

Forschungsberichte aus dem
wbk Institut für Produktionstechnik
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

Ludwig Benedikt Hausmann

**Kinematisches Twisten
von Statoren mit Hairpin-Wicklung
für elektrische Traktionsmotoren**

Band 310

Forschungsberichte aus dem
wbk Institut für Produktionstechnik
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

Hrsg.: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Fleischer
Prof. Dr.-Ing. Gisela Lanza
Prof. Dr.-Ing. habil. Volker Schulze
Prof. Dr.-Ing. Frederik Zanger

Ludwig Benedikt Hausmann

**Kinematisches Twisten
von Statoren mit Hairpin-Wicklung
für elektrische Traktionsmotoren**

Band 310

Kinematisches Twisten von Statoren mit Hairpin-Wicklung für elektrische Traktionsmotoren

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

angenommene

Dissertation

von

Ludwig Benedikt Hausmann, M.Sc.

aus Steinheim (Westfalen)

Tag der mündlichen Prüfung: 17. März 2026
Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Fleischer
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Wolfram Volk

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.

Zugl.: Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie, Diss., 2026

Copyright Shaker Verlag 2026

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany.

Print-ISBN	978-3-8191-0771-9
PDF-ISBN	978-3-8191-0808-2
ISSN	2944-6430
eISSN	2944-6449

Shaker Verlag GmbH • Am Langen Graben 15a • 52353 Düren
Telefon: 02421 / 99 0 11 - 0 • Telefax: 02421 / 99 0 11 - 9
Internet: www.shaker.de • E-Mail: info@shaker.de

Vorwort des Herausgebers

Die schnelle und effiziente Umsetzung innovativer Technologien wird vor dem Hintergrund der Globalisierung der Wirtschaft der entscheidende Wirtschaftsfaktor für produzierende Unternehmen. Universitäten können als "Wertschöpfungspartner" einen wesentlichen Beitrag zur Wettbewerbsfähigkeit der Industrie leisten, indem sie wissenschaftliche Grundlagen sowie neue Methoden und Technologien erarbeiten und aktiv den Umsetzungsprozess in die praktische Anwendung unterstützen.

Vor diesem Hintergrund wird im Rahmen dieser Schriftenreihe über aktuelle Forschungsergebnisse des Instituts für Produktionstechnik (wbk) am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) berichtet. Unsere Forschungsarbeiten beschäftigen sich sowohl mit der Leistungssteigerung von additiven und subtraktiven Fertigungsverfahren, den Produktionsanlagen und der Prozessautomatisierung sowie mit der ganzheitlichen Betrachtung und Optimierung der Produktionssysteme und -netzwerke. Hierbei werden jeweils technologische wie auch organisatorische Aspekte betrachtet.

Prof. Dr.-Ing. Jürgen Fleischer

Prof. Dr.-Ing. Gisela Lanza

Prof. Dr.-Ing. habil. Volker Schulze

Prof. Dr.-Ing. Frederik Zanger

Vorwort des Verfassers

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am wbk Institut für Produktionstechnik des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT). An dieser Stelle möchte ich allen Personen danken, die mich während der Entstehung dieser Arbeit begleitet und unterstützt haben.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Jürgen Fleischer für die Betreuung meiner Promotion als Hauptreferent. Sein großes Vertrauen in meine Arbeit sowie die Möglichkeit, mich anspruchsvollen wissenschaftlichen Fragestellungen zu widmen, habe ich stets sehr geschätzt. Des Weiteren danke ich Prof. Dr.-Ing. Wolfram Volk für die Übernahme des Korreferats und die sorgfältige Begutachtung meiner Dissertation. Ebenso danke ich Prof. Dr. Christian Greiner für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Darüber hinaus möchte ich mich bei meinen Kolleginnen und Kollegen am Institut bedanken, die durch den fachlichen Austausch, die anregenden Diskussionen sowie die angenehme Arbeitsatmosphäre wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Für die stets gute Zusammenarbeit und die gemeinsame Zeit möchte ich mich besonders bei Felix Fraider, Maximilian Halwas, Dominik Mayer, Felix Wirth und Wilken Wößner bedanken. Des Weiteren danke ich Anne-Sophie Rossol für ihre offene und hilfsbereite Art sowie die organisatorische Unterstützung während meiner Zeit am Institut. Für das sorgfältige Korrekturlesen meiner Dissertation und die wertvollen fachlichen Ratschläge gilt mein herzlicher Dank Felix Wirth.

Für den großen Rückhalt und die stetige Motivation möchte ich mich besonders bei meinen Eltern und meinen beiden Brüdern bedanken. Von Herzen danke ich schließlich meiner Frau Katharina, deren bedingungslose Unterstützung und Verständnis mir die notwendige Kraft gegeben haben, mich in dieser Zeit voll und ganz auf meine Arbeit zu konzentrieren.

Karlsruhe, im März 2026

Ludwig Hausmann

Kurzfassung

Vor dem Hintergrund globaler Klimaschutzbemühungen kommt der Elektrifizierung des Mobilitätssektors eine Schlüsselrolle bei der Verringerung von Treibhausgasemissionen zu. Im Mittelpunkt elektrifizierter Antriebssysteme steht dabei der elektrische Traktionsmotor als zentrale Komponente des Antriebsstrangs – unabhängig vom eingesetzten Energiespeichersystem. Eine etablierte Fertigungstechnologie in der Automobilindustrie für leistungsstarke und effiziente Traktionsmotoren ist die sogenannte Hairpin-Technologie. Anstelle konventioneller Spulenwicklungen aus lackisoliertem Runddraht kommen hierbei segmentierte, U-förmig gebogene Steckspulen aus vergleichsweise massivem Flachdraht zum Einsatz. Diese werden durch einseitiges axiales Einbringen in das Statorblechpaket und anschließendes Twisten und Kontaktieren der Spulenenenden zu einer elektrisch durchgängigen Wicklung verbunden. Obwohl die Hairpin-Technologie bereits in der hochvolumigen Serienproduktion etabliert ist, sind die eingesetzten Sondermaschinen aufgrund zahlreicher produktspezifischer Werkzeugwechselteile nur bedingt für eine flexible und wirtschaftliche Fertigung kleiner Stückzahlen geeignet. Gleichzeitig resultieren volatile Marktanforderungen sowie ein hoher Innovationsgrad bei der Entwicklung moderner Traktionsmotoren in einem steigenden Bedarf an adaptiven Fertigungstechnologien. Insbesondere die werkzeuggebundenen Twistprozesse zur simultanen Umformung der Spulenenenden und deren aufwändige experimentelle Parametrierung verursachen hohe Durchlaufzeiten und Werkzeugkosten im Prototypenbau sowie in der Kleinserienproduktion.

