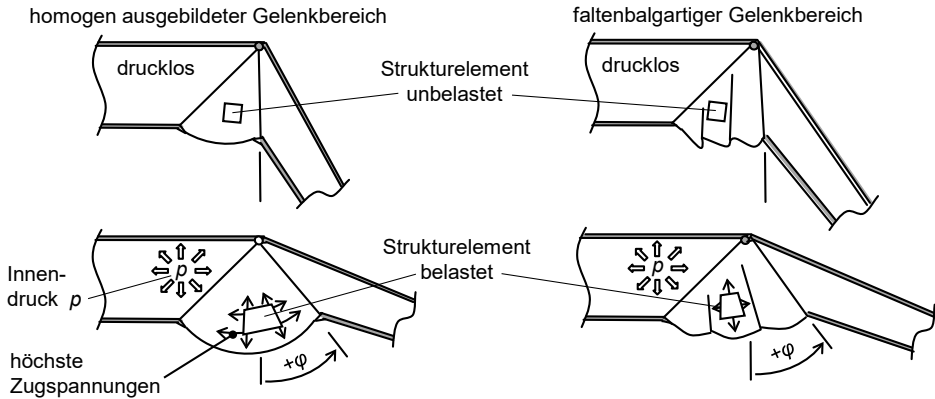


Bild 4: Biomechanisches Design der Gelenkmembran. Abstrahierte Darstellung der Skizze aus [20].

Wird zusätzliche Hämolymphe aus dem Vorderkörper in die Beinröhren gedrängt, so führt dies zu einem Anstieg des Flüssigkeitsdruckes, der durch zusätzliches Volumen im Beinbereich abgefangen werden kann. Da die Exoskelettglieder verhältnismäßig steif sind, kann eine Volumenvergrößerung allerdings nur durch Expansion des flexiblen Gelenkbereiches erfolgen. Diese Vergrößerung des nachgiebigen Gelenkbereichs führt zur Streckung, jedoch hat dies grundsätzlich einen Anstieg von Zugspannungen in der Membranhaut zur Folge. Unter der Annahme, dass die Materialeigenschaften der Membran isotrop sind, können hierzu zwei geometrische Grundausführungen verglichen werden. Die Struktur einer gleichmäßig geformten, elastischen Membran, wie links dargestellt, wird durch den Innendruck ballonartig aufgeblasen und gedehnt. Somit entstehen auch beachtliche Zugspannungen in axialer Richtung, die der gewünschten hydraulischen Gelenkstreckung entgegenwirken. Bei einer balgartigen Membranform, wie rechts dargestellt, wird die Expansion des Gelenkbereiches zu einem Großteil durch Entfaltung erreicht, anstatt durch Dehnung. Das membranbedingte Gegenmoment ist deutlich geringer. [20]

Bohmann [30] griff die biomechanischen Überlegungen [20] auf und entwickelte Berechnungsansätze zur mathematischen Beschreibung der hydraulischen Gelenkstreckung. Hierzu wird ein biologisches Femur-Patella beziehungsweise Tibia-Metatarsus-Gelenk auf ein technisches Feder-Masse-Dämpfer-Modell reduziert und ein Momentengleichgewicht um die Drehachse des idealisierten Scharniergelenkes gebildet. In Bewegungsrichtung führt ein hydraulisches Moment zur Streckbewegung, welches aus dem Produkt der Querschnittsfläche, dem Abstand des Flächenschwerpunkts zur Drehachse im Gelenkbereich, sowie dem dort vorherrschenden Hämolymphe-Druck gebildet wird. Bei Streckung des Gelenkes muss ein

Volumenstrom vom proximalen Ende des Beinsegmentes durch die Beinkanäle (Lakunen) in den Membranbereich stattfinden. Um dies zu berücksichtigen, wird zusätzlich ein Druckunterschied nach dem Hagen-Poiseuilleschen-Gesetz in Abhängigkeit der Winkelgeschwindigkeit angenommen. Entgegenwirkend wird die Gelenkmembran durch eine Drehfederkonstante multipliziert mit dem Streckwinkel als Rückstellmoment sowie ein Dämpfungsmoment bestehend aus Dämpfungskonstante und Winkelgeschwindigkeit des bewegten Gelenkglieders angenommen. In Fortführung dieses Ansatzes zur hydraulischen Streckung eines Spinnenbein-gelenkes wurden drei dieser Einzelgelenkmodelle in Reihe gesetzt, um ein vereinfachtes Mehrkörpermodell eines Spinnenbeines zu bilden und dessen Bewegung beim Sprung mathematisch nachzubilden [30]. Weitere biomechanische Modellierungen [31] beziehen sich auf die Änderung des hydraulischen Druckes der Prosoma unter Verwendung des Gleichgewichts aus Druck und Volumenänderung gegenüber einer Kontraktion und damit Kompression des Vorderkörpers. Einflüsse, die sich aufgrund der aktiv wirkenden, muskulären Flexoren im Beinsegment ergeben, wurden in beiden Modellen vernachlässigt, beziehungsweise nur über einen passiven Anteil als konstante Federsteifigkeit c mit einbezogen.

2.1.3 Das Zusammenwirken aus hydraulischer Streckung und aktiver Beugung durch Muskeln

Ein großer Teil der biologischen und biomechanischen Forschung hat den Fokus auf die Untersuchung des hydraulischen Systems zur Gelenkstreckung gesetzt. Dennoch muss bedacht werden, dass das Spinnenbein fast komplett mit Muskeln gefüllt ist. Dies ist nicht zuletzt darauf zurückzuführen, dass die Beugemuskeln in sämtliche Bewegungen der Beine involviert sind [32]. Bei der Lokomotion der Spinne führen die Vorderbeine ziehende Bewegungen aus [6], für die zwangsläufig die muskuläre Beugung hauptverantwortlich ist. Darüber hinaus analysierte Sens [11] die von den Fußendpunkten ausgehenden Richtungsvektoren der Aufstandskräfte und zeigte, dass die Beinmuskeln auch wesentlich zum aufrechten Stand des Tieres beitragen müssen. Überschlagsrechnungen aus Untersuchungsergebnissen [33] zur hydraulischen Streckung approximieren Drücke bis 1,4 bar im Tibia-Metatarsus-Gelenk, um bei gegebener Beingeometrie die Masse des Körpers vom Boden abzustößen. Stewart und Martin [27] bezweifeln, dass solche Drücke möglich sind. Weihmann et al. [19] untersuchten wirkende Kräfte und Momente beim Sprung der Spinne und konnten belegen, dass nicht die hydraulische Streckung der beiden Kniegelenke in den Hinterbeinen, sondern in größerem Anteil die starke Muskulatur

der Hüfte für das dynamische Abstoßen vom Boden verantwortlich ist. Auch für kraftzehrenden Bewegungen wie dem Halten von Beute, Klettern und Abseilen sind die Beugemuskeln entscheidend [6]. Siebert et al. [32] nehmen deswegen an, dass die hydraulische Streckung in den wichtigen Beinsegmenten biomechanisch gesehen so günstig ist, weil dieses System es erlaubt, sämtlichen Raum innerhalb des Exoskelettes für die Beugemuskeln zu beanspruchen. Anderson und Prestwich [28] schlussfolgern, dass die evolutionsbedingte Entwicklung der Beinmuskulatur vorrangig dahin ging, ein System mit maximal ausgeprägter Beugefunktion zu schaffen.

Dies begründet auch, warum die Drehachse der entscheidenden Scharniergelenke am dorsalen oberen Rand des Exoskelettsegments angeordnet ist, während der Angriffspunkt der ziehenden Muskeln an den ventralen (unteren) Rand des Folgesegmentes platziert wurde. So kann der größtmögliche Hebel für die Beugemuskeln erreicht werden [11]. Da Muskeln jedoch nur als Zugaktuatoren agieren können und sich die Drehachse am obersten Rand des Außenskeletts befindet, bedeutet dies im Umkehrschluss, dass in dieser Extremanordnung keine muskuläre Streckung möglich ist. Die Extension muss deswegen auf einem anderen Prinzip basieren.

Wie bereits erläutert, befinden sich die Beugemuskeln im körpernahen Beinsegment und gehen im Gelenkbereich in eine sehnenartige Anbindung an das distale Glied über. Durch diese externe Anbindung wird der Gelenkbereich kaum für die Beugung in Anspruch genommen und ist aufgrund des offenen Blutsystems mit Hämolymphe gefüllt. Zusammen mit der Tatsache, dass sich die Drehachse am äußersten Rand dieses Querschnitts befindet, ist das System für eine hydraulische Gelenkstreckung prädestiniert. Ob sich die hydraulische Streckung allerdings erst im Laufe der Evolution ausgebildet hat oder als primitives Merkmal [34] schon von Beginn an vorhanden war, darüber gibt es in der Biologie aktuell noch keine eindeutige Klärung [11]. Jedoch wird in diesem Gegenspielerprinzip, basierend auf der räumlichen Trennung von Beugung und Streckung, die Stärke der Spinnenbeine vermutet. Trotz der geringen Beindurchmesser lassen sich durch diese Anordnung große Drehmomente in beide Richtungen erzielen. [29]

Mit Hilfe der Gesamtbetrachtung des antagonistischen Prinzips aus Beugung und Streckung lassen sich auch Ansätze zur Ansteuerung ableiten. In früheren biologischen Untersuchungen wurden verschiedene Möglichkeiten zur Regulierung der hydraulischen Streckung diskutiert, um die Beingelenke unabhängig voneinander zu strecken. Allerdings konnten diese Vermutungen von Ventilen [25] oder einer lokalen Druckerzeugung

im Gelenkbereich [35] nicht bestätigt werden, da die Kontraktion des Vorderkörpers eine Erhöhung des Hämolympphdrucks in sämtlichen Scharniergelenken zur Folge hat [10]. Sens [11] erkennt aus seinen Analysen, dass diese Druckerhöhung bereits ein bis zwei Sekunden vor einem Lauf der Spinne auftritt, während er in seinen Untersuchungen simultan dazu eine Muskelaktivität in allen Beugemuskeln feststellte, jedoch ohne eine ersichtliche Bewegungsausführung. So wird geschlossen, dass die Muskeln eine druckbedingte Streckung zu diesem Zeitpunkt aktiv verhindern müssen [11]. Auch Weihmann erwähnt in aktuellen Forschungen [16], dass aufgestellte Beinhärchen, die als ein Indikator für vorhandenen Hämolympphdruck im Exoskelett gelten, bereits kurz vor dem Sprung der Spinne ersichtlich sind.

Stewart und Martin [27] ermittelten in ihren Untersuchungen Druckoszillationen um einen kontinuierlich erhöhten Streckdruck bei langsamen Bewegungen. So sinkt der Druck im beteiligten Beinsegment der Streckung um etwa 20% des mittleren Streckdruckes und steigt während der Beugung um etwa 20% temporär an [27]. Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass die Volumenverschiebungen in und aus den Gelenkbereichen über die freien Räume zwischen Muskel und Exoskelett erfolgen muss. Bei der Extension sind die Beugemuskeln hingegen entspannt und Hämolymphe kann ungehindert durch die Lakunen in den Gelenkbereich fließen, um diesen zu füllen [11]. Bei einer Flexion werden sich diese Lakunen aufgrund des größeren Querschnitts der kontrahierten Beugemuskeln verengen und behindern somit den Abfluss der Hämolymphe aus dem Gelenkbereich. Folglich steigt in diesem Bereich der Druck lokal an und die Muskeln müssen mit erhöhter Kraft gegen den Gelenkdruck ziehen [10]. Bei hoch dynamischen Bewegungen unterstützt die Nachgiebigkeit des Außenskelettes jedoch die Aufnahme der temporären Druckspitzen und agiert in Form eines elastischen Energiespeichers [36].

Vor allem beim dynamischen Zusammenspiel zwischen Muskel und Hydraulik sind aktuelle Forschungen noch weit davon entfernt, die Mechanismen im Detail zu verstehen [10]. Resultierend kann nach heutigen Erkenntnissen jedoch davon ausgegangen werden, dass sämtliche Beine während der Bewegungsausführung einem ständigen Streckbestreben unterliegen und die Muskeln der jeweiligen Beinsegmente durch Relaxation diese Streckbewegung in den entsprechenden Beingelenken gewähren. Das entspricht dem Prinzip einer „umgekehrten Marionette“. Die Effektivität des Spinnenbeines liegt im antagonistischen Zusammenspiel zwischen aktiven Muskeln und hydraulischer Streckung.

2.2 Stand der Technik bionisch inspirierter Robotikantriebe

Voranehend wurde die bekannte Fachliteratur des biologischen Vorbildes für die Entwicklung eines neuartigen bionischen Gelenkantriebs zusammenfassend dargestellt. Nun wird im Stand der Technik auf die heutige Rolle bionisch inspirierter Antriebe in der Robotik eingegangen. Durch eine Klassifizierung des strukturellen Aufbaus sowie der Ansteuerungsprinzipien kann das Feld der existierenden, bionisch inspirierten Spinnenbeingelenke festgelegt und relevante Umsetzungen sowie Modellierungsansätze erläutert werden.

2.2.1 Potential bionisch inspirierter Robotikantriebe

In den letzten beiden Jahrzehnten stieg die Akzeptanz von Robotern in verschiedensten Bereichen enorm an. Die International Federation of Robotics [37] sagt für die Jahre 2018 bis 2020 einen jeweiligen Zuwachs von vierzehn Prozent im Bereich der Industrieroboter voraus. Dabei hatte sich die Anzahl eingesetzter Industrieroboter zwischen 2010 und 2017 bereits auf etwa 2 Millionen verdoppelt. Bei professionellen Servicerobotern wird zwischen den Jahren 2018 und 2020 ein jährlicher Zuwachs zwischen 20% und 25% erwartet und im Haushaltsbereich sogar ein jährlicher Anstieg zwischen 30% und 35% [38]. Auch die Konzepte von „Industrie 4.0“ tragen in erheblichem Maße zum Aufschwung der Roboter bei und sprechen ihnen eine wichtige Rolle auf dem Gebiet der Produktions-, Montage- und Handhabungstechnik zu [39]. Aber nicht nur im industriellen Sektor ist die Interaktion von Mensch und Roboter eines der wichtigsten Forschungsfelder der Robotik. Der Einsatz von Robotern bei der Betreuung pflegebedürftiger Menschen, beispielsweise mit Roboterarmen an Rollstühlen [40], in der Rehabilitation (Orthesen [41] und Prothesen [42]), als flexible medizinische Geräte [43], in der Chirurgie [44] oder auch als Assistenzroboter im privaten Gebrauch [45] zeigt den Bedarf und die Anwendungsfelder für Interaktion von Mensch und Maschine. Um beim direkten Zusammenwirken Verletzungen aufgrund von Kollisionen und Quetschungen zu vermeiden, müssen Sicherheitsanforderungen eingehalten werden. Bei Industrierobotern ist hierbei die DIN EN ISO 10218 [46] und für Assistenzroboter mit potentieller Mensch-Maschinen-Interaktion die ISO 13482 [47] relevant. Darüber hinaus müssen berufsgenossenschaftliche Arbeitsschutzbestimmungen [48] eingehalten werden. Aktuell werden daher zwei Strategien zur Gestaltung einer gelingenden Mensch-Roboter-Kollaboration verfolgt.

Eine Strategie ist die Erzeugung von künstlicher Nachgiebigkeit. Vor allem im industriellen Bereich werden die starren, konventionellen Roboterarme mit zusätzlicher Sensorik, beispielsweise dehnbaren Sensorhäuten [49], optischer Arbeitsbereichsüberwachung [50] oder gekoppelten Multi-Sensorsystemen [51] und darauf basierender aktiver Nachgiebigkeitsregelung ausgestattet. Die Vorteile der kraftvollen und exakten Bewegungsführung von konventionellen Antrieben können damit erhalten werden. Jedoch ist diese Vorgehensweise mit sehr hohem technischem Aufwand verbunden. Folglich sind solche Roboter aufgrund der aufwendigen Sensorik potentiell fehleranfälliger und sehr kostenintensiv in der Anschaffung. Vor allem in klein- und mittelständischen Unternehmen (KMUs) und in den genannten nichtindustriellen Unternehmen findet diese Art von Robotik noch kaum Anwendung. Das liegt zum einen daran, dass KMUs und der Privatsektor die hohen Investitionskosten zur Anschaffung solcher Roboter scheuen, zum anderen benötigen nichtindustrielle Anwendungen in der Regel auch nicht die Genauigkeit und Maximalkraft eines Industrieroboters.

Die andere Strategie, um die Lücke zwischen Roboter und Mensch zu schließen, ist die geschickte Nutzung der passiven Nachgiebigkeit, typischerweise basierend auf biologischen Vorbildern [52]. Anstatt starren Antrieben ein aktives Zurückweichen aufzuzwingen, wird versucht, mit weichen Materialien und flexibler Strukturgestaltung die nötige Nachgiebigkeit zu erreichen. Da sowohl das Interesse als auch die Akzeptanz dieser bionischen Roboterantriebe stetig ansteigt, hat sich in den letzten 15 Jahren ein neuer Forschungsbereich etabliert und die sogenannte bio-inspirierte (Soft-)Robotik wird bewusst betrieben. Während im Jahr 2004 noch sehr wenige Publikationen im Bereich bio-inspirierter Softrobotik erschienen, waren es bis 2012 schon etwa 40 Veröffentlichungen jährlich [53]. Seit 2012 die IEEE-Robotics and Automation Society eine eigene Sektion Soft Robotics ins Leben rief und dieser bis 2014 weltweit schon 379 Wissenschaftler beigetreten waren [53], ist das Themengebiet heutzutage aus der Robotikforschung nicht mehr wegzudenken. Ein Blick in die Tierwelt verdeutlicht das Prinzip. Die Extremitäten von Lebewesen sind so gebaut, dass sie sowohl sich selbst als auch der Umgebung möglichst wenig ungewollten Schaden zufügen. Nachgiebige Aktoren wie Muskeln und Sehnen absorbieren durch ihre Elastizität Stöße und Kollisionen, die sich beispielsweise bei der Fortbewegung ergeben [54]. Dieses Prinzip wird bei nachgiebigen, bionischen Robotern adaptiert. Der weichen Aktuatorik mit flexiblen Komponenten und einem hohen Grad an struktureller Integration wird aktuell das Potential zugeschrieben, in Zukunft sämtliche Bereiche der Robotik und des Maschinendesigns zu verändern [55].

2.2.2 Klassifizierung bionischer Gelenkaktuatoren nach dem Vorbild der Spinne

In diesem Abschnitt werden die bestehenden Umsetzungen von Gelenkanktrieben nach dem Prinzip des Spinnenbeines aufgezeigt. Um bionische Spinnenbeingelenke systematisch ausfindig zu machen, muss der Bereich der relevanten bionischen Stellglieder eindeutig definiert sein. Dies geschieht mit einer methodischen Eingrenzung auf den zu berücksichtigenden Bereich der Robotik basierend auf einer ausgearbeiteten Klassifizierung anhand des strukturellen Aufbaus sowie der Ansteuerungsprinzipien [56]. Bild 5 gibt eine Übersicht über das Ergebnis dieser Eingrenzung und dient zur Veranschaulichung der nachfolgenden Erläuterungen dieser sequentiellen Klassifizierung. Konventionelle Antriebe, die nicht den in Kapitel 1 benannten bionischen Grundsätzen entsprechen, werden nicht betrachtet.

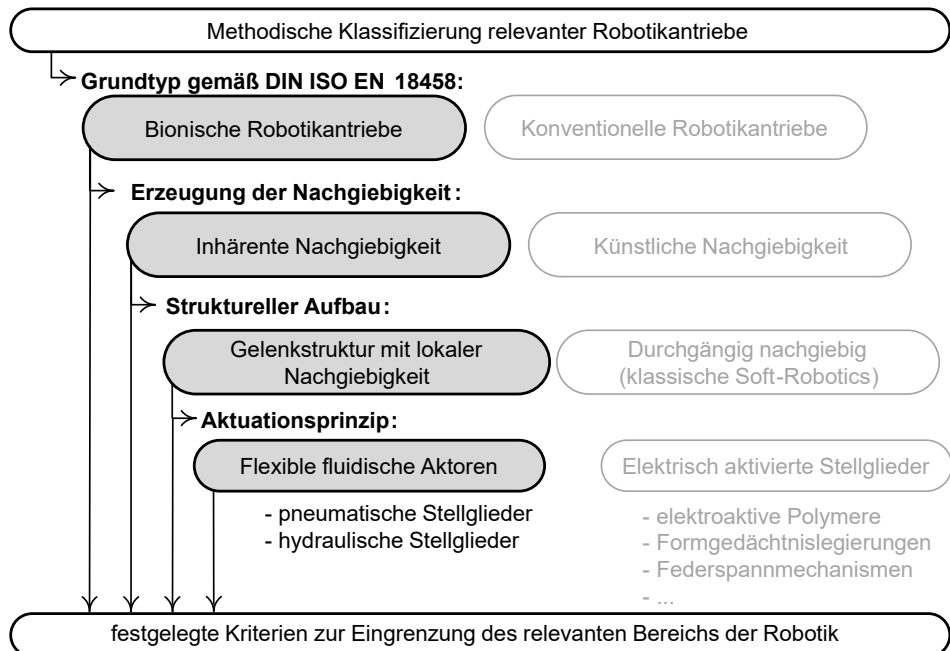


Bild 5: Übersicht zur Klassifizierung von bionischen Spinnenbeingelenken.

Struktureller Aufbau

Rus [57] betrachtet nur Roboter mit kontinuierlich verformbarem, weichem Strukturaufbau als bionische „Softrobotics“. Trivedi et al. [58] machen eine Unterscheidung zwischen „Softrobotics“ und „Robots with soft capabilities“, also Roboter mit einem ein- bis n-gelenkigen Grundskelett und inhärent nachgiebigen Aktuatoren nach biologischem Vorbild. Diese

weich angesteuerten bionischen Roboter besitzen zwar vergleichbare Nachgiebigkeiten wie kontinuierliche Weichroboter, können jedoch aufgrund ihrer stabileren Ausführung oft höhere Lasten aufnehmen. So sind Laufroboter, Kletterroboter oder auch Roboterarme in dieser Anordnung gebaut. Weiterhin erfolgen unterschiedliche Klassifizierungen abhängig von der Redundanz der Freiheitsgrade, auch DOF (Degrees of Freedom) genannt, oder dem Kontinuum [58].

Grundsätzlich lässt sich der strukturelle Aufbau von bionisch nachgiebigen Aktuatoren in zwei Bereiche unterteilen [59]: Zum einen in durchgängig flexible Mechanismen ohne definierte Gelenke. Hier ist die Bewegungsausführung durch die Gestaltänderung der Gesamtstruktur definiert. Zum anderen in Strukturen mit Gelenkverbindungen, deren Antriebe nachgiebig gestaltet sind. Zentner [60] nennt diese Unterscheidung verteilte und zentrierte Nachgiebigkeit. Zur Verdeutlichung werden diese beiden Prinzipien in Tabelle 1 gegenübergestellt.

Tabelle 1: Klassifizierung nachgiebiger bionischer Robotikprinzipien abhängig vom strukturellen Aufbau.

	durchgängige Nachgiebigkeit	lokale Nachgiebigkeit
Gelenke	keine definierten Gelenkstellen	Scharniergelenke, Filmgelenke, Kugelgelenke
Anordnung des Antriebs	durchgängig	Agonist – Antagonist
Anzahl der Freiheitsgrade	unendlich	1-DOF bis n-DOF
biologische Vorbilder	Rüssel, Oktopusarm, Zunge, Qualle	menschliche Arme, Laufbeine, Finger
technische Beispiele	Octopusarm [61] Seestern Greifer [62]	Anthropomorphe Roboterhand [63] „BioRob“ - Roboterarm [64] „TAK“ - Roboterarm [65]

Typischerweise nehmen die biologischen Vorbilder mit durchgängig flexiblem Aufbau nicht nur Lasten auf, sondern beinhalten auch gleichzeitig Sensorik und dienen als feinfühliges Multifunktionswerkzeug, dessen Hauptziel es ist, sich der Umgebung anzupassen. Dem gegenüber sind Beine und Arme typische Vertreter von lokal nachgiebigen Systemen, die primär zur Aufnahme von Lasten gedacht sind. Das Spinnenbein mit kraftvoller antagonistischer Aktuatorik und einem 1-DOF-Scharniergelenk als biologisches Vorbild für Robotergerlenke befindet sich klar im Bereich der lokalen Nachgiebigkeit. Deswegen wird sich der Stand der Technik auf diesen Bereich fokussieren. Eine weitergehende Klassifizierung wird durch die lokale Anordnung der definierten Gelenkstellen und tragenden Grundstruktur gegenüber der Aktuatorik und Sensorik vorgenommen, schematisch dargestellt in Bild 6.

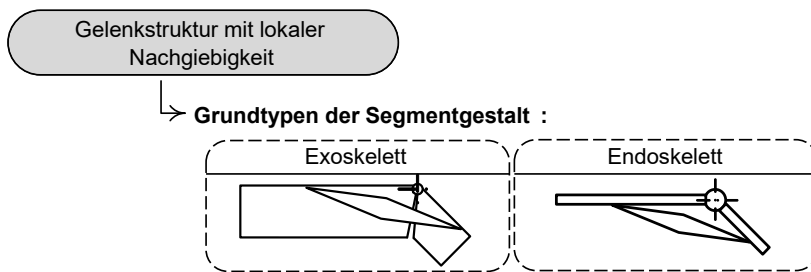


Bild 6: Unterscheidung der Segmentgestalt bei Gelenkstrukturen mit lokaler Nachgiebigkeit.

Ein endoskeletter Aufbau ist durch innenliegende Tragstruktur und Gelenkstellen gekennzeichnet, wobei die Aktuatorik außenliegend angeordnet ist. Beispielhaft kann hierfür ein menschlicher Arm genannt werden. Dem gegenüber steht ein Spinnenbein mit außenliegender Tragstruktur und Gelenkanordnung in Kombination mit innenliegender Aktuatorik als typischer Vertreter des exoskeletten Gestaltaufbaus. [66]

Aktuationsprinzipien von bionischen Robotern mit lokaler Nachgiebigkeit

Beide Strukturtypen können mit verschiedenen Aktuatoren betrieben werden. Abhängig von ihrem Ansteuerungsprinzip lassen sich die bionisch inspirierten Robotikantriebe in zwei Bereiche untergliedern [57]: Einerseits in Stellglieder, die, in der Regel als Zugaktoren wirkend, in tragende Gelenkstrukturen eingebettet oder aufgesetzt sind und elektrisch betätigt werden. Beispiele hierfür sind federnde Spannseile [67], die über elektromechanische Antriebe gezogen oder verdreht werden und daher auch als Cable-driven Actuators [68] bekannt sind. In diesem Zusammenhang sind

auch Formgedächtnislegierungen beziehungsweise Shape Memory Alloys (SMAs [69]) zu nennen oder die derzeit in der Forschung sehr präsenten Elektro Aktiven Polymere, die ebenfalls Dielectric Elastomers [70] oder Shape Memory Polymers [71] genannt werden. Andererseits in nachgiebige fluidische Aktuatoren, auch bekannt unter fluidische Elastomer-Aktuatoren (FEAs [72]), Flexible Pneumatic Actuators (FPAs [73]), oder flexible fluidische Aktuatoren (FFAs [74]). Diese Gruppe umfasst flexible Strukturen, die pneumatisch oder hydraulisch gefüllt werden, um Formänderungen hervorzurufen.

Obwohl seit einigen Jahren verstärkt an nachgiebigen, elektroaktiven Stellgliedern geforscht wird, gibt es in diesen Bereichen noch etliche Herausforderungen, die die Anwendbarkeit begrenzen. Elektroaktive Polymere verfügen über eine geringe Maximalkraft pro Querschnittsfläche und sind schwer zu fertigen [61]. Aufgrund ihrer hohen elektrischen Betriebsspannungen sind sie für viele Anwendungen nicht interessant [75]. Die Shape Memory Alloys verfügen über hohe Stellkräfte und werden in der Luft- und Raumfahrt bereits eingesetzt. Es lassen sich zwar temperaturbedingt nur relativ kleine Materialdeformationen (unter 10 % [69]) in diesen Drähten erzeugen, trotzdem können größere Gesamtdeformationen erreicht werden, indem die SMAs in spiralförmigen Wicklungen montiert werden [76]. Da die Längenänderungen temperaturabhängig erfolgen, ist eine ständige Temperaturregelung notwendig. Durch Überhitzung oder Überdehnung können die Aktuatoren leicht dauerhaft geschädigt werden [69]. Darüber hinaus besitzen typische SMAs (aus NiTi-Legierungen) eine Energieeffizienz von 3% und sind damit deutlich weniger effizient als beispielsweise fluidische Antriebsarten, da der größte Anteil der elektrischen Energie über die Wärme verloren geht [69].

Die meisten inhärent nachgiebigen oder bionischen Robotikantriebe sind derzeit im Bereich der pneumatischen oder hydraulischen Aktuatoren zu finden [57]. Dies hat verschiedene Gründe. Erste Ansätze fluidisch nachgiebiger Stellglieder wurden bereits in den fünfziger Jahren entwickelt [77]. Auch wenn bei fluidischen Stellgliedern die Peripherie, die Ventile und die Druckerzeugung noch mit in die Gesamtbetrachtung einbezogen werden müssen, so lassen sich trotzdem hohe Kräfte und große Deformationen bei niedrigem Gewicht erreichen. Unter den genannten Aktuationsprinzipien erreichen hydraulische und pneumatische Antriebe die höchste Energieeffizienz (hydraulisch bis 80%; pneumatisch bis 90%) [69]. Weiterhin lassen sich Lasten mittels Sperrventilen ohne weitere Energiezufuhr auch dauerhaft und nachgiebig in angefahrenen Positionen halten.

Das biologische Vorbild des Spinnenbeines beinhaltet als ein eindeutiges Merkmal die fluidische Streckung durch Befüllen einer flexiblen Struktur. Deswegen fokussiert sich die detailliertere Betrachtung des Standes der Technik auf das Gebiet der nachgiebigen fluidischen Aktuatoren, vergleiche Bild 5.

2.2.3 Nachgiebige fluidische Aktuatoren

Die Eingliederung der flexiblen, fluidischen Aktuatoren erfolgt abhängig von ihrem Verformungsverhalten während der Druckfüllung. Gaiser et al. [78] untergliedern diese in Kontraktions-, Expansions- sowie Biege- und Mischformen. Die letztgenannten Biege- und Mischformen lassen sich in den Bereich der durchgängigen Nachgiebigkeit eingliedern. Da das bionische Spinnenbeingelenk jedoch dem Bereich der lokalen Flexibilität zuzuordnen ist, erfolgt die weitere Unterscheidung und Analyse des Standes der Technik abhängig von Kontraktion oder Expansion. Beide Grundformen lassen sich pneumatisch oder hydraulisch betätigen und sind schematisch in Bild 7 dargestellt.

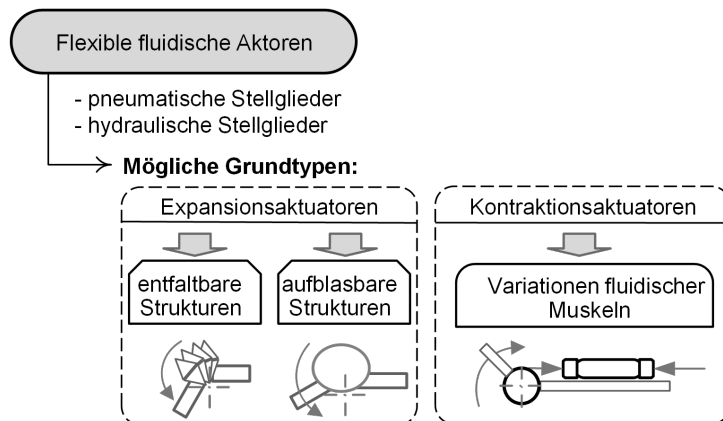


Bild 7: Grundtypen flexibler, fluidischer Aktuatoren bei lokal nachgiebigen Stellgliedern.

Kontraktionsaktuatoren

Unter kontrahierenden FFA-Stellgliedern verstehen sich sämtliche Arten, die heutzutage als fluidische Muskeln [79], Pneumatic Artificial Muscle (PAMs) [80] oder als McKibben Muscle [81], benannt nach deren Erfinder Joseph L. McKibben [77], bezeichnet werden. Alle Typen dieser länglichen Aktuatoren besitzen die Gemeinsamkeit, bei Füllung mit Innendruck eine Verkürzung in axialer Richtung zu erfahren. Diese Kontraktion kann genutzt werden, um als Zugaktor Lasten zu bewegen. Die Muskeln besitzen

ein enormes Leistungsgewicht von 3 - 10 kW/kg [80] und erreichen hohe Kontraktionsgeschwindigkeiten sowie einen ähnlichen Kraft-Kontraktionsverlauf wie menschliche Muskeln [82]. Darüber hinaus sind sie einfach aufgebaut und somit kostengünstig in der Herstellung. Aus diesen Gründen hat sich ein eigener Nischenbereich in der Forschung gebildet, der viele Abwandlungen pneumatischer Muskeln hervorgebracht hat und auch immer noch hervorbringt [83]. Einige Entwicklungen arbeiten mit speziellem Strukturdesign, um die Kontraktion des Muskels zu erreichen. Beispielhaft zu erwähnen sind hier die „Pleated-Muscles“ [84] und „Yarlott-Muscles“ [85] mit jeweiliger Längsfaltung in axialer Richtung oder die sternförmigen Muskeln von Immega et. al [86]. Alle PAM's weisen jedoch ein stark nicht-lineares, zeitabhängiges Verhalten auf, welches auch maßgeblich vom Design und den Dimensionen des jeweils verwendeten Muskels abhängig ist. Eine akkurate Ansteuerung ist daher immer mit kontinuierlicher Nachregelung verbunden. Aufgrund dieser Komplexität fanden die Kontraktionsaktuatoren lange Zeit nur im Bereich der Wissenschaft ihre Anwendung. Erst seit pneumatische Muskeln auch durch die Festo GmbH [79] und die Shadow Robot Company [87] kommerziell erhältlich sind, nimmt das Interesse des Einsatzes solcher Muskeln in der Automatisierungstechnik stetig zu. Beide Muskeltypen arbeiten nach dem klassischen McKibben-Prinzip [88]. Eine zylindrische Struktur, bestehend aus einem dünnwandigen Elastomer, wird hierzu mit einem Fasernetz kombiniert. Anhand von Grundsatzversuchen [89] zeigt sich allerdings, dass derzeit nur die Muskeln des Herstellers Festo für eine industrielle Nutzung relevant sind. Zum Verständnis der Modellierung dieser pneumatischen Muskeln dient Bild 8. Hellgrau dargestellt ist der Elastomerschlauch und dunkelgrau das eingebettete Fasergewebe:

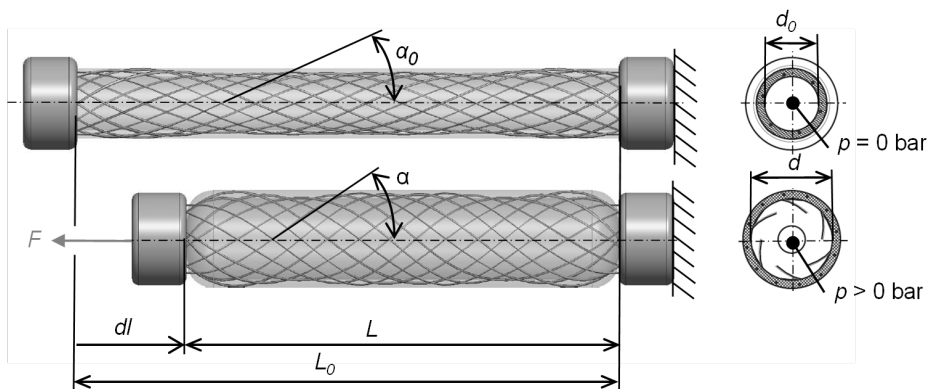


Bild 8: Funktionsprinzip pneumatischer Muskeln nach dem McKibben-Prinzip.

Der Ansatz von Chou und Hannaford [88] beschreibt den McKibben-Muskel als vereinfachtes Modell, bei dem die Eigensteifigkeit des Elastomerschlauches sowie Reibungsverluste und Einflüsse der Endanbindungen vernachlässigt werden. Idealisiert betrachtet handelt es sich um einen Hohlzylinder, der, aufgrund der einströmenden Luft und des ansteigenden Druckes p , nach einer Volumenvergrößerung dV strebt. Die Länge der einzelnen Fasern der Gewebeerstärkung wird als konstant angenommen. Somit kann eine Zunahme des Innenraumvolumens nur durch eine radiale Aufweitung des Durchmessers d in Kombination mit einer axialen Verkürzung dl erfolgen. Nach dem ersten Energieerhaltungssatz entspricht die eingesetzte Arbeit gleich der resultierenden Arbeit. Bezogen auf die pneumatischen Muskeln entspricht die Änderung der thermodynamischen Energie aufgrund der Druck- und beziehungsweise oder Volumenänderung gleich der negativen Differenz mechanischer Arbeit aufgrund Kraft- und beziehungsweise oder Längenänderung [88]:

$$dW_{mech} = dW_{therm} \rightarrow -F \cdot dl = p \cdot dV \quad (1)$$

Die Länge L des Muskels lässt sich darüber hinaus durch den Faserwinkel α ausdrücken. Bei einem aktuellen Muskeldurchmesser d und Faserwinkel α windet sich eine Gewebefaser n mal um den Umfang. Somit ergibt sich mit der Faserlänge b und der allgemeinen Formel für das Volumen eines Hohlzylinders folgender Ansatz für das Muskelvolumen [88]:

$$b = \frac{L}{\cos \alpha} = \frac{d \cdot n \cdot \pi}{\sin \alpha} ; \quad V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L \quad (2)$$

somit folgt: $V = \frac{b^3}{4 \cdot \pi \cdot n^2} \cdot \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha$

Eine Grenzwertbildung zeigt, dass das maximale Volumen V bei einem Faserwinkel von $54,7^\circ$ erreicht ist [80]. Die im Energieerhaltungssatz genannte Volumenänderung dV ergibt sich aus der Differenz des aktuellen Volumens V (2) und dem Anfangsvolumen V_o , wobei V_o aus unbelasteter Muskellänge L_o und der Kreisfläche mit Anfangsdurchmesser d_o berechnet werden kann. Der unbelastete Faserwinkel α_o wird genutzt, um die Faserlänge b zu eliminieren. Weiterhin wird die prozentuale Muskelverkürzung ε beschrieben durch die Längenänderung dl bezogen auf die Anfangslänge L_o des unbelasteten Muskels. Eingesetzt in den Energieerhaltungsansatz (1) und geometrisch vereinfacht, ergibt sich damit folgender Ausdruck für den idealisierten Zusammenhang zwischen Muskelkraft F_{Muskel} und Muskelverkürzung ε [80]:

$$F_{Muskel}(p, \varepsilon) = p \cdot \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \cdot \left(\frac{3}{\tan^2 \alpha_0} \cdot (1 - \varepsilon)^2 - \frac{1}{\sin^2 \alpha_0} \right) \quad (3)$$

Für die sogenannten Festmuskeln zeigen Untersuchungen einen Anfangsfaserwinkel α_0 zwischen 25° [90] und $28,6^\circ$ [82]. Bei einer maximal möglichen Muskelverkürzung von 28 % erreicht der Faserwinkel einen Höchstwert von circa 37° [82]. Wie schon am Unterschied zwischen theoretischem und tatsächlich auftretendem, maximalem Faserwinkel ersichtlich, weicht der analytische Ansatz signifikant vom tatsächlichen Verhalten der pneumatischen Muskeln ab.

Auch Vergleichsmessungen [91] zeigen, dass die Gleichung (3) bestenfalls zur Grobauslegung geeignet ist. Gründe hierfür sind, dass die Reibungseinflüsse zwischen Fasern und Elastomerkontakten, die Verformung an Endanbindungsstellen oder die Materialsteifigkeit und das Zeitverhalten in diesem Ansatz nicht berücksichtigt werden.

Einerseits wird mit FE-basierten Ansätzen [92] an einer verbesserten Vorhersage des Muskelverhaltens gearbeitet, in dem Elementeigenschaften, basierend auf experimentellen Daten, definiert werden, um damit verschiedene Muskelkonfigurationen abbilden zu können. Andererseits beschäftigen sich weiterführende Modellierungen [93] mit der Optimierung des theoretischen Ansatzes. So wird das analytische Grundmodell (3) durch die im vorangegangenen Abschnitt genannten Effekte erweitert. Besonders die beiden nachfolgend erläuterten Erweiterungsansätze von Tondu et. al [81] sowie Kerscher et. al [94] sind in diesem Zusammenhang hervorzuheben.

Da bisher der Einfluss des Muskelmaterials in der Grundgleichung (3) noch nicht in Betracht gezogen wurde, schlagen Tondu et. al [81] einen druckabhängigen Erweiterungsansatz vor, der Konstanten zur Korrektur der Materialsteifigkeit enthält, um die Übereinstimmung bei höheren Drücken (> 2 bar) zu verbessern. Kerscher et. al [94] führen dieses Erweiterungsprinzip fort und stellen darüber hinaus eine kontraktionsabhängige Exponentialfunktion auf, die als zusätzlicher Vorfaktor in den analytischen Ansatz mit eingeht. Beide Erweiterungsfunktionen enthalten mehrere Konstanten, die mit Hilfe experimenteller Versuchsdaten angepasst werden, um dieses erweiterte Gesamtmodell anwenden zu können. Nichtsdestotrotz treten abhängig von Hersteller, Typ, Konfiguration und Werkstoffen deutliche Unterschiede im Muskelkennfeld auf. Soll die Nutzung des Muskelmodells über Grobauslegungszwecke hinausgehen, so sind sämtliche Ansätze, ob analytisch oder FE-basiert, immer durch experimentelle Versuchs- oder Materialdaten zu justieren.

Sarosi greift daher die analytischen Optimierungsansätze von Tondu et al. [81] sowie Kerscher et al. [94] auf und stellt ein neues Approximationsmodell [95] vor, indem ohnehin zu kalibrierende Teilelemente der Gesamtgleichung durch Parameter a_i ersetzt werden. Der neue Approximationsansatz erlaubt es, anhand von lediglich sechs Konstanten, die, basierend auf experimentellen Versuchsdaten für den jeweiligen Muskeltyp zu ermitteln sind, das statische Kennfeld für Typen des Herstellers Festo zu bestimmen. Die Funktion der Muskelkraft F_{Muskel} wird damit abhängig von den Variablen Druck p und Verkürzung ε wie folgt beschrieben:

$$F_{Muskel}(p, \varepsilon) = (a_1 \cdot p + a_2) \cdot e^{(a_3 \cdot \varepsilon)} + a_4 \cdot \varepsilon \cdot p + a_5 \cdot p + a_6 \quad (4)$$

Der qualitative Verlauf des Betriebsverhaltens von pneumatischen Muskeln ist in Bild 9 dargestellt. So nimmt die Muskelverkürzung bei steigendem Innendruck sigmoidartig zu und bei zunehmender Zugbelastung exponentiell ab. Die bisher aufgeführten Modellierungen sind alle ohne Berücksichtigung des zeitabhängigen Verhaltens und entsprechen den strichgepunkteten Mittelkurven des quasistatischen Verlaufes. Es ist jedoch ersichtlich, dass zwischen ansteigender und abnehmender Muskelbelastung signifikante Unterschiede in der Verkürzung des Kontraktionsaktors auftreten.

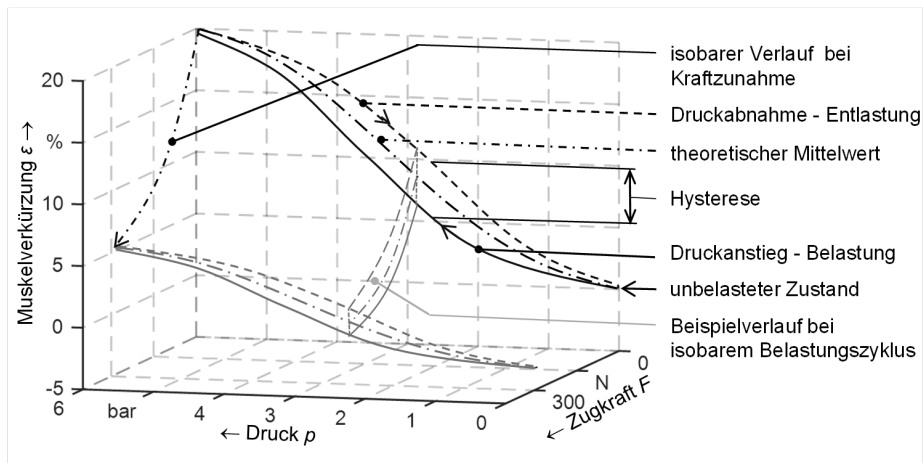


Bild 9: Betriebsverhalten eines pneumatischen Muskels, schematisch dargestellt in Anlehnung an Literaturdaten aus [82].

Diese Diskrepanz erreicht bei einem Innendruck von etwa 3 bar ihren Höchstwert und ist auf das viskoelastische Werkstoffverhalten des Elastomerkörpers zurückzuführen. Im Falle des dargestellten Festomuskels DMSP mit Durchmesser 10 mm zeigen Grundsatzversuche im Maximum

hysteresebedingte Stellwegunterschiede von bis zu 50% zwischen Be- und Entlastung. Die Berücksichtigung des Hystereseverhaltens stellt ein eigenes Forschungsgebiet innerhalb der PAM-Modellierung dar. Zur Modellierung dieser Richtungsumkehr werden in aktuellen Forschungsarbeiten dynamische Erweiterungen mit Maxwell Ansätzen [96], Bouc-Wen-Gleichungen [97] oder Hill-Funktionen [98] in die bestehenden Approximationsansätze integriert und liefern für alleinstehende Muskeln auf dem Prüfstand sehr gute Übereinstimmungen. Sarosi geht den Weg der quasi-statischen Bild von Hystereseeffekten und schlägt vor, die sechs Konstanten a_1 - a_6 jeweils in Be- und Entlastungsrichtung zu ermitteln, um je nach Beanspruchung zwischen beiden Kennfeldapproximationen zu wechseln [99].

Eine rein theoriebasierte Bahnplanung unter Berücksichtigung modellbasierter Hysteresevorhersage ist zwar möglich, bei gleichzeitigen Belastungs- und Druckänderungen allerdings zu komplex und in der Anwendung nicht praktikabel [100]. Aus regelungstechnischer Sicht wird daher in Robotikanwendungen weitestgehend auf die Verwendung der genannten, dynamischen Hysteresemodelle zur Vorhersage der zu erwartenden Hysteresere verzichtet. Stattdessen werden beispielsweise hystereseeunabhängige Approximationsansätze im Arbeitspunkt linearisiert und Abweichungen vom Arbeitspunkt durch kontinuierliche Drucknachregelung kompensiert [82] oder der Zustrom eines Proportionalventils an die vorliegende Beschleunigung der Muskellast gekoppelt [101], um die Differenzen zur Solltrajektorie auszugleichen.

Expansionsaktuatoren lokal nachgiebiger Drehgelenke

Wie in Bild 5 dargestellt, lassen sich Expansionsaktuatoren von lokal nachgiebigen Stellgliedern in entfaltbare und dehnungsbasiert aufblasbare Strukturen unterteilen. Typische Vertreter von Gelenkantrieben mit ballonartig aufblasbaren Strukturen sind zum Beispiel das bionische Greifergelenk von Zentner [102], das Mikrogelenk von Schwörer [103] oder der Finger von Konishi et al. [104]. Zur ballonartigen Expansion des Gelenkbereichs sind große Materialdehnungen der flexiblen Struktur notwendig. Daher werden für diese Mechanismen sehr weiche Kunststoffe benutzt. Die genannten Aktuatoren verwenden Silikonkautschukvariationen, die bei einer Shorehärte von 40 bis 70 A einzustufen sind. Dementsprechend haben diese Greifer eine sehr hohe Nachgiebigkeit und werden typischerweise für sensible Greif- und Manipulationsaufgaben benutzt [105].

Unter entfaltbaren Drehgelenken verstehen sich überwiegend faltenbalgartige Strukturen, die durch ihre innendruckbedingte Verformung die Rotation einer Gelenkverbindung bezwecken. Schon vor Jahrzehnten wurden erste Abwandlungen von Blasebälgen patentiert, um damit ein pneumatisches Drehstellglied zu betreiben. So hat Bouso [106] mehrere Kunststoffbeutel verbunden und zwischen den Anschlüssen eines Scharniergelenkes angebracht. Sigmon [107] hingegen hat zwei Faltenbalgkammern jeweils aus einer Anzahl von rechteckigen, durchgängig miteinander verbundenen Kissen gefertigt und diese in einem Hohlzylinder beidseitig eines mittig liegenden Scharniers angeordnet, um so einen bidirektionalen Rotationsantrieb zu erhalten. Ivlev et al. [108] bauten nach diesem Prinzip den REC-Aktuator (Rotary Actuator with Elastic Chambers) und entwickelten ein Baukastensystem für solche servopneumatischen Drehgelenke. Schulz [109] ordnete rotationssymmetrische Faltenbälge exzentrisch an einem Scharniergelenk an, um durch deren innendruckbedingte Entfaltung eine pneumatische Hand zu bewegen. Pylatiuk et al. [110] wendet dasselbe Funktionsprinzip anschließend für eine Ellbogenprothese an.

Da die Expansion dieser Drehgelenke durch Entfaltung geschieht, wird lediglich im Radienbereich eine Biegeflexibilität benötigt. Im Flankenbereich wird vor allem Zugfestigkeit gefordert, um möglichst hohen Betriebsdrücken standzuhalten und somit große Drehmomente zu erzeugen. Für die Werkstoffe dieser Expansionsstrukturen werden deswegen homogene Kunststoffe mit höheren Festigkeiten bevorzugt oder Weichelastomere mit Gewebeverstärkungen verwendet. Industrielle Bälge von Continental [111] oder Festo [112], die als Luftpolster zum Heben und Dämpfen von Lasten eingesetzt werden, verwenden in Anlehnung an Fahrzeugreifen vulkanisierte Elastomere mit Gewebeverstärkung. In den genannten REC-Aktuatoren [113] werden Polyurethanelemente, welche durch Hochfrequenzschweißen zusammengefügt sind, oder in einer Weiterentwicklung auch Abschnittselemente eines „Standard“-Feuerwehrschauches benutzt. Gaiser et al. [114] stellen zwei Wege zur Herstellung ihrer Faltenbälge dar. Einerseits ebenfalls hochfrequenzgeschweißte Polyurethanfolien und andererseits vulkanisierte Elastomere mit Aramid-Kurzfaserverstärkung. Darüber hinaus entstanden im Bereich der additiven Fertigung innerhalb der letzten Jahre weitere Möglichkeiten zur Herstellung von flexiblen pneumatischen Stellgliedern. So stellte die Materialise GmbH im Jahre 2013 mit TPU 92A ein flexibles thermoplastisches Polyurethan vor, welches mittels selektivem Kunststofflasersintern (SLS) hergestellt wird. Auf der Expo Milano 2015 wurde erstmals ein Greifer mit entfaltbarer Struktur aus diesem Material präsentiert [115].

Zur mathematischen Modellierung dieser entfaltbaren Strukturen lassen sich zwei Methoden aufzeigen, einerseits analytische Ansätze und andererseits Näherungsansätze basierend auf simulativen oder experimentell ermittelten Kenndaten. Bei geometrisch einfachen Körpern kann die Modellierung noch mit einem analytischen Ansatz erfolgen. Wilson [116] approximiert die axiale Längenänderung eines rotationssymmetrischen Faltenbalges, dargestellt in Bild 10. Diese wird beschrieben anhand der Faltenabschnittsbreite b und der Faltenanzahl n , multipliziert mit dem anliegenden Innendruck p und/oder der anliegenden Last F , geteilt durch die mittlere Querschnittsfläche sowie einer Variablen E , die die Änderung der Strukturgestalt und -steifigkeit während der Entfaltung beschreibt. Darüber hinaus kann eine Biegebewegung eines außermittigen Balges analytisch durch die Anwendung der Balkentheorie nach Bernoulli approximiert werden [116]. Dieser Ansatz führt jedoch aufgrund der Approximation der Strukturgestaltänderung sowie der oft nichtlinearen Materialsteifigkeit schon bei einfachsten Körpern zu erheblichen Abweichungen [117].

$$dl = \frac{4 \cdot b \cdot n}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot t \cdot E} \cdot F \quad (5)$$

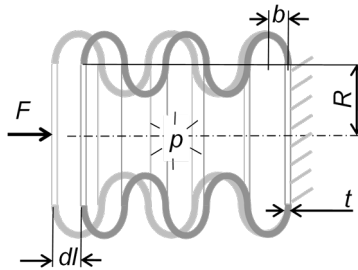


Bild 10: Grundsatzmodell eines rotationssymmetrischen Faltenbalges. Die Formel stammt aus [116].

Für dreidimensionale Strukturen ist eine analytische Modellierung nicht mehr zielführend und nur zur Grobauslegung geeignet. Die derzeitigen Möglichkeiten sind entweder eine Auslegung mit Hilfe der Finiten Elemente Methode oder die experimentelle Ermittlung des Stellwinkels sowie die Aufstellung von Näherungsgleichungen, die sich auf diese Daten stützen. Besonders hervorzuheben ist Böhm [118], der mittels der Finiten Elemente Methode diverse monolithische, fluidmechanische Gelenkelemente untersucht hat und auch Gaiser et al. [114], die FE-basierte Analysen zu den gewebeverstärkten Faltenbalgen durchgeführt haben und ergänzend den Näherungsansatz von Mihajlov et. al. [119] übernommen haben. Dieser Näherungsansatz wurde zur Modellierung der REC-Aktuatoren [119]

verwendet und entspricht einem Näherungspolynom dritter Ordnung mit den Variablen Drehwinkel φ und Druck p sowie fünf Konstanten $a_1 - a_5$, die basierend auf experimentellen oder simulierten Kennfeldern gefittet werden:

$$M(p, \varphi) = a_1 \cdot \varphi^3 + a_2 \cdot \varphi^2 + (a_3 \cdot p_2 + a_4) \cdot \varphi + a_5 \cdot p + p \quad (6)$$

In der gezeigten Näherungsgleichung werden die Hystereseeffekte aufgrund des viskoelastischen Materialverhaltens noch unterschlagen und lediglich der quasistatische Gleichgewichtszustand beschrieben. Zur Generierung eines dynamischen Modells wird in späteren Publikationen die Abweichung dieses Drehmomentwertes experimentell gemessen und nach einer Fallunterscheidung bezüglich der Bewegungsrichtung mit einem weiteren Polynom zweiter Ordnung addiert oder subtrahiert [120]. Auch Kargov et al. verwenden einen ähnlichen Näherungsansatz [121]:

$$M(p, \varphi) = a_1 \cdot \varphi^3 + a_2 \cdot \varphi^2 + a_3 \cdot \varphi + \left[\pi \cdot \left(\frac{d}{2} \right)^2 \cdot \left(\frac{d}{2} + e \right) - C_A \cdot \varphi \right] \cdot p \quad (7)$$

Diese Approximation enthält ebenfalls ein Polynom dritter Ordnung mit dem Drehwinkel φ als Variable, jedoch ergänzt mit einem Drehmoment abhängig vom Druck p , der mittleren Fläche und einem Hebelarm bestehend aus halbem Durchmesser und Exzentrizität e sowie einer Reduzierung dieses Momentes in Abhängigkeit einer Konstanten C_A , die anhand der Geometrie und des Materials experimentell bestimmt wird. Eine Berücksichtigung der Hysterese abhängig von der Bewegungsrichtung findet in diesem Ansatz nicht statt.

2.2.4 Umsetzungen bionischer Spinnengelenkantriebe

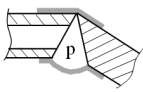
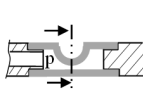
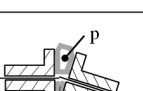

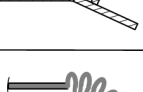
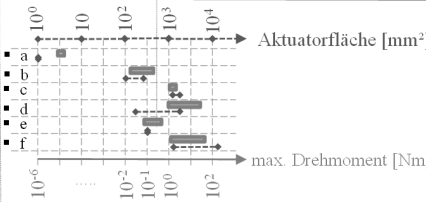
In Abschnitt 2.2.2 wurde eine Klassifizierung vorgenommen, um Roboter-gelenke eindeutig zuordnen zu können. Basierend auf dieser Eingrenzung werden in Tabelle 2 alle für die Gelenkentwicklung relevanten Robotikge-lenke, welche bewusst auf dem Spinnenbeinprinzip beruhen und diesem auch nach bionischer Definition [3] entsprechen, aufgeführt und miteinander verglichen [56].

Erste Veröffentlichungen zur bionischen Umsetzung des Funktionsprin-zips von Spinnenbeinen sowie Ideen für eine technische Anwendung erfolgten bereits 1996 durch Zentner (geborene Bohmann) [30]. Die erste bekannte, bewusst bionische Umsetzung eines fluidischen Drehgelenkes in Analogie zum Spinnenbein erfolgte jedoch erst 1998 durch Schwörer et

al. [103], dargestellt in Tabelle 2 a. Das Hauptaugenmerk dieser Forschung lag darauf, ein Stellglied für den Bereich der Mikroaktuatorik zu schaffen. Eine beispielhafte Anwendung als sensibles Operationswerkzeug besteht hierzu aus zwei Metallröhrchen, die mit einem PU-Mikroschlauch im Blasformverfahren verbunden werden. Der Durchmesser des Drehgelenkes beträgt 1 mm, erreicht bei 1 bar Innendruck einen maximalen Stellwinkel von rund 41° und kann ein maximales Drehmoment von $20 \mu\text{Nm}$ übertragen. Kurz darauf präsentierten auch Zentner et. al [122] ein technisches Spinnenbeingelenk in Form eines pneumatischen Greiffingers dargestellt in Tabelle 2 b: Das Silikonkautschukbauteil wird im Heißpressverfahren hergestellt und ist für Betriebsdrücke bis 0,3 bar dimensioniert. Beide Varianten (a und b) besitzen eine abgeflachte Rückseite, um eine Filmscharnierwirkung zu erzielen und somit eine Drehachse zu bilden.

Menon et. al [124] forschten an neuartigen Anwendungen für die Raumfahrt und versuchten hierfür diverse Wirkprinzipien von der Spinne abzuleiten. Unter anderem entwickelten sie basierend auf dem hydraulischen Streckprinzip den Smart Stick, siehe Tabelle 2 c. Hierzu wird ein flexibler Schlauch senkrecht zwischen steife Glieder gelegt, die jeweils mit einem Scharniergelenk verbunden sind. Bei bis zu 12 bar hydraulischem Innendruck werden mit diesem Prinzip Stellwinkel von bis zu 5° je Element erreicht [124]. In einer weiterführenden Konzeptidee wird ein geschlossenes System beschrieben, welches ähnlich der Spinne ein Fluidreservoir am Ende des Schlauches beinhaltet und durch Kompression dieses Tanks und der dadurch eingeleiteten Volumenverschiebung den mehrgliedrigen Aktor [124] ansteuert. Eine Umsetzung dieses Prinzips erfolgte nach bisherigen Erkenntnissen nicht. Schulz [125] entwickelte den ersten Spinnenbein-aktuator unter Verwendung von Faltenbalgelementen, vergleiche Tabelle 2 d. Diese Bälge werden außermittig an einem Scharnier angeordnet und können durch Aramidfaserverstärkung mit bis zu 10 bar Innendruck belastet werden. Ein 20 mm Aktuator erreicht in Ausgangsstellung bei 9 bar ein maximales Moment von zu 3 Nm [110]. Aufbauend auf Forschungen zum selektiven Kunststofflasersintern (SLS) [127] konstruierten Becker und Ondratschek eine pneumatische Spinne, deren monolithische Beine als Exoskelettglieder mit faltenbalgartigen Gelenkbereichen versehen sind und bei einem Innendruck von 4 bar betrieben werden [126].

Tabelle 2: Gegenüberstellung von bionischen Gelenkantrieben nach dem Spinnenbeinprinzip. Quellen: a [103], b [123], c [124], d [125];[110], e [126].

Quelle	Umgesetzte Bionische Aspekte					Abstraktion	Technischer Prototyp und Kenndaten	Anwendungsfeld					
	fluidische Streckung	Expansion durch Entfaltung	aktive Ansteuerung in beide Richtungen	Exoskeletter Struktur Aufbau	integrierte, aktive Biegung			Mikroaktuatorik	Operationsgeräte	Miniaktuatorik	Greifer	Raumfahrt	Orthesen und Prothesen
a Schwörer 1998	X	-	-	X	-		<u>Pneum. Mikrostellglied für medizinische Anwendungen</u> - ballonartig, PVC - O: 1 mm - Stellwinkelbereich: 40°						
b Zentner; Böhm 2002	X	-	(X)	X	-		<u>Pneumatischer Greiffinger</u> - ballonartig, Silikonkautschuk - 12x 12 mm (B x H) - Winkel: 90°						
c Menon; Lira 2006	X	-	X	-	-		<u>Hydraulische Stellglieder für die Raumfahrt</u> - Poly-Block-Amid-Schlauch - O: 1 mm; Je 94x17 mm (B x H) - Winkel: je 5°						
d Schulz 2004; Pylatuik 2009	X	X	(X)	-	-		<u>Pneumatisches Stellglied für Prothesen und Robotikgelenke</u> - Faltenbalg, EPDM, Faserverst. - O 11- 36 mm - Winkel: 90°						
e Becker 2011	X	X	-	X	-		<u>Pneumatisches Gelenk in einem Laufroboter</u> - Faltenbalg, Polyamid - O 20 mm - Winkel: ~60°						
													
						*fehlende Daten approximiert							

Im Juli 2017 erschien eine weitere Umsetzung eines bionischen Spinnenbein-gelenkes, dessen Gelenkbereich mit ineinanderschiebenden Hartschalen eingehaust ist und pneumatisch unter Druck gesetzt wurde. Eine Rückholung erfolgt über eine elektrogetriebene Seilrolle, die einen Rückstellmechanismus vorspannt, der bei Entriegelung schlagartig ausgelöst wird und deswegen auch als „flex-hold-release-mechanism“ bezeichnet wird [128]. Dieser elektropneumatische Schnappmechanismus wurde für die vorliegende Arbeit nicht mehr in Betracht gezogen, da die wissenschaftliche Ausarbeitung des vorgestellten Gelenkmechanismus bereits abgeschlossen und veröffentlicht war.

2.2.5 Materialverhalten flexibler Strukturelemente

Wie in Abschnitt 2.2.3 aufgezeigt, werden für relevante nachgiebig-fluidische Stellglieder weichelastische Werkstoffe, überwiegend vulkanisierte Elastomere oder Polyurethane benutzt. Teilweise werden diese Materialien durch Fasereinbringungen verstärkt, zum Teil auch in homogener Form verwendet. Allen ist jedoch gemeinsam, dass die Grundmatrix aus Polymeren mit elastomeren Eigenschaften besteht. Da diese Werkstoffe ein komplexes Materialverhalten aufweisen, sind spezifische Kenntnisse zur Materialauswahl, vor allem aber auch zur Materialcharakterisierung und -modellierung unerlässlich. Grundsätzlich ist dazu bei der Simulation von Weichkunststoffen zwischen zwei Arten von Materialmodellen zu unterscheiden. Einerseits hyperelastische Materialmodelle, welche das nichtlineare Spannungs-Dehnungsverhalten des Werkstoffs in idealisierter Form approximieren und keine zeitabhängigen Effekte widerspiegeln können. Andererseits viskoelastische Materialmodelle, die häufig auf hyperelastischen Grundmodellen basieren, jedoch durch ihre Erweiterungen auch charakteristische, zeitabhängige Materialeffekte abbilden können. Dementsprechend wird im folgenden Abschnitt zuerst auf die grundlegenden hyperelastischen Modellierungsansätze eingegangen. Nachfolgend werden relevante, charakteristische Materialeffekte, die über dieses idealisierte Verhalten hinausgehen, erläutert und, darauf aufbauend, viskoelastische Modellierungsansätze zur simulativen Berücksichtigung solcher Materialeigenschaften vorgestellt.

Hyperelastische Materialmodelle

Im Unterschied zu linear-elastischen Werkstoffen kann bei diesen Polymeren weder von einem konstanten Elastizitätsmodul, noch von einem gleichbleibenden Schubmodul ausgegangen werden. Die vorliegende Struktursteifigkeit muss deswegen abhängig von der vorangegangenen Materialdehnung ermittelt werden. Um die nichtlinearen Spannungs-Dehnungs-Zusammenhänge für die Berechnungen nach der Finiten Elemente Methode in idealisierter, inkompressibler und zeitunabhängiger Form zu beschreiben, werden hyperelastische Materialmodelle verwendet [129]. Da die elastomerartigen Werkstoffe in der Regel sehr hohe Deformationen erfahren, wird die Dehnung in diesen Modellen üblicherweise durch die Streckung oder den Verstreckgrad λ in einer Hauptrichtung i beschrieben, der durch das Verhältnis aktueller Länge L zur unbelasteten Länge L_0 definiert ist [130]:

$$\lambda_i = \frac{L_i}{L_{0i}} = \frac{L_{0i} + X_i}{L_{0i}} = 1 + \varepsilon_i \quad \text{mit } i = 1, 2, 3 \quad (8)$$

Um die Verzerrungen des Werkstoffs in den drei Hauptrichtungen ($i = 1, 2, 3$) zu beschreiben, wird der rechte, isochore Cauchy-Green-Tensor C aus den partiellen Ableitungen der Verschiebungen mit dem Deformationsgradienten F_{def} gebildet.

$$C = F_{def}^T \cdot F_{def} \quad \text{mit } F_{def} = \frac{\partial X_i}{\partial X_j} \quad \text{und } i = 1, 2, 3 \quad \text{folgt: } C = \begin{bmatrix} \lambda_1^2 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_2^2 & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_3^2 \end{bmatrix} \quad (9)$$

Das Verformungsverhalten eines finiten Elementes kann nun durch die Invarianten des rechten Cauchy-Green-Tensors C greifbar gemacht werden. Die Spur von C beschreibt die Streckung der Raumdiagonalen und wird als erste Invariante I_1 bezeichnet. Die zweite Invariante I_2 definiert die Oberflächenänderung und die dritte Invariante I_3 wird durch die Determinante von C gebildet, um die Volumenänderung auszudrücken [130]:

$$\begin{aligned} I_1 &= \text{Spur}(C) = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \\ I_2 &= \lambda_1^2 \cdot \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \cdot \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \cdot \lambda_1^2 \\ I_3 &= \det(C) = \lambda_1^2 \cdot \lambda_2^2 \cdot \lambda_3^2 = J^2 \end{aligned} \quad (10)$$

Die im betrachteten Element vorliegenden Spannungen ergeben sich mit dem zweiten Piola-Kirchhoffschen Spannungsvektor S , welcher aus der Differentiation der Dehnungsenergiefunktion W nach dem Cauchy-Green-Tensor C gebildet wird:

$$S = 2 \cdot \frac{W}{C} \quad (11)$$

Die Dehnungsänderungsenergiefunktionen lassen sich aufspalten in einen isochoren Anteil $W(I_1, I_2)$, der die Verzerrungen des Elementes wiedergibt und in einen volumetrischen Anteil $U(J)$, welcher die Kompressibilität des Elementes beschreibt [131]:

$$W(I_1, I_2, J) = W(I_1, I_2) + U(J) \quad (12)$$

Somit können die Cauchy-Spannungen auch wie folgt aus einem hydrostatischen Teil p_{hyd} , sowie einem deviatorischen Anteil zusammengesetzt und formuliert werden. Dies hat den Vorteil, dass für (nahezu) inkompressible Materialien der hydrostatische Anteil entfallen kann. [132]:

$$\sigma_i = \lambda_i \cdot \frac{\partial W}{\partial \lambda_i} + p_{hyd} \quad \text{mit } i = 1, 2, 3 \quad (13)$$

Entscheidend zur Bild des vorliegenden hyperelastischen Materialverhaltens ist die Dehnungsenergie oder Verzerrungsfunktion W . Mittlerweile sind eine Vielzahl von Funktionen zur Berechnung von W verfügbar. Als bekannteste und in kommerzieller FE-Software üblicherweise verfügbare Materialmodelle lassen sich das Neo-Hooke-, Money-Rivlin-, Odgen-, Blatz-Ko-, Arruda-Boyce- und das Yeoh-Modell benennen. Innerhalb ihres Bestimmungsbereichs liefern all diese Modelle vernünftige Ergebnisse. Da sie jedoch mit Testdaten verschiedener Polymere in verschiedenen Belastungsfällen formuliert wurden, erfolgt die Auswahl des passenden Modellansatzes abhängig von diversen Kriterien [133]:

- dem Typ des Polymers oder Elastomers,
- dem erwarteten Dehnungsbereich im Anwendungsfall,
- sowie den vorliegenden experimentellen Testdaten zur Parameterkalibrierung.

Die meisten der Materialformulierungen sind phänomenologisch aufgebaut und basieren auf mehreren Invarianten, des rechten Cauchy-Green-Tensors [129], beispielsweise Mooney-Rivlin Ansätze auf I_1, I_2 ; Blatz-Ko auf I_2, I_3 und Odgen auf I_1, I_2, I_3 [131]. Da einachsige Zugversuche jedoch nur die erste Invariante I_1 direkt erfassen können, werden je nach Belastungsfall und gewähltem Modellansatz weitere experimentelle Versuche, vor allem biaxiale Zugprüfungen, im Bulk- oder Kreuzzugverfahren, oder Pure-Shear-Versuche empfohlen. Das Arruda-Boyce-Modell, sowie das Yeoh-Modell besitzen die Besonderheit, dass diese Dehnungsenergieformulierungen nur auf der ersten Invariante I_1 basieren.

Die Yeoh-Formulierung verwendet die erste Invariante I_1 in einem kubischen Ansatz, bei dem für vulkanisierte Elastomere gezeigt werden konnte, dass mit diesem Modell verschiedene Deformationszustände, auf uniaxialen Testdaten basierend gleichermaßen gut abbildbar sind und die experimentelle Ermittlung von I_2 und I_3 damit nicht notwendig ist [134]:

$$W = \sum_{i=1}^3 c_{i0} \cdot (I_1 - 3)^i + \sum_{i=1}^3 \frac{1}{d_{ci}} \cdot (J - 1)^{2i} \quad (14)$$

Das Arruda-Boyce-Modell beruht auf statistischer Mechanik und verwendet ebenfalls nur die erste Invariante I_1 . Die mikromechanische Modellvorstellung geht dabei von Federsteifigkeiten aus, die vom Zentrum eines Elementes zu jedem Eckpunkt verlaufen. Da ein Würfelement somit durch acht Federn charakterisiert ist, wird diese Formulierung in der Literatur auch als das Eight-Chain-Modell [135] bezeichnet. Die statistisch formulierte Verzerrungsenergiefunktion erlaubt es, mehrdimensionale Verformungszustände basierend auf uniaxialen Testdaten adäquat abzubilden. [136]

Arruda und Boyce definieren die Dehnungsenergiefunktion W mit:

$$W = \mu \cdot \sum_{i=1}^5 \frac{C_i}{\lambda_L^{2-2i}} \cdot (I_1^i - 3^i) + \frac{1}{d_c} \cdot \left(\frac{J^2 - 1}{2} - \ln J \right) \quad (15)$$

mit Konstanten $C_1 = \frac{1}{2}, C_2 = \frac{1}{20}, C_3 = \frac{11}{1050}, C_4 = \frac{19}{7050}, C_5 = \frac{519}{673750}$

Ähnlich zu dem Yeoh-Modell entspricht d_c einem Parameter zur Definition der Kompressibilität, μ einen anfänglichen Wert für das Schubmodul und λ_L auch „Limiting Strain“ genannt, kennzeichnet einen statistischen Wert, ab dem die Polymerketten voll gestreckt sind und die Spannungen exponentiell ansteigen. [136]

Da hyperelastische Modelle allgemein einfach zu kalibrieren, in kommerzieller FE-Software üblicherweise direkt verfügbar und hinsichtlich des numerischen bzw. zeitlichen Berechnungsaufwandes effektiv sind, finden sie rege Anwendung in der Auslegung von Gummi- und Elastomerbauteilen. Allerdings wird mit diesen Modellen immer ein idealisiertes Materialverhalten angenommen, welches Effekte wie beispielsweise das viskoelastische Werkstoffverhalten und die damit verbundene geschwindigkeitsabhängige Hysterese bei zyklischen Belastungen nicht mit einbezieht. [135]

Charakteristik der (Polyurethan-) Elastomere

Da das zeitabhängige Verhalten des Werkstoffs jedoch Auswirkungen auf die spätere Regelung des Gelenkaktuators sowie auf die experimentelle Überprüfung der Berechnungsansätze hat, ist die Berücksichtigung dieser Effekte durchaus von Interesse. Zum besseren Verständnis wird hierzu kurz

auf den materialseitigen Aufbau und auf charakteristische Effekte eingegangen. Der größte Anteil industrieller Elastomere wird durch Vulkanisation hergestellt. Während dieses Prozesses gehen Polymerketten von kautschukbasierten Grundwerkstoffen chemische Bindungen an Vernetzungspunkten ein, wodurch ein Netzwerk von Polymerketten mit weichelastischen Eigenschaften entsteht. Werden während des Vulkanisationsprozesses Füllstoffe hinzugegeben, so können mechanische Eigenschaften des Elastomers verändert werden. [137]

Polyurethanelastomere besitzen ähnliche mechanische Eigenschaften, werden jedoch durch weniger zeit- und temperaturintensive Polyaddition in ihrer Grundform im Gießverfahren hergestellt. Heutzutage existiert eine Vielzahl an Polyurethanvariationen. Typischerweise bestehen Polyurethan-Elastomere jedoch aus drei Basiskomponenten [138]:

- „Polyol“ langkettige Polyether- oder Polyesterhydroxylgruppen
- „Härter“ Diisocyanat
- „Extender“ Butandiol, Glykol, Diamin oder Wasser

Durch Polyaddition der mehrgliedrigen Hydroxylgruppen (-OH), im allgemeinen Polyole genannt, mit den Isocyanatgruppen (-N=C=O) entstehen die typischen Urethanstrukturelemente [139]. Ihr Aufbau kennzeichnet sich durch eine Struktur von Ketten, jeweils bestehend aus zwei alternierenden Segmenttypen. Einerseits aus den flexiblen Polyether- oder Polyesterketten, die die Weichsegmente darstellen, und andererseits aus Hartsegmenten, die sich aufgrund der Reaktion des Diisocyanats mit dem Extender, auch als Kettenverlängerer bezeichnet, bilden [139]. Die gummielastische Polyurethanstruktur entsteht, indem Hartsegmente verschiedener weicher Polymerketten Wasserstoffbrückenbindungen eingehen und kristallähnliche, harte Domänen bilden. Diese sind in der Matrix der Weichsegmente verteilt und verbinden die flexiblen Ketten [140]. Diese Copolymergestalt aus harten und weichen Segmenten verleiht dem Polyurethan ein gummielastisches Netzwerk, welches gegenüber Naturkautschuk bei ähnlicher Flexibilität eine höhere Reißfestigkeit und Abrasionsbeständigkeit aufweist [141].

Spannungserweichung

Sowohl bei gefüllten, vulkanisierten Elastomeren, als auch bei Polyurethanen (PU/ PUR) und thermoplastischen Polyurethanen (TPU) zeigt sich im Spannungs-Dehnungs-Verlauf ein zeitabhängiges Materialverhalten, welches starke Hystereseeffekte abhängig von der Belastungsrichtung

hervorrufen, sowie eine Erweichung des Materials abhängig von der größten aufgetretenen Belastung. Qi und Boyce [142] beschreiben diese Spannungserweichung mit folgenden charakteristischen Merkmalen, illustriert in Bild 11:

- Bei der ersten Belastung besitzt das Material die größte Steifigkeit.
- In den Folgebelastungen stabilisiert sich das nun weichere Spannungs-Dehnungs-Verhalten. Je größer die Dehnung bei der höchsten Belastung, desto weicher ist das stabilisierte Verhalten.
- Die Entlastungskurve einer gewissen Erstbelastung entspricht den Entlastungskurven der Folgebelastungen, solange die bisherige Maximaldehnung nicht überschritten wird. Auch die plastische Dehnung nach der höchsten Belastung ist vergleichbar mit der bleibenden Restdehnung nach den Folgebelastungen.
- Wird die bisher größte Materialdehnung überschritten, so gliedert sich der Spannungs-Dehnungs-Verlauf nach der Überschreitung des Maximums in den Verlauf der Belastungskurve des ersten Zyklus ein.

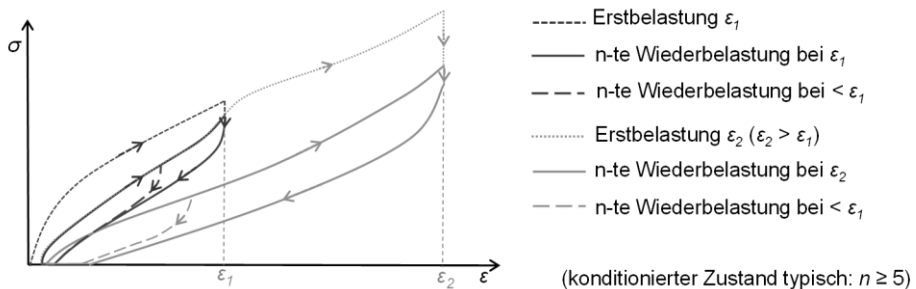


Bild 11: Schematische Darstellung der Spannungserweichung bei verschiedenen Maximalbelastungen.

Der Effekt des enormen Steifigkeitsabfalls nach der ersten Belastung ist auf das Aufreißen von Verbindungsstellen aufgrund des Zusammenwirkens von Polymerketten und Füllstoffen bei Belastung zurückzuführen. Dies ist bereits aus frühen Untersuchungen an vulkanisierten, gefüllten Elastomeren unter dem Namen „Mullins-Effekt“ bekannt. Diani et al. beschrieben verschiedene Theorien zu diesem Effekt [143]. Bei Polyurethanen tritt diese Spannungserweichung in ähnlicher Form auf und lässt sich mit Hilfe einer schematischen Darstellung der molekularen Struktur, siehe Bild 12, erklären.