Vor diesem Hintergrund wird im Rahmen dieser Arbeit ein kinematischer Aufweit- und Twistprozess mit sequenzieller Umformung der Spulenenenden als flexible und wirtschaftliche Prozessalternative entwickelt. Darüber hinaus wird eine Methodik zur modellbasierten Offline-Parametrierung kinematischer Aufweit- und Twistprozesse erarbeitet, die eine automatisierte Ablauf- sowie Bahnplanung ermöglicht. Zudem wird erstmals die technologische Machbarkeit des kinematischen Twistprozesses mit sequenzieller Prozessführung wissenschaftlich nachgewiesen. Das vereinfachte Anlagenkonzept sowie die reduzierte Anzahl an produktspezifischen Werkzeugen ermöglichen in Kombination mit der experimentell validierten Parametrierungsmethodik ein flexibles Aufweiten und Twisten bei gleichzeitig geringeren Werkzeugkosten. Dadurch wird nicht nur die wirtschaftliche Produktion von Hairpin-Statoren bereits ab Losgröße 1 realisierbar, sondern auch ein Beitrag zur fertigungsgerechten Gestaltung der Kontaktierseite von Hairpin-Statoren geleistet.

Abstract

In the context of global efforts to mitigate climate change, the electrification of the mobility sector plays a key role in reducing greenhouse gas emissions. Within electric drivetrains, the electric traction motor represents the central component, independent of the energy storage system used. Hairpin technology is an established manufacturing technology in the automotive industry and has proven effective for producing powerful and efficient traction motors. Instead of conventional coil windings made of insulated round wire, segmented hairpin coils made of solid flat wire are used, which are bent into a U-shape rather than wound. The hairpin coils are inserted axially into the stator lamination stack on one side and then twisted and connected on the other side to form a continuous electrical winding.

Although hairpin technology is already established in high-volume production, the special-purpose machinery currently used is only partially suitable for the flexible and cost-effective production of small quantities, as it requires numerous product-specific tool change components. At the same time, volatile market requirements and the high rate of innovation in traction motor development are driving demand for adaptive manufacturing technologies. In particular, the tool-based twisting processes used for the simultaneous forming of coil ends, along with their complex experimental parameterization, result in long throughput times and high tooling costs in prototype and small-series production.

Against this background, a combined kinematic widening and twisting process with sequential forming of the coil ends is developed as a flexible and economical alternative manufacturing method within the scope of this work. In addition, a model-based offline parameterization method for the kinematic widening and twisting processes is developed, enabling automated process and path planning. Furthermore, the technological feasibility of the kinematic twisting process with sequential forming of individual wires is demonstrated for the first time. The simplified machine concept and the reduced number of product-specific tools, combined with the experimentally validated parameterization methodology, enable flexible widening and twisting at lower tooling costs. This not only allows the economical production of hairpin stators in batch sizes as small as one, but also contributes to a production-oriented design of the contacting side of hairpin stators.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	I
Abkürzungsverzeichnis	V
Formelverzeichnis	VII
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	2
1.2 Zielsetzung	3
1.3 Aufbau der Arbeit	5
2 Stand der Forschung und Technik	7
2.1 Grundlagen elektrischer Traktionsmotoren	7
2.1.1 Aufbau und Funktionsweise elektrischer Traktionsmotoren	8
2.1.2 Aufbau von Statoren mit Hairpin-Wicklung	10
2.2 Prozesskette zur Fertigung von Statoren mit Hairpin-Wicklung	13
2.3 Aufweiten und Twisten von Hairpin-Statoren	22
2.3.1 Gestaltungsmerkmale der Kontaktierseite	22
2.3.2 Eigenschaften und Qualitätsmerkmale getwisteter Spulenenden	27
2.3.3 Maschinen und Prozesse zum Aufweiten und Twisten	33
2.3.4 Zusammenfassung der prozesstechnischen Grundlagen	46
2.4 Modellierung von Fertigungsprozessen für Statorwicklungen	48
2.4.1 Modellierungsansätze für rund- und flachdrahtbasierte Prozesse	48
2.4.2 Ansätze zur Modellreduktion im Kontext von Twistprozessen	54
2.4.3 Zusammenfassung der methodischen Grundlagen	60
2.5 Forschungsdefizit	62
3 Lösungsansatz und Vorgehensweise	65
3.1 Lösungsansatz	66
3.2 Vorgehensweise	69
4 Konzeption eines kinematischen Twistprozesses	73
4.1 Ableitung des Anlagenkonzepts	74

4.2	Entwicklung der mechanischen Teilsysteme	76
4.2.1	Aufbau und Funktion des Statormanipulators	77
4.2.2	Aufbau und Funktion des Roboterendeffektors	79
4.2.3	Entwicklung der Formwerkzeuge	80
4.3	Entwicklung einer bildbasierten Drahtspitzenerkennung	83
4.4	Konzeption und Implementierung der Anlagensteuerung	86
4.4.1	Aufbau der Programmschnittstelle	88
4.4.2	Definition der Befehlssätze und Programmsyntax	90
4.5	Entwurf der Offline-Programmierungsumgebung	91
5	Modellierung der kinematischen Drahtumformung	94
5.1	Theorie geometrisch exakter Balken	95
5.1.1	Kinematik, Schnittgrößen und Bilanzgleichung	96
5.1.2	Diskretisierung des kontinuierlichen Balkens	100
5.1.3	Elastoplastizität in balkenspezifischen Größen	101
5.2	Bestimmung der elastischen Querschnittseigenschaften	110
5.3	Bestimmung der plastischen Querschnittseigenschaften	114
5.3.1	Numerische Bestimmung der Momenten-Krümmungs-Beziehungen	115
5.3.2	Lösung des Querschnittsproblems für einachsige Biegung	116
5.3.3	Lösung des Querschnittsproblems für Torsion	117
5.4	Methodik zur Berücksichtigung von Starrkörperkollisionen	118
5.5	Numerisches Lösungsverfahren und Implementierung	121
5.6	Verifikation des implementierten Balkenmodells	122
5.6.1	Ringbiegeversuch	123
5.6.2	Einachsige plastische Biegung und Torsion	123
5.6.3	3-Punkt-Biegeversuch	125
5.6.4	Aufweiten einzelner Spulenenden	127
5.6.5	Kombiniertes Aufweiten und Twisten	129
6	Modellgestützte Parametrierung von kinematischen Twistprozessen	132
6.1	Methodik der sequenziellen Ablaufplanung	132

6.1.1	Problembeschreibung und Planungsmethodik	134
6.1.2	Bestimmung der diskreten Start- und Zielkonfiguration	137
6.1.3	Definition zulässiger Gitterpfade	138
6.1.4	Gitterbasierte Kollisionsbetrachtung	140
6.1.5	Verifikation der Ablaufplanung	141
6.2	Planung der Formgebungsbahnen und Zusatzbewegungen	143
6.2.1	Berechnung dreidimensionaler Bahnkurven	145
6.2.2	Numerische Bestimmung der Konturparameter	149
6.2.3	Optimierung von Werkzeugkollisionen	151
6.2.4	Ausgleich geometrischer Werkzeughtoleranzen	153
6.2.5	Planung der Zusatz- und Transferbewegungen	155
6.3	Kompensation von Formgebungs- und Maschineneinflüssen	158
6.3.1	Kompensation der Drahrückfederung	158
6.3.2	Kompensation der elastischen Werkzeugverformung	160
6.3.3	Kompensation der Maschinennachgiebigkeit	161
6.4	Optimierung der Wechselwirkungen zwischen Spulenenden	163
6.4.1	Reduktion der Lageninteraktion	164
6.4.2	Reduktion der Nachbarschaftsinteraktion	165
6.4.3	Reduktion der Drahttorsion	167
6.5	Implementierung der Offline-Programmierungsumgebung	170
6.5.1	Beschreibung der Implementierung	171
6.5.2	Abschätzung des Parametrierungsaufwands	174
7	Experimentelle Validierung des Lösungsansatzes	176
7.1	Analyse der modellbasierten Kompensationsstrategien am Einzeldraht	177
7.1.1	Aufweiten einzelner Spulenenden	177
7.1.2	Kombiniertes Aufweiten und Twisten einzelner Spulenenden	183
7.2	Analyse der modellbasierten Stabilitätsoptimierung	187
7.3	Kinematisches Aufweiten und Twisten vollständiger Statoren	192
7.3.1	Beschreibung der Versuchsstatoren	192
7.3.2	Diskussion der Versuchsergebnisse	194

7.4	Bewertung des Lösungsansatzes	197
7.4.1	Bewertung der Prozessparametrierung	198
7.4.2	Bewertung der Wirtschaftlichkeit	199
8	Zusammenfassung und Ausblick	201
8.1	Zusammenfassung	201
8.2	Ausblick	205
	Publikationsliste des Autors	207
	Literaturverzeichnis	210
	Abbildungsverzeichnis	I
	Tabellenverzeichnis	VIII
	Quelltextverzeichnis	X
	Anhang	XI
A1	Patentanmeldungen im Zusammenhang mit X-Pin-Statoren	XI
A2	Numerische Prozessmodelle in der Wickeltechnik	XII
A3	Definierte Befehlssätze für Aufweit- und Twistprogramme	XIII
A4	Parametrisierung von Rotationen mittels Quaternionen	XIV
A5	Koeffizientenbestimmung der plastischen Modellgleichung	XVI
A6	Pseudocode vorzeichenbehafteter Abstandsfunktionen	XVIII
A7	Werkstoffeigenschaften untersuchter Flachdrähte	XIX
A8	Numerisch ermittelte Konturparameter der Drahtmittellinie	XX
A9	Kollisionsprüfung zwischen Formwerkzeug und Spulenenden	XXVI

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Beschreibung
2D	Zweidimensionalität (zweidimensional, eben)
3D	Dreidimensionalität (dreidimensional, räumlich)
Abaqus	Simulationsumgebung Abaqus CAE der Dassault Systèmes SE
Al	Aluminium
ASM	Asynchronmaschine
BSP	Binäre Raumpartitionierung (Binary Space Partitioning)
BVH	Begrenzende Volumenhierarchie (Bounding Volume Hierarchy)
CAD	Rechnerunterstützte Konstruktion (Computer Aided Design)
CAM	Rechnerunterstützte Fertigung (Computer Aided Manufacturing)
Cu	Kupfer
CPU	Prozessor (Central Processing Unit)
E-Modul	Elastizitätsmodul
FE	Finite-Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
FSM	Fremderregte Synchronmaschine
FTP	Dateiübertragungsprotokoll (File Transfer Protocol)
MKS	Mehrkörpersimulation
MPE	Maximal zulässige Abweichung (Maximum Permissible Error)
NC	Numerische Steuerung (Numerical Control)
PAI	Polyamidimid
PEEK	Polyetheretherketon
PESI	Polyesterimid
PI	Polyimid
PSM	Permanenterregte Synchronmaschine
Python	Programmiersprache der Python Software Foundation
RT	Radial, tangentielle Bewegung
SDF	Vorzeichenbehaftete Abstandsfunktion (Signed Distance Function)
SLM	Selektives Laserstrahlschmelzen (Selective Laser Melting)

SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
STL	Datenformat für triangulierte Geometriedaten (Oberflächen)
TCP	Bezugspunkt des Werkzeugs zur Positionierung des Roboters im Raum (Tool Center Point)
TR	Tangential, radiale Bewegung
VA	Bewegung mit verzögerter radialer Aufweitung
VR	Bewegung mit verzögerter Rotation
VRM	Bewegung mit verzögerter Rotation und kontinuierlichem Übergang
VRO	Bewegung mit verzögerter Rotation ohne Übergang

Formelverzeichnis

Formelzeichen	Beschreibung	Einheit
a	Erste Halbachse einer Ellipse, Superellipse oder eines FG-Squircles	mm
A	Allgemeine Fläche oder Querschnittsfläche	mm ²
A_{sq}	Approximierte Querschnittsfläche eines FG-Squircles	mm ²
b	Zweite Halbachse einer Ellipse, Superellipse oder eines FG-Squircles	mm
b_c	Breite des Leiterquerschnitts eines Flachdrahts	mm
b_{DK}	Kanalbreite des Formwerkzeugs	mm
b_f	Breite eines isolierten Flachdrahts	mm
B_r	Radiale Bauraumabmessung	mm
B_t	Tangentiale Bauraumabmessung	mm
$B_{t,max}$	Maximale tangentielle Bauraumabmessung	mm
c_i	Koeffizienten der empirischen Modellgleichung zur Interpolation von Fließkurven bzw. Approximation von Momenten-Krümmungs-Beziehungen	
$\check{c}_j$	Modifizierte Koeffizienten der empirischen Modellgleichung	
$c_{\Phi,i}$	Koeffizienten der Menge vollständiger Polynome $\{\Phi_i\}$	
$\tilde{c}_{\varepsilon\varepsilon}$	Komponenten des dehnungsbezogenen Teils des reduzierten Steifigkeitstensors	
$\tilde{c}_{\kappa\kappa}$	Komponenten des krümmungsbezogenen Teils des reduzierten Steifigkeitstensors	
d	Distanz oder Abstand	mm
$\bar{d}$	Mittlerer Punktabstand	mm
d_{DG}	Radiale Gitterdistanz	mm
d_{iso}	Isolationsschichtdicke eines Flachdrahts	mm
d_N	Radialer Abstand benachbarter Spulenenden in der Statornut	mm
d_r	Distanz einer radialen Gitterbewegung	–
d_s	Spalt paralleler Spulenenden im abisolierten Drahtbereich	mm
d_w	Radiale Aufweitdistanz	mm

$d_{w,max}$	Maximale radiale Aufweitdistanz	mm
D	Definitionsmenge einer Funktion	
$\mathcal{D}_{pl}$	Längenbezogene plastische Dissipationsleistung	N
E	Elastizitätsmodul	GPa
E_{FW}	Elastizitätsmodul des für das Formwerkzeug eingesetzten Werkstoffs	GPa
f	Skalare Funktion	
F	Konzentrierte Kraft	N
g	Lineare Funktion einer Geraden	
g_0	Steigung einer Funktion $f(x)$ an der Stelle $x = 0$	
G	Schubmodul	N/mm ²
h	Allgemeine Höhe	mm
h_c	Dicke des Leiterquerschnitts eines Flachdrahts	mm
h_f	Dicke eines isolierten Flachdrahts	mm
h_{target}	Axiale Höhe eines Spulenendes in seiner Zielkonfiguration	mm
$h_{w,0}$	Initiale Axialhöhe in der Aufweitposition	mm
$h_{w,min}$	Minimal zulässige Axialhöhe in der Aufweitposition	mm
$h_{w,red}$	Reduzierte Axialhöhe in der Aufweitposition	mm
H	Homotopiefunktion	
H_{step}	Stetige Stufenfunktion (im Englischen „smoothstep function“)	
i	Ganzzahliger Index oder Hilfsvariable	–
I	Axiales Flächenträgheitsmoment	mm ⁴
$I_{FW,i}$	i -tes axiales Flächenträgheitsmoment des Formwerkzeugs	mm ⁴
$\text{Im}(\cdot)$	Imaginärteil einer Quaternion	
I_x	Axiales Flächenträgheitsmoment entlang der x -Achse eines Querschnitts	mm ⁴
I_y	Axiales Flächenträgheitsmoment entlang der y -Achse eines Querschnitts	mm ⁴
j	Ganzzahliger Index	–
J_T	Torsionskonstante	mm ⁴

k	Ganzzahliger Index	–
k_f	Parametrische Fließkurve	MPa
k_{load}	Lastabhängiger Skalierungsfaktor	–
k_p	Penalty-Faktor zur Kontaktkraftberechnung	–
$k_x \mid k_y$	Schubkorrekturfaktoren für Schubbelastungen in x - bzw. y -Richtung	–
l_E	Eingriffslänge des Formwerkzeugs	mm
$l_{\text{FW,red}}$	Reduzierte Länge des Formwerkzeugs	mm
l_{iso}	Abisolierlänge eines Spulenendes	mm
l_s	Länge eines Balkensegments	mm
L	Gesamtlänge einer Kurve oder eines Balkens	mm
L_0	Ausgangslänge eines Drahtstücks bzw. freie Drahtlänge eines Spulenendes	mm
$\tilde{m}$	Inneres Moment	Nmm
$\tilde{m}_{\text{el,pred}}$	Prädiktiertes elastisches Moment	Nmm
$\tilde{m}_{\text{pl,cor}}$	Korrigiertes plastisches Moment	Nmm
$\tilde{m}_{\text{proj},k}$	k -te Komponente des auf die Fließfläche projizierten inneren Moments	Nmm
$\tilde{m}_{\text{yield}}$	Fließmoment	Nmm
$\tilde{m}_{\text{yield}}^{(0)}$	Initiales Fließmoment	Nmm
M	Äußeres Moment	Nmm
M_T	Äußeres Torsionsmoment	Nmm
$M_{\text{T,ep}}$	Elastoplastisches Torsionsmoment	Nmm
$M_{x,\text{ep}}$	Elastoplastisches Biegemoment um die x -Achse	Nmm
n	Ganzzahliger Index	–
n_N	Anzahl der Nuten eines Stators	–
n_{Op}	Anzahl der erforderlichen kinematischen Umformoperationen	–
n_p	Anzahl der Punkte eines Polygons	–
n_s	Anzahl der Spulenenden eines Wickelkopfes	–
n_{SE}	Exponent der Superellipsen-Gleichung	–
N	Anzahl diskreter Punkte	–