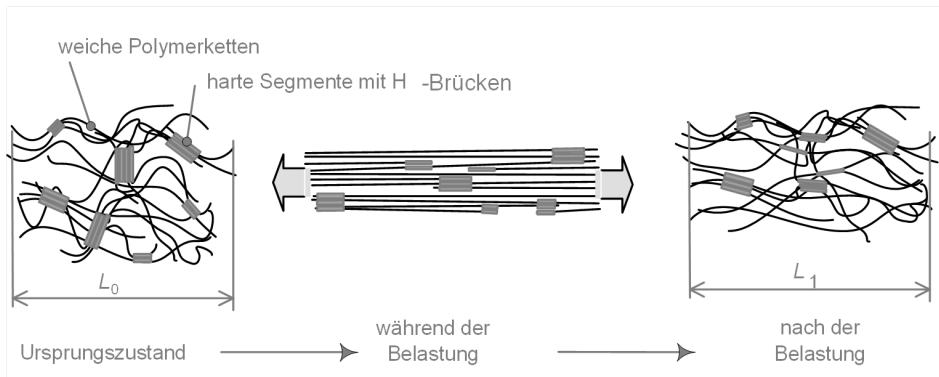


Bild 12: Schematische Darstellung der molekularen Struktur von Polyurethan Elastomeren vor und nach einer Belastung.

Bei Materialdehnung werden die weichen Polymerketten ausgerichtet und gestreckt, die harten Domänen verhindern hierbei ein Abgleiten der Weichketten. Nach Überschreiten der bisherigen Maximaldehnung brechen dehnungsbegrenzende Hartdomänen unter der anliegenden Last auf und richten sich in Spannungsrichtung aus, um sich der weiteren Deformation des Materials zu fügen. Indem sich aufgebrochene Domänen teilweise wieder mit anderen Hartdomänen verbinden oder neuorientieren, entsteht ein Strukturnetzwerk, welches der anliegenden Dehnung angepasst ist. Bei Entlastung nimmt das Netzwerk wieder die energetisch günstigste Gestalt an, wobei die Neustruktur bis auf Änderungen in der Orientierung von Domänen und Ketten zum Großteil erhalten bleibt. Diese neue, dehnungsoptimierte Struktur ist ausschlaggebend für die bleibende Deformation nach der höchsten Belastung. Die Neubildung des Strukturaufbaus stabilisiert sich nach einigen Belastungszyklen bei einer gewissen Dehnungsamplitude. Dieser Zustand wird als vorkonditioniert bezeichnet. [140]

Um bei Materialprüfungen die im Betrieb zu erwartenden Eigenschaften des Werkstoffs zu ermitteln, müssen die Materialproben entsprechend eingespielt werden. DIN EN ISO 53535 zur dynamischen Prüfung von Elastomeren [144] empfiehlt hierzu mindestens drei Zyklen zur Konditionierung. Bergström [135] spricht von drei bis fünf Zyklen zur Konditionierung von Polyurethan vor dynamischen Messungen und Diani et al. [143] empfehlen bis zu zehn zyklische Belastungen, bis die Materialerweichung stagniert. Nach Qi und Boyce [142] tritt die Stabilisierung bei thermoplastischen Polyurethanen typischerweise nach vier Zyklen auf. Darüber hinaus zeigen sie, dass mehr als die Hälfte der Spannungsrelaxation bereits zwischen zwei und fünf Sekunden geschieht und wählen jeweils 60 Sekunden Haltezeit nach Be- und Entlastung, um die verbleibende Spannungsrelaxation zu

vernachlässigen. Yi et al. [145] verwenden zur Konditionierung ihres Polyurethans eine Haltezeit von 180 Sekunden zwischen den Zyklen. Dabei wurde festgehalten, dass nach diesen drei Minuten immer noch eine geringe Dehnungsrückbildung stattfindet. Dieser Effekt ist noch bis zu etwa einer Stunde nach der Belastung messtechnisch erfassbar, auch wenn der Unterschied nach kurzer Zeit schon vernachlässigbar klein ist. Allgemein lässt sich der Literatur entnehmen, dass im Zweifelsfall für jedes Material die notwendige Anzahl und Art der Konditionierungen selbst zu bestimmen ist. Im Speziellen gilt zu beachten, dass bei zyklischen Belastungen von Polyurethanelastomeren lediglich eine Stabilisierung des Materialverhaltens nach den ersten Zyklen zu erwarten ist [145]. Bei weiteren Zyklen findet in geringem Maße ein kontinuierliches Aufbrechen, sowie eine Neubildung und Umorientierung der Domänen statt [140].

Viskoelastisches Verhalten

Bei allen Kunststoffen, mit Ausnahme von stark vernetzten Harzen, treten abhängig von der Dehnungsgeschwindigkeit verschiedene Materialspannungen auf. Darüber hinaus ist bei gleicher, anliegender Spannung ein entscheidender Dehnungsunterschied zwischen Be- und Entlastungskurve zu erkennen. Liegt an dem Werkstoff eine sich zeitlich ändernde, externe Belastung an, so kann das Material dieser Belastung nicht sofort folgen. Bei Spannungsrampen oder -stufen verzögert sich die Dehnungsänderung, bei extern erzeugten Dehnungssprüngen oder -rampen übersteuert dementsprechend die auftretende Spannung, vergleiche Bild 13. [146]

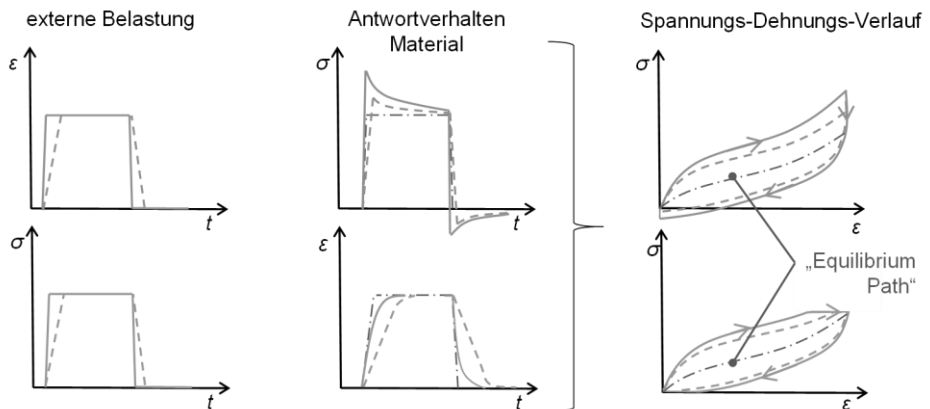


Bild 13: Schematische Darstellung des viskoelastischen Deformationsverhaltens von Polymeren.

Bei PU ist dieser Effekt ebenfalls auf das makromolekulare Verhalten von Weich- und Hartdomänen zurückzuführen. Unter anliegender Last dehnen sich einerseits die weichen Polymerketten, während andererseits eine Neuorientierung, Deformationen und teilweise Neubildung der Hartdomänen stattfindet [140]. Die Deformation der amorphen Weichkettenstruktur führt zu einer zeitunabhängigen Entropieänderung des Polymernetzwerks und entspricht dem quasistatischen Gleichgewichtszustand des Materials unter Last, auch „Equilibrium Path“ [147] oder „equilibrated“ [138] genannt. Die zeitliche Abweichung von diesem Zustand ist bei Polyurethanen auf die miteinhergehenden Abläufe der Hartdomänen und die entsprechenden Änderungen deren innerer Energie zurückzuführen. Diese Ausrichtungs- und Deformationsvorgänge klingen mit der Zeit ab, so dass die Abweichung nach entsprechender Haltedauer verschwindet und sich der Gleichgewichtszustand einstellt. [142]

Allgemein gilt, je höher die Belastungsgeschwindigkeit, desto größer die Abweichung vom quasistatischen Zustand. Bei einem Einsatz weichelastischer Kunststoffe als flexible Struktur-elemente in Robotergelenken wird für technisch relevante Belastungsgeschwindigkeiten immer Hysterese auftreten, da das Gleichgewichtsverhalten nur bei enorm langsamen Geschwindigkeiten erreicht wird. In [138] zeigte sich dieser Zustand für Polyurethan erst bei einer Dehnungsänderung von $10 \mu\text{m/s}$ an einem Zugstab nach ISO 527 [148] ($L_0 = 20\text{mm}$) bei Dehnungen bis 90%.

Viskoelastische Materialmodelle

Bei Berechnungen mit der Finiten Elemente Methode ist die Berücksichtigung des viskoelastischen Materialverhaltens vor allem bei Kunststoffen, die dynamisch belastet werden, interessant. Dazu wurden verschiedene elementare, rheologische Grundtypen entwickelt, wobei einerseits das Maxwell-Modell und andererseits das Kelvin-Vogt-Modell besonders hervorzuheben sind. Beide Ansätze verwenden neben der bisher berücksichtigten Federsteifigkeit, welche dem Verlauf der Spannungs-Dehnungs-Kennlinie des Werkstoffs entspricht, nun auch einen Dämpfungsanteil, der mathematisch an das viskose Verhalten eines newtonschen Fluids angelehnt ist. Bei Kelvin-Vogt sind hierzu Feder und Dämpfer parallel angeordnet, während der Maxwell-Ansatz von einer Reihenschaltung von Federsteifigkeit und viskoser Dämpfung ausgeht. [149]

Diese Grundtypen können das komplexe Verhalten eines weichen Kunststoffes nur begrenzt abbilden. Eine detaillierte Approximation des viskoelastischen Gesamtverhaltens kann jedoch durch eine Verschaltung mehrerer solcher Grundelemente erreicht werden [150]. In der kommerziellen FE-Software ANSYS ist dies in Form der Prony-Reihe – auch generalisiertes Maxwell-Modell [146] genannt – bereits implementiert und ist durch die Aufsummierung von Maxwell-Elementen für verschiedene Relaxationszeiten definiert [133].

Bergström und Boyce entwickelten einen alternativen Ansatz. Sie griffen das bereits erwähnte Eight-Chain-Modell auf und erweiterten dieses hyperelastische Modell, um damit das viskoelastische Verhalten von Elastomeren nachzubilden [151]. Die schematische Darstellung in Bild 14 dient zur Veranschaulichung deren viskoelastischer Modellvorstellung:

Wie bereits erwähnt, werden die dynamischen Effekte bei enorm langsamen Dehnungsänderungen soweit abklingen, dass eine Hysterese zwischen Be- und Entlastungskurve nicht mehr festzustellen ist. Dieser mittig liegende Equilibrium Path (Strich-Punkt-Linie) wird entsprechend dem bisherigen hyperelastischen Eight-Chain-Modell durch eine Steifigkeitsfunktion A_{BB} beschrieben, welche durch ein Federelement symbolisiert wird. Treten dynamische Belastungen auf, so wird das Verhalten des Werkstoffs aufgrund des viskosen Anteils zeitlich vom beschriebenen Gleichgewichtszustand abweichen. Diese Abweichungen vom quasistatischen Zustand werden durch ein parallel angeordnetes, serielles Feder-Dämpfer-Netzwerk B_{BB} beschrieben. [147]

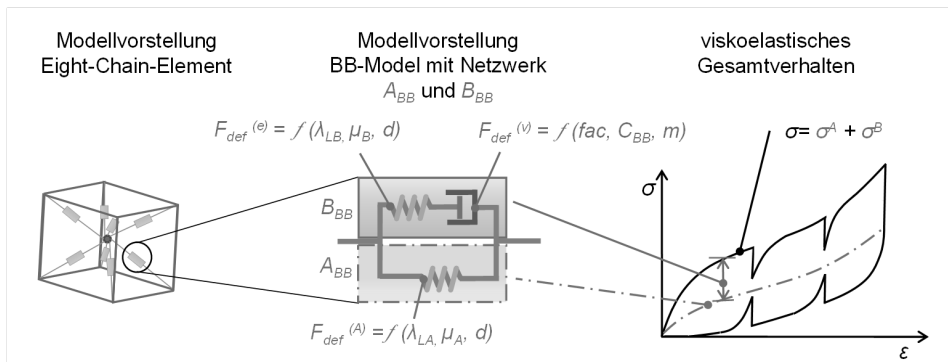


Bild 14: Funktionsprinzip des BB-Modells. Darstellung der Modellvorstellungen in Anlehnung an [152], Darstellung des Gesamtverhaltens in Anlehnung an [142].

Durch diese Parallelanordnung werden sowohl im Anteil A_{BB} , als auch in Anteil B_{BB} zu jedem Zeitpunkt die gleichen Deformationen auftreten. Der Gesamtdeformationszustand F_{def}^{ges} kann also gleichgesetzt werden mit dem Deformationszustand F_{def}^A und F_{def}^B . Da es sich bei dem zusätzlichen Netzwerk B_{BB} jedoch um ein serielles Feder-Dämpfersystem handelt, wird dessen Deformation F_{def}^B aus dem Produkt eines elastischen Deformationsanteils $F_{def}^{(e)}$ und eines viskosen Deformationsanteils $F_{def}^{(v)}$ berechnet. Die Summe der Matrizen beider Netzwerke ergibt die Gesamtspannungsmatrix. Mathematisch können diese allgemeinen Zusammenhänge [153] wie folgt dargestellt werden:

$$F_{def}^{(ges)} = F_{def}^{(A)} = F_{def}^{(B)} \text{ mit } F_{def}^{(B)} = F_{def}^{(e)} \cdot F_{def}^{(v)} \quad (16)$$

und $\sigma = \sigma^A + \sigma^B$

Da es sich in diesem Fall um einen Erweiterungssatz des vorgestellten Arruda-Boyce- bzw. EC-Modells handelt, werden die Federanteile der Netzwerke A_{BB} und B_{BB} nach ähnlicher Methode definiert. Dementsprechend kennzeichnet d die Kompressibilität des Werkstoffs, μ_A einen anfänglichen Wert zur Beschreibung des Schubmoduls von Netzwerk A_{BB} und λ_{LA} dessen begrenzende Kettenstreckung. Analog dazu beziehen sich μ_B und λ_{LB} auf das Netzwerk B_{BB} . Um den Einfluss des viskoplastischen Verhaltens von Dämpfungsnetzwerk B_{BB} zu skalieren, wird ein Vorfaktor fac gewählt. Da das dehnungsabhängige Kriechen, sowie die Spannungsrelaxation vom jeweiligen Belastungszustand des Materials abhängen, sind zwei weitere Konstanten C_ϵ und m notwendig. C_ϵ stellt einen Exponenten zur Approximationsfunktion des dehnungsabhängigen Fließens dar und bei m handelt es sich um einen Exponenten für die spannungsabhängige Approximation des viskosen Verhaltens. [154]

Das Bergström-Boyce-Modell, im Folgenden auch BB-Modell genannt, besitzt die Eigenschaft, auch mehrachsige Beanspruchungszustände, basierend auf uniaxialen Messdaten, gut abzubilden. Bei alternativen Ansätzen, beispielsweise dem Prony-Ansatz, sind mehrere parallele Feder-Dämpfer-Netzwerke notwendig, um das viskoelastische Gesamtverhalten adäquat abzubilden. Das Bergström-Boyce-Modell hat im Gegensatz zum Prony-Ansatz eine nichtlineare Formulierung der viskosen Erweiterung mit den entsprechenden Exponenten C_ϵ und m und kann deswegen auf weitere Parallelnetzwerke verzichten. Dennoch können Effekte wie das Dehnungskriechen, die Spannungsrelaxation, die Abhängigkeiten der Dehnungsgeschwindigkeiten und die Hysterese beziehungsweise die Energiedissipationen bei zyklischen Belastungen adäquat abgebildet werden. [152]

Ansätze zur modellbasierten Berücksichtigung des Mullins Effektes

Neben den viskoelastischen Materialmodellen existieren auch Ansätze zur Approximation der Spannungserweichung von Kunststoffen, dargestellt in Bild 11. Diese bauen im Wesentlichen auf zwei Grundmodellen auf: Das Odgen-Roxburgh-Modell [155] berücksichtigt den Mullins-Effekt über eine Energiefunktion. Dabei wird die nötige Deformationsarbeit für eine bestimmte Verformung über eine freie Energiefunktion - beschrieben durch drei Parameter r_{OR} , m_{OR} und β_{OR} - abhängig von der bisher höchsten Deformation des Elementes reduziert und somit die Materialsteifigkeit je nach lokaler Vorbelastung elementweise anpasst [155]. Der Qi-Boyce-Mullins-Ansatz [156] hingegen arbeitet mit einer Schädigungsfunktion, basierend auf einer mikromechanischen Modellvorstellung, mit vier Parametern.

Beide Mullins-Ansätze sind so aufgebaut, dass sie bei hyperelastischen Modellen ergänzend hinzugefügt werden können. Darüber hinaus erschienen in den letzten Jahren eine Vielzahl an Abwandlungen und Erweiterungen der Mullins-Modellierung, die phänomenologisch, makromolekular oder physikalisch aufgebaut sind [143]. In den meisten kommerziellen Berechnungsprogrammen ist jedoch nur die Odgen-Roxburgh-Erweiterung nutzbar [135] beziehungsweise als Mullins-Effekt implementiert.

Materialmodellierungen, die den Mullins-Effekt mit viskoelastischen Ansätzen kombinieren, sind Gegenstand aktueller Forschungen und in kommerzieller FE-Software nur bedingt verfügbar oder schwer kalibrierbar [157]. So beinhaltet die Erweiterung des BB-Modells um den Odgen-Roxburgh Ansatz zum Bergström-Boyce-Mullins Ansatz 14 Parameter und benötigt externe Software, beispielsweise MCalibration, um diese Parameter iterativ zu ermitteln. Weitere aktuelle Forschungen sind bestrebt, Methoden zur optimalen Parametergenerierung für bestehende Modelle zu finden, um somit die tatsächliche Steifigkeit mehrdimensional belasteter Elastomerbauteile genauer zu berechnen. Dalrymple et. al [158] beschreibt dazu eine Methodik zur Parameterkalibrierung eines Yeoh-Modells in Kombination mit einer Mullins-Erweiterung über den Odgen-Roxburgh-Ansatz.

2.3 Fazit und Forschungsbedarf

Der Stand der Technik zeigt, dass das Interesse und der Bedarf an Robotikantrieben mit natürlicher Nachgiebigkeit stetig zunehmen. Durch ihre inhärente Flexibilität erfüllen nachgiebige Roboter wichtige Sicherheitsanforderungen im Bereich der Mensch-Maschine-Interaktion. Auch bei Laufmaschinen hilft die Elastizität nachgiebiger Stellglieder, um ein Abfedern der Aufstandskräfte während der Fortbewegung zu ermöglichen und somit einen flüssigen Bewegungsablauf sowie eine Langlebigkeit der Gelenkantriebe zu gewährleisten.

Bionisch inspirierte Stellglieder versprechen hier großes Potential und sind Schwerpunkt der aktuellen Roboterforschung. Ein ideales biologisches Vorbild für Robotergelenke ist das Spinnenbein. Es vereint Leichtbau und Grazilität mit kraftvoller Aktuatorik, natürlicher Nachgiebigkeit und Energieeffizienz. Der Einsatz dieses Funktionsmechanismus ist daher prädestiniert für Manipulations- und Lokomotionsaufgaben.

Die eingehende Recherche des Spinnenbeins verdeutlicht, dass die biologische Forschung derzeit noch weit davon entfernt ist, die dynamischen Abläufe im Spinnenbein detailliert zu verstehen. Aktuelle biomechanische Untersuchungen kommen zu dem Schluss, dass die Effektivität des Spinnenbeinmechanismus weder alleine in der hydraulischen Streckung, noch ausschließlich in der starken muskulären Beugung liegt. Die Stärke des Spinnenbeinmechanismus ist im Zusammenwirken von hydraulischer Streckung mit aktiver, muskelbetätigter Beugung als Gesamtsystem nach dem Gegenspielerprinzip begründet.

Der Stand der technischen Umsetzungen von Gelenkantrieben zeigt auf, dass sich sämtliche derzeit existierende bionische Aktuatoren nach dem Spinnenbeinmechanismus lediglich auf die fluidische Gelenkstreckung als aktives Element konzentrieren. Die Integration eines aktiven, antagonistischen Gegenspielers, welcher nach heutiger biologischer Forschung das Spinnenbeinprinzip ausmacht, konnte allerdings bisher noch nicht in die Technik transferiert werden. Ein ganzheitlicher, bionischer Transfer des Spinnenbeinmechanismus ist damit noch nicht erfolgt. Demzufolge entsprechen die bestehenden Systeme nur unzureichend dem biologischen Vorbild der Spinne.

3 Zielsetzung und Lösungsweg

Die zusammenfassende Analyse des aktuellen Standes der Forschung und Technik zeigt, dass das antagonistische Prinzip des Spinnenbeines großes Potential für nachgiebige Robotikgelenke verspricht. Jedoch konnte dieses Gegenspielerprinzip bisher noch nicht in die Technik übersetzt werden. Daher lautet das Ziel der vorliegenden Arbeit, zu untersuchen, wie das Gelenkantriebsprinzip nach dem Vorbild der Spinnenbeine mit bionischer Vorgehensweise grundlegend in die Technik transferiert und dort für Robotikantriebe allgemein nutzbar gemacht werden kann. Der Prozess zur wissenschaftlichen Erarbeitung und Lösung dieser Forschungsfrage ist in Bild 15 schematisch anhand eines Flussdiagrammes illustriert.

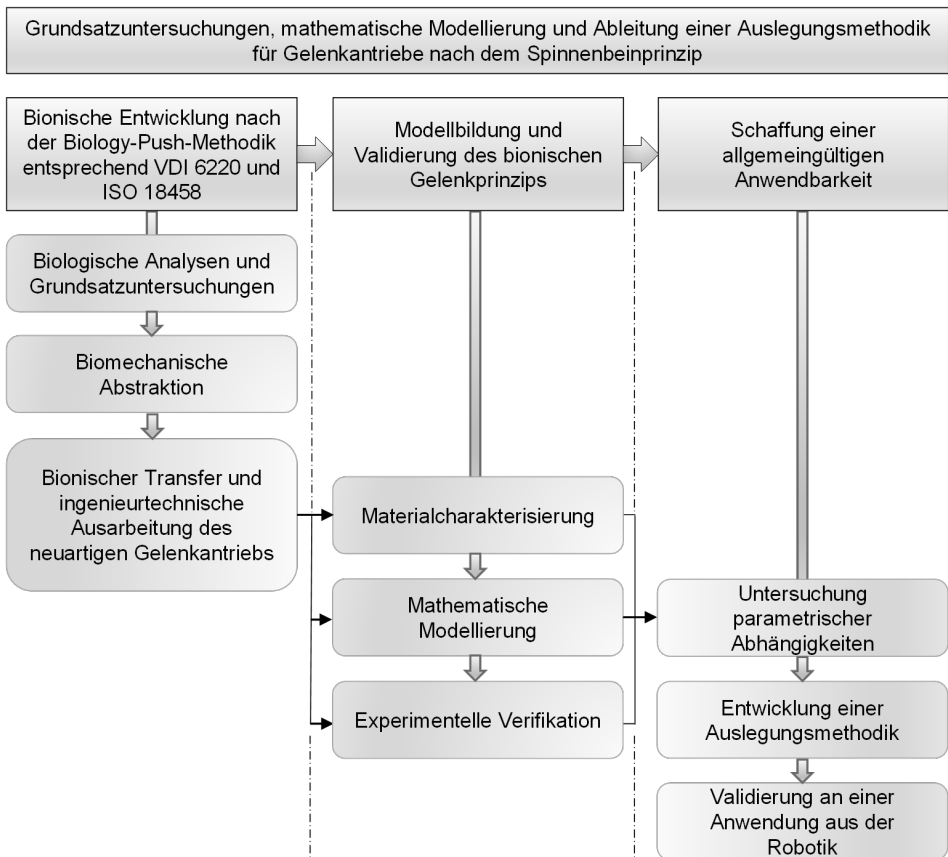


Bild 15: Schematische Darstellung des Vorgehens zur Erarbeitung der Forschungsfrage.

Das ganzheitliche Prinzip des Gelenkmechanismus von Spinnenbeinen wurde noch nie technisch umgesetzt. Dies bildet die Basis zur Erarbeitung der Forschungsfrage. Das methodische Vorgehen zur Entwicklung des neuartigen, bionischen Gelenkantriebs soll dabei im Einklang mit dem Biology-Push-Prinzip in Anlehnung an die VDI-Richtlinie 6220 [3] und die ISO-Norm 18458 [159] erfolgen. Neben den dort beschriebenen, kennzeichnenden Grundschritten einer bionischen Neuentwicklung, bestehend aus Analyse und funktioneller Abstraktion des biologischen Vorbilds, sowie dem Transfer in Form eines Prototyps, wird auch die ingenieurtechnische Ausarbeitung des Gelenkantriebs angestrebt, um einen späteren Einsatz in der Robotik zu gewährleisten. Die Analyse des Wirkprinzips wird in Kooperation mit Fachexperten aus der Biologie durchgeführt, um Details, die in der verfügbaren Literatur nicht ersichtlich sind, aufzudecken. Nachdem das biologische Funktionsprinzip verstanden ist, wird eine biomechanische Abstraktion vorgenommen, indem die Funktionen, die bei der Spinne für die Lokomotion verantwortlich sind, gedanklich separiert werden. Anschließend wird dieser Mechanismus als funktioneller Prototyp in die Technik transferiert, um damit das Spinnenbein als bionischen Gelenkantrieb umzusetzen. Entsprechend der recherchierten Einsatzfelder im Bereich der Manipulations- und Lokomotionsroboter wird der Funktionsprototyp abschließend hinsichtlich technischer Randbedingungen weiterentwickelt. Zu Demonstrationszwecken soll der Gelenkantrieb in einem Laufroboter einsetzbar sein.

Das Gelenkverhalten dieses neuartigen Mechanismus ist zu analysieren, um die physikalischen Abhängigkeiten und Systemgrenzen zu evaluieren. Hierzu wird ein mathematisches Berechnungsmodell des Aktuators erstellt, welches aus der Modellbildung von Streckverhalten in Kombination mit dem Beugeverhalten resultiert. Das nichtlineare und zeitabhängige Verhalten nachgiebiger Materialien erfordert eine simulative Auslegung mit der Finiten-Elemente-Methode. Dazu sind die Werkstoffe für die flexible Gelenkmembran zu charakterisieren. Nach einer Evaluation der grundsätzlichen Aussagefähigkeit der gewählten Materialmodelle können Simulationen durchgeführt werden, um das Strecken des Gelenkantriebs abzubilden. Weiterhin erfolgt die mathematische Beschreibung der Aktuatoren zur Ausführung der Gelenkbeugung. Parallel dazu werden geeignete Prüfstände entwickelt, um das Verhalten der Einzelstellglieder sowie die resultierenden Bewegungen messtechnisch zu erfassen. Nach der Verifikation der Berechnungsansätze beider antagonistischen Anteile erfolgt die Ausarbeitung eines analytischen Modells zur Abbildung des gesamten technischen Spinnenbeingelenkes. Mit der experimentellen Validierung

der mathematischen Beschreibungen des Gelenkantriebs wird die Richtigkeit und Aussagefähigkeit des Berechnungsmodells bewertet und davon Prozessfenster für den Betrieb abgeleitet.

Um diese neuartigen Stellglieder allgemein nutzbar zu machen und damit eine Grundlage für den Entwurf und Betrieb von Robotern mit bionischen Spinnenbeintrieben für verschiedenste Lastfälle zu gewährleisten, wird eine Auslegungsmethodik geschaffen. Zur Entwicklung dieser Auslegungsmethodik werden zuerst die entscheidenden Parameter für eine Anpassung des Gelenkantriebs an diverse Anwendungsfälle mittels einer Signifikanzanalyse ausfindig gemacht und Abhängigkeiten festgelegt. Im Anschluss dazu wird ein sequentielles Vorgehen zur Dimensionierung der bionischen Spinnenbeingelenke abgeleitet und anhand eines Ablaufdiagrammes erläutert. Die Validierung dieses Vorgehens zur Auslegung sowie dem darin beinhalteten Berechnungsmodell erfolgt anhand einer Umsetzung in einer Roboteranwendung und einem experimentellen Funktionsnachweis.

4 Versuchseinrichtungen

Um die durchgeführten Versuche besser bewerten und nachvollziehen zu können, werden in diesem Kapitel die benutzten Versuchseinrichtungen, sowie die verwendete Software vorgestellt. Auf eigens entwickelte Prüfstände zur Evaluierung der mathematischen Berechnungen beziehungsweise der Simulationsergebnisse wird in Kapitel 6 kontextbezogen eingegangen.

4.1 Zugprüfmaschine

Zur Ermittlung des Materialverhaltens, insbesondere der elastomerartigen Werkstoffe der flexiblen Gelenkmembran, wird die Tisch-Prüfmaschine Z010 der Firma Zwick Roell verwendet. Wie in Bild 16 dargestellt, beinhaltet der Versuchsstand ein Säulengestell mit spindelgetriebener oberer Traverse und feststehender unterer Traverse. Zur Probenaufnahme befinden sich zwischen den Traversen Spannbacken, die speziell für elastomerartige Werkstoffe konzipiert wurden.



Technische Daten:

Hersteller und Typ:	Zwick Roell Z010
Max. Prüfkraft:	10 kN
Maschinengröße (HxBxT):	2108 x 856 x 690 mm
Max. Verfahrweg:	1015 mm
Max. Verfahrgeschwindigkeit:	3000 mm/min

Software:

Maschinenbedienung:	testXpert II
Optische Erfassung:	videoXtens
Versuchsauswertung:	Matlab

Bild 16: Zugprüfanlage Zwick Roell Z010 mit optischer Dehnungserfassung.

Die Zugkraftmessung erfolgt über eine Kraftmessdose (Zwick Roell, max. 5kN) zwischen oberem Spannbacken und oberer Traverse. Die Materialdehnung wird optisch mit einem Videoextensometer (Zwick Roell, videoXtens) erfasst. Mit der verwendeten Software testXpert II können Messzyklen individuell definiert werden, wobei sowohl lage- als

auch kraftgeregelt Verfahren- und Haltephasen definiert werden können. Die Zugprüfstäbe wurden aus Plattenabgüssen schergeschnitten und entsprechen den genormten Abmaßen nach DIN 53504 [160] beziehungsweise der DIN EN ISO 527-2 Typ 5A [161] zur Prüfung von Kautschuk und Elastomeren. Der angewandte Prüfablauf ist in Teil 1 dieser Norm [148] zur Bestimmung der Zugeigenschaften von Kunststoffen definiert. Nach Erfassung der Messdaten erfolgt die Weiterverarbeitung der Rohdaten sowie die Versuchsauswertung mit der Software Matlab.

4.2 Vakuumgießanlage

Das Vakuumgussverfahren beschreibt ein Gießverfahren, welches dem Rapid Prototyping zugeordnet ist, eine kostengünstige Fertigung von elastomerartigen Bauteilen in Kleinserien und Prototypenbauteilen erlaubt und dabei serienähnliche Materialeigenschaften verspricht [162]. Um Materialproben und Faltenbalggelenke in diesem Verfahren fertigen zu können, wurde eine bestehende Vakuumkammer der Firma Cadtech GmbH um eine Misch- und Abgussvorrichtung sowie eine Drucktrichtereinheit der Firma Schüchl GmbH erweitert. Die Drucktrichtereinheit besitzt den Vorteil, dass ein zusätzlicher Differenzdruck beim Vergießen erzeugt werden kann und somit eine bessere Formfüllung bei komplexen und dünnwandigen Bauteilen ermöglicht wird. Bild 17 zeigt die im Rahmen des Forschungsprojektes umgebaute Gießanlage.

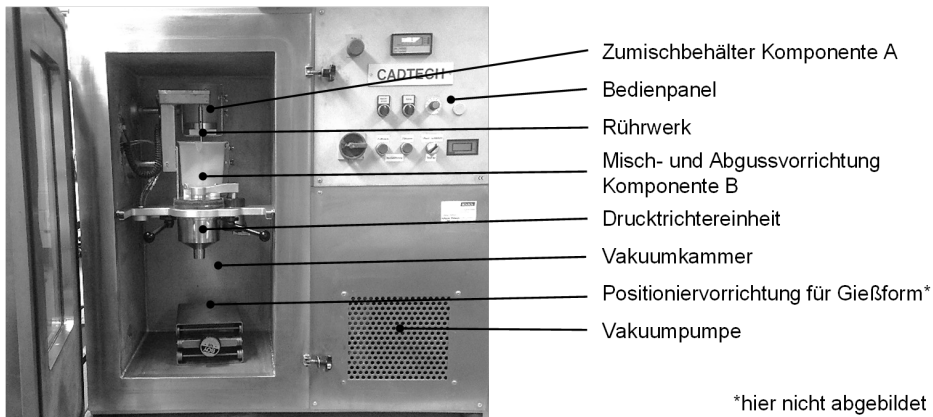


Bild 17: Vakuumkammer der Firma Cadtech, erweitert mit Abguss- und Drucktrichtereinheit der Firma Schüchl GmbH.

Üblicherweise werden beim Vakuumgießen Formen aus Silikon erstellt, um darin die gewünschten Bauteile abzugießen [162]. Silikonformen besitzen den Vorteil, dass durch ihre Flexibilität und ihre ölige Oberfläche eine

gute Entformbarkeit erreicht werden kann. Mehrteilige Innenkerne können damit teilweise vermieden werden. Für die dünnwandigen Lamellen der Gelenkmembran zeigen Fertigungsversuche allerdings, dass Negativschalen aus Silikonwerkstoffen zu wenig formstabil sind, um fehlerfreie Bauteile in konstanter Wandstärke herzustellen. In der Weiterführung der Fertigungsversuche wurde deswegen ein Gießsystem aus formstabilem ABS mit Anguss- und Steigkanälen entwickelt, siehe Bild 18. Zur Entformbarkeit der Gelenkmembran wurde dabei ein teilbares Innenkernstecksystem ausgearbeitet und optimiert. Um die Steigkanäle nach dem Abguss ebenfalls wieder freizulegen, wurde die Außenschalung ebenfalls teilbar gestaltet. Das FDM-gedruckte Formsyste^m gewährleistet nun einen fehlerfreien Abguss der elastomeren Gelenkmembran unter Differenzdruck und kann bei geometrischen Änderungen des faltenbalgartigen Bauteils mit vertretbarem Aufwand angepasst oder neu erzeugt werden.

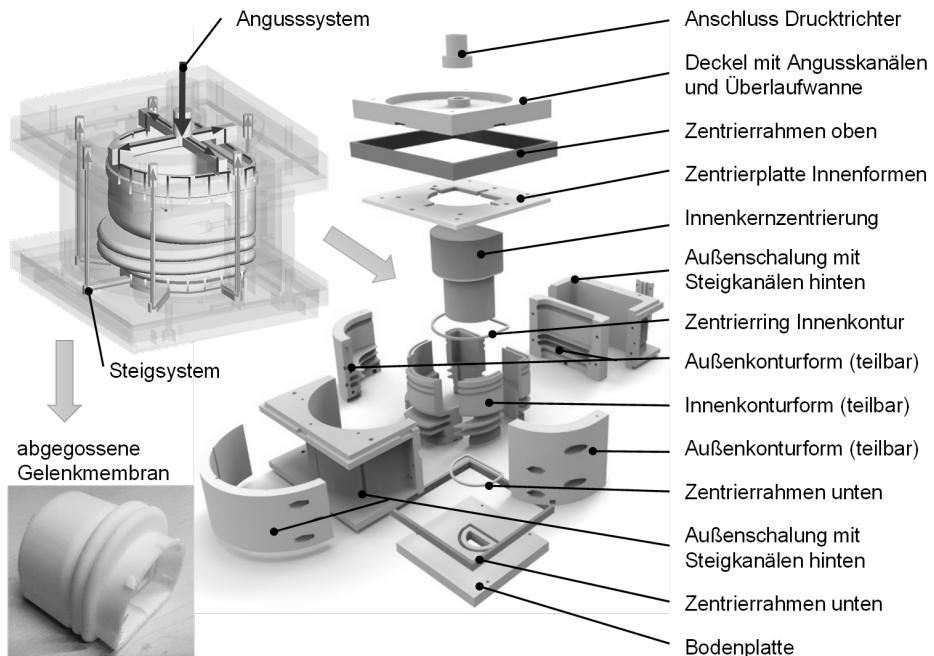


Bild 18: Formsyste^m zum Abguss der gewünschten Gelenkmembranbauteile aus PU.

Um möglichst hohe Zugfestigkeiten bei einer Shorehärte unter 90A zu erreichen, wird vom Hersteller [163] ein Mischungsverhältnis von 100 Einheiten Polyol zu 100 Einheiten Diisocyanat zu 25 Einheiten Extender empfohlen. Diese Mischung wird im Folgenden auch UPX 8400 100:100:25 beziehungsweise UPX 8400 1:1:0,25 genannt.

Die Verarbeitung geschieht entsprechend der Herstellerempfehlungen [163], wobei sich nach eigenen Grundsatzversuchen [S2] nachfolgend erläuterte Kennwerte und Vorgehensweisen als zuverlässig erwiesen haben und als Richtwerte für weitere Abgüsse dienen.

Auf die Formen wird vorab Trennmittel aufgetragen, um die Entformbarkeit und Reinigung nach dem Abguss zu erleichtern. Anschließend wird das Formsysteem fertig montiert bei 70°C für eine Stunde im Ofen vorgewärmt. Das vorbereitende Durchwärmen der Form ist notwendig, um die Warmaushärtung des Polyurethans nach dem Abguss nicht um die Aufheizzeit des Formsystems zu verzögern. Weiterhin treten nach längeren Lagerungszeiten Kristallisierungserscheinungen bei dem verwendeten Diisocyanat auf. In diesem Fall wurde die Komponente im Ofen oder Wasserbad auf 35°C erwärmt und damit wieder homogenisiert. Anschließend wird die Vakuumgießanlage mit dem Formsysteem sowie den Polyurethan-komponenten bestückt.

Vor dem Abguss werden alle drei Komponenten in der Anlage für 10 Minuten vorevakuiert. Polyol und Extender werden dabei in der Rührereinheit vorgemischt, während sich das Diisocyanat noch im separaten Zumischbehälter befindet. Ein Druckniveau von weniger als 20 mbar wird hierfür empfohlen, um eine blasenfreie Formfüllung zu gewährleisten. Anschließend wird das Diisocyanat der Rührereinheit zugeführt und eine Homogenisierung des Gemisches durch zweiminütiges Rühren erreicht. Der Abguss geschieht ebenfalls unter Vakuum, mit Zuhilfenahme der eingebauten Drucktrichtereinheit, um eine bessere Formfüllung zu erreichen. Zwei bis drei Druckstöße bezwecken einen Druckanstieg auf 60 - 80 mbar im Trichter und für die verwendeten Gießsysteme eine Formfüllung von 100 %. Bei Fertigungsversuchen ohne zusätzlichen Differenzdruck ist mit Lufteinschlüssen oder unvollständiger Formfüllung zu rechnen. Ein zusätzlicher Differenzdruck im Angusstrichter von größer 100 mbar führte zum Entweichen des Gemisches über die Überlaufwanne.

Zur Aushärtung wird das Material circa 120 Minuten bei 70 °C gelagert, um anschließend frei auf Raumtemperatur abzukühlen. Nach Abkühlung erfolgt die Formöffnung und Entnahme des Bauteils, sowie die Reinigung der Formsysteembauteile.

4.3 Software und Hardware

Die Konstruktion der Bauteile für das Spinnenbeingelenk sowie der Gelenkprüfstände und der Spinnenroboter als Anwendungsbeispiel der Auslegungsmethodik erfolgten mit der parametrisch aufgebauten CAD-Software Creo Parametric 3.0 des amerikanischen Herstellers PTC. Berechnungen zum Verformungsverhalten der flexiblen, dreidimensionalen Polymermembran sind, wie in der Analyse des Standes der Technik beschrieben, aufgrund des nichtlinearen Materialverhaltens nur noch numerisch möglich. Diese Simulationen wurden nach der Methode der Finiten Elemente (FEM) und unter Verwendung der Software ANSYS mit der Benutzeroberfläche Workbench in den Versionen 15.1- 18.0 durchgeführt. Erweiterungen der Berechnungen, die über die Möglichkeiten der Workbench-Oberfläche hinausgehen, erfolgten mit Hilfe der ANSYS-internen, fortran-basierten Programmiersprache APDL (ANSYS Parametric Design Language).

Das Programm MCalibration des Herstellers Veryst Engineering diene zur Kalibrierung von Materialmodellen, beispielsweise des Bergström-Boyce-Modells, deren Parameter mit der Software ANSYS nicht mehr bestimmt werden können. Mit dem Programm ist es möglich, verschiedene, mathematische Näherungsverfahren anzuwenden, um Konstanten von Materialmodellen iterativ an aufbereitete Messergebnisse aus Materialprüfungen zu approximieren und damit eine adäquate, simulative Bild des nichtlinearen Materialverhaltens mit komplexen Modellen zu ermöglichen.

Die Mathematik Software MATLAB des Herstellers Mathworks wurde zur Weiterverarbeitung von Rohdaten aus Messungen, für Versuchsauswertungen sowie zur Erstellung und Formatierung von Diagrammen verwendet. Darüber hinaus wurden sämtliche Modelle zur mathematischen Formulierung des Gelenkverhaltens und der Funktionsablauf in der Auslegungsmethodik mit diesem Programm erstellt.

Die Aktorik und Sensorik auf selbst entwickelten Versuchsständen wurde mit den Leiterplatten MEGA 2560, DUE und UNO des Herstellers Arduino [164], mittlerweile auch unter dem Namen Genuino für den europäischen Markt erhältlich, umgesetzt. Softwareseitig konnte die Ansteuerung sowie die Sensordatenerfassung der Versuchsstände über die Entwicklungsumgebung Arduino-IDE (Integrated Development Environment) erfolgen. Die Arduino-IDE enthält einen Code-Editor sowie einen Compiler zum Übertragen des Programmablaufs auf die Platinen und ist nach dem Open Source Prinzip gestaltet. Dies bietet den Vorteil, dass für bestimmte Motoren, Wandler oder Sensoren frei zugängliche Bibliotheken in den

Code eingebunden werden können und die C/C++-basierende Programmierung somit erleichtert beziehungsweise beschleunigt wird.

Die Herstellung aller konstruierten Kunststoffbauteile erfolgte in Eigenfertigung. Die flexible Gelenkmembran wurde auf einer zur Gießanlage umgebauten Vakuumkammer gefertigt, vergleiche Abschnitt 4.2, während alle anderen Bauteile mit Methoden der additiven Fertigung hergestellt wurden. Bauteile niedrigerer Anforderungen wurden aus PLA Kunststoff und mit den FDM-Druckern Ultimaker 2⁺ oder Ultimaker 3 gefertigt, wobei die ausführbaren Druckdateien mit der Software Simplify3D beziehungsweise Cura erstellt wurden. Die Schichthöhen und Wandstärken sowie optionale Stützstrukturen wurden dabei abhängig von Bauteilgeometrie und zu erwartender Belastung definiert. Der Druck erfolgte je nach verwendetem PLA-Material bei empfohlenen Temperaturen von 180 bis 220 °C und mit typischen Schichthöhen zwischen 0,1 und 0,3 mm.

Komplexere und toleranzkritischere Kunststoffbauteile wurden aus ABS-M30 auf der industriellen FDM-Anlage Fortus 400mc des Herstellers Stratasys hergestellt und mit der Software Insight vorbereitet. Der Druck erfolgte in Schichthöhen von 0,127 mm (0,005“) und bei Temperaturen von 235 °C entsprechend den Herstellervorgaben [165].

Mechanisch stark beanspruchte und selbst erstellte Einzelteile aus Aluminium (CL31 [166]) wurden im selektiven Lasermelting (SLM-)Verfahren auf einer M2 Anlage des Herstellers Concept Laser unter Verwendung der Software Magics von Materialise erstellt. Die Fertigungseinstellungen wurden entsprechend des vom Hersteller vordefinierten Parametersatzes „CL_31_Cusing_100_V1“ bei Schichthöhen von 0,015 mm und einer Laserleistung von 100 W gewählt.

5 Entwicklung des Gelenkantriebs nach dem Biology Push Prinzip

Nach der Richtlinie VDI 6220 [3] sowie dem internationalen Standard ISO 18458 [4] ist ein bionisches Produkt, welches nach dem Biology Push Prinzip entwickelt wurde, durch drei Aspekte gekennzeichnet:

- Eine Funktionsanalyse wurde basierend auf einem biologischen Vorbild durchgeführt.
- Das Prinzip der Natur wurde abstrahiert und in die Technik transferiert.
- Auf technischer Seite ist mindestens ein Prototyp oder Demonstrator vorhanden, um eine technische Umsetzbarkeit zu belegen.

Diese drei aufeinander aufbauenden Rahmenpunkte bilden die Grundlage für eine methodische, bionische Vorgehensweise und sind ausschlaggebend für den Aufbau von Kapitel 5. In Abschnitt 5.1 werden Analysen zum biologischen Wirkprinzip durchgeführt. Anhand der dabei gewonnenen Erkenntnisse wird im nachfolgenden Abschnitt 5.2 das Funktionsprinzip der Natur abstrahiert, indem charakteristische Gestaltungs- beziehungsweise Konstruktionsprinzipien des Spinnenbeines abgeleitet werden. Im Anschluss werden diese Merkmale in Abschnitt 5.3 unter Berücksichtigung technischer Rahmenbedingungen in einen Gelenkprototyp transferiert und die technisch ausgereifte Variante des Gelenkantriebs erläutert.

5.1 Analyse des biologischen Vorbilds

Der gemischte Muskel-Hydraulik-Antrieb der Spinne ist bionisch gesehen von großem Interesse. Diese Tiere können in Bezug auf ihre Körpergröße auffallend schnell laufen, weit springen und Hindernisse elegant übersteigen. Blickhahn et. al [21] sieht dieses Funktionsprinzip daher prädestiniert für die Anwendung in Laufmaschinen. Gleichzeitig weisen sie darauf hin, dass eine bionische Integration eines hydraulischen Systems in ein Röhrenskelett bisher noch nicht stattgefunden hat [21].

Obwohl die Spinnenbeine beim Sprung oder Beutefang auffallend dynamisch und kraftvoll agieren, zeigen sie dennoch sehr feinfühlig, grazile Bewegungen. Für einen Roboter mit Manipulationsaufgaben stellen auch diese Eigenschaften ideale Vorbilder dar.

Die Analyse zum Stand der biologischen Forschung ergab wichtige Informationen zum biomechanischen Gesamtprinzip der Spinne und vor allem auch zur Funktionsweise des Spinnenbeingelenkes. Dennoch lassen sich spezifische Informationen zur geometrischen Gestalt der Gelenkmembran, Lage der Drehachse oder die Anbindung der Muskeln am distalen Folgeglied nur vermuten. Um hierzu nähere Erkenntnisse zu erhalten, wurden mikroskopische Untersuchungen sowie Mikro-CT-Analysen in Kooperation mit anderen Instituten durchgeführt.

Ex-vivo-Untersuchungen

Ex-vivo-Aufnahmen, die mit Hilfe eines Rasterelektronenmikroskops (REM), in Zusammenarbeit [S1] mit der Universität Bayreuth, am dortigen Lehrstuhl für Biomaterialien, erstellt wurden, vergleiche Bild 19, zeigen die Gestalt der Femur-Patella-Membran einer brasilianischen Riesenvogelspinne (*Lasiadora Parahybana*). Die dargestellte Kutikula ist zwar aufgrund der Austrocknung des Gelenkabschnitts stark eingefallen und deformiert, zeigt aber den drucklosen Zustand der Membrangestalt. Wie erwartet, ähnelt die Form einer Faltenbalgstruktur, da eine Entfaltung biomechanisch grundsätzlich günstiger ist als ein Aufblasen des Gelenkbereichs [20], vergleiche hierzu auch Bild 4. Als neue Erkenntnis lässt sich die Gelenkmembran allerdings in drei Bereiche untergliedern. Der erste Membranabschnitt zeigt eine, mittlerweile abgerissene, Verbindung zum Exoskelett des Femur-Gliedes und wird gefolgt von zwei Faltungen, siehe Bild 19.

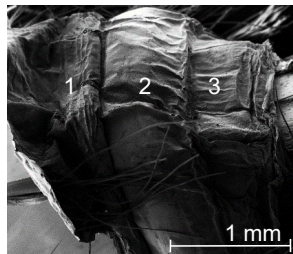


Bild 19: Ex-vivo-Aufnahme mit dem Rasterelektronenmikroskop zur Ermittlung der Gelenkmembrangestalt einer *Lasiadora Parahybana*, durchgeführt in Kooperation mit der Universität Bayreuth am Lehrstuhl für Biomaterialien.

Darüber hinaus wurden in weiteren Ex-vivo-Untersuchungen, ebenfalls in Kooperation mit dem Lehrstuhl für Biomaterialien an der Universität Bayreuth durchgeführt, Membranabschnitte dieses Exoskeletts verwendet, um mittels Zugprüfungen Erkenntnisse der mechanischen Eigenschaften der Kutikula im Gelenkbereich zu erlangen. Diese Versuchsergebnisse sind

jedoch nicht aussagekräftig, da die getrocknete Haut schnell zu Sprödbrüchen bei der Klemmbackeneinspannung neigte und feucht gelagerte Abschnitte zu viel Feuchtigkeit aufnahmen und daher zu weich wurden.

In-vivo-Untersuchungen

Um die Membrangestalt und vor allem den Entfaltungsvorgang für einen bionischen Transfer näher erkennen zu können, wurden auch zusätzliche Untersuchungen mit lebenden Tieren in Kooperation mit dem Tiergarten Nürnberg vorgenommen. Die In-vivo-Beobachtungen, vergleiche Bild 20, zur Gelenkbereichsentfaltung einer Roten-Chile-Vogelspinne (*Grammostola Rosea*) mit einem Auflichtmikroskop zeigen auch bei diesem Tier die drei genannten Hauptbereiche (Strichlinie) und eine Vielzahl kleiner Faltungen. Darüber hinaus lässt sich erkennen, dass sich die Falten bei der Beugung Z-förmig übereinander schieben beziehungsweise rollen, siehe Bild 20 rechts.

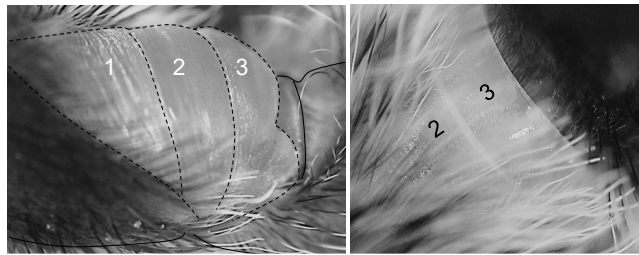


Bild 20: In-vivo-Aufnahmen der Gelenkmembran einer *Grammostola Rosea* durchgeführt auf einem Auflichtmikroskop in Kooperation mit dem Tiergarten Nürnberg.

Mikro-CT-Analysen

Das Ziel von Mikro-CT-Analysen war es, nähere Erkenntnisse zur konstruktiven Ausführung der Muskelanbindung, Lage und Gestalt der Drehachse des Gelenkes, sowie zu den geometrischen Proportionen im Gelenkbereich zu erhalten. In Kooperation mit dem Tiergarten Nürnberg wurde hierzu eine Rote-Chile-Vogelspinne mit Chloroform betäubt und ein dreidimensionales Modell des Tieres in Zusammenarbeit mit dem Lehrstuhl für medizinische Physik der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg erstellt, vergleiche Bild 21. Die erhofften Informationen zur konstruktiven Gestaltung im Beininneren konnten allerdings nicht gewonnen werden, da für eine direkte Mikro-CT-Aufnahme zu geringe Dichteunterschiede innerhalb des Exoskeletts vorliegen. Auf die Verabreichung von Kontrastmittel für eine mögliche Steigerung der Scanauflösung unter Inkaufnahme der Tötung des Tieres wurde aus ethischen Gründen verzichtet.

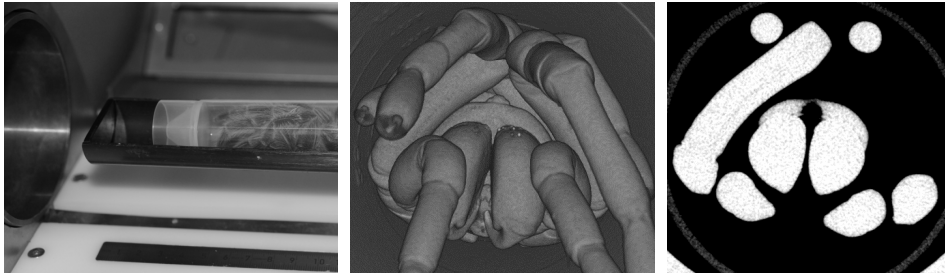


Bild 21: Mikro-CT-Analyse einer Grammostola Rosea.

In einer weiterführenden Zusammenarbeit mit der Arbeitsgruppe Allgemeine und Spezielle Zoologie des Instituts für Biowissenschaften der Universität Rostock konnten die Beine einer südamerikanischen Jagdspinne (*Cupiennius Salei*) mit entsprechendem Kontrastmittel präpariert und daraus Mikro-CT-Aufnahmen mit höherer Auflösung und Bild des Gelenkinnenbereichs generiert werden. Dies ermöglicht sowohl eine Analyse der Muskelanordnungen, deren Anbindungen, als auch die Interpretation von Querschnittsaufnahmen und die mechanische Funktionsanalyse anhand 3D-gedruckter Modelle, dargestellt in Bild 22.

Die Erstellung der Aufnahmen sowie die Erstverarbeitung der Rohdaten wurde hierzu in Rostock durchgeführt. Das Reverse-Engineering, um aus generierten Mikro-CT-Datensätzen druckbare Modelle, sowie CAD-Modelle zur Erstellung von Bewegungsanalysen zu erhalten, fand im Gegenzug an der Technischen Hochschule in Nürnberg statt.

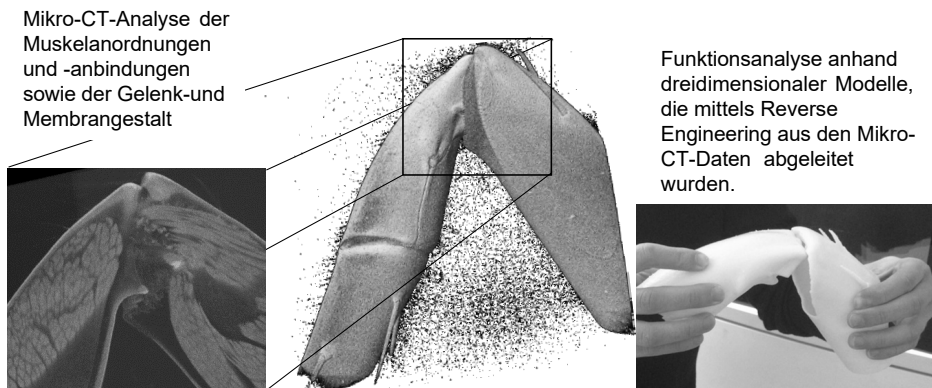


Bild 22: Analyse der Mikro-CT Daten mit Berücksichtigung des Innenbereichs.

Aus den Aufnahmen, siehe Bild 23, wird deutlich ersichtlich, wie die annähernd runden Querschnitte der Außenskelette zur Gelenkachse hin abflachen und aus technischer Sicht in eine geradlinige Scharniergelenkverbindung übergehen. Zum besseren Verständnis sind im Detailauszug, dargestellt in Bild 23 oben, die Gelenkpfannen und -köpfe der beiden Exoskelettglieder, sowie die daraus resultierende Lage der Drehachse hervorgehoben. Mittels Flächenrückführung in Creo Parametric konnten vereinfachte Schalenmodelle der Beinabschnitte erstellt werden. Anhand aufbauender Bewegungsanalysen mit Creo Mechanismus war es somit möglich, die gestreckte Gelenkstellung - anhand einer kontraktionsimitierenden Verschiebungsrandbedingung des größten, axial liegenden Muskels - in die gebeugte Gelenkstellung zu überführen.

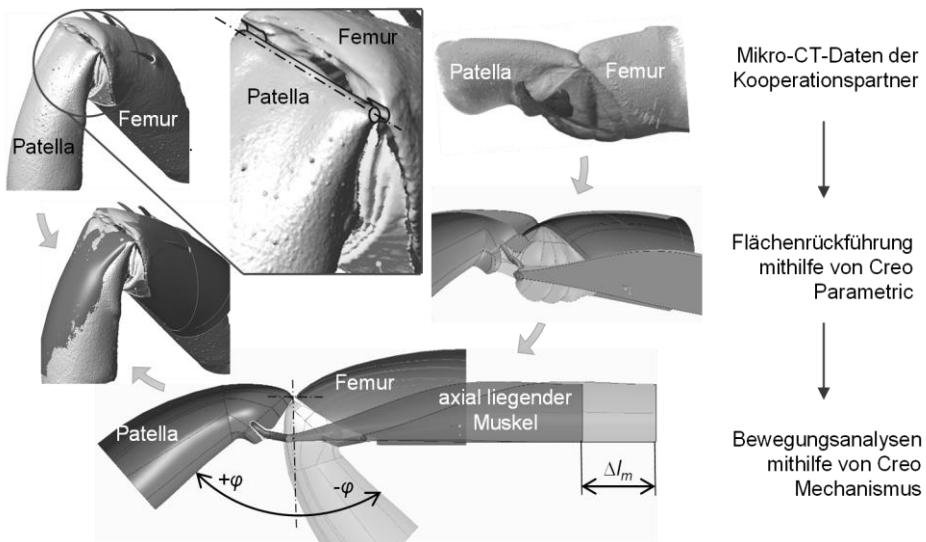


Bild 23: Transfer der Mikro-CT-Daten eines Femur-Patella-Gelenkes in ein mechanisches Bewegungsmodell.

Anhand der Deckung mit dem gebeugten Ursprungsmodell konnte die Lage der Drehachse bestätigt und damit auch die scharnierartige Funktion der Gelenkverbindung validiert werden. Wie ebenfalls im Detailauszug von Bild 23 ersichtlich, kann auch bei dieser Spinne die Gestalt der flexiblen Membran mit drei Bereichen, sowie einer D-Form, deren Umfangswölbung flüssig in den Durchmesser der röhrenartigen Femur-Außenschale übergeht, angenähert werden. Die abgeschrägte Exoskelettröhre des Femur-Gliedes erlaubt dabei eine Steigerung des Drehwinkelbereichs, da die flexible Gelenkmembran bei negativen Winkeln von der Patella zusammengedrückt und teilweise in den Bereich des Femurs geschoben werden kann, vergleiche negative Winkel $-\varphi$ in Bild 23.

5.2 Abstraktion des Funktionsprinzips anhand von Gestaltungsprinzipien

Um einen methodischen Transfer von der Biologie in die Technik zu ermöglichen, muss eine Abstraktion des Wirkprinzips erfolgen. Zum Aufbau des dazu nötigen Gesamtverständnisses der Funktionsweise waren die Recherche und Analyse biologischer Veröffentlichungen, sowie ergänzend mit anderen Universitäten und Fachbiologen durchgeführte Scans und Untersuchungen nötig. Basierend darauf wurden folgende biomechanische Gestaltungsmerkmale beziehungsweise Konstruktionsprinzipien abgeleitet, die die Funktionsweise der Spinnenbeingelenke charakterisieren und für die technische Umsetzung relevant sind:

- Kompaktheit durch räumliche Trennung von Streckung und Beugung
Die komplette Länge eines Beinsegments ist mit Muskeln gefüllt, die ausschließlich zur Beugung genutzt werden. Dies ermöglicht den C-geformten Beinen große Beugemomente. Einerseits zum Heben des Körpers, um kraftvolle Stemmkräfte auf den Boden zu übertragen, vergleiche Bild 2, und andererseits zum Greifen. Während der Großteil des Querschnitts der Beinsegmente zur Maximierung der Beugekräfte von Muskeln eingenommen wird, ist der Gelenkbereich kaum von den extern liegenden, ziehend agierenden Muskeln beeinträchtigt. Lediglich das Patella-Sklerit, die bügelförmige Muskelanbindung, durchkreuzt den Gelenkbereich. So kann annähernd die komplette Fläche zur druckbedingten Extension genutzt werden. Das hydraulische Streckmoment reicht damit aus, um die Beine zu heben.
- Maximierung des Drehmomentes durch exzentrischen Drehpunkt
Die scharnierartige Verbindung der Exoskelettglieder, welche gleichzeitig der Drehachse des Gelenkes entspricht, liegt am äußersten, dorsalen Rand des Exoskelettes. Dies ermöglicht die Maximierung des Drehmomentes. Hinsichtlich der Streckung kann durch diese Anordnung die maximale Druckfläche genutzt werden. Bezogen auf die Beugung greifen die Muskeln in größtmöglicher Entfernung zum Scharniergelenk an.
- Gelenkregelung durch schnell agierende Muskeln
Es gibt keine separaten Druckleitungen zu den Gelenkbereichen. Stattdessen wird das komplette Exoskelett des Beines unter Druck gesetzt und durch Zugmuskeln gesteuert. Dadurch herrscht während

der Bewegungsphase ein ständiges, natürliches Streckbestreben. Bei muskulärer Kontraktion wird die Flüssigkeit aus dem Gelenkbereich in benachbarte Bereiche des Exoskelettes verschoben und kann bei Entspannung der Muskeln aus allen Seiten sofort wieder zurückfließen. Dies führt einerseits zu dynamischen Vorteilen, da Muskeln schneller agieren als fluidisch gesteuerte Leitungen und andererseits können Ventilkappen, Pumpen oder ähnliche Steuereinrichtungen zur Regulierung des hydraulischen Druckes, die auch muskulär betätigt werden müssten, entfallen. Diese Reduzierung setzt aus (bio-)mechanischer Sicht Aspekte des Leichtbaus um. Außerdem wird die Gelenkregelung vereinfacht und beschleunigt.

- Schutz vor Umgebungseinflüssen
Eine harte Außenschale gewährleistet den beweglichen Aktuatoren und Weichteilen im Inneren einen zuverlässigen Schutz vor Umgebungseinflüssen.
- Steigerung des Drehwinkelbereichs durch negative Drehwinkel
Mikro-CT-Aufnahmen und Analysen zeigen, dass die großen Winkelbereiche auch dadurch zustande kommen, dass die flexible Membran bei hohen Beugewinkeln gestaucht wird. Dies ist möglich, da das Außenskelett des Femurs im Bereich der Gelenkkehle abgessägt ist.

5.3 Bionischer Transfer in einen technischen Gelenkaktuator

Laut der VDI-Richtlinie [3] ist bionische Entwicklung durch einen sequentiellen, idealisiert dargestellten Ablauf von der Analyse des biologischen Vorbilds, bis zur Umsetzung eines technischen Prototyps gekennzeichnet. Nachdem der Spinnenbeinmechanismus in Abschnitt 5.2 bereits auf charakterisierende Gestaltungsprinzipien abstrahiert wurde, werden diese nun technisch interpretiert und konstruktiv in einem Prototyp umgesetzt. Dieser Schritt des bionischen Transfers ist ein Prozess, der oft rekursiv oder iterativ erfolgt [4], da während einer bionischen Entwicklung auch ein interdisziplinärer Wissenszugewinn erfolgt [167]. Nach der reinen Übertragung des biologischen Wirkprinzips in einen Funktionsprototyp muss dieser in der Regel noch technisch ausreifen, um auch eine Nutzung im Maschinenbau zu ermöglichen. Dies beinhaltet beispielsweise eine Optimierung hinsichtlich der Montierbarkeit, der Verbesserung der

Dauereigenschaften, der Gewährleistung der Austauschbarkeit, der Sicherstellung der Dichtheit und einer wirtschaftlichen Herstellung.

Nach der Festlegung technischer Mindestanforderungen für ein Gelenk wird daher zuerst auf die prinzipielle, bionische Entwicklung, also den Funktionsprototyp mit seinen charakteristischen Elementen und deren technischer Interpretation eingegangen. Anschließend wird die technisch ausgereifte Umsetzung erläutert, welche als Stellglied in der Robotik oder in vergleichbaren Bereichen nutzbar ist.

5.3.1 Anforderungen an einen technischen Prototyp

Ein technischer Prototyp empfiehlt sich im Bereich von Manipulations- und Lokomotionsrobotern, da diesem Sektor das größte Potential für bionische Gelenke zugeschrieben wird. Außerdem ermöglicht ein Einsatz des Gelenkes in einem spinnenartigen Laufroboter auch regelungstechnische Versuche zur Nachbildung einer bionischen Fortbewegung des spinnenartigen Laufroboters. Diese Untersuchungen könnten in weiterführenden Forschungen verfolgt werden. Wie in der Analyse biologischer Literatur, siehe Abschnitt 2.1, dargestellt, besitzt die Spinne in den beiden relevanten Kniegelenken einen sehr großen Drehwinkelbereich ($\geq 125^\circ$) je Gelenk. Allerdings verwendet das Tier diese Beingelenke für verschiedenste Aufgaben, beispielsweise Springen, Beutefang oder Klettern. Zur Fortbewegung alleine wird jedoch nur ein Teil dieses Winkelbereichs benötigt. Biologische Laufanalysen [168] zeigen, dass die größten Rotationsbewegungen im Femur-Patella-Gelenk auftreten und je nach Bein zwischen $57,6^\circ$ (bei Hinterbein „Bein 4“) und $12,3^\circ$ (Seitliches Bein „Bein 3“) einnehmen. Auch bei Studien zur Lokomotion [169], die im Rahmen des Projektes mit einem elektrobetriebenen Spinnenroboter durchgeführt wurden, waren Drehbereiche von etwa 45° ausreichend, um eine spinnenartige Laufbewegung abzubilden. Als Drehwinkelbereich eines Gelenkes werden daher mindestens 45° angestrebt, die durch innendruckbasierte Entfaltung geschehen.

Bei langsamen, gleichmäßigen Laufbewegungen benötigen Spinnen zwischen 1,1 Sekunden [170] und 2,9 Sekunden [11] für einen kompletten Schrittzzyklus. Zur Umsetzung dieser Lokomotion in einem spinnenartigen Roboters wird deshalb eine anzustrebende Schrittzzykluszeit von zwei Sekunden frei gewählt. Zur Streckung und Beugung steht mit dieser Annahme jeweils eine Sekunde zur Verfügung. Dies entspricht einer Stellwinkelgeschwindigkeit von etwa 45° pro Sekunde.

Um herauszufinden, ob diese Wunschgeschwindigkeit umsetzbar ist, müssen erst die Abhängigkeiten einzelner Einflussfaktoren auf die Gelenkbewegung analysiert werden. Dazu werden Materialmodellierungen und Simulationen, aber auch experimentelle Prototypenversuche durchgeführt. Basierend auf diesen Untersuchungen werden Prozessfenster aufgestellt, die zeigen mit welchen Geschwindigkeiten eine Evaluation von Berechnungsmodellen sinnvoll ist und welcher Genauigkeitsverlust bei schnelleren Bewegungsführungen auftritt.

5.3.2 Prinzipielle bionische Umsetzung

Bild 24 zeigt den funktionellen Prototyp, welcher erstmals das antagonistische Funktionsprinzip des Spinnenbeines technisch widerspiegelt und somit in ganzheitlich bionischer Wirkungsweise dem Spinnenbeinmechanismus entspricht. Entsprechend dem biologischen Grundprinzip werden die Gelenkglieder als Exoskelett ausgeführt und sind mit einem Scharniergelenk verbunden. Daher empfiehlt sich, wie in Bild 23 beschrieben, ein D-förmiger Querschnitt im Gelenkbereich. So bietet die geradlinige, obere Seite des Querschnitts die Möglichkeit, eine Scharniergelenkverbindung mit größtmöglicher Breite und dementsprechend hoher Torsionssteifigkeit umzusetzen. Außerdem wird die Röhre des Femurs zum Gelenk hin abgelenkt, um auch Negativwinkel zu ermöglichen, beziehungsweise ausreichend Platz für eine Stauchung der Gelenkmembran zu schaffen. Das Patella-Glied verläuft hierzu winklig zur unbelasteten Gelenkmembran, um bei Beugung die Gelenkmembran zusammenzudrücken.

Darüber hinaus wird auch die fluidische Streckung mittels einer flexiblen Gelenkmembran als charakteristisches Merkmal des Spinnenbeinprinzips technisch umgesetzt. Im Anforderungsprofil des Gelenkes ist hierfür ein Streckbereich von größer als 45° zur Gewährleistung einer Laufbewegung veranschlagt. Basierend auf den Erkenntnissen aus der Literaturrecherche, sowie den ergänzenden biologischen Untersuchungen aus Abschnitt 5.1, sind verschiedene technische Interpretationsmöglichkeiten der Faltenform der Gelenkmembran denkbar.

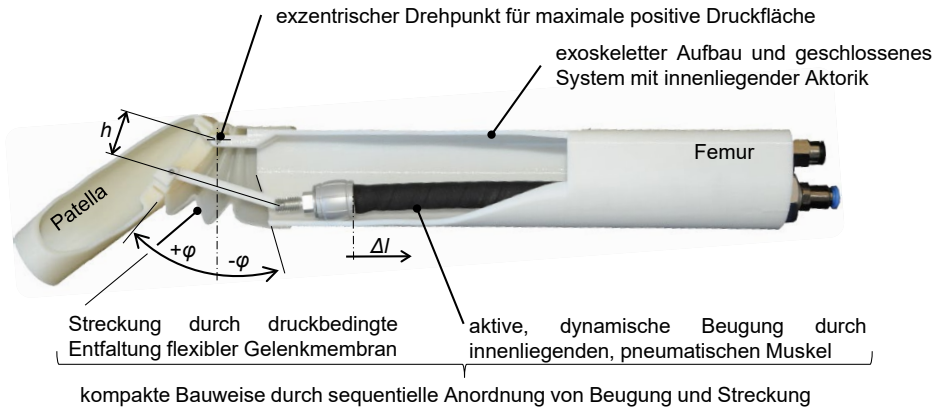


Bild 24: Funktionsprinzip des bionischen Spinnenbeinprototyps.

Zur Minimierung eines negativen Druckflächenmomentes besitzen sämtliche Varianten dieses flexiblen Bauteils ebenfalls einen D-förmigen Grundquerschnitt, der auf der Oberseite möglichst dicht an der Scharnierachse geführt wird. Wie in Bild 4 gezeigt, ist der Literatur [20] zu entnehmen, dass eine Entfaltung energetisch günstiger ist, als eine ballonartige Expansion. Zudem ist ein möglichst gleichmäßiger Entfaltungsverlauf ohne Wendepunkte oder Durchschlagseffekt zu bevorzugen. Um einen objektiven Formvergleich durchzuführen, wurden Membrangrundtypen mit verschiedenen Faltenformen, aber gleicher Wandstärke und gleichem, homogenen Werkstoff gewählt und mittels Grundsatzsimulationen verglichen. Bild 25 zeigt diese Gegenüberstellung einer S-Form, einer Z-Form, sowie einer typischen Faltenbalgform.

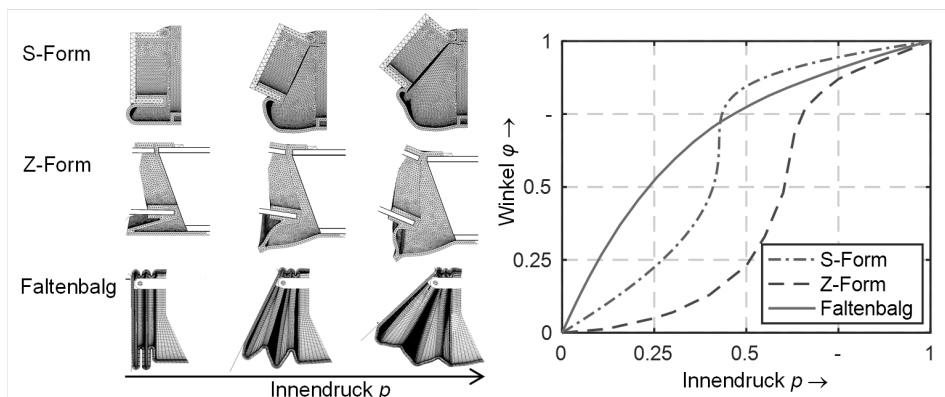


Bild 25: Gegenüberstellung von Umsetzungsöglichkeiten der Gelenkmembrangestalt.

Der Vergleich erfolgte anhand von Simulationen im Programm ANSYS Workbench. Zur numerischen Bild der Gelenkmembrantypen wurde ein Yeoh-Modell mit experimentell verifizierten Materialdaten aus der Literatur [171] verwendet. Diese Materialdaten entsprechen dem Polyurethan („Fibro 80“) mit Shorehärte 80 A. Die Vernetzung der flexiblen Gelenkmembranen erfolgte mit SOLID285-Elementen, die ebenfalls in der Literatur für Elastomere empfohlen werden [172]. Der feststehende Abschnitt wurde hierzu jeweils fixiert gelagert und sämtliche Innenflächen wurden mit Innendruck beaufschlagt. Da diese ersten Grundsatzsimulationen lediglich dazu dienen, die Membrantypen anhand des φ - p -Verlaufes qualitativ gegenüberzustellen, ist das Diagramm in Bild 25 schematisch, mit normierten Zahlenwerten dargestellt.

Die S-Form zeigt eine langsam beginnende Winkelzunahme, da die Anfangsexpansion des Membrankörpers überwiegend in radialer Richtung auftritt. Mit zunehmendem Innendruck steigt der Drehwinkel jedoch exponentiell an, da der Druckkraftanteil zur Öffnung der S-Form immer mehr zunimmt. Ab einem bestimmten Innendruck tritt der sogenannte Durchschlagseffekt, also eine Umstülpung der S-Form mit einhergehendem, sprunghaftem Anstieg des Winkels, in Erscheinung. Nach Durchschreiten dieses charakteristischen Punktes hat die Struktur des Membrankörpers eine ballonartige Gestalt eingenommen, welche eine weitere Stellwinkelzunahme nur noch im Sinne eines Aufblasens unter starker Zunahme der Materialdehnung ermöglicht. Eine Nutzung dieser Grundform ist aus technischer Sicht nicht zielführend, da ein spontan auftretender Durchschlagseffekt während der Bewegungsausführung regelungstechnisch kaum auszugleichen ist.

Mit einer Z-Form kann dieser Durchschlagseffekt deutlich gemindert werden, da ein Umstülpfen der Membranstruktur umgangen wird. In der ersten Phase der Entfaltung öffnet sich die Struktur in radialer Richtung, wodurch der Anteil der Druckfläche senkrecht zur Bewegungsrichtung steigt und das Gelenk daher schneller geöffnet wird. Mit weiter ansteigendem Innendruck nimmt der senkrechte Anteil dieser Druckfläche wieder ab und die Entfaltung ist gesättigt. Ein nichtlinearer $d\varphi/dp$ -Verlauf mit Wendepunkt ist auch hier nicht zu vermeiden.

Bei einer Faltenbalgstruktur ist der zur Bewegungsrichtung senkrechte Anteil der Druckflächen in Ausgangsposition maximal. Dies führt zu einem stärkeren Winkelanstieg bei noch kleinem Innendruck. Während der Innendruckzunahme nimmt der zur Bewegungsrichtung senkrechte Druckflächenanteil entsprechend seines Kosinusanteils ab, wodurch sich ein

annähernd linear beginnender φ - p -Verlauf ergibt, dessen Steigung $d\varphi/dp$ mit fortschreitender Entfaltung gleichmäßig abnimmt. Somit wird eine kontinuierliche Winkeländerung ohne Wendepunkt oder Durchschlagseffekt im φ - p -Verlauf erreicht. Für den Betrieb eines innendruckbelasteten Drehgelenkes wird ein solcher Verlauf bevorzugt, da eine merkliche Entfaltung bereits bei geringen Drücken initiiert werden kann, eine mathematische Approximation einfacher ist als bei Kurvenverläufen mit Wendepunkten und ebenso eine bessere Regelbarkeit gegeben ist. Darüber hinaus entspricht dieser Druck-Winkel-Verlauf näherungsweise auch dem grundsätzlichen Verlauf einer biologischen, hydraulischen Gelenkstreckung, welcher anhand eines unter Druck gesetzten Exoskeletts in [30] experimentell ermittelt wurde.

Im ersten technischen Prototyp wurde eine Anzahl von zwei kompletten Falten gewählt, bevor die Membran in das Exoskelett des Femur-Gliedes übergeht. Ein geschlossenes Gelenksystem dient dabei entsprechend biologischem Vorbild zum Schutz vor Umgebungseinflüssen wie Nässe und Staub. Dazu wird die Membran über den Gelenkbereich gestülpt. Die Spinne führt die Streckung hydraulisch aus, da ein offenes Blutsystem ohnehin schon vorhanden ist und genutzt werden kann, ohne ein separates Drucksystem zu benötigen. In einem technischen Gelenk ist allerdings eine pneumatische Ausführung aus Gründen des Leichtbaus und des technischen Gesamtaufwandes geschickter. Darüber hinaus können die typischen Vorteile einer hydraulischen Ausführung, beispielsweise die Nutzung der Inkompressibilität des Fluids, im angestrebten Druckbereich, der bei Soft-Robotik-Gelenken deutlich unter 10 bar liegt, ohnehin nicht genutzt werden.

Zur Umsetzung der Beugeaktuatorik wurde eine Zugvariante gewählt, um die erwähnten biologischen Vorteile der räumlichen Trennung von Streck- und Beugefunktion zu nutzen. Nach Analyse sämtlicher Aktuationsprinzipien, vergleiche Abschnitt 2.2.2, wurden pneumatische Muskeln des Herstellers Festo bevorzugt. So kann auch hier dem biologischen Grundsatz der Effektivität durch Nutzung vorhandener Systeme gefolgt werden. Da die Streckung des technischen Spinnenbeingelenkes ohnehin schon als pneumatisches System ausgeführt wird, bieten sich diese Gegenspieler aus ansteuerungstechnischer Sicht an. Die Verwendung des gleichen Aktuationsmediums für Antagonist und Protagonist begünstigt die Modellierung als antagonistisches Gesamtsystem, die spätere Regelung und kommt darüber hinaus der Auswahl sowie dem Aufwand der nötigen Peripherieelemente, beispielsweise Sensoren, zugute. Weiterhin besitzen die pneumatischen Muskeln eine ähnliche Kraft-Weg-Charakteristik wie ein natürlicher, biologischer Muskel [65]. So kann im entspannten Zustand bei

maximaler Länge die größte Zugkraft abgerufen werden, während mit zunehmender Kontraktion die nutzbare Muskelkraft abnimmt, vergleiche Bild 9. Gegenläufig zu dieser Kraftabnahme steigt der Hebelarm h , im Funktionsprototyp in Bild 24 als Abstand der Wirklinie der Muskelanbindung zur Drehachse ersichtlich, mit zunehmender Beugung an. Die schematisch dargestellten Kurven von Zugkraft und Hebelarm in Abhängigkeit des Drehwinkels ergänzen sich in ihrem grundsätzlichen Verhalten und führen somit zu einer Abnahme der Nichtlinearität des resultierenden Beugemomentes, vergleiche Bild 26.

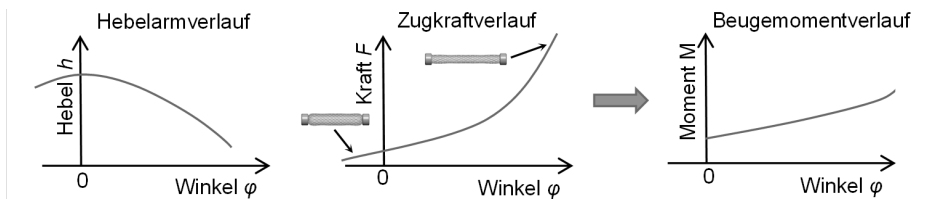


Bild 26: Schematische Darstellung des zu erwartenden Beugemomentverlaufes gegenüber dem Drehwinkel.

Die Ausführung der Segmentgestalt als Exoskelett ermöglicht es, den freien Innenraum der Beinröhren für die Integration der Muskelaktoren zu nutzen und die aktive Rückholung in einer kompakten, von äußeren Einflüssen geschützten Bauweise umzusetzen. Neben der guten Integrierbarkeit ins Gesamtsystem zeigen diese Kontraktionsaktoren, verglichen mit anderen pneumatischen Stellgliedern, deutlich schnellere Ansprechzeiten und höhere Arbeitstaktfrequenzen [173] und sind daher zur technischen Umsetzung des aktiv agierenden, biologischen Gelenkbeugers hervorragend geeignet. Das System spiegelt nicht nur den ersten Transfer der antagonistisch agierenden Funktionsweise des Spinnenbeingelenkes wieder, sondern stellt auch aus rein technischer Sicht eine Neuheit dar. Erstmals wurde mit diesem Prinzip eine flexible Hohlstruktur mit innendruckbelasteter Gelenkstreckung in Kombination mit einem integrierten, aktiven Zugaktor zur Gelenkbeugung umgesetzt. Dementsprechend konnte das Aktuationsprinzip mittlerweile sowohl durch das deutsche Patent DE 10 2013 114 660 B4 [174] als auch das darauf aufbauende Europäische Patent EP 2 902 642 B1 [175] geschützt werden.

5.3.3 Technisch ausgereifte Umsetzung

Die technische Weiterentwicklung des bionischen Spinnenbeingelenkes hinsichtlich der Nutzbarkeit in einem Roboter ist in Bild 27 dargestellt. Zur besseren Montierbarkeit wurde eine Formteilung des Femurs in Ober- und Unterschale vorgenommen. Die Beinglieder werden aus dem Kunststoff

ABS-M30 [165] in additiver Fertigung hergestellt. Dies hat den Vorteil, dass Aufnahmen für Sensoren oder Steckanschlüsse, sowie Führungen für den Zugaktor in Integralbauweise ergänzt werden können. Die Abdichtung des geteilten Femur-Gliedes erfolgt mit einer Flachdichtung aus thermoplastischem Polyurethan (NinjaFlex [176]), welche ebenfalls additiv gefertigt wurde. Die notwendige Nut zur Aufnahme der Flachdichtung wurde ebenfalls in der Integralbauweise der Ober- und Unterschale berücksichtigt.

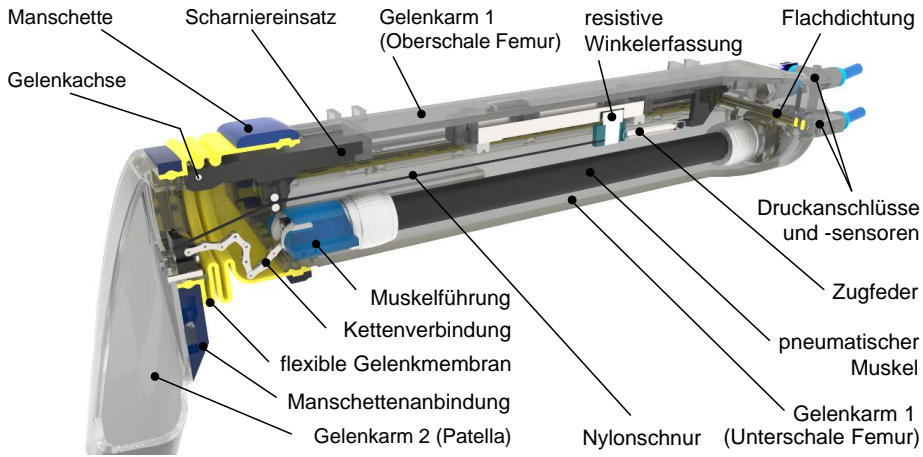


Bild 27: Technisch ausgereifter Prototyp des bionischen Spinnenbeingelenkes.

Das Scharniergelenk wird über eine steckbare Aufnahme mit dem Oberteil verbunden. Einerseits aus Gründen der Montierbarkeit, andererseits bietet dies auch die Möglichkeit, das Scharnier werkstoffseitig stabiler, als additiv gefertigtes Aluminiumbauteil aus $AlSi10Mg$ (CL 31 [166]), auszuführen. Eine (Wieder-) Montierbarkeit wird durch die formschlüssige Fixierung der Gelenkmembran mittels Manschetten an Femur und Patella gewährleistet. Während der technischen Optimierung hinsichtlich Dichtheit des pneumatischen Systems sowie der Positionierung der Membran hat sich ein umlaufendes Wulstprofil im Manschettenbereich vorteilhaft erwiesen, vergleiche Bild 27. Eine Herstellung der Membran mittels additivem Verfahren ist zwar für sämtliche Geometrien denkbar, aber eine wirtschaftliche Fertigbarkeit und fertigungstechnische Flexibilität sollte auch bei größeren Stückzahlen gegeben sein. Das Bauteil besitzt daher keine Hinterschnitte parallel zur Faltenausrichtung und eine konstante Wandstärke. Dies führt sowohl bei Gießtechniken, vergleiche Abschnitt 4.2, im Spritzgussverfahren oder auch dem Heißpressverfahren zu vertretbaren Formkosten und gleichmäßiger Abkühlung. Die Radien an Außenfalte und Innenfalte sind entlang des D-förmigen Querschnitts umlaufend ausgeführt.

An der abgeflachten Scharnierseite des D-förmigen Querschnitts ermöglicht das Wellenprofil eine Stauchung. An der gegenüberliegenden Seite wird durch die Entfaltung der Überlappungen die gewünschte Öffnung erreicht. Von der Position der Drehachse aus nimmt der Faltenabstand zwischen den Mittelpunkten der Innen- und Außenradien bis zum Beginn der Wölbung linear zu, geht ab dort tangential in den Wölbungsradius über und erreicht sein Maximum in der Bauteilmitte. Die Faltenüberlappung der Membran beträgt dort 13 mm. Der zweifache Wert des Wölbungsradius entspricht dem Durchmesser beziehungsweise der Breite der Membrinnenfläche. Diese definiert die Baugröße für spätere Skalierungen. Die im vorgestellten Prototyp verwendete Membran wird im Folgenden als Typ 1 bezeichnet. Die Gestalt der Membran, sowie die Ausgangswerte der Geometrieparameter sind in Bild 28 dargestellt.

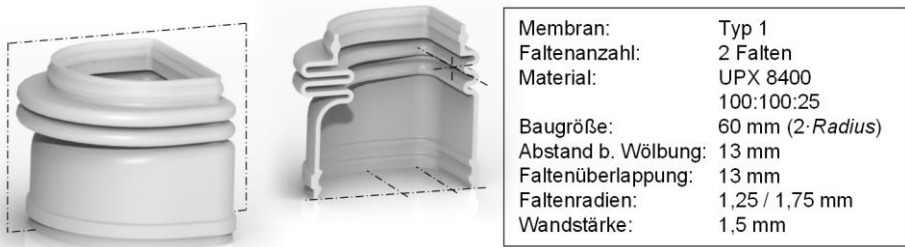


Bild 28: Gestalt der parametrisierten Membran in Ausgangsform Typ 1.

Um einen passenden Werkstoff für die flexible Gelenkmembran ausfindig zu machen, wurden verschiedene Materialien in Betracht gezogen. Nach ersten Überschlagsrechnungen und Simulationen mit Materialien aus der Literatur [20], vergleiche Bild 25, sollten Dehnungen von etwa 50 Prozent der Ausgangslänge möglich sein, um mit der gewählten Faltenanzahl ausreichend große Drehwinkel zu erreichen. Ein Werkstoff mit hoher Shorehärte oder hohem Elastizitätsmodul bedeutet einen hohen Kraftaufwand zur Entfaltung. Ein Werkstoff mit niedriger Steifigkeit würde zu stark zur ballonartigen Expansion neigen, anstatt sich zu entfalten. Daher wird eine Shorehärte angestrebt, die sich im oberen Bereich von gängigen Elastomertypen bei 85 bis 95 Shore A [177] befindet. Faserverstärkungen des Membrankörpers werden erst in späteren Optimierungsphasen betrachtet.

Silikone und Silikonkautschuke entsprechen nicht den geforderten mechanischen Festigkeiten, da die zulässigen Belastungen beziehungsweise Reißwiderstände nur etwa die Hälfte des Wertes von Polyurethanelastomeren [178] oder vergleichbaren vulkanisierten Elastomeren betragen. Dies führt zu einer starken Limitierung des zulässigen Innendruckes im Exoskelett und einer dementsprechenden Begrenzung des nutzbaren Drehmomentes

zur Gelenkstreckung. Darüber hinaus neigen ungefüllte Silikone aufgrund ihrer niedrigen Materialsteifigkeit [179] zur ballonartigen Expansion. Sie werden daher als ungeeignet angesehen.

Vulkanisierte Elastomere sind grundsätzlich hinsichtlich der mechanischen Festigkeiten und Shorehärten sehr gut geeignet. Allerdings geschieht die Fertigung von Bauteilen dieser Werkstoffgruppe typischerweise mit dem Spritzgussverfahren oder Heißpressverfahren und ist für Einzelteile beziehungsweise Kleinstserien aufgrund der hohen Formkosten bei komplexen Geometrien nicht tragbar. Die Probegeometrien der Gelenkmembranen sollten während der Erforschung entweder in Eigenfertigung herstellbar oder günstig zu beziehen sein, da eine Variation von Geometrieparametern oder auch weitere Versuche mit anderen Geometrien zu erwarten sind.

Polyurethane erreichen teilweise ähnliche Zugfestigkeiten wie vulkanisierte Elastomere und besitzen zudem die entsprechende Dehnbarkeit bei gewünschter Shorehärte. Die getesteten, additiv gefertigten, thermoplastischen Polyurethane (TPU) zeigten jedoch eine starke Anisotropie des Steifigkeitsverhaltens abhängig von der Baurichtung, sowie Abweichungen im Materialverhalten bei Bezug der Bauteile von verschiedenen Anbietern. Dies ist auf die Parameterwahl während des Herstellungsprozesses zurückzuführen, auf die bei einem Zukauf der Bauteile kein Einfluss genommen werden kann. Darüber hinaus wurde bei kunststofflasergesinterten TPUs ein Absinken des Innendrucks aufgrund der porösen Grundstruktur festgestellt. Die gießbaren Polyurethane (PU) konnten die mechanischen Anforderungen hinsichtlich Zugfestigkeit, die vergleichbar zu gefüllten Elastomeren sein sollte, und Shorehärte, die bei rund 90 Shore A liegen sollte, erfüllen. Zudem ist bei PU von isotropem Materialverhalten und einer luftundurchlässigen Struktur auszugehen. Der Fertigungsaufwand ist deutlich höher als bei TPUs. Dieser Mehraufwand ist jedoch unter Verwendung von RP-gefertigten Gießformen noch vertretbar, da die benötigten Formen in eigener Herstellung additiv gefertigt und das Polyurethan auch in einer vorhandenen Vakuumgießanlage, vergleiche Abschnitt 4.2 abgegossen werden kann. Das Polyurethan UPX 8400 des Herstellers Axon Technologies verfügt unter den recherchierten, für Einzel- und Kleinserien geeigneten, Weichkunststoffen über die höchsten Zugfestigkeiten sowie einer einstellbaren Shorehärte [163] und wird deswegen als Membranwerkstoff mit einem Mischverhältnis Polyol : Diisocyanat : Extender zu 100:100:25 festgelegt. Um einen geregelten Betrieb des pneumatischen Robotikgelenkes zu ermöglichen, muss der Drehantrieb mit Ansteuerungselektronik und Sensorik ausgestattet werden. Die Ansteuerung jedes Druckbereichs

geschieht auf Versuchsständen durch Proportionaldruckregelventile (VPPM-6L-L-1-G18-oL6H-V1P, Festo GmbH) und in der mobilen Variante durch leichtere pulsweitenmodulierte (PWM-) Miniaturventile (MHE2, Festo GmbH). Zur Abfrage der anliegenden Innendrucke werden an jedem Pneumatikanschluss Drucksensoren (HMA B010U X7 H5, First Sensor AG) angebracht. Eine integrierte Drehwinkelerfassung erfolgt über ein Schiebepotentiometer (RS60N12-Lin10K, ALPS), welches an der Oberschale des Femurs angebracht und über eine Zugverbindung mit der Patella verbunden ist. So wird der freie Bereich im Exoskelett genutzt und der Gelenkbereich möglichst wenig durchkreuzt. Zur Signalverarbeitung werden PCBs des Herstellers Arduino, vergleiche Abschnitt 4.3, gewählt, wobei auf die ausführliche Beschreibung der durchgeführten elektronischen Verschaltung, Programmierung und Kalibrierung der Sensoren an dieser Stelle verzichtet wird.

6 Mathematische Modellierung und Evaluation

Die Nutzung des beschriebenen Gelenkantriebs in einem Roboter ist nur mit einem genauen Verständnis des Gelenkverhaltens möglich. Um hierfür eine systematische und vollständige Untersuchung der Betriebseigenschaften des Aktuators durchzuführen, ist es unerlässlich, die verwendeten Werkstoffe zu charakterisieren sowie das Gelenk mathematisch zu modellieren und experimentell zu überprüfen. Kapitel 6 wird dazu in zwei Abschnitte unterteilt.

Zu Beginn wird in Abschnitt 6.1 eine Materialcharakterisierung und Validierung der Abbildbarkeit des Werkstoffverhaltens in FE-Berechnungen durchgeführt. Dies bildet die Grundlage zur Auslegung der innendruckbelasteten Faltenbälge, sowie zur Bestimmung eines Prozessfensters für die Erprobung und den Einsatz der Gelenkantriebe.

Darauf aufbauend wird in Abschnitt 6.2 ein mathematisches Modell für dieses neue Gelenkprinzip entwickelt, dessen Aussagefähigkeit überprüft und darauf basierend die empfohlenen Prozessfenster des Aktuators im Betriebsfall benannt. Dazu werden im ersten Schritt die Einflüsse aus Streckung und Beugung separat untersucht und mathematisch beschrieben, um im Anschluss auf das Zusammenwirken im Gesamtverhalten einzugehen.

Zur experimentellen Verifikation werden Versuchsstände entwickelt, um einerseits die Muskeln zu charakterisieren und andererseits den Gelenkaktuator experimentell zu untersuchen. Diese Prüfvorrichtungen werden im jeweiligen Abschnitt erläutert. Nach der Verifikation der Einzeleinflüsse wird das Gesamtverhalten des Aktuators mathematisch formuliert und das Berechnungsmodell des bionischen Spinnenbeingelenkes als Ganzes experimentell überprüft.

6.1 Materialcharakterisierung für die Finite-Elemente-Berechnung

6.1.1 Experimentelle Untersuchung der Werkstoffeigenschaften

Um die Materialeigenschaften des verwendeten UPX 8400 Polyurethans für den Betriebsfall bestimmen zu können, muss eine experimentelle Ermittlung der nötigen Konditionierung des Werkstoffs durchgeführt werden. Darüber hinaus sind zu erwartende Fertigungsabweichungen zu bestimmen. Ebenso sind Dauerfestigkeitsprüfungen und Versuche zum viskoelastischen Materialverhalten notwendig, um ein sicheres Prozessfenster für den Gelenkeinsatz zu gewährleisten.

Konditionierung

Wie aus der Analyse des Standes der Technik hervorgeht, ist für jeden Werkstoff die Art und Anzahl der Vorbelastungen, bis eine Stabilisierung des Materialverhaltens eintritt, im Zweifelsfall neu zu bestimmen, vergleiche Abschnitt 2.2.5. Entsprechend Qi und Boyce [142] wurde eine Haltezeit von 60 Sekunden am Belastungs- sowie am Entlastungspunkt gewählt. Die Dehnrate wurde für diesen Grundsatzversuch bei einer mittleren Geschwindigkeit von 10 %/s festgelegt. Basierend auf ersten Grundsatzsimulationen an Faltenbalggeometrien wurde eine maximal zu erwartende Materialdehnung von 60 % angenommen und zyklische Zugversuche an abgegossenen Prüfkörpern (DIN 527-2 Form 5A [161]) mit dieser Dehnungsbelastung durchgeführt. Bild 29 zeigt hierzu die Maximalwerte der aufgetretenen Spannungen im Zugstab über der Anzahl der Zyklen. Die Versuche zeigen, dass der größte Steifigkeitsabfall bei dem gewählten PU innerhalb der ersten fünf Zyklen stattfindet, siehe Detailausschnitt in Bild 29. Innerhalb dieser ersten fünf Zyklen ist im Mittel mit einer spannungsbezogenen Materialerweichung von 11 % zu rechnen. In den darauffolgenden Belastungen ist die Steifigkeitsänderung entsprechend dem gemittelten Verlauf der Messdaten weitestgehend abgeklungen, so ist bis zum fünfzigsten Belastungszyklus nur noch mit einem Spannungsabfall von weiteren 3 % zu rechnen. Ab dem fünfzigsten Zyklus blieb die Steifigkeitsänderung im Rahmen der Standardabweichung.

Sowohl Qi und Boyce [142] als auch Batal [138] stellen für Polyurethan eine Versteifung beziehungsweise Wiederversteifung des Materials nach längerer unbelasteter Lagerung fest. Grund ist, dass die Polymermoleküle wieder Wasserstoffbrückenbindungen eingehen können und somit in den energetisch niedrigeren Zustand zurückkehren. Um diesen Einfluss zu untersuchen, wurden die Zugproben nach vorangegangener Konditionierung bis zu 14 Tage bei Raumtemperatur trocken und dunkel gelagert. Anschließend wurden die Testkörper mit denselben Einspielzyklen wieder belastet, um einen Vergleich ziehen zu können.

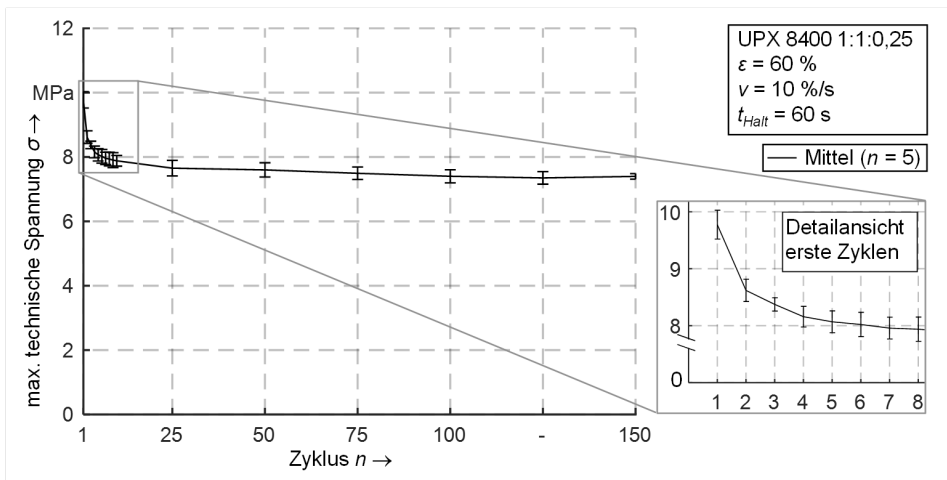


Bild 29: Auswertung zur Materialkonditionierung UPX 8400 bei Mischverhältnis 100:100:25.

Bild 30 zeigt hierzu, dass auch im vorliegenden Material UPX 8400 eine Rückbildung der Materialsteifigkeit stattfindet. Mit dem Diagramm lässt sich belegen, dass sich die Wiederbelastungskurven mit steigender Verweilzeit zunehmend an die Erstbelastungskurve annähern. Nach den ersten, erneuten Belastungszyklen befindet sich der Werkstoff allerdings wieder in dem stabilisierten Zustand.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass sich der Werkstoff auch in eingespieltem Zustand in geringem Maße ständig verändert. Einerseits tritt bei zyklischen Belastungen weiterhin ein zwar sehr geringes, aber kontinuierliches Aufreißen der Wasserstoffbrücken und damit eine Erweichung des Materials auf. Andererseits findet eine Rückbildung der aufgerissenen Wasserstoffbrücken und somit eine Wiederversteifung des Werkstoffs in unbelasteten Zeiten statt. Für den Betrieb des Aktuators oder für Gelenkmessungen auf einem Prüfstand lässt sich aus dieser Erkenntnis folgende Empfehlung ableiten: Vor Erstbenutzung oder nach jeder längeren Pause ist der Werkstoff nochmals mit maximal zu erwartender Belastung zu

konditionieren beziehungsweise zu rekonditionieren, um wieder in den eingespielten Betriebszustand zurückzukehren. Im späteren praktischen Einsatz kann dieser Effekt unter Umständen vernachlässigt werden, da dieser durch die Regelungstechnik ausgeglichen werden kann.

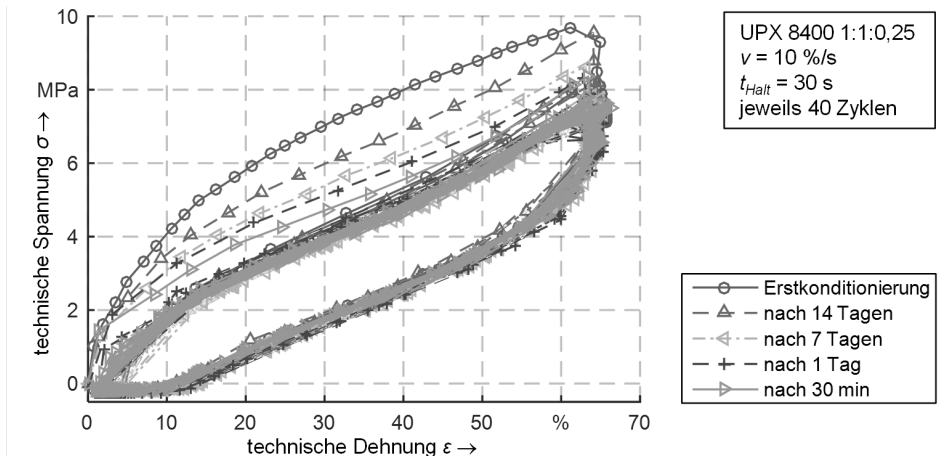


Bild 30: Rückbildung der Materialsteifigkeit nach einer Belastung.

Betriebsfestigkeit

Die Dauerfestigkeit gibt Auskunft darüber, mit welchen Belastungshöhen ein Werkstoff dauerhaft zyklisch beanspruchbar ist, ohne mit einem Versagen des Bauteils rechnen zu müssen [180]. Die Betriebs- oder Zeitfestigkeit des Werkstoffs hingegen sagt aus, ob die erwartete Anzahl an Lastspielen bei einer typischen Belastung während der angenommenen Lebensdauer des Bauteils erreicht wird [180]. Beide Kenngrößen sind notwendig, um Aussagen bezüglich der Prozessfenster für die Erprobung und den späteren Einsatz der bionischen Gelenkantriebe zu treffen. Aus materialtechnischer Sicht ist die maximale Dehnungsbelastung für das Aufreißen der Wasserstoffbrückenbindungen zwischen den Polymerketten des Urethans ausschlaggebend. Daher werden auch hier verschiedene Dehnungsstufen gewählt, bei denen die Zugproben zyklisch bis zum Versagen belastet werden. Wie in Bild 31 dargestellt, ist bei Dehnungen von 160 % mit einem Werkstoffversagen innerhalb der ersten 30 Zyklen zu rechnen.

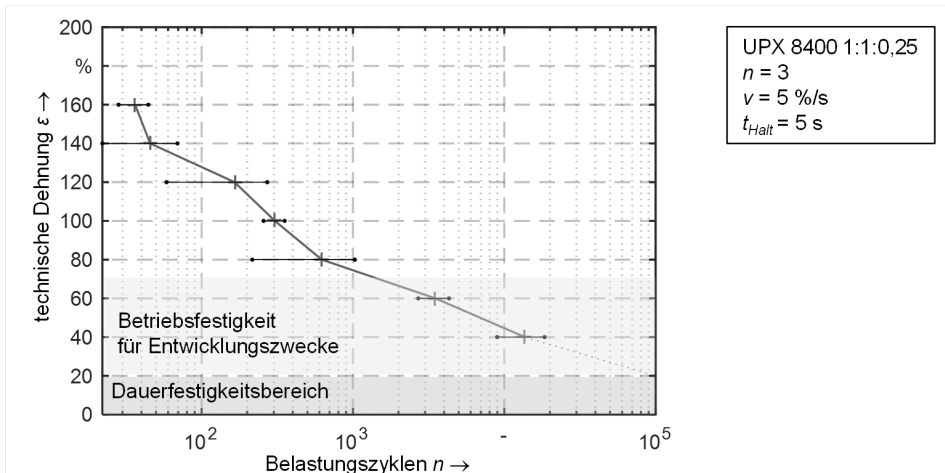


Bild 31: Dauerfestigkeitsuntersuchungen des UPX 8400 Polyurethans.

Für Streckungen unter 20 % wurden die Versuche nach circa 100.000 Zyklen ohne Versagen abgebrochen, da in diesem Bereich von einer Dauerfestigkeit auszugehen ist. Etwa 10.000 Zyklen sind im Mittel bei Belastungen bis 45 % Maximaldehnung zu erwarten. Bei Belastungen bis 60 % tritt entsprechend der Versuchsergebnisse nach zirka 3.500 Lastspielen ein Bruch auf.

Polyurethane weisen bei längeren, unbelasteten Wartezeiten Regenerationseffekte des geschädigten Materials auf, da eine stetige Neubildung der aufgerissenen Wasserstoffbrücken stattfindet [138]. Die in Bild 31 dargestellten Versuchsergebnisse wurden, mit Ausnahme der 20% Messung, bei ununterbrochener, zyklischer Dauerbelastung mit Haltezeiten von lediglich 5 Sekunden am Be- und Entlastungspunkt durchgeführt. Da bei diesen kurzen Umkehrhaltezeiten noch nicht von regenerativen Rückbildungseffekten ausgegangen werden kann, vergleiche Bild 30, zeigen die Messungen den kritischeren Fall. Unbelastete Erholungszeiten zwischen den Einsätzen des Gelenkes würden dementsprechend die maximal zu erwartende Anzahl der Belastungszyklen erhöhen.

Zur Erforschung des Gelenkprinzips, sowie zur Verifikation der Berechnungen mit experimentellen Versuchen und Entwicklung der darauf basierenden Auslegungsmethodik reicht die zu erwartende Anzahl mehreren tausend Lastwechseln aus. Eine industrielle Anwendbarkeit, beispielsweise in einem Assistenzroboter für Mensch-Roboter-Kooperationen ist noch nicht gegeben.

Analyse der Materialsteifigkeit und deren Abweichung

Wie im Stand der Technik, Abschnitt 2.2.5, beschrieben, tritt bei Elastomeren je nach Belastungshistorie eine Abflachung der Spannungs-Dehnungs-Kurve, sowie eine geschwindigkeitsabhängige Hysterese auf. Um den Einfluss dieser werkstoffseitigen Effekte zu untersuchen, werden die vorliegende Materialsteifigkeit sowie deren zu erwartenden Abweichungen abhängig von Maximaldehnung und Belastungsgeschwindigkeit analysiert. Hierzu wurden fünf Plattenkörper im gleichen Mischverhältnis und analog zu, in Abschnitt 4.2, beschriebenem Vorgehen hergestellt, um Mittelwerte der verschiedenen Abgüsse aus den daraus schergeschnittenen Zugproben (Form DIN 527-A) bilden zu können. Die Zugproben der verschiedenen Abgüsse wurden für jeden Streckbereich, wie in Abschnitt 6.1.1 beschrieben, konditioniert. Dies gewährleistet, dass von einem stabilisierten Materialverhalten im Belastungsbereich ausgegangen werden kann. Weiterhin wurden sämtliche Proben nach der vorangegangenen Konditionierung für die Spannungs-Dehnungs-Messung noch einmal neu eingespannt. Damit wird zwar der geringe, aber noch vorhandene Dehnungsunterschied nach der Erstbelastung, vergleiche hierzu auch Bild 30, vernachlässigt, dies ist jedoch in der Materialcharakterisierung üblich [137]. Der Belastungsbeginn liegt dann bei allen verglichenen Proben im Nullpunkt. Dies erleichtert die Vergleichbarkeit und der Spannungs-Dehnungs-Verlauf kann somit direkt ins FE-Programm beziehungsweise zur Materialparameterkalibrierung übernommen werden. Mit einer Haltezeit von 60 Sekunden am Lastpunkt wird gewährleistet, dass Be- und Entlastungskurve weitestgehend getrennt voneinander analysiert werden können.

Zur Versuchsdurchführung an der Zugprüfanlage, dargestellt in Abschnitt 4.1, wurde für beide Testreihen ein Ablauf bestehend aus vier Schritten definiert. Diese sind in Bild 32 als Abschnitte zwischen den charakteristischen Punkten A bis E ersichtlich. Im ersten Schritt erfolgt eine Streckung mit konstanter Dehnungsgeschwindigkeit, lagegeregelt über optische Aufnehmer. Anschließend wird die maximale Streckung, ebenfalls lagegeregelt, und für 60 Sekunden gehalten, während die Spannung aufgrund des viskoelastischen Verhaltens abklingt. Im dritten Schritt erfolgt die Entlastung mit konstanter, vorgegebener Dehnungsgeschwindigkeit bis zum Erreichen des kraftlosen Zustands. In diesem Zustand wird die Zugprobe abschließend, im vierten Schritt, für 60 Sekunden kraftgeregelt gehalten, um das abklingende Dehnungskriechen aufzuzeichnen.

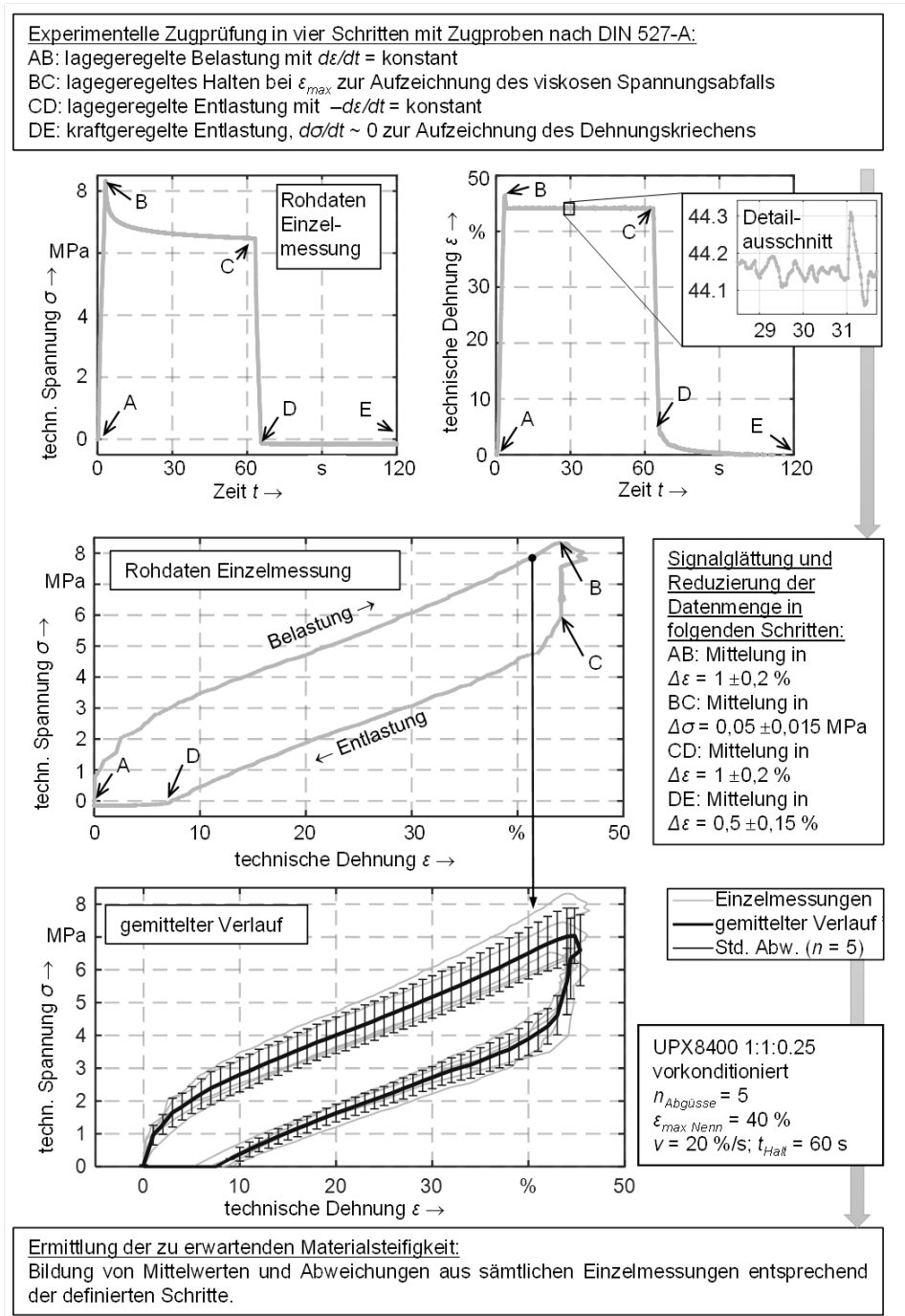


Bild 32: Methode zur Datenverarbeitung zur Analyse der Materialsteifigkeit.

Während eines solchen Zugversuchs werden bei einer Abtastrate, von 50 bis 60 Hertz je nach Versuchsdefinition, mehrere Tausend Messpunkte aufgezeichnet, die aufgrund des optischen Aufnehmers mit einem Signalrauschen behaftet sind. Diese systembedingte Signalschwankung beträgt etwa $\pm 0,15$ Dehnungsprozent, gemessen bei konstant gehaltener Streckung. Die Schwankung des Kraftaufnehmers beträgt etwa $\pm 0,005$ MPa bei konstant gehaltener Spannung.

Um einerseits dieses Rauschen zu glätten und andererseits für vorgegebene Dehnungsschritte die Mittelwerte und Abweichungen von verschiedenen Zugproben zu verrechnen, muss erst eine Aufbereitung der Rohdaten aus der Zugprüfmaschine erfolgen. Hierzu werden die charakteristischen Punkte A bis E jeder Einzelaufzeichnung mit Hilfe eines Matlab Skriptes herausgefiltert, vergleiche Bild 32. Punkt A ist durch den Startpunkt definiert, Punkt B wird anhand des Spannungsmaximums ausfindig gemacht und kennzeichnet den Beginn der dortigen, dehnungskonstanten Haltezeit. Anschließend wird Punkt C über eine Abfrage der Dehnratenänderung für Zeiten größer 60 Sekunden bestimmt, um den Beginn der Entlastung zu ermitteln. Punkt D ist hingegen durch das Unterschreiten eines Spannungsnullwertes sowie dem Ausbleiben einer weiteren Spannungsänderung festgelegt. Sind diese charakteristischen Punkte bekannt, so bildet die Strecke AB jeder Messung die Belastungsphase und die Strecke CD jeder Aufzeichnung die Entlastungsphase. Be- und Entlastungsphase wird anschließend in Stufen von je einem Dehnungsprozent unterteilt. Im Toleranzbereich von $\pm 0,2$ Dehnungsprozent um den Nennwert jeder Stufe werden die Messwerte anschließend gemittelt und somit signalgeglättete Verläufe erzeugt.

Im Bereich der Strecke BC, während des Haltens auf konstanter Dehnung, ist eine Signalbereinigung über definierte Dehnungsschritte nicht sinnvoll, weil die Streckung lagegeregelt gehalten wird. Hier wurden Spannungsstufen von 0,05 MPa gewählt. Durch Mittelung der Messwerte im Bereich $\pm 0,015$ MPa um jede Stufe wurde eine Signalbereinigung erlangt. Dies hat zudem den Vorteil, dass zu Beginn der Haltezeit, bei starkem viskosem Spannungsabfall mehr Messpunkte erhalten bleiben, als zum Ende der Haltezeit.

Um einen, für dieses Mischverhältnis zu erwartenden, abweichungsbehafteten Steifigkeitsverlauf zu erhalten, werden für jede Versuchsdefinition die bereinigten Einzelverläufe aus den fünf Abgüssen in einem weiteren Matlab Skript ausgewertet. In Be- und Entlastungsphase ist somit, entsprechend dem geschilderten Vorgehen, jeder Dehnungsschritt eindeutig festgelegt und nicht redundant. Abschließend werden in jeder oben genannten Teilstrecke und darin in jeder Zwischenstufe die Mittelwerte sowie die dazugehörigen Standardabweichungen, aus den fünf Messwerten gebildet. Die Datenpunkte, die sich nach diesem Verfahren ergeben, spiegeln den zu erwartenden Spannungs-Dehnungs-Verlauf des Materials bei der entsprechenden Beanspruchungsdefinition wieder, vergleiche Bild 32.

Zur Ermittlung der dehnungsabhängigen Materialsteifigkeit des Polyurethans wurden Streckungen zu 20 %, 40 % und 60 % gewählt, da die Betriebsbelastungen entsprechend den Betriebsfestigkeitsuntersuchungen, dargestellt in Bild 31, auch in diesem Bereich erwartet werden. Die Dehnrates wurde bei mittleren Streckgeschwindigkeiten von 5 %/s gewählt und konstant gehalten, da die Abweichungen in Bezug auf die Belastungsgeschwindigkeit sowie der Abbildbarkeit des Materialverhaltens in den FE-Simulationen noch separat analysiert werden. Bild 33 links zeigt jeweils die gemittelten Belastungsverläufe ($n = 5$) für die verschiedenen Maximaldehnungen. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wurde hier lediglich jede vierte Standardabweichung abgebildet.

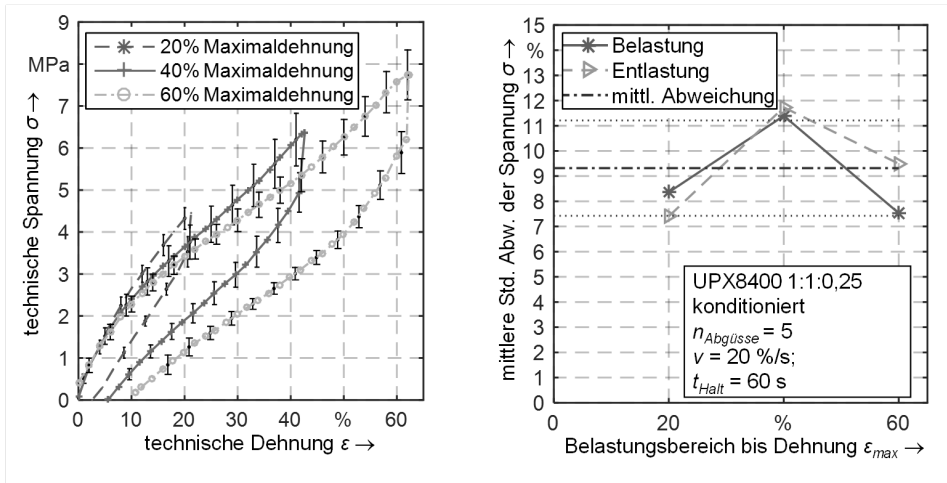


Bild 33: Steifigkeitsabweichungen des Polyurethans UPX 8400 1:1:0,25 abhängig von der maximalen Dehnung.

Die Materialsteifigkeit nimmt zwischen den Belastungen bei 20 und 60 prozentiger Dehnung um etwa die Hälfte ab. In Bild 33 rechts sind deren durchschnittliche Standardabweichungen aus Be- und Entlastung aufgeführt. Im Mittel ist bei den verschiedenen Abgüssen und bei diversen Dehnungsbelastungen eine Schwankung von $9,32 \pm 1,89$ % zu verzeichnen. Dabei lässt sich auch bei höherer Ver Streckung und der damit zunehmenden Werkstoffschädigung weder eine Zunahme der Abweichungen des Materialverhaltens noch ein systematischer Unterschied zwischen Be- und Entlastungsrichtung ausmachen.

Wie entsprechend der Analyse des Standes der Technik, Abschnitt 2.2.5, für Polyurethane zu erwarten und auch in Bild 33 ersichtlich, ist bei dem verwendeten UPX 8400 aufgrund des viskoelastischen Materialverhaltens eine richtungs- und geschwindigkeitsabhängige Differenz des Elastizitätsverhaltens zu erwarten. Um diese hysteresebefah tete Materialsteifigkeit zu analysieren, wurden ebenfalls Zugproben aus fünf verschiedenen Abgüssen verwendet. Die Probekörper wurden nach vorangegangener Konditionierung bei einer mittleren Dehnungshöhe von 40 % mit verschiedenen Streckgeschwindigkeiten zwischen 0,1 %/s bis zu 40 %/s positionsgeregelt auf der Zugprüfmaschine, vergleiche Abschnitt 4.1, be- und entlastet. Wie sich schon bei niedrigsten Geschwindigkeiten von 0,1 %/s aus dem Unterschied zwischen Be- und Entlastungskurve schließen lässt, tritt in allen technisch relevanten Belastungsbereichen eine Hysterese auf. Ein Gleichgewichtszustand ($\lim_{v \rightarrow 0}$) kann lediglich theoretisch angenähert werden, dargestellt als Strich-Punkt-Kurve in Bild 34 links. Dieser wurde entsprechend der Literatur [138] unter Verwendung der Daten der langsamsten Messung vom Startpunkt der Belastung zum Wiedereinsetzen der Entlastung approximiert.

Die Gegenüberstellung der verschiedenen Belastungsgeschwindigkeiten, dargestellt in Bild 34 rechts, zeigt eine Zunahme des Hystereseunterschiedes, der teilweise größer als der absolute Stellweg im Gleichgewichtszustand ist. Ebenfalls nehmen die Standardabweichungen der gemessenen Materialsteifigkeitsverläufe mit steigender Geschwindigkeit zu, dargestellt in Bild 34 rechts. Entsprechend einer linearen Regression erster Ordnung mit den dazugehörigen Standardabweichungen steigen diese von etwa 11 % auf rund 16 % bei einer Belastungsgeschwindigkeit von 40 %/s an. Die materialmodellbasierte Einbindung, sowie die Abbildefähigkeit dieser Einflüsse in den FE-Berechnungen, werden im folgenden Unterkapitel separat behandelt.

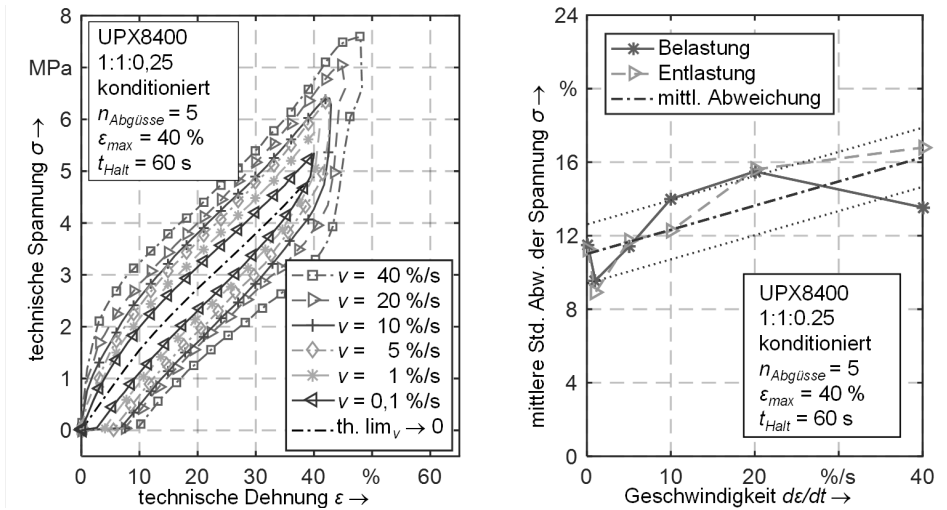


Bild 34: Geschwindigkeitsabhängige Veränderung des Materialverhaltens eines UPX 8400 Polyurethans bei einem Mischungsverhältnis 1:1:0,25.

6.1.2 Verifikation der Abbildbarkeit in FE-Simulationen

Um die flexiblen Gelenkmembranen mit der Finite-Elemente-Methode auszulegen und zu optimieren, muss erst eine adäquate Bild des Werkstoffverhaltens gegeben sein. Deswegen wird im Folgenden auf die Auswahl des Materialmodells eingegangen, um anschließend die Methodik zur Bestimmung der notwendigen Materialparameter zu erläutern und basierend darauf die Güte der simulativen Materialbild zu verifizieren.

Wie im Stand der Technik, Abschnitt 2.2.5, beschrieben, gibt es eine Vielzahl an hyperelastischen Materialmodellen, die je nach Formulierung mit Messdaten aus unterschiedlichen Versuchen, uni- oder biaxiale Zugprüfungen sowie Pure-Shear-Tests, zu kalibrieren sind. Grundsätzlich eignen sich alle bekannten hyperelastischen Modelle für FE-Simulationen mit Elastomeren, bilden aber nur einen idealisierten, (quasi-) statischen Zustand ab. Aus den Zugversuchen wird jedoch ersichtlich, dass sich das Materialverhalten aufgrund verschiedener Belastungshöhen und Geschwindigkeiten, vergleiche Bild 34, in entscheidender Weise verändert. Da es sich bei einem Robotergelenk um ein dynamisch beanspruchtes Bauteil handelt und geschwindigkeitsbedingte Einflüsse bei jeder Gelenkbewegung auftreten, können diese nicht vernachlässigt werden.

Die Validierung der mathematischen Berechnungen und Simulationen anhand der Gelenkbewegung wird daher, im Hinblick auf den späteren Anwendungsfall, ebenfalls dynamisch durchgeführt. Für einen Vergleich

des experimentellen Verhaltens mit den Simulationsergebnissen sind deswegen viskoelastische Ansätze notwendig. Auch wenn dies hinsichtlich der Parameterermittlung, den dafür notwendigen Materialversuchen, sowie den letztendlich durchzuführenden Simulationen mit erheblichem Mehraufwand verbunden ist. Die einfacher zu verwendenden hyperelastischen Modelle, welche keine zeitabhängigen Einflüsse abbilden, eignen sich hingegen zur Dimensionierung der Gelenkbauteile und werden deswegen ebenfalls charakterisiert.

Auswahl und Kalibrierung hyperelastischer Materialmodelle

Zur Bauteilauslegung mit hyperelastischen Modellen empfehlen sich das Yeoh- oder das Eight-Chain-Modell, da diese Ansätze aufgrund ihrer Formulierung mit lediglich uniaxialen Messdaten gute Bilden von mehrdimensionalen Belastungszuständen erreichen [135]. Zur Ermittlung der Materialparameter dieser quasistatischen Modellansätze werden die Gleichgewichtszustände (Equilibrium Path) verwendet, da diese die Be- und Entlastungskurve gleichermaßen gut abbilden, vergleiche Bild 35. Um diese idealisierten Materialsteifigkeitsverläufe zu approximieren, wird für jeden Belastungszustand das Mittel zwischen Be- und Entlastungskurve der langsamsten, uniaxialen Zugversuche gebildet.

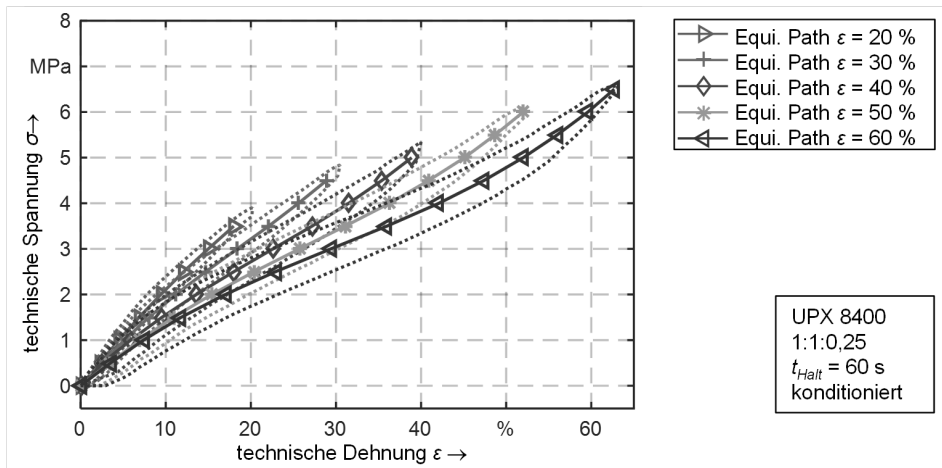


Bild 35: Approximierte Gleichgewichtszustände für diverse Vorbelastungen.

Die Kalibrierung der Materialparameter mit experimentell ermittelten Spannungs-Dehnungs-Zusammenhängen ist sowohl für das Yeoh- als auch für das Eight-Chain-Modell in den meisten kommerziellen FE-Programmen möglich und erfolgte in der Software ANSYS Workbench. In Tabelle 3 sind hierzu die Yeoh-Modellparameter und in der nachfolgenden Tabelle 4

die ermittelten Materialparameter für das Eight-Chain-Modell, jeweils bezogen auf die verschiedenen Dehnungsbereiche, die in Bild 35 abgebildet sind, dargestellt.

Tabelle 3: Yeoh-Modellparameter für das untersuchte UPX 8400, 1:1:0,25.

Dehnungsbereich \ Parameter	20 %	30 %	40 %	50 %	60 %
C_{01}	3,949	3,399	2,842	2,483	2,278
C_{10}	-3,517	-1,697	-0,803	-0,195	-0,202
C_{11}	13,556	3,910	1,317	0,408	0,278

Tabelle 4: Eight-Chain-Modellparameter für das untersuchte UPX 8400, 1:1:0,25.

Dehnungsbereich \ Parameter	20 %	30 %	40 %	50 %	60 %
μA	7,361	6,408	5,292	3,044	2,719
NA	14,579	12,407	4,407	1,417	1,408

Zur Verifikation dieser Parameter wurde der optische Messbereich der verwendeten, schergeschnittenen Zugstäbe (DIN 527-2 Form A) im FE-Programm ANSYS Workbench nachgebildet. Drei Seitenflächen des simulierten Bereichs wurden hierzu, wie in Bild 36 gezeigt, reibungsfrei gelagert, um die natürliche Einschnürung nicht zu verfälschen. Der virtuelle Zugstab wurde mit gleichen Dehnungen beaufschlagt, wie bei den stellweggeführten, experimentellen Versuchen. Das Prisma besitzt entsprechend dem optisch erfassten Messbereich eine Länge von 20 mm mit rechteckigem Querschnitt, der Breite vier Millimeter und einer Dicke von zwei Millimetern. Die Vernetzung erfolgt mit einer durchschnittlichen Elementgröße von einem Kubikmillimeter und unter Verwendung von SOLID285-Tetraederelementen. Diese Elementtypen sind speziell für hyperelastische oder viskoelastische Werkstoffe beziehungsweise Elastomere ausgelegt und sorgen durch eine optimierte Formulierung des deviatorischen und hydrostatischen Spannungsanteils für ein gutes Konvergenzverhalten [181]. Ebenfalls würden sich SOLID186- beziehungsweise SOLID187-Hexaederelemente gut für Elastomersimulationen eignen, da diese mit Keyoption 6.1 ebenfalls eine verbesserte U-P-Formulierung besitzen [181]. Durchgeführte Vergleichsrechnungen bei Dehnungen von 60 % und dem in Bild 36 links gezeigten Modellaufbau liefern dabei identische Ergebnisse für beide Elementgrundtypen. Allerdings zeigen beschriebene Vergleiche [182], dass

die SOLID285-Elemente bei mehrdimensional beanspruchten Bauteilen ein deutlich besseres Konvergenzverhalten als die SOLID186 aufweisen. Da die später zu berechnende Gelenkmembran ebenfalls ein solches komplexes Bauteil darstellt, werden die SOLID285-Elemente bevorzugt. Wie in Bild 36 ersichtlich, wurden die Parameter beider Berechnungsmodelle richtig gewählt. Die Ergebnisse bilden den Verlauf der Mittelwerte aus Be- und Entlastungskurven jedes Dehnungsbereichs im Rahmen der zu erwartenden Standardabweichungen, ersichtlich in Bild 33, ab. Grundsätzlich eignen sich deswegen beide Materialmodelle zur Nachbildung des Gleichgewichtszustandes. Allerdings wird für weitere hyperelastische Simulationen das Yeoh-Modell bevorzugt, da dieses gegenüber dem Eight-Chain-Modell die kleineren Abweichungen zum experimentellen Verhalten zeigt.

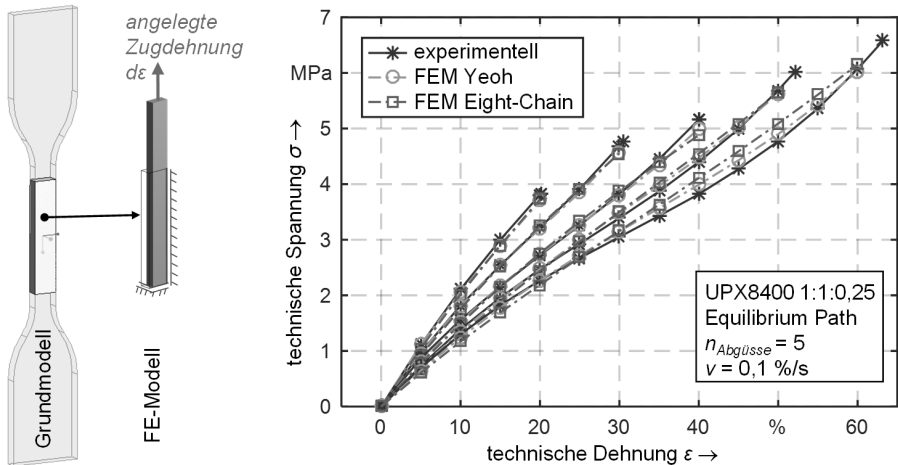


Bild 36: Verifikation der ermittelten Materialparameter des Yeoh- und Eight-Chain-Modells.

Viskoelastische Bild des Materials mit dem Bergström-Boyce-Modell

Für viskoelastische Simulationen wird das Bergström-Boyce-Modell (BB-Modell) favorisiert. Diese mathematische Modellformulierung basiert als Weiterentwicklung des genannten Eight-Chain-Modells ebenfalls auf der ersten Invariante I_1 . Da diese erste Invariante über die Elementstreckung definiert ist, genügen uniaxiale Zugversuchsdaten zur Kalibrierung des Materialmodells [135]. Mehrdimensionale Verformungszustände können damit, wie in [135] gezeigt, aufgrund der mikromechanischen Modellvorstellung, die diesem Materialmodell zugrunde liegt, adäquat approximiert werden. Darüber hinaus untersuchten Yi et al. [145] die simulative Abbildbarkeit von Polyurethanwerkstoffen und konnten auch eine erfolgreiche Nachbildung des geschwindigkeitsabhängigen Verhaltens für solche Werkstoffe mit dem BB-Modell belegen.

Die Nutzung des Bergström-Boyce-Modells ist in der FE-Software ANSYS zwar möglich, jedoch ist dieses Modell nicht in der verwendeten Benutzeroberfläche der ANSYS Workbench hinterlegt und muss über ein APDL-Skript eingebunden werden [154]. Da die Bestimmung der acht Gleichungsparameter basierend auf experimentellen Zugversuchsdaten weder im verwendeten FE-Programm, noch per Hand möglich ist, empfiehlt Bergström [152] eine numerische, iterative Parameterbestimmung mit Näherungsverfahren. Eine solche iterative Ermittlung der Gleichungsparameter ist mit der Software MCalibration für verschiedene Materialmodelle aus dem Polymerbereich möglich. Allerdings können die Rohdaten aus der Zugprüfung hierfür nicht direkt verwendet werden, da aufgrund des optischen Aufnehmers sehr kleine Zeitschritte notwendig sind und daher Datenmengen aufgezeichnet werden, die aufgrund ihrer großen Anzahl an Messpunkten nicht mehr für eine iterative Parameterberechnung geeignet sind. Um dies zu umgehen, wurde für jede Versuchsdefinition ein Matlab-Skript entwickelt, welches die Messdaten entsprechend aufbereitet. Dieses Vorgehen beinhaltet, ähnlich zu der Methode in Bild 32, ein Aussortieren nicht relevanter Daten, eine Glättung des optischen Signals, die Mittelung der Zugproben (pro Versuch jeweils fünf Proben aus verschiedenen Abgüssen), sowie die Bildung einer stellvertretenden Kurve samt Abweichungen und Formatierung. Nach dieser Aufbereitung der Zugversuchsergebnisse werden die gemittelten Versuchsdaten in Tabellenform in MCalibration eingelesen, um die Parameter dort iterativ zu kalibrieren. Das BB-Modell wird mit Hilfe eines benutzerdefinierten Skripts in der ANSYS-eigenen Programmiersprache APDL eingebunden. Zur besseren Nachvollziehbarkeit des Vorgehens zur experimentellen Parameterkalibrierung bei der Verwendung des Bergström-Boyce-Modells dient die methodische Darstellung in Bild 37.

Zur Kalibrierung des BB-Modells empfiehlt Bergström eine stufenartige Be- und Entlastung von Zugstäben mit diversen Dehnungsebenen und Haltezeiten [152]. Mit diesem Stufentest kann in verschiedenen Belastungshöhen der Spannungsabfall als zeitliches Antwortverhalten aufgezeichnet und für die Parameterbestimmung genutzt werden. In der späteren Gelenkmembran wird weniger eine dehnungsgesteuerte, als eine lastgesteuerte Beanspruchung anliegen, da der Innendruck eine kraftabhängige Belastung darstellt. Deswegen wird zusätzlich zum genannten, dehnungsgesteuerten Stufentest auch eine kraftgeregelte Variante des Stufentests durchgeführt, um auch das Nachkriechen der Dehnung auf verschiedenen Spannungsniveaus direkt aufzuzeichnen und dessen Exponenten C zur Approximation des Dehnungskriechens mit gemessenen Daten kalibrieren zu können.

Darüber hinaus zeigt sich bei dem vorhandenen Polyurethan, dass eine Haltezeit von 30 Sekunden, wie in der Literatur [135] für vulkanisierte Gummierwerkstoffe beschrieben, nicht genügt, um das viskose Antwortverhalten ausreichend gut zu erfassen, vergleiche Bild 32. Die Haltezeiten wurden daher von 30 auf 60 Sekunden auf jeder Belastungsebene des Stufentests erhöht.

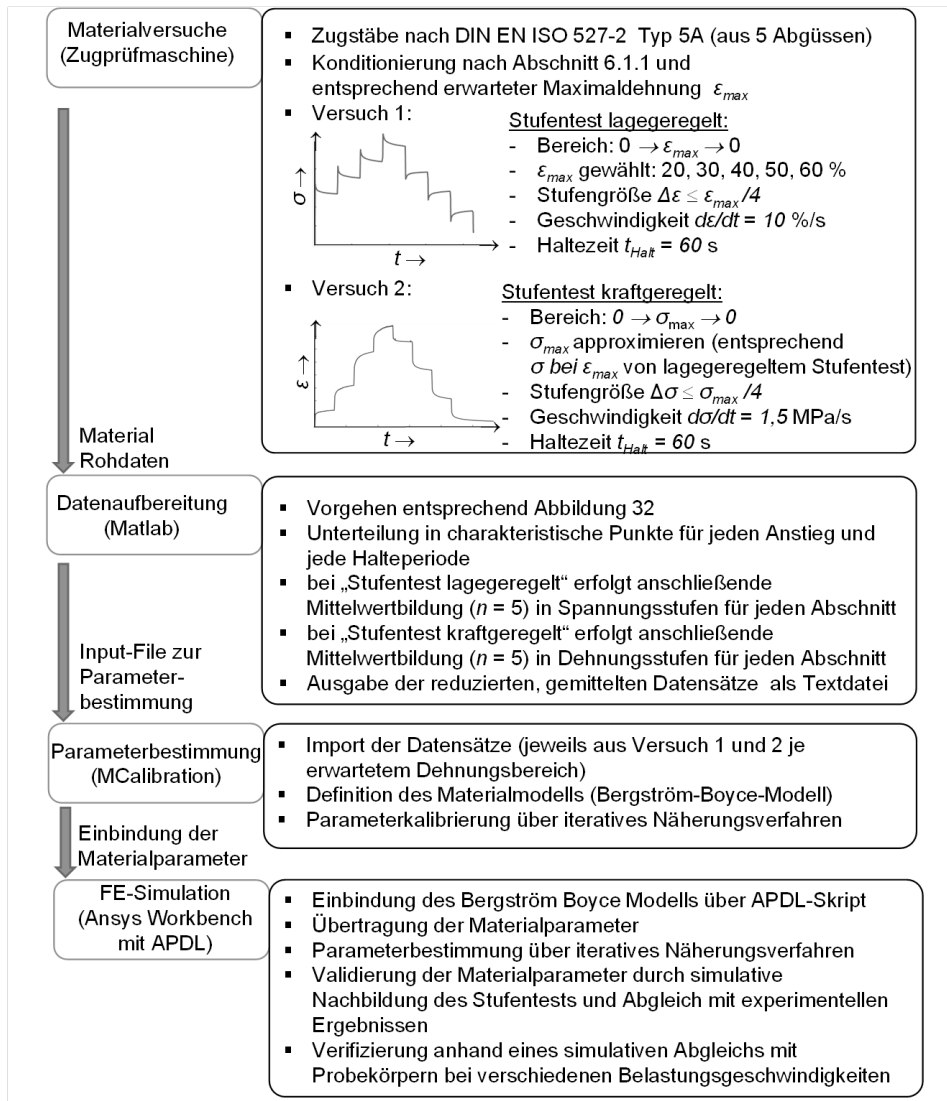


Bild 37: Methodik zur Verwendung des Bergström-Boyce-Modells in ANSYS Workbench.

Im ersten Messzyklus wurden dehnungsgesteuerte Stufentests mit Maximalstreckungen zwischen 20 und 60 Prozent durchgeführt, wobei in jedem Versuchszyklus mindestens vier Plateaubenen in Be- und Entlastungsphase gewählt wurden. Die Dehngeschwindigkeit wurde bei 10 %/s gewählt, da diese Geschwindigkeit noch eine fehlerfreie Aufzeichnung gewährleistet. Bei Versuchen mit 20 %/s oder 40 %/s ist mit zusätzlichen Abweichungen aufgrund von Übersteuerungen und Ungenauigkeiten bei der optischen Dehnungserfassung zu rechnen, vergleiche Bild 32. Im zweiten Messzyklus finden kraftgesteuerte Stufentests statt. Diese beinhalten, analog zum dehnungsgesteuerten Stufentest, ebenfalls Halteperioden in Be- und Entlastungsphase, allerdings bei konstanten Spannungswerten. Die erreichten Zugspannungen jeder maximalen Dehnungsbelastung aus den zuvor durchgeführten, lagegeregelten Versuchen geben dabei die Höchstbelastung vor. Dies gewährleistet, dass die Versuchsergebnisse aus beiden Versuchen vergleichbare Dehnungen abdecken und somit zusammen zur Parameterbestimmung stellvertretend für einen bestimmten Belastungsbereich verwendet werden können. Die Geschwindigkeit bei Plateauübergängen betrug 1,5 MPa/s für die kraftgeregelten Stufentests. Die verwendeten Zugstäbe wurden vorab jeweils mit entsprechenden Maximaldehnungen kalibriert und befanden sich in einem stabilisierten Zustand, vergleiche hierzu Abschnitt 6.1.1. Die ermittelten Materialparameter für das Bergström-Boyce-Modell sind in Tabelle 5 aufgeführt.

Tabelle 5: Bergström-Boyce-Modellparameter für das untersuchte UPX 8400, 1:1:0,25.

Dehnungsbereich \ Parameter	20 %	30 %	40 %	50 %	60 %
μA	7,265	6,118	4,150	4,256	3,537
NA	14,903	17,702	3,078	5,496	4,098
μB	6,500	8,005	9,378	7,314	7,094
NB	3,895	16,262	2,365	3,801	3,198
faq	3,223	0,214	0,0896	0,02787	0,0327
C	-	-0,341	-0,336	-0,764	-0,731
m	4,062	4,138	4,352	4,773	5,6515

Eine Verifikation der nach beschriebenem Vorgehen ermittelten Materialparameter erfolgt anhand einer Gegenüberstellung mit der simulativen Nachbildung der Stufentests im FE-Programm. Analog zur Verifikation der hyperelastischen Materialparameter, dargestellt in Bild 36, wurde hierzu

die gleiche Modellgeometrie sowie die gleichen Elementtypen SOLID285 benutzt. Die Randbedingungen und Lastverläufe wurden jedoch entsprechend den in Bild 37 dargestellten Werten gewählt, um die verwendeten Stufentests nachzubilden.

Zur Veranschaulichung sind in Bild 38 die Simulationsergebnisse für den Dehnbereich bis 40 % dargestellt. Der Vergleich zeigt, dass das viskoelastische Materialverhalten mit dem Bergström-Boyce-Modell simulativ adäquat wiedergegeben wird. Die Mittelungen der Stufentests aller getesteten Belastungsbereiche werden numerisch unterhalb der zu erwartenden Fertigungsabweichungen nachgebildet.

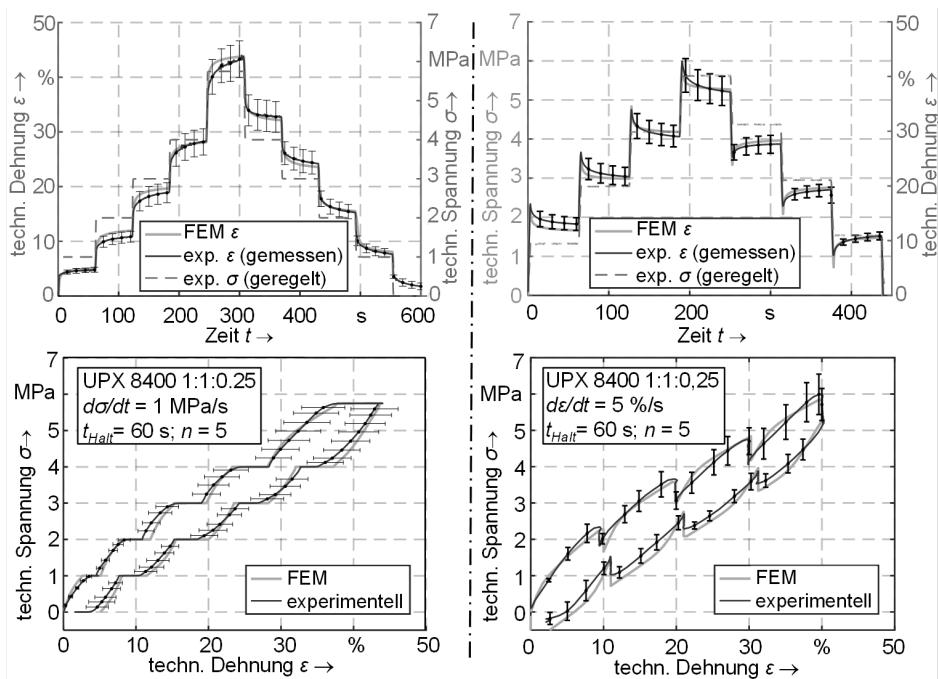


Bild 38: Verifikation der kalibrierten Parameter des BB-Modells, durch simulative Nachbildung und Vergleich mit experimentellen Stufentests.

Darüber hinaus wurde validiert, inwieweit nicht nur der zur Kalibrierung verwendete Versuch abbildbar ist, sondern ob die simulative Bild des Materialverhaltens auch bei verschiedenen Belastungsgeschwindigkeiten nutzbar ist und wenn ja, bis zu welchen Geschwindigkeiten dies gegeben ist. Hierzu werden die Zugproben mit Dehnraten zwischen 0,1 und 40 %/s beaufschlagt und mit Simulationsergebnissen basierend auf den, anhand des gezeigten Stufentests, ermittelten Parametern verglichen.

Bild 39 zeigt, dass das zeitabhängige Materialverhalten in der Modellierung bis zu einer Geschwindigkeit von 10 %/s durchgängig innerhalb der Fertigungsgenauigkeiten wiedergegeben werden kann. Die errechneten Abweichungen der numerischen Approximationen betragen zwischen 2,2 % und 4,3 % für die diversen Geschwindigkeiten bis 10 %/s. Darüber hinaus, im Geschwindigkeitsbereich 20 %/s und 40 %/s, treten vor allem im Anfangsbereich sowie im oberen Drittel des Dehnungsbereiches erhöhte Abweichungen zu den gemessenen Spannungen auf. Hier betragen die Abbildungenauigkeiten zwischen FE-Ergebnissen und experimentell ermitteltem Verlauf 7,8 % (bei 20 %/s) beziehungsweise 15,8% (bei 40 %/s). Auch die experimentellen Schwankungen der Zugdaten nehmen mit schnellen Dehnungsänderungen deutlich zu. Die mittleren Standardabweichungen der abgebildeten Zugproben ($n = 5$) steigen von 9,1 % bei 1 %/s auf etwa knapp 15% bei 20 und 40%/s.

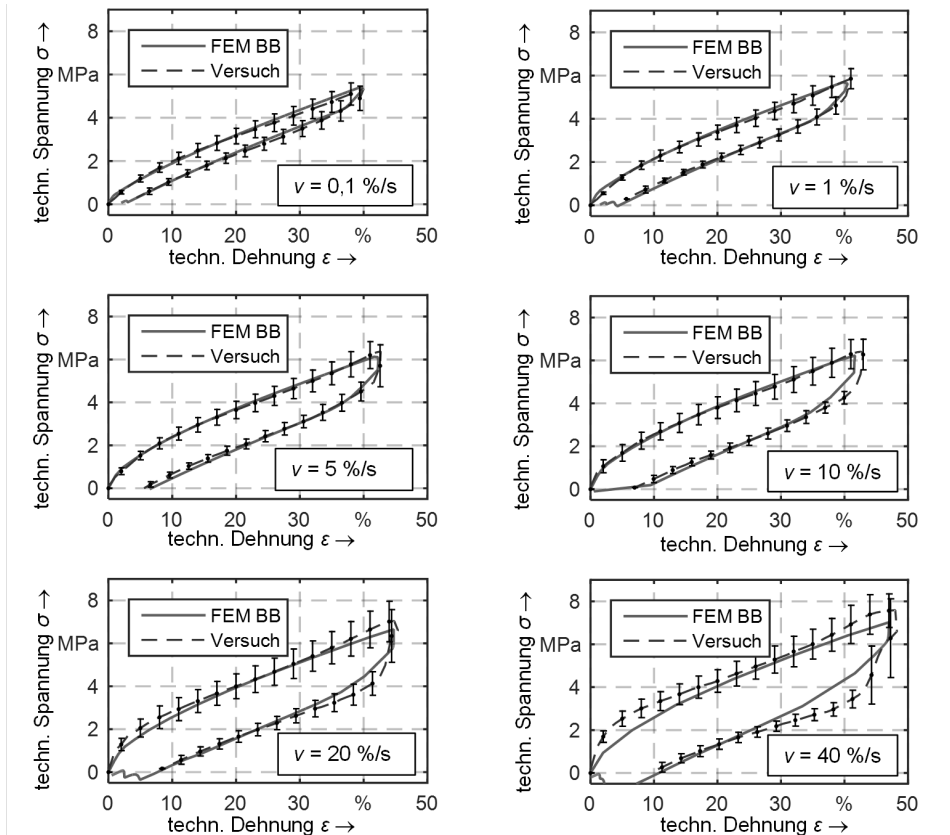


Bild 39: Validierung der Abbildefähigkeit des FE-Modells gegenüber experimentellen Polyurethanzugstäben bei verschiedenen Belastungsgeschwindigkeiten.

Dieser Anstieg der Abweichungen ist allerdings nicht nur rein werkstoffbedingt, sondern auch mit den Grenzen bei der Versuchsdurchführung zu erklären. Wie in Bild 32 für eine Spannungs-Dehnungs-Kurve bei Geschwindigkeit 20 %/s gezeigt, wird mit zunehmender Prüfgeschwindigkeit der aufgezeichnete Verlauf jeder Einzelmessung durch zusätzliche Ungenauigkeiten bei der Datenerfassung verfälscht. Zum einen ist dies zu Beginn der Belastungsphase am ungleichmäßigen Anstieg der Materialsteifigkeit ersichtlich, zum anderen am Übersteuern der Zugprüfmaschine bei abruptem Halt auf Maximaldehnung. Um dennoch dieselben Dehnungswerte zu vergleichen, wurde das genannte, extern geführte Übersteuern ebenfalls in der FE-Simulation nachgebildet, indem nicht die Nenndehnung, sondern die von der Zugprüfmaschine tatsächlich angelegte Streckung verwendet wurde.

Erweiterung der Materialparametrierung zur Berücksichtigung von Schädigungseffekten

Das Verhalten des verwendeten Polyurethans lässt sich, wie erläutert und in Bild 39 dargestellt, simulativ sehr gut abbilden, wenn die Materialparameter entsprechend der Vorbelastung richtig gewählt werden. Es ist allerdings zu bedenken, dass abhängig von der Belastungshistorie des Werkstoffs eine Veränderung der Materialeigenschaften stattfindet und die verschiedenen Parametersets daher jeweils einen Steifigkeitsverlauf beschreiben, der lediglich nach einer ganz bestimmten Vorbelastung auftritt. Bei der FE-Berechnung eines komplexen, mehrdimensionalen Bauteils lässt sich dieser Grad der Ver Streckung jedoch nicht eindeutig und für alle Vernetzungsbereiche treffend bestimmen. Abhängig von Geometrie und Belastung werden immer Zonen mit Dehnungsminima beziehungsweise –maxima und demzufolge eine lokal höhere oder niedrigere Materialsteifigkeit auftreten. Ein Parameterset kann in diesem Fall also nie sämtliche Bauteilbereiche optimal widerspiegeln. Ein Vergleich über diverse Materialdehnungen hinweg hilft, den entstehenden Fehler abzuschätzen, wenn eine dieser Kurven verwendet wird. Die Aussagekraft einer Simulation kann somit abhängig von der Dehnungsbeanspruchung für inhomogen belastete Bauteilgeometrien beurteilt werden. Diese Gegenüberstellung geschieht geschwindigkeitsunabhängig anhand approximierter Gleichgewichtsverläufe der Mittelungen aus Bild 34 links und FE-Berechnungen mit dem Yeoh-Modell mit Parametern aus Tabelle 3. Wie in Bild 40 links ersichtlich, stimmen die einzelnen FE-Berechnungen fast ideal mit den experimentellen Gleichgewichtszuständen überein, solange die Dehnungsbereiche mit

denen der Werkstoff konditioniert und belastet wurde, auch den Dehnungsbereichen der Parameterkalibrierung entsprechen. Liegen im simulierten Bauteil jedoch Elemente mit niedrigeren Belastungen vor, so haben diese in der Realität eine geringere Vorschädigung erfahren, sind deswegen steifer und werden daher zu weich berechnet. Die Dehnungsergebnisse aus der FEM werden in diesem Fall in negativer Richtung abweichen. Elemente mit höheren Dehnungswerten als im kalibrierten Materialmodell dementsprechend in positiver Richtung, vergleiche Bild 40 rechts.

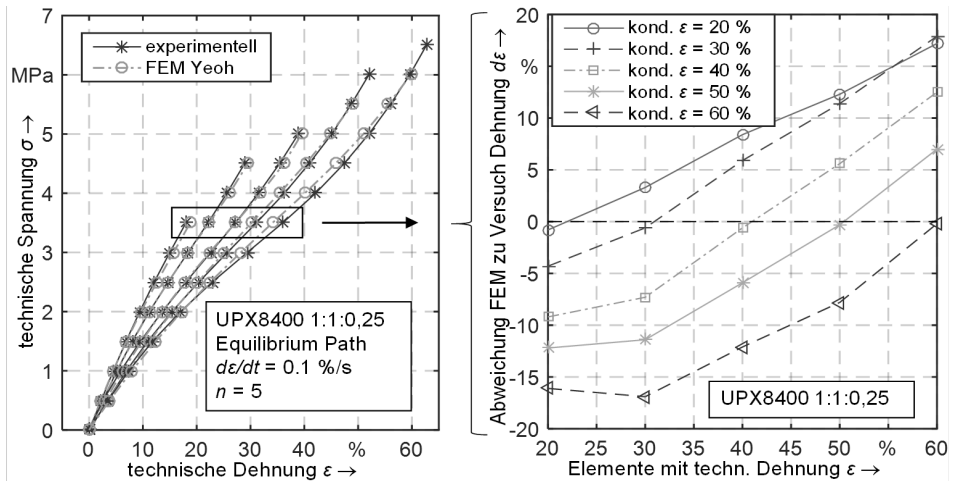


Bild 40: Abweichungsschätzung für diverse Dehnungszustände.

Derzeit ist es in Elastomersimulationen immer noch unüblich, eine elementweise, modellbasierte Berücksichtigung von Effekten zur Materialerweichung mittels dazu fähiger Modelle durchzuführen [158]. Stattdessen werden vorhandene Dehnungen geschätzt beziehungsweise im Idealfall gemessen und hyperelastische oder, wenn es der Anwendungsfall erfordert, viskoelastische Parametersets gewählt, die die größte Übereinstimmung bieten [135]. Wie in Bild 40 quantitativ für das verwendete Polyurethan gezeigt, kann dies lokal zu deutlichen Abweichungen führen. Es gibt jedoch, wie in Abschnitt 2.2.5 erläutert, auch modellbasierte Ansätze, um die belastungsabhängige Werkstoffverweichung in der Materialmodellierung zu berücksichtigen. Besonders hervorzuheben ist dabei der Bergström-Boyce-Mullins-Ansatz [156] oder die Methodik von Dalrymple et. al [158]. Eine Kalibrierung der 14 notwendigen Parameter des Bergström-Boyce-Mullins-Modells [156] mit Hilfe der Software MCalibration führte jedoch in der vorliegenden Forschungsarbeit bereits bei der Simulation uniaxial beanspruchter Zugstäbe zu nicht stabilem Konvergenzverhalten und war daher für mehrdimensionale, komplexe Körper nur schwer nutzbar.

Dalrymple et. al [158] beschreiben ein Vorgehen zur Erweiterung eines Yeoh-Modells um einen Mullins-Ansatz. Diese Strategie wurde adaptiert, um damit die Mullins-Parameter des untersuchten UPX 8400 Materials zu ermitteln. Entsprechend der Vorgehensweise [158] wurde dazu eine experimentelle Datenerhebung von zyklischen Belastungen bei steigenden Dehnungshöhen durchgeführt.