O	Ursprung eines Bezugssystems	–
$q_w \mid q_x \mid q_y \mid q_z$	Skalare Komponenten einer Quaternion	–
r	Radius	mm
r_c	Radius des Leiterquerschnitts eines Flachdrahts	mm
r_{DS}	Radiale Position der Drahtspitze	mm
$\hat{r}_i$	i -te diskrete radiale Gitterposition	mm
r_{layer}	Lagenradius	mm
r_{min}	Minimaler Radius	mm
r_s	Glättungsradius	mm
r_{tw}	Twistradius	mm
r_{w0}	Neutraler Radius ohne Aufweitung	mm
$r_{\tau_{\text{max}}}$	Radialer Abstand vom Mittelpunkt eines Querschnitts zum Punkt mit der maximal auftretenden Schubspannung	mm
R	Krümmungsradius	mm
R_e	Elastische Streckgrenze	MPa
$\text{Re}(\cdot)$	Realteil einer Quaternion	
R_m	Zugfestigkeit	MPa
$\mathbb{R}$	Menge der reellen Zahlen	
$\mathbb{R}^2$	Zweidimensionaler reeller Vektorraum	
$\mathbb{R}^3$	Dreidimensionaler reeller Vektorraum	
$\mathbb{R}^n$	n -dimensionaler reeller Vektorraum	
s	Bogenlänge	mm
s_{FG}	Formparameter der FG-Squire-Funktion	–
s_k	Konturlänge	mm
s_m	Vorzeichen der skalaren Fließgrenze	–
s_{red}	Reduzierte Bogenlänge eines Spulenendes in seiner Zielkonfiguration	mm
s_{rel}	Relative Bogenlänge des diskretisierten Balkensegments	–
$s_z \mid s_y \mid s_x$	Statische Nachgiebigkeit am Endeffektor der Roboterkinematik in einer Referenzpose	$\mu\text{m/N}$

$\tilde{s}_{\kappa\kappa}$	Komponenten des krümmungsbezogenen Teils des reduzierten Nachgiebigkeitstensors	
$t^{(i)}$	Betrachtungspunkt an der Stelle i	–
t_j^0	Ursprungskoordinaten der Ellipsen des geometrischen Drahtmodells in Richtung $\mathbf{e}_t$	mm
t_{FW}	Wandstärke des Formwerkzeugs	mm
$t_{lin}^{start} \mid t_{lin}^{end}$	Start- und Endwert des linearen Drahtabschnitts des geometrischen Drahtmodells in Richtung $\mathbf{e}_t$	mm
t_{target}	Koordinate des Endpunkts der projizierten Drahtmittellinie des geometrischen Drahtmodells in Richtung $\mathbf{e}_t$	mm
t_s	Normierter Linienparameter eines Liniensegments	–
t_β	Empirischer Faktor zur Aufteilung des isotropen und kinematischen Verfestigungsanteils	–
u	Verschiebung	mm
$u_{FW,rad}$	Radiale Verschiebung des Formwerkzeugs	mm
$u_{FW,y} \mid u_{FW,z}$	Verschiebung des Formwerkzeugs	mm
w	Radiale Aufweitung	mm
w_{target}	Radiale Aufweitung in der Zielkonfiguration	mm
w_{mov}	Fensterbreite eines gleitenden Mittelwertfilters	–
W_i	i -tes Widerstandsmoment	mm ³
$W_x \mid W_y$	Axiale Widerstandsmomente als Maß gegen plastische Verformung	mm ³
W_T	Torsionswiderstandsmoment	mm ³
Y_{ep}	Elastoplastische Modellfunktion	Nmm
z_j^0	Ursprungskoordinaten der Ellipsen des geometrischen Drahtmodells in Richtung $\mathbf{e}_z$	mm
$z_{lin}^{start} \mid z_{lin}^{end}$	Start- und Endhöhe des linearen Drahtabschnitts des geometrischen Drahtmodells	mm
α	Twistwinkel	rad
α_{target}	Zieltwistwinkel	rad
α_{norm}	Normierter Twistwinkel	–
β	Zur inneren Variablen zugehörige Verfestigungsschnittgröße	Nmm