Die Zugproben des Polyurethans wurden hierfür in einem Versuchsdurchgang fünfmal bis zu einer gewissen Dehnungsstufe belastet, bevor die nächsthöhere Dehnungsbelastung angefahren wurde. So kann davon ausgegangen werden, dass der konditionierte Zustand des UPX 8400 in jeder Dehnungsstufe vorliegt, vergleiche Bild 29, während die Reduzierung der Materialsteifigkeit abschnittsweise in einem Messdatensatz aufgezeichnet wird. Die Haltezeiten vor jeder Wiederbelastung betragen dabei 60 Sekunden. Die lagegeregelte Dehngeschwindigkeit wurde zudem, wie in Bild 35 dargestellt, bei $0,1\%/s$ gewählt, um den Gleichgewichtszustand jedes Belastungsbereichs möglichst genau zu approximieren. Nach dieser Versuchsdurchführung erfolgte eine Mittelung der erfassten Daten der verschiedenen Abgüsse ($n = 5$), analog zum Vorgehen in Bild 32. Die einzelnen Belastungszyklen jeder Dehnungsstufe wurden dabei mithilfe eines Matlabskriptes über die Umkehrpunkte am Spannungsminimum ausfindig gemacht und der Wechsel auf die nächsthöhere Dehnungsstufe anhand des Überschreitens des bisherigen Dehnungsmaximums herausgefiltert. Somit kann der Messdatensatz unterteilt werden in die Steifigkeit bei Erstbelastung eines Dehnungsbereichs und der als konditioniert angenommenen Fünftbelastung. Entsprechend dem Vorgehen aus der Literatur [158], erfolgt nun im ersten Schritt eine Grobauslegung der Yeoh-Parameter, welche auf die Spannungsmaxima der konditionierten Dehnungshöhen angepasst werden. Anschließend wird, basierend auf diesen Startparametern, eine numerische Anpassung der Yeoh- und der Odgen-Roxburgh-Parameter durchgeführt, um die Reduzierung der Materialsteifigkeit abhängig von der Dehnungsbelastung zu approximieren. Dies geschah unter Verwendung der Software MCalibration.

Zur Validierung dieser Materialparameter wurde die stufenweise Belastungssteigerung mit der Finiten-Elemente-Methode nachgerechnet und den Materialsteifigkeitsverläufen der experimentellen Messungen gegenübergestellt, vergleiche Bild 41. Die Messzyklen bei 30 %, 50 % und auch der konditionierte Zustand mit 75 % sind hierfür aus Gründen der Übersichtlichkeit in der Darstellung des Vergleichs hervorgehoben. Die theoretischen Gleichgewichtszustände wurden wie bei vorherigen Versuchen

approximiert und verlaufen vom Startpunkt zwischen Be- und Entlastungskurve bis zum Beginn der darauffolgenden Entlastung, in diesem Fall jedoch nicht auf den Nullpunkt, sondern auf die Zustände während der Zyklen bezogen. Wie in Bild 41 dargestellt, entspricht die Erstbelastung jeweils den Spannungsspitzen der aufgeführten Dehnungshöhen und besitzt somit die größte Steifigkeit. Bei anschließender Entlastung, beziehungsweise den darauffolgenden Belastungen, werden die Elemente entsprechend weicher approximiert, da die bisherige Materialsteifigkeit über die beschriebene Energiefunktion reduziert wird. Sämtliche errechnete Materialsteifigkeiten verlaufen hierbei zwischen der Be- und Entlastungskurve der gemessenen Datensätze und spiegeln somit das tatsächliche Materialverhalten korrekt wieder.

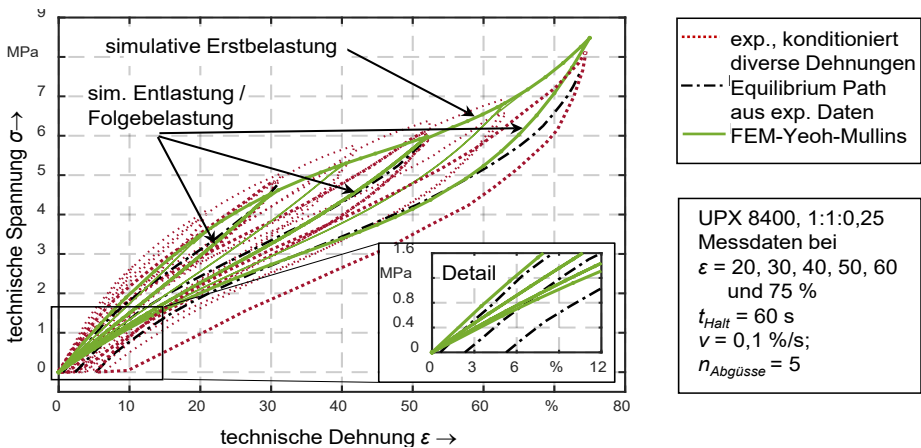


Bild 41: Validierung der ermittelten Parameter des Yeoh-Mullins-Modells anhand der simulativen Nachbildung des experimentellen Versuchs.

Abweichungen sind bei Dehnungen im Bereich unter 20% festzustellen. Wie zu erkennen ist, bleibt aufgrund der eingebrachten Materialschädigung nach hohen Belastungen eine Restdehnung bestehen, die auch nach Rückgang des viskosen Dehnungsanteils während der Haltezeit weiter vorhanden ist. Obwohl die Materialsteifigkeit durch die Energiefunktion angepasst wird, kann diese bleibende Deformation mit den errechneten Materialparametern nicht approximiert werden. Diese Restdehnungen sind im Detailauszug in Bild 41 hervorgehoben und entsprechen den Werten zum Start der Wiederbelastung nach der Wartezeit. Die dadurch entstehenden Deformationen im unbelasteten Zustand betragen knapp 3 % nach einer kontinuierlichen, stufenweisen Belastungssteigerung von 60 % Dehnung und etwa 5 % nach einer Konditionierung bis 75%. Im Hinblick auf die zu erwartenden Standardabweichungen von rund 10 %, siehe Bild 33 und Bild 34, und verglichen mit den rein hyperelastischen Modellen,

siehe Bild 36, stimmt die modellbasierte Materialerweichung sehr gut mit den approximierten Gleichgewichtszuständen der Versuchsdaten überein. Die Charakterisierung des vorliegenden Polyurethans ist somit auch für inhomogene Dehnungsverteilungen validiert und kann in hyperelastischer Form mit den in Tabelle 6 aufgeführten Parametern für die Untersuchungen an den Gelenkmembranbauteilen genutzt werden. Diese Parameter stellen ein abschließendes Ergebnis der Materialcharakterisierung dar, denn die vorhandene Steifigkeitsverteilung und damit auch die lokale Materialbelastung eines inhomogen beanspruchten Bauteils können unter Verwendung dieses Ansatzes elementweise ermittelt werden.

Tabelle 6: Parameter des UPX 8400 1:1:0,25 Polyurethans mit dem Yeoh-Mullins-Modell.

Parameter	C_{10}	C_{20}	C_{30}	$D_1=D_2$	r_{OR}	m_{OR}	β_{OR}
Wert	3,81	-1,29	0,56	0,001	2,12	1,03	0,49

Aus den Erkenntnissen der Materialcharakterisierung des genannten Polyurethans sowie der vorangegangenen Verifizierung der untersuchten Materialmodelle bei verschiedenen Dehnungszuständen wird folgendes Vorgehen, dargestellt in Bild 42, zur simulativen Untersuchung und Auslegung der Gelenkmembranen abgeleitet.

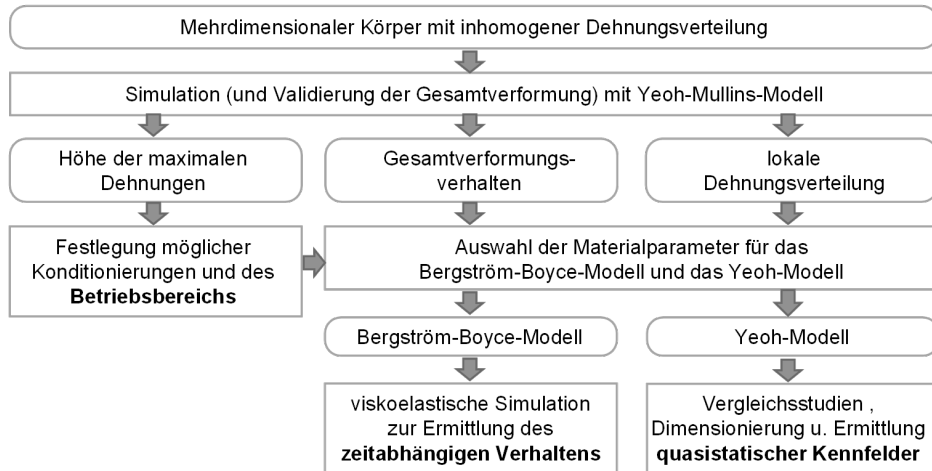


Bild 42: Gewähltes Vorgehen zur Simulation von Gelenkmembranbauteilen.

Da sowohl das Gesamtverformungsverhalten als auch lokale Dehnungsmaxima mehrdimensionaler Körper in der Regel noch nicht bekannt sind, ist die Simulation mit dem genannten Yeoh-Mullins-Modell durchzuführen. Hierbei werden elementbezogene, lokale Beanspruchungen unter

Berücksichtigung der örtlich vorliegenden Reduzierung der Materialsteifigkeit approximiert und damit die zu erwartende Gesamtverformung errechnet.

Die ermittelte Gesamtdeformation ist zur Validierung der Simulation mit der tatsächlich vorhandenen Gestaltänderung des Bauteils unter Last zu vergleichen. Ist die Simulation auf diesem Wege validiert, so können die simulativ ermittelten, örtlichen Dehnungsmaxima und damit die davon abhängende Betriebsfestigkeit bestimmt werden. Hierzu empfiehlt sich eine Anlehnung an Bild 31.

Ferner können die Erkenntnisse aus den hyperelastischen Analysen mit den aufgezeigten Yeoh-Mullins-Konstanten genutzt werden, um die treffenden Bergström-Boyce-Parameter zu bestimmen. Dieses Modell ermöglicht eine viskoelastische Simulation, bei der das zeitabhängige, hysteresebefahene Verformungsverhalten adäquat nachgebildet wird und somit die membranbedingte Gelenkstreckung auch geschwindigkeitsabhängig verifiziert werden kann. Ebenfalls ist nach der vorangegangenen Validierung des Gesamtverformungsverhaltens und der simulativ ermittelten, lokalen Dehnungsverteilung eine Auswahl der Yeoh-Parameter zur Bild dieses Anwendungsfalls möglich.

Das rein hyperelastische Yeoh-Modell bietet sich an, um rechenzeiteffizientere und konvergenzbeständigere Simulationen durchzuführen, zum Beispiel für Parameterstudien oder zur Dimensionierung der Bauteile. Sowohl bei dem Bergström-Boyce-Modell als auch bei hyperelastischen Modellen muss allerdings bewusst sein, dass die Materialsteifigkeit bauteilbezogen und nicht elementbezogen berücksichtigt wird. Auch bei idealer Wahl der Parameter sind daher lokale Dehnungsabweichungen zu erwarten, vergleiche Abweichungsabschätzung dargestellt in Bild 40.

6.2 Modellierung des Gelenkverhaltens

Wie in Kapitel 5 beschrieben, besteht das Antriebsprinzip aus einer expansionsbedingten Streckung in Kombination mit kontraktionsbedingter Beugung. Das erzeugte Gesamtmoment ergibt sich aus der Differenz der beiden Anteile sowie externen Einflüssen. Dementsprechend ist der Abschnitt 6.2 sequentiell aufgebaut und gliedert sich wie nachfolgend beschrieben.

Um das entwickelte Berechnungsmodell des Gelenkantriebs mit experimentellen Versuchen zu verifizieren, ist ein entsprechender Versuchsstand unumgänglich. In Abschnitt 6.2.1 wird hierzu auf die Entwicklung dieses

Prüfstandes eingegangen und dessen Funktionsweise erläutert. Bei Gegenüberstellungen mit experimentellen Messungen kann so in den nachfolgenden Abschnitten darauf verwiesen werden. Im Anschluss wird das mathematische Modell für die Berechnung der Einzelmomente aus Streckung, erläutert in Abschnitt 6.2.2, und Beugung, umgesetzt in Abschnitt 6.2.3, aufgestellt. Basierend darauf wird das antagonistische Zusammenspiel aus der Kombination der beiden Anteile mathematisch formuliert und dieser Berechnungsansatz auch verifiziert, siehe Abschnitt 6.2.4.

6.2.1 Entwicklung eines Gelenkprüfstandes

Ziel des Gelenkversuchsstandes ist es, die Einzelmomente sowie das Gesamtverhalten des bionischen Aktuators reproduzierbar und dynamisch aufzuzeichnen, um Aussagen über die Stimmigkeit des Berechnungsmodells treffen zu können. Im Speziellen müssen hierzu die Drücke p_1 , p_2 , der Drehwinkel φ , das Drehmoment M sowie die dazugehörige Zeit t erfasst werden. Ein Versuchsstand wurde hierzu konzipiert und mess-, sowie ansteuerungstechnische Grundsatzuntersuchungen [S3] durchgeführt. Darauf aufbauend erfolgten die Evaluierung und Verbesserung des Sensor-konzeptes [S4] sowie weitere konstruktive Änderungen und messtechnische Versuche mit Unterstützung von [S5] und [S6]. Bild 43 zeigt den fertiggestellten, automatisierten Versuchstand auf dem die Versuche der vorliegenden Arbeit durchgeführt wurden.

Das feststehende Femur-Glied wird in der dafür vorgesehenen Aufnahme einer Rahmenkonstruktion fixiert und arretiert. Axial zur Drehachse befinden sich die Winkelerfassung, die Drehmomentaufnahme, sowie ein Präzisionservomotor zur Erzeugung von externen Gegenmomenten. Darüber hinaus wurden eine zentrale Datenerfassung und eine pulsweitenmodulierte Druckregelung mit Proportionalventilen umgesetzt. Die Ansteuerung der Ventile sowie des Servomotors über die Versuchsdefinition geschieht vom PC aus. Die pneumatische Druckregelung wurde so konzipiert, dass sie in einer eigenen Box, in Bild 43 grau hinterlegter Bereich, montiert werden kann und somit portabel ist. Diese Ansteuerungseinheit enthält für beide Druckbereiche je ein Proportionalregelventil (Festo, VPPM-6L-L-1-G18-oL6H-V1P). Diese Ventile besitzen einen eigenen Regelkreis, sind über Feldbus ansteuerbar und können Druckvorgaben mit einer Genauigkeit von $\pm 0,5$ %, bezogen auf den Bereichsendwert von 6 bar, hochdynamisch ausregeln. Da diese Proportionalregelglieder ansteuerungsseitig nicht direkt an die Arduino-Platine angeschlossen werden können, wurde ein eigenes Mikrocontrollerboard zur Spannungs- und Signalwandlung entwickelt und

dazwischengeschaltet. Weiterhin benötigen die Ventile eine 24 V-DC-Versorgung, die durch ein entsprechendes Netzteil gewährleistet wird. Darüber hinaus erfolgt die Ansteuerung dieser Aktoren über eine Leiterplatte (Arduino, MEGA 2560), welche per USB mit einem PC-Arbeitsplatz verbunden ist und von dort aus mittels Scripting über die IDE bedient werden kann. Somit können die Versuchsabläufe vorab definiert und die Messungen anschließend über den festgelegten Programmablauf wiederholbar durchgeführt werden.

Um definierte, externe Drehmomentbelastungen an dem Gelenk wirken zu lassen, wird ein Hochleistungsservomotor (Dynamixel Pro, H54-200-S500-R) verwendet. Dieser besitzt ein Nenndrehmoment von 39,1 Nm, bei einer theoretischen Positioniergenauigkeit $0,00072^\circ$ und maximalen Stellgeschwindigkeiten von 23,5 bis 70 1/min [183]. Softwareseitig ist sowohl eine Drehmoment- als auch Positionsregelung zur Ansteuerung nutzbar. Die Spannungsversorgung erfolgt ebenfalls über einen 24 V-DC-Anschluss. Falls freie Bewegungen an dem technischen Spinnenbeingelenk durchgeführt werden sollen, kann die Motorwelle vom Drehmomentsensor abgekoppelt und der Motor über eine Linearführung aus dem Eingriff genommen werden.

Die zentrale Messdatenerfassung erfolgt ebenfalls über eine Arduino-Leiterplatte. Allerdings wird hier der Typ DUE verwendet, da dieser einen genaueren Analog-Digital (A/D)-Wandler (12 Bit) besitzt. Um zeitlichen Verzug bei der Abfrage der einzelnen Sensoren zu vermeiden, werden im Abstand von 10 ms sämtliche Sensorwerte abgefragt und in einer Matrix zur späteren Auswertung in Matlab hinterlegt. Für die Druck- und Winkelsensoren ist die geringere Betriebsspannung des Arduino DUE von 3,3 V anstatt 5 V ohne Relevanz, da der Messbereich nicht voll ausgenutzt wird und die Eingangsspannungen ohnehin unter den 3,3 V liegen. Sollte das Messsignal des Drehmomentsensors, für Versuche $> 11,5$ Nm, die Betriebsspannung des PCB überschreiten, so wird ein Spannungswandler zwischengeschaltet, um den Signalbereich dieses Sensors von 5 V auf 3,3 V herunterzuskalieren. Dieser Drehmomentsensor (NCTE AG, 2200-17.5) besitzt eine drehbare Wellenlagerung und kann Momente mit einer Nennbelastung bis 17,5 Nm aufnehmen, wobei laut Kalibrierschein eine Gesamtabweichung von $+0,23$ % beziehungsweise $-0,26$ % des Messbereichsendwerts zu erwarten ist. Nach der 12 Bit-A/D-Wandlung während der Messdatenerfassung beträgt eine mögliche Drehmomentabweichung damit weniger als $\pm 0,048$ Nm.

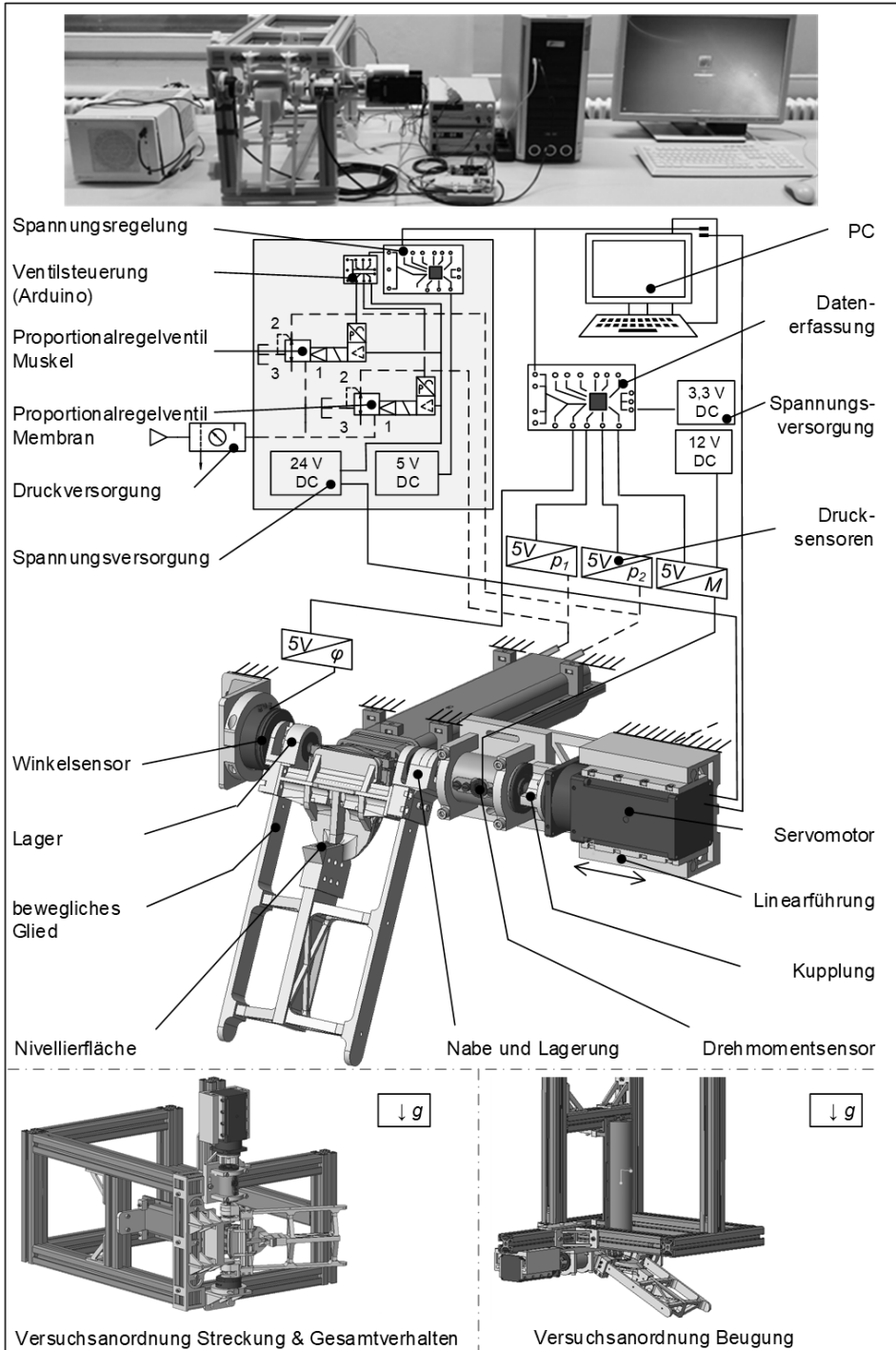


Bild 43: Versuchsaufbau zur Verifikation der Gelenkberechnung.

Die Sensoren zur Druckerfassung (First Sensor, HMA B010U X7 H5) besitzen bei Umgebungstemperatur eine maximalen Abweichung von $\pm 0,25\%$ bezogen auf den Messbereichsendwert und liefern somit die doppelte Genauigkeit, der Regelabweichung der Proportionalventile. Inklusive der 12 Bit-Wandlung des analogen Spannungssignals in digitale Werte ist bei maximal zulässigem Messdruck von 10 bar mit einer Abweichung kleiner $\pm 0,026$ bar zu rechnen.

Obwohl bei der Gestaltung der Aufnahme des beweglichen Gelenkgliedes auf Torsionssteifigkeit geachtet wurde, ist vor allem bei Versuchen mit höheren Drehmomenten eine Verwindung möglich. Um eine solche Verfälschung der Drehwinkelmesswerte auszuschließen, wurde der Prüfstand vorab kalibriert. Dazu erfolgten Scans des Versuchsstandes mit einem Bauteilscanner (FARO, Laser Scan Arm V3) bei diversen Drehwinkelstellungen, sowie bei externen Drehmomentbelastungen und -richtungen. Diese Geometriedaten (Aufnahmegenaugigkeit $\pm 35 \mu\text{m}$) wurden mit den Anzeigewerten verglichen und die Winkeldifferenz über eine Korrekturfunktion $\Delta\varphi = f(\varphi, M)$ in der Messdatenverarbeitung mit kompensiert. Eine darüber hinausgehende, verformungsbedingte Verfälschung der Winkelwerte ist daher vernachlässigbar. Nach Berücksichtigung der Linearitätsabweichung des Kalibrierscheins des Drehwinkelsensors (Burster Präzisionsmesstechnik GmbH, 8820) und unter Einbeziehung der Genauigkeitsverluste bei der Datenverarbeitung beträgt die mögliche Gesamtabweichung weniger als $\pm 0,470^\circ$.

6.2.2 Modellierung und Validierung des Streckverhaltens

Aufgrund der dreidimensionalen Form und dem stark nichtlinearen, zeitabhängigen Materialverhalten der Membran, vergleiche Abschnitt 6.1, ist eine Ermittlung des Winkel-Druck-Drehmoment-Zusammenhanges nur noch unter Verwendung der Finiten-Elemente-Methode möglich. Der vorliegende Abschnitt soll hierzu das Vorgehen zur Ermittlung und Verifizierung des Streckverhaltens aufzeigen. Dazu wird die Software ANSYS Workbench mit APDL-Erweiterungen und den ermittelten Materialkennwerten aus Abschnitt 6.1 verwendet.

Aufbau und Validierung der Simulation

In Bild 44 ist der grundsätzliche Aufbau der Simulation [184] dargestellt. Da es sich um einen symmetrischen Lastfall handelt, ist es ausreichend, eine Symmetriehälfte des Modells zu verwenden. Die Gelenkröhren bestehen aus ABS-M30 mit einem gemittelten Elastizitätsmodul von 2200 MPa

[165]. In Simulationen zur Modellvalidierung zeigt sich, dass die Aufweitung der Exoskelettglieder im Gelenkbereich, bei einer maximal angenommenen Innendruckbelastung von 2,5 bar, weniger als 1 % des Querschnitts beträgt. Im Verhältnis zum Verformungsverhalten der flexiblen Gelenkmembran sind diese Deformationen vernachlässigbar klein. Deswegen werden die Beinglieder Femur und Patella als „Rigid-Body“ ausgeführt, um die Knotenanzahl und damit den Rechenaufwand zu reduzieren. Die beiden als Starrkörper definierten Beinglieder werden an der Drehachse mit einem 1-DOF-Drehgelenk verbunden, um das Scharniergelenk nachzubilden. Während das muskelführende Glied (Femur) fixiert gelagert wird, bleibt das Patella-Glied beweglich an dem Starrkörperdrehgelenk angebunden. Die Polyurethanmembran verbindet die beiden Bauteile, um über die Deformation bei Innendruck eine Drehbewegung der Patella zu erzeugen.

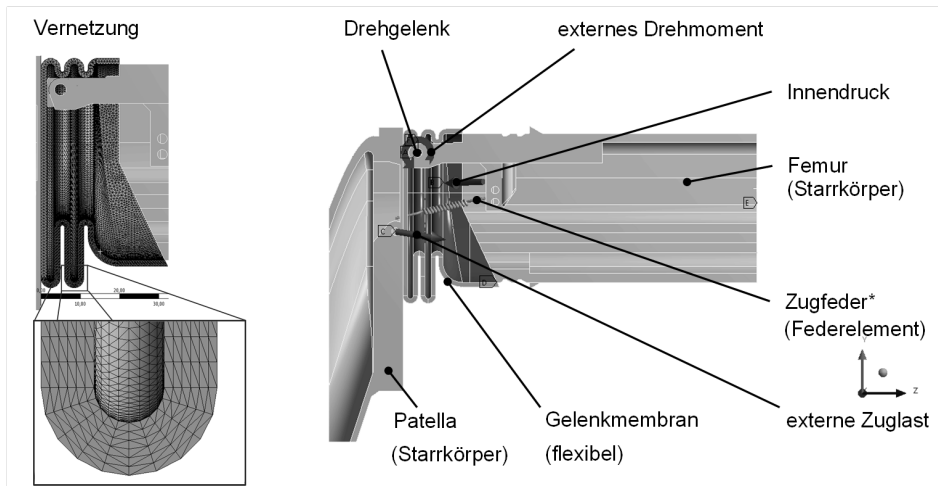


Bild 44: Simulationsaufbau zur Ermittlung des Gelenkverhaltens in ANSYS.

Die Vernetzung dieses Weichbauteils erfolgt mit den, in Abschnitt 6.1.2 ausgewählten und verifizierten Volumenelementen vom Typ SOLID285. Berührungsflächen zwischen den Weichelementen werden durch reibungsbehaftete Kontaktelemente mit symmetrischem Verhalten nach der Pure-Penalty-Methode definiert, da diese das beste Konvergenzverhalten gegenüber anderen Kontaktberechnungsmethoden zeigen [172]. Berührungsbereiche zwischen Polyurethanelementen und Starrkörperoberflächen werden mit asymmetrischen MPC-Kontaktformulierungen ausgeführt. Externe Lasten werden mit einer zusätzlichen Drehmomentrandbedingung an der Drehachse des Scharniers definiert oder bei der Simulation der muskelgesteuerten Beugung mit einer „Remote Force“-Funktion, welche über Bezugspunkte mit der Kettenöse der Patella verbunden ist, eingeleitet. Das

Konvergenzverhalten kann über Nichtlinearitätsdefinitionen, beispielsweise der Schrittweitensteuerung, positiv beeinflusst werden. Jedoch wurde auf numerische Dämpfung zur Verbesserung des Konvergenzverhaltens soweit wie möglich verzichtet, um verfälschende Beeinflussungen des zeitabhängigen beziehungsweise viskoelastischen Materialverhaltens zu vermeiden. Sämtliche Innenflächen der Membran werden mit Innendruck beaufschlagt, um eine Streckung des Gelenkantriebs zu erzeugen. Die Drucklast wird in einer Belastungsphase gesteigert, anschließend kurz gehalten und im Anschluss mit gleicher Druckänderungsrate wieder entlastet. Da die Materialbelastung und die Gesamtverformung des Bauteils anfangs nicht bekannt sind, wird das in Abschnitt 6.1.2 erläuterte Yeoh-Mullins-Modell mit den ermittelten und verifizierten Modellparametern verwendet. Entsprechend der Mullins-Erweiterung dieses hyperelastischen Materialmodells wird die, während der Belastungsphase, maximal erreichte Elementdehnung verwendet, um die eingebrachte Werkstoffschädigung jedes Elementes zu approximieren. Die Entlastung beziehungsweise Wiederbeanspruchung erfolgt im Anschluss, wie in Bild 41 gezeigt, mit der davon abhängigen, reduzierten Elementsteifigkeit. Dieses Verformungsverhalten wird zur experimentellen Gegenüberstellung mit der konditionierten Gelenkmembran verwendet, um die Simulationsergebnisse zu validieren, dargestellt in Bild 45.

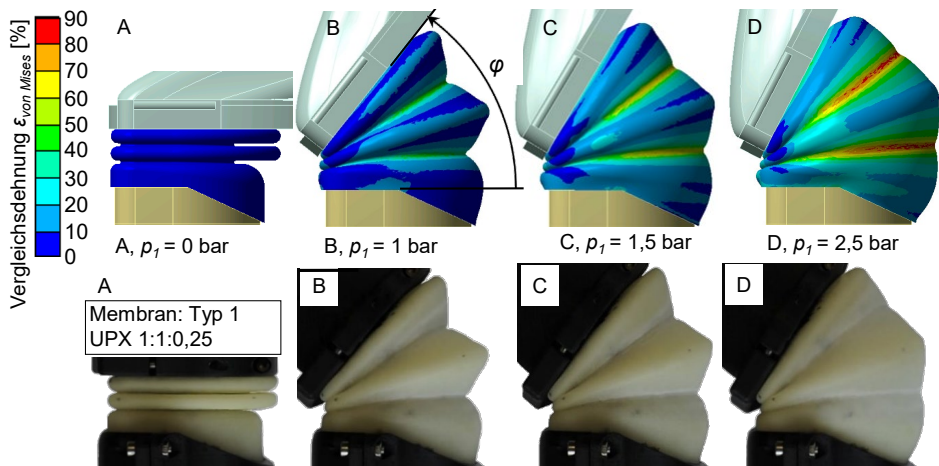


Bild 45: Validierung der Simulation anhand der Deformation der Gelenkmembran.

Zum Abgleich mit dem tatsächlichen Verhalten wurde der Innendruck im Gelenkmodell auf einen Maximalwert von 2,5 bar gesteigert, bevor die Entlastung und damit die simulative Abbildung der Entfaltung und der Dehnungsbelastung stattfanden. Zur fotografischen Gegenüberstellung wurde das reale Gelenk vor dem Vergleich einer Erstkonditionierung unterzogen und, wie in Abschnitt 6.1.1 erläutert, fünfmal mit demselben maximalen Innendruck p_i von 2,5 bar belastet, um von einem stabilen Werkstoffverhalten auszugehen. Außerdem wurde der Innendruck vor jeder dargestellten, fotografischen Aufnahme der Verformung für eine Minute konstant gehalten, um annähernd den Gleichgewichtszustand des Materials aufzuzeichnen.

Der Vergleich von simulativ ermitteltem und tatsächlichem Verformungsverhalten ist in Bild 45 dargestellt und stimmt überein. Die Simulation gilt somit hinsichtlich der Gesamtverformung als validiert und es ist aufgrund der bereits verifizierten, elementweisen Berücksichtigung der Materialerweichung davon auszugehen, dass auch die lokal auftretende Dehnungsverteilung richtig beurteilt wird. Dies ermöglicht eine darauf aufbauende Analyse der Materialbelastung, des Streckvorgangs und davon ableitend die Festlegung eines Nennbetriebsbereichs der Gelenkmembran, sowie eine Bestimmung der Bergström-Boyce-Parameter, um darüber hinaus noch das zeitliche Verhalten der Gelenkmembran anhand von Versuchsergebnissen zu validieren.

FE-basierte Analyse der Materialbelastung und des Streckverhaltens

Bei Elastomeren führt die größte Dehnungsbelastung zum Aufreißen der Kettenverbindungen. Deswegen wird grundsätzlich empfohlen, die Dehnungsbeanspruchung zur Bestimmung der Belastungsgrenzen zu beurteilen [135]. Stommel [130] führt hierzu mehrere Beurteilungsverfahren auf, um die verschiedenen Dehnungskomponenten einer inhomogenen Belastung in eine resultierende, stellvertretende Dehnung umzurechnen. Michaeli und Schobel [185] verwenden bei mehrachsigen beanspruchten Polyurethanelastomeren, unter Verwendung von Materialdaten basierend auf uniaxialen Zugversuchen, die Vergleichsdehnungshypothese nach von Mises zur Ermittlung der Belastungsgrenzen. Da bei der vorliegenden Gelenkmembran die gleiche Ausgangssituation vorliegt, wird in Anlehnung an [185] ebenfalls der von Mises-Ansatz zur Bildung der Vergleichsdehnung und zur Belastungsbeurteilung verwendet. In Bild 45 ist die simulativ ermittelte und unter Berücksichtigung der lokalen Materialerweichung zu

erwartende Dehnungsverteilung der Gelenkmembran dargestellt. Die höchsten, örtlichen Vergleichsdehnungen treten im Innenbereich der Außenfalten (r_1 innen) und im Außenbereich der Innenfalten (r_2 aussen) auf. Diese lokalen Bereiche werden daher zur Festlegung der Prozessfenster für den Betrieb, beziehungsweise der Erforschung der Gelenkmembran verwendet. Wie in Bild 46 für eine konditionierte Belastung bis maximal 2,5 bar quantitativ aufgeführt, nehmen die Vergleichsdehnungen an diesen Stellen bis zu einem Winkel φ von circa 50° moderat und annähernd linear zu, da die Expansion des flexiblen Körpers überwiegend durch die Entfaltung erreicht wird. Diese Entfaltung ist jedoch mit ansteigendem Druck mehr und mehr gesättigt. Deshalb nehmen einerseits der Druckaufwand pro Winkeländerung und andererseits auch die Materialdehnungen stetig zu. Eine Drehwinkelsteigerung geschieht bei höheren Drücken immer weniger durch Entfaltung, als durch einen deutlich zunehmenden Anteil an ballonartiger Expansion der Gelenkmembran. Dieses simulativ ermittelte und anhand des Abgleichs mit der tatsächlichen Entfaltung validierte Verformungsverhalten liefert Materialbelastungen, die an der Stelle r_1 innen zu Vergleichsdehnungen bis zu 55 % bei beschriebenem Innendruck von 2,5 bar führen. An der höchstbelasteten Stelle r_2 aussen sind mit der reduzierten Materialsteifigkeit, die vom Yeoh-Mullins-Modell interpoliert wurde, lokale Dehnungsspitzen von bis zu 84 % zu erwarten. Aus zwei Gründen sollte dieser als maximal angenommene Druck auch zur Konditionierung nicht überschritten werden. Einerseits erlauben die in Bild 31 dargestellten Dauerfestigkeitseigenschaften eine Erstkonditionierung des Bauteils mit diesem Druck gerade noch. Nach nur wenigen hundert Lastzyklen bei dieser Maximaldehnung ist jedoch ein Bauteilversagen zu erwarten. Andererseits ist, wie in Bild 45 gezeigt, bei höheren Drücken kaum noch eine Drehwinkelsteigerung, sondern im Wesentlichen eine Zunahme der Materialbelastung zu verzeichnen. Entsprechend dem Verlauf von Winkel und Materialbelastungen gegenüber Druckaufwand nach der Konditionierung, wird der Nennbetriebsbereich des Aktuators festgelegt, vergleiche Bild 46. Dieser Nennbetriebsdruck ist im vorliegenden Fall bei $p_{1_Nenn} = 1,0$ bar gewählt und führt bei angenommenem Gleichgewichtszustand zu einen Winkel φ von etwa $52,5^\circ$ in positiver Streckrichtung.

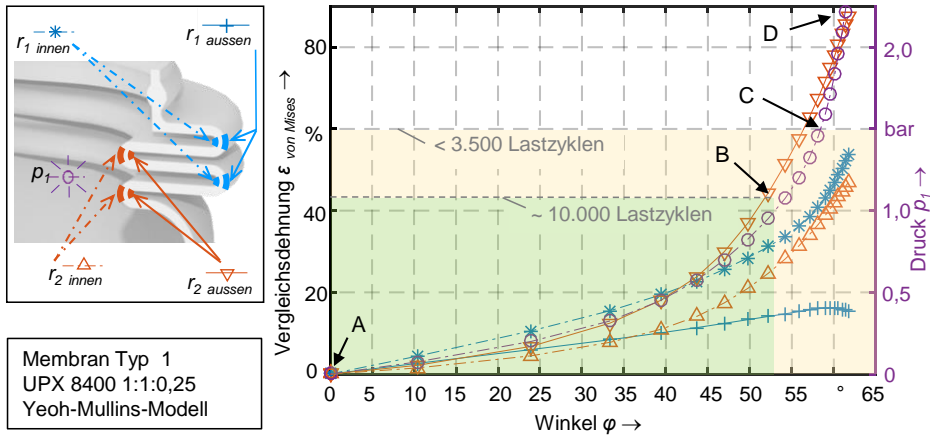


Bild 46: Innendruckbedingte Dehnungsbelastungen der Gelenkmembran.

In diesem Belastungszustand sind lokale, maximale Vergleichsdehnungen von bis zu 47 % zu erwarten. Nach Bewertung des Dauerhaltens des verwendeten Werkstoffs UPX 8400, siehe Bild 31, sind bei den genannten Dehnungen bis zu 10.000 zyklische Lastwechsel bis zum Werkstoffversagen zu erwarten. Eine Rekonditionierung des Aktuators nach längeren Standzeiten empfiehlt sich bei $p_i = 1,5$ bar. Dies führt gemäß den Simulationsergebnissen zu lokalen Dehnungsspitzen von etwa 60 % und gewährleistet, dass sich die Gelenkmembran während des Nennbetriebs, bei $p_i \leq 1$ bar und $\epsilon_{\text{von Mises}} \leq 47$ %, wieder in einem stabilisierten Bereich befindet. Rekonditionierungen nach längeren Standzeiten oder auch im Rahmen der Gelenkforschung beziehungsweise des Betriebs auftretende Belastungen, die über den Nennbetriebsdruck hinausgehen, sollten die Vergleichsdehnungsspitzen $\epsilon_{\text{von Mises}}$ von circa 60 % jedoch nicht überschreiten. Diese Belastungen lassen etwa 3.500 zyklische Lastwechsel erwarten und stellen einen begrenzt zulässigen Bereich dar. Durch eine Erstkonditionierung einer unbelasteten Membran mit hohen Drücken von 2,0 bis 2,5 bar ist sowohl im Nennbereich bis $p_i \leq 1$ bar als auch im begrenzt zulässigen Bereich bis $p_i \leq 1,5$ bar von stabilisiertem Materialverhalten auszugehen. Außerdem ergibt sich durch eine höhere Erstbelastung eine Steigerung der nutzbaren Drehwinkel im Nennbetriebsbereich. Zur Veranschaulichung werden in Bild 47 links die simulativ ermittelten Winkel-Druck-Verläufe bei Erstbelastung, nach der Konditionierung bei 1,5 bar und nach einem Innendruck bei 2,5 bar aufgezeigt. Der Streckwinkel nimmt nach Erstbelastungen von 2,5 bar im stabilisierten Verhalten bei Nennbetriebsdruck $p_{i_Nenn} = 1$ bar um etwa 7° gegenüber der Erstbelastung zu. Bei einer Anfangskonditionierung von 1,5 bar wäre nur eine Winkelzunahme von

etwa 2° zu erwarten. Bild 47 rechts zeigt parallel die Vergleichsdehnung an der kritischsten Stelle $r_{2 \text{ aussen}}$. Hierbei wird ersichtlich, in welchem Maße, abhängig von der Höhe der der Erstbelastung, neben den Drehwinkeln auch die Vergleichsdehnungen an diesem Betriebspunkt ansteigen.

Um diesen Zusammenhang von Winkel- und Dehnungsänderung pro Druckaufwand nach einer maximalen Erstkonditionierung genauer zu analysieren, dient Bild 48. Die linke Darstellung dieser Bild wurde generiert, in dem die kritischen Vergleichsdehnungen an Schnittpunkten mit konstanten Drücken in Bild 47 links herausgestellt wurden. Dies ermöglicht die Darstellung des $\varepsilon_{\text{von Mises}}-\varphi$ -Zusammenhangs bei konstant angenommenen Betriebsdrücken p_1 von 0,75, 1 und 1,25 bar, abhängig von der Höhe der Erstkonditionierung. Werden im Gegensatz dazu Betriebspunkte bei konstanten Drehwinkeln aus Bild 47 rechts bezüglich ihrer Vergleichsdehnung untersucht, so ergibt sich die Darstellung Bild 48 rechts. Diese zeigt den $\varepsilon_{\text{von Mises}}-p_1$ -Zusammenhang bei konstanten Zielwinkeln von 40° , 45° , 50° und 55° , dargestellt unter Berücksichtigung der vorangegangenen Maximalbelastung. Hier ist ersichtlich, um welchen Wert der erreichbare Winkel φ pro Druckaufwand mit einer höheren Erstbelastung ansteigt, beziehungsweise der Druckaufwand für einen Zielwinkel mit zunehmender Konditionierungshöhe sinkt.

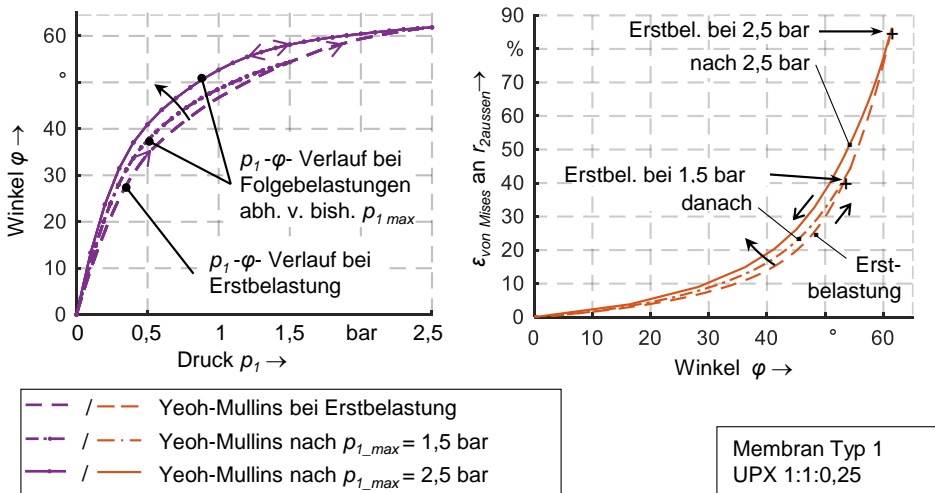


Bild 47: φ - p_1 - und $\varepsilon_{\text{von Mises}}-\varphi$ -Verlauf abhängig von der Erstkonditionierung der Gelenkmembran.

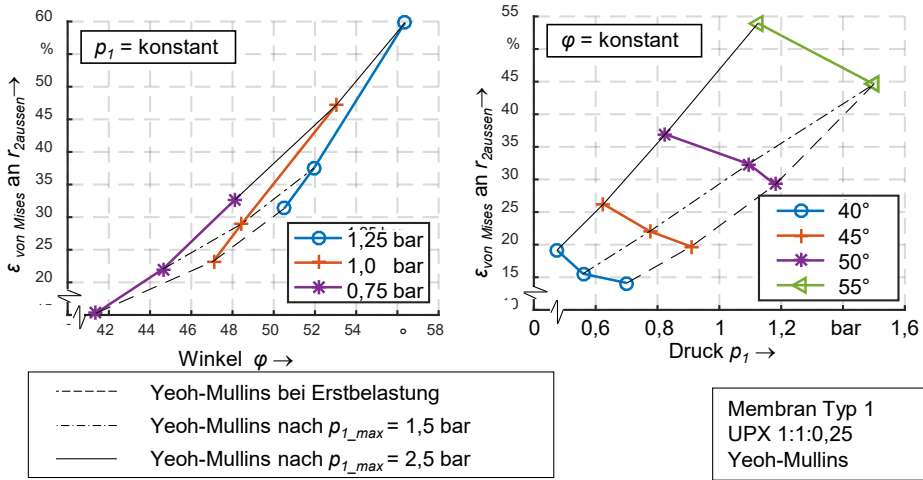


Bild 48: Analyse kritischer Vergleichsdehnung abhängig von der Konditionierung.

Ist beispielsweise die zulässige Dehnung aufgrund angestrebter Lastspielzahlen auf 35 % begrenzt, so ist für einen Zielwinkel von 50° eine Erstkonditionierung mit 2,0 oder sogar 2,5 bar nicht mehr zulässig, vergleiche Bild 48 rechts. In diesem Fall ist eine Erstbelastung von etwa 1,5 bar zu empfehlen, was jedoch bedeutet, dass der benötigte Druckaufwand zum Erreichen dieses Winkels auf etwa 1,1 bar steigt. Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass eine hohe Erstbelastung zu einem effektiveren Stellglied führt. Dies geschieht aber unter Inkaufnahme der Lebensdauerreduzierung. Darüber hinaus sollte bedacht werden, dass auch bei Belastungen unterhalb der Erstkonditionierung eine geringe Weiterschädigung des Materials stattfinden kann und während längerer Ruhephasen eine teilweise Rückbildung der Materialsteifigkeit eintritt, vergleiche Bild 30. Die Diagramme in Bild 48 dienen daher lediglich zur Orientierung für die Festlegung des Betriebspunktes und der Erstkonditionierung.

Festlegung der viskoelastischen Materialparameter

Ist die bisherige Konditionierung bekannt oder kann die Vorschädigung des Bauteils abgeschätzt werden, so lässt sich, wie beschrieben, mit der Mullins-Erweiterung die lokale Abnahme der Materialsteifigkeit numerisch approximieren und der davon abhängige, quasistatische Druck-Winkel-Verlauf ermitteln, siehe Bild 47. Allerdings beinhaltet dieser Verlauf keine geschwindigkeitsabhängige Hysterese, sondern stellt den idealisierten Gleichgewichtszustand dar. Das BB-Grundmodell bildet hingegen das viskoelastische Verhalten ab, ermöglicht jedoch keine elementweise

Variation der Materialsteifigkeit. Daher muss ein mittlerer Steifigkeitsverlauf zur Bild des Gesamtverformungsverhaltens approximiert werden, der dann um den viskoelastischen Ansatz erweitert wird. Für rechenzeiteffizientere und konvergenzbeständigere Vergleichsbetrachtungen verschiedener Gelenktypen sowie zur Grobauslegung kann das zeitunabhängige Yeoh-Modell verwendet werden, auch hier ist eine gemittelte Materialsteifigkeit zu wählen. Die Steifigkeitsverläufe für homogene Dehnungsbelastungen wurden bereits in experimentellen Untersuchungen an der Zugprüfmaschine ermittelt und zugehörige Yeoh- oder BB-Parameter und simulativ verifiziert. Diese Datensätze wurden nun verwendet, um abhängig vom resultierenden p - φ -Verlauf und in Orientierung an die Dehnungsverteilung aus der Yeoh-Mullins-Simulation gemittelte Materialparameter für das Bauteil zu bestimmen. Dazu wurden die Zugversuchsdaten in die Software MCalibration geladen und unterschiedlich gewichtet.

Für die Yeoh-Parameter zeigt eine doppelte Gewichtung bei den Datensätzen mit 40 % und 50 % Dehnung die höchste Übereinstimmung mit dem, entsprechend den Vorbelastungen, angenommenen Verhalten und lieferte demnach Yeoh-Konstanten, die nahe diesen Parametersätzen liegen, vergleiche Bild 49 links.

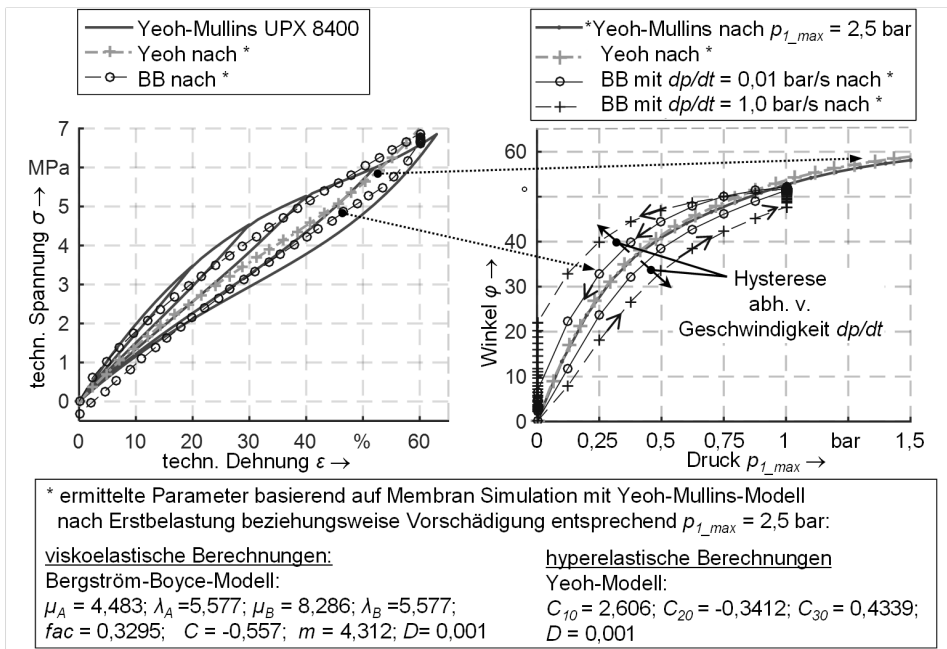


Bild 49: Auswahl der Yeoh- beziehungsweise Bergström-Boyce-Parameter.

In analogem Vorgehen wurden die Messdatensätze aus der Bestimmung der BB-Parameter für einzelne Belastungszustände verwendet. Dabei wurde ebenfalls ein Schwerpunkt auf das Verhalten bei 40 % und 50 % gelegt und mittels der Software zeitabhängige BB-Parameter ausgegeben, die sich zwischen diesen Werten befinden, dargestellt in Bild 49 links. Die Parameter wurden so gewählt, dass das Gesamtverhalten mit der hyperelastischen Steifigkeit möglichst gut abgebildet wird, siehe Bild 49 rechts. Ein gemittelter Steifigkeitsverlauf bei inhomogener Materialbelastung führt jedoch zu lokalen Dehnungsungenauigkeiten, vergleiche Bild 40. Dies ist im vorliegenden Fall jedoch unumgänglich, um das zeitabhängige Gesamtverhalten darzustellen. Deshalb ist für belastungskritische Beurteilungen zur Lebensdauervorhersage des Bauteils, wie in Bild 46 dargestellt, nach wie vor das Yeoh-Mullins-Modell mit entsprechender Erstbelastung zu verwenden.

Versuchsbedingungen für experimentelle Verifikationen

Aus simulativ ermittelten Materialdehnungen und anhand der mittels Zugproben analysierten, dehnungsgeschwindigkeitsabhängigen Abbildefähigkeit des Bergström-Boyce-Modells, vergleiche Bild 39, werden die Versuchsfenster für die experimentelle Verifikation des Gelenkmembranverhaltens abgeleitet. Wird, wie erwähnt, eine minimale Schrittzkluszeit von zwei Sekunden gewählt, so geschieht eine Gelenkstreckung innerhalb einer Sekunde. Mit einem Nennbetriebsdruck von 1 bar entspricht die maximale Zieldruckrate 1 bar/s und die sich daraus ergebende, maximal relevante Dehnrates im Mittel etwa 40 %/s. Dies entspricht ebenfalls den Grenzen der Abbildefähigkeit des kalibrierten Bergström-Boyce-Modells. Für die zeitabhängigen Gelenkmembranversuche zur Verifikation der numerischen Berechnungen werden daher Druckraten von 0,01- 0,1 und 1 bar/s gewählt.

Experimentelle Verifikation des viskoelastischen Verhaltens

Nachdem die Randbedingungen für experimentelle Versuche auf dem Gelenkprüfstand, siehe Bild 43, festgelegt sind, folgt eine Verifikation der gewählten Materialparameter zur viskoelastischen Simulation des Streckverhaltens. Die Gegenüberstellung mit den experimentellen Messungen erfolgt, in Anlehnung an das Vorgehen bei der Parameterbestimmung des Bergström-Boyce-Modells, ebenfalls anhand eines Stufentests, dargestellt in Bild 50.

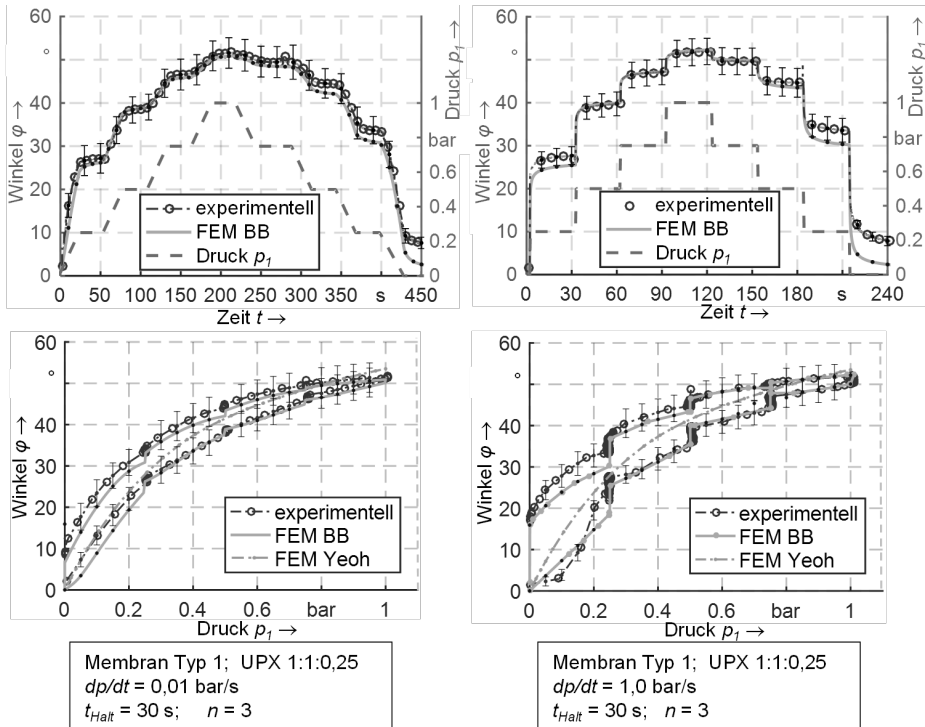


Bild 50: Verifikation des FE-Stufentests gegenüber experimentellem Membranverhalten.

Zur Ermittlung der Standardabweichungen wurde, analog zum Vorgehen bei der Materialcharakterisierung, mit Stützstellen gearbeitet. Für den, in Bild 50 oben dargestellten, Winkel-Zeit-Verlauf wurden konstante Zeitschritte gewählt und für den dazugehörigen, in Bild 50 unten gezeigten Winkel-Druck-Verlauf entsprechende Druckschritte, um die experimentellen Datenpunkte zu mitteln. Die Membranen wurden vor der Aufzeichnung der Messungen nochmals mit einem Druck $p_1 = 1,5 \text{ bar}$ rekonditioniert, so dass von einem stabilisierten Verhalten ausgegangen werden kann. Beide Tests wurden in Schrittweiten von $0,25 \text{ bar}$ bis zum Betriebsdruck von $1,0 \text{ bar}$ durchgeführt. Bild 50 links zeigt hierzu das Streckverhalten der Membran beim Stufentest mit den langsamsten Druckraten dp/dt von $0,01 \text{ bar/s}$ und rechts dargestellt mit den schnellsten Druckraten von 1 bar/s . Wie in Bild 50 ersichtlich, verläuft die Streckkurve des hyperelastischen Yeoh-Modells, nach Parameterbestimmung unter vorhergehender Berücksichtigung des Mullins-Effekts, zwischen Be- und Entlastungskurve der aufgezeichneten und gemittelten Messdaten (Anzahl der Membranen $n = 3$). Der idealisierte Gleichgewichtszustand spiegelt damit das experimentelle Expansionsverhalten korrekt wieder. Allerdings hat das zeitabhängige, viskoelastische Verhalten einen signifikanten Einfluss auf

den Drehwinkel φ . Wie bei der Materialcharakterisierung in Abschnitt 6.1.2 erläutert, führt dieser dynamische Anteil dazu, dass die gemessene Drehwinkelposition bei Druckzunahme niedriger und bei Druckabnahme höher als der quasistatische Verlauf des hyperelastischen Berechnungsmodells liegt. Um dieses dynamische Verhalten zu approximieren, wird das viskoelastische Bergström-Boyce-Modell verwendet. Auch diese viskoelastische FE-Simulation stimmt mit dem Experiment sowohl in Be- als auch in Entlastungsrichtung und für den langsamen (bei 0,01 bar/s) sowie den schnellen Stufentest (1,0 bar/s) im Rahmen der Standardabweichungen überein, ebenfalls ersichtlich in Bild 50.

Allerdings gibt es zwei Besonderheiten, die für weitere Versuche zu beachten sind. Erstens entspricht der Endwinkel kurz nach Wiederkehr in den unbelasteten Zustand nicht mehr dem Nullwinkel, siehe φ - t -Verlauf in Bild 50. Dies lässt sich darin begründen, dass das flexible Polyurethanbauteil nach vorangegangenen Belastungen noch einen kleinen Anteil Restdehnung aufweist. Das Bergström-Boyce-Modell bildet zwar, wie in Bild 50 ersichtlich, den dynamischen Abklingprozess beziehungsweise den viskosen Dehnungsrückgang ab, jedoch kann der bleibende Anteil an Restdehnung nicht angenähert werden. Eine direkte Wiederbelastung beziehungsweise Zweitmessung in zu kurzem Abstand würde zu gleicher Position bei Maximalbelastung führen, jedoch deutliche Abweichungen im Startwinkel aufweisen und die Vergleichbarkeit zwischen dem Bauteilverhalten und der numerischen Simulation beschränken. Aus diesem Grund wird zwischen Verifikationsversuchen - ähnlich zu den Wartezeiten bei den experimentellen Zugproben - eine unbelastete Wartezeit von etwa 5 Minuten veranschlagt, um möglichst wieder von einer gleichbleibenden Ruheposition ausgehen zu können. Die verbleibende Restdeformation der unbelasteten Membran nach dieser Wartezeit führt zu einer Abweichung von circa 2° über dem Nullwinkel, siehe Startwinkel in Bild 50. Zweitens zeigt sich im schnellen Stufentest, siehe Bild 50 rechts unten, zu Belastungsbeginn ein verzögerter Anstieg sowie ein anschließendes Überschwingen des Drehwinkels gegenüber dem Winkel in der FE-Simulation. Um das Auftreten dieses Effekts genauer zu untersuchen, erfolgt ein weiterer Versuch bei diversen Druckänderungsgeschwindigkeiten, mit denen der Innendruck p_i konstant bis zum Nennbetriebsdruck gesteigert wird. Nach einer Haltezeit t_{Halt} von 30 s wird mit gleicher Druckänderungsrate wieder entlastet. Zur Validierung des geschilderten Massenträgheitseffekts wird zusätzlich zu oben genannten Geschwindigkeiten eine Druckrate von 2 bar/s mit in die Gegenüberstellung aufgenommen. Eine ganzheitliche Darstellung der experimentellen Streckung mit verschiedenen Druckraten ist in Bild 51 dargestellt.

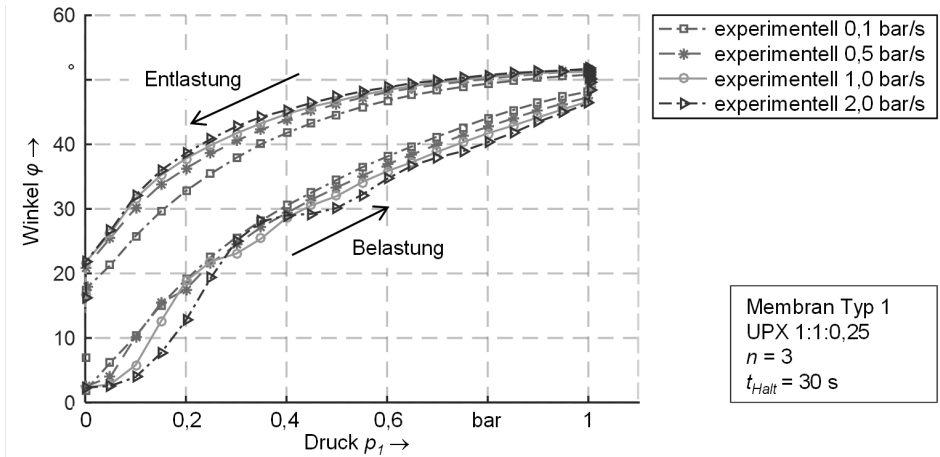


Bild 51: Membranentfaltung bei diversen Druckänderungsgeschwindigkeiten.

Während bei einer Geschwindigkeit dp_1/dt von 0,1 bar/s noch keine Schwingungseffekte auszumachen sind, treten diese bereits bei einer Druckrate von 0,5 bar/s in Erscheinung. Die dynamischen Schwingungen befinden sich noch im Bereich der Standardmessabweichungen und sind bei einem Druckwert von etwa 0,2 bar abgeklungen. Bei einer Druckänderungsgeschwindigkeit von 1 bar/s tritt dieser Koppeleffekt stärker auf und ist bis zu einem Innendruck von circa 0,5 bar wahrzunehmen. Die Messung bei 2 bar/s zeigt Effekte bis etwa 0,8 bar. Die Zunahme der Amplitude und Periodendauer dieses Schwingungseinflusses ist auf das Massenträgheitsmoment des Gelenkarmes und der entgegenwirkenden materialeitigen Dämpfung zurückzuführen. Bei hohen Druckanstiegen, bei 1 bar/s oder 2 bar/s, müsste die Masse der bewegten Patella ruckartig aus der Ruhelage heraus beschleunigt werden. Das entstehende Trägheitsmoment bremst allerdings diese theoretisch mögliche Anfangsentfaltung. Dementsprechend ist der gemessene Drehwinkelanstieg in den ersten 150 ms ($< 0,15 \text{ bar}$) verzögert. Im Anschluss kommt es zu einem Überschwingen des Versuchswinkels gegenüber dem numerisch berechneten Drehwinkel. Durch die entgegenwirkende viskose Dämpfung der Membran wird das bewegliche Glied dann gebremst, so dass die berechnete Winkelkennlinie anschließend wieder unterschritten wird. Mit steigendem Innendruck wird der expandierte Membrankörper steifer und kann diese Anfangsschwingung absorbieren. Bei steigender Druckänderungsgeschwindigkeit und somit größerem Koppeleinfluss ist für dessen Absorption auch ein entsprechend höherer Innendruck beziehungsweise eine damit höhere Membransteifigkeit notwendig.

Wie in Bild 52 ersichtlich, stimmen die viskoelastischen Simulationsdaten bei langsamen Geschwindigkeiten im Rahmen der Standardabweichung mit dem Versuch überein. In Belastungsrichtung ist dabei mit zunehmender Druckänderungsgeschwindigkeit die stärker werdende Schwingung um den theoretischen, FE-basierten Winkelanstieg erkennbar.

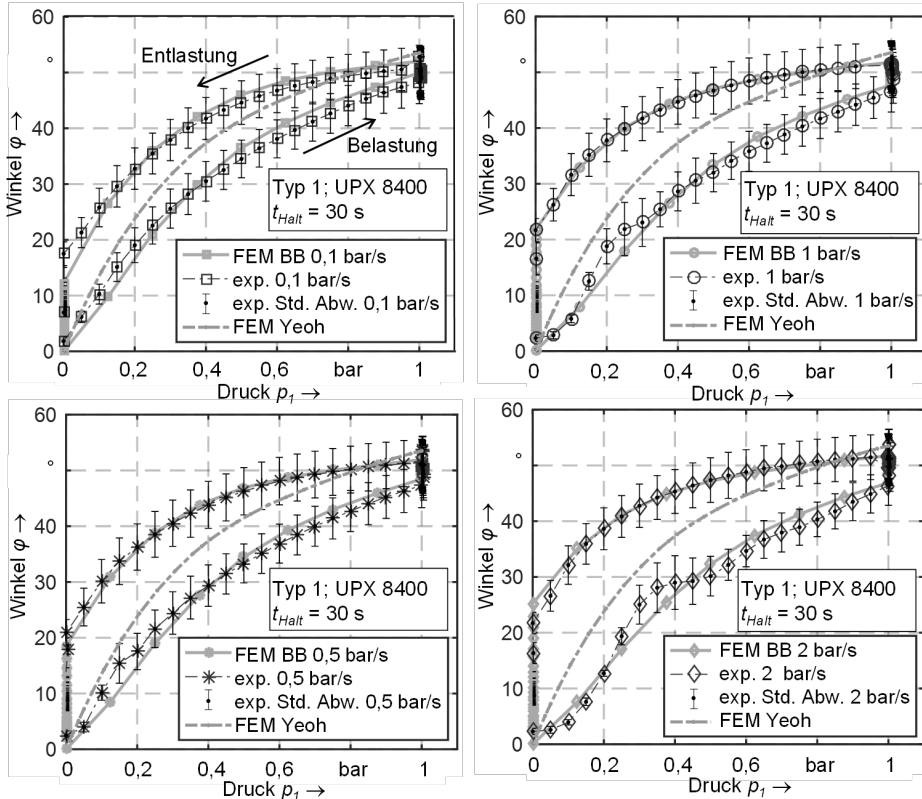


Bild 52: Abbildbarkeit des viskoelastischen Verhaltens bei diversen Druckänderungsgeschwindigkeiten.

Während der Membranentfaltung treten daher Winkelabweichungen an den Schwingungsamplituden auf, die mit dem viskoelastischen BB-Modell nicht mehr im Rahmen der Standardabweichungen abbildbar sind.

Durch eine zusätzliche Kopplung der FE-Simulation mit einer Mehrkörperanalyse, beispielsweise über die Multibody-Dynamics-Methode [186], könnte dieser Schwingungseffekt ebenfalls nachgebildet werden. Dabei schwingt der massenträgheitsbehaftete, experimentelle Verlauf um die viskoelastisch ermittelte Belastungslinie. Die Ursachen für diese Koppel-effekte wurden bereits begründet und der werkstoffseitige Hystereseeffekt ist im Rahmen der Standardabweichungen für die verschiedenen

Geschwindigkeiten abbildbar. Eine zusätzliche Mehrkörpererweiterung der Simulation ist an dieser Stelle nicht notwendig, da damit keine neuen Kenntnisse hinsichtlich der Gelenkmodellierung gewonnen werden. Die mit dem Stufentest verifizierte Simulation gilt auch hinsichtlich der Verwendung bei verschiedenen Geschwindigkeiten als validiert.

Verifikation des Streckmomentkennfelds

Um das übertragbare Drehmoment der Faltenbalgmembran zu beziffern, werden Simulationen durchgeführt und diese durch experimentelle Messungen auf dem Gelenkprüfstand verifiziert. Der Aufbau des Simulationsmodells entspricht der in Bild 44 dargestellten Beschreibung. Die Membran wird in diesem Versuch mit diversen Druckänderungsraten entfaltet, und das bewegliche Glied durch eine extern erzeugte Rotationsbewegung unter Aufzeichnung des dazu nötigen Drehmomentes belastet. Im Experiment erfolgt der Ablauf analog, indem der Servomotor nach Erreichen des Druckniveaus angeflanscht und winkelgesteuert unter Aufzeichnung des Drehmomentes verfahren wird.

Um die zeitabhängigen Effekte, die bei den extern erzeugten Drehbewegungen auftreten, auch mit dem Hystereseverhalten bei der Membranentfaltung vergleichen zu können, werden verschiedene Geschwindigkeitsäquivalente eingeführt. Diese untersuchten Geschwindigkeiten sind in Tabelle 7 aufgeführt und begründen sich wie folgt: Die Membranentfaltung erreicht bei einem Betriebsdruck von 1 bar eine Endposition von rund 50° . Bei einer Druckänderungsgeschwindigkeit von $0,1 \text{ bar/s}$ beträgt die mittlere Winkelgeschwindigkeit $5^\circ/\text{s}$. Diese Winkelgeschwindigkeit wird äquivalent auch für die externen Rotationsbewegungen zur Drehmomentmessung gewählt. Analog gilt dies auch für andere Geschwindigkeiten.

Tabelle 7: Untersuchte Druck- und Stellgeschwindigkeiten für die Gelenkmembran.

Geschwindigkeitsäquivalent	[-]	0,5	5	50
Druckänderung dp/dt :	[bar/s]	0,01	0,1	1
Stellgeschwindigkeit $d\varphi/dt$:	[%/s]	0,5	5	50
Haltezeit Umkehrpunkte t_{Halt} :	[s]	30	30	30
Verglichene Druckstufen p_i	[bar]	0,25-0,5-1	0,25-0,5-1	0,25-0,5-1

In Bild 53 wurde exemplarisch der Druck-Moment-Winkel-Zusammenhang, welcher sich für eine Stellgeschwindigkeit von $5^\circ/\text{s}$ ergibt, aufgeführt. Ähnlich zu bisherigen Versuchsauswertungen wurden die gemittelten Messkurven, sowie die Standardabweichungen anhand von charakteristischen Punkten und Stützstellen, entsprechend der in Bild 32 beschriebenen Methodik, ermittelt. Die Stützstellen wurden für Druckänderungen im Abstand von $0,1 \text{ bar}$ gewählt und für Drehmomentänderungen im Abstand von $0,4 \text{ Nm}$. Die Versuchsauswertungen bestätigen dabei die Ergebnisse der numerischen Berechnungen. Die quasistatische Yeoh-Berechnung liegt mittig zwischen Be- und Entlastungskurve und weist aufgrund der nicht berücksichtigten Zeitabhängigkeit eine mittlere Abweichung von $\pm 8,1^\circ$ zu den Messdaten auf. Die viskoelastische Bergström-Boyce-Berechnung weicht im Durchschnitt lediglich um $\pm 3,2^\circ$ von den gemittelten Versuchsergebnissen (Anzahl der Membranen $n = 3$) ab.

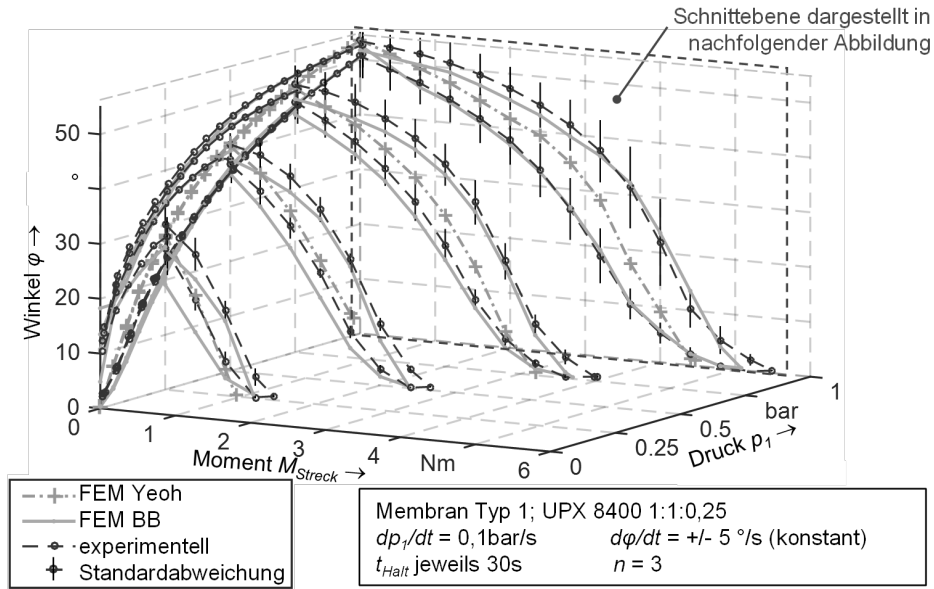


Bild 53: Gegenüberstellung des Streckmomentes M_{Stretch} aus der FE-Berechnung mit dem Yeoh beziehungsweise dem BB-Modell und experimentellen Messdaten.

Zum vollständigen Abgleich der Berechnung der geschwindigkeitsbehafteten Streckmomentenkennlinie mit den Versuchsergebnissen ist der Winkel-Drehmoment-Zusammenhang bei Nennbetriebsdruck 1 bar für sämtliche im Versuchsplan definierten Stellgeschwindigkeiten in Bild 54 dargestellt. Auch hier zeigt sich im Rahmen der Standardabweichungen eine Übereinstimmung der Simulationen mit Versuchsergebnissen für den relevanten Geschwindigkeitsbereich. Die auftretende Hysterese wird innerhalb der in

Abschnitt 6.1 ermittelten numerischen Abbildefähigkeit der Materialeigenschaften und innerhalb der Abweichungen zwischen den verschiedenen Probekörpern wiedergegeben. Das FE-Modell gilt damit als verifiziert und erlaubt weitere simulative Optimierungen des Membrankörpers sowie eine Weiterentwicklung des mathematischen Gesamtmodells.

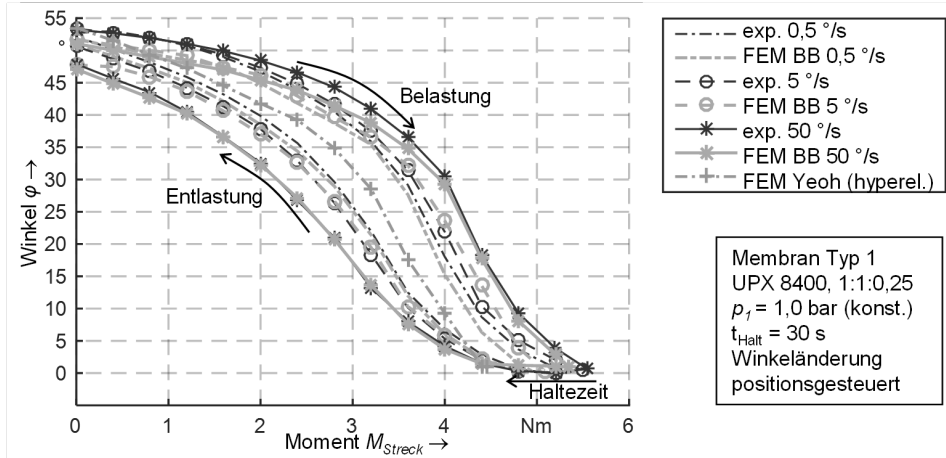


Bild 54: Analyse des geschwindigkeitsbehafteten Drehwinkels gegenüber nutzbarem Moment bei Nenndruck 1,0 bar.

Approximation des charakteristischen Kennfeldes

Um den validierten Zusammenhang aus Streckwinkel φ , Innendruck p_i und Drehmoment M_{Streck} , dargestellt in Bild 53, in die Gesamtgleichung einzubinden, muss dieses Kennfeld mathematisch formuliert werden. Da, wie in Abschnitt 2.2.3 erläutert, eine analytische Herleitung nicht mehr zielführend ist, wird die Funktion zur Beschreibung des Membranverhaltens mit einem Näherungsansatz abgebildet. Diese Approximation wird mit Hilfe der Curvefitting Toolbox in der Software Matlab durchgeführt und basiert auf Kennlinien des quasistatischen Verhaltens aus den Simulationen mit dem Yeoh-Modell, ersichtlich in Bild 53. Im Gegensatz zu den Simulationsdaten mit dem BB-Modell oder auch den Messergebnissen wird mit diesen Kennlinien das geschwindigkeitsunabhängige Verhalten dargestellt. Die richtungs- und geschwindigkeitsabhängige Erweiterung dieses Gleichgewichtszustands kann darüber hinaus um den dynamischen Anteil erweitert werden.

Zur Berechnung des Gesamtaktuators wird das Momentengleichgewicht aus Streckung, Beugung und externen Lasten gebildet. Daher erfolgt die Formulierung nicht bezogen auf die Stellgröße φ , sondern auf das Moment M_{Streck} in Abhängigkeit von φ und p_1 . So kann das Streckkennfeld als Funktion des Drehmoments direkt in die Formulierung der Gesamtgleichung übernommen werden. Die erste Näherung dieses dreidimensionalen Verlaufs erfolgt mit einer Ausgleichsfläche nach dem Levenberg-Marquardt Algorithmus und einem Polynomansatz vierter Ordnung in beiden horizontalen Achsen. Mittels iterativem Vorgehen werden anschließend die Parameter mit geringsten Einflüssen auf die Abweichungen der Gesamtfläche reduziert und die verbleibenden Parameter aktualisiert. So kann die Gleichung auf sieben Parameter reduziert werden. Es ergibt sich für den beschriebenen Membrantyp Typ 1 aus UPX 8400 folgende Formulierung des Streckmomentkennfelds in Abhängigkeit von Druck p_1 und Winkel φ :

$$M_{Streck}(p_1, \varphi) = p_{10} \cdot p_1 + p_{01} \cdot \varphi + p_{11} \cdot p_1 \cdot \varphi + p_{02} \cdot \varphi^2 + p_{30} \cdot p_1^3 + p_{21} \cdot p_1^2 \cdot \varphi + p_{03} \cdot \varphi^3$$

mit den Parametern: $p_{01} = -0,0498$; $p_{02} = 0,0019$; $p_{03} = -4,256e-5$;
 $p_{10} = 3,747$; $p_{11} = 0,0143$; $p_{21} = -0,020$; $p_{30} = -0,497$

(17)

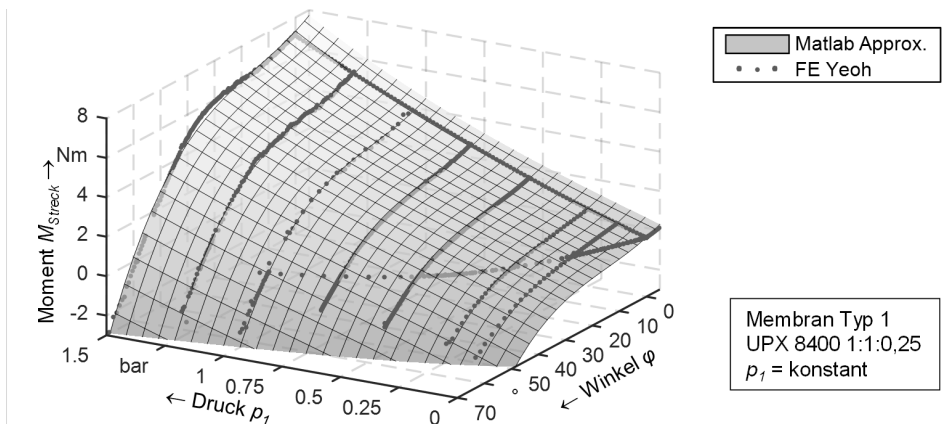


Bild 55: Approximation des Streckmomentes abhängig von Druck und Winkel.