β_{iso}	Isotroper Anteil der Verfestigungsschnittgröße	Nmm
β_{kin}	Kinematischer Anteil der Verfestigungsschnittgröße	Nmm
γ	Scherwinkel	rad
Γ	Rand eines betrachteten Querschnitts	
$\varepsilon_{\text{V,eq}}$	Äquivalente Mises-Vergleichsdehnung	–
ε_{zz}	Dehnung in Normalenrichtung eines Querschnitts	–
$\zeta_x \mid \zeta_y \mid \zeta_z$	Exponenten der in Balkenschnittgrößen definierten Fließfläche	–
η	Empirischer Schwellwert im Zusammenhang mit einer zwangsweisen Öffnung einer Drahtlage	–
θ_{k}	Konturwinkel	deg
θ_{T}	Torsionswinkel	rad
κ	Krümmung	mm ⁻¹
$\tilde{\kappa}$	Balkenkrümmung im materiellen Bezugssystem	mm ⁻¹
$\tilde{\kappa}_{\text{el}} \mid \tilde{\kappa}_{\text{pl}}$	Elastische und plastische Balkenkrümmung im materiellen Bezugssystem	mm ⁻¹
$\tilde{\kappa}_{\text{el,pred}}$	Prädiktierter elastischer Krümmungsanteil	mm ⁻¹
$\tilde{\kappa}_{\text{yield}}$	Fließkrümmung	mm ⁻¹
ξ	Innere Variable des Plastizitätsmodells	mm ⁻¹
Π	Potentielle Energie	Nmm
σ	Wahre Spannung	MPa
σ_{eq}	Äquivalente einachsige Spannung	MPa
σ_{V}	Mises-Vergleichsspannung	MPa
σ_{zz}	Axiale Normalspannung	MPa
τ	Schubspannung	MPa
τ_{max}	Maximale Schubspannung	MPa
$\tau_{xz} \mid \tau_{yz}$	Schubspannung in der Balkenquerschnittsebene	MPa
$\tau_{xz,\text{eq}} \mid \tau_{yz,\text{eq}}$	Elastoplastische Schubspannung in der Balkenquerschnittsebene	MPa
φ	Wahre Dehnung	–
φ_{FW}	Kippwinkel des Formwerkzeugs	rad
φ_{R}	Rotationswinkel	rad

ϕ	Vorzeichenbehaftete Abstandsfunktion	mm
Φ	Fließfläche bzw. Kriterium für plastisches Fließen	–
Φ_i	i -te Ritz-Funktion	
ψ_b	Elastische Potentialfunktion eines Balkens	Nmm
ψ_{contact}	Quadratisches Kontaktpotential	Nmm
ψ_{ext}	Geleistete Arbeit äußerer Kräfte	Nmm
ψ_P	Prandtl-Spannungsfunktion	Nmm
ψ_ε	Assoziiertes elastisches Potential der Balkendehnung	Nmm
$\hat{\psi}_\varepsilon$	Diskretisierung des mit der Balkendehnung assoziierten, elastischen Potentials	Nmm
ψ_κ	Assoziiertes elast. Potential der Balkenkrümmung	Nmm
$\hat{\psi}_\kappa$	Diskretisierung des mit der Balkenkrümmung assoziierten, elastischen Potentials	Nmm
$\mathbf{0}$	Nullvektor	
$\mathbf{b}_V$	Verallgemeinerte Volumenkräfte	
$\tilde{\mathbf{c}}$	Steifigkeitstensor	
$\mathbf{e}_r, \mathbf{e}_\varphi, \mathbf{e}_z$	Zylindrische Basisvektoren	
$\mathbf{e}_t$	Krummliniger Basisvektor	
$\mathbf{e}_x, \mathbf{e}_y, \mathbf{e}_z$	Kartesische Basisvektoren	
$\mathbf{f}_{\text{penalty}}$	Kontaktkraft auf Basis der Penalty-Methode	
$\mathbf{g}_x, \mathbf{g}_y, \mathbf{g}_z$	Kartesische Basisvektoren eines Balkenquerschnitts im räumlichen Bezugssystem	
$\tilde{\mathbf{g}}_x, \tilde{\mathbf{g}}_y, \tilde{\mathbf{g}}_z$	Kartesische Basisvektoren eines Balkenquerschnitts im materiellen Bezugssystem	
$\mathbf{i}, \mathbf{j}, \mathbf{k}$	Imaginäre Einheitsvektoren	
$\mathbf{I}$	Identitätsmatrix	
$\tilde{\mathbf{m}}$	Mit den inneren Momenten assoziierte Balkenschnittgrößen im materiellen Bezugssystem	
$\tilde{\mathbf{m}}_{\text{proj}}$	Projektion des inneren Moments auf die Fließfläche im materiellen Bezugssystem	
$\tilde{\mathbf{n}}$	Mit den inneren Kräften assoziierte Balkenschnittgrößen im materiellen Bezugssystem	

$\mathbf{n}_\phi$	Kollisionsnormale einer vorzeichenbehafteten Abstandsfunktion
$\mathbf{p} \mid \mathbf{p}_1 \mid \mathbf{p}_2 \mid \mathbf{p}_3$	Punkte im Raum
$\mathbf{p}^*$	Auf ein Liniensegment projizierter Punkt
$\mathbf{p}_A \mid \mathbf{p}_B$	Endpunkte eines Liniensegments
$\mathbf{q}$	Quaternion
$\bar{\mathbf{q}}$	Konjugierte Quaternion
$\mathbf{q}_n$	n -te Quaternion eines diskretisierten Balkens
$\mathbf{q}_v$	Reine Quaternion eines Vektors
$\mathbf{q}_w$	Quaternion eines rotierten Vektors
$\mathbf{r}$	Räumliche Kurve
$\tilde{\mathbf{r}}$	Räumliche Kurve in der Referenzkonfiguration
$\mathbf{R}$	Rotationsmatrix bzw. Transformation von der Referenz- in die räumliche Konfiguration
$\tilde{\mathbf{R}}$	Rotationsmatrix bzw. Transformation vom Inertialsystem in die Referenzkonfiguration
$\mathbf{t}_\Omega$	Verallgemeinerte Randkräfte
$\mathbf{u}$	Normierter Achsvektor
$\mathbf{v}$	Vektor
$\mathbf{x}$	Positionsvektor
$\mathbf{x}_c$	Kollisionspunkt
$\mathbf{x}_{c0}$	Kollisionspunkt auf dem Rand eines repräsentativen Balkenquerschnitts
$\mathbf{x}_n$	n -ter Knotenpunkt eines diskretisierten Balkens
$\delta_{\text{sp,FE}}$	Rückfederungsvektor auf Basis einer FE-Simulation
$\delta_{\text{sp,Beam}}$	Rückfederungsvektor auf Basis eines Balkenmodells
$\boldsymbol{\varepsilon}$	Translatorische Dehnungsmaße im räumlichen Bezugssystem
$\tilde{\boldsymbol{\varepsilon}}$	Translatorische Dehnungsmaße im materiellen Bezugssystem
$\tilde{\boldsymbol{\varepsilon}}_0$	Translatorische Dehnungsmaße im materiellen Bezugssystem im Ausgangszustand