Die Approximation des Streckmomentkennfelds als analytische Funktion stellt das Ergebnis des erläuterten Vorgehens zur Modellierung einer innen-druckbedingten Streckung dar und kann in dieser Form in die Gleichung eingebunden werden. Nach vorangegangener, verifizierter Materialcharakterisierung und der beschriebenen Methode zur Mittelung experimenteller Versuchsergebnisse wurde ein Weg zur simulativen Berechnung des Streckverhaltens aufgezeigt. Die Simulationsergebnisse wurden ebenfalls

mit Messdaten bei verschiedenen Geschwindigkeiten validiert, um die Richtigkeit und Übertragbarkeit dieses Vorgehens zu gewährleisten. Diese mathematische Modellierungsweise kann auch für weitere innendruckbedingte, weichelastische Gelenkmembrantypen übernommen werden, um damit die Ermittlung einer analytischen Funktion zur Formulierung des Streckverhaltens zu ermöglichen.

6.2.3 Charakterisierung der pneumatischen Muskeln zur Modellierung des Beugeverhaltens

Wie im Stand der Technik in Abschnitt 2.2.3 beschrieben, besitzen die pneumatischen Muskeln aufgrund des viskoelastischen Verhaltens der eingesetzten Elastomere sowie Reibungseffekten zwischen Fasern und Elastomeren ein hochgradig nichtlineares Verhalten. Rein analytisch hergeleitete Berechnungsansätze eignen sich daher nur zur Auslegung und Auswahl der Muskeln. Eine Vorhersage der Stellgliedposition in einem bestimmten Arbeitspunkt ist mit diesen Ansätzen zu ungenau für die Anwendung in der Robotik. Deswegen sind zur Berechnung des exakten Kraftverlaufs in Abhängigkeit der Verkürzung und des Druckes Näherungsansätze basierend auf experimentellen Versuchsdaten üblich.

Sarosi hat hierzu ein Modell [187] entwickelt, welches das charakteristische Kennfeld des Muskels sowohl in Be- als auch in Entlastungsrichtung durch je sechs Parameter, die iterativ auf experimentell ermittelte Messdaten angenähert werden, abbildet. Sämtliche Veröffentlichungen von Sarosi, zusammengefasst in [188], nennen zwar Parameter für deren getestete Muskelkonfigurationen, aber die Belastungsgeschwindigkeit, mit der diese Parameter ermittelt wurden, ist nicht ersichtlich. Da die Kennfelder der pneumatischen Muskeln, wie von Boblan [82] untersucht, allerdings stark von Typ, Konfiguration und den Belastungsgeschwindigkeiten abhängen, sind diese Gleichungen nicht ohne Validierung zu übernehmen. So wird in diesem Abschnitt geprüft, ob die nach dem Prinzip von Sarosi ermittelten Parameter eines Muskeltyps auch für verschiedene Muskellängen angewandt werden können und inwieweit das zeitabhängige Hystereseverhalten abgebildet werden kann. Gegebenenfalls muss der Ansatz nach Sarosi erweitert werden, um eine adäquate Approximation der Gelenkbeugung bei verschiedenen Geschwindigkeiten zu ermöglichen und mit experimentellen Daten zu validieren. Dazu muss ein geeigneter Versuchsstand entwickelt werden. Eine vereinfachte Darstellung des fertiggestellten Aufbaus zur experimentellen Untersuchung ist in Bild 56 dargestellt.

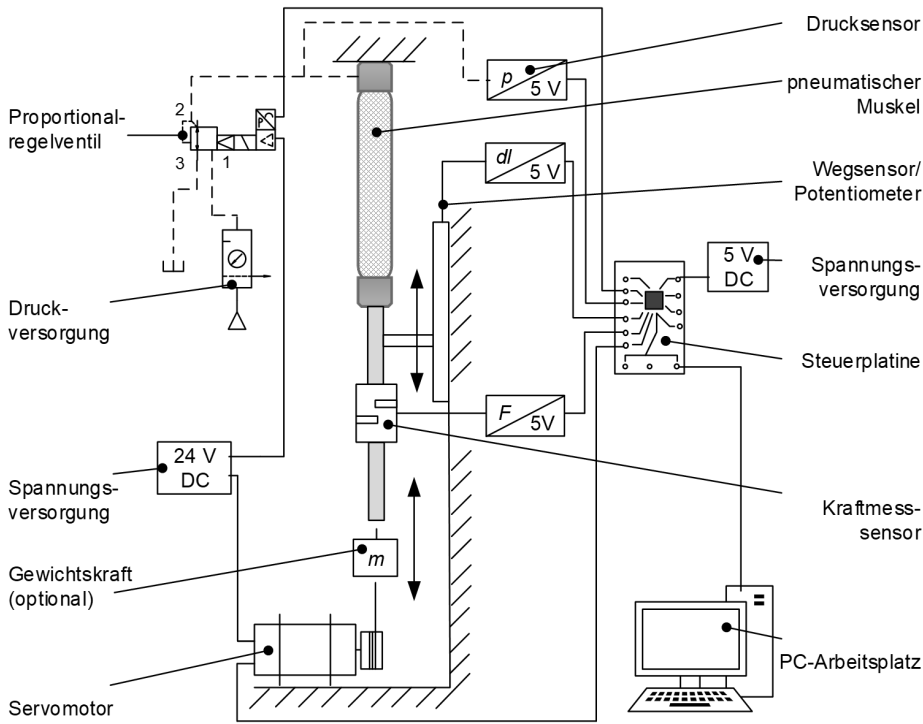


Bild 56: Vereinfachte Darstellung des Versuchsaufbaus zur Parameterkalibrierung der pneumatischen Muskeln.

Mit den Untersuchungen wird das charakteristische Kennfeld der getesteten, pneumatischen Muskeln bei verschiedenen Geschwindigkeiten in Be- und Entlastungsrichtung sowohl druckgeregelt, als auch stellweg geregelt erfasst, vergleiche schematische Darstellung in Bild 9. Der zu prüfende Muskel wird einseitig fest eingespannt und ist auf der anderen Seite in axialer Richtung frei beweglich gelagert. Das bewegliche Ende des Muskels wird mit einem kalibrierten Schiebepotentiometer (ALPS, RS60N12-Lin10K) verbunden, um den Kontraktionsweg des Aktuators über die Widerstandsänderung messtechnisch erfassen zu können. Zur Aufnahme des anliegenden Druckes im Zugaktor wird ein Drucksensor (First Sensor, HMA-Bo1-ZU-7-H5) verwendet. Ein Proportional-Druckregelventil (Festo GmbH, VPPM-6-MPT), welches an die 24 V-DC-Versorgung sowie an die pneumatische Quelle angeschlossen ist, ermöglicht die Erzeugung der druckgeführten Kontraktionsbewegung. Sämtliche Sensoren und auch das beschriebene Regelventil sind über Signalleitungen mit der Zentralsteuereinheit (Arduino, Mega 2560) verbunden. Diese besitzt eine 5 V-Gleichstromversorgung und ist darüber hinaus mit einem USB-Datenkabel an einem PC-Arbeitsplatz angeschlossen, um von dort aus bedient zu

werden. Optional kann eine definierte Masse mit angehängt werden, um die druckgeführte Kontraktionsbewegung bei verschiedenen konstanten Lasten erfassen zu können. Zur stellweggeführten Kennfelderfassung wird der Versuchsstand um einen Elektromotor erweitert. Der Hochleistungsservomotor (Dynamixel Pro, H54-200-S500-R) zieht hierzu über eine Umlenkrolle mit einer Kette an dem Muskel, um eine weggeführte Axialbelastung zu erzeugen. Da in diesem Modus die Zugkraft am Kontraktionsaktor nicht konstant bleibt, wird zusätzlich eine S-Wägezelle (Weone, YZC-515) eingesetzt, die die messtechnische Erfassung der anliegenden Kraft über integrierte Dehnungsmessstreifen ermöglicht.

Experimentelle Untersuchung der belastungsunabhängigen Abweichungen eines Muskeltyps

Die Bestimmung der Muskelparameter sowie der dazugehörigen Abweichungsbetrachtungen geschieht über experimentelle Versuche bei verschiedenen Geschwindigkeiten und Lasten. Hierzu wurden fünf baugleiche Muskeln vom Typ DMSF-10-180 [79] des Herstellers Festo gewählt. Die Muskeln besitzen einen Nenndurchmesser von 10 mm, sowie eine unbelastete Nennlänge von 180 mm und sind damit passend für den Funktionsprototyp aus Abschnitt 5.2, Bild 27.

Abweichung des Kontraktionsverlaufs baugleicher pneumatischer Muskeln

Die tatsächliche Länge des Kontraktionskörpers betrug im Mittel $180,27 \pm 0,16$ mm. Zur Abweichungsbetrachtung werden die fünf Muskeln jeweils mit konstant steigendem und abnehmendem Druck beaufschlagt und deren Stellweg ohne Gegenkraft aufgezeichnet, siehe Bild 57. Bei einer konstanten, langsamen Druckänderungsgeschwindigkeit von 0,6 bar/s beträgt die mittlere Verkürzung ε bei Erreichen des empfohlenen Maximaldruckes von 6 bar $19,89 \pm 0,71$ % beziehungsweise $35,80 \pm 1,29$ mm der freien Länge. Nach einer Wartezeit von 20 s bei konstantem Druck ist die Verkürzung im Mittel um ein Prozent auf $20,93 \pm 0,69$ % angestiegen. Wie sich aufgrund der Relaxation des Aktuators vermuten lässt, tritt schon bei dieser vergleichsweise niedrigen Geschwindigkeit ein deutlicher Hystereseeffekt auf. [S7]

Der zeitabhängige Unterschied zwischen einem Arbeitspunkt in Be- und in Entlastungsrichtung erreicht sein Maximum bei etwa 3 bar und beträgt 5,1 % der Muskellänge. Bezogen auf den Stellweg, der bei diesem Druck im Gleichgewichtszustand etwa 9,2 % der Muskellänge beträgt, zeigt sich, dass eine Berücksichtigung des Hystereseunterschiedes auch in der Modellierung der pneumatischen Muskeln unerlässlich ist.

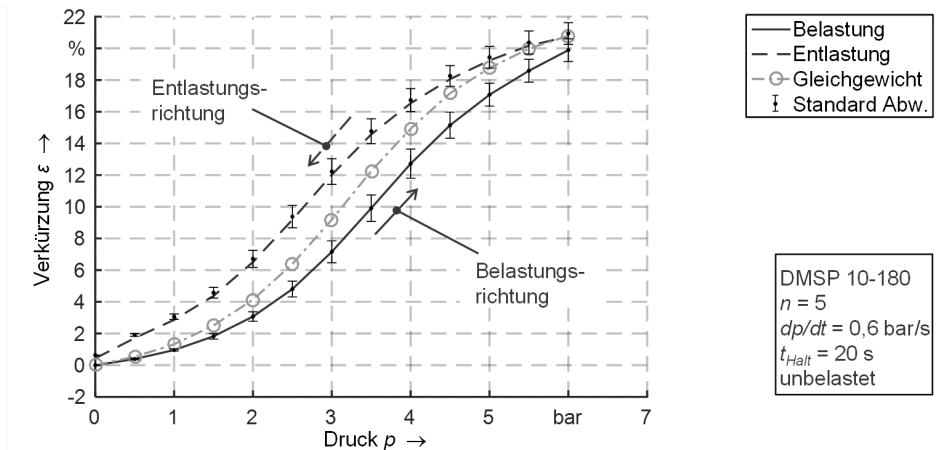


Bild 57: Mittelung der Muskelverkürzung für unbelastete DMSP-10-180.

Einfluss der Muskellänge

Zur Ermittlung der Vergleichbarkeit der druckabhängigen, prozentualen Verkürzung bei unterschiedlichen Muskellängen wurden verschiedene DMSP-Stellglieder jeweils mit einem Durchmesser von 10 mm untersucht. Hierzu wurden die Kontraktionswerte der Festomuskeln mit Länge 180 mm sowie von baugleichen Muskeln mit Länge 400 mm experimentell ermittelt und verglichen. Darüber hinaus hat Sarosi DMSP-10-100 Muskeln vermessen und die auf diesen Messwerten approximierten Gleichungsparameter für seinen Näherungsansatz bekanntgegeben. Entsprechend seiner Veröffentlichung [95] können die 100 mm langen Aktuatoren über den Näherungsansatz (4) mit den folgenden Parametern abgebildet werden:

$$F_{\text{Muskel}}(p, \varepsilon) = (a_1 \cdot p + a_2) \cdot e^{(a_3 \cdot \varepsilon)} + a_4 \cdot \varepsilon \cdot p + a_5 \cdot p + a_6 \quad (4)$$

Tabelle 8: Parameter zur Berechnung von DMSP-10-100, entsprechend Literaturdaten [95].

Parameter	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6
$+d\varepsilon/dt$	-13,05	215,62	-0,35	-3,08	100,49	-215,3
$-d\varepsilon/dt$	-6,45	166,51	-0,41	-2,88	89,89	-193,46

Dieser in der Literatur verifizierte, theoretische Verlauf der 100 mm langen Muskeln wird ebenfalls mit zum Vergleich herangezogen. So wird neben den verschiedenen Längen auch gleichzeitig überprüft, ob die Sarosi-Parameter der Baugröße mit $\varnothing 10 \text{ mm}$ auch auf andere Muskellängen übertragbar sind und zur Berechnung des Beugeverhaltens angewandt werden können oder ob die Parameter für jede Länge neu bestimmt werden müssen.

Unabhängig von der Belastungsgeschwindigkeit lässt sich, in Anlehnung an die Materialcharakterisierung von Elastomerwerkstoffen, ein fiktiver Gleichgewichtszustand zwischen Be- und Entlastungskurve annähern. Dieser wird durch eine lineare Approximation zwischen oberer und unterer Kurve umgesetzt, die vom Startpunkt der Belastungskurve zu Beginn der Entlastungskurve verläuft, vergleiche Gleichgewicht in Bild 57. Dieser, in Anlehnung an die Elastomermodellierung auch als Equilibrium Path bezeichnete, Verlauf wird genutzt, um die verschiedenen Muskeln geschwindigkeitsunabhängig miteinander zu vergleichen. Der Vergleich kann nur anhand des idealisierten Gleichgewichts erfolgen, da nicht bekannt ist, mit welchen Geschwindigkeiten die Sarosi-Messungen durchgeführt wurden.

Die druckgesteuerten Versuche zeigen im Rahmen der bereits in Bild 57 aufgeführten Standardabweichung eine Übereinstimmung der geschwindigkeitsunabhängigen, prozentualen Verkürzung für die Baulängen 180 mm und 400 mm, dargestellt in Bild 58. Der gemessene Kontraktionsverlauf dieser Muskeln ist ebenfalls im Rahmen der Standardabweichung übereinstimmend mit dem theoretischen Verlauf der 100 mm Muskeln nach Sarosi. Daraus folgt, dass eine Übertragung der Parameter eines Muskeldurchmessers auf verschiedene Längen zulässig ist.

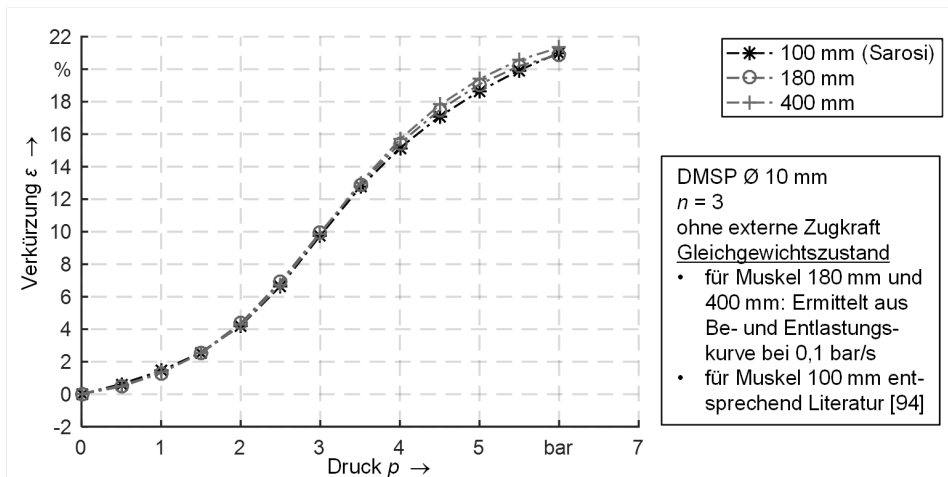


Bild 58: Verkürzungsverlauf von DMSP-10 Muskeln verschiedener Längen.

Einfluss von druck- oder lastgesteuerter Geschwindigkeit

Eine Längenänderung des Zugaktors kann abhängig von Innendruck oder anliegender Zugkraft erfolgen. Beide Variablen können die Kontraktion in verschiedenen Stellzeiten auch unabhängig voneinander ändern und somit,

wie in Bild 9 räumlich skizziert, den Lastpunkt senkrecht zueinander verschieben. Um die Hystereseeffekte dieser Kontraktionsänderungen miteinander vergleichen zu können, werden auch hier verschiedene Geschwindigkeitsäquivalente, siehe Tabelle 9, entsprechend der Geschwindigkeitsklassen bei der Membranverifikation eingeführt. Diese werden anhand festgelegter Prozessfenster eines Gelenkes, sowie der durchgeführten Versuche und Berechnungen zum Streckverhalten gewählt und lassen sich wie folgt begründen. Wird eine maximale Gelenkbeugung ($50^\circ \rightarrow 0^\circ$) in einer Sekunde vollzogen, so muss im kritischsten Fall (Geschwindigkeitsäquivalent 5) eine Druckänderung von 6 bar innerhalb dieser Zeit geschehen. Dies führt zu einer mittleren Druckänderungsgeschwindigkeit von 6 bar/s beziehungsweise einer Verkürzungsgeschwindigkeit von circa 20 %/s. Für eine Nennlänge von 180 mm entspricht dies 36 mm/s. Die niedrigste berücksichtigte Druckänderungsrate wird bei 0,3 bar/s (maximale Beugebewegung innerhalb von 20 s) angesetzt, da langsamere Geschwindigkeiten für den Einsatz zur Gelenkbeugung nicht relevant sind. In Tabelle 9 sind diese vergleichbaren Geschwindigkeiten für die experimentelle Untersuchung der pneumatischen Muskeln aufgeführt. Die Umrechnung des absoluten Stellweges in mm ist dargestellt für die Länge 180 mm. Die Anzahl der untersuchten Muskeln n beträgt 5.

Tabelle 9: Untersuchte Druck- und Stellgeschwindigkeiten für pneumatische Muskeln.

Geschwindigkeitsäquivalent	[-]	1	2	3	4	5
vollständige Muskelverkürzung ($0 \rightarrow 6$ bar)	t [s]	20	10	5	2	1
entspricht Druckgeschwindigkeit	dp/dt [bar/s]	0,3	0,6	1,2	3	6
mittlere Stellgeschwindigkeit	$d\varepsilon/dt$ [%/s]	1	2	4	10	20
mittlere Stellgeschwindigkeit*	$d\varepsilon/dt$ [mm/s]	1,8	3,6	7,2	18	36
max. mittlere Winkeländerung ($50^\circ \rightarrow 0^\circ$)	$-d\varphi/dt$ [°/s]	2,5	5	10	25	50

Abklingvorgang nach einem Drucksprung

Aus Grundsatzversuchen zur Messung des Abklingvorgangs nach einem Drucksprung, dargestellt in Bild 59, wird ersichtlich, dass bei allen technisch relevanten Geschwindigkeiten Hysterese auftritt. Eine Berücksichtigung der Richtungsabhängigkeit ist daher unerlässlich, sobald das Verhalten des Muskels über Dimensionierungszwecke hinausgehend relevant ist.

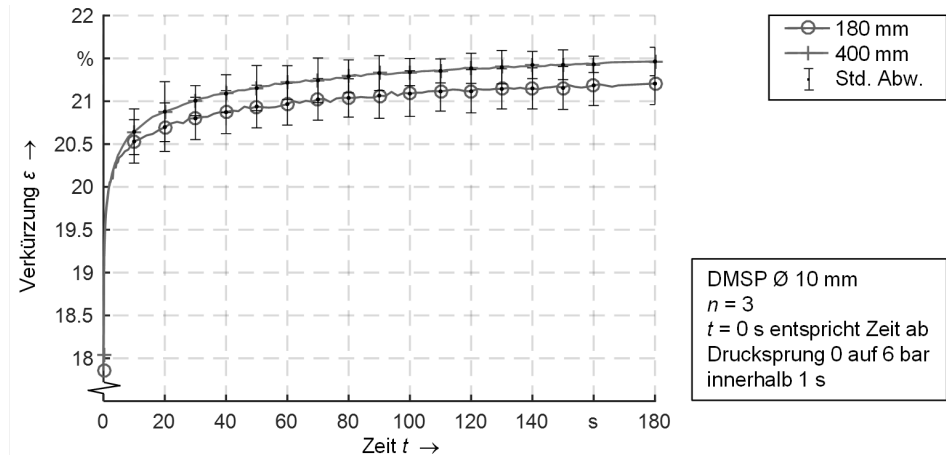


Bild 59: Abklingverhalten pneumatischer Muskeln nach einem Drucksprung.

Der zeitlich vorhandene Stellwegunterschied zur quasistatischen Kontraktionslänge fällt nach einem Drucksprung exponentiell ab. Innerhalb der ersten fünf Sekunden bei gehaltenem Druck sinkt diese Relaxationsdifferenz auf weniger als ein Viertel, befindet sich nach etwa einer Minute im Bereich der Standardabweichungen und nach drei Minuten im Bereich der Messunsicherheit. Die Haltezeit zwischen Druckanstieg und -auslass wird daher bei 180 Sekunden gewählt, um Be- und Entlastungskurve getrennt voneinander zu beurteilen.

Druckabhängige Änderung des Stellweges

Wie in Bild 60 links dargestellt, beträgt der Unterschied zwischen Be- und Entlastungskurve bei der langsamsten Druckänderungsrate von 0,1 bar/s etwa 5 % der Muskellänge und erreicht bei einem mittleren Druck von 3 bar ihr Maximum. Mit höheren Druckänderungsgeschwindigkeiten nimmt dieser Einfluss aufgrund der viskoelastischen Trägheit des elastomeren Grundmaterials stetig zu. So ist in Belastungsrichtung bei der höchsten gemessenen Druckänderungsgeschwindigkeit von 6 bar/s im Maximum eine weitere Differenz von -3,75 % Längenprozent zur Belastungslinie und 4,33 % in Entlastungsrichtung zu erwarten. Damit ist der Hystereseunterschied teilweise größer als der absolute, idealisierte Stellweg.

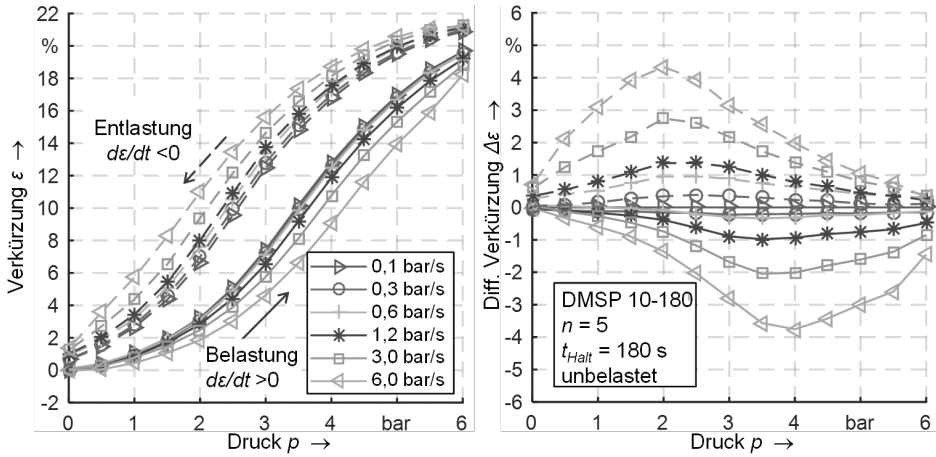


Bild 60: Abhängigkeit der Kontraktion von der Druckänderungsgeschwindigkeit. Links: Absolute Verkürzung; Rechts: Verkürzungsdifferenz zu $dp/dt = \pm 0,1$ bar/s.

Im Mittel erreichen die zusätzlichen, zeitabhängigen Unterschiede für Druckanstiege mit maximaler Geschwindigkeit -1,99 % und bei schnellen Druckabnahmen 2,26 % bezogen auf die jeweilige Be- beziehungsweise Entlastungskurve von 0,1 bar/s. Um auf dieses zeitabhängige Hystereseverhalten der pneumatischen Muskeln mathematisch allgemeingültig einzugehen, muss überprüft werden, inwieweit die Muskellänge die Hysterese-differenz beeinflusst und ob eine Übertragbarkeit des geschwindigkeits-abhängigen Verhaltens gewährleistet werden kann. Hierzu wurden die prozentuale Muskelverkürzung der bereits getesteten Muskeln der Länge 180 mm mit Muskeln der Länge 400 mm des gleichen Durchmessers verglichen. Wie in Bild 61 dargestellt, zeigt sich für die verschiedenen Muskellängen, dass die geschwindigkeitsabhängigen Hysteresedifferenzen bei Druckänderungsgeschwindigkeiten von 0,1 bar/s bis 6 bar/s im Rahmen der Standardabweichungen, vergleiche Bild 57, liegen und somit eine prozentuale Approximation des zeitabhängigen Verhaltens bei unterschiedlichen Aktuatorlängen zulässig ist.

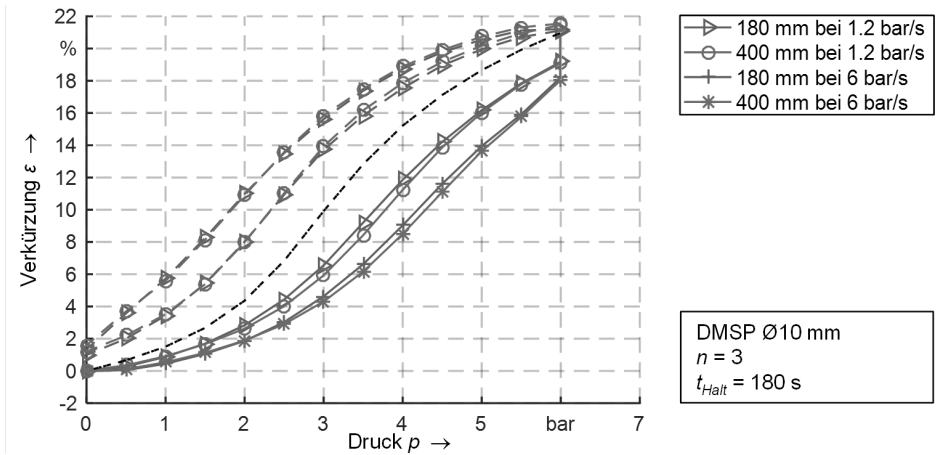


Bild 61: Abhängigkeit des Hystereseverhaltens hinsichtlich der Muskellänge.

Lastabhängige Änderung der Muskellänge

Um die kontrahierte Muskellänge abhängig von Änderungen extern anliegender Lasten zu analysieren, werden stellweggesteuerte Analysen bei konstantem Innendruck durchgeführt. Ein Hochleistungsservomotor wird hierzu entgegen der Kontraktionsrichtung mit definierten Geschwindigkeiten verfahren, um die Zuglast am Muskel zu steigern und nach Haltezeit wieder zu entlasten, dargestellt in Bild 56. Der Innendruck wird während dieser lastgesteuerten Analysen ausgegletet und auf konstanten Werten gehalten. Ähnlich zu den beschriebenen Versuchen mit verschiedenen Druckänderungsgeschwindigkeiten werden auch die Stellwegänderungen entsprechend den in Tabelle 9 aufgeführten Geschwindigkeiten vorgenommen. So beträgt die maximale Verfahrensgeschwindigkeit 20 %/s, was bei einer Muskellänge von 180 mm einer absoluten Geschwindigkeitsrate etwa 36 mm/s entspricht. Die minimale Geschwindigkeit liegt demnach bei 1 %/s beziehungsweise 1,8 mm/s. Bei diesen gemessenen Isobaren, dargestellt in Bild 62, ist die Vergrößerung des Hystereseunterschiedes in Abhängigkeit der Lastgeschwindigkeit aufgeführt. In Zugrichtung, also entgegen der Verkürzung, bedeutet dies eine Überhöhung und in Verkürzungsrichtung eine zu schnelle Abnahme der Zugkräfte, da die Verformung des Aktuators aufgrund des viskoelastischen Grundmaterials in beiden Lastrichtungen verzögert erfolgt.

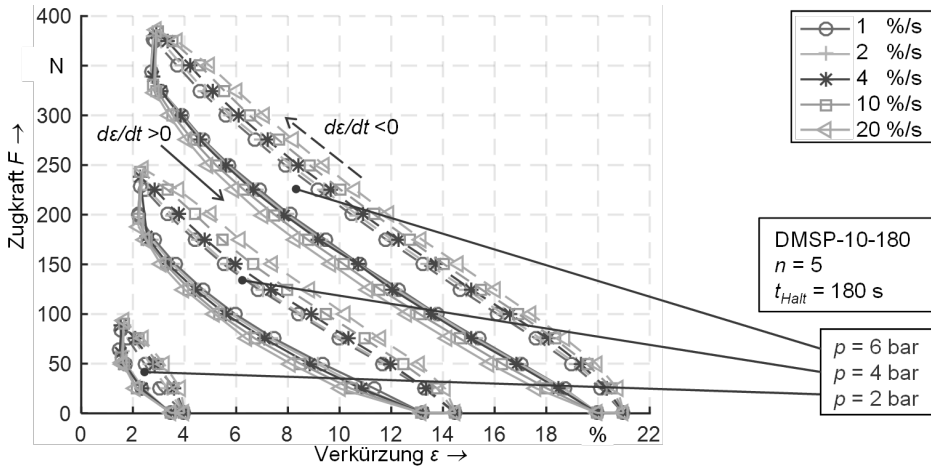


Bild 62: Isobaren der stellweggesteuerten Belastungen eines DMSP-10-180 Muskels.

Eine Gegenüberstellung der gemessenen, isobaren Verkürzungsverläufe verschiedener Geschwindigkeiten mit den approximierten Verläufe entsprechend dem Verfahren nach Sarosi und den in der Literatur [95] genannten Parametern ist in Bild 63 dargestellt. Es zeigt sich, dass lediglich die langsamste Verfahrensgeschwindigkeit im Rahmen der Standardabweichungen mit der parameterbasierenden Approximation aus [95] übereinstimmt. Daraus wird geschlussfolgert, dass die Versuche, auf deren Ergebnisse die Parameter nach Sarosi ermittelt wurden, mit sehr langsamer Laständerungsgeschwindigkeit durchgeführt worden sind.

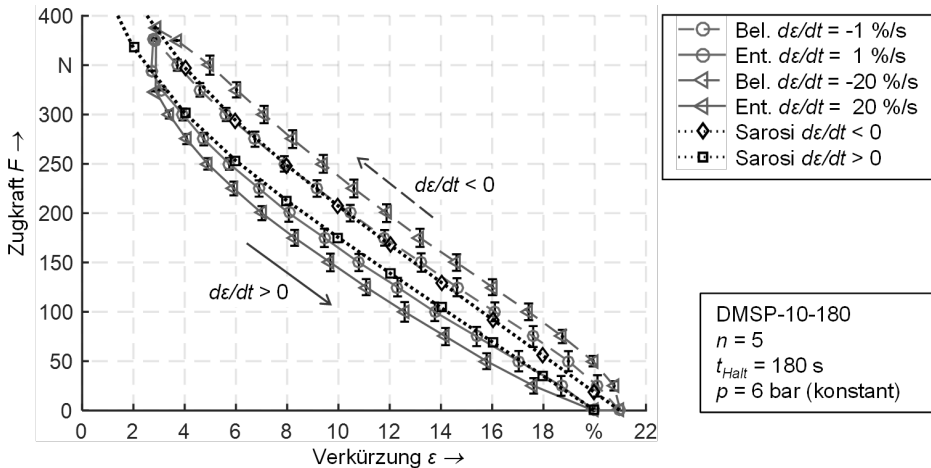


Bild 63: Vergleich der gemessenen Isobaren von DMSP-10-180 Muskeln mit theoretisch approximierten Verläufen.

Erweiterung des Sarosi Ansatzes

Mit zunehmender Belastungsgeschwindigkeit treten Abweichungen zwischen den experimentell bestimmten Werten und der mathematischen Approximation auf, da die geschwindigkeitsabhängige Zunahme des Hystereseeffektes in dieser mathematischen Formulierung nicht berücksichtigt ist. Wie in Bild 63 für die extern eingeleitete, isobare Stellwegänderung mit 20 %/s bei 6 bar gezeigt, treten die tatsächlich vorhandenen Zugkräfte des Muskels bei höheren Geschwindigkeiten soweit außerhalb des nach der Approximation angenommenen Bereichs auf, dass die Differenz nicht mehr durch die zu erwartenden Standardabweichungen gedeckt ist.

Um basierend auf dem beschriebenen Ansatz eine mathematische Approximation zu erreichen, die diverse Belastungsgeschwindigkeiten des Muskels abdeckt, muss der bestehende Berechnungsansatz erweitert werden. Zur Formulierung eines solchen analytischen Modells, basierend auf Mess- und Literaturdaten, kommen zwei grundsätzliche Möglichkeiten in Frage. Zum einen können die sechs Parameter geschwindigkeitsabhängig definiert werden, zum anderen kann der quasistatische Verlauf des Muskels, wie in der Elastomermodellierung, um einen dynamischen Anteil erweitert werden. Eine geschwindigkeitsabhängige Definition der sechs Parameter des Näherungsansatzes nach Sarosi [95] ist dabei nicht zielführend. Zwar können diese Konstanten mittels der Software Matlab und der darin enthaltenen Curvefitting-Toolbox, unter Nutzung des Levenberg-Marquardt-Näherungsverfahrens, iterativ bestimmt werden, jedoch lässt sich eine mathematische Formulierung der Geschwindigkeitsabhängigkeit nicht auf sämtliche Parameter zutreffend übertragen. Nichtlineare Ausgleichsfunktionen für jede der sechs Konstanten würden hingegen zu einer nicht mehr praktikablen Anzahl an Gleichungen führen. Auch die Ermittlung von eigenen Parametersets für jede Geschwindigkeit ist nicht sinnvoll. Dies hätte ein Tabellenwerk ohne analytischen oder physikalischen Zusammenhang zur Folge, welches nur für einzelne, gemessene Geschwindigkeiten Gültigkeit besitzt. In der BB-Modellvorstellung zur Elastomerberechnung, vergleiche Bild 14, wird ein quasistatischer Dehnungszustand um einen dynamischen Dehnungsanteil ergänzt. Dieser grundsätzliche Ansatz wird nun aufgegriffen, um eine Erweiterung des Sarosi-Modells zu entwickeln und damit auch das zeitliche Verhalten des Muskels adäquat zu berücksichtigen. Im übertragenen Sinne wird dazu das quasistatische Muskelkennfeld des bestehenden Ansatzes um einen dynamischen Kraftunterschied erweitert und somit die Kennlinien geschwindigkeitsabhängig in oder entgegen der Kontraktionsrichtung nach oben oder unten verschoben.

Zu der quasistatisch angenommenen Muskelkraft werden die Gleichung, sowie die genannten Parameter des Sarosi-Ansatzes verwendet, da diese mit den langsamsten Messungen für verschiedene Muskellängen eine Deckung im Bereich der Standardabweichung aufweisen, vergleiche Bild 63. In der Basisformulierung von Sarosi [95] wird die Muskelkraft in Abhängigkeit der Eingangsgrößen Innendruck p und Verkürzung ε ermittelt, wobei die Bewegungsrichtung $\text{sgn}(d\varepsilon/dt)$ vorgibt, welches der beiden Parametersets a_i bis a_6 zur Berechnung verwendet wird. In direkter Weise kann daher eine Erweiterung dieses Ansatzes um einen dynamischen Anteil nur durch eine Kraftdifferenz ΔF erfolgen, deren Vorzeichen ebenfalls von der Bewegungsrichtung abhängt. Da dieser dynamische Zugkraftunterschied ΔF durch eine Längenänderung mit der Geschwindigkeit $d\varepsilon/dt$ hervorgerufen wird und in der viskosen Materialdehnung des Elastomerkörpers begründet liegt, hängt der Betrag von ΔF ebenfalls von der Stellgeschwindigkeit $d\varepsilon/dt$ dieses Aktuators ab. Damit lässt sich dieser geschwindigkeitsabhängige Erweiterungsansatz anhand von (18) beschreiben:

$$F_{\text{Muskel}} = F_{\text{Sarosi}}(p, \varepsilon, \text{sgn}(\dot{\varepsilon})) + \Delta F(\varepsilon, \text{sgn}(\dot{\varepsilon})) \quad (18)$$

Die von der Stellgeschwindigkeit abhängige Kraftdifferenz ΔF wird basierend auf experimentellen Messdaten mathematisch formuliert. Dabei muss allerdings unterschieden werden, dass eine Längenänderung des Muskels sowohl durch eine extern eingeleitete Zugbewegung als auch durch eine Änderung des Innendruckes erfolgen kann und die Erweiterung für beide Belastungsarten Gültigkeit besitzen soll.

Die isobaren Versuche, siehe Bild 62, wurden stellweggesteuert mit konstanten Verkürzungsgeschwindigkeiten $d\varepsilon/dt$ durchgeführt. Zeitabhängige Hystereseeunterschiede wurden daher direkt in Form von Kraftdifferenzen dF gemessen. In diesem Fall lässt sich der Betrag dieser dynamischen Differenz ohne Umwandlung approximieren und in den Erweiterungsansatz mit einbinden. Die druckabhängigen Versuche hingegen wurden mit konstanten Druckänderungsgeschwindigkeiten dp/dt durchgeführt, wobei die resultierende Verkürzung $d\varepsilon$ ohne externe Zugkraft aufgezeichnet wurde, vergleiche Bild 60. Hierfür bilden die Geschwindigkeitsäquivalente, vergleiche Tabelle 9, die Grundlage für die Umrechnung von dp auf $d\varepsilon$. Bei einer Druckänderung dp zwischen 0 und 6 bar wurde für diverse Muskellängen eine mittlere Verkürzung $d\varepsilon$ von 20,82 % ($\pm 0,81$ %) gemessen. Somit ergibt sich eine mittlere Steigung $d\varepsilon/dp$ von 3,47 %/bar. Da der Druck-Verkürzungs-Zusammenhang jedoch nicht linear sondern

sigmoidartig verläuft, wurden zusätzlich die Steigungsabschnitte in 0,5 bar-Schritten zwischen den gemittelten Messpunkten, siehe Bild 60, berücksichtigt, um damit die Abweichung dieser Mittelung zu bestimmen. Damit ergibt sich für eine Kontraktion oder Relaxation des Muskels ohne externe Last folgende Umrechnung:

$$\frac{d\varepsilon}{dp} = 3,47 (\pm 1,71) \frac{\%}{\text{bar}} \quad (\text{bei } F_{\text{Extern}} = 0) \quad (19)$$

$$\text{damit folgt für } \dot{\varepsilon}_{0_druckgef\u00fchrt} = \frac{d\varepsilon}{dt} = 3,47 \cdot \frac{dp}{dt}$$

Wie bei den isobaren Versuchen in Bild 63 ersichtlich, lässt sich im Rahmen der Standardabweichung keine Abhängigkeit der Hystereseunterschiede von der wirkenden Zugkraft, sondern lediglich von der Dehnungsgeschwindigkeit $d\varepsilon/dt$ feststellen. Dennoch ist zu bedenken, dass die zu erwartende Verkürzung $d\varepsilon$ bei einer Druckänderung dp mit zunehmender, extern bereits anliegender Zuglast F_{Extern} abnimmt, dargestellt in Bild 9. So ist im Fall einer externen Last von 300 N und einer Druckänderung dp zwischen 0 und 6 bar entsprechend dem quasistatischen Verlauf nach Sarosi lediglich eine Kontraktion $d\varepsilon$ von 7,34 % zu erwarten, also nur noch 35,3% der ursprünglichen Verkürzung. Wird dieser Aspekt ebenfalls bedacht, so lautet die Approximation der druckgeführten Längenänderung:

$$\dot{\varepsilon}_{\text{druckgef\u00fchrt}} = \frac{d\varepsilon}{dt} = 3,47 \cdot \frac{dp}{dt} \cdot \left(1 - 0,353 \cdot \frac{F_{\text{Extern}}}{300} \right) \quad (20)$$

Mit der beschriebenen Gleichung kann nun die Stellgeschwindigkeit $d\varepsilon/dt$ abhängig vom bisherigen, quasistatischen Lastpunkt F_{Extern} und der Druckänderung dp/dt approximiert werden. Ist die extern anliegende Last nicht bekannt, so kann diese auch durch F_{Sarosi} mit dem quasistatischen Zusammenhang (4) aus dem anliegenden Druck p und der aktuellen Verkürzung ε angenähert werden. Zudem ist eine Umrechnung der experimentell ermittelten Verkürzungsdifferenz $d\varepsilon$ auf eine äquivalente Kraftdifferenz dF notwendig, um den Hystereseunterschied über die Kraftdifferenz in den bestehenden Ansatz einzubinden. Dieser Zusammenhang lässt sich über die Steigung $dF/d\varepsilon$ der Isobaren, welche in Bild 62 dargestellt sind, definieren. Dazu wurden die Steigungen $dF/d\varepsilon$ aus sämtlichen Messpunkten der isobaren Kraft-Dehnungs-Kurven in 1-bar-Schritten von 1 bar bis 6 bar und unter Berücksichtigung aller gemessenen Geschwindigkeiten errechnet. Aus allen Einzelsteigungen wurde im Anschluss ein gemitteltes Verhältnis $dF/d\varepsilon$ gebildet. Diese durchschnittliche Steigung beträgt -18,08 N/% bei

einer Standardabweichung von 3,39 N/%. Für den gemessenen Muskeltyp kann damit druckunabhängig folgendes Verhältnis zur Umrechnung von Verkürzung auf Kraftäquivalente angenommen werden.

$$\frac{dF}{d\varepsilon} = -18,08 (\pm 3,39) \frac{N}{\%} \rightarrow \dot{\varepsilon}_{extern} = \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{1}{-18,08} \cdot \frac{dF}{dt} \quad (21)$$

Um nun den dynamischen, richtungsabhängigen Kraftunterschied ΔF gegenüber dem als quasistatisch angenommenen Verlauf zu quantifizieren, wurden die gemittelten Verkürzungsdifferenzen der geschwindigkeitsbehafteten Be- und Entlastungskurven der jeweils langsamsten Messung gegenübergestellt. Bild 64 zeigt diese dynamischen Differenzen für jedes der fünf Geschwindigkeitsäquivalente, vergleiche Tabelle 9, links abgebildet in Kontraktionsrichtung und rechts aufgeführt entgegen der Kontraktionsrichtung.

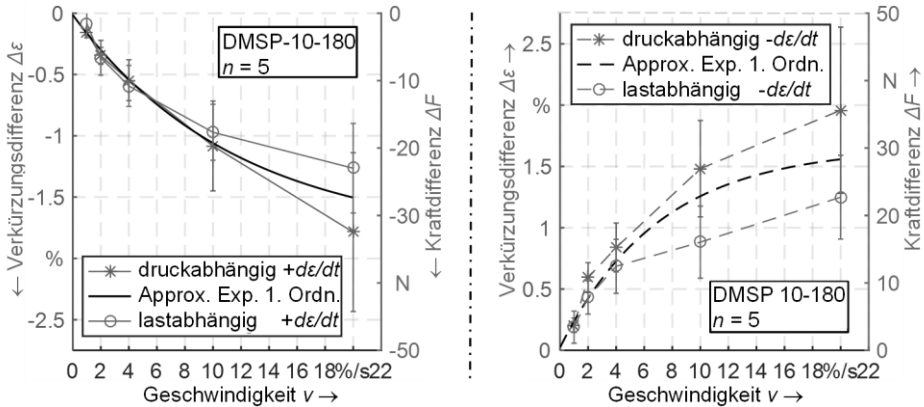


Bild 64: Approximation der zeitabhängigen Differenz bei DMSP-10-180 Muskeln.

Die mittleren Kraftdifferenzen im Falle einer stellwegabhängigen Laständerung, basierend auf Ergebnissen aus Bild 62, konnten dabei wie erwähnt direkt errechnet werden. Die gemittelten Verkürzungsdifferenzen bei einer druckabhängigen Laständerung, basierend auf Ergebnissen aus Bild 60, wurden entsprechend (19) umgerechnet. Unter Verwendung dieser Umwandlung zwischen Last- und Verkürzungsdifferenz wird nun, mit Hilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate, eine Exponentialfunktion erster Ordnung ermittelt, um die zeitabhängige Verkürzungsdifferenz zu approximieren, vergleiche Bild 64. Der Näherungsansatz deckt sowohl druck- als auch stellweggeführte Differenzen des Betriebspunktes für sämtliche gemessene Geschwindigkeiten im Rahmen der Standardabweichung ab, ebenfalls dargestellt in Bild 64. Bezogen auf die gemessenen DMSP

Muskeln mit Nenndurchmesser 10 mm entspricht der approximierte dynamische Dehnungsunterschied $\Delta\varepsilon$ während einer Stellwegänderung mit konstanter Geschwindigkeit $d\varepsilon/dt$:

$$\Delta\varepsilon = \begin{cases} 1,632 \cdot e^{(-0,141 \cdot \dot{\varepsilon})} - 1,656 & \text{für } \text{sgn}(\dot{\varepsilon}) = +1 \\ -1,818 \cdot e^{(-0,0856 \cdot \dot{\varepsilon})} + 1,832 & \text{für } \text{sgn}(\dot{\varepsilon}) = -1 \end{cases} \quad (22)$$

Der dynamische Anteil ΔF lässt sich dabei unter Verwendung von (21) darstellen:

$$\Delta F = \begin{cases} -29,507 \cdot e^{(-0,141 \cdot \dot{\varepsilon})} + 29,940 & \text{für } \text{sgn}(\dot{\varepsilon}) = +1 \\ 32,869 \cdot e^{(-0,0856 \cdot \dot{\varepsilon})} - 33,123 & \text{für } \text{sgn}(\dot{\varepsilon}) = -1 \end{cases} \quad (23)$$

Mit den dargestellten Näherungsfunktionen (22) und (23) kann der gemessene dynamische Dehnungsunterschied, sowie der zu erwartende dynamische Kraftunterschied im Rahmen der Standardabweichungen der verwendeten Messergebnisse approximiert werden, siehe Bild 64. Das Vorzeichen der Kontraktionsgeschwindigkeit $d\varepsilon/dt$ entscheidet hierbei einerseits, welches der beiden Parametersets $a_1 - a_6$ in den Sarosi-Anteil (4) einfließt und andererseits auch, welche Ausgleichsfunktion in Abhängigkeit von $d\varepsilon/dt$ gewählt wird.

Bei einer kraft- und druckgeführten Längenänderung kann die resultierende Dehnungsgeschwindigkeit unter Verwendung der mittleren Steigungen für stellweggesteuerte beziehungsweise mit in analoger Weise für druckgesteuerte Bewegungen ermittelten Steigungen approximiert werden. Ist die Kraftänderung oder Druckänderung bekannt, so ergibt sich die in (23) zu verwendende Kontraktionsgeschwindigkeit aus der Summe beider Einzelkontraktionsänderungen:

$$\dot{\varepsilon} = \dot{\varepsilon}_{\text{extern}} + \dot{\varepsilon}_{\text{druckgeführt}} \quad (24)$$

Zur versuchstechnischen Überprüfung dieses Ansatzes werden in Bild 65 verschiedene Geschwindigkeiten und Druckhöhen einer stellweggeführten Be- und Entlastung mit den mathematischen Approximationen gegenübergestellt. Die Validierung von gemessenem und approximiertem Muskelverhalten zeigt für den erstellten, erweiterten Berechnungsansatz eine deutliche Verbesserung der Bildsfähigkeit bei verschiedenen Geschwindigkeiten. Werden die Standardabweichungen, die im Maximum ein knappes Verkürzungsprozent ($\pm 0,92$ %), vergleiche Bild 57, betragen und die zur Umrechnung von Kraft- und Verkürzungsdifferenz unumgängliche

Mittelung der Steigungen samt den damit erzeugten zusätzlichen Abweichungen im Erweiterungsansatz bedacht, so kann von einer sehr guten Übereinstimmung gesprochen werden.

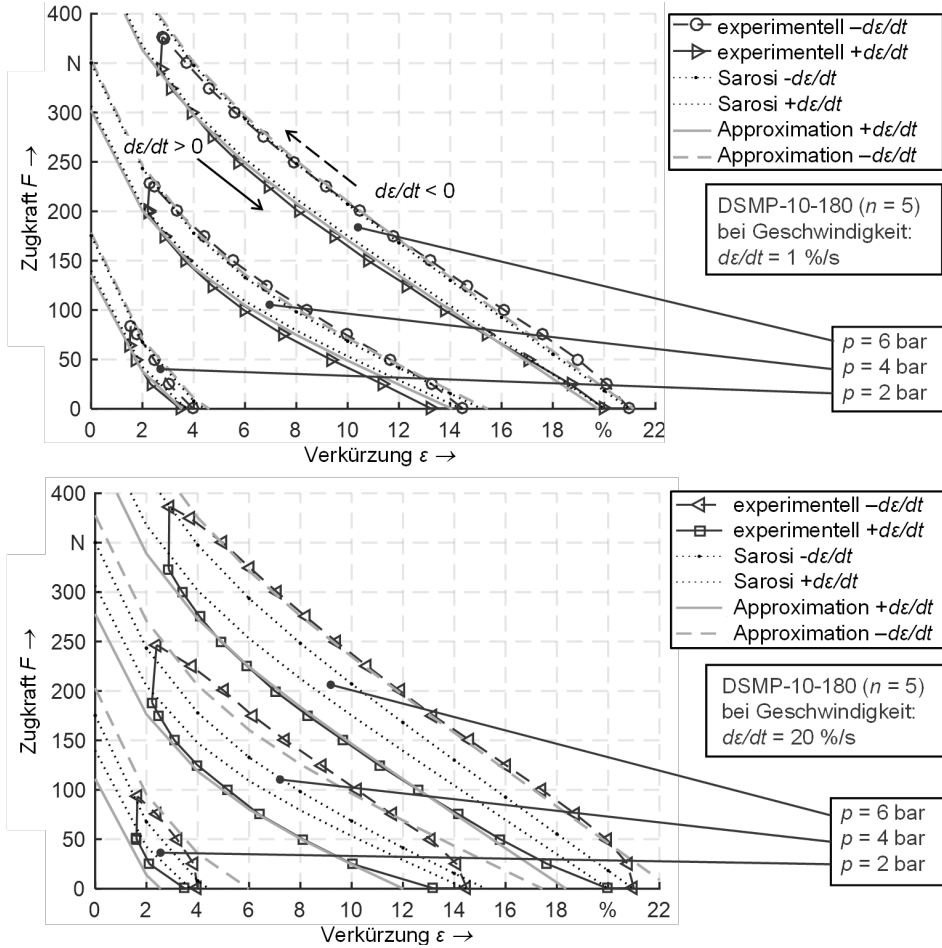


Bild 65: Validierung des vorgestellten Erweiterungsansatzes anhand eines Vergleichs mit Messergebnissen und bisherigem mathematischem Modell.

Berechnung des Beugeverhaltens

Nachdem die verwendeten Muskeln als einzelne Kontraktionselemente charakterisiert und im Rahmen der Standardabweichungen auch für verschiedene Geschwindigkeiten abbildbar sind, wird dieses Modell nun am Beugeverhalten des Gelenkes validiert. Unter Berücksichtigung geometrischer Zusammenhänge, siehe Bild 66, erfolgt die Berechnung des Beugemomentes bezogen auf den Gelenkwinkel φ über folgende Gleichung [189]:

$$M_{\text{Beugung}}(p_1, p_2, \varphi, \dot{\varphi}) = F_{\text{Muskel}}(p_1, p_2, \varphi, \dot{\varphi}) \cdot \cos(\beta(\varphi)) \cdot h(\varphi) \quad (25)$$

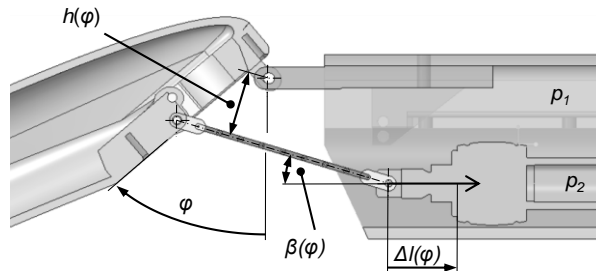


Bild 66: Geometrische Zusammenhänge zur Berechnung der Gelenkbeugung.

Der Muskel ist über eine Kettenverbindung an das Patella-Glied angebunden, die nutzbare Beugekraft reduziert sich dabei entsprechend dem Kosinus des wirkenden Zwischenwinkels $\beta(\varphi)$. Aus der senkrechten Distanz zwischen Kette und Drehachse ergibt sich darüber hinaus der wirkende Hebel $h(\varphi)$ ebenfalls in Abhängigkeit des Gelenkwinkels. F_{Muskel} entspricht der in (18) dargestellten Formulierung, wobei ε durch eine trigonometrische Funktion in Abhängigkeit des Drehwinkels φ ersetzt wird:

$$\varepsilon(\varphi) = \frac{\Delta l(\varphi)}{l_0} \cdot 100\% \quad (26)$$

Weiterhin entspricht der zur Gelenkbeugung nutzbare Druckunterschied p_{diff} der Differenz aus p_2 im Muskel und dem zur Streckung verwendeten Druck p_1 in dessen Umgebung. Da im vorliegenden Versuch keine Membran eingebaut ist, muss auch kein relativer Umgebungsdruck p_1 berücksichtigt werden und der Druck p_2 kann direkt zur Berechnung verwendet werden.

$$p_{\text{diff}} = p_2 - p_1 \quad (27)$$

Validierung des Berechnungsansatzes anhand der lastgeführten Gelenkbeugung

Um die Erweiterung des Berechnungsansatzes für pneumatische Muskeln zu validieren, wurde ein lastgeführter Beugevorgang des bionischen Gelenkes mit Messwerten verglichen. Die Versuche erfolgten auf dem entwickelten Prüfstand, vergleiche Abschnitt 6.2.1. Hierzu wurde der Muskel jeweils mit Drücken von 0 bis 6 bar kontrahiert und auf konstantem Drucklevel gehalten. Das Gelenk wird aus dieser Beugstellung heraus durch den Servomotor von 0° auf 50° gestreckt und wieder entlastet. Während dieser extern erzeugten Gelenkbewegung erfolgte die Aufzeichnung von Winkel- und Drehmomentverläufen. Wie schon bei der Verifikation der alleinstehenden Muskeln in Bild 65, zeigt sich auch in der Validierung anhand der lastbedingten Gelenkbeugung, im Vergleich zu dem bisherigen Modellierungsansatz, eine deutlich bessere Deckung der Berechnungen mit den Messergebnissen, dargestellt in Bild 67.

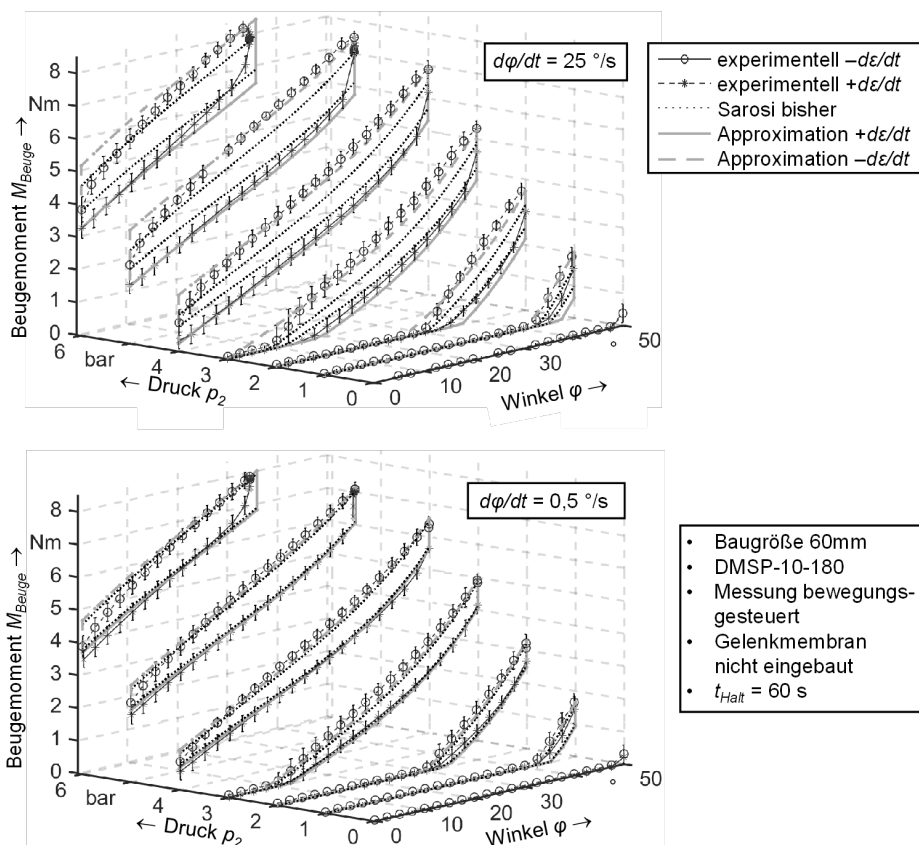


Bild 67: Belastungsgesteuerte Beugung des Gelenks bei konstanten Drücken.

Die Drehmoment-Winkel-Zusammenhänge sind in diesem Bild sowohl für niedrige Stellgeschwindigkeiten von $0,5 \text{ }^\circ/\text{s}$, als auch für schnelle Bewegungen von $25 \text{ }^\circ/\text{s}$ aufgeführt. Die Hysterese wird nun geschwindigkeitsabhängig approximiert und führt dazu, dass auch bei schnellen Muskelbewegungen eine Übereinstimmung überwiegend im Rahmen der Standardabweichung erreicht wird. Lediglich zum Beginn einer Bewegung treten Abweichungen auf, die über die Standardabweichungen hinausgehen. Diese scharfen Ecken sind darauf zurückzuführen, dass konstante Verfahrgeschwindigkeiten approximiert werden, die Muskelkontraktion jedoch erst auf ihre Sollgeschwindigkeit beschleunigt werden muss.

Validierung des Berechnungsmodells anhand der druckgeführten Beugung

Ebenfalls werden die Berechnungen mit dem erweiterten Modellierungsansatz an der im Kennfeld senkrecht dazu verlaufenden, druckgesteuerten Beugung samt Hysterese versuchstechnisch evaluiert. Wie in Bild 68 ersichtlich, spiegelt auch hier die mathematische Approximation die druckgesteuerte Beugung sowohl bei langsamen als auch bei schnellen Druckänderungen wieder.

Im Versuchsaufbau, dargestellt in Bild 43, wurde das Gelenk vertikal angeordnet, um durch Nutzung des Eigengewichtes des beweglichen Gliedes das Gelenk auf den maximalen Stellwinkel auszulenken. Dieser stellte sich in der getesteten Gelenkanordnung, bei einem Gewicht des Patella-Gliedes von 253 g , im Mittel ($n = 3$) bei 52° ein. Für einen Beugezyklus wird der Zugaktuator druckgesteuert kontrahiert und wieder entlastet. Das zusätzliche Drehmoment aufgrund des Eigengewichtes wird in der Berechnung mitberücksichtigt. Die Gelenkmembran ist für diesen Versuch ausgebaut, um Wechselwirkungen durch die Membransteifigkeit nicht mit einzubeziehen. Im Hinblick auf die Standardabweichungen nimmt der Hystereseunterschied, vergleichbar zum experimentellen Verlauf, zu. Die Berechnung gilt daher als validiert. Zudem liefert der Erweiterungsansatz eine deutliche Verbesserung gegenüber der bisherigen Nichtberücksichtigung der Kontraktionsgeschwindigkeit. Eine durchgehende Deckung im Rahmen der Standardabweichung wird dabei entgegen der Kontraktionsrichtung erreicht. In Kontraktionsrichtung ergibt sich ein leicht gewölbter Verlauf, der im Maximum bei 2 bar , etwa die zweifache Standardabweichung zu den Messwerten beträgt. Diese Abweichung ist jedoch nicht auf die dynamische Erweiterung, sondern auf die Abbildegenauigkeit des bereits vorhandenen Sarosi-Ansatzes bei niedrigen Lasten zurückzuführen, da der Effekt auch ohne die geschwindigkeitsabhängige Erweiterung auftritt.

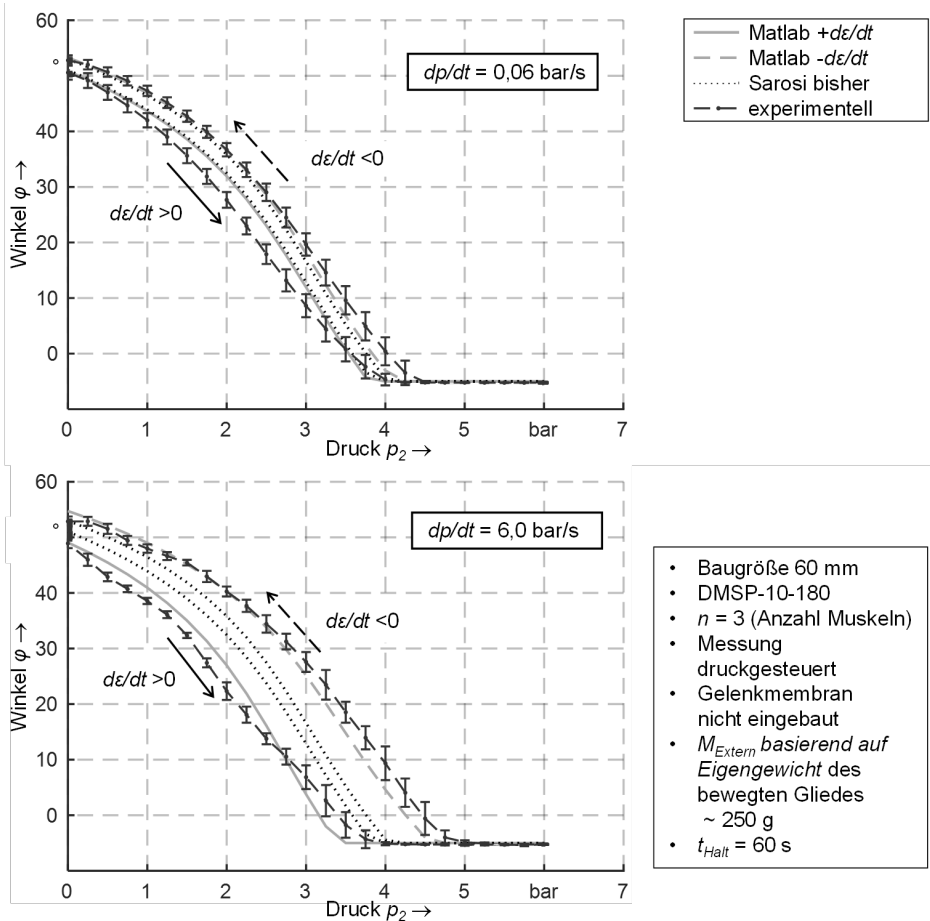


Bild 68: Validierung des Berechnungsansatzes bei druckgesteuerter Gelenkbeugung unter konstanter Last.

Eine geringe Verbesserung des Ansatzes könnte einerseits über die Einbindung von nichtlinearen Näherungsfunktionen zur genaueren Umrechnung der Steigungen $dF/d\varepsilon$ und $dp/d\varepsilon$, anstatt der Verwendung von gemittelten Steigungswerten, dargestellt in (21) und (20), erreicht werden. Andererseits könnte neben der Stellgeschwindigkeit auch die Kontraktionsbeschleunigung aufgrund von auftretenden Kraft- oder Druckänderungen angenähert werden. Damit würde der Beginn einer Längenänderung besser approximiert werden und die in Bild 67 bei schnellen Bewegungen ersichtlichen scharfen Übergänge durch ein Ansteigen des Hystereseunterschiedes bis zum Erreichen der maximalen Verfahrensgeschwindigkeit mit berücksichtigt werden. Beides bedeutet jedoch einen immens ansteigenden Berechnungsaufwand.

Unter Einbeziehung der Tatsache, dass es sich um eine Erweiterung eines Näherungsansatzes handelt, der von Grund auf schon Abweichungen beinhaltet, sowie den ohnehin relativ hohen Standardabweichungen der Muskeln, wird hierauf jedoch verzichtet.

Als Ergebnis der Charakterisierung und aufbauenden Modellierung der pneumatischen Muskeln wurde ein analytisches Modell basierend auf Mess- und Literaturdaten geschaffen, welches im Vergleich zum bestehenden Modell auch diverse Belastungsgeschwindigkeiten berücksichtigt. Unter Verwendung einer dynamischen Erweiterung wird der auftretende, geschwindigkeitsbehaftete Hystereseunterschied in Abhängigkeit der Belastungsänderungen approximiert. Dieses erweiterte Modell kann für verschiedene Muskellängen angewandt werden und führt, wie gezeigt, zu einer deutlich besseren mathematischen Bild des Muskelverhaltens.

6.2.4 Ermittlung und Analyse des Gesamtverhaltens

Nachdem die Einzeleinflüsse in den vorherigen Abschnitten mathematisch modelliert und verifiziert wurden, folgt nun der Lösungsansatz zur Berechnung des bionisch adaptierten, antagonistischen Zusammenspiels aus Streckung und Beugung.

Quasistatisches Berechnungsmodell

Wie in Abschnitt 6.2.2 dargestellt, hängt das Streckverhalten der Membran vom Druck p_1 im Exoskelett, sowie vom Drehwinkel φ ab. Das entgegenwirkende Muskelmoment zur Beugebewegung resultiert einerseits von der Druckdifferenz, bestehend aus p_2 im Muskel und p_1 in dessen Umgebung, sowie andererseits vom Drehwinkel φ . Darüber hinaus kann ebenfalls eine Summe der extern anliegenden Lasten, bezeichnet mit M_{Extern} , auf den Gelenkaktuator wirken, die möglicherweise ebenfalls vom Winkel φ abhängig sind. Mathematisch wird dies mit folgender quasistatischer Grundgleichung beschrieben [189]:

$$M(p_1, p_2, \varphi) = M_{Streck}(p_1, \varphi) - M_{Beuge}(p_1, p_2, \varphi) + M_{Extern}(\varphi) \quad (28)$$

Ein Gleichgewichtszustand des Gelenkmechanismus wird erreicht, wenn das Gesamtmoment $M = f(p_1, p_2, \varphi)$ gleich Null ist:

$$f(p_1, p_2, \varphi) = M_{Streck}(p_1, \varphi) - M_{Muskel}(p_1, p_2, \varphi) + M_{Extern}(\varphi) \stackrel{!}{=} 0 \quad (29)$$

Die Drücke p_1 und p_2 wirken als Eingangs- beziehungsweise Regelgrößen des Systems und sind gegeben. Der Winkel φ hingegen beschreibt die charakteristische Stellgröße des Drehgelenkes. Nach obiger Formulierung bedeutet dies, dass der Drehwinkel φ der Nullstelle von (28) gleichkommen muss, um die Bedingung in (29) zu erfüllen. Damit entspricht der Winkel φ der Lösung des folgenden nichtlinearen Optimierungsproblems (30), welches sich mittels Näherungsverfahren in der Software Matlab lösen lässt:

$$\varphi(p_1, p_2) = \min_{\varphi' \in [\varphi_{min}, \varphi_{max}]} |f(p_1, p_2, \varphi')| \quad (30)$$

Diese Gleichung kann mehrere Lösungen besitzen. Der Lösungsraum wird daher auf technisch sinnvolle Lösungen reduziert, um den Gleichgewichtszustand eindeutig zu bestimmen, vergleiche (30). Für den minimal möglichen Winkel wird $\varphi_{min} = -5^\circ$ gewählt. Kleinere Winkel führen dazu, dass die Falten der Membran aneinander liegen. Zwar kann die Membran noch bis etwa -12° gestaucht werden, jedoch hat dies einen deutlichen Anstieg des Drehmomentes zur Folge. In entgegengesetzter Richtung wird der Lösungsraum auf maximal mögliche Winkel bis $\varphi_{max} = 55^\circ$ begrenzt. Dieses Maximum wurde gewählt, weil ab einem Winkel von etwa 52° die flexible Zugverbindung des unbelasteten Muskels bei Nennlänge gespannt ist. Eine weitere Öffnung des Gelenkes ist zwar mit Vorreckung des Muskels auf Winkel größer 55° möglich, hat jedoch einen deutlichen Anstieg der dazu nötigen Kraft zur Folge und ist daher nicht aussagekräftig. Weiterhin sind im dargestellten, bionischen Zusammenspiel von muskulärer Beugung und membranbedingter Streckung zwei allgemeingültige Fallunterscheidungen zu berücksichtigen:

- Der pneumatische Muskel kann nur als Kontraktionsaktor mit der Druckdifferenz p_{diff} wirken. Wird der Streckdruck p_1 in der Muskelumgebung größer als der Druck p_2 der in den Kontraktionsaktor eingeht, so nimmt die Druckdifferenz p_{diff} einen negativen Wert ein. Die Funktion F_{Muskel} verliert ihre Gültigkeit, da der Muskel zusammengedrückt wird. Daher ist eine Fallunterscheidung notwendig:

$$F_{Muskel} = \begin{cases} F_{Muskel} & \text{falls } p_{diff} > 0 \\ 0 & \text{falls } p_{diff} < 0 \end{cases} \quad (31)$$

- Die Kettenverbindung zwischen Patella und Muskel kann nur Zugkräfte übertragen und eine Verkürzung des Muskels führt zu einer Winkeländerung. Dazu muss die Kette allerdings gespannt sein. Ist

der vorhandene Drehwinkel kleiner, als er gemäß dem geometrischen Zusammenhang von Drehwinkel φ und der Muskelverkürzung $\Delta l(\varphi)$, vergleiche Bild 66, sein müsste, so hängt die Kette durch. Vor Einleitung eines Beugemomentes M_{Beuge} muss in diesem Fall erst eine Kontraktionsdifferenz $\Delta l_{min}(\varphi)$ des pneumatischen Stellgliedes überwunden werden, um die Kette zu spannen.

$$M_{Muskel} = \begin{cases} M_{Muskel}(p_1, p_2, \varphi) & \text{falls } \Delta l_{min}(\varphi) \geq \Delta l(\varphi) \\ 0 & \text{falls } \Delta l_{min}(\varphi) < \Delta l(\varphi) \end{cases} \quad (32)$$

Zur experimentellen Verifikation des Gesamtverhaltens wurde der komplette Nennbereich des bionischen Spinnenbeingelenkes bei verschiedenen Geschwindigkeiten, die entsprechend den Geschwindigkeitsäquivalenten aus Tabelle 7 und Tabelle 9 gewählt wurden, abgefahren.

Tabelle 10: Einzelschritte und Stellgeschwindigkeiten zur Verifikation des Gesamtverhaltens.

Geschwindigkeitsäquivalent / Stellgeschwindigkeit Winkel $d\varphi/dt$:	[Grad/ s]	1	5	50
1. Streckung Membran (0 bar $\rightarrow p_{1,i}$) mit dp/dt :	[bar/s]	0,01	0,1	1
2. Beugung Muskel ($p_{1,i} \rightarrow 6$ bar) mit dp/dt :	[%/s]	0,06	0,6	6
3. Entspannung Muskel (6 bar $\rightarrow p_{1,i}$) mit dp/dt :	[%/s]	-0,06	-0,6	-6
4. Entspannung Membran ($p_{1,i} \rightarrow 0$ bar) mit dp/dt :	[bar/s]	-0,01	-0,1	-1
Haltezeit an Umkehrpunkten t_{Halt} :	[s]	30	30	30

Der Versuch erfolgte dabei in vier Schritten, die zusammenfassend in Tabelle 10 aufgeführt sind. Im ersten Schritt wird der Innendruck des Exoskeletts auf das entsprechende Streckdruckniveau $p_{1,i}$, mit $i = 0,25, 0,5, 0,75, 1,0$ bar, gebracht und dort konstant gehalten. Der Muskel wird währenddessen im zweiten Abschnitt ausgehend von einem Differenzdruck $p_{diff} = 0$ bar bis zum maximalen Differenzdruck bei einem Eingangswert von $p_2 = 6,0$ bar belastet, um eine Beugung zu vollziehen. Danach erfolgt in Schritt drei die Entlastung des Muskels, zurück auf den Differenzdruck $p_{diff} = 0$ bar und abschließend die Entspannung der Membran, indem der Streckdruck ebenfalls auf $p_1 = 0$ bar abgesenkt wird.

Analyse des Gesamtverhaltens anhand experimenteller Daten

Die Gegenüberstellung der Messwerte mit der mathematischen Lösung dieses Gesamtansatzes (29) ist in Bild 69 als Verlauf der Stellgröße φ gegenüber den Eingangsgrößen p_1 und p_2 , dreidimensional dargestellt. Die Messungen zeigen eine Übereinstimmung mit dem Berechnungsmodell und weisen somit die Richtigkeit dieses Gesamtansatzes nach. Der theoretische Gleichgewichtszustand verläuft zum größten Teil mittig zwischen der Be- und Entlastungskurve der Einzelkennlinien. Abweichungen, die über die zu erwartenden Standardabweichungen hinausgehen, sind lediglich im Anfangsbereich der Membranentfaltung ersichtlich und auf die beschriebenen, noch vorhandenen (Rest-)Dehnungen im Membrankörper zurückzuführen, da die Startposition etwa 2° über dem Nullwinkel liegt.

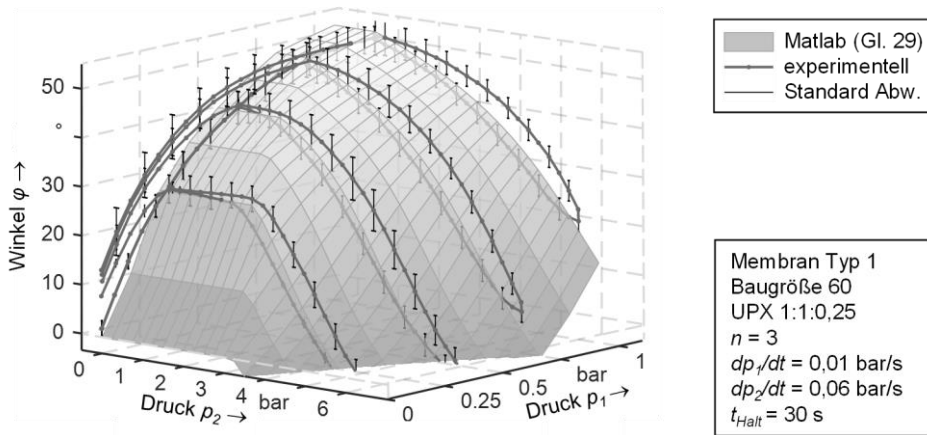


Bild 69: Vergleich des berechneten Gesamtverhaltens mit experimentellen Messdaten.

Zur Quantifizierung des Hystereseverhaltens sind in Bild 70 die Stellwinkelverläufe bei einem mittlerem Druckniveau von $p_1 = 0,5 \text{ bar}$ und auf Nenndruckniveau $p_{1_Nenn} = 1,0 \text{ bar}$, sowie bei der langsamsten und schnellsten gemessenen Stellgeschwindigkeit herausgestellt. Hier bestätigt sich ebenfalls das quasistatische Gesamtmodell des bionischen Gelenkaktuator, da der Gleichgewichtszustand zwischen Be- und Entlastung verläuft. Der belastungsabhängige Hystereseunterschied ist dabei deutlich höher als die Standardabweichung und beträgt im Maximum etwa 22° , ersichtlich bei Stellgeschwindigkeit $dp_2/dt = 6 \text{ bar/s}$ und konstantem Druck $p_1 = 0,5 \text{ bar}$ im Bereich $p_2 = 3,5 \text{ bar}$. Darüber hinaus ist festzuhalten, dass der Druck p_1 während der schnellsten Beugung und ohne einen speziellen Regelungsansatz mit den pulsweitenmodulierten Ventilen des Versuchsstandes, dargestellt in Bild 43, nicht auf konstanten Werten gehalten werden kann, vergleiche Bild 71.

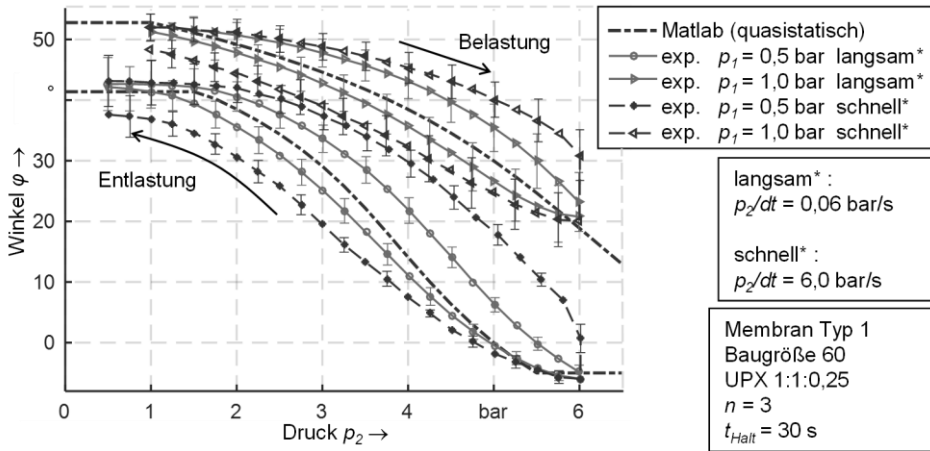


Bild 70: Hystereseverhalten des bionischen Spinnenbeinaktuators bei muskulärer Beugung und Entlastung.

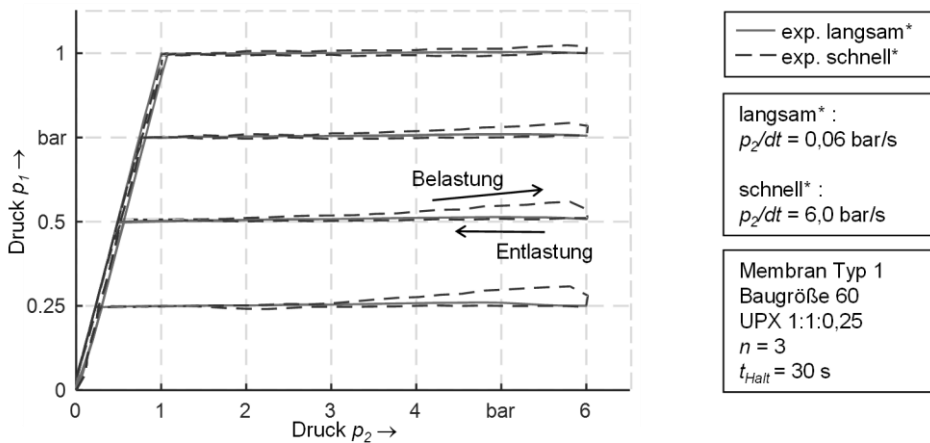


Bild 71: Schwankungen des Membrandruckes bei schnellen Beugevorgängen.

Dieser Effekt begründet sich darin, dass während des Beugevorgangs einerseits das Muskelvolumen ansteigt und dadurch Wechselwirkungen zum angrenzenden Druckbereich im Exoskelett entstehen, sowie andererseits durch die Abnahme des Volumens im Gelenkbereich. Die aus der Beugung resultierende Volumenabnahme führt zu einer Drucküberhöhung, die im Maximum etwa 0,06 bar beträgt und mit zunehmendem Streckdruck p_1 abnimmt. Weiterhin ist in Bild 71 gezeigt, dass der Muskeldruck p_2 während der Streckung parallel mit dem Membrandruck p_1 verfahren wurde, um eine negative Druckdifferenz p_{diff} zu vermeiden. Im mathematischen Modell ist diese Konstellation durch (31) berücksichtigt. Die Muskelkraft wird dabei im Falle einer negativen Differenz zwischen p_2 und p_1 zu Null

gesetzt, da der Muskel nur bei positivem Druckverhältnis Zugkräfte entwickeln kann und bei relativem Unterdruck die Gefahr besteht, dass der Elastomer-Gewebe-Schlauchkörper zusammengedrückt wird. Dieses Verhalten im Falle $p_{diff} < 0$ bar wurde auch experimentell überprüft und ist in Bild 72 dargestellt. Die Versuche zeigen während des Anstiegs von p_1 und bei noch drucklosem Muskel, dass ab einem Druckunterschied von $p_{diff} < -0,6$ bar ein druckbedingtes Plätten des Muskels stattfindet, die Schlauchlänge sich dadurch verkürzt und die Streckbewegung des Gelenkes aufgrund der Anbindung an das bewegliche Glied gedämpft wird. Bei einer Zunahme des Muskeleingangsdruckes p_2 und damit abnehmender, negativer Druckdifferenz richtet sich der Muskel wieder auf und leitet ab $p_{diff} > 0$ die Beugung ein. Bei der Entlastung tritt der Effekt in analoger Weise auf, allerdings in geringerem Maße aufgrund der Überlagerung mit der viskoelastischen Restdehnung des Kontraktionselementes nach der Belastung. Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass eine Vermeidung von negativen Druckdifferenzen einerseits ungewollte, nichtlineare Effekte umgeht und andererseits die Beugung auch sofort eingeleitet werden kann, da die Zeit des Druckausgleichs entfällt.

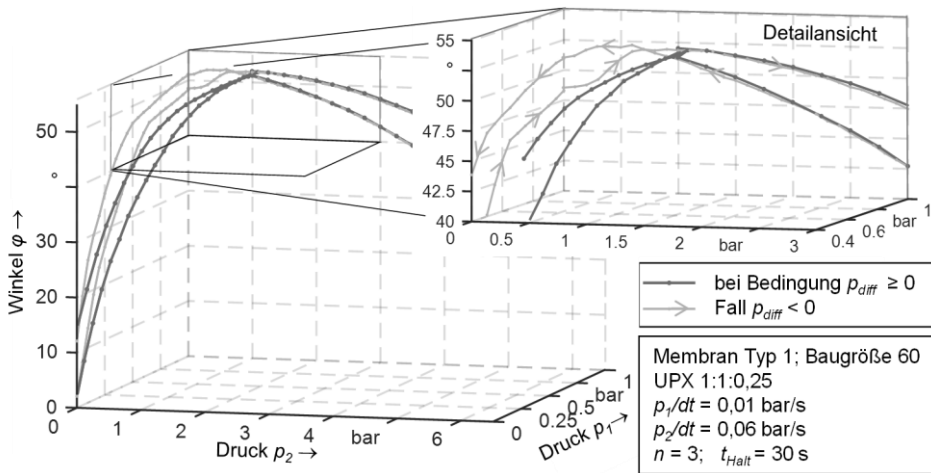


Bild 72: Einschnürung des Muskels im Falle von $p_{diff} < -0,6$ bar.

Dynamischer Modellierungsansatz

Das aufgezeigte, quasistatische Gesamtkennfeld des Aktuators, vergleiche Bild 69, entspricht dem gemittelten Verlauf aus Be- und Entlastungskurven des Drehantriebs auf dem Prüfstand. Im dynamischen Betrieb weicht der

Stellwinkel φ , wie in Bild 70 gezeigt, abhängig von den Änderungsgeschwindigkeiten der Eingangslasten ab, so dass eine Differenz zum Gleichgewichtszustand in belastender und entlastender Richtung auftritt.

Diese dynamische Differenz lässt sich ebenfalls in den Einzeleinflüssen approximieren. Wie gezeigt, kann einerseits durch die vorgestellte Erweiterung des Sarosi-Ansatzes die Hysterese des Muskelverhaltens aufgrund einer Zugkraftänderung oder Druckänderung angenähert werden, vergleiche Abschnitt 6.2.3. Andererseits kann auch der numerisch berechnete Hystereseunterschied in den Verlauf des Streckmomentes, siehe Abschnitt 6.2.2, mit aufgenommen und approximiert werden.

Die beiden dynamischen Anteile besitzen jedoch Wechselwirkungen zueinander. So führt ein Anstieg von p_i im Streckbereich gleichzeitig zu einer Reduzierung des wirkenden Druckunterschieds p_{diff} im Muskel und resultierend aus diesen dynamischen Einflüssen ergibt sich eine Änderung der Zugkraft F_{Muskel} . Daher ist ein dynamisches Gesamtmodell nur möglich, wenn beide Einzeleinflüsse quasistatisch berechnet werden und der dynamische Anteil im Gesamtgelenk als eigenständiger Part hinzugerechnet wird, welcher die zeitlichen Effekte in gekoppelter Weise berücksichtigt. Dies geschieht durch die Einführung des dynamischen Verlustmomentes M_{Dyn} unter zusätzlicher Berücksichtigung des rotatorischen Trägheitsmomentes J . Bezogen auf die Drehachse des bewegten Patella-Gliedes lässt sich damit das dynamische Modell wie folgt mathematisch beschreiben:

$$J \cdot \ddot{\varphi} = M_{Streck}(p_1, \varphi) - M_{Beuge}(p_1, p_2, \varphi) + M_{Extern}(\varphi) - M_{dyn}(p_1, p_2, \varphi, \dot{\varphi}) \quad (33)$$

Der Anteil M_{Dyn} beinhaltet den zeitlich abklingenden Momentenunterschied zum quasistatischen Gleichgewichtszustand aufgrund der viskosen Dämpfung beider Einzeleinflüsse. Dieser Unterschied verzögert die Änderung des Stellwinkels φ bei einem Lastpunktwechsel und führt zur Abweichung von der quasistatischen Mittelkurve, siehe Bild 69. Eine tiefergehende, mathematische Modellierung der dynamischen Momentendifferenz M_{Dyn} ist aufgrund der Wechselwirkungen der gekoppelten Druckbereiche p_1 und p_2 , sowie des richtungs- und geschwindigkeitsabhängigen Hystereseverhaltens beider Anteile bei Stellweg oder Laständerungen nicht mehr zielführend. Die Differenz M_{Dyn} ist daher als Störgröße zu interpretieren und im Betrieb regelungstechnisch zu kompensieren.

Resultat des Abschnitts 6.2.4 ist ein analytisches Modell des bionischen Spinnenbeingelenks zur Beschreibung des Stellwinkels in Abhängigkeit der Eingangsdrücke im Exoskelett sowie im Muskel. Diese Gesamtgleichung

wurde anhand von experimentellen Versuchsergebnissen verifiziert und Besonderheiten, resultierend aus dem antagonistischen Zusammenspiel, analysiert. Wird der Spinnenbeinaktuator in einem Robotersystem eingesetzt, so kann sich die Ansteuerung an diesem quasistatischen Gesamtkennfeld orientieren, muss allerdings noch den dynamischen Unterschied ausgleichen. Durch die Richtigkeit dieser Gesamtberechnung wurden ebenfalls die eingeflossene Approximation des Membrankennfeldes, sowie der Modellierungsansatz des Beugeverhaltens, validiert und stellen ebenfalls ein Ergebnis von Kapitel 6 dar. Somit können die aufgezeigten Vorgehensweisen zur Charakterisierung des Materialverhaltens, zur aufbauenden Simulation und Approximation der Gelenkstreckung, sowie zur Berechnung des Verhaltens der pneumatischen Muskeln für auch weitere Anwendungsfälle übernommen werden.

7 Entwicklung einer Methodik zur Auslegung und den Betrieb der Gelenkantriebe

Um eine generelle Anwendbarkeit des neuen Gelenkprinzips zu ermöglichen, muss ein strukturiertes Vorgehen zur Auslegung des Roboter gelenkes gewährleistet werden. Aufbauend auf den Erkenntnissen aus der mathematischen Modellierung und den experimentellen Gelenkversuchen werden dazu in Abschnitt 7.1 verschiedene Aspekte zum Betriebsverhalten, basierend auf dem verifizierten Berechnungsmodell, analysiert und diskutiert, um Empfehlungen und Kennzahlen für eine allgemeingültige Nutzung abzuleiten. Anschließend werden in Abschnitt 7.2 die Geometrieparameter zur Anpassung des Membranimomentes M_{Streck} sowie des Drehwinkels φ untersucht und daraus resultierend Möglichkeiten zur Dimensionierung der Gelenkmembranen abgeleitet. Mit den Erkenntnissen aus diesen beiden Abschnitten wird in Abschnitt 7.3 eine Methodik zur Gelenkauslegung erläutert, um diesen Aktuator für verschiedenste Zwecke nutzbar zu machen. Zur Veranschaulichung dieser Auslegung wird in Abschnitt 7.4 der Einsatz eines bionischen Spinnenbeingelenkes in einer Anwendung aus dem Bereich der Laufroboterentwicklung vorgestellt. In Abschnitt 7.5 werden abschließend Möglichkeiten zur Erweiterung der Prozessfenster aufgezeigt.

7.1 Analyse und Diskussion des Betriebsverhaltens

Um im Betrieb, bei einem konstanten Lastmoment M_{Extern} im Drehwinkel φ zu verfahren, sind drei grundsätzliche Ansteuerungsmöglichkeiten denkbar [189]. Zur Veranschaulichung wurde hierzu eine Höhenliniendarstellung des quasistatischen Kennfeldes aus Bild 69 erstellt. Anhand dieser Isolinien des Gesamtverhaltens werden die Möglichkeiten zur Winkeländerung in Bild 73 näher erläutert und verglichen:

- a) p_1 variabel - p_2 konstant: Bei dieser Betriebsart wird lediglich der Druck in den Beinröhren angesteuert. Eine Änderung des Membrandruckes p_1 wirkt sich aufgrund der Kopplung der beiden Volumenbereiche indirekt proportional auf die vorhandene Druckdifferenz p_{diff} des entgegen agierenden Muskels aus. Dieser Effekt ist zwar vorteilhaft, weil mit höherem Streckdruck gleichzeitig die gegenwirkende Beugung reduziert wird,

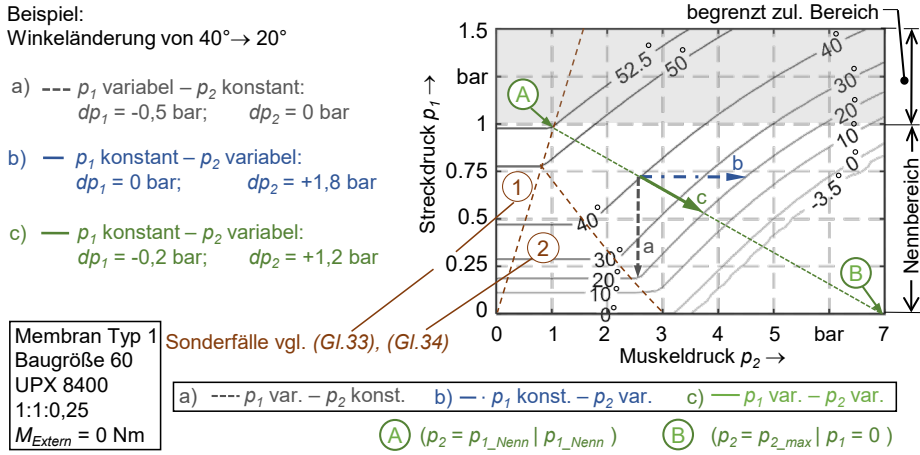


Bild 73: Isolinien des konstanten Drehwinkels ϕ im Gesamtkennfeld zur Veranschaulichung von Ansteuerungsprinzipien.

dennoch ist in diesem Fall das nutzbare Aktuatorkennfeld stark begrenzt. Werden Muskeldrücke kleiner 1 bar gewählt, so kann auf den Kontraktionsaktor gänzlich verzichtet werden, da bei Nenndruck p_1 der Differenzdruck p_{diff} negativ wird. Übersteigt der Muskeldruck p_2 den Nenndruck der Membran, begrenzt die muskuläre Beugung den maximal erreichbaren Drehwinkel. Eine Ansteuerung dieser Art wird aufgrund der beschriebenen Einschränkung des nutzbaren Kennfeldes nicht empfohlen.

- b) p_1 konstant - p_2 variabel: Dieses Ansteuerung entspricht dem biologischen Aktuatorsprinzip der Spinne, welches in Abschnitt 2.1.3 erläutert wurde. Der Druck in den Beinröhren bleibt konstant und sorgt für ein ständiges Streckbestreben, während die Muskeln nach dem „Prinzip der umgekehrten Marionette“ über die Rückholung des drehbaren Armes die Bewegung definieren. Im Robotergelenk kann der biologische Vorteil ebenfalls genutzt werden, da nur die Muskeln als Gegenspieler aktiv geregelt werden müssen und die Ansteuerung somit vereinfacht wird. Das Kennfeld des Aktuators wird auch hier eingeschränkt, jedoch in geringerem Maße. Darüber hinaus können Beugemomente in vollem Umfang genutzt werden, da auch bei einem Eingangsdruck $p_2 = 7 \text{ bar}$ (und Streckdruck $p_1 = 1 \text{ bar}$) die zulässige Druckdifferenz $p_{diff} = 6 \text{ bar}$ nicht überschritten wird.

c) p_1 variabel - p_2 variabel: Die geringsten Druckänderungen pro Volumenbereich und dadurch schnellsten Stellzeiten sind erst dann möglich, wenn eine Ansteuerung durch simultane Anpassung von p_1 und p_2 geschieht. Hierzu sollten die Isolinien möglichst senkrecht durchschritten werden, da dies den steilsten Auf- und Abstieg bedeutet. Darüber hinaus kann die größtmögliche Ausnutzung des Kennfeldes auch nur durch parallele Druckänderung von p_1 und p_2 erreicht werden. Der maximale Winkelbereich kann dann genutzt werden, wenn das Druckverhältnis auf einer Diagonalen zwischen dem höchstmöglichen Nennwinkel bei Punkt (A) und dem geringstmöglichen Stellwinkel bei Punkt (B) gebildet wird. Dieses Verhältnis wird im Folgenden auch Optimaldruckverhältnis Δp genannt.

Entsprechend Punkt (A) und Punkt (B), dargestellt in Bild 73, ergibt sich bei $p_{1_Nenn} = 1$ bar und $p_{2_max} = 7$ bar ein maximaler Differenzdruck von $p_{diff_max} = 6$ bar im Muskel und somit ein Optimaldruckverhältnis von $\Delta p = -1/6$. Damit kann die zur Winkeländerung notwendige Druckdifferenz bei dp_2 auf 1,2 bar und dp_1 auf -0,2 bar reduziert werden, anstatt $dp_2 = 1,8$ bar und $dp_1 = -0,5$ bar bei Einzelansteuerungen.

Zur Analyse des Gesamtkennfeldes sind im Betrieb nicht nur die Winkeländerungen, sondern ebenfalls Änderungen des externen Lastmomentes und dessen Auswirkungen auf das Verhalten im Winkelkennfeld relevant. Bei einem externen Moment, entgegen der positiven Streckrichtung ($M_{Extern} > 0$), verschiebt sich das Kennfeld zu niedrigeren Drehwinkeln hin nach unten und für entgegenwirkende externe Lasten ($M_{Extern} < 0$) in Richtung steigender Drehwinkel nach oben, dargestellt in Bild 74 links.

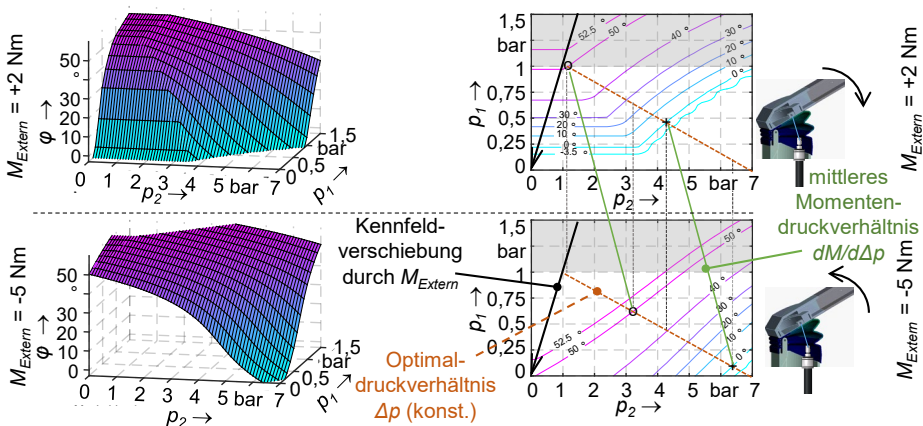


Bild 74: Verschiebung des Kennfeldes und Lastpunktes abhängig vom externen Lasten.

Diese Kennfeldverschiebung findet linear abhängig vom externen Lastmoment statt, da M_{Extern} als Summand in die Gesamtgleichung eingeht. Die Kenntnis dieser proportionalen Abhängigkeit erlaubt es, ein Verhältnis zu bilden zwischen der Änderung dM eines externen Momentes und der dazugehörigen Verschiebung des Lastpunktes im Optimaldruckverhältnis um den Betrag Δp . So kann die externe Laständerung durch die Druckänderung entsprechend kompensiert und der Drehwinkel φ im quasistatischen Zustand konstant gehalten werden. Umgekehrt kann die Drehwinkeländerung $d\varphi$ bei einer Laständerung dM_{Extern} approximiert werden. Dieses Verhältnis wird als Momentendruckverhältnis $dM/d\Delta p$ bezeichnet. Im Spinnenbeingelenk aus Bild 74 gilt $dM/d\Delta p = -2,9 \text{ Nm/bar}$. Das vorgestellte Optimaldruckverhältnis Δp , sowie das Momentendruckverhältnis $dM/d\Delta p$ beziehen sich auf die quasistatischen Gleichgewichtszustände und dienen als charakteristische Kennwerte des Aktuators. Einerseits ist damit eine Vergleichbarkeit solcher Aktuatoren möglich. Andererseits können diese Kenngrößen auch als Basis zur Ventilansteuerung oder der späteren Regelung genutzt werden. Das vorgestellte Stellwegparallelogramm, vergleiche Bild 74 rechts, liefert dazu Richtwerte zur Kompensation eines Momentenunterschiedes. Die nötige Druckänderung für die Kompensation einer externen Laständerung kann somit entsprechend dem empfohlenen Momentenverhältnis $dM/d\Delta p$ und für eine Winkeländerung mit dem erläuterten Stellwegverhältnis Δp aus dem richtungsabhängigen Quotienten von p_{2max} zu p_{1_Nenn} erfolgen.

7.2 Möglichkeiten zur bedarfsabhängigen Anpassung der Membran

In diesem Abschnitt werden Optionen zur Auslegung von Membranen untersucht, um eine allgemeine Nutzbarkeit zu ermöglichen und das Anwendungsfeld zu erweitern. Hierzu wird im ersten Schritt eine Signifikanzanalyse durchgeführt, um entscheidende, geometrische Stellgrößen ausfindig zu machen. Im zweiten Schritt werden darauf basierend Möglichkeiten zur Anpassung von Drehmoment und Drehwinkel an einen bestimmten Lastfall abgeleitet. Nachdem sowohl die FE-basierten als auch die modellbasierten Berechnungsmethoden experimentell abgeglichen sind, werden diese Analysen theoretisch beziehungsweise simulativ durchgeführt.

7.2.1 Signifikanzanalyse zur Variation der Geometrieparameter

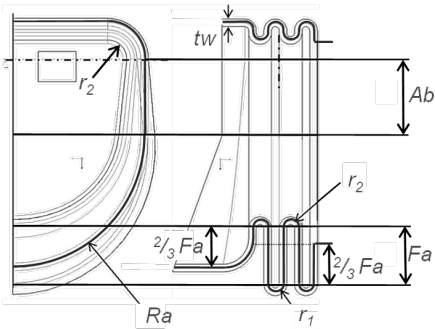
Die Anpassung der Membranform an einen vorliegenden Lastfall kann durch geometrische Variation geschehen. Dazu muss allerdings erst eine Signifikanzanalyse durchgeführt werden, um die Stellgrößen zur Beeinflussung des Drehwinkels, des Drehmoments oder zur Beeinflussung der Materialbelastung zu ermitteln. Hierfür wurde die Membran Typ 1 aus Bild 28, als Grundlage verwendet und parametrisch aufgebaut, so dass die Gestalt des Faltenbalgkörpers anhand von lediglich 6 Geometrieparameter steuerbar ist, dargestellt in Tabelle 11.

Zusätzlich wurde in Creo eine automatische Erstellung der einzelnen Geometrievarianten mittels einer Familientabelle umgesetzt und die generierten Membranen samt aktualisierten Femur- und Patella-Gliedern wieder in ANSYS Workbench überführt. Vom Prinzip der parallelen Falten oder der annähernd gleichen Wandstärke wird dabei in dieser Grundstudie nicht abgewichen. Die Radien an Außenfalte und Innenfalte, bezeichnet mit r_1 , beziehungsweise r_2 , werden ebenfalls in der Signifikanzanalyse als Faktoren untersucht und jeweils mit einem Radius der neutralen Faser von 1,5 mm angesetzt. So kann in der Analyse von einem gleichen Radienverhältnis ausgegangen werden. Der Eckenradius am Übergang von der geraden Scharnierseite zur gewölbten Seite wurde gleich dem Innenradius r_2 gesetzt. Die Übergänge von den Falten zu den Beingliedern sind mit jeweils $\frac{2}{3}$ der Faltenüberlappung Fa definiert, die im Ausgangstyp der Analyse ebenfalls zu 13 mm entsprechend dem Typ 1 gewählt wurde. Die simulative Analyse der Einflussgrößen sowie möglicher Wechselwirkungen erfolgt über eine Studie mit sechs Faktoren auf je zwei Stufen. Die sechs Geometrieparameter aus Bild 28 werden hierzu jeweils um 20 Prozent erhöht oder reduziert und die Auswirkungen dieser Einzeleinflüsse miteinander verglichen.

Das Simulationsmodell wurde, wie in Bild 44 dargestellt, aufgebaut. Außerdem wurde das Yeoh-Modell mit den in Bild 49 dargestellten Parametern gewählt, da dieses hyperelastische Modell rechenzeiteffiziente und zeitunabhängige Simulationen der 14 Modelle und einen relativen Vergleich nach Veränderung der geometrischen Einflussgrößen erlaubt. Bild 75 zeigt die ermittelten Winkelverläufe in Abhängigkeit des Druckes, sowie des Drehmomentes bei einer mittleren Innendruckbelastung von 0,7 bar. Der strichgepunktete Kurvenverlauf kennzeichnet hierbei jeweils den Winkelzusammenhang der Ursprungsform Para 0 aus Tabelle 11.

Tabelle 11: Variation der Geometrieparameter für die Signifikanzanalyse der Membran.

"Para #"	0	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
Abstand Ab	13	11	15	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13
Außenradius Ra	30,8	30,8	30,8	26	35	30,8	30,8	30,8	30,8	30,8	30,8	30,8	30,8
Faltenabstand Fa	13	13	13	13	13	11	15	13	13	13	13	13	13
Wandstärke tw	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,2	1,8	1,5	1,5	1,5	1,5
Faltenradius r_1	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,2	1,8	1,5	1,5
Faltenradius r_2	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,2	1,8



Grundlage der Ausgangsform Para 0 ist die Membran Typ 1:
 Faltenanzahl: 2 Falten
 Material: UPX 8400, 1:1:0,25
 Materialmodell: Yeoh
 Simulationsmodell:
 anhand der Parametervariation automatisch erstellt mittels Familientabelle in Creo und Kopplung mit ANSYS Workbench

Aus den Diagrammen in Bild 75 wird ersichtlich, dass eine Steigerung des Abstandes Ab kaum zu einer Änderung des Winkelverlaufes beiträgt, jedoch die Übertragung eines höheren Drehmomentes ermöglicht. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die effektive Druckfläche mit größerem Abstand Ab zunimmt. Ebenso führt auch ein Anstieg des Außenradius Ra zu einem Zuwachs des Querschnitts und damit zu einem höheren Drehmoment. Die dabei stärker zunehmende Druckfläche bei gleichbleibender, entgegengerichteter Wandstärke macht sich darüber hinaus in einem leichten Anstieg des Drehwinkels in Abhängigkeit des Innendruckes bemerkbar. Infolge der Winkelzunahme erhöhen sich proportional dazu auch die Maximaldehnungen bei gleichem Innendruck. Dieser Einfluss liegt jedoch ähnlich der Winkeländerung im einstelligen Prozentbereich. Umgekehrt ist zu bedenken, dass für die gleiche Drehwinkelposition nun bis zu 0,1 bar weniger Innendruck benötigt wird und im Hinblick dessen eine isobare Verschlechterung der Maximaldehnungen auch wieder aufgehoben ist. Eine Steigerung der Faltenüberlappung Fa ermöglicht eine größere Öffnung des Membrankörpers und führt ebenfalls zu einem höheren Drehwinkel. Eine Zunahme des Momentes erfolgt in diesem Fall nicht, da die dafür verantwortliche Druckfläche nahezu konstant bleibt. Anzumerken ist hierbei, dass ein Zuwachs der Faltenüberlappung, unter Berücksichtigung der in Tabelle 11 dargestellten geometrischen Abhängigkeiten, sowohl nach Außen, als auch nach Innen erfolgt und damit den nutzbaren Hebelarm

für die Beugung begrenzt. Darüber hinaus lässt sich jedoch ein leicht nicht-linearerer Verlauf des Drehwinkels verzeichnen. Die Auswirkungen des Faltenabstands Fa auf die Materialdehnungen sind minimal und verhalten sich analog zur beschriebenen Dehnungsänderung im Falle der Variation von Ra wechselwirkend.

Eine höhere Wandstärke tw führt zu einer signifikanten Reduzierung des Drehwinkels. Denn mit dieser Maßnahme nimmt die Steifigkeit des Balgkörpers zu und es ist mehr Druckerbeit zu leisten, um einen gewissen Entfaltungswinkel zu erreichen. Das übertragbare Drehmoment in der Null-position bleibt dabei konstant, da die Querschnittsfläche auch bei zunehmendem Innendruck annähernd gleich bleibt. Wird die Wandstärke tw hingegen minimiert, so ist umgekehrt ein Anstieg des Winkelverlaufs in Abhängigkeit des Innendruckes zu verzeichnen, da der dünnere Faltenbalgkörper entsprechend leichter zu entfalten ist und sich darüber hinaus ebenfalls eine größere radiale Aufweitung des Balgkörpers bemerkbar macht. Diese zusätzlich auftretende Dehnung in Umfangsrichtung führt ebenfalls dazu, dass in Nullposition bei gleichem Innendruck ein höheres Drehmoment umgesetzt werden kann, da die effektive Querschnittsfläche der Membran nun angestiegen ist.

Während in Umfangsrichtung die Materialdehnung mit kleinerer Wandstärke tw zunimmt, so führt bei gleicher neutraler Faser der Faltenform, ersichtlich in Tabelle 11, eine dünnere Wandung tw zu einem größeren effektiven Krümmungsradius an den meistbelasteten Stellen $r_{1\text{ innen}}$ und $r_{2\text{ aussen}}$. Dieser größere Krümmungsradius kompensiert die durch die Schwächung der Wandstärke zunehmende Materialbelastung teilweise, so dass die Dehnungskomponente in Entfaltungsrichtung bei gleichem Drehwinkel kaum eine Änderung erfährt. Mit dem Anstieg in Umfangsrichtung und der relativ gleichbleibenden Dehnung in tangentialer Richtung steigt die Vergleichsdehnung an den meistbelasteten Stellen $r_{1\text{ innen}}$ und $r_{2\text{ aussen}}$ also insgesamt an. Zusammenfassend lässt sich für eine Abnahme der Wandstärke tw festhalten, dass die Nutzung des größeren Stellwinkels unter Inkaufnahme einer ansteigenden Materialbelastung geschieht. Entgegengesetzt liegt bei dickerer Wandung tw ein kleinerer Krümmungsradius an den Stellen $r_{1\text{ innen}}$ und $r_{2\text{ aussen}}$ vor und führt dementsprechend zum Anstieg der Dehnungskomponente in Entfaltungsrichtung, auch wenn die Umfangsdehnung begrenzt wird. Größere Mittelradien führen nur unwesentlich zu einem Anstieg des Drehwinkels. Außerdem stellt die Variation der Mittelradien r_1 und r_2 bezüglich des Drehmomentes keine Steuergröße dar, da die Querschnittsfläche und die Wandung gleich bleiben.

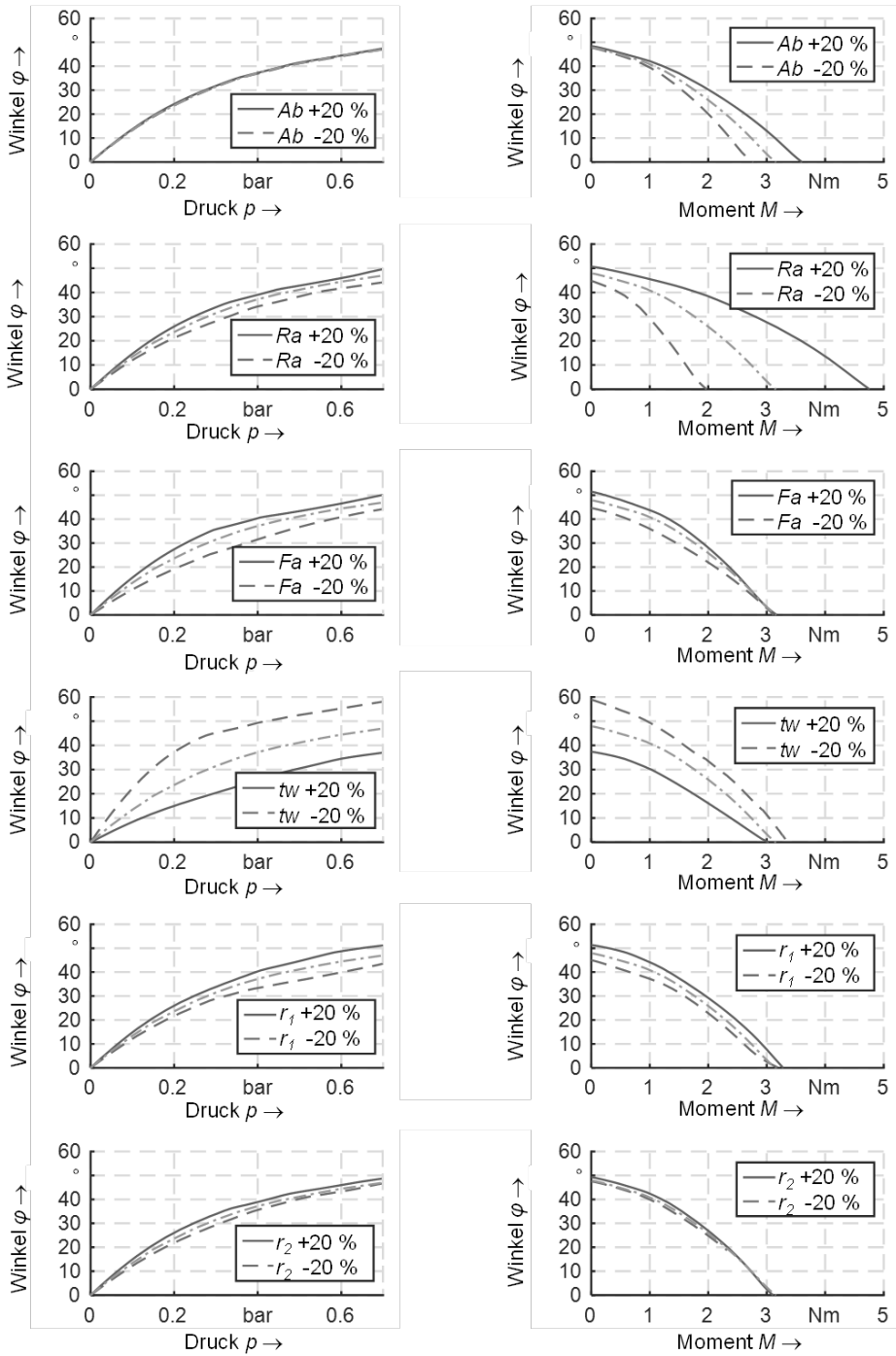


Bild 75: Auswirkungen der Variation einzelner Geometrieparameter.

Ziel dieser Analyse war es, die Abhängigkeiten aufzuzeigen, um eine Grundlage für eine geometrische Anpassung der Membran auf verschiedene Lastfälle zu schaffen. In Tabelle 12 sind die Ergebnisse der Signifikanzanalyse nochmals qualitativ zusammengefasst. Hinsichtlich der Steigerung des Drehwinkels φ und des Drehmoments M bilden der Abstand Ab , der Wölbungsradius Ra , sowie die Wandstärke tw die entscheidende Steuergrößen. Im Gegensatz dazu empfiehlt es sich die Wandstärke tw , sowie die Faltenradien r_1 und r_2 als Steuergrößen zur Reduzierung der Materialdehnungen und damit zur Verbesserung des Prozessfensters für den Betrieb der Membran zu verwenden. Aus den durchgeführten Studien lassen sich allerdings noch keine belastbaren Empfehlungen zur optimalen Radien und Wandstärkegestaltung ableiten. Dies bietet Potential für Optimierungsstudien, um die sich gegenseitig beeinflussenden Geometrieparameter bestmöglich zu konfigurieren. Gegebenenfalls kann dies unter Einbeziehung einer belastungsoptimierten, lokalen Variation der Wandstärke entlang der Faltengeometrie geschehen.

Tabelle 12: Zusammenfassende Ergebnisse der Signifikanzuntersuchung.

Zielgröße Einflusspara.	φ	φ_{Verlauf}	M	M_{Verlauf}	$\epsilon_{\text{von Mises}}$	Einfluss	Effekt- symbol	Effektbeschreibung
Abstand Ab	↑	0	0	↑	0	ww.	↑↑	stark gleichgerichteter Effekt
Außenradius Ra	↑	↑	0	↑↑	+	ww.	↑	gleichgerichteter Effekt
Faltenabstand Fa	↑	↑	-	0	--	ww.	0	geringer Einfluss
Faltenabstand Fa	↑	↑	-	0	--	ww.	↓	entgegenwirkender Effekt
Wandstärke tw	↑	↓↓	+	↓↓	+	-	↓↓	stark entgegenwirkender Effekt
Faltenradius r_1	↑	0	0	0	0	+	+	positiver Effekt
Faltenradius r_2	↑	0	0	0	0	+	-	negativer Effekt
Faltenradius r_2	↑	0	0	0	0	+	ww.	wechselwirkender Effekt

7.2.2 Anpassung der Zielgrößen M_{Streck} und φ

Um eine allgemeine Anwendbarkeit des Spinnenbeingelenkes zu gewährleisten, muss eine systematische Variation des φ - p_1 - M_{Streck} -Zusammenhangs der Gelenkmembran möglich sein. Nur so kann die Membrangröße für den entsprechend vorliegenden Lastfall systematisch dimensioniert werden. Hierzu wird basierend auf den Erkenntnissen aus der Signifikanzanalyse untersucht, wie eine Auslegung des Drehmomentes M_{Streck} sowie des Stellwinkels φ in Abhängigkeit des Eingangsdruckes p_1 erfolgen kann.

Drehmomentvariation durch Skalierung

Die Variation der sechs Geometrieparameter, siehe Tabelle 11, zeigt, dass sowohl die effektive Druckfläche aus Ab und Ra , als auch die Wandstärke tw die entscheidenden Steuergrößen für die Höhe und den Verlauf des Drehmomentes M_{Streck} darstellen. Allerdings führt jede einzelne Variation von Geometrieparametern relativ zueinander zu einer Änderung des φ - p - M_{Streck} -Verlaufs der Gelenkmembran. Wie bestehende Studien, vergleiche Abschnitt 2.2.3, darlegen, ist eine rein analytische Vorhersage des Membranverhaltens für dreidimensionale Körper dabei nicht mehr zielführend. Das heißt das Kennfeld der Membran sowie dessen Prozessfenster sind abhängig von der Materialbelastung jedes Mal, wenn Geometrieparameter relativ zueinander verändert werden, neu und simulativ zu bestimmen. Hierzu wird in Abschnitt 6.2.2 erläutert, wie sich das Streckmomentenkennfeld, vergleiche Bild 55 und der Nennbetriebsbereich, vergleiche Bild 46, ermitteln lassen. Dieser Aufwand lässt sich allerdings mit einer Größenskalierung zur Anpassung des nutzbaren Membranmomentes auf das geforderte Lastmoment umgehen, dargestellt in Bild 76.

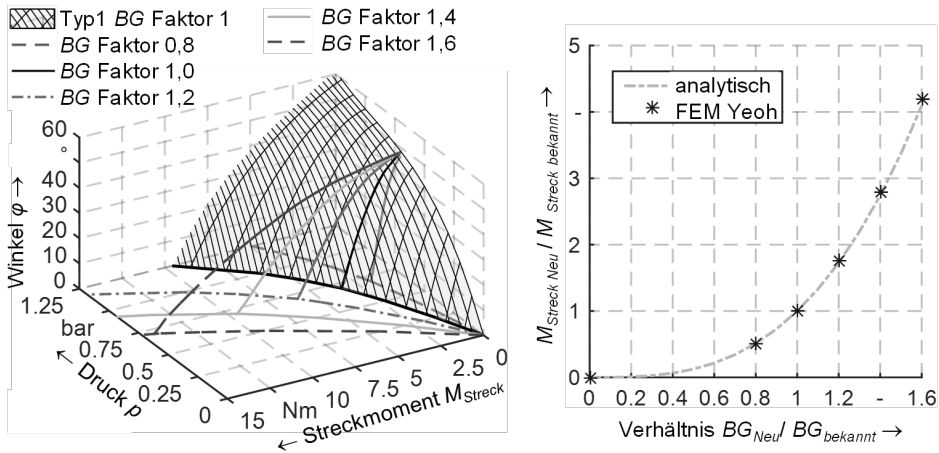


Bild 76: Approximation des Streckmomentes abhängig vom Skalierungsfaktor.

Somit müssen das Kennfeld und der Nennbetriebsbereich nur einmal pro Gelenkmembrantyp ermittelt werden. Hierzu wird der Wölbungsdurchmesser der Membran ($2 \cdot Ra$), der Einfluss auf den Durchmesser des vorhergehenden Gelenkarmes und die Breite des Scharniergelenkes, als charakteristisches Maß definiert und als Baugröße bezeichnet. Mit Zunahme der Baugröße um einen bestimmten Faktor nehmen die Druckfläche quadratisch und der Flächenschwerpunkt linear zu diesem Multiplikator zu. Dementsprechend steigt das induzierte pneumatische Moment

bei gleichem Druck um die dritte Potenz, während sich das entgegenwirkende materialabhängige Widerstandsmoment ebenfalls in dritter Potenz zum Größenverhältnis ändert. Somit kann entsprechend Gleichung (34) der φ - p - M_{Streck} -Zusammenhang für sämtliche Baugrößen errechnet werden. Bild 76 zeigt hierzu die simulative Verifikation dieser Gleichung.

$$M_{Streck} (p_1, \varphi, BG_{Neu}) = \left(\frac{BG_{Neu}}{BG_{bekannt}} \right)^3 \cdot M_{Streck} (p_1, \varphi, BG_{bekannt}) \quad (34)$$

Drehwinkelsteigerung durch Erhöhung der Faltenanzahl

Eine Anpassung des Drehmomentes bei gleichbleibendem Entfaltungsverlauf und Prozessfenster ist, wie beschrieben, mittels Skalierung möglich. Für eine deutliche Steigerung des Streckwinkels φ , unter Erhalt des materialbelastungsabhängigen Prozessfensters, liegt hingegen eine Änderung der Faltenanzahl nahe, da eine Variation der Wandstärke Auswirkungen auf die Dehnungsbelastungen zeigt. Simulationsstudien mit drei und vier Falten bestätigen diese Zunahme des Stellwinkels, siehe Bild 77. Da in diesem Fall sowohl die effektive Druckfläche, als auch die Faltengeometrie unverändert sind, bleibt das maximal nutzbare Drehmoment M_{Streck} konstant. Darüber hinaus verändern sich auch der Nennbetriebsbereich und die zu erwartende Lebensdauer nicht, da keine signifikanten Änderungen in der Dehnungsverteilung auftreten.

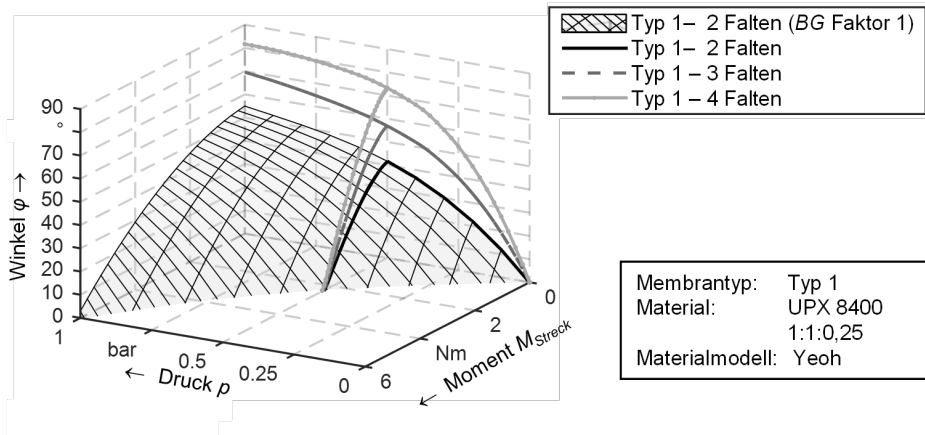


Bild 77: Variation der Faltenanzahl und dessen Auswirkung auf das Membrankennfeld.

7.3 Auslegungsmethodik zur Nutzung des Spinnenbeinmechanismus

Die essentiellen Randbedingungen für den Einsatz eines Gelenkantriebs sind der benötigte Drehwinkel, das übertragbare Drehmoment, der Bauraum, der zum Einbau eines Stellgliedes zur Verfügung steht und die angestrebte Anzahl an Lastspielen. Basierend auf diesen Anforderungen muss daher eine Dimensionierung des Robotergelenkes möglich sein. Die dazu entwickelte Methodik beruht auf Erkenntnissen der bisherigen Untersuchungen und beschreibt in fünf Schritten das Vorgehen zur Auslegung des Spinnenbeines inklusive der Ermittlung des Gesamtkennfeldes und der Ableitung von charakteristischen Kenndaten. In Bild 78 wird die schematische Darstellung der Auslegungsmethodik gezeigt, um bei folgenden Erläuterungen darauf zu verweisen:

- (1) Randbedingungen festlegen:
Zu Beginn der Gelenkauslegung muss der Lastfall bekannt sein. Das heißt, das benötigte Drehmoment in positiver und negativer Richtung. Zu beachten ist, dass das System analog zur Spinne in Beugerichtung größere Momente aufbringt als in Streckrichtung. Abhängig davon wird die Grundorientierung des Gelenkes festgelegt. Die positive Drehrichtung liegt dabei immer in Entfaltungsrichtung der Membran, vergleiche Bild 78 (1). Darüber hinaus kann der maximale Bauraum, also die maximale Baulänge BL_{max} des längsten Gelenkarmes und dessen maximal zulässiger Durchmesser als Baugröße BG_{max} festgelegt werden.
- (2) Membrantyp auswählen:
Abhängig vom geforderten Winkelbereich als Differenz zwischen φ_{max} und φ_{min} wird im zweiten Schritt die Auswahl des Membrantyps getroffen. Darüber hinaus definieren der maximale und minimale Gelenkwinkel die Ausrichtung des beweglichen Gliedes. Je nach Geometrie und Werkstoff weisen die Bauteile eine bestimmte Druck-Winkel-Charakteristik, sowie einen Nennbetriebsbereich auf. Kann der geforderte Winkelbereich ($\varphi_{max} - \varphi_{min}$) bei Nennbetriebsdruck p_{I_Nenn} nicht erreicht werden, so ist ein Membrantyp mit anderer Geometrie oder Faltenanzahl zu wählen. Ist hierfür das dazugehörige Membranverhalten noch nicht bekannt, so kann das Kennfeld aus Winkel, Druck und Drehmoment, wie in Abschnitt 6.2.2 erläutert, experimentell und simulativ ermittelt werden. Entscheidend für die

Aussagefähigkeit von solchen Simulationen ist allerdings eine adäquate Bild des Materialverhaltens. Falls dieses auch noch nicht bekannt ist, hat eine Materialcharakterisierung und Prüfung der Abbildfähigkeit in der numerischen Berechnung zu erfolgen. Hierbei kann sich an dem Vorgehen aus Abschnitt 6.1. orientiert werden. Die Materialbelastungen sind dabei im Hinblick auf die Dauer- beziehungsweise Betriebsfestigkeit des Werkstoffs zu begrenzen. Ausschlaggebend für die Festlegung des Nennbetriebsbereichs ist neben den verträglichen Materialbelastungen auch, inwieweit der Drehwinkel φ noch in einem wirtschaftlichen und gut regelbaren Bereich angefahren werden kann, vergleiche Bild 46.

(3) Membran skalieren:

Eine Skalierung der Membran um einen bestimmten Faktor ändert nichts an dem φ - p -Zusammenhang des nachgiebigen Stellglieds. Auch der grundsätzliche Verlauf der Winkel-Moment-Kennlinie bleibt erhalten. Allerdings ändert sich mit der Baugröße das übertragbare Moment. Diese Drehmomentzunahme lässt sich mit der dritten Potenz des Baugrößenverhältnisses ermitteln und ermöglicht analytisch oder iterativ in beliebigen Schrittweiten die Festlegung der notwendigen Baugröße, siehe Bild 78 Schritt (3).

(4) Muskelkonfiguration festlegen:

Steht der Skalierungsfaktor für die Membran fest, so lässt sich daraus der maximal mögliche Hebelarm sowie dessen Verlauf $h(\varphi)$, als Distanz von der Drehachse zur Zugverbindung des Muskels, bestimmen. Darüber hinaus ergibt sich aus den Anbindungspunkten dieser Verbindung am Patella-Glied und am Muskel die Funktion $\Delta l(\varphi)$, welche die Längenänderung des Muskels in Abhängigkeit des Drehwinkels definiert. Hierbei ist zu erwähnen, dass grundsätzlich zwei Möglichkeiten zur Muskelanbindung existieren. Einerseits mittels einer direkten Zugverbindung ohne Umlenkung, wie in Bild 27 mit einer Kette umgesetzt, und andererseits mit einer Führung, die den Hebelarm konstant auf dem Maximum behält.

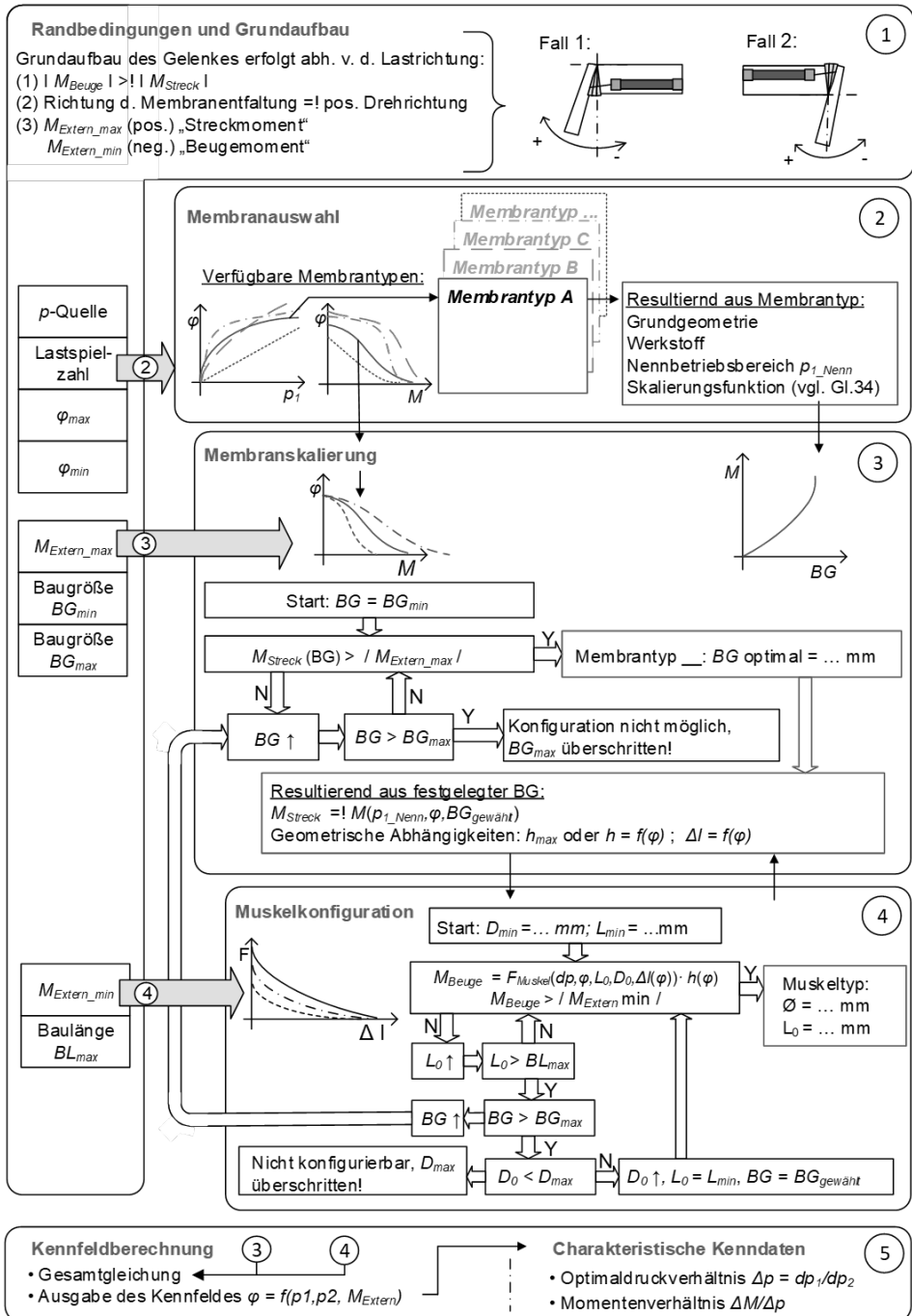


Bild 78: Methodik zur Konfiguration eines Spinnenbeingelenkes für eine allgemeine Anwendung.

Die Variante ohne Umlenkung sorgt bei zunehmendem Drehwinkel, entsprechend dem Kosinusanteil in der Hebelarmfunktion, für eine Abnahme der Distanz vom Zugkraftvektor zum Drehpunkt. Dies kompensiert den zunehmenden Anstieg der Muskelkraft im niedrigen Kontraktionsbereich, also bei hohen Drehwinkeln, und führt somit zu einem gleichmäßigeren Verlauf des Beugemomentes über den gesamten Drehwinkelbereich.

Diese Ausführung erleichtert die Ansteuerung, wenn davon ausgegangen wird, dass die extern anliegende Belastung in sämtlichen Winkelpositionen relativ konstant ist. Die Variante mit einer Umlenkung der Zugverbindung ermöglicht hingegen, dass der maximale Hebelarm in allen Winkelpositionen genutzt werden kann. Dies führt zu einem deutlichen Anstieg des Beugemomentes bei hohen Drehwinkeln unter Inkaufnahme eines zunehmend nichtlinearen Verlaufs der Beugefunktion. Diese Anbindungsart empfiehlt sich, um eine, mit höheren Stellwinkeln zunehmende, Last zu kompensieren, beispielsweise bei einem Roboterarm, der sich in die Horizontale bewegt und dabei das zu bewältigende Drehmoment aufgrund einer externen Gewichtslast am distalen Ende des Auslegers ansteigt.

Steht die Funktion des Hebelarmes fest, so ist basierend darauf die Kontraktionseinheit zu konfigurieren, um die geforderte Beugebeanspruchung zu bewältigen. Das Muskelmoment zur Rückholung des gestreckten Gliedes berechnet sich dazu entsprechend (25) und muss größer sein als in den Randbedingungen (1) des benötigten Gelenkantriebs gefordert. Hierzu gibt es mehrere Möglichkeiten, um das Muskelmoment zu steigern. Solange noch genügend Baulänge vorhanden ist, ist es am günstigsten, diese zu nutzen und die Länge des Muskels iterativ oder analytisch zu erhöhen. Bei gleichem absolutem Muskelweg ist in diesem Fall eine geringere prozentuale Verkürzung ϵ notwendig und die auftretende Zugkraft F_{Muskel} steigt. Grund ist, dass der genutzte Kraftbereich nach links zu höheren Zugkräften verschoben wird, siehe hierzu Bild 62. Diese Kraftsteigerung ist jedoch nur möglich, solange die maximal verfügbare Baulänge BL_{max} der Konstruktion nicht überschritten ist. Ein Sprung auf den nächstgrößeren Durchmesser führt je nach Typ und Anschlüssen zu einer Zunahme um das 2,67 bis 6,25-fache des bisherigen Muskelgewichts [79]. Außerdem hat dies eine Änderung von Anschlüssen und Führungen zur Folge. Reicht das Muskelmoment noch nicht aus, ist es vorzuziehen, erst auf Schritt (3) zurück zu gehen und die Baugröße gegebenenfalls bis BG_{max} zu steigern, um von der daraus resultierenden Zunahme des

wirkenden Hebelarmes zu profitieren und die Anforderungen zu erfüllen. Ist das Beugemoment auch dann noch zu niedrig, so wird der Muskeldurchmesser erhöht und die Länge mit den Sarosi-Parametern des neuen Durchmessers erneut gesteigert bis die Anforderungen erfüllt sind.

(5) Kennfeld berechnen und Ableitung von charakteristischen Daten:

Mit den nun bekannten Konfigurationen von Membran und Muskel, sowie deren Einzelverhalten, erfolgt im fünften Schritt die Berechnung des Gesamtverhaltens. Dies geschieht entsprechend (28) und liefert das Gesamtkennfeld des Aktuators, welches den Stellwinkel φ in Abhängigkeit der Eingangsdrücke p_1 und p_2 sowie der anliegenden Last M_{Extern} beschreibt. Entsprechend den sich mit der Konfiguration ergebenden Isolinien der Winkelpositionen sowie der errechneten, lastabhängigen Verschiebung des Kennfelds, vergleiche Bild 73, werden die charakteristischen Kenndaten mathematisch abgeleitet. So erhält der Nutzer ebenfalls das Parallelogramm aus Optimaldruckverhältnis p_1/p_2 und Momentendruckverhältnis $dM/d\Delta p$ als Orientierung für den späteren Betrieb zur Verfügung gestellt, siehe Bild 74.

Nachdem nun ein systematisches Vorgehen zur Gelenkauslegung feststeht, kann dieses automatisiert und allgemein nutzbar gemacht werden. Beispielsweise anhand einer ausführbaren Datei, in der der beschriebene Berechnungsablauf hinterlegt ist, exemplarisch dargestellt in Bild 79 exemplarisch dargestellt, kann der Konstrukteur die Randbedingungen seines Lastfalls benennen und sich die entsprechende Gelenkkonfiguration, samt charakteristischer Daten, Anbindungspunkten für die Muskelpositionierung sowie die dreidimensionale Membrangeometrie skalieren lassen. Da mittlerweile auch im Bereich der additiven Fertigung geeignete Materialien, beispielsweise TPU-92A [190], erschienen sind, ist eine allgemeine Anwendung dieser Gelenkaktuatoren in vollem Umfang gegeben.

Auslegung bionisches Spinnenbein Gelenk

Randbedingungen

Drehmoment max: Nm

Drehmoment min: Nm

Winkel max: °

Winkel min: °

Vor. Anzahl der Lastspiele: -

min. Baulänge Gelenkarm: mm

max. Baugröße Gelenkbereich: mm

weitere Kriterien:

bitte wähl...

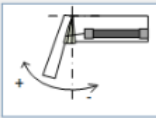
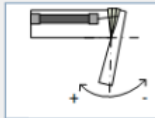
Werkstoff

Lastspielzahl

Faltenanzahl

Vorschläge entsprechend Randbedingungen:

Gelenkanordnung:

Hebelverlauf der Muskelanbindung::

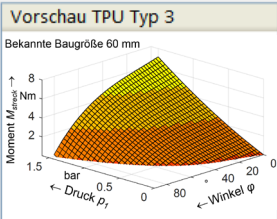
$h = h_{max}$ $h = f(\Phi, BG)$

Mögliche Membrantypen:

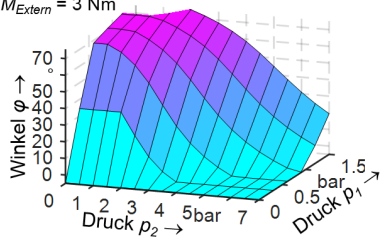
bitte wähle...

Vorschau TPU Typ 3

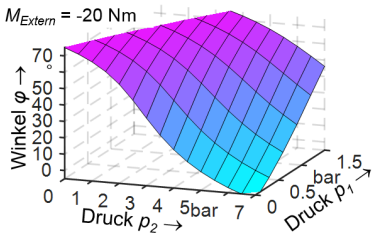
Bekannte Baugröße 60 mm



$M_{Extern} = 3 \text{ Nm}$



$M_{Extern} = -20 \text{ Nm}$



Berechnete Gelenkconfiguration

Membran: „TPU Typ 3“

Material: TPU 92-A

Baugröße: 104 mm

Muskel: DMSP
Ø20 – 220mm

Druckverhältnis: $\Delta p = -1/6$

Mom.-Verhältnis: $dM/d\Delta p = \sim 9,1$

Nennbetriebsdruck: $p_{1_Nenn} = 1 \text{ bar}$

Koordinaten Anbindungspunkte:

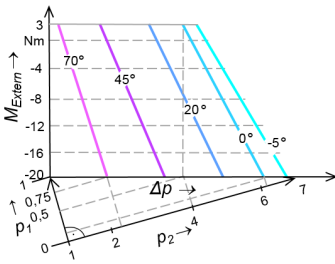
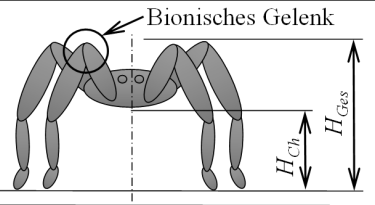
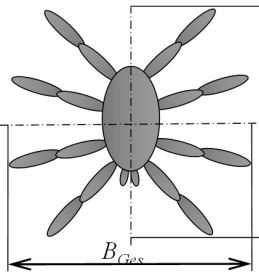
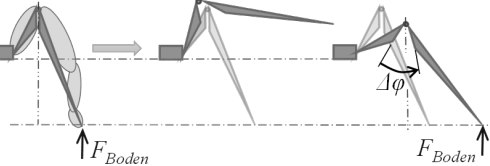


Bild 79: Beispiel für softwarebasierte Auslegung des bionischen Spinnenbein Gelenkes.

7.4 Anwendungsbeispiel Laufrobotergelenk

Basierend auf den vorgestellten Forschungen wird eine Anwendung des bionischen Drehantriebs mit der in Abschnitt 7.3 erläuterten Auslegungsmethodik aufgezeigt und das Vorgehen bei der Entwicklung von Beingenelenken für einen Laufroboter erklärt. Der spinnenartige Roboter soll dabei zu Demonstrationszwecken mit Sensoren ausgestattet, zur Umgebungserfassung eingesetzt werden [169] und sich autonom fortbewegen können. Die Randbedingungen für diesen Roboter sind in Tabelle 13 zusammengefasst. Wird ein Erkundungseinsatz innerhalb eines Gebäudes durchgeführt, müssen potentielle Hindernisse, beispielsweise eine Treppenstufe überstiegen werden. Hierfür ist ein möglichst großer Roboter vorteilhaft, dessen Chassis mindestens 200 mm Bodenabstand aufweist. Muss jedoch eine Tür durchschritten werden, so ist die Breite der Fußabstände des Roboters auf etwa 800 mm zu begrenzen. Aus diesen Überlegungen ergeben sich die zulässigen Höchstabmaße des Gesamtroboters, siehe Tabelle 13.

Tabelle 13: Randbedingungen für den spinnartigen Laufroboter „OHM-Krabbler“.

	Laufroboter	„OHM-Krabbler“
	max. Gesamtgewicht	30 kg
	max. Länge L_{Ges}	1000 mm
	max. Breite B_{Ges}	800 mm
	max. Höhe H_{Ges}	600 mm
	min. Höhe H_{Ch}	200 mm
	Anzahl der Beine	8
	Kniegelenkbereich $\Delta\varphi$	$\geq 45^\circ$
		

Pro Bein wird mit drei Drehantrieben gerechnet. Dabei wurden sowohl die Stemm- als auch die Schwenkfunktion der Hüfte, welche keinen Forschungsschwerpunkt darstellen, elektromechanisch umgesetzt. Nähere Ausführungen zur Entwicklung des Hüftantriebs sind in [S8] und der fortgeführten Arbeit [S9] dokumentiert.

Der dritte Drehantrieb stellt das bionische Kniegelenk dar, siehe Tabelle 13. Ein weiteres Kniegelenk ist für eine Laufbewegung nicht unbedingt erforderlich und würde zu einer mechanischen Überbestimmtheit sowie zusätzlichem Gewicht führen.

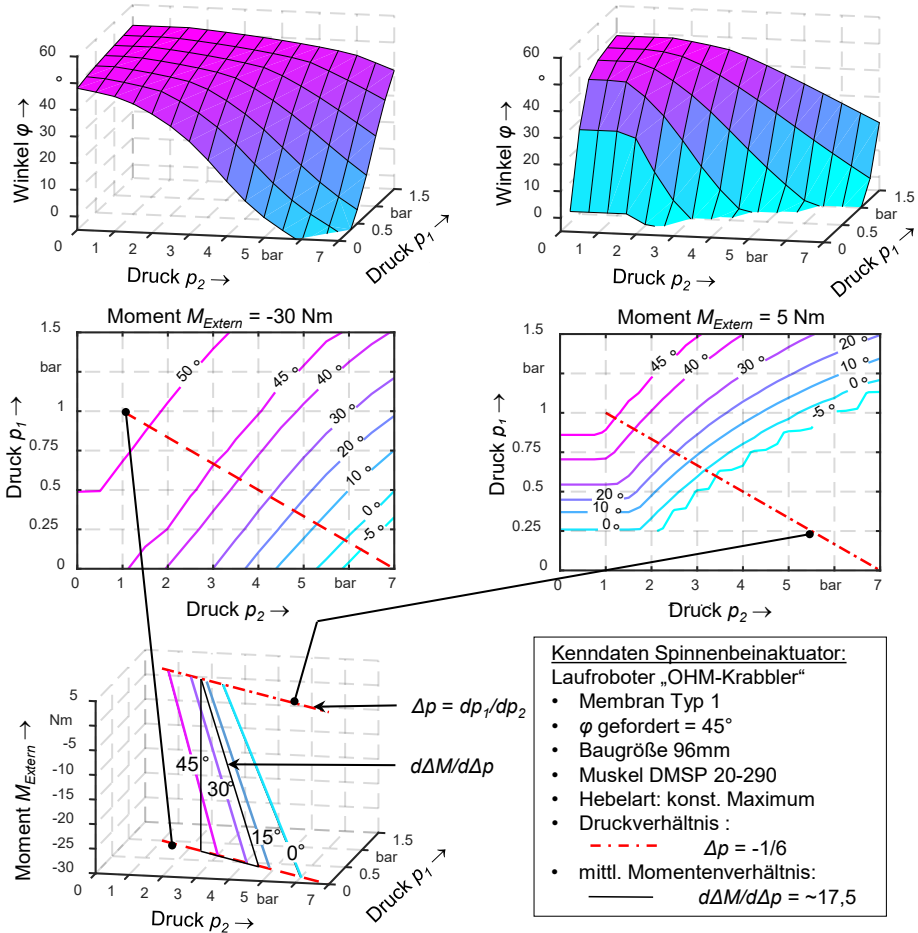


Bild 80: Entsprechend der Auslegungsmethodik vorgeschlagene Konfiguration und das resultierende Kennfeld eines Spinnenbeinaktuators mit Baugröße 96 mm und DMSP-20-290 Muskel.

Aus dem Gesamtgewicht der Spinne ergibt sich über die Berechnung der Bodenaufstandsvektoren, sowie der approximierten Beinproportionen und daraus resultierenden Abständen zur Drehachse des bionischen Femur-Patella-Gelenkes eine Beanspruchung M_{Extern} von -30 Nm, welche von dem Muskel abgefangen werden muss. In der schematisch dargestellten Variante mit einem Kniegelenk stellt das „Schienbein“ das längste Beinglied dar

und ist daher prädestiniert für die Integration des pneumatischen Muskels. In diesem Fall stehen maximal 400 mm als nutzbare Baulänge BL_{max} für den Zugaktor zur Verfügung. Zur Gelenkstreckung ist lediglich die Gewichtskraft des beweglichen Beingliedes zu bedenken. Das benötigte Moment M_{Extern} liegt bei etwa 5 Nm und muss mit der Membran erzeugt werden. Ein Drehwinkelbereich von rund 45° wird für die Lokomotion benötigt. Darüber hinaus würde ein größerer Abstand von der Hüfte zum Fußendpunkt das zulässige, wiederholbare Drehmoment des verwendeten Harmonic Drive®-Getriebes (Typ SHD-20-160-2SH) überschreiten und hätte damit einen Wechsel in die nächsthöhere Baugröße der Übersetzung zur Folge.

Die Ermittlung der passenden Gelenkkonfiguration erfolgt nun mit Hilfe eines automatisierten Skriptes, welches abhängig von den entsprechenden Eingabewerten auf die hinterlegten Einzelfunktionen zugreift und die Auslegungsmethodik, siehe Bild 78, in ihren fünf Schritten durchläuft. Die geforderten Randbedingungen und Anforderungen des Gelenkes sind, wie beschreiben, bereits ausfindig gemacht. Schritt 1 der Vorgehensmethodik ist somit bereits erfüllt.

Schritt 2 beinhaltet die Auswahl des Membrantyps abhängig vom geforderten Drehwinkel. Bei einem benötigten Winkelbereich von rund 45° kann die in Abschnitt 6.2.2 vorgestellte Membranform die notwendige Entfaltung bei Nennbetriebsdruck umsetzen und wird für die weitere Auslegung gewählt. Zum Anheben der Beine wird resultierend aus dem Beingewicht und dessen Schwerpunkt ein externes Moment M_{Extern} von 5 Nm angenommen und in die baugrößenabhängige Gesamtgleichung (34) eingesetzt.

Nachdem entsprechend der Materialcharakterisierung ein Betriebsdruck von 1,0 bar angenommen wird, kann die Baugröße in Schritt 3 soweit gesteigert werden, bis der Zielwinkel erreicht ist. Im vorliegenden Fall entspricht die ermittelte Mindestbaugröße 96 mm.

Nachdem aus der Membranskalierung in Schritt 3 die geometrischen Abhängigkeiten für die Muskelanbindung feststehen, wird in Iterationsschritt 4 die Muskelkonfiguration zur Bewältigung der Beugeanforderungen berechnet. Resultierend aus der Membrangröße ergibt sich der maximal nutzbare Hebelarm von 45 mm. In der betrachteten Laufroboteranwendung tritt das größtmögliche Beugemoment bei hohen Gelenkwinkeln auf, da in dieser Pose die weiteste Distanz zwischen Hüfte und Fußendpunkt herrscht, dargestellt in Tabelle 13 rechts unten. Daher ist entsprechend der Auslegungsmethodik eine Kettenumlenkung vorgesehen. Diese ist im Scharnier integriert und hält den Hebelarm $h(\varphi, BG)$ konstant auf dem Maximum. Einerseits ermöglicht dies das größtmögliche Beugemoment bei

hohen Gelenkwinkeln und schafft andererseits Platz für die Integration eines induktiven Winkelsensors an der Drehachse. Im Falle eines externen Momentes M_{Extern} von -30 Nm ergibt sich ein benötigter Muskel mit Durchmesser 20 mm sowie, mit den verwendeten Sarosi-Parametern aus der Literatur [187], einer unbelasteten Länge von mindestens 290 mm. Abhängig davon wurde ein DMSP-20-300 des Herstellers Festo gewählt.

Basierend auf der nun bekannten Gesamtkonfiguration wird nachfolgend in Schritt 5 der Drehwinkel $\varphi(p_1, p_2, M_{Extern})$ unter Verwendung der Gleichungen (29) und (30) ermittelt. Anschließend wird das Kennfelds des Gelenkaktuators für das maximale beziehungsweise minimale externe Moment inklusive dem Isolinienverlauf ausgegeben und das Druckverhältnis Δp sowie das Momentenverhältnis $dM/d\Delta p$ errechnet, siehe Bild 8o.

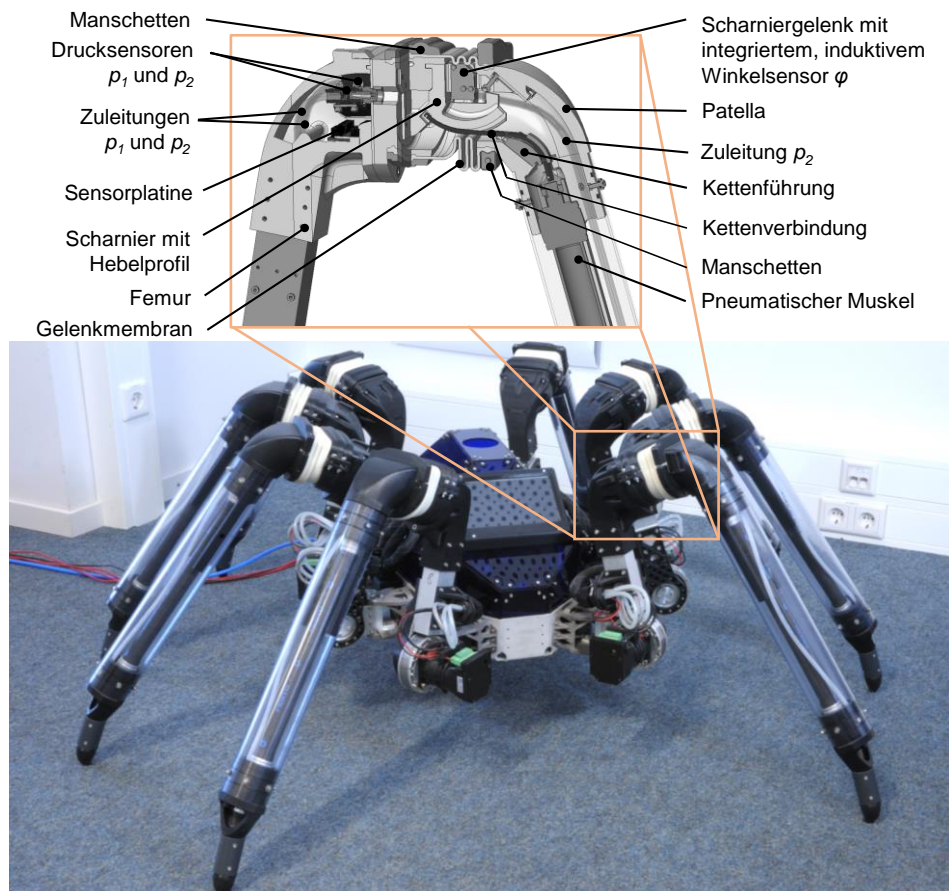


Bild 8i: Umsetzung des bionischen Spinnenbeingelenkes im Laufroboter „OHM-Krabbler“.

Die Detailkonstruktion sowie Fertigung und Aufbau der Laufmaschine wurden mit studentischer Unterstützung [Sio] umgesetzt. Bild 81 zeigt hierzu den Prototyp des Spinnenroboters und in der Detaildarstellung die darin enthaltene Umsetzung des bionischen Gelenkantriebs mit den oben genannten Konfigurationen und integrierter Sensorik. Der Laufroboter, in dem das Gelenk eingesetzt wird, stellt eine Demonstrations- und Versuchsplattform dar. Diese wird im Laufe aufbauender Forschungen zur Nachbildung der biomechanischen Lokomotion verwendet und hinsichtlich regelungstechnischer Aspekte optimiert [169].

Zur Validierung der Auslegungsmethodik und des Berechnungsmodells sowie zum Funktionsnachweis der Roboterbeine wurden Messungen unter Last durchgeführt und den errechneten Kennfeldern mit gleichem Momentenverlauf $M_{Extern}(\varphi)$ gegenübergestellt. Das Roboterbein wurde hierzu sowohl senkrecht, als auch horizontal befestigt und eine externe Gewichtslast von 5 kg am Fußendpunkt angebracht. Entsprechend der Konstruktion beträgt der Abstand von der Scharnierachse bis zum Schwerpunkt der externen Zuladung 625 mm. Je nach Anordnung, wird damit das zur Auslegung gewählte, maximale Beugemoment von mindestens -30 Nm sowohl im gestreckten Zustand, siehe Bild 82, als auch im gebeugten Zustand bei einer Winkelstellung von 0° , dargestellt in Bild 83, erreicht.

Die gezeigten Versuche wurden entsprechend den ausgearbeiteten Geschwindigkeitsäquivalenten, vergleiche Tabelle 10, bei mittlerer Geschwindigkeit $d\varphi/dt$ von $5^\circ/s$ und mit Haltezeiten von 60 s durchgeführt. Die Auswertung der Messdaten erfolgte wie in Abschnitt 6.2.4 beschrieben.

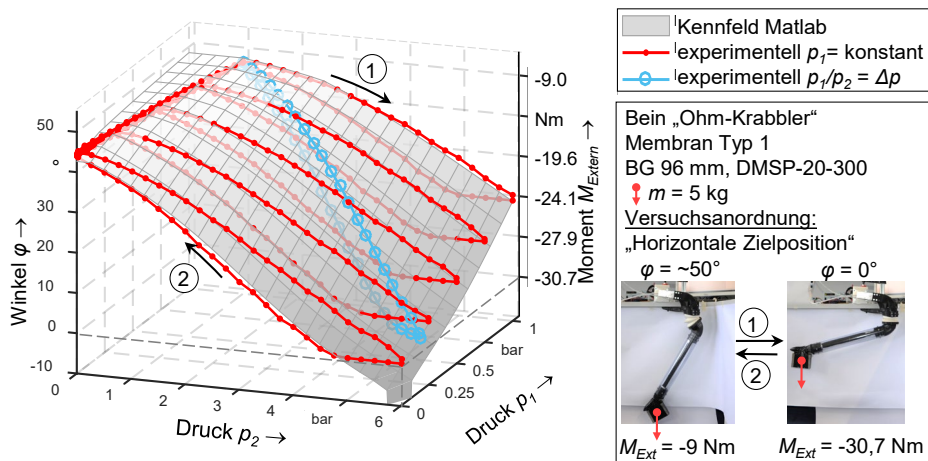


Bild 82: Validierung der Roboterbeine unter Last mit horizontaler Zielposition.

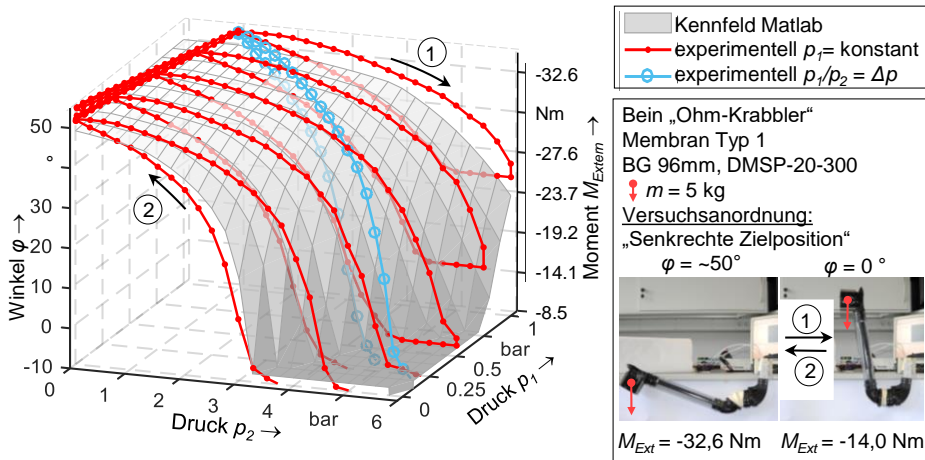


Bild 83: Validierung der Roboterbeine unter Last, in senkrechter Zielposition.

In Bild 83 übersteigt die Anfangsauslenkung zwar die errechnete Winkelstellung um etwa 4° , dies ist jedoch auf die Vorreckung des drucklosen Muskels unter maximaler Zugbelastung zurückzuführen. Wie in beiden Bildern ersichtlich, liegt die errechnete Mittelkurve bis auf diese Anfangsabweichung zwischen dem Be- und Entlastungsverlauf des Roboter gelenkes. Weiterhin ist in beiden Bildern der Winkelverlauf bei drehmomentunabhängiger Ansteuerung mit optimalem Druckverhältnis $\Delta p = -1/6$, entsprechend der Kennfeldanalysen aus Abschnitt 7.1, dargestellt. Auch hier befindet sich das errechnete, quasistatische Kennfeld zwischen den blauen, diagonal verlaufenden Messkurven. Darüber hinaus wird anhand der Versuchsergebnisse bestätigt, dass mit diesem Druckverhältnis der gesamte Winkelbereich abgefahren wird. Die Berechnungen sowie die Auslegungsmethodik gelten damit als validiert.