$\tilde{\epsilon}_{\text{el}}$	Elastischer Anteil der translatorischen Dehnungsmaße im materiellen Bezugssystem
$\tilde{\epsilon}_{\text{pl}}$	Plastischer Anteil der translatorischen Dehnungsmaße im materiellen Bezugssystem
θ	Rotationsvektor
κ	Rotatorische Krümmungsmaße im räumlichen Bezugssystem
$\tilde{\kappa}$	Rotatorische Krümmungsmaße im materiellen Bezugssystem
$\tilde{\kappa}_0$	Rotatorische Krümmungsmaße im materiellen Bezugssystem im Ausgangszustand
$\tilde{\kappa}_{\text{el}}$	Elastischer Anteil der rotatorischen Krümmungsmaße im materiellen Bezugssystem
$\tilde{\kappa}_{\text{pl}}$	Plastischer Anteil der rotatorischen Krümmungsmaße im materiellen Bezugssystem
$\widetilde{(\cdot)}$	Größe im materiellen Bezugssystem
$(\cdot)_{e_i}$	Komponenten eines Vektors bezüglich der Basis e_i
$(\cdot)_i \mid (\cdot)_j \mid (\cdot)_k$	i -te, j -te bzw. k -te Komponente eines Vektors
$(\cdot)_n$	n -Komponente eines Vektors oder Nummerierung
$(\cdot)_x$	x -Komponente eines Vektors
$(\cdot)_y$	y -Komponente eines Vektors
$(\cdot)_z$	z -Komponente eines Vektors
$(\cdot)^{(i)}$	Größe zum Betrachtungspunkt $t^{(i)}$
$\Delta(\cdot)$	Finites Inkrement einer Größe

1 Einleitung

Im Kontext der globalen Bestrebungen zur Reduktion der Treibhausgasemissionen markiert die rasante Entwicklung von Elektrofahrzeugen den Beginn eines neuen Zeitalters der Automobiltechnologie, in dem effiziente und leistungsstarke elektrische Traktionsantriebe neben Energiespeichern, Thermomanagementsystemen und Leistungselektronik eine entscheidende Rolle einnehmen (Kampker et al. 2018). Mithilfe elektrischer Traktionsantriebe erfolgt die Umwandlung elektrischer Energie in mechanische Leistung zum Antrieb des Fahrzeugs unabhängig vom eingesetzten Energiespeichersystem sowie der realisierten Antriebstopologie (Fleischer et al. 2020). Der elektrische Traktionsantrieb ermöglicht im generatorischen Betrieb zudem die anteilige Rekuperation der kinetischen Energie, wodurch die Reichweite des Antriebssystems weiter erhöht wird (Doppelbauer 2020, S. 107–109; Tschöke 2015, S. 4). Die Leistungsfähigkeit, Effizienz und Zuverlässigkeit eines Elektrofahrzeugs werden daher maßgeblich von der Auslegung, Konstruktion und Fertigungsqualität des eingesetzten Traktionsantriebs im elektrischen Antriebsstrang bestimmt.

Im Rahmen der Produktion moderner elektrischer Traktionsantriebe kommt der Fertigung der Statorwicklung aufgrund der herausfordernden Automatisierung eine besondere Bedeutung zu. Die Statorwicklungen elektrischer Maschinen für industrielle Anwendungen im Maschinen- und Anlagenbau sowie der Haushalts- und Elektroindustrie basieren traditionell auf Spulenwicklungen aus Runddraht, welche mithilfe konventioneller Wickeltechnologien wie der Einziehtechnik hergestellt werden (Halwas et al. 2020; Wirth et al. 2024). Der Bedarf an höherer Effizienz, höherer Leistungsdichte und verbessertem Thermomanagement des Antriebssystems auf der einen Seite sowie die abweichenden automobilen Anforderungen hinsichtlich der Standardisierung, Taktzeit und Qualität in der Serienproduktion auf der anderen Seite (Kampker et al. 2017) haben in den letzten Jahren zur Entwicklung neuartiger und zur Wiederentdeckung alter Technologien zur Fertigung der Statorwicklung geführt (Goetz et al. 2024). In diesem Zusammenhang hat sich die Hairpin-Technologie zunehmend als bevorzugte Produktionstechnologie zur Fertigung der verteilten Statorwicklung von drehmomentstarken Synchronmaschinen aus vergleichsweise massiven Kupferflachdrähten in der Automobilindustrie etabliert (Heimes et al. 2024a, S. 304–306). Ein wesentlicher Befähiger der

Technologie ist der hohe Automatisierungsgrad, der eine effiziente Umsetzung großvolumiger Produktionsprozesse mit einer jährlichen Stückzahl von über 150.000 Statoren ermöglicht (Du-Bar et al. 2018; Hemsén et al. 2023).