7.5 Ausblickende Ansätze zur Erweiterung des Prozessfensters und des Anwendungsbereichs

Abschließend zur vorliegenden Arbeit werden nun ausblickende Ansatzpunkte für weiterführende Forschungen aufgezeigt, um den Gelenkantrieb hinsichtlich der Erweiterung seiner Prozessfenster und des Anwendungsbereichs zu optimieren. Die Dauerfestigkeit der Gelenkmembran ist aktuell noch die größte Beschränkung, da die pneumatischen Muskeln des Herstellers Festo bereits industrietauglich sind und in der Robotik schon eingesetzt werden.

Der nächste Schritt ist es daher, die Lastspielzahlen und Nennbetriebsdrücke der Gelenkmembran signifikant zu steigern, um auch hier eine Dauerfestigkeit unter Erhaltung des Streckkennfeldes zu erreichen.

Basierend auf bisherigen Erkenntnissen werden dazu Möglichkeiten zur Reduzierung der Materialbelastung und damit zur Erweiterung der Prozessfenster vorgeschlagen. Die optimierten Membranen lassen sich dann, wie in Abschnitt 6.2.2 gezeigt, charakterisieren und als neuer Membrantyp ebenfalls in die vorhandene Auslegungsmethodik mit aufnehmen, vergleiche Bild 78. Hierzu sind verschiedene Möglichkeiten denkbar. Wie sich bei der Signifikanzanalyse in Abschnitt 7.2.1 herausstellte, lässt sich durch die Variation der Mittelradien r_1 und r_2 die Materialbelastung reduzieren, jedoch kaum eine Verbesserung des Drehwinkels erreichen. Die Wandstärke hingegen ermöglicht eine deutliche Steigerung des Winkelbereichs, hat jedoch ebenfalls Rückwirkungen auf die Materialbeanspruchung. Da diese Parameter sich gegenseitig beeinflussen, wird eine Optimierungsstudie zur Konfiguration dieser Parameter r_1 , r_2 und t_w hinsichtlich der Steigerung des Verhältnisses Winkel zu maximaler Dehnungsbelastung vorgeschlagen. Darüber hinaus kann ebenfalls eine Aufdickung der Wandung an den höchstbelasteten Stellen in Betracht gezogen werden. Der bisherige Grundsatz der parallelen Faltenform sollte aufrechterhalten bleiben, da davon ausgegangen werden muss, dass bei höheren Stückzahlen eine form- oder spritzgegossene Herstellung relevant ist und damit die Entformbarkeit gewährleistet bleiben muss. Neben der geometrischen Optimierung mit homogenem Material kann auch eine Verbesserung des Prozessfensters mittels Faserverstärkungen erreicht werden. Durch die Minimierung der Umfangsdehnung in Faserebene wird ein Aufblasen des Membrankörpers vermieden und eine Expansion der Membran rein durch Entfaltung erreicht. Hierzu bieten sich ebenfalls simulative Studien zur Bestimmung der Faserlage und Orientierung an.

Eine Verringerung der Hysterese ist ebenfalls durch werkstoffseitige Verbesserungen des Grundmaterials der Membran denkbar, die durch bessere viskoelastische Eigenschaften ein schnelleres Abklingverhalten besitzen. Somit reduzieren sich die geschwindigkeitsabhängigen Differenzen vom quasistatischen Kennfeld und die Ansteuerung beziehungsweise die Dynamik im Betrieb wird erleichtert.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Die natürliche Selektion ermöglichte es sowohl Pflanzen als auch Tieren Lösungen für verschiedenste Anforderungen zu entwickeln und diese durchgehend zu optimieren. Die Übertragung dieser Wirkweisen und Mechanismen aus der Biologie auf ähnliche, noch ungeklärte Problemstellungen in der Technik verspricht daher großes Potential für den technischen Fortschritt und vielfältige Innovationen greifen bereits auf biologische Vorbilder zurück. Kontinuierlich werden natürliche Funktionsprinzipien entdeckt, die zwar für technische Anwendungen prädestiniert sein können, aber deren Transfer bisher noch nicht erfolgen konnte.

Spinnenbeine sind ein solches Beispiel. Sie können als optimales Vorbild für Robotikantriebe dienen, da sie einerseits Leichtbau, Kompaktheit und Sensibilität sowie andererseits kraftvolle, dynamische Bewegungen in sich vereinen und dabei essentielle Grundanforderungen an technische Gelenkantriebe erfüllen. Deshalb wurden in dieser Arbeit aktuelle biologische Forschungsergebnisse zum Funktionsprinzip des Spinnenbeingelenkes analysiert und mit bestehenden technischen Aktuatoren in der Robotik verglichen. Mit den Analysen aus beiden Fachbereichen gelang es zwei entscheidende Aspekte zu identifizieren: einerseits begründen derzeitige biologische Untersuchungen die Effektivität des Spinnenbeins nicht, wie ursprünglich in der Biologie angenommen, in der fluidischen Streckung, sondern im antagonistischen Zusammenspiel aus fluidischer Streckung im Gelenkbereich und aktiv agierender Beugung, die von dezentral liegenden Muskeln eingeleitet wird. Andererseits konzentrierten sich bisherige bionische Robotikantriebe lediglich auf die Streckung als aktives Element. Eine ganzheitliche Übertragung des Funktionsprinzips, also die Umsetzung dieses antagonistischen Zusammenspiels aus Streckung und Beugung in einen bionischen Antrieb ist bisher noch nicht erfolgt und stellte den Fokus dieser Arbeit dar.

Der Transfer des biologischen Vorbilds in einen technischen Gelenkantrieb erfolgte anhand des Biology-Push-Prinzips entsprechend VDI 6220 und ISO 18458. In interdisziplinärer Zusammenarbeit mit Forschungseinrichtungen aus der Biologie wurden biomechanische Details mit Hilfe von REM- und Mikro-CT-Analysen genauer untersucht. Basierend auf den biologischen Analysen wurden relevante Gestaltungsprinzipien des Spinnenbeinmechanismus definiert und diese methodisch transferiert.

Mit diesem Vorgehen gelang es erstmals, das antagonistische Funktionsprinzip des Spinnenbeins in einer technischen Lösung zu realisieren und einen neuartigen bionischen Gelenkantrieb für die Robotik zu schaffen.

Die Streckung geschieht durch Expansion eines faltenbalgartigen Polyurethankörpers und die Beugung des Gelenkes durch einen pneumatischen Muskel aus faserverstärktem Elastomer, der in der Exoskelettröhre eines Gelenkgliedes integriert ist. Dieser Mechanismus führte zu einem europaweiten Patent [175], da das Prinzip auch aus technischer Sicht noch nicht existierte. Um ein genaues Verständnis des Betriebsverhaltens und damit eine technische Nutzung dieses neuartigen Gelenkantriebs zu ermöglichen, wurde eine mathematische Modellierung und experimentelle Verifikation des theoretischen Verhaltens dieses Gelenkaktuators realisiert. Die Kombination von zwei entgegengewirkenden Bauteilen mit nichtlinearem, viskoelastischem Verhalten stellt hierbei eine besondere Herausforderung für die Entwicklung eines allgemeingültigen, mathematischen Modells dar. Eine Herleitung von rein analytischen Formulierungen ist in diesem Fall nicht mehr möglich. Deshalb wurden sowohl die Streckung als auch die muskuläre Beugung basierend auf experimentellen Versuchen sowie aufbauenden numerischen Berechnungen zuerst als Einzeleinflüsse modelliert und verifiziert, um anschließend durch Verknüpfung der Approximationsansätze beider Einflüsse das Gesamtverhalten des Gelenkantriebs zu formulieren.

Die Modellierung des Anteils der Streckung, sowie die Auslegung eines Prozessfensters der dazu verwendeten Gelenkmembran, setzen eine genaue Kenntnis über das Verhalten des verwendeten Polyurethans UPX 8400 voraus. Nach der experimentellen Charakterisierung des Werkstoffs hinsichtlich zyklischer Dauerfestigkeit, sowie belastungsabhängigem Materialverhalten, wurden geeignete Parameter für die Materialmodelle zur viskoelastischen FE-Berechnung festgelegt und verifiziert. Darauf basierend erfolgte die Simulation der Gelenkmembran mit einer Festlegung der Prozessfenster für den Betrieb und einer Validierung des Verformungsverhaltens bei verschiedenen Geschwindigkeiten. Im Anschluss dazu wurde ein analytischer Näherungsansatz entwickelt und verifiziert, um das Streckverhalten anhand des Zusammenhanges aus Entfaltungswinkel, Drehmoment und Innendruck der Gelenkmembran mathematisch beschreibbar zu machen und in die Formulierung der Gesamtgleichung einzubinden. Neben der mathematischen Formulierung des Streckverhaltens ist die aufgezeigte sequenzielle Vorgehensweise ein Ergebnis dieses Abschnitts und kann ebenso auf andere elastomerartige Materialien sowie dreidimensionale Bauteile angewandt werden.

Der mathematischen Modellierung des Beugeverhaltens musste eine experimentelle Charakterisierung des Verhaltens der verwendeten pneumatischen Muskeln vorangestellt werden. Hierzu wurden die Einflüsse von druck- und lastgesteuerter Geschwindigkeit auf das Hystereseverhalten der Kontraktionsaktuatoren untersucht. Diese Stellglieder besitzen ein zeitabhängiges Verhalten, welches durch den anfänglich verwendeten Ansatz nicht ausreichend abgebildet werden kann. Daher wurde der Ansatz aus der Literatur, in Analogie zu Materialmodellen aus der viskoelastischen FE-Simulation, um einen dynamischen Anteil erweitert. Somit entstand ein analytisches Modell, basierend auf Mess- und Literaturdaten, das die bestehenden Gleichungen um die geschwindigkeitsabhängige Approximation des Hystereseverhaltens ergänzt. Diese Berechnungen konnten sowohl an einzelnen Muskeln verifiziert als auch im Beugeverhalten des Gelenkes bei verschiedenen Geschwindigkeiten validiert werden und stellen eine deutliche Verbesserung gegenüber dem Berechnungsansatz aus der Literatur dar. Eine Übertragbarkeit der geschaffenen Erweiterung auf diverse Muskellängen ist zulässig, somit kann das Modell auch für andere Anwendungen von pneumatischen Muskeln genutzt werden.

Nach der Validierung der modellierten Einflüsse aus Streckung und Beugung wurde die Gleichung zur Berechnung des Gesamtverhaltens mathematisch formuliert und experimentell verifiziert. Darüber hinaus wurden Sonderfälle, die sich aus der Kopplung beider Gegenspieler ergeben, hervorgehoben. Das Resultat ist ein mathematisches Gesamtmodell zur Berechnung der bionischen Spinnenbeintriebe.

Weiterhin soll eine breite Anwendbarkeit der Spinnenbeingelenke ermöglicht werden. Dazu müssen die Gelenkantriebe konfigurierbar sein, um auf verschiedenste Lastfälle passend ausgelegt werden zu können. Hierzu fanden Analysen zur Skalierung der Gelenkelemente statt. Aufbauend auf diesen Untersuchungen sowie bisherigen Erkenntnissen wurde eine Auslegungsmethodik erstellt. Mit dieser ist es nun möglich, abhängig vom geforderten Winkelbereich, dem zu bewältigenden, externen Moment sowie dem zur Verfügung stehenden Bauraum, sowohl die Gelenkmembran als auch den muskulären Antagonisten zu dimensionieren. Resultierend daraus ergeben sich mit dem verknüpften Berechnungsmodell das Gesamtkennfeld der erforderlichen Spinnenbeinkonfiguration sowie abgeleitete Richtwerte zur Ansteuerung und dem Betriebsverhalten des Gelenkantriebs.

Mit der Analyse, der Abstraktion und dem Transfer eines biologischen Funktionsprinzips wurde ein neuartiger Gelenkantrieb geschaffen. Der patentierte Mechanismus ist mittlerweile ingenieurtechnisch gereift. Aus

den Ergebnissen der wissenschaftlichen Ausarbeitung, welche sowohl die mathematische Modellierung als auch die versuchstechnische Verifikation beinhalten, wurden eine Auslegungsmethodik und Empfehlungen für den Betrieb abgeleitet. Eine beispielhafte Anwendung erfolgte in Form eines bionischen Beingelenkantriebs in einem Laufroboter. Mit diesem Roboterbein wurden sowohl die Auslegungsmethodik und damit auch die vorangegangene Berechnung des Gesamtkennfeldes validiert. Damit ist der Gelenkmechanismus als neues Antriebselement allgemeingültig anwendbar und in der Robotik als neuer Aktuator einsetzbar. Weitere Anwendungen in Gelenkrobotern sind im Bereich der Mensch-Roboter-Kollaboration denkbar. Basierend auf dem neuen Roboterbein konnten fortführende Forschungen angestoßen werden [191]. Diese Folgeuntersuchungen konzentrieren sich zuerst auf die Nutzung der inhärenten Nachgiebigkeit dieses Aktuators, um Sicherheitsaspekte bei der Mensch-Roboter-Zusammenarbeit auf natürliche Weise zu erfüllen. Darüber hinaus laufen werkstoffwissenschaftliche Forschungen mit dem Ziel der Erweiterung des Prozessfensters durch materialeitige Verbesserungen, um den industriellen Einsatz beispielsweise in Montage- und Assistenzrobotern zu ermöglichen. Außerdem werden regelungstechnische Modellierungen und Untersuchungen zur Optimierung der Positionsgenauigkeit und Dynamik durchgeführt, um daraus eine Methodik zur Ventil- und Regelparameterauslegung für diese pneumatischen Soft-Robotik-Gelenke zu entwerfen [192].

9 Summary and Outlook

The process of natural selection enabled plants and animals to develop and optimize solutions for various situations. Therefore, the biomimetic transfer of mechanisms and modes of action has great potential for technical developments, with solutions to many challenging engineering questions arising from investigating biological systems and adapting their principles into products or processes. Furthermore, there are numerous biological and functional principles which are predestined for technical applications, but are only now coming into execution, as modern technology and methods make the technical transfer feasible.

From a biomimetic point of view, biological spider legs are destined for robotic drives. They offer not only enhanced sensitivity with in a lightweight and compact design, yet also enable powerful and dynamic movements. This means that they can fulfil many necessary requirements for robotic actuators. For this reason, research regarding the biological function of the spider leg joints was analysed and compared against existing biomimetic implementations of current spider leg mechanisms in robotics. Collated analyses from both disciplines subsequently provided two significant characteristics. First, current biological research on the spider's leg shows that the advantages and efficiency do not come from the fluidic extension. They come however from the antagonistic interaction of fluidic stretching in the joint area and actively acting diffraction, which is initiated by decentralized muscles. Second, current biomimetic principles solely concentrate on the extension as the active element. A transfer of the functional principle, that is the implementation of the antagonistic interplay of stretching and diffraction in a bionic drive, has not yet taken place and is focussed in this work.

The transfer of the biological model into a technical pivot drive was carried out using the biology-push-principle according to VDI 6220 and ISO 18458. Biomechanical details were analysed using SEM and Micro-CT-investigations, in cooperation with biological research facilities. Based on these results, significant design principles were defined, which enabled a methodical transfer of the biological principle into the first complete biomimetic joint actuator for robotics that holistically represents the spider leg function.

The extension of the joint is done by the expansion of a bellow-like polyurethane structure, whilst the flexion is achieved with a pneumatic fibre-reinforced elastomer muscle that is integrated into the limb. Since this mechanism is novel to technical applications, a European patent [175] has been granted. Mathematical modelling and experimental verification of the theoretical behaviour was initially carried out to better understand the manner of operation of the actuator, and thus better enable the technical use of this innovative joint. This combination of two opposing elements with viscoelastic behaviour was challenging and the development of a general mathematical model was therefore not possible by only using an analytical approach. Therefore, both the extension and the muscular flexion were first modelled and verified as individual elements based on experimental data and constructive numerical calculations. They were then combined to formulate the entire behaviour of the joint drive.

Modelling the proportion of elongation, as well as the design process of the bellow-like membrane, demands explicit knowledge of the material's properties and behaviour of the utilised polyurethane. Experimental characterisation of the material with regard to structural durability and load depending material behaviour enabled the definition and verification of suitable parameters for finite element analysis. Based on this, the joint membrane was investigated through simulation-based analysis to define process parameters for operation and to validate the deformation at different speeds of movement. Moreover, approximations were defined and verified to mathematically describe the extension characteristics depending on the angle, the torque and the inner pressure of the joint membrane, which were then combined into one formula. The demonstrated sequential procedure is also a result of this chapter and can be applied for further elastomer-like materials and three-dimensional components.

Before mathematical modelling of the joint flexion was done, an experimental characterisation of the pneumatic muscle's behaviour had to be conducted. This was achieved by investigating the effect of pressure and load operated velocity on the hysteresis behaviour of the flexion actuator. As mentioned, these muscle actuators show a time-dependent behaviour, but this is not covered by the Sarosi model. Therefore, the existing approach from Sarosi was extended by a time dependent part, in parallel to the viscoelastic models from the FE-simulations.

The result is an analytical model based on experimental and literature data, which adds a velocity dependent approximation of the hysteresis behaviour to the existing formulas. These calculations were verified for different

velocities, with individual muscles and with the flexion movement of the joint and shows a significant improvement against the previous model. This approach can also be applied to other situations, as a transfer to different muscle lengths is permissible.

After validation of the modelled influences of extension and flexion, the entire behaviour of the joints was mathematically described and verified by experimental data, with special cases resulting from the coupling of both opposing components also being touched upon. This resulted in an entire mathematical model for calculating and dimensioning the biomimetic spider leg actuators.

The intent is to allow for a broad applicability of the spider leg joints. To achieve this, the articulated drives must be configurable, to enable them to be designed for the most varied load cases. Therefore, analyses on scaling the joint elements were carried out and a design method was developed based on the knowledge gained. Consequently, it is now possible, to dimension the joint membrane and the pneumatic muscle with regard to the necessary angle range, the required torque and the available space. This in turn enables the generation of the entire range of characteristics of the actuator and the derivation of general reference points for the operating behaviour.

With the analysis, abstraction and transfer of a biological functional principle, a new type of joint drive was created. By now, the patented mechanism is a well-engineered design. Based on this a scientific elaboration was made, which incorporates the mathematical modelling and verification, as well as the dimensioning and derivation of characteristics and reference points for a general applications. An example implementation was shown in form of a biomimetic joint actuator for an eight-legged walking robot. This robot leg was then used to validate both the design methodology and the previous calculation of the overall characteristic diagram. With the dimensioning process, the spider leg actuator is universally applicable and can be used as a novel actuator in robotics. Furthermore, applications in multi-joint robots are feasible and lead the way for the initiation of further research activities [191]. This research concentrates on the usage of the actuator's inherent flexibility, to fulfil safety requirements during human-robot interaction in an inherent way. Additionally, materials research is currently underway with the aim to enhance the actuator's process window through the improvement of the material endurance range and minimisation of the viscoelastic hysteresis effects. This would subsequently facilitate many industrial applications, for example the enhancement of assembly robots. Finally, control modelling and investigations are in motion with the

aim of optimizing the positional accuracy and dynamics to develop a methodology for valve and control parameter dimensioning for pneumatic soft robot joints [192].

Literaturverzeichnis

- [1] Keil, R.: Bionik Roadmap, Fraunhofer Umsicht 25/15, 2015
- [2] Woppowa, L.; Erb, R.: Zukunft der Bionik - Interdisziplinäre Forschung stärken und Innovationspotentiale nutzen, Positionspapier VDI und BOKON, Düsseldorf: VDI, 2012
- [3] VDI 6220:2012-12: Bionik - Konzeption und Strategie, Abgrenzung zwischen bionischen und konventionellen Verfahren/Produkten, Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf: Beuth, 2012
- [4] ISO 18458:2015-05: Bionik - Terminologie, Konzepte und Methodologie, International Organization for Standardization, Genf, Schweiz: ISO copyright office, 2015
- [5] Herstatt, C.; Schild, K.: Systematische Nutzung von Analogien bei der Entwicklung innovativer Produkte, Technische Universität Hamburg-Harburg, Arbeitspapier Nr. 28, 2004
- [6] Foelix, R.: Biology of Spiders, Oxford: Oxford University Press, 2011, 3. Auflage, ISBN 978-0-19-973482-5
- [7] Wirkner, C. S.; Huckstorf, K.: The Circulatory System of Spiders. In: Nentwig, W. (Hrsg.): Spider Ecophysiology, Heidelberg: Springer, 2013, S. 15-27
- [8] Paul, R.; Tiling, K.; Focke, P.; Linzen, B.: Heart and circulatory functions in a spider (*Eurypelma californicum*): the effects of hydraulic force generation, Journal of Comparative Physiology B 158 (1989)6, 673-687
- [9] Parry, A.; Brown, H.: The hydraulic mechanism of the spider leg, Journal of Experimental Biology 36 (1959)2, 423-433
- [10] Kropf, C.: Hydraulic System of Locomotion. In: Nentwig, W. (Hrsg.): Spider Ecophysiology, Heidelberg: Springer, 2013, S. 43-56
- [11] Sens, J.: Funktionelle Anatomie und Biomechanik der Laufbeine einer Vogelspinne (*Grammostola spatulata* F.O. Pickard-Cambridge), Universität des Saarlandes, Saarbrücken, Dissertation, 2006
- [12] Barth, F. G.: Sinne und Verhalten aus dem Leben einer Spinne, Berlin: Springer, 2001, ISBN 3-540-67716-X

- [13] Gasparetto, A.; Seidl, T.: Attaching mechanisms and strategies inspired by the spider's leg - Final Report European Space Agency, Udine, Italy, 2008
- [14] Palmgren, P.: The mechanism of the extrinsic coxal muscles of spiders, *Annales zoologici Fennici* (1981)18, 203–207
- [15] Gasparetto, A.; Vidoni, R.; Seidl, T.: Kinematic Study of the Spider Locomotor System in a Biomimetic Perspective. In: IEEE (Hrsg.): International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), Nizza, Frankreich, 2008, S. 3077–3082
- [16] Weihmann, T.; Karner, M.; Full, R. J.; Blickhan, R.: Jumping kinematics in the wandering spider *Cupiennius salei*, *Journal of Comparative Physiology A* 196 (2010)6, 421–438
- [17] Barth, F. G.: A spider's world - Senses and behavior, Berlin, New York: Springer, 2002, ISBN 9783540420460
- [18] Ehlers, M.: Untersuchungen über Formen aktiver Lokomotion bei Spinnen, *Zoologische Jahrbücher* 72 (1939)3, 373–497
- [19] Weihmann, T.; Gunther, M.; Blickhan, R.: Hydraulic leg extension is not necessarily the main drive in large spiders, *Journal of Experimental Biology* 215 (2012)4, 578–583
- [20] Blickhan, R.; Barth, F. G.: Strains in the exoskeleton of spiders, *Journal of Comparative Physiology A* (1985)157, 115–147
- [21] Blickhan, R.; Petkun, S.; Weihmann, T.; Karner, M.: Schnelle Bewegungen bei Arthropoden: Strategien und Mechanismen. In: Cruse, H. (Hrsg.): *Autonomes laufen*, Berlin: Springer, 2005, S. 19–45
- [22] Petrunkevitch, A.: Contributions to our knowledge of the anatomy and relationships of spiders, *Annals of the Entomological Society of America* 2 (1909)1, 11–20
- [23] Parry, A.: Spider Leg-muscles and the Autotomy Mechanism, *Quarterly Journal of Microscopical Science* 98 (1957)3, 331–340
- [24] Ellis, C.: The mechanism of extension in the legs of spiders, *Biological Bulletin* 86 (1944)1, 41–50
- [25] Wilson, R. S.: Some comments on the hydrostatic system of spiders (Chelicerata, Araneae), *Zeitschrift für Morphologie der Tiere* 68 (1970)4, 308–322

- [26] Stewart, D. M.; Martin, A. W.: Blood and fluid balance of the common tarantula, *Dugesia hentzi*, *Zeitschrift für Vergleichende Physiologie* 70 (1970)3, 223–246
- [27] Stewart, D. M.; Martin, A. W.: Blood pressure in the tarantula, *Dugesia hentzi*, *Journal of comparative physiology* 88 (1974)2, 141–172
- [28] Anderson, J.; Prestwich, K.: The Fluid Pressure Pumps of Spiders (Chelicerata, Araneae), *Zeitschrift für Morphologie der Tiere* 81 (1975)4, 257–277
- [29] Blickhan, R.: Dehnungen im Außenskelett von Spinnen, Goethe-Universität, Frankfurt am Main, Dissertation, 1983
- [30] Bohmann, L.; Blickhan, R.: Der hydraulische Mechanismus des Spinnenbeines und seine Anwendung für technische Probleme, *ZAMM - Zeitschrift für angewandte Mathematik & Mechanik* 78 (1996)2, 87–96
- [31] Zentner, L.: Modelling and Application of the Hydraulic Spider Leg Mechanism. In: Nentwig, W. (Hrsg.): *Spider Ecophysiology*, Heidelberg: Springer, 2013, S. 451–462
- [32] Siebert, T.; Weihmann, T.; Rode, C.; Blickhan, R.: *Cupiennius salei*: biomechanical properties of the tibia–metatarsus joint and its flexing muscles, *Journal of Comparative Physiology B* 180 (2010)2, 199–209
- [33] Parry, A.; Brown, H.: The Jumping Mechanism of Salticid Spiders, *Journal of Experimental Biology* 36 (1959)4, 654–665
- [34] Schultz, J.: Evolution of Locomotion in Anarchida: The Hydraulic Pressure Pump of the Giant Whipscorpion, *Journal of Morphology* 210 (1991)6, 13–31
- [35] Frank, H.: Untersuchungen zur funktionellen Anatomie der lokomotorischen Extremitäten von *Zygiella x-notata*, einer Radnetzspinne, Eberhard Karls Universität, Tübingen, Dissertation, 1957
- [36] Sensenig, A. T.: Mechanics of cuticular elastic energy storage in leg joints lacking extensor muscles in arachnids, *Journal of Experimental Biology* 206 (2003)4, 771–784
- [37] N.N.: Executive Summary - World Robotics WR 2017 - How robots conquer industry worldwide, IFR- International Federation of Robotics. URL: https://ifr.org/downloads/press/Presentation_PC_27_Sept_2017.pdf; [31.12.2015]

- [38] N.N.: Executive Summary - World Robotics WR 2017 - Service Robotics, IFR- International Federation of Robotics; [31.12.2015]
- [39] Haag, M.: Kollaboratives Arbeiten mit Robotern – Vision und realistische Perspektive. In: Hartmann, E. A. (Hrsg.): Zukunft der Arbeit in Industrie 4.0, Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2015, S. 59–65
- [40] Tanaka, H.; Yoshikawa, M.; Oyama, E.; Wakita, Y.; Matsumoto, Y.: Development of Assistive Robots Using International Classification of Functioning, Disability, and Health, Journal of Robotics (2013)5, 1–12
- [41] Petre, I.; Deaconescu, A.; Rogozea, L.; Deaconescu, T. I.: Orthopaedic Rehabilitation Device Actuated with Pneumatic Muscles, International Journal of Advanced Robotic Systems 11 (2014)7, 1–8
- [42] Jordan, M.; Pietrusky, D.; Mihajlov, M.; Ivlev, O.: Precise Position and Trajectory Control of Pneumatic Soft-Actuators for Assistance Robots and Motion Therapy Devices. In: IEEE (Hrsg.): 11th International Conference on Rehabilitation Robotics, Kyoto, Japan: IEEE, 2009, S. 663–668
- [43] Greef, A. de; Lambert, P.; Delchambre, A.: Towards flexible medical instruments: Review of flexible fluidic actuators, Precision Engineering 33 (2009)4, 311–321
- [44] Chakravathy, S.; Aditya, K.; Ghosal, A.: Development of Miniaturized Pneumatic Artificial Muscle for Surgical Device. In: Indian Institute of Science (Hrsg.): 1st International and 16th National Conference on Machines and Mechanisms, Roorkee, India: IIT, 2013, S. 339–345
- [45] Wegener, K.: Ein flexibles Greifsystem für Roboterassistenten im Haushalt, Universität, Stuttgart, Dissertation, 2007
- [46] DIN EN ISO 10218:2012-01: Industrieroboter Sicherheitsanforderungen, DIN - Normenausschuss, Berlin: Beuth, 2012
- [47] ISO 13482:2014-11: Robots and robotic devices - Safety requirements for personal care robots, International Organization for Standardization, Berlin: Beuth, 2014
- [48] 2011-02: Risk Assessment Recommendations According to Machinery Directive: Design of Workplaces with Collaborative Robots, N.N., Sankt Augustin: BG/BGIA Berufsgenossenschaftliches Institut für Arbeitsschutz, 2011

- [49] O'Neill, J.; Lu, J.; Dockter, R.; Kowalewski, T.: Design of a Stretchable, Flexible Smart Skin Sensor for Robotic Applications. In: IEEE (Hrsg.): International Conference on Robotics and Automation, Seattle, Washington, USA: IEEE, 2015, S. 624–629
- [50] Pedrocchi, N.; Vicentini, F.; Matteo, M.; Molinari, L.: Safe Human-Robot Cooperation in an Industrial Environment, International Journal of Advanced Robotic Systems 27 (2013)10, 1–13
- [51] Antonio Corrales Ramón, J.: Safe Human-Robot Interaction Based on Multi-Sensor Fusion And Dexterous Manipulation Planning, Universidad de Alicante, Ph.D. Thesis, 2011
- [52] Landkammer, S.; Morina, D.; Schneider, D.; Hornfeck, R.: Nachgiebige Industrieroboter mit bionischen Gelenken nach dem Vorbild der Spinne, VDI-Fachtagung für Industrielle Anwendungen der Bionik, Esslingen, 2015
- [53] Laschi, C.: Soft Robotics Research, Challenges, and Innovation Potential, Through Showcases. In: Verl, A.; Albu-Schäffer, A.; Brock, O.; Raatz, A. (Hrsg.): Soft robotics - Transferring theory to application, Heidelberg: Springer Verlag, 2015, S. 255–264
- [54] Gracia, E.; Arevalo, J.; Cestari, M.; Sanz-Merodio, D.: On the Technological Instantiation of a Biomimetic Leg Concept for Agile Quadrupedal Locomotion, Journal of Mechanisms Robotics 7 (2015)3, 1–12
- [55] Pescovitz, D.: Robots That Show Their Softer Side, Bloomberg Businessweek. URL: <http://www.businessweek.com/articles/2014-08-21/soft-robotics-research-snuggle-against-the-machine>; [01.03.2016]
- [56] Landkammer, S.; Winter, F.; Schneider, D.; Hornfeck, R.: Biomimetic Spider Leg Joints: A Review from Biomechanical Research to Compliant Robotic Actuators, Journal Robotics 3 (2016)5, 1–18
- [57] Rus, D.; Tolley, M. T.: Design, fabrication and control of soft robots, Nature 521 (2015)7553, 467–475
- [58] Trivedi, D.; Rahn, C. D.; Kier, W. M.; Walker, I. D.: Soft robotics: Biological inspiration, state of the art, and future research, Applied Bionics and Biomechanics 5 (2008)3, 99–117
- [59] Albanesi, A. E.; Fachinotti, V. D.; Pucheta, M. A.: A Review on Design Methods for Compliant Mechanisms, Mecánica Computacional (2010)29, 59–72

- [60] Zentner, L.; Böhm, V.; Minchenya, V.: On the new reversal effect in monolithic compliant bending mechanisms with fluid driven actuators, *Mechanism and Machine Theory* 44 (2009)5, 1009–1018
- [61] Cianchetti, M.; Mattoli, V.; Mazzolai, B.; Laschi, C.; Dario, P.: A new design methodology of electrostrictive actuators for bio-inspired robotics, *Sensors and Actuators B: Chemical* 142 (2009)1, 288–297
- [62] Mao, S.; Dong, E.; Xu, M.; Jin, H.; Li, F.; Yang, J.: Design and Development of Starfish-Like Robot: Soft Bionic Platform with Multi-Motion Using SMA Actuators. In: IEEE (Hrsg.): International Conference on Robotics and Biomimetics, Shenzhen, China: IEEE, 2013, S. 91–96
- [63] Werner, T.; Kargov, A.; Gaiser, I.; Bierbaum, A.; Schill, J.; Schulz, S.; Bretthauer, G.: Eine fluidisch angetriebene anthropomorphe Roboterhand, *at - Automatisierungstechnik* 58 (2010)12, 681–687
- [64] Lens, T.; Kunz, J.; Stryk, O. von: BioRob-Arm: A Quickly Deployable and Intrinsically Safe, Light-Weight Robot Arm for Service Robotics Applications. In: VDE; VDMA; IFR (Hrsg.): 41st International Symposium on Robotics and 6th German Conference on Robotics, München: VDE Verlag, 2010, S. 905–910
- [65] Boblan, I.; Schulz, A.; Bertrand, B.: A Compliant Lightweight Universal Joint Cascadable to a Multi-joint Kinematics - Tripedale Alternanzkaskade, TAK. In: Seyfarth, A. (Hrsg.): AMAM2013, Darmstadt, 2013
- [66] Bögelsack, G.: On Technomorphic Modelling and Classification of Biological Joints, *Theory Bioscience* (2000)119, 104–121
- [67] N.N.: Roboterarm BioRob, BioRob GmbH. URL: http://www.euroc-project.eu/index.php?id=technology_developer_bionicrobo; [26.01.2018]
- [68] Haegele, M.; Maufroy, C.; Kraus, W.; Siee, M.; Breuninger, J.: Musculoskeletal Robots and Wearable Devices on the Basis of Cable-driven Actuators. In: Verl, A.; Albu-Schäffer, A.; Brock, O.; Raatz, A. (Hrsg.): *Soft robotics - Transferring theory to application*, Heidelberg: Springer Verlag, 2015, S. 42–53
- [69] Mohd Jani, J.; Leary, M.; Subic, A.; Gibson, M. A.: A review of shape memory alloy research, applications and opportunities, *Materials & Design* 56 (2014)-, 1078–1113

- [70] Brochu, P.; Pei, Q.: Dielectric Elastomers for Actuators and Artificial Muscles. In: Rasmussen, L. (Hrsg.): *Electroactivity in polymeric materials*, New York: Springer, 2012, S. 1–56
- [71] Hager, M. D.; Bode, S.; Weber, C.; Schubert, U. S.: Shape memory polymers, *Progress in Polymer Science* 49 (2015)-, 3–33
- [72] Marchese, A. D.; Katzschmann, R. K.; Rus, D.: A Recipe for Soft Fluidic Elastomer Robots, *Soft Robotics* 2 (2015)1, 7–25
- [73] Bao, G.; Cai, S.; Wang, Z.; Huang, P.; Zhang, L.: Flexible Pneumatic Robotic Actuator FPA and Its Applications. In: IEEE (Hrsg.): *International Conference on Robotics and Biomimetics*, Shenzhen, China: IEEE, 2013, S. 867–872
- [74] Comber, D. B.; Slightam, J. E.; Barth, E. J.; Gervasi, V. R.; Webster, R. J.: Design and Precision Control of an MR-Compatible Flexible Fluidic Actuator. In: ASME (Hrsg.): *BATH 2013*, Sarasota, USA: ASME, 2014, S. 1–9
- [75] Kim, S.; Laschi, C.; Trimmer, B.: Soft robotics: a bioinspired evolution in robotics, *Trends in Biotechnology* 31 (2013)5, 287–294
- [76] Menciassi, A.; Gorini, S.; Pernorio, P.; Dario, P.: A SMA actuated artificial earthworm. In: IEEE (Hrsg.): *International Conference on Robotics and Automation*, New Orleans, USA: IEEE, 2004, S. 3282–3287
- [77] Hogget, R.: *Cyberneticzoo - 1957 - “Artificial Muscle” - Joseph Laws McKibben*. URL: <http://cyberneticzoo.com/bionics/1957-artificial-muscle-joseph-laws-mckibben-american/>; [04.03.2016]
- [78] Gaiser, I.; Schulz, S.; Breitwieser, H.; Brethauer, G.: Enhanced Flexible Fluidic Actuators for Biologically Inspired Lightweight Robots with Inherent Compliance. In: IEEE (Hrsg.): *International Conference on Robotics and Biomimetics*, Tianjin, China: IEEE, 2010
- [79] N.N.: *Fluidic Muscle DMSP/MAS - Product- Catalogue*, Festo GmbH. URL: http://www.festo.com/cat/de_de/data/doc_de/PDF/DE/DMS_P-MAS_DE.PDF; [18.02.2014]
- [80] Daerden, F.; Lefeber, D.: Pneumatic Artificial Muscles: actuators for robotics and automation, *European journal of Mechanical and Environmental Engineering* (2000)47, 10–21
- [81] Tondu, B.; Lopez, P.: Modeling and Control of McKibben Artificial Muscle Robot Actuators, *IEEE Control Systems Magazine* 20 (2000)2, 15–38

- [82] Boblan, I.: Modellbildung und Regelung eines fluidischen Muskel-paares, Technische Universität, Berlin, Dissertation, 2009
- [83] Andrikopoulos, G.; Nikolakopoulos, G.; Manesis, S.: A Survey on Applications of Pneumatic Artificial Muscles. In: Control Systems Society; Robotics and Automation Society (Hrsg.): 19th Mediter-ranean Conference on Control & Automation, Corfu, Greece: IEEE, 2011, S. 1439–1446
- [84] Daerden, F.; Lefeber, D.; Verrelst, R.: Pleated pneumatic artificial muscles: compliant robotic actuators. In: IEEE/RSJ (Hrsg.): Interna-tional Conference on Intelligent Robots and Systems, Maui, Hawaii, USA: IEEE, 2001, S. 1958–1963
- [85] Yarlott, J. M.: Fluid Actuator, 3,645,173, United States Patent, 1972
- [86] Immega, G.; Kukolj, M.: Axially Contractable Actuator, 4,939,982, United States Patent, 1990
- [87] N.N.: Shadow Air Muscles - Product- Catalogue, Shadow Robot Com-pany. URL: <http://www.shadowrobot.com/products/air-muscles/>; [18.02.2014]
- [88] Chou, C.-P.; Hannaford, B.: Static and dynamic characteristics of McKibben pneumatic artificial muscles. In: IEEE (Hrsg.): Internatio-nal Conference on Robotics and Automation (ICRA), San Diego, California, USA: IEEE Computer Society Press, 1994, S. 281–286
- [89] Sarosi, J.; György, L.: Comparison of Static Force Exerted by Fluidic Muscle and Shadow Air Muscle, *Analecta technica Szegedinensia* 9 (2015)3, 15–19
- [90] Moučka, M.: Mechanics of pneumatic artificial muscle, *Journal of applied science in the thermodynamics and fluid mechanics* 3 (2009)2, 1–6
- [91] Sarosi, J.; Szepe, T.; Gyeveki, J.: New Mathematical Model for Pneu-matic Artificial Muscles, *Hungarian Agricultural Engineering* 22 (2009)1, 49–52
- [92] Ramasamy, R.; Juhari, M. R.; Mamat, M. R.: An Application of Finite Element Modelling to Pneumatic Artificial Muscle, *American Journal of Applied Sciences* 2 (2005)11, 1504–1508
- [93] Tondu, B.: Modelling of the McKibben artificial muscle: A review, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 23 (2012)3, 225–253

- [94] Kerscher, T.; Albiez, J.; Zöllner, M.; Dillman, R.: Evaluation of the Dynamic Model of Fluidic Muscles using Quick-Release. In: IEEE (Hrsg.): International Conference on Biomedical Robotics and Bio-mechatronics, Pisa, Italy: IEEE, 2006, S. 637–642
- [95] Sarosi, J.: Static Force Model of Pneumatic Artificial Muscles. In: Fürstner, I.; Anišić, Z. (Hrsg.): 2nd Conference for Mechatronics in Practise and Education, Subotica, Serbia, 2013, S. 65–70
- [96] Tri Vo Minh; Tegoeh Tjahjowidodo; Herman Ramon; Hendrik Van Brussel: Control of a Pneumatic Artificial Muscle (PAM) with Model-Based Hysteresis Compensation. In: IEEE/ASME (Hrsg.): International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics- AIM, Singapore: IEEE, 2009, S. 1082–1087
- [97] Aschemann, H.; Schindele, D.: Comparison of Model-Based Approaches to the Compensation of Hysteresis in the Force Characteristic of Pneumatic Muscles, IEEE Transaction on Industrial Electronics 61 (2014)7, 3620–3629
- [98] Tóthová, M.; Hošovský, A.: Dynamic Simulation Model of Pneumatic Actuator with Artificial Muscle. In: IEEE (Hrsg.): 11th International Symposium on Applied Machine Intelligence and Informatics (SAMII), Herľany, Slovakia: IEEE, 2013, S. 47–51
- [99] Sarosi, J.: Newest Approach to Modeling Hysteresis in the Force-Contraction Cycle of Pneumatic Artificial Muscle, Bulletin of Engineering 5 (2012)4, 63–66
- [100] Anh, Ho Pham Huy; Ahn, K. K.: Hybrid control of a pneumatic artificial muscle (PAM) robot arm using an inverse NARX fuzzy model, Engineering Applications of Artificial Intelligence 24 (2011)4, 697–716
- [101] Shen, X.: Nonlinear model-based control of pneumatic artificial muscle servo systems, Control Engineering Practice 18 (2010)3, 311–317
- [102] Zentner, L.: Fluidisch angetriebenes stoffschlüssiges Gelenkelement, DE000010316959A1, Deutsches Patent, 2004
- [103] Schwörer, M.; Kohl, M.; Menz, W.: Fluidic Microjoints Based On Spider Legs. In: Borgmann, H. (Hrsg.): 6th International Conference on New Actuators, Bremen, Germany: Messe Bremen GmbH, 1998, S. 103–106

- [104] Konishi, S.; Nokata, M.; Tsutsumi, H.: Pneumatic Micro Hand and Miniaturized Parallel Link Robot for Micro Manipulation Robot System. In: IEEE (Hrsg.): International Conference on Robotics and Automation, Orlando, FL, USA: IEEE, 2006, S. 1036–1041
- [105] Volder, M. de; Reynaerts, D.: Pneumatic and Hydraulic Microactuators: A Review, Journal of Micromechanics and Microengineering 20 (2010)4, 43001
- [106] Bousoo, D. E.: Bellow Devices, 3.495.502, United States Patent, 1970
- [107] Sigmon, J. W.: Rotary Motion Valve and Actuator, 3.977.648, United States Patent, 1976
- [108] Ivlev, O.: Hochinnovatives Baukastensystem für gelenkige Leichtbauroboter mit flexiblen Servo-Fluidaktoren, Universität Bremen, Schlussbericht zum AiF-Forschungsvorhaben, 2012
- [109] Schulz, S.: Eine neue Adaptiv-Hand-Prothese auf der Basis flexibler Fluidaktoren, Universität, Karlsruhe, Dissertation, 2003
- [110] Pylatiuk, C.; Kargov, A.; Gaiser, I.; Schulz, S.; Bretthauer, G.: Design of a Flexible Fluidic Actuation System for a Hybrid Elbow Orthosis. In: IEEE (Hrsg.): 11th International Conference on Rehabilitation Robotics, Kyoto, Japan: IEEE, 2009, S. 167–171
- [111] N.N.: Balgzylinder für Pneumatik, Continental AG.
URL: http://www.contitech.de/pages/produkte/luftfedersysteme/lufe-industrie/lufe-industrie_de.html; [24.07.2016]
- [112] N.N.: Balgzylinder - Bellows actuator EB - Technical data, Festo GmbH.
URL: https://www.festo.com/cat/en_us/data/doc_enus/PDF/US/EB_ENUS.PDF; [30.03.17]
- [113] Ivlev, O.: Soft Fluidic Actuators of Rotary Type for Safe Physical Human-Machine Interaction. In: IEEE (Hrsg.): 11th International Conference on Rehabilitation Robotics, Kyoto, Japan: IEEE, 2009, S. 1–5
- [114] Gaiser, I.; Weigand, O.; Ivlev, O.; Andres, A.; Breitwieser, H.; Schulz, S.; Bretthauer, G.: Compliant Robotics and Automation with Flexible Fluidic Actuators and Inflatable Structures - Chapter 22. In: Berselli, G.; Vertechy, R.; Vassura, G. (Hrsg.): Smart Actuation and Sensing Systems - Recent Advances and Future Challenges, London: INTECH open science, 2012, S. 567–608

- [115] N.N.: Materialise Grippers for Assembly Line Automation, Materialise GmbH. URL: <http://www.surgeonsoftware.com/cases/materialise-grippers-for-assembly-line-automation>; [28.10.2017]
- [116] Wilson, J.; Inou, N.: Bellows-type Springs for Robotics. In: JSSE (Hrsg.): 60th Anniversary International Symposium, Nagoya, Japan: JSSE, 2007, S. 109–119
- [117] Udupa, G.; Sreedharan, P.; Sai Dinesh, P.; Kim, D.: Asymmetric Bellow Flexible Pneumatic Actuator for Miniature Robotic Soft Gripper, *Journal of Robotics* 2014 (2014)-, 1–11
- [118] Böhm, V.: Bionisch inspirierte monolithische Gelenkelemente mit fluidmechanischem Antrieb, Technische Universität, Ilmenau, Dissertation, 2005
- [119] Miroslav Mihajlov, Matthias Hübner, Oleg Ivlev, Axel Gräser: Modeling and Control of Fluidic Robotic Joints with Natural Compliance. In: IEEE (Hrsg.): International Symposium on Computer-Aided Control Systems Design, München: IEEE, 2006
- [120] Miroslav Mihajlov, Oleg Ivlev, Axel Graeser: Modelling and Identification for Control Design of Compliant Fluidic Actuators with Rotary Elastic Chambers: Hydraulic Case Study. In: IFAC (Hrsg.): 17th World Congress of the International Federation of Automatic Control, Seoul, Korea: Elsevier Science, 2008
- [121] Kargov, A.; Werner, T.; Pylatiuk, C.; Schulz, S.: Development of a miniaturised hydraulic actuation system for artificial hands, *Sensors and Actuators A: Physical* 141 (2008)2, 548–557
- [122] Böhm, V.; Zentner, L.: Stoffschlüssige Gelenke nach biologischem Vorbild. In: Urbancsek, T.; Ginzler, J. (Hrsg.): 14. Frühlingsakademie, München, 2002, S. 19–27
- [123] Zentner, L.; Böhm, V.: On the Mechanical Compliance of Technical Systems. In: Gokcek, M. (Hrsg.): Mechanical Engineering, London: INTECH open science, 2012, S. 341–352
- [124] Menon, C.; Lira, C.: Active articulation for future space applications inspired by the hydraulic system of spiders, *Bioinspiration & Biomimetics* 1 (2006)2, 52–61
- [125] Schulz, S.: Fluid Actuator, EP 1 519 055 B1, Europäisches Patent, 2005
- [126] Becker, R.; Ondratschek, K.: Self-Propelling Platform, WO002012159737A1, Internationales Patent, 2012

- [127] Breuninger, J.; Becker, R.; Wolf, A.; Rommel, S.; Verl, A.: Generative Fertigung mit Kunststoffen - Konzeption und Konstruktion für Selektives Lasersintern, Berlin, Heidelberg: Springer, 2013, ISBN 978-3-642-24324-0
- [128] Spröwitz, A.; Göttler, C.; Sinha, A.; Caer, C.; ÖtzeKin, U.; Petersen, K.; Sitti, M.: Scalable Pneumatic and Tendon Driven Robotic Joint Inspired by Jumping Spiders. In: IEEE (Hrsg.): International Conference of Robotics and Automation (ICRA), Singapore, 2017, S. 64-70
- [129] Hossain, M.; Steinmann, P.: More hyperelastic models for rubber-like materials, Journal of the Mechanical Behavior of Materials 22 (2013)1, 1-24
- [130] Stommel, M.; Korte, W.; Stojek, M.: FEM zur Berechnung von Kunststoff- und Elastomerbauteilen, München: Hanser, Carl, 2011, ISBN 978-3-446-42124-0
- [131] Fritsch, A.: Modellierung hyperelastischer Werkstoffe (Elastomere), Cadfem GmbH, Präsenzseminar Leinfelden-Echterdingen, Schulungsunterlagen, 2014
- [132] Sasso, M.; Palmieri, G.; Chiappini, G.; Amodio, D.: Characterization of hyperelastic rubber-like materials by biaxial and uniaxial stretching tests based on optical methods, Polymer Testing 27 (2008)8, 995-1004
- [133] N.N.: Lecture 5: Viscoelasticity. In: Ansys Inc. (Hrsg.): Ansys Mechanical Advanced Nonlinear Materials - Theory Guide, 16.0 Release, 2016
- [134] Yeoh, O. H.: Characterization of Elastic Properties of Carbon-Black-Filled Rubber Vulcanizates, Rubber Chemistry and Technology 63 (1990)5, 792-805
- [135] Bergström, J.: Mechanics of solid polymers - Theory and computational modeling, Amsterdam: Elsevier, 2015, 1st Edition, ISBN 978-0-323-31150-2
- [136] Arruda, E. M.; Boyce, M. C.: A three-dimensional constitutive model for the large stretch behavior of rubber elastic materials, Journal of the Mechanics and Physics of Solids 41 (1993)2, 389-412

- [137] Grambow, A.: Bestimmung der Materialparameter gefüllter Elastomere in Abhängigkeit von Zeit, Temperatur und Beanspruchungszustand, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule, Aachen, Dissertation, 2002
- [138] Batal, J.: Charakterisierung der mechanischen Grenzschicht in Polymer-Metall-Klebungen, Universität des Saarlandes, Saarbrücken, Dissertation, 2011
- [139] Wehlack, C.: Chemische Struktur und ihre Entstehung in dünnen Epoxid- und Polyurethanschichten, Universität des Saarlandes, Saarbrücken, Dissertation, 2008
- [140] Bonart, R.; Müller-Riederer, G.: Modellvorstellungen zur Molekülorientierung in gedehnten segmentierten Polyurethan Elastomeren, *Colloid and Polymer Science* 259 (1981)9, 926–936
- [141] Prisacariu, C.: Polyurethane elastomers - From morphology to mechanical aspects, Wien, New York: Springer, 2011, ISBN 978-3-7091-0513-9
- [142] Qi, H. J.; Boyce, M. C.: Stress-Strain Behavior of Thermoplastic Polyurethane, *Mechanics of Materials* (2005)37, 817–839
- [143] Diani, J.; Fayolle, B.; Gilormini, P.: A review on the Mullins effect, *European Polymer Journal* 45 (2009)3, 601–612
- [144] DIN 53535:1982-03: Prüfung von Kautschuk und Elastomeren - Grundlagen für dynamische Prüfverfahren, DIN - Normenausschuss, Berlin: Beuth, 1982
- [145] Yi, J.; Boyce, M. C.; Lee, G. F.; Balizer, E.: Large deformation rate-dependent stress-strain behavior of polyurea and polyurethanes, *Polymer* 47 (2006)1, 319–329
- [146] Grellmann, W.; Seidler, S.: *Polymer Testing*, München: Hanser Verlag, 2013, 2. Ausgabe, ISBN 978-1-56990-548-7
- [147] Bergström; S, J.: Large strain time-dependent behavior of elastomeric materials, Institute of Technology, Massachusetts, Dissertation, 1999
- [148] DIN EN ISO 527-1:2012-06: Kunststoffe - Bestimmung der Zugeigenschaften, DIN - Normenausschuss, Berlin: Beuth, 2012
- [149] Sedlan, K.: Viskoelastisches Materialverhalten von Elastomerwerkstoffen: Experimentelle Untersuchung und Modellbildung, Universität Gesamthochschule, Kassel, Dissertation, 2000

- [150] Michaeli, W.; Schmachtenberg, E.: Simulation des nicht-linear viskoelastischen Werkstoffverhaltens von Kunststoffmodellen mit dem 3D-Deformationsmodell, *Journal of Plastics Technology* 2 (2006)5, 1–24
- [151] Bergström, J.; Boyce, M. C.: Constitutive Modeling of the Large Strain Time-Dependent Behavior of Elastomers, *Journal of Mechanics and Physics of Solids* (1998)46, 931–951
- [152] Bergström, J.: Bergstrom-Boyce Model - Model Theory, Veryst Engineering LLC. URL: <https://polymerfem.com/articles/material-models/bergstrom-boyce-model-aa/25176-bb-model>; [23.08.2016]
- [153] Bergström, J.; Boyce, M. C.: Constitutive modeling of the time-dependent and cyclic loading of elastomers and application to soft biological tissues, *Mechanics of Materials* (2001)33, 523–530
- [154] N.N.: Lecture 6: Advanced Models. In: Ansys Inc. (Hrsg.): *Ansys Mechanical Advanced Nonlinear Materials - Theory Guide*, 16.0 Release, 2016
- [155] Ogden, R. W.; Roxburgh, D. G.: A pseudo-elastic model for the Mullins effect in filled rubber, *Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* 455 (1999)1988, 2861–2877
- [156] Qi, H. J.; Boyce, M. C.: Constitutive model for stretch-induced softening of the stress-stretch behavior of elastomeric materials, *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 52 (2004)10, 2187–2205
- [157] Rickaby, S. R.; Scott, N. H.: A cyclic stress softening model for the Mullins effect, *International Journal of Solids and Structures* 50 (2013)1, 111–120
- [158] Dalrymple, T.; Puergstaller, A.: Calibration of advanced material models for elastomers. In: Lion, A. (Hrsg.): *10th European Conference on Constitutive Models for Rubbers*, München, 2017
- [159] DIN ISO 18458:2016-08: Bionik - Terminologie, Konzepte und Methodik, DIN - Normenausschuss, Berlin: Beuth, 2016
- [160] DIN 53504:2009-10: Prüfung von Kautschuk und Elastomeren - Bestimmung von Reißfestigkeit, Zugfestigkeit, Reißdehnung und Spannungswerten im Zugversuch, DIN - Normenausschusses Materialprüfung (NMP), Berlin: Beuth, 2009
- [161] DIN EN ISO 527-2:2012-06: Kunststoffe - Bestimmung der Zugeigenschaften, DIN - Normenausschuss, Berlin: Beuth, 2012

- [162] N.N.: Silikon-Vakuumguss, Leotech GmbH. URL: <http://www.leotech.de/Silikon-Vakuumguss.pdf>; [25.07.2016]
- [163] N.N.: UPX 8400 3K PUR Vakuumgiessharz - Materialdatenblatt, Axson Technologies Co., Ltd., 2012
- [164] N.N.: Arduino s.r.l. URL: <https://www.arduino.cc/>; [10.05.2017]
- [165] N.N.: ABS-M30 Production-Grade Thermoplastic for Fortus 3D-Production Systems, Stratasys Inc., 2013
- [166] N.N.: CL 30AL-31AL Aluminiumlegierungen - Materialdatenblatt, Concept Laser GmbH, 2017
- [167] Landkammer, S.; Valek, R.; Morina, D.; Lusic, Mario; Hornfeck, R.: Open Bionic Innovation. In: Gausemeier, J. (Hrsg.): 10. Symposium für Vorausschau und Technologieplanung, Berlin: HNI, Heinz-Nixdorf-Institut, 2014, S. 295–315
- [168] Wang, Z.; Wang, J.; Ji, A.; Li, H.; Dai, Z.: Movement behavior of a spider on a horizontal surface, Chinese Science Bulletin 56 (2011)25, 2748–2757
- [169] Winter, F.; Schneider, D.; Landkammer, S.; Hornfeck, R.; Heß, P.; Paetzold, K.: Robustheitssteigerung von Laufrobotern bezüglich der Unebenheit des Terrains. In: Krause, D.; Paetzold, K.; Wartzack, S. (Hrsg.): DfX-Symposium, Bamberg: TuTech Verlag, 2017, S. 87–98
- [170] Biancardi, C. M.; Fabrica, C. G.; Polero, P.; Loss, J. F.; Minetti, A. E.: Biomechanics of octopedal locomotion: kinematic and kinetic analysis of the spider *Grammostola mollicoma*, Journal of Experimental Biology 214 (2011)20, 3433–3442
- [171] Nock, M.: Biegeumformen mit Elastomerwerkzeugen - Modellierung, Prozessauslegung und Abgrenzung des Verfahrens am Beispiel des Rohrbiegens. In: Geiger, M.; Feldmann, K. (Hrsg.): Fertigungstechnik Erlangen, Band 155, Bamberg: Meisenbach, 2005
- [172] Barthold, U.: Dichtungen effektiv und praxisnah simulieren mit ANSYS Workbench, Cadfem GmbH & ANSYS Competence Center FEM, Präsenzseminar Leinfelden-Echterdingen, Schulungsunterlagen, 2014
- [173] Hesse, S.: Der Fluidic Muscle, Festo GmbH, Esslingen: Blue Digest on Automation, 2003

- [174] Landkammer, S.; Hornfeck, R.: Drehantrieb, DE 10 2013 114 660 B4, Deutsches Patent, 2015
- [175] Landkammer, S.; Hornfeck, R.: Drehantrieb, EP 2 902 642 B1, Europäisches Patent, 2017
- [176] N.N.: NinjaFlex 3D Printing Filament - Technical Specifications, NinjaTeK Ltd., 2016
- [177] N.N.: Gummiarten und Gummi-Eigenschaften, Marotech GmbH. URL: <http://www.marotech.de/technische-hinweise/gummiarten-und-gummi-eigenschaften.html>; [25.04.2017]
- [178] Köhler, E.: Hyperelastische Elastomere, KU Elastomere 90 (2000)11, 66–71
- [179] Meunier, L.; Chagnon, G.; Favier, D.; Orgéas, L.; Vacher, P.: Mechanical experimental characterisation and numerical modelling of an unfilled silicone rubber, Polymer Testing 27 (2008)6, 765–777
- [180] Sonsino, C. M.: Betriebsfestigkeit — Eine Einführung in die Begriffe und ausgewählte Bemessungsgrundlagen, MP Materials Testing 50 (2008)1-2, 77–90
- [181] N.N.: ANSYS Mechanical APDL Element Reference - 15.0 Release, Ansys Inc., 2013
- [182] Nelson, T.: Dichtungen effektiv und praxisnah simulieren mit ANSYS Workbench. In: Cadfem GmbH (Hrsg.): ANSYS Conference 32. CADFEM Users' Meeting, Nürnberg-Messe, 2014, S. 1–92
- [183] N.N.: Quick Start for Dynamixel Pro - v1.00b, Robotis. URL: http://www.robotis.com/download/doc/Dynamixel_pro/Dynamixel-Pro%20Quick%20Start_en.pdf; [14.11.2017]
- [184] Landkammer, S.; Winter, F.; Schneider, D.; Hornfeck, R.: Simulative Auslegung von Soft-Robotik-Gelenken auf Basis hyperelastischer PU-Werkstoffe. In: CADFEM (Hrsg.): CADFEM ANSYS Simulation Conference, Nürnberg: CADFEM GmbH, 2016, S. 1–11
- [185] Michaeli, W.; Schobel, A.: Ermittlung von Belastungsgrenzen von Thermoplastischen Elastomeren unter mehrachsigen Beanspruchungszuständen, Kautschuk Gummi Kunststoffe (2010)1, 25–29
- [186] Pilz, S.: Multibody Dynamics: Rigid and Flexible Methods, ANSYS Advantage 2 (2008)4, 40–42

- [187] Sarosi, J.: New Approximation Algorithm for the Force of Fluidic Muscles. In: IEEE (Hrsg.): 7th International Symposium on Applied Computational Intelligence and Informatics, Timisora: IEEE, 2012, S. 229–233
- [188] Sarosi, J.: Modelling the Static and Dynamic Operation of Pneumatic Artificial Muscles and Their Accurate Positioning, Szent Istvan University, Szeged / Hungary, Dissertation, 2013
- [189] Landkammer, S.; Schneider, D.; Winter, F.; Heß, P.; Hornfeck, R.: Static Modeling of an Antagonistic Pneumatic Actuator for Robotic Applications. In: IEEE (Hrsg.): ECMSM₂₀₁₅ -Electronics, Control, Measurement, Signals and their Application to Mechatronics, Liberec, Czech: IEEE, 2015
- [190] N.N.: Laser Sintering Material Properties TPU 92A, Materialise GmbH, 2015
- [191] N.N.: „BioFlexRobot“: Weiche Gelenke machen Roboter sicherer, idw - Informationsdienst Wissenschaft. URL: <http://www.innovations-report.de/html/berichte/energie-elektrotechnik/bioflexrobot-wei-che-gelenke-machen-roboter-sicherer.html>; [14.11.2017]
- [192] Winter, F.; Rücker, D.; Landkammer, S.; Hornfeck, R.; Heß, P.; Paetzold, K.: Physical Modelling of an Antagonistic Pneumatic Pivot Drive. In: IEEE (Hrsg.): 23rd International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics, Miedzydroje, 2018, im Erscheinen.

Verzeichnis promotionsbezogener, eigener Publikationen

- [P1] Winter, F.; Rücker, D.; Landkammer, S.; Hornfeck, R.; Heß, P.; Paetzold, K.: Physical Modelling of an Antagonistic Pneumatic Pivot Drive. In: IEEE (Hrsg.): Proceedings of the MMAR 2018, 23rd International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics, Miedzyszdroje, 2018
- [P2] Landkammer, S.; Hornfeck, R.: Drehantrieb. Europäisches Patent EP 2 902 642 B1, Technische Hochschule Nürnberg Georg Simon Ohm (Anm.), 2014
- [P3] Winter, F.; Schneider, D.; Landkammer, S.; Hornfeck, R.; Heß, P.; Paetzold, K.: Robustheitssteigerung von Laufrobotern bezüglich der Unebenheit des Terrains. In: Krause, D.; Paetzold, K.; Wartzack, S. (Hrsg.): Design for X, DfX-Symposium, Bamberg: TuTech Verlag, 2017, 87–98
- [P4] Winter, F.; Landkammer, S.; Hornfeck, R.; Heß, P.; Paetzold, K.: Optimized Leg Proportion to Enhance Rough Terrain Mobility of a Biomimetic Walking Robot. In: Rodić, A.; Borangiu, T. (Hrsg.): Advances in Robot Design and Intelligent Control, 25th Conference on Robotics in Alpe-Adria-Danube Region, Belgrad/ Serbien: Springer Verlag, 2017, 320–327
- [P5] Landkammer, S.; Winter, F.; Schneider, D.; Hornfeck, R.: Biomimetic Spider Leg Joints: A Review from Biomechanical Research to Compliant Robotic Actuators. Journal Robotics 3 (2016) 5, 1–18
- [P6] Landkammer, S.; Winter, F.; Schneider, D.; Hornfeck, R.: Simulative Auslegung von Soft-Robotik-Gelenken auf Basis hyperelastischer PU-Werkstoffe. In: CADFEM (Hrsg.): Tagungsband 34. CADFEM ANSYS Simulation Conference, CADFEM ANSYS Simulation Conference, Nürnberg: CADFEM GmbH, 2016, 1–11
- [P7] Landkammer, S.; Schneider, D.; Winter, F.; Hornfeck, R.: Simulationsbasiertes Vorgehen zur anwendungsbasierten Variantenauslegung hyperelastischer, bionischer Gelenkantriebe. In: Krause, D.; Paetzold, K.; Wartzack, S. (Hrsg.): Beiträge zum 27. DfX-Symposium, Design for X - Symposium, Jesteburg: TuTech Verlag, 2016, 101–110

- [P8] Lusic, M.; Altstadt, M.; Morina, D.; Landkammer, S.; Hornfeck, R.: Open Bionic Innovation - Adaption des Technology-Pull-Prinzips zur simultanen Begleitung der Produktkonstruktion. In: Gausemeier, J. (Hrsg.): Vorausschau und Technologieplanung, 11. Symposium für Vorausschau und Technologieplanung, Berlin: Heinz Nixdorf Institut, Universität Paderborn, 2015, 361–377
- [P9] Landkammer, S.; Schneider, D.; Winter, F.; Heß, P.; Hornfeck, R.: Static Modeling of an Antagonistic Pneumatic Actuator for Robotic Applications. In: IEEE (Hrsg.): Proceedings of the ECMSM 2015, ECMSM2015 -Electronics, Control, Measurement, Signals and their Application to Mechatronics, Liberec, Czech: IEEE, 2015
- [P10] Heß, P.; Hornfeck, R.; Landkammer, S.; Winter, F.: Flexible Steuerungsarchitektur für Laufroboter - Laufen wie die Spinnen. In: VDI/VDE-Gesellschaft Mess- und Automatisierungstechnik (Hrsg.): Automation 2015, 16. Branchentreff der Mess- und Automatisierungstechnik, Kongresshaus Baden-Baden: VDI, 2015, 835–860
- [P11] Landkammer, S.; Valek, R.; Morina, D.; Lusic; Mario; Hornfeck, R.: Open Bionic Innovation. In: Gausemeier, J. (Hrsg.): Vorausschau und Technologieplanung, 10. Symposium für Vorausschau und Technologieplanung, Berlin: HNI, Heinz-Nixdorf-Institut, 2014, 295–315
- [P12] Landkammer, S.; Schneider, D.; Hornfeck, R.: Entwicklung eines Gelenkmechanismus mit antagonistischem Fluidsystem nach dem Vorbild des Spinnenbeines. In: Kesel, A. B.; Zehren, D. (Hrsg.): Bionik: Patente aus der Natur, 7. Bionik-Kongress, Bremen: Bionik-Innovations-Centrum B-I-C, 2014
- [P13] Landkammer, S.; Hornfeck, R.: A Novel Bio-Inspired Fluidic Actuator for Robotic Applications. In: ICAST (Hrsg.): Proceedings of the ICAST 2014, 25th International Conference on Adaptive Structures and Technologies, The Hague, Netherlands, 2014
- [P14] Runge, J.; Landkammer, S.; Valek, R.; Wirkner, C.S.: 3D functional morphology of the femur-patella joint in *Cupi-ennius salei* (Araneae; Ctenidae), 28th European Congress of Arachnology. Turin, Italy, 24.-29.08.2014

Verzeichnis promotionsbezogener, studentischer Arbeiten*

- [S1] Endner, L.; Stockel, H.; Scheibel, T.: Lokomotion von Spinnen als Vorbild für die Robotik. Projektarbeit. Bayreuth, 2014.
- [S2] Gaubitz, C.; Landkammer, S.; Hornfeck, R.: Untersuchung der Fertigungsverfahren Vakuumgießen und Kunststoffpressen zur Herstellung von filigranen, faltenbalgähnlichen und komplexen Bauteilen für den Prototypenbau. Masterarbeit. Nürnberg, 2015.
- [S3] Schneider, D.; Landkammer, S.; Dwars, A.; Hornfeck, R.: Konstruktive Optimierung und Analyse des dynamischen Verhaltens eines nach bionischen Prinzipien entwickelten antagonistischen, fluidischen Spinnenrobotergelenkes. Masterarbeit. Nürnberg, 2015.
- [S4] Solleder, A.; Landkammer, S.; Hornfeck, R.: Auslegung und Evaluierung eines Sensorkonzeptes für einen Momentenprüfstand. Projektarbeit. Nürnberg, 2016.
- [S5] Baumann, D.; Landkammer, S.; Hornfeck, R.: Konzeption und Konstruktion eines Drehmomentprüfstands für flexible Gelenke. Projektarbeit. Nürnberg, 2017.
- [S6] Böhm, M.; Landkammer, S.; Hornfeck, R.: Analyse und Verifikation der Systemcharakteristik von nachgiebigen bionischen Robotikgelenken. Nürnberg, 2017.
- [S7] Meckel, O.; Landkammer, S.; Hornfeck, R.: Experimentelle Untersuchung zur Leistungsfähigkeit pneumatischer Muskeln als Antriebs-element in der Robotik. Masterarbeit. Nürnberg, 2016.
- [S8] Preitauer, C.; Landkammer, S.; Hornfeck, R.: Entwicklung und Prototypentest eines Roboterhüftantriebes hinsichtlich Leichtbau und hohem Drehmoment. Masterarbeit. Nürnberg, 2015.
- [S9] Wieland, C.P.; Landkammer, S.; Hornfeck, R.: Implementierung eines elektromechanischen Hüftantriebs für einen Laufroboter. Bachelorarbeit. Nürnberg, 2016.
- [S10] Löffler, R.; Landkammer, S.; Hornfeck, R.: Prototypentest und Optimierung der Bein konstruktion eines Laufroboters. Projektarbeit. Nürnberg, 2017.

* Der Autor an zweiter (und ggf. dritter) Stelle bezeichnet den bzw. die Betreuer der studentischen Arbeit und an letztgenannter Stelle den/die Lehrstuhlinhaber/in.

Reihenübersicht

Koordination der Reihe (Stand 2019):
Geschäftsstelle Maschinenbau, Dr.-Ing. Oliver Kreis, www.mb.fau.de/diss/

Im Rahmen der Reihe sind bisher die nachfolgenden Bände erschienen.

Band 1 – 52
Fertigungstechnik – Erlangen
ISSN 1431-6226
Carl Hanser Verlag, München

Band 53 – 307
Fertigungstechnik – Erlangen
ISSN 1431-6226
Meisenbach Verlag, Bamberg

ab Band 308
FAU Studien aus dem Maschinenbau
ISSN 2625-9974
FAU University Press, Erlangen

Die Zugehörigkeit zu den jeweiligen Lehrstühlen ist wie folgt gekennzeichnet:

Lehrstühle:

FAPS	Lehrstuhl für Fertigungsautomatisierung und Produktionssystematik
KTmfk	Lehrstuhl für Konstruktionstechnik
LFT	Lehrstuhl für Fertigungstechnologie
LPT	Lehrstuhl für Photonische Technologien

Band 1: Andreas Hemberger
Innovationspotentiale in der
rechnerintegrierten Produktion durch
wissensbasierte Systeme
FAPS, 208 Seiten, 107 Bilder. 1988.
ISBN 3-446-15234-2.

Band 2: Detlef Classe
Beitrag zur Steigerung der Flexibilität
automatisierter Montagesysteme
durch Sensorintegration und erweiterte
Steuerungskonzepte
FAPS, 194 Seiten, 70 Bilder. 1988.
ISBN 3-446-15529-5.

Band 3: Friedrich-Wilhelm Nolting
Projektierung von Montagesystemen
FAPS, 201 Seiten, 107 Bilder, 1 Tab. 1989.
ISBN 3-446-15541-4.

Band 4: Karsten Schlüter
Nutzungsgradsteigerung von
Montagesystemen durch den Einsatz
der Simulationstechnik
FAPS, 177 Seiten, 97 Bilder. 1989.
ISBN 3-446-15542-2.

Band 5: Shir-Kuan Lin
Aufbau von Modellen zur Lageregelung
von Industrierobotern
FAPS, 168 Seiten, 46 Bilder. 1989.
ISBN 3-446-15546-5.

Band 6: Rudolf Nuss
Untersuchungen zur Bearbeitungsquali-
tät im Fertigungssystem Laserstrahl-
schneiden
LFT, 206 Seiten, 115 Bilder, 6 Tab. 1989.
ISBN 3-446-15783-2.

Band 7: Wolfgang Scholz
Modell zur datenbankgestützten Planung
automatisierter Montageanlagen
FAPS, 194 Seiten, 89 Bilder. 1989.
ISBN 3-446-15825-1.

Band 8: Hans-Jürgen Wißmeier
Beitrag zur Beurteilung des Bruchverhal-
tens von Hartmetall-Fließpreßmatrizen
LFT, 179 Seiten, 99 Bilder, 9 Tab. 1989.
ISBN 3-446-15921-5.

Band 9: Rainer Eisele
Konzeption und Wirtschaftlichkeit von
Planungssystemen in der Produktion
FAPS, 183 Seiten, 86 Bilder. 1990.
ISBN 3-446-16107-4.

Band 10: Rolf Pfeiffer
Technologisch orientierte
Montageplanung am Beispiel der
Schraubtechnik
FAPS, 216 Seiten, 102 Bilder, 16 Tab. 1990.
ISBN 3-446-16161-9.

Band 11: Herbert Fischer
Verteilte Planungssysteme zur
Flexibilitätssteigerung der
rechnerintegrierten Teilefertigung
FAPS, 201 Seiten, 82 Bilder. 1990.
ISBN 3-446-16105-8.

Band 12: Gerhard Kleineidam
CAD/CAP: Rechnergestützte Montage-
feinplanung
FAPS, 203 Seiten, 107 Bilder. 1990.
ISBN 3-446-16112-0.

Band 13: Frank Vollertsen
Pulvermetallurgische Verarbeitung eines
übereutektoiden verschleißfesten Stahls
LFT, XIII u. 217 Seiten, 67 Bilder, 34 Tab.
1990. ISBN 3-446-16133-3.

Band 14: Stephan Biermann
Untersuchungen zur Anlagen- und
Prozeßdiagnostik für das Schneiden
mit CO₂-Hochleistungslasern
LFT, VIII u. 170 Seiten, 93 Bilder, 4 Tab.
1991. ISBN 3-446-16269-0.

Band 15: Uwe Geißler
Material- und Datenfluß in einer flexiblen
Blechbearbeitungszelle
LFT, 124 Seiten, 41 Bilder, 7 Tab. 1991.
ISBN 3-446-16358-1.

Band 16: Frank Oswald Hake
Entwicklung eines rechnergestützten
Diagnosesystems für automatisierte
Montagezellen
FAPS, XIV u. 166 Seiten, 77 Bilder. 1991.
ISBN 3-446-16428-6.

Band 17: Herbert Reichel
Optimierung der Werkzeugbereitstellung
durch rechnergestützte
Arbeitsfolgenbestimmung
FAPS, 198 Seiten, 73 Bilder, 2 Tab. 1991.
ISBN 3-446-16453-7.

Band 18: Josef Scheller
Modellierung und Einsatz von
Softwaresystemen für rechnergeführte
Montagezellen
FAPS, 198 Seiten, 65 Bilder. 1991.
ISBN 3-446-16454-5.

Band 19: Arnold vom Ende
Untersuchungen zum Biegeumforme mit
elastischer Matrize
LFT, 166 Seiten, 55 Bilder, 13 Tab. 1991.
ISBN 3-446-16493-6.

Band 20: Joachim Schmid
Beitrag zum automatisierten Bearbeiten
von Keramikguß mit Industrierobotern
FAPS, XIV u. 176 Seiten, 111 Bilder, 6 Tab.
1991. ISBN 3-446-16560-6.

Band 21: Egon Sommer
Multiprozessorsteuerung für
kooperierende Industrieroboter in
Montagezellen
FAPS, 188 Seiten, 102 Bilder. 1991.
ISBN 3-446-17062-6.

Band 22: Georg Geyer
Entwicklung problemspezifischer
Verfahrensketten in der Montage
FAPS, 192 Seiten, 112 Bilder. 1991.
ISBN 3-446-16552-5.

Band 23: Rainer Flohr
Beitrag zur optimalen
Verbindungstechnik in der
Oberflächenmontage (SMT)
FAPS, 186 Seiten, 79 Bilder. 1991.
ISBN 3-446-16568-1.

Band 24: Alfons Rief
Untersuchungen zur Verfahrensfolge
Laserstrahlschneiden und -schweißen
in der Rohkarosseriefertigung
LFT, VI u. 145 Seiten, 58 Bilder, 5 Tab.
1991. ISBN 3-446-16593-2.

Band 25: Christoph Thim
Rechnerunterstützte Optimierung
von Materialflußstrukturen in der
Elektronikmontage durch Simulation
FAPS, 188 Seiten, 74 Bilder. 1992.
ISBN 3-446-17118-5.

Band 26: Roland Müller
CO₂-Laserstrahlschneiden von
kurzglasverstärkten Verbundwerkstoffen
LFT, 141 Seiten, 107 Bilder, 4 Tab. 1992.
ISBN 3-446-17104-5.

Band 27: Günther Schäfer
Integrierte Informationsverarbeitung
bei der Montageplanung
FAPS, 195 Seiten, 76 Bilder. 1992.
ISBN 3-446-17117-7.

Band 28: Martin Hoffmann
Entwicklung einer
CAD/CAM-Prozesskette für die
Herstellung von Blechbiegeteilen
LFT, 149 Seiten, 89 Bilder. 1992.
ISBN 3-446-17154-1.

Band 29: Peter Hoffmann
Verfahrensfolge Laserstrahlschneiden
und -schweißen: Prozeßführung und
Systemtechnik in der 3D-Laserstrahlbear-
beitung von Blechformteilen
LFT, 186 Seiten, 92 Bilder, 10 Tab. 1992.
ISBN 3-446-17153-3.

Band 30: Olaf Schrödel
Flexible Werkstattsteuerung mit
objektorientierten Softwarestrukturen
FAPS, 180 Seiten, 84 Bilder. 1992.
ISBN 3-446-17242-4.

Band 31: Hubert Reinisch
Planungs- und Steuerungswerkzeuge
zur impliziten Geräteprogrammierung
in Roboterzellen
FAPS, XI u. 212 Seiten, 112 Bilder. 1992.
ISBN 3-446-17380-3.

Band 32: Brigitte Bärnreuther
Ein Beitrag zur Bewertung des Kommuni-
kationsverhaltens von Automatisierungs-
geräten in flexiblen Produktionszellen
FAPS, XI u. 179 Seiten, 71 Bilder. 1992.
ISBN 3-446-17451-6.

Band 33: Joachim Hutfless
Laserstrahlregelung und Optikdiagnostik
in der Strahlführung einer
CO₂-Hochleistungslaseranlage
LFT, 175 Seiten, 70 Bilder, 17 Tab. 1993.
ISBN 3-446-17532-6.

Band 34: Uwe Günzel
Entwicklung und Einsatz eines Simula-
tionsverfahrens für operative und
strategische Probleme der
Produktionsplanung und -steuerung
FAPS, XIV u. 170 Seiten, 66 Bilder, 5 Tab.
1993. ISBN 3-446-17604-7.

Band 35: Bertram Ehmman
Operatives Fertigungscontrolling durch
Optimierung auftragsbezogener Bearbei-
tungsabläufe in der Elektronikfertigung
FAPS, XV u. 167 Seiten, 114 Bilder. 1993.
ISBN 3-446-17658-6.

Band 36: Harald Kolléra
Entwicklung eines benutzerorientierten
Werkstattprogrammiersystems für das
Laserstrahlschneiden
LFT, 129 Seiten, 66 Bilder, 1 Tab. 1993.
ISBN 3-446-17719-1.

Band 37: Stephanie Abels
Modellierung und Optimierung von
Montageanlagen in einem integrierten
Simulationssystem
FAPS, 188 Seiten, 88 Bilder. 1993.
ISBN 3-446-17731-0.

Band 38: Robert Schmidt-Hebbel
Laserstrahlbohren durchflußbestimmen-
der Durchgangslöcher
LFT, 145 Seiten, 63 Bilder, 11 Tab. 1993.
ISBN 3-446-17778-7.

Band 39: Norbert Lutz
Oberflächenfeinbearbeitung
keramischer Werkstoffe mit
XeCl-Excimerlaserstrahlung
LFT, 187 Seiten, 98 Bilder, 29 Tab. 1994.
ISBN 3-446-17970-4.

Band 40: Konrad Grampp
Rechnerunterstützung bei Test und
Schulung an Steuerungssoftware von
SMD-Bestücklinien
FAPS, 178 Seiten, 88 Bilder. 1995.
ISBN 3-446-18173-3.

Band 41: Martin Koch
Wissensbasierte Unterstützung der
Angebotsbearbeitung in der
Investitionsgüterindustrie
FAPS, 169 Seiten, 68 Bilder. 1995.
ISBN 3-446-18174-1.

Band 42: Armin Gropp
Anlagen- und Prozeßdiagnostik beim
Schneiden mit einem gepulsten
Nd:YAG-Laser
LFT, 160 Seiten, 88 Bilder, 7 Tab. 1995.
ISBN 3-446-18241-1.

Band 43: Werner Heckel
Optische 3D-Konturerfassung und
on-line Biegewinkelmessung mit
dem Lichtschnittverfahren
LFT, 149 Seiten, 43 Bilder, 11 Tab. 1995.
ISBN 3-446-18243-8.

Band 44: Armin Rothhaupt
Modulares Planungssystem zur
Optimierung der Elektronikfertigung
FAPS, 180 Seiten, 101 Bilder. 1995.
ISBN 3-446-18307-8.

Band 45: Bernd Zöllner
Adaptive Diagnose in der
Elektronikproduktion
FAPS, 195 Seiten, 74 Bilder, 3 Tab. 1995.
ISBN 3-446-18308-6.

Band 46: Bodo Vormann
Beitrag zur automatisierten
Handhabungsplanung komplexer
Blechbiegeteile
LFT, 126 Seiten, 89 Bilder, 3 Tab. 1995.
ISBN 3-446-18345-0.

Band 47: Peter Schnepf
Zielkostenorientierte Montageplanung
FAPS, 144 Seiten, 75 Bilder. 1995.
ISBN 3-446-18397-3.

Band 48: Rainer Klotzbücher
Konzept zur rechnerintegrierten
Materialversorgung in flexiblen
Fertigungssystemen
FAPS, 156 Seiten, 62 Bilder. 1995.
ISBN 3-446-18412-0.

Band 49: Wolfgang Greska
Wissensbasierte Analyse und
Klassifizierung von Blechteilen
LFT, 144 Seiten, 96 Bilder. 1995.
ISBN 3-446-18462-7.

Band 50: Jörg Franke
Integrierte Entwicklung neuer
Produkt- und Produktionstechnologien
für räumliche spritzgegossene
Schaltungsträger (3-D MID)
FAPS, 196 Seiten, 86 Bilder, 4 Tab. 1995.
ISBN 3-446-18448-1.

Band 51: Franz-Josef Zeller
Sensorplanung und schnelle
Sensorregelung für Industrieroboter
FAPS, 190 Seiten, 102 Bilder, 9 Tab. 1995.
ISBN 3-446-18601-8.

Band 52: Michael Solvie
Zeitbehandlung und
Multimedia-Unterstützung in
Feldkommunikationssystemen
FAPS, 200 Seiten, 87 Bilder, 35 Tab. 1996.
ISBN 3-446-18607-7.

Band 53: Robert Hopperdietzel
Reengineering in der Elektro- und
Elektronikindustrie
FAPS, 180 Seiten, 109 Bilder, 1 Tab. 1996.
ISBN 3-87525-070-2.

Band 54: Thomas Rebhahn
Beitrag zur Mikromaterialbearbeitung
mit Excimerlasern - Systemkomponenten
und Verfahrensoptimierungen
LFT, 148 Seiten, 61 Bilder, 10 Tab. 1996.
ISBN 3-87525-075-3.

Band 55: Henning Hanebuth
Laserstrahlhartlöten mit
Zweistrahlschweißtechnik
LFT, 157 Seiten, 58 Bilder, 11 Tab. 1996.
ISBN 3-87525-074-5.

Band 56: Uwe Schönherr
Steuerung und Sensordatenintegration
für flexible Fertigungszellen mit
kooperierenden Robotern
FAPS, 188 Seiten, 116 Bilder, 3 Tab. 1996.
ISBN 3-87525-076-1.

Band 57: Stefan Holzer
Berührungslose Formgebung mit
Laserstrahlung
LFT, 162 Seiten, 69 Bilder, 11 Tab. 1996.
ISBN 3-87525-079-6.

Band 58: Markus Schultz
Fertigungsqualität beim
3D-Laserstrahlschweißen von
Blechformteilen
LFT, 165 Seiten, 88 Bilder, 9 Tab. 1997.
ISBN 3-87525-080-X.

Band 59: Thomas Krebs
Integration elektromechanischer
CA-Anwendungen über einem
STEP-Produktmodell
FAPS, 198 Seiten, 58 Bilder, 8 Tab. 1997.
ISBN 3-87525-081-8.

Band 60: Jürgen Sturm
Prozeßintegrierte Qualitätssicherung
in der Elektronikproduktion
FAPS, 167 Seiten, 112 Bilder, 5 Tab. 1997.
ISBN 3-87525-082-6.

Band 61: Andreas Brand
Prozesse und Systeme zur Bestückung
räumlicher elektronischer Baugruppen
(3D-MID)
FAPS, 182 Seiten, 100 Bilder. 1997.
ISBN 3-87525-087-7.

Band 62: Michael Kauf
Regelung der Laserstrahlleistung und
der Fokusparameter einer
CO₂-Hochleistungslaseranlage
LFT, 140 Seiten, 70 Bilder, 5 Tab. 1997.
ISBN 3-87525-083-4.

Band 63: Peter Steinwasser
Modulares Informationsmanagement
in der integrierten Produkt- und
Prozeßplanung
FAPS, 190 Seiten, 87 Bilder. 1997.
ISBN 3-87525-084-2.

Band 64: Georg Liedl
Integriertes Automatisierungskonzept
für den flexiblen Materialfluß in der
Elektronikproduktion
FAPS, 196 Seiten, 96 Bilder, 3 Tab. 1997.
ISBN 3-87525-086-9.

Band 65: Andreas Otto
Transiente Prozesse beim
Laserstrahlschweißen
LFT, 132 Seiten, 62 Bilder, 1 Tab. 1997.
ISBN 3-87525-089-3.

Band 66: Wolfgang Blöchl
Erweiterte Informationsbereitstellung
an offenen CNC-Steuerungen zur
Prozeß- und Programoptimierung
FAPS, 168 Seiten, 96 Bilder. 1997.
ISBN 3-87525-091-5.

Band 67: Klaus-Uwe Wolf
Verbesserte Prozeßführung und
Prozeßplanung zur Leistungs- und
Qualitätssteigerung beim
Spulenwickeln
FAPS, 186 Seiten, 125 Bilder. 1997.
ISBN 3-87525-092-3.

Band 68: Frank Backes
Technologieorientierte Bahnplanung
für die 3D-Laserstrahlbearbeitung
LFT, 138 Seiten, 71 Bilder, 2 Tab. 1997.
ISBN 3-87525-093-1.

Band 69: Jürgen Kraus
Laserstrahlumformen von Profilen
LFT, 137 Seiten, 72 Bilder, 8 Tab. 1997.
ISBN 3-87525-094-X.

Band 70: Norbert Neubauer
Adaptive Strahlführungen für
CO₂-Laseranlagen
LFT, 120 Seiten, 50 Bilder, 3 Tab. 1997.
ISBN 3-87525-095-8.

Band 71: Michael Steber
Prozeßoptimierter Betrieb flexibler
Schraubstationen in der
automatisierten Montage
FAPS, 168 Seiten, 78 Bilder, 3 Tab. 1997.
ISBN 3-87525-096-6.

Band 72: Markus Pfestorf
Funktionale 3D-Oberflächenkenngrößen
in der Umformtechnik
LFT, 162 Seiten, 84 Bilder, 15 Tab. 1997.
ISBN 3-87525-097-4.

Band 73: Volker Franke
Integrierte Planung und Konstruktion
von Werkzeugen für die Biegebearbeitung
LFT, 143 Seiten, 81 Bilder. 1998.
ISBN 3-87525-098-2.

Band 74: Herbert Scheller
Automatisierte Demontagesysteme
und recyclinggerechte Produktgestaltung
elektronischer Baugruppen
FAPS, 184 Seiten, 104 Bilder, 17 Tab. 1998.
ISBN 3-87525-099-0.

Band 75: Arthur Meißner
Kaltmassivumformung metallischer
Kleinstteile - Werkstoffverhalten,
Wirkflächenreibung, Prozeßauslegung
LFT, 164 Seiten, 92 Bilder, 14 Tab. 1998.
ISBN 3-87525-100-8.

Band 76: Mathias Glasmacher
Prozeß- und Systemtechnik zum
Laserstrahl-Mikroschweißen
LFT, 184 Seiten, 104 Bilder, 12 Tab. 1998.
ISBN 3-87525-101-6.

Band 77: Michael Schwind
Zerstörungsfreie Ermittlung mechani-
scher Eigenschaften von Feinblechen mit
dem Wirbelstromverfahren
LFT, 124 Seiten, 68 Bilder, 8 Tab. 1998.
ISBN 3-87525-102-4.

Band 78: Manfred Gerhard
Qualitätssteigerung in der
Elektronikproduktion durch
Optimierung der Prozeßführung
beim Löten komplexer Baugruppen
FAPS, 179 Seiten, 113 Bilder, 7 Tab. 1998.
ISBN 3-87525-103-2.

Band 79: Elke Rauh
Methodische Einbindung der Simulation
in die betrieblichen Planungs- und
Entscheidungsabläufe
FAPS, 192 Seiten, 114 Bilder, 4 Tab. 1998.
ISBN 3-87525-104-0.

Band 80: Sorin Niederkorn
Meßeinrichtung zur Untersuchung
der Wirkflächenreibung bei umformtech-
nischen Prozessen
LFT, 99 Seiten, 46 Bilder, 6 Tab. 1998.
ISBN 3-87525-105-9.

Band 81: Stefan Schubert
Regelung der Fokuslage beim Schweißen
mit CO₂-Hochleistungslasern unter
Einsatz von adaptiven Optiken
LFT, 140 Seiten, 64 Bilder, 3 Tab. 1998.
ISBN 3-87525-106-7.

Band 82: Armando Walter Colombo
Development and Implementation of
Hierarchical Control Structures of
Flexible Production Systems Using High
Level Petri Nets
FAPS, 216 Seiten, 86 Bilder. 1998.
ISBN 3-87525-109-1.

Band 83: Otto Meedt
Effizienzsteigerung bei Demontage
und Recycling durch flexible
Demontagetechologien und optimierte
Produktgestaltung
FAPS, 186 Seiten, 103 Bilder. 1998.
ISBN 3-87525-108-3.

Band 84: Knuth Götz
Modelle und effiziente Modellbildung
zur Qualitätssicherung in der
Elektronikproduktion
FAPS, 212 Seiten, 129 Bilder, 24 Tab. 1998.
ISBN 3-87525-112-1.

Band 85: Ralf Luchs
Einsatzmöglichkeiten leitender Klebstoffe zur zuverlässigen Kontaktierung elektronischer Bauelemente in der SMT FAPS, 176 Seiten, 126 Bilder, 30 Tab. 1998.
ISBN 3-87525-113-7.

Band 86: Frank Pöhlau
Entscheidungsgrundlagen zur Einführung räumlicher spritzgegossener Schaltungsträger (3-D MID) FAPS, 144 Seiten, 99 Bilder. 1999.
ISBN 3-87525-114-8.

Band 87: Roland T. A. Kals
Fundamentals on the miniaturization of sheet metal working processes LFT, 128 Seiten, 58 Bilder, 11 Tab. 1999.
ISBN 3-87525-115-6.

Band 88: Gerhard Luhn
Implizites Wissen und technisches Handeln am Beispiel der Elektronikproduktion FAPS, 252 Seiten, 61 Bilder, 1 Tab. 1999.
ISBN 3-87525-116-4.

Band 89: Axel Sprenger
Adaptives Streckbiegen von Aluminium-Strangpreßprofilen LFT, 114 Seiten, 63 Bilder, 4 Tab. 1999.
ISBN 3-87525-117-2.

Band 90: Hans-Jörg Pucher
Untersuchungen zur Prozeßfolge Umformen, Bestücken und Laserstrahllöten von Mikrokontakten LFT, 158 Seiten, 69 Bilder, 9 Tab. 1999.
ISBN 3-87525-119-9.

Band 91: Horst Arnet
Profilbiegen mit kinematischer Gestalterzeugung LFT, 128 Seiten, 67 Bilder, 7 Tab. 1999.
ISBN 3-87525-120-2.

Band 92: Doris Schubart
Prozeßmodellierung und Technologieentwicklung beim Abtragen mit CO₂-Laserstrahlung LFT, 133 Seiten, 57 Bilder, 13 Tab. 1999.
ISBN 3-87525-122-9.

Band 93: Adrianus L. P. Coremans
Laserstrahlsintern von Metallpulver - Prozeßmodellierung, Systemtechnik, Eigenschaften laserstrahlgesinterter Metallkörper LFT, 184 Seiten, 108 Bilder, 12 Tab. 1999.
ISBN 3-87525-124-5.

Band 94: Hans-Martin Biehler
Optimierungskonzepte für Qualitätsdatenverarbeitung und Informationsbereitstellung in der Elektronikfertigung FAPS, 194 Seiten, 105 Bilder. 1999.
ISBN 3-87525-126-1.

Band 95: Wolfgang Becker
Oberflächenausbildung und tribologische Eigenschaften excimerlaserstrahlbearbeiteter Hochleistungskeramiken LFT, 175 Seiten, 71 Bilder, 3 Tab. 1999.
ISBN 3-87525-127-X.

Band 96: Philipp Hein
Innenhochdruck-Umformen von Blechpaaren: Modellierung, Prozeßauslegung und Prozeßführung LFT, 129 Seiten, 57 Bilder, 7 Tab. 1999.
ISBN 3-87525-128-8.

Band 97: Gunter Beitinger
Herstellungs- und Prüfverfahren für
thermoplastische Schaltungsträger
FAPS, 169 Seiten, 92 Bilder, 20 Tab. 1999.
ISBN 3-87525-129-6.

Band 98: Jürgen Knoblach
Beitrag zur rechnerunterstützten
verursachungsgerechten
Angebotskalkulation von Blechteilen
mit Hilfe wissensbasierter Methoden
LFT, 155 Seiten, 53 Bilder, 26 Tab. 1999.
ISBN 3-87525-130-X.

Band 99: Frank Breitenbach
Bildverarbeitungssystem zur Erfassung
der Anschlußgeometrie elektronischer
SMT-Bauelemente
LFT, 147 Seiten, 92 Bilder, 12 Tab. 2000.
ISBN 3-87525-131-8.

Band 100: Bernd Falk
Simulationsbasierte
Lebensdauer vorhersage für Werkzeuge
der Kaltmassivumformung
LFT, 134 Seiten, 44 Bilder, 15 Tab. 2000.
ISBN 3-87525-136-9.

Band 101: Wolfgang Schlögl
Integriertes Simulationsdaten-Management für Maschinenentwicklung und Anlagenplanung
FAPS, 169 Seiten, 101 Bilder, 20 Tab. 2000.
ISBN 3-87525-137-7.

Band 102: Christian Hinsel
Ermüdungsbruchversagen
hartstoffbeschichteter Werkzeugstähle
in der Kaltmassivumformung
LFT, 130 Seiten, 80 Bilder, 14 Tab. 2000.
ISBN 3-87525-138-5.

Band 103: Stefan Bobbert
Simulationsgestützte Prozessauslegung
für das Innenhochdruck-Umformen
von Blechpaaren
LFT, 123 Seiten, 77 Bilder. 2000.
ISBN 3-87525-145-8.

Band 104: Harald Rottbauer
Modulares Planungswerkzeug zum
Produktionsmanagement in der
Elektronikproduktion
FAPS, 166 Seiten, 106 Bilder. 2001.
ISBN 3-87525-139-3.
Band 111: Jürgen Göhringer
Integrierte Telediagnose via Internet
zum effizienten Service von
Produktionssystemen
FAPS, 178 Seiten, 98 Bilder, 5 Tab. 2001.
ISBN 3-87525-147-4.

Band 105: Thomas Hennige
Flexible Formgebung von Blechen
durch Laserstrahlumformen
LFT, 119 Seiten, 50 Bilder. 2001.
ISBN 3-87525-140-7.

Band 106: Thomas Menzel
Wissensbasierte Methoden für die
rechnergestützte Charakterisierung
und Bewertung innovativer
Fertigungsprozesse
LFT, 152 Seiten, 71 Bilder. 2001.
ISBN 3-87525-142-3.

Band 107: Thomas Stöckel
Kommunikationstechnische Integration
der Prozessebene in Produktionssysteme
durch Middleware-Frameworks
FAPS, 147 Seiten, 65 Bilder, 5 Tab. 2001.
ISBN 3-87525-143-1.

Band 108: Frank Pitter
Verfügbarkeitssteigerung von
Werkzeugmaschinen durch Einsatz
mechatronischer Sensorlösungen
FAPS, 158 Seiten, 131 Bilder, 8 Tab. 2001.
ISBN 3-87525-144-X.

Band 109: Markus Korneli
Integration lokaler CAP-Systeme in
einen globalen Fertigungsdatenverbund
FAPS, 121 Seiten, 53 Bilder, 11 Tab. 2001.
ISBN 3-87525-146-6.

Band 110: Burkhard Müller
Laserstrahljustieren mit Excimer-Lasern -
Prozeßparameter und Modelle zur
Aktorkonstruktion
LFT, 128 Seiten, 36 Bilder, 9 Tab. 2001.
ISBN 3-87525-159-8.

Band 111: Jürgen Göhringer
Integrierte Telediagnose via Internet
zum effizienten Service von
Produktionssystemen
FAPS, 178 Seiten, 98 Bilder, 5 Tab. 2001.
ISBN 3-87525-147-4.

Band 112: Robert Feuerstein
Qualitäts- und kosteneffiziente Integra-
tion neuer Bauelementetechnologien in
die Flachbaugruppenfertigung
FAPS, 161 Seiten, 99 Bilder, 10 Tab. 2001.
ISBN 3-87525-151-2.

Band 113: Marcus Reichenberger
Eigenschaften und Einsatzmöglichkeiten
alternativer Elektroniklote in der
Oberflächenmontage (SMT)
FAPS, 165 Seiten, 97 Bilder, 18 Tab. 2001.
ISBN 3-87525-152-0.

Band 114: Alexander Huber
Justieren vormontierter Systeme mit dem
Nd:YAG-Laser unter Einsatz von Aktoren
LFT, 122 Seiten, 58 Bilder, 5 Tab. 2001.
ISBN 3-87525-153-9.

Band 115: Sami Krimi
Analyse und Optimierung von Montage-
systemen in der Elektronikproduktion
FAPS, 155 Seiten, 88 Bilder, 3 Tab. 2001.
ISBN 3-87525-157-1.

Band 116: Marion Merklein
Laserstrahlumformen von
Aluminiumwerkstoffen - Beeinflussung
der Mikrostruktur und
der mechanischen Eigenschaften
LFT, 122 Seiten, 65 Bilder, 15 Tab. 2001.
ISBN 3-87525-156-3.

Band 117: Thomas Collisi
Ein informationslogistisches
Architekturkonzept zur Akquisition
simulationsrelevanter Daten
FAPS, 181 Seiten, 105 Bilder, 7 Tab. 2002.
ISBN 3-87525-164-4.

Band 118: Markus Koch
Rationalisierung und ergonomische
Optimierung im Innenausbau durch
den Einsatz moderner
Automatisierungstechnik
FAPS, 176 Seiten, 98 Bilder, 9 Tab. 2002.
ISBN 3-87525-165-2.

Band 119: Michael Schmidt
Prozeßregelung für das Laserstrahl-
Punktschweißen in der Elektronikpro-
duktion
LFT, 152 Seiten, 71 Bilder, 3 Tab. 2002.
ISBN 3-87525-166-0.

Band 120: Nicolas Tiesler
Grundlegende Untersuchungen zum
Fließpressen metallischer Kleinstteile
LFT, 126 Seiten, 78 Bilder, 12 Tab. 2002.
ISBN 3-87525-175-X.

Band 121: Lars Pursche
Methoden zur technologieorientierten
Programmierung für
die 3D-Lasermikrobearbeitung
LFT, 111 Seiten, 39 Bilder, 0 Tab. 2002.
ISBN 3-87525-183-0.

Band 122: Jan-Oliver Brassel
Prozeßkontrolle beim
Laserstrahl-Mikroschweißen
LFT, 148 Seiten, 72 Bilder, 12 Tab. 2002.
ISBN 3-87525-181-4.

Band 123: Mark Geisel
Prozeßkontrolle und -steuerung beim
Laserstrahlschweißen mit den Methoden
der nichtlinearen Dynamik
LFT, 135 Seiten, 46 Bilder, 2 Tab. 2002.
ISBN 3-87525-180-6.

Band 124: Gerd Eßer
Laserstrahlunterstützte Erzeugung
metallischer Leiterstrukturen auf
Thermoplastsubstraten für die
MID-Technik
LFT, 148 Seiten, 60 Bilder, 6 Tab. 2002.
ISBN 3-87525-171-7.

Band 125: Marc Fleckenstein
Qualität laserstrahl-gefügter
Mikroverbindungen elektronischer
Kontakte
LFT, 159 Seiten, 77 Bilder, 7 Tab. 2002.
ISBN 3-87525-170-9.

Band 126: Stefan Kaufmann
Grundlegende Untersuchungen zum
Nd:YAG- Laserstrahlfügen von Silizium
für Komponenten der Optoelektronik
LFT, 159 Seiten, 100 Bilder, 6 Tab. 2002.
ISBN 3-87525-172-5.

Band 127: Thomas Fröhlich
Simultanes Löten von Anschlußkontak-
ten elektronischer Bauelemente mit
Diodenlaserstrahlung
LFT, 143 Seiten, 75 Bilder, 6 Tab. 2002.
ISBN 3-87525-186-5.

Band 128: Achim Hofmann
Erweiterung der Formgebungsgrenzen
beim Umformen von
Aluminiumwerkstoffen durch den Ein-
satz prozessangepasster Platinen
LFT, 113 Seiten, 58 Bilder, 4 Tab. 2002.
ISBN 3-87525-182-2.

Band 129: Ingo Kriebitzsch
3 - D MID Technologie in der
Automobilelektronik
FAPS, 129 Seiten, 102 Bilder, 10 Tab. 2002.
ISBN 3-87525-169-5.

Band 130: Thomas Pohl
Fertigungsqualität und Umformbarkeit
laserstrahlgeschweißter Formplatinen
aus Aluminiumlegierungen
LFT, 133 Seiten, 93 Bilder, 12 Tab. 2002.
ISBN 3-87525-173-3.

Band 131: Matthias Wenk
Entwicklung eines konfigurierbaren
Steuerungssystems für die flexible
Sensorführung von Industrierobotern
FAPS, 167 Seiten, 85 Bilder, 1 Tab. 2002.
ISBN 3-87525-174-1.

Band 132: Matthias Negendanck
Neue Sensorik und Aktorik für
Bearbeitungsköpfe zum
Laserstrahlschweißen
LFT, 116 Seiten, 60 Bilder, 14 Tab. 2002.
ISBN 3-87525-184-9.

Band 133: Oliver Kreis
Integrierte Fertigung - Verfahrensintegration durch Innenhochdruck-Umformen, Trennen und Laserstrahlschweißen in einem Werkzeug sowie ihre tele- und multimediale Präsentation
LFT, 167 Seiten, 90 Bilder, 43 Tab. 2002.
ISBN 3-87525-176-8.

Band 134: Stefan Trautner
Technische Umsetzung produktbezogener Instrumente der Umweltpolitik bei Elektro- und Elektronikgeräten
FAPS, 179 Seiten, 92 Bilder, 11 Tab. 2002.
ISBN 3-87525-177-6.

Band 135: Roland Meier
Strategien für einen produktorientierten Einsatz räumlicher spritzgegossener Schaltungsträger (3-D MID)
FAPS, 155 Seiten, 88 Bilder, 14 Tab. 2002.
ISBN 3-87525-178-4.

Band 136: Jürgen Wunderlich
Kostensimulation - Simulationsbasierte Wirtschaftlichkeitsregelung komplexer Produktionssysteme
FAPS, 202 Seiten, 119 Bilder, 17 Tab. 2002.
ISBN 3-87525-179-2.

Band 137: Stefan Novotny
Innenhochdruck-Umformen von Blechen aus Aluminium- und Magnesiumlegierungen bei erhöhter Temperatur
LFT, 132 Seiten, 82 Bilder, 6 Tab. 2002.
ISBN 3-87525-185-7.

Band 138: Andreas Licha
Flexible Montageautomatisierung zur Komplettmontage flächenhafter Produktstrukturen durch kooperierende Industrieroboter
FAPS, 158 Seiten, 87 Bilder, 8 Tab. 2003.
ISBN 3-87525-189-X.

Band 139: Michael Eisenbarth
Beitrag zur Optimierung der Aufbau- und Verbindungstechnik für mechatronische Baugruppen
FAPS, 207 Seiten, 141 Bilder, 9 Tab. 2003.
ISBN 3-87525-190-3.

Band 140: Frank Christoph
Durchgängige simulationsgestützte Planung von Fertigungseinrichtungen der Elektronikproduktion
FAPS, 187 Seiten, 107 Bilder, 9 Tab. 2003.
ISBN 3-87525-191-1.

Band 141: Hinnerk Hagenah
Simulationsbasierte Bestimmung der zu erwartenden Maßhaltigkeit für das Blechbiegen
LFT, 131 Seiten, 36 Bilder, 26 Tab. 2003.
ISBN 3-87525-192-X.

Band 142: Ralf Eckstein
Scherschneiden und Biegen metallischer Kleinstteile - Materialeinfluss und Materialverhalten
LFT, 148 Seiten, 71 Bilder, 19 Tab. 2003.
ISBN 3-87525-193-8.

Band 143: Frank H. Meyer-Pittroff
Excimerlaserstrahlbiegen dünner metallischer Folien mit homogener Lichtlinie
LFT, 138 Seiten, 60 Bilder, 16 Tab. 2003.
ISBN 3-87525-196-2.

Band 144: Andreas Kach
Rechnergestützte Anpassung von
Laserstrahlschneidbahnen
an Bauteilabweichungen
LFT, 139 Seiten, 69 Bilder, 11 Tab. 2004.
ISBN 3-87525-197-0.

Band 145: Stefan Hierl
System- und Prozesstechnik für das
simultane Löten mit Diodenlaserstrah-
lung von elektronischen Bauelementen
LFT, 124 Seiten, 66 Bilder, 4 Tab. 2004.
ISBN 3-87525-198-9.

Band 146: Thomas Neudecker
Tribologische Eigenschaften keramischer
Blechumformwerkzeuge- Einfluss einer
Oberflächenendbearbeitung mittels
Excimerlaserstrahlung
LFT, 166 Seiten, 75 Bilder, 26 Tab. 2004.
ISBN 3-87525-200-4.

Band 147: Ulrich Wenger
Prozessoptimierung in der Wickeltechnik
durch innovative maschinenbauliche und
regelungstechnische Ansätze
FAPS, 132 Seiten, 88 Bilder, 0 Tab. 2004.
ISBN 3-87525-203-9.

Band 148: Stefan Slama
Effizienzsteigerung in der Montage durch
marktorientierte Montagestrukturen und
erweiterte Mitarbeiterkompetenz
FAPS, 188 Seiten, 125 Bilder, 0 Tab. 2004.
ISBN 3-87525-204-7.

Band 149: Thomas Wurm
Laserstrahljustieren mittels Aktoren-Ent-
wicklung von Konzepten und Methoden
für die rechnerunterstützte Modellierung
und Optimierung von komplexen
Aktorsystemen in der Mikrotechnik
LFT, 122 Seiten, 51 Bilder, 9 Tab. 2004.
ISBN 3-87525-206-3.

Band 150: Martino Celeghini
Wirkmedienbasierte Blechumformung:
Grundlagenuntersuchungen zum Einfluss
von Werkstoff und Bauteilgeometrie
LFT, 146 Seiten, 77 Bilder, 6 Tab. 2004.
ISBN 3-87525-207-1.

Band 151: Ralph Hohenstein
Entwurf hochdynamischer Sensor- und
Regelsysteme für die adaptive
Laserbearbeitung
LFT, 282 Seiten, 63 Bilder, 16 Tab. 2004.
ISBN 3-87525-210-1.

Band 152: Angelika Hutterer
Entwicklung prozessüberwachender
Regelkreise für flexible
Formgebungsprozesse
LFT, 149 Seiten, 57 Bilder, 2 Tab. 2005.
ISBN 3-87525-212-8.

Band 153: Emil Egerer
Massivumformen metallischer Kleinst-
teile bei erhöhter Prozesstemperatur
LFT, 158 Seiten, 87 Bilder, 10 Tab. 2005.
ISBN 3-87525-213-6.

Band 154: Rüdiger Holzmann
Strategien zur nachhaltigen Optimierung
von Qualität und Zuverlässigkeit in
der Fertigung hochintegrierter
Flachbaugruppen
FAPS, 186 Seiten, 99 Bilder, 19 Tab. 2005.
ISBN 3-87525-217-9.

Band 155: Marco Nock
Biegeumformen mit
Elastomerwerkzeugen Modellierung,
Prozessauslegung und Abgrenzung des
Verfahrens am Beispiel des Rohrbiegens
LFT, 164 Seiten, 85 Bilder, 13 Tab. 2005.
ISBN 3-87525-218-7.

Band 156: Frank Niebling
Qualifizierung einer Prozesskette zum
Laserstrahlsintern metallischer Bauteile
LFT, 148 Seiten, 89 Bilder, 3 Tab. 2005.
ISBN 3-87525-219-5.

Band 157: Markus Meiler
Großserientauglichkeit trockenschmier-
stoffbeschichteter Aluminiumbleche im
Presswerk Grundlegende Untersuchun-
gen zur Tribologie, zum Umformverhal-
ten und Bauteilversuche
LFT, 104 Seiten, 57 Bilder, 21 Tab. 2005.
ISBN 3-87525-221-7.

Band 158: Agus Sutanto
Solution Approaches for Planning of
Assembly Systems in Three-Dimensional
Virtual Environments
FAPS, 169 Seiten, 98 Bilder, 3 Tab. 2005.
ISBN 3-87525-220-9.

Band 159: Matthias Boiger
Hochleistungssysteme für die Fertigung
elektronischer Baugruppen auf der Basis
flexibler Schaltungsträger
FAPS, 175 Seiten, 111 Bilder, 8 Tab. 2005.
ISBN 3-87525-222-5.

Band 160: Matthias Pitz
Laserunterstütztes Biegen höchstfester
Mehrphasenstähle
LFT, 120 Seiten, 73 Bilder, 11 Tab. 2005.
ISBN 3-87525-223-3.

Band 161: Meik Vahl
Beitrag zur gezielten Beeinflussung des
Werkstoffflusses beim Innenhochdruck-
Umformen von Blechen
LFT, 165 Seiten, 94 Bilder, 15 Tab. 2005.
ISBN 3-87525-224-1.

Band 162: Peter K. Kraus
Plattformstrategien - Realisierung
einer varianz- und kostenoptimierten
Wertschöpfung
FAPS, 181 Seiten, 95 Bilder, 0 Tab. 2005.
ISBN 3-87525-226-8.

Band 163: Adrienn Cser
Laserstrahlschmelzabtrag - Prozessana-
lyse und -modellierung
LFT, 146 Seiten, 79 Bilder, 3 Tab. 2005.
ISBN 3-87525-227-6.

Band 164: Markus C. Hahn
Grundlegende Untersuchungen zur
Herstellung von Leichtbauverbundstruk-
turen mit Aluminiumschaumkern
LFT, 143 Seiten, 60 Bilder, 16 Tab. 2005.
ISBN 3-87525-228-4.

Band 165: Gordana Michos
Mechatronische Ansätze zur Optimie-
rung von Vorschubachsen
FAPS, 146 Seiten, 87 Bilder, 17 Tab. 2005.
ISBN 3-87525-230-6.

Band 166: Markus Stark
Auslegung und Fertigung hochpräziser
Faser-Kollimator-Arrays
LFT, 158 Seiten, 115 Bilder, 11 Tab. 2005.
ISBN 3-87525-231-4.

Band 167: Yurong Zhou
Kollaboratives Engineering Management
in der integrierten virtuellen Entwicklung
der Anlagen für die Elektronikproduktion
FAPS, 156 Seiten, 84 Bilder, 6 Tab. 2005.
ISBN 3-87525-232-2.

Band 168: Werner Enser
Neue Formen permanenter und lösbarer elektrischer Kontaktierungen für mechatronische Baugruppen
FAPS, 190 Seiten, 112 Bilder, 5 Tab. 2005.
ISBN 3-87525-233-0.

Band 169: Katrin Melzer
Integrierte Produktpolitik bei elektrischen und elektronischen Geräten zur Optimierung des Product-Life-Cycle
FAPS, 155 Seiten, 91 Bilder, 17 Tab. 2005.
ISBN 3-87525-234-9.

Band 170: Alexander Putz
Grundlegende Untersuchungen zur Erfassung der realen Vorspannung von armierten Kaltfließpresswerkzeugen mittels Ultraschall
LFT, 137 Seiten, 71 Bilder, 15 Tab. 2006.
ISBN 3-87525-237-3.

Band 171: Martin Prechtl
Automatisiertes Schichtverfahren für metallische Folien - System- und Prozesstechnik
LFT, 154 Seiten, 45 Bilder, 7 Tab. 2006.
ISBN 3-87525-238-1.

Band 172: Markus Meidert
Beitrag zur deterministischen Lebensdauerabschätzung von Werkzeugen der Kaltmassivumformung
LFT, 131 Seiten, 78 Bilder, 9 Tab. 2006.
ISBN 3-87525-239-X.

Band 173: Bernd Müller
Robuste, automatisierte Montagesysteme durch adaptive Prozessführung und montageübergreifende Fehlerprävention am Beispiel flächiger Leichtbauteile
FAPS, 147 Seiten, 77 Bilder, 0 Tab. 2006.
ISBN 3-87525-240-3.

Band 174: Alexander Hofmann
Hybrides Laserdurchstrahlsschweißen von Kunststoffen
LFT, 136 Seiten, 72 Bilder, 4 Tab. 2006.
ISBN 978-3-87525-243-9.

Band 175: Peter Wölflick
Innovative Substrate und Prozesse mit feinsten Strukturen für bleifreie Mechatronik-Anwendungen
FAPS, 177 Seiten, 148 Bilder, 24 Tab. 2006.
ISBN 978-3-87525-246-0.

Band 176: Attila Komlodi
Detection and Prevention of Hot Cracks during Laser Welding of Aluminium Alloys Using Advanced Simulation Methods
LFT, 155 Seiten, 89 Bilder, 14 Tab. 2006.
ISBN 978-3-87525-248-4.

Band 177: Uwe Popp
Grundlegende Untersuchungen zum Laserstrahlstrukturieren von Kaltmassivumformwerkzeugen
LFT, 140 Seiten, 67 Bilder, 16 Tab. 2006.
ISBN 978-3-87525-249-1.

Band 178: Veit Rückel
Rechnergestützte Ablaufplanung und Bahngenerierung Für kooperierende Industrieroboter
FAPS, 148 Seiten, 75 Bilder, 7 Tab. 2006.
ISBN 978-3-87525-250-7.

Band 179: Manfred Dirscherl
Nicht-thermische Mikrojustiertechnik mittels ultrakurzer Laserpulse
LFT, 154 Seiten, 69 Bilder, 10 Tab. 2007.
ISBN 978-3-87525-251-4.

Band 180: Yong Zhuo
Entwurf eines rechnergestützten integrierten Systems für Konstruktion und Fertigungsplanung räumlicher spritzgegossener Schaltungsträger (3D-MID)
FAPS, 181 Seiten, 95 Bilder, 5 Tab. 2007.
ISBN 978-3-87525-253-8.

Band 181: Stefan Lang
Durchgängige Mitarbeiterinformation zur Steigerung von Effizienz und Prozesssicherheit in der Produktion
FAPS, 172 Seiten, 93 Bilder. 2007.
ISBN 978-3-87525-257-6.

Band 182: Hans-Joachim Krauß
Laserstrahlinduzierte Pyrolyse präkeramischer Polymere
LFT, 171 Seiten, 100 Bilder. 2007.
ISBN 978-3-87525-258-3.

Band 183: Stefan Junker
Technologien und Systemlösungen für die flexibel automatisierte Bestückung permanent erregter Läufer mit oberflächenmontierten Dauermagneten
FAPS, 173 Seiten, 75 Bilder. 2007.
ISBN 978-3-87525-259-0.

Band 184: Rainer Kohlbauer
Wissensbasierte Methoden für die simulationsgestützte Auslegung wirkmedienbasierter Blechumformprozesse
LFT, 135 Seiten, 50 Bilder. 2007.
ISBN 978-3-87525-260-6.

Band 185: Klaus Lamprecht
Wirkmedienbasierte Umformung tiefgezogener Vorformen unter besonderer Berücksichtigung maßgeschneiderter Halbzeuge
LFT, 137 Seiten, 81 Bilder. 2007.
ISBN 978-3-87525-265-1.

Band 186: Bernd Zolleiß
Optimierte Prozesse und Systeme für die Bestückung mechatronischer Baugruppen
FAPS, 180 Seiten, 117 Bilder. 2007.
ISBN 978-3-87525-266-8.

Band 187: Michael Kerausch
Simulationsgestützte Prozessauslegung für das Umformen lokal wärmebehandelter Aluminiumplatten
LFT, 146 Seiten, 76 Bilder, 7 Tab. 2007.
ISBN 978-3-87525-267-5.

Band 188: Matthias Weber
Unterstützung der Wandlungsfähigkeit von Produktionsanlagen durch innovative Softwaresysteme
FAPS, 183 Seiten, 122 Bilder, 3 Tab. 2007.
ISBN 978-3-87525-269-9.

Band 189: Thomas Frick
Untersuchung der prozessbestimmenden Strahl-Stoff-Wechselwirkungen beim Laserstrahlschweißen von Kunststoffen
LFT, 104 Seiten, 62 Bilder, 8 Tab. 2007.
ISBN 978-3-87525-268-2.

Band 190: Joachim Hecht
Werkstoffcharakterisierung und
Prozessauslegung für die wirkmedienba-
sierte Doppelblech-Umformung von
Magnesiumlegierungen
LFT, 107 Seiten, 91 Bilder, 2 Tab. 2007.
ISBN 978-3-87525-270-5.

Band 191: Ralf Völkl
Stochastische Simulation zur Werkzeug-
lebensdaueroptimierung und Präzisions-
fertigung in der Kaltmassivumformung
LFT, 178 Seiten, 75 Bilder, 12 Tab. 2008.
ISBN 978-3-87525-272-9.

Band 192: Massimo Tolazzi
Innenhochdruck-Umformen verstärkter
Blech-Rahmenstrukturen
LFT, 164 Seiten, 85 Bilder, 7 Tab. 2008.
ISBN 978-3-87525-273-6.

Band 193: Cornelia Hoff
Untersuchung der Prozesseinflussgrößen
beim Presshärten des höchstfesten
Vergütungsstahls 22MnB5
LFT, 133 Seiten, 92 Bilder, 5 Tab. 2008.
ISBN 978-3-87525-275-0.

Band 194: Christian Alvarez
Simulationsgestützte Methoden zur
effizienten Gestaltung von Lötprozessen
in der Elektronikproduktion
FAPS, 149 Seiten, 86 Bilder, 8 Tab. 2008.
ISBN 978-3-87525-277-4.

Band 195: Andreas Kunze
Automatisierte Montage von makrome-
chatronischen Modulen zur flexiblen
Integration in hybride
Pkw-Bordnetzsysteme
FAPS, 160 Seiten, 90 Bilder, 14 Tab. 2008.
ISBN 978-3-87525-278-1.

Band 196: Wolfgang Hußnätter
Grundlegende Untersuchungen zur
experimentellen Ermittlung und zur
Modellierung von Fließortkurven bei
erhöhten Temperaturen
LFT, 152 Seiten, 73 Bilder, 21 Tab. 2008.
ISBN 978-3-87525-279-8.

Band 197: Thomas Bigl
Entwicklung, angepasste Herstellungs-
verfahren und erweiterte Qualitätssiche-
rung von einatzgerechten elektroni-
schen Baugruppen
FAPS, 175 Seiten, 107 Bilder, 14 Tab. 2008.
ISBN 978-3-87525-280-4.

Band 198: Stephan Roth
Grundlegende Untersuchungen zum
Excimerlaserstrahl-Abtragen unter
Flüssigkeitsfilmen
LFT, 113 Seiten, 47 Bilder, 14 Tab. 2008.
ISBN 978-3-87525-281-1.

Band 199: Artur Giera
Prozesstechnische Untersuchungen
zum Rührreibschweißen metallischer
Werkstoffe
LFT, 179 Seiten, 104 Bilder, 36 Tab. 2008.
ISBN 978-3-87525-282-8.

Band 200: Jürgen Lechler
Beschreibung und Modellierung
des Werkstoffverhaltens von
presshärtbaren Bor-Manganstählen
LFT, 154 Seiten, 75 Bilder, 12 Tab. 2009.
ISBN 978-3-87525-286-6.

Band 201: Andreas Blankl
Untersuchungen zur Erhöhung der
Prozessrobustheit bei der Innenhoch-
druck-Umformung von flächigen Halb-
zeugen mit vor- bzw. nachgeschalteten
Laserstrahlfügeoperationen
LFT, 120 Seiten, 68 Bilder, 9 Tab. 2009.
ISBN 978-3-87525-287-3.

Band 202: Andreas Schaller
Modellierung eines nachfrageorientierten
Produktionskonzeptes für mobile
Telekommunikationsgeräte
FAPS, 120 Seiten, 79 Bilder, 0 Tab. 2009.
ISBN 978-3-87525-289-7.

Band 203: Claudius Schimpf
Optimierung von Zuverlässigkeitsunter-
suchungen, Prüfabläufen und Nachar-
beitsprozessen in der Elektronikproduk-
tion
FAPS, 162 Seiten, 90 Bilder, 14 Tab. 2009.
ISBN 978-3-87525-290-3.

Band 204: Simon Dietrich
Sensoriken zur Schwerpunktslagebestim-
mung der optischen Prozessemissionen
beim Laserstrahltiefschweißen
LFT, 138 Seiten, 70 Bilder, 5 Tab. 2009.
ISBN 978-3-87525-292-7.

Band 205: Wolfgang Wolf
Entwicklung eines agentenbasierten
Steuerungssystems zur
Materialflussorganisation im
wandelbaren Produktionsumfeld
FAPS, 167 Seiten, 98 Bilder. 2009.
ISBN 978-3-87525-293-4.

Band 206: Steffen Polster
Laserdurchstrahlungsschweißen
transparenter Polymerbauteile
LFT, 160 Seiten, 92 Bilder, 13 Tab. 2009.
ISBN 978-3-87525-294-1.

Band 207: Stephan Manuel Dörfler
Rührreibschweißen von walzplattiertem
Halbzeug und Aluminiumblech zur
Herstellung flächiger Aluminiumschaum-
Sandwich-Verbundstrukturen
LFT, 190 Seiten, 98 Bilder, 5 Tab. 2009.
ISBN 978-3-87525-295-8.

Band 208: Uwe Vogt
Seriennahe Auslegung von Aluminium
Tailored Heat Treated Blanks
LFT, 151 Seiten, 68 Bilder, 26 Tab. 2009.
ISBN 978-3-87525-296-5.

Band 209: Till Laumann
Qualitative und quantitative Bewertung
der Crashtauglichkeit von höchstfesten
Stählen
LFT, 117 Seiten, 69 Bilder, 7 Tab. 2009.
ISBN 978-3-87525-299-6.

Band 210: Alexander Diehl
Größeneffekte bei Biegeprozessen-
Entwicklung einer Methodik zur
Identifikation und Quantifizierung
LFT, 180 Seiten, 92 Bilder, 12 Tab. 2010.
ISBN 978-3-87525-302-3.

Band 211: Detlev Staud
Effiziente Prozesskettenauslegung für das
Umformen lokal wärmebehandelter und
geschweißter Aluminiumbleche
LFT, 164 Seiten, 72 Bilder, 12 Tab. 2010.
ISBN 978-3-87525-303-0.

Band 212: Jens Ackermann
Prozesssicherung beim Laserdurchstrahl-
schweißen thermoplastischer Kunststoffe
LPT, 129 Seiten, 74 Bilder, 13 Tab. 2010.
ISBN 978-3-87525-305-4.

Band 213: Stephan Weidel
Grundlegende Untersuchungen zum
Kontaktzustand zwischen Werkstück
und Werkzeug bei umformtechnischen
Prozessen unter tribologischen
Gesichtspunkten
LFT, 144 Seiten, 67 Bilder, 11 Tab. 2010.
ISBN 978-3-87525-307-8.

Band 214: Stefan Geißdörfer
Entwicklung eines mesoskopischen Modells zur Abbildung von Größeneffekten in der Kaltmassivumformung mit Methoden der FE-Simulation
LFT, 133 Seiten, 83 Bilder, 11 Tab. 2010.
ISBN 978-3-87525-308-5.

Band 215: Christian Matzner
Konzeption produktspezifischer Lösungen zur Robustheitssteigerung elektronischer Systeme gegen die Einwirkung von Betauung im Automobil
FAPS, 165 Seiten, 93 Bilder, 14 Tab. 2010.
ISBN 978-3-87525-309-2.

Band 216: Florian Schußler
Verbindungs- und Systemtechnik für thermisch hochbeanspruchte und miniaturisierte elektronische Baugruppen
FAPS, 184 Seiten, 93 Bilder, 18 Tab. 2010.
ISBN 978-3-87525-310-8.

Band 217: Massimo Cojutti
Strategien zur Erweiterung der Prozessgrenzen bei der Innhochdruck-Umformung von Rohren und Blechpaaren
LFT, 125 Seiten, 56 Bilder, 9 Tab. 2010.
ISBN 978-3-87525-312-2.

Band 218: Raoul Plettke
Mehrkriterielle Optimierung komplexer Aktorsysteme für das Laserstrahljustieren
LFT, 152 Seiten, 25 Bilder, 3 Tab. 2010.
ISBN 978-3-87525-315-3.

Band 219: Andreas Dobroschke
Flexible Automatisierungslösungen für die Fertigung wickeltechnischer Produkte
FAPS, 184 Seiten, 109 Bilder, 18 Tab. 2011.
ISBN 978-3-87525-317-7.

Band 220: Azhar Zam
Optical Tissue Differentiation for Sensor-Controlled Tissue-Specific Laser Surgery
LPT, 99 Seiten, 45 Bilder, 8 Tab. 2011.
ISBN 978-3-87525-318-4.

Band 221: Michael Rösch
Potenziale und Strategien zur Optimierung des Schablonendruckprozesses in der Elektronikproduktion
FAPS, 192 Seiten, 127 Bilder, 19 Tab. 2011.
ISBN 978-3-87525-319-1.

Band 222: Thomas Rechtenwald
Quasi-isothermes Laserstrahlsintern von Hochtemperatur-Thermoplasten - Eine Betrachtung werkstoff-prozessspezifischer Aspekte am Beispiel PEEK
LPT, 150 Seiten, 62 Bilder, 8 Tab. 2011.
ISBN 978-3-87525-320-7.

Band 223: Daniel Craiovan
Prozesse und Systemlösungen für die SMT-Montage optischer Bauelemente auf Substrate mit integrierten Lichtwellenleitern
FAPS, 165 Seiten, 85 Bilder, 8 Tab. 2011.
ISBN 978-3-87525-324-5.

Band 224: Kay Wagner
Beanspruchungsangepasste
Kaltmassivumformwerkzeuge durch
lokal optimierte Werkzeugoberflächen
LFT, 147 Seiten, 103 Bilder, 17 Tab. 2011.
ISBN 978-3-87525-325-2.

Band 225: Martin Brandhuber
Verbesserung der Prognosegüte des Ver-
sagens von Punktschweißverbindungen
bei höchstfesten Stahlgüten
LFT, 155 Seiten, 91 Bilder, 19 Tab. 2011.
ISBN 978-3-87525-327-6.

Band 226: Peter Sebastian Feuser
Ein Ansatz zur Herstellung von
pressgehärteten Karosseriekomponenten
mit maßgeschneiderten mechanischen
Eigenschaften: Temperierte Umform-
werkzeuge. Prozessfenster, Prozesssimu-
lation und funktionale Untersuchung
LFT, 195 Seiten, 97 Bilder, 60 Tab. 2012.
ISBN 978-3-87525-328-3.

Band 227: Murat Arbak
Material Adapted Design of Cold Forging
Tools Exemplified by Powder
Metallurgical Tool Steels and Ceramics
LFT, 109 Seiten, 56 Bilder, 8 Tab. 2012.
ISBN 978-3-87525-330-6.

Band 228: Indra Pitz
Beschleunigte Simulation des
Laserstrahlumformens von
Aluminiumblechen
LPT, 137 Seiten, 45 Bilder, 27 Tab. 2012.
ISBN 978-3-87525-333-7.

Band 229: Alexander Grimm
Prozessanalyse und -überwachung des
Laserstrahlhartlötens mittels optischer
Sensorik
LPT, 125 Seiten, 61 Bilder, 5 Tab. 2012.
ISBN 978-3-87525-334-4.

Band 230: Markus Kupper
Biegen von höhenfesten Stahlblechwerk-
stoffen - Umformverhalten und Grenzen
der Biegebarkeit
LFT, 160 Seiten, 57 Bilder, 10 Tab. 2012.
ISBN 978-3-87525-339-9.

Band 231: Thomas Kroiß
Modellbasierte Prozessauslegung für
die Kaltmassivumformung unter
Brücksichtigung der Werkzeug- und
Pressenauffederung
LFT, 169 Seiten, 50 Bilder, 19 Tab. 2012.
ISBN 978-3-87525-341-2.

Band 232: Christian Goth
Analyse und Optimierung der Entwick-
lung und Zuverlässigkeit räumlicher
Schaltungsträger (3D-MID)
FAPS, 176 Seiten, 102 Bilder, 22 Tab. 2012.
ISBN 978-3-87525-340-5.

Band 233: Christian Ziegler
Ganzheitliche Automatisierung
mechatronischer Systeme in der Medizin
am Beispiel Strahlentherapie
FAPS, 170 Seiten, 71 Bilder, 19 Tab. 2012.
ISBN 978-3-87525-342-9.

Band 234: Florian Albert
Automatisiertes Laserstrahllöten
und -reparaturlöten elektronischer
Baugruppen
LPT, 127 Seiten, 78 Bilder, 11 Tab. 2012.
ISBN 978-3-87525-344-3.

Band 235: Thomas Stöhr
Analyse und Beschreibung des
mechanischen Werkstoffverhaltens
von presshärtbaren Bor-Manganstählen
LFT, 118 Seiten, 74 Bilder, 18 Tab. 2013.
ISBN 978-3-87525-346-7.

Band 236: Christian Kägeler
Prozessdynamik beim
Laserstrahlschweißen verzinkter
Stahlbleche im Überlappstoß
LPT, 145 Seiten, 80 Bilder, 3 Tab. 2013.
ISBN 978-3-87525-347-4.

Band 237: Andreas Sulzberger
Seriennahe Auslegung der Prozesskette
zur wärmeunterstützten Umformung
von Aluminiumblechwerkstoffen
LFT, 153 Seiten, 87 Bilder, 17 Tab. 2013.
ISBN 978-3-87525-349-8.

Band 238: Simon Opel
Herstellung prozessangepasster
Halbzeuge mit variabler Blechdicke
durch die Anwendung von Verfahren
der Blechmassivumformung
LFT, 165 Seiten, 108 Bilder, 27 Tab. 2013.
ISBN 978-3-87525-350-4.

Band 239: Rajesh Kanawade
In-vivo Monitoring of Epithelium
Vessel and Capillary Density for the
Application of Detection of Clinical
Shock and Early Signs of Cancer Develop-
ment
LPT, 124 Seiten, 58 Bilder, 15 Tab. 2013.
ISBN 978-3-87525-351-1.

Band 240: Stephan Busse
Entwicklung und Qualifizierung eines
Schneidclinchverfahrens
LFT, 119 Seiten, 86 Bilder, 20 Tab. 2013.
ISBN 978-3-87525-352-8.

Band 241: Karl-Heinz Leitz
Mikro- und Nanostrukturierung mit kurz
und ultrakurz gepulster Laserstrahlung
LPT, 154 Seiten, 71 Bilder, 9 Tab. 2013.
ISBN 978-3-87525-355-9.

Band 242: Markus Michl
Webbasierte Ansätze zur ganzheitlichen
technischen Diagnose
FAPS, 182 Seiten, 62 Bilder, 20 Tab. 2013.
ISBN 978-3-87525-356-6.

Band 243: Vera Sturm
Einfluss von Chargenschwankungen
auf die Verarbeitungsgrenzen von
Stahlwerkstoffen
LFT, 113 Seiten, 58 Bilder, 9 Tab. 2013.
ISBN 978-3-87525-357-3.

Band 244: Christian Neudel
Mikrostrukturelle und mechanisch-technologische Eigenschaften widerstandspunktgeschweißter Aluminium-Stahl-Verbindungen für den Fahrzeugbau
LFT, 178 Seiten, 171 Bilder, 31 Tab. 2014.
ISBN 978-3-87525-358-0.

Band 245: Anja Neumann
Konzept zur Beherrschung der Prozessschwankungen im Presswerk
LFT, 162 Seiten, 68 Bilder, 15 Tab. 2014.
ISBN 978-3-87525-360-3.

Band 246: Ulf-Hermann Quentin
Laserbasierte Nanostrukturierung mit optisch positionierten Mikrolinsen
LPT, 137 Seiten, 89 Bilder, 6 Tab. 2014.
ISBN 978-3-87525-361-0.

Band 247: Erik Lamprecht
Der Einfluss der Fertigungsverfahren auf die Wirbelstromverluste von Stator-Einzelzahnblechpaketen für den Einsatz in Hybrid- und Elektrofahrzeugen
FAPS, 148 Seiten, 138 Bilder, 4 Tab. 2014.
ISBN 978-3-87525-362-7.

Band 248: Sebastian Rösel
Wirkmedienbasierte Umformung von Blechhalbzeugen unter Anwendung magnetorheologischer Flüssigkeiten als kombiniertes Wirk- und Dichtmedium
LFT, 148 Seiten, 61 Bilder, 12 Tab. 2014.
ISBN 978-3-87525-363-4.

Band 249: Paul Hippchen
Simulative Prognose der Geometrie indirekt pressgehärteter Karosseriebauteile für die industrielle Anwendung
LFT, 163 Seiten, 89 Bilder, 12 Tab. 2014.
ISBN 978-3-87525-364-1.

Band 250: Martin Zubeil
Versagensprognose bei der Prozesssimulation von Biegeumform- und Falzverfahren
LFT, 171 Seiten, 90 Bilder, 5 Tab. 2014.
ISBN 978-3-87525-365-8.

Band 251: Alexander Kühl
Flexible Automatisierung der Statorenmontage mit Hilfe einer universellen ambidexteren Kinematik
FAPS, 142 Seiten, 60 Bilder, 26 Tab. 2014.
ISBN 978-3-87525-367-2.

Band 252: Thomas Albrecht
Optimierte Fertigungstechnologien für Rotoren getriebeintegrierter PM-Synchronmotoren von Hybridfahrzeugen
FAPS, 198 Seiten, 130 Bilder, 38 Tab. 2014.
ISBN 978-3-87525-368-9.

Band 253: Florian Risch
Planning and Production Concepts for Contactless Power Transfer Systems for Electric Vehicles
FAPS, 185 Seiten, 125 Bilder, 13 Tab. 2014.
ISBN 978-3-87525-369-6.

Band 254: Markus Weigl
Laserstrahlschweißen von Mischverbindungen aus austenitischen und ferritischen korrosionsbeständigen Stahlwerkstoffen
LPT, 184 Seiten, 110 Bilder, 6 Tab. 2014.
ISBN 978-3-87525-370-2.

Band 255: Johannes Noneder
Beanspruchungserfassung für die Validierung von FE-Modellen zur Auslegung von Massivumformwerkzeugen
LFT, 161 Seiten, 65 Bilder, 14 Tab. 2014.
ISBN 978-3-87525-371-9.

Band 256: Andreas Reinhardt
Ressourceneffiziente Prozess- und Produktionstechnologie für flexible Schaltungsträger
FAPS, 123 Seiten, 69 Bilder, 19 Tab. 2014.
ISBN 978-3-87525-373-3.

Band 257: Tobias Schmuck
Ein Beitrag zur effizienten Gestaltung globaler Produktions- und Logistiknetzwerke mittels Simulation
FAPS, 151 Seiten, 74 Bilder. 2014.
ISBN 978-3-87525-374-0.

Band 258: Bernd Eichenhüller
Untersuchungen der Effekte und Wechselwirkungen charakteristischer Einflussgrößen auf das Umformverhalten bei Mikroumformprozessen
LFT, 127 Seiten, 29 Bilder, 9 Tab. 2014.
ISBN 978-3-87525-375-7.

Band 259: Felix Lütteke
Vielseitiges autonomes Transportsystem basierend auf Weltmodellerstellung mittels Datenfusion von Deckenkameras und Fahrzeugsensoren
FAPS, 152 Seiten, 54 Bilder, 20 Tab. 2014.
ISBN 978-3-87525-376-4.

Band 260: Martin Grüner
Hochdruck-Blechumformung mit formlos festen Stoffen als Wirkmedium
LFT, 144 Seiten, 66 Bilder, 29 Tab. 2014.
ISBN 978-3-87525-379-5.

Band 261: Christian Brock
Analyse und Regelung des Laserstrahl-tiefschweißprozesses durch Detektion der Metaldampffackelposition
LPT, 126 Seiten, 65 Bilder, 3 Tab. 2015.
ISBN 978-3-87525-380-1.

Band 262: Peter Vatter
Sensitivitätsanalyse des 3-Rollen-Schubbiegens auf Basis der Finite Elemente Methode
LFT, 145 Seiten, 57 Bilder, 26 Tab. 2015.
ISBN 978-3-87525-381-8.

Band 263: Florian Klämpfl
Planung von Laserbestrahlungen durch simulationsbasierte Optimierung
LPT, 169 Seiten, 78 Bilder, 32 Tab. 2015.
ISBN 978-3-87525-384-9.

Band 264: Matthias Domke
Transiente physikalische Mechanismen
bei der Laserablation von dünnen
Metallschichten
LPT, 133 Seiten, 43 Bilder, 3 Tab. 2015.
ISBN 978-3-87525-385-6.

Band 265: Johannes Götz
Community-basierte Optimierung des
Anlagenengineerings
FAPS, 177 Seiten, 80 Bilder, 30 Tab. 2015.
ISBN 978-3-87525-386-3.

Band 266: Hung Nguyen
Qualifizierung des Potentials von
Verfestigungseffekten zur Erweiterung
des Umformvermögens aushärtbarer
Aluminiumlegierungen
LFT, 137 Seiten, 57 Bilder, 16 Tab. 2015.
ISBN 978-3-87525-387-0.

Band 267: Andreas Kuppert
Erweiterung und Verbesserung von Ver-
suchs- und Auswertetechniken für die
Bestimmung von Grenzformänderungs-
kurven
LFT, 138 Seiten, 82 Bilder, 2 Tab. 2015.
ISBN 978-3-87525-388-7.

Band 268: Kathleen Klaus
Erstellung eines Werkstofforientierten
Fertigungsprozessfensters zur Steigerung
des Formgebungsvermögens von Alumi-
niumlegierungen unter Anwendung einer
zwischeneschalteten Wärmebehandlung
LFT, 154 Seiten, 70 Bilder, 8 Tab. 2015.
ISBN 978-3-87525-391-7.

Band 269: Thomas Svec
Untersuchungen zur Herstellung von
funktionsoptimierten Bauteilen im
partiellen Presshärtprozess mittels lokal
unterschiedlich temperierter Werkzeuge
LFT, 166 Seiten, 87 Bilder, 15 Tab. 2015.
ISBN 978-3-87525-392-4.

Band 270: Tobias Schrader
Grundlegende Untersuchungen zur
Verschleißcharakterisierung beschichte-
ter Kaltmassivumformwerkzeuge
LFT, 164 Seiten, 55 Bilder, 11 Tab. 2015.
ISBN 978-3-87525-393-1.

Band 271: Matthäus Brela
Untersuchung von Magnetfeld-Messme-
thoden zur ganzheitlichen Wertschöp-
fungsoptimierung und Fehlerdetektion
an magnetischen Aktoren
FAPS, 170 Seiten, 97 Bilder, 4 Tab. 2015.
ISBN 978-3-87525-394-8.

Band 272: Michael Wieland
Entwicklung einer Methode zur Prognose
adhäsiven Verschleißes an Werkzeugen
für das direkte Presshärten
LFT, 156 Seiten, 84 Bilder, 9 Tab. 2015.
ISBN 978-3-87525-395-5.

Band 273: René Schramm
Strukturierte additive Metallisierung
durch kaltaktives
Atmosphärendruckplasma
FAPS, 136 Seiten, 62 Bilder, 15 Tab. 2015.
ISBN 978-3-87525-396-2.

Band 274: Michael Lechner
Herstellung beanspruchungsangepasster
Aluminiumblechhalbzeuge durch
eine maßgeschneiderte Variation der
Abkühlgeschwindigkeit nach
Lösungsglühen
LFT, 136 Seiten, 62 Bilder, 15 Tab. 2015.
ISBN 978-3-87525-397-9.

Band 275: Kolja Andreas
Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit
auf das Werkzeugeinsatzverhalten beim
Kaltfließpressen
LFT, 169 Seiten, 76 Bilder, 4 Tab. 2015.
ISBN 978-3-87525-398-6.

Band 276: Marcus Baum
Laser Consolidation of ITO Nanoparticles
for the Generation of Thin Conductive
Layers on Transparent Substrates
LPT, 158 Seiten, 75 Bilder, 3 Tab. 2015.
ISBN 978-3-87525-399-3.

Band 277: Thomas Schneider
Umformtechnische Herstellung
dünnwandiger Funktionsbauteile
aus Feinblech durch Verfahren der
Blechmassivumformung
LFT, 188 Seiten, 95 Bilder, 7 Tab. 2015.
ISBN 978-3-87525-401-3.

Band 278: Jochen Merhof
Sematische Modellierung automatisierter
Produktionssysteme zur Verbesserung
der IT-Integration zwischen Anlagen-
Engineering und Steuerungsebene
FAPS, 157 Seiten, 88 Bilder, 8 Tab. 2015.
ISBN 978-3-87525-402-0.

Band 279: Fabian Zöller
Erarbeitung von Grundlagen zur
Abbildung des tribologischen Systems
in der Umformsimulation
LFT, 126 Seiten, 51 Bilder, 3 Tab. 2016.
ISBN 978-3-87525-403-7.

Band 280: Christian Hezler
Einsatz technologischer Versuche zur
Erweiterung der Versagensvorhersage
bei Karosseriebauteilen aus höchstfesten
Stählen
LFT, 147 Seiten, 63 Bilder, 44 Tab. 2016.
ISBN 978-3-87525-404-4.

Band 281: Jochen Bönig
Integration des Systemverhaltens von
Automobil-Hochvoltleitungen in die
virtuelle Absicherung durch
strukturmechanische Simulation
FAPS, 177 Seiten, 107 Bilder, 17 Tab. 2016.
ISBN 978-3-87525-405-1.

Band 282: Johannes Kohl
Automatisierte Datenerfassung für disk-
ret ereignisorientierte Simulationen in
der energieflexiblen Fabrik
FAPS, 160 Seiten, 80 Bilder, 27 Tab. 2016.
ISBN 978-3-87525-406-8.

Band 283: Peter Bechtold
Mikroschockwellenumformung mittels
ultrakurzer Laserpulse
LPT, 155 Seiten, 59 Bilder, 10 Tab. 2016.
ISBN 978-3-87525-407-5.

Band 284: Stefan Berger
Laserstrahlschweißen thermoplastischer
Kohlenstofffaserverbundwerkstoffe mit
spezifischem Zusatzdraht
LFT, 118 Seiten, 68 Bilder, 9 Tab. 2016.
ISBN 978-3-87525-408-2.

Band 285: Martin Bornschlegl
Methods-Energy Measurement - Eine
Methode zur Energieplanung für
Fügeverfahren im Karosseriebau
FAPS, 136 Seiten, 72 Bilder, 46 Tab. 2016.
ISBN 978-3-87525-409-9.

Band 286: Tobias Rackow
Erweiterung des Unternehmenscontrol-
lings um die Dimension Energie
FAPS, 164 Seiten, 82 Bilder, 29 Tab. 2016.
ISBN 978-3-87525-410-5.

Band 287: Johannes Koch
Grundlegende Untersuchungen zur
Herstellung zyklisch-symmetrischer
Bauteile mit Nebenformelementen durch
Blechmassivumformung
LFT, 125 Seiten, 49 Bilder, 17 Tab. 2016.
ISBN 978-3-87525-411-2.

Band 288: Hans Ulrich Vierzigmann
Beitrag zur Untersuchung der
tribologischen Bedingungen in der
Blechmassivumformung - Bereitstellung
von tribologischen Modellversuchen und
Realisierung von Tailored Surfaces
LFT, 174 Seiten, 102 Bilder, 34 Tab. 2016.
ISBN 978-3-87525-412-9.

Band 289: Thomas Senner
Methodik zur virtuellen Absicherung
der formgebenden Operation des
Nasspressprozesses von
Gelege-Mehrschichtverbunden
LFT, 156 Seiten, 96 Bilder, 21 Tab. 2016.
ISBN 978-3-87525-414-3.

Band 290: Sven Kreitlein
Der grundoperationsspezifische
Mindestenergiebedarf als Referenzwert
zur Bewertung der Energieeffizienz in
der Produktion
FAPS, 185 Seiten, 64 Bilder, 30 Tab. 2016.
ISBN 978-3-87525-415-0.

Band 291: Christian Roos
Remote-Laserstrahlschweißen verzinkter
Stahlbleche in Kehlnahtgeometrie
LFT, 123 Seiten, 52 Bilder, 0 Tab. 2016.
ISBN 978-3-87525-416-7.

Band 292: Alexander Kahrmanidis
Thermisch unterstützte Umformung von
Aluminiumblechen
LFT, 165 Seiten, 103 Bilder, 18 Tab. 2016.
ISBN 978-3-87525-417-4.

Band 293: Jan Tremel
Flexible Systems for Permanent
Magnet Assembly and Magnetic Rotor
Measurement / Flexible Systeme zur
Montage von Permanentmagneten und
zur Messung magnetischer Rotoren
FAPS, 152 Seiten, 91 Bilder, 12 Tab. 2016.
ISBN 978-3-87525-419-8.

Band 294: Ioannis Tsoupis
Schädigungs- und Versagensverhalten
hochfester Leichtbauwerkstoffe unter
Biegebeanspruchung
LFT, 176 Seiten, 51 Bilder, 6 Tab. 2017.
ISBN 978-3-87525-420-4.

Band 295: Sven Hildering
Grundlegende Untersuchungen zum
Prozessverhalten von Silizium als
Werkzeugwerkstoff für das
Mikroscherschneiden metallischer Folien
LFT, 177 Seiten, 74 Bilder, 17 Tab. 2017.
ISBN 978-3-87525-422-8.

Band 296: Sasia Mareike Hertweck
Zeitliche Pulsformung in der
Lasermikromaterialbearbeitung –
Grundlegende Untersuchungen und
Anwendungen
LPT, 146 Seiten, 67 Bilder, 5 Tab. 2017.
ISBN 978-3-87525-423-5.

Band 297: Paryanto
Mechatronic Simulation Approach for
the Process Planning of Energy-Efficient
Handling Systems
FAPS, 162 Seiten, 86 Bilder, 13 Tab. 2017.
ISBN 978-3-87525-424-2.

Band 298: Peer Stenzel
Großserientaugliche Nadelwickeltechnik
für verteilte Wicklungen im
Anwendungsfall der E-Traktionsantriebe
FAPS, 239 Seiten, 147 Bilder, 20 Tab. 2017.
ISBN 978-3-87525-425-9.

Band 299: Mario Lušić
Ein Vorgehensmodell zur Erstellung
montageführender Werkerinformations-
systeme simultan zum
Produktentstehungsprozess
FAPS, 174 Seiten, 79 Bilder, 22 Tab. 2017.
ISBN 978-3-87525-426-6.

Band 300: Arnd Buschhaus
Hochpräzise adaptive Steuerung und
Regelung robotergeführter Prozesse
FAPS, 202 Seiten, 96 Bilder, 4 Tab. 2017.
ISBN 978-3-87525-427-3.

Band 301: Tobias Laumer
Erzeugung von thermoplastischen
Werkstoffverbunden mittels simultanem,
intensitätsselektivem
Laserstrahlschmelzen
LPT, 140 Seiten, 82 Bilder, 0 Tab. 2017.
ISBN 978-3-87525-428-0.

Band 302: Nora Unger
Untersuchung einer thermisch unter-
stützten Fertigungskette zur Herstellung
umgeformter Bauteile aus der höherfes-
ten Aluminiumlegierung EN AW-7020
LFT, 142 Seiten, 53 Bilder, 8 Tab. 2017.
ISBN 978-3-87525-429-7.

Band 303: Tommaso Stellin
Design of Manufacturing Processes for
the Cold Bulk Forming of Small Metal
Components from Metal Strip
LFT, 146 Seiten, 67 Bilder, 7 Tab. 2017.
ISBN 978-3-87525-430-3.

Band 304: Bassim Bachy
Experimental Investigation, Modeling,
Simulation and Optimization of Molded
Interconnect Devices (MID) Based on
Laser Direct Structuring (LDS) / Experi-
mentelle Untersuchung, Modellierung,
Simulation und Optimierung von Molded
Interconnect Devices (MID) basierend
auf Laser Direktstrukturierung (LDS)
FAPS, 168 Seiten, 120 Bilder, 26 Tab. 2017.
ISBN 978-3-87525-431-0.

Band 305: Michael Spahr
Automatisierte Kontaktierungsverfahren
für flachleiterbasierte
Pkw-Bordnetzsysteme
FAPS, 197 Seiten, 98 Bilder, 17 Tab. 2017.
ISBN 978-3-87525-432-7.

Band 306: Sebastian Suttner
Charakterisierung und Modellierung
des spannungszustandsabhängigen
Werkstoffverhaltens der Magnesium-
legierung AZ31B für die numerische
Prozessauslegung
LFT, 150 Seiten, 84 Bilder, 19 Tab. 2017.
ISBN 978-3-87525-433-4.

Band 307: Bhargav Potdar
A reliable methodology to deduce
thermo-mechanical flow behaviour of
hot stamping steels
LFT, 203 Seiten, 98 Bilder, 27 Tab. 2017.
ISBN 978-3-87525-436-5.

Band 308: Maria Löffler
Steuerung von Blechmassivumformpro-
zessen durch maßgeschneiderte
tribologische Systeme
LFT, viii u. 166 Seiten, 90 Bilder, 5 Tab.
2018. ISBN 978-3-96147-133-1.

Band 309: Martin Müller
Untersuchung des kombinierten Trenn-
und Umformprozesses beim Fügen art-
ungleicher Werkstoffe mittels
Schneidclinchverfahren
LFT, xi u. 149 Seiten, 89 Bilder, 6 Tab.
2018. ISBN: 978-3-96147-135-5.

Band 310: Christopher Kästle
Qualifizierung der Kupfer-Drahtbond-
technologie für integrierte Leistungs-
module in harschen Umgebungs-
bedingungen
FAPS, xii u. 167 Seiten, 70 Bilder, 18 Tab.
2018. ISBN 978-3-96147-145-4.

Band 311: Daniel Vipavc
Eine Simulationsmethode für das
3-Rollen-Schubbiegen
LFT, xiii u. 121 Seiten, 56 Bilder, 17 Tab.
2018. ISBN 978-3-96147-147-8.

Band 312: Christina Ramer
Arbeitsraumüberwachung und autonome
Bahnplanung für ein sicheres und
flexibles Roboter-Assistenzsystem
in der Fertigung
FAPS, xiv u. 188 Seiten, 57 Bilder, 9 Tab.
2018. ISBN 978-3-96147-153-9.

Band 313: Miriam Rauer
Der Einfluss von Poren auf die
Zuverlässigkeit der Lötverbindungen
von Hochleistungs-Leuchtdioden
FAPS, xii u. 209 Seiten, 108 Bilder, 21 Tab.
2018. ISBN 978-3-96147-157-7.

Band 314: Felix Tenner
Kamerabasierte Untersuchungen der Schmelze und Gasströmungen beim Laserstrahlschweißen verzinkter Stahlbleche
LPT, xxiii u. 184 Seiten, 94 Bilder, 7 Tab.
2018. ISBN 978-3-96147-160-7.

Band 315: Aarief Syed-Khaja
Diffusion Soldering for High-temperature Packaging of Power Electronics
FAPS, x u. 202 Seiten, 144 Bilder, 32 Tab.
2018. ISBN 978-3-87525-162-1.

Band 316: Adam Schaub
Grundlagenwissenschaftliche Untersuchung der kombinierten Prozesskette aus Umformen und Additive Fertigung
LFT, xi u. 192 Seiten, 72 Bilder, 27 Tab.
2019. ISBN 978-3-96147-166-9.

Band 317: Daniel Gröbel
Herstellung von Nebenformelementen unterschiedlicher Geometrie an Blechen mittels Fließpressverfahren der Blechmassivumformung
LFT, x u. 165 Seiten, 96 Bilder, 13 Tab.
2019. ISBN 978-3-96147-168-3.

Band 318: Philipp Hildenbrand
Entwicklung einer Methodik zur Herstellung von Tailored Blanks mit definierten Halbzeugeigenschaften durch einen Taumelprozess
LFT, ix u. 153 Seiten, 77 Bilder, 4 Tab.
2019. ISBN 978-3-96147-174-4.

Band 319: Tobias Konrad
Simulative Auslegung der Spann- und Fixierkonzepte im Karosserierohbau: Bewertung der Baugruppenmaßhaltigkeit unter Berücksichtigung schwankender Einflussgrößen
LFT, x u. 203 Seiten, 134 Bilder, 32 Tab.
2019. ISBN 978-3-96147-176-8.

Band 320: David Meinel
Architektur applikationsspezifischer Multi-Physics-Simulationskonfiguratoren am Beispiel modularer Triebzüge
FAPS, xii u. 166 Seiten, 82 Bilder, 25 Tab.
2019. ISBN 978-3-96147-184-3.

Band 321: Andrea Zimmermann
Grundlegende Untersuchungen zum Einfluss fertigungsbedingter Eigenschaften auf die Ermüdungsfestigkeit kaltmassivumgeformter Bauteile
LFT, ix u. 160 Seiten, 66 Bilder, 5 Tab.
2019. ISBN 978-3-96147-190-4.

Band 322: Christoph Amann
Simulative Prognose der Geometrie nassgepresster Karosseriebauteile aus Gelege-Mehrschichtverbunden
LFT, xvi u. 169 Seiten, 80 Bilder, 13 Tab.
2019. ISBN 978-3-96147-194-2.

Band 323: Jennifer Tenner
Realisierung schmierstofffreier Tiefziehprozesse durch maßgeschneiderte Werkzeugoberflächen
LFT, x u. 187 Seiten, 68 Bilder, 13 Tab.
2019. ISBN 978-3-96147-196-6.

Band 324: Susan Zöller
Mapping Individual Subjective Values to Product Design
KTmfk, xi u. 223 Seiten, 81 Bilder, 25 Tab.
2019. ISBN 978-3-96147-202-4.

Band 325: Stefan Lutz

Erarbeitung einer Methodik zur
semiempirischen Ermittlung der
Umwandlungskinetik durchhärtender
Wälzlagerstähle für die Wärme-
behandlungssimulation

LFT, xiv u. 189 Seiten, 75 Bilder, 32 Tab.
2019. ISBN 978-3-96147-209-3.

Band 326: Tobias Gnihl

Modellbasierte Prozesskettenabbildung
rührreibgeschweißter Aluminium-
halbzeuge zur umformtechnischen
Herstellung höchstfester Leichtbau-
strukturteile

LFT, xii u. 167 Seiten, 68 Bilder, 17 Tab.
2019. ISBN 978-3-96147-217-8.

Band 327: Johannes Bürner

Technisch-wirtschaftliche Optionen zur
Lastflexibilisierung durch intelligente
elektrische Wärmespeicher

FAPS, xiv u. 233 Seiten, 89 Bilder, 27 Tab.
2019. ISBN 978-3-96147-219-2.

Band 328: Wolfgang Böhm

Verbesserung des Umformverhaltens von
mehrlagigen Aluminiumblechwerk-
stoffen mit ultrafeinkörnigem Gefüge

LFT, ix u. 160 Seiten, 88 Bilder, 14 Tab.
2019. ISBN 978-3-96147-227-7.

Band 329: Stefan Landkammer

Grundsatzuntersuchungen, mathemati-
sche Modellierung und Ableitung einer
Auslegungsmethodik für Gelenkantriebe
nach dem Spinnenbeinprinzip

LFT, xii u. 200 Seiten, 83 Bilder, 13 Tab.
2019. ISBN 978-3-96147-229-1.

Abstract

The biomimetic transfer of mechanisms and modes of action has great potential for technical developments. From a biomimetic point of view, biological spider legs are destined for robotic drives. They offer not only enhanced sensitivity with in a lightweight and compact design, yet also enable powerful and dynamic movements. In this work, the transfer of the biological model into a technical pivot drive was carried out using the biology-push-principle. Mathematical modelling and experimental verification of the theoretical behaviour was initially carried out. Furthermore, a design method was developed based on the knowledge gained. An example implementation was shown in form of a biomimetic joint actuator for an eight-legged walking robot. With the dimensioning method, the spider leg actuator is universally applicable and can be used as a novel actuator in robotics.

Biologische Lösungsansätze versprechen großes Potential für den technischen Fortschritt. Für Robotikantriebe können Spinnenbeine als optimales Vorbild dienen, da sie einerseits Leichtbau, Kompaktheit und Sensibilität sowie andererseits kraftvolle, dynamische Bewegungen in sich vereinen und dabei essentielle Grundanforderungen an technische Gelenkantriebe erfüllen. Im Rahmen der Arbeit wurde, mit Hilfe von Grundsatzuntersuchungen und der Biology-Push-Methodik, erstmals der Transfer des antagonistischen Spinnenbeinprinzips in einen technischen Gelenkantrieb erreicht. Das Funktionsprinzip dieses neuartigen Roboterantriebs wurde mit mathematischen Modellierungen und experimentellen Verifikationen wissenschaftlich ausgearbeitet. Die Erkenntnisse dieser Analysen ermöglichten die Ableitung einer Auslegungsmethodik. Die Validierung erfolgte anhand eines spinnenartigen Laufroboters. Damit ist der Gelenkmechanismus als neues Antriebselement allgemeingültig anwendbar und in der Robotik als neuer Aktuator einsetzbar.