Im Kern basiert die Hairpin-Technologie auf der Formgebung von segmentierten, U-förmig gebogenen Leiterstücken aus isoliertem Kupferflachdraht mit rechteckiger Querschnittsfläche (sog. Hairpin-Steckspulen), welche zu Körben zusammengesetzt und von einer Seite axial in die mit Flächenisolierstoff ausgekleideten Nuten eines Statorblechpaketes eingebracht werden. Die auf der gegenüberliegenden Seite herausstehenden Spulenenden werden anschließend in Umfangsrichtung des Statorblechpaketes gegenläufig verschränkt – zumeist als Twisten bezeichnet – und in einem laserbasierten Schweißprozess zu durchgängigen elektrischen Spulen kontaktiert. Anschließend werden die Kontaktierstellen optional isoliert und die Nuten des Stators mit Harz imprägniert, um insbesondere die Anforderungen hinsichtlich der zu erzielenden Betriebslebensdauer zu erfüllen (Riedel et al. 2018). Die Hauptprozessschritte der Hairpin-Technologie lassen sich nach Wirth et al. (2024) wie folgt zusammenfassen:

- Formgebung von Hairpin-Steckspulen aus isoliertem Kupferflachdraht,
- Vormontieren der Hairpin-Körbe und axiales Einbringen in das Blechpaket,
- Twisten der Spulenenden in Umfangsrichtung des Blechpaketes,
- laserbasiertes, meist paarweises Kontaktieren der getwisteten Spulenenden,
- Isolieren der Kontaktierstellen und Imprägnieren der Statorwicklung.

Die für die großvolumige Anwendung erforderliche Produktionskapazität lässt sich durch die Parallelisierung der einzelnen Hauptprozessschritte und die Verkettung mit Förderband- oder Portalsystemen erreichen.

1.1 Motivation

Obgleich die Hairpin-Technologie produktionstechnische Vorzüge aufweist und bereits in der Großserienfertigung aktueller Generationen elektrischer Traktionsantriebe zum Einsatz kommt, bestehen noch immer produktionstechnische Herausforderungen, insbesondere in Bezug auf die Robustheit der Fertigungsprozesse, die hohen Anlageninvestitionen und Werkzeugkosten sowie die geringe Flexibilität und beschränkte Skalierbarkeit aktueller Produktionssysteme (Kampker et al. 2024). Die fortschreitende Komplexität hocheffizienter elektrischer Traktionsantriebe mit Hairpin-Wicklung bedingt die Verwendung einer signifikanten Anzahl produktspezifischer Werkzeuge entlang der gesamten Prozesskette, deren Entwicklung und Fertigung mit hohen Kosten und einem

beträchtlichen Zeitaufwand verbunden sind. Darüber hinaus resultiert aus dem hohen Innovationsgrad im Bereich der Flachdraht-Wicklungen sowie der stärkeren Diversifizierung der Automobilindustrie im zunehmend globalen Wettbewerb ein erhöhter Bedarf an flexibler und skalierbarer Anlagentechnik. Die geringe Flexibilität infolge der werkzeuggebundenen Fertigungsprozesse und den damit einhergehenden Kosten erweist sich insbesondere im Kontext der Prototypenentwicklung und der Kleinserienproduktion mit begrenzten Produktionsvolumen als problematisch, wodurch sich beispielsweise die Potenziale der Hairpin-Technologie im Nutzfahrzeugsektor (Jiang et al. 2023) bisher nur unter großem Aufwand erschließen lassen. Während sequenzielle werkzeuggebundene und kinematische Biegetechnologien in der industriellen Serienproduktion als adaptive Alternativen zu hochproduktiven, aber unflexiblen werkzeuggebundenen Gesenkbiegeprozessen von Hairpin-Steckspulen etabliert sind (Wirth et al. 2021), ist bisher keine gleichwertig flexible und industriell etablierte Fertigungstechnologie für den Twistprozess zur Umformung der Spulenenden entwickelt worden (Hausmann et al. 2022). Im Prototypenbau und der Kleinserienfertigung stellt diese Starrheit im Fertigungsprozess ein erhebliches Hindernis dar. Die hohe Anzahl an Spulenenden je Hairpin-Stator (in der Regel mehrere Hundert), deren Umformung mithilfe der bisher etablierten werkzeuggebundenen Prozesstechnik simultan oder lagenweise erfolgt, schließt manuelle Prozessschritte als praktikable Alternative wie beispielsweise im Setz-, Einbring- oder Kontaktierprozess weitestgehend aus. Somit sind Hersteller selbst bei Kleinserien gezwungen, in kosten- und zeitintensive Werkzeuglösungen und aufwändige Maschinenteknik zu investieren, was den Prozess im variantenreichen Produktionsumfeld unwirtschaftlich macht.

1.2 Zielsetzung

Vor dem Hintergrund der dargelegten Ausgangssituation ist es das Ziel der vorliegenden Arbeit, einen hochflexiblen und wirtschaftlichen Aufweit- und Twistprozess für die Fertigung von Hairpin-Statoren ab Losgröße 1 auf Basis einer kinematischen Umformung der Spulenenden zu realisieren sowie effiziente Methoden zur numerischen Prozessmodellierung und beschleunigten Prozessparametrierung zu erarbeiten. Hierdurch sollen zukünftig Zeit und Kosten im entwicklungsbegleitenden Prototypenbau sowie in der automatisierten Kleinserienfertigung von Statoren mit Hairpin-Wicklung reduziert werden. Darüber hinaus sollen die erarbeiteten Modellierungsansätze dazu beitragen, die fertigungstechnischen Auswirkungen spezifischer Designentscheidungen in der

frühen Produktentwicklung sowohl für Twistprozesse mit sequenzieller als auch simultaner oder lagenweiser Prozessführung besser abschätzen zu können, um eine fertigungsgerechte Produktgestaltung von Hairpin-Wicklungen zu ermöglichen.

Als wirtschaftliche Prozessalternative zu den bisher eingesetzten werkzeuggebundenen Twistprozessen mit simultaner Drahtumformung soll ein kombinierter Aufweit- und Twistprozess zur Fertigung von Hairpin-Statoren für kleine bis mittlere Stückzahlen entwickelt und experimentell erprobt werden. Der innovative und bereits in Teilen in Hausmann et al. (2022) dargelegte Ansatz basiert auf einer kinematischen Umformung einzelner Spulenenden, was zu einer deutlichen Vereinfachung der Formwerkzeuge und damit zu reduzierten Werkzeugkosten je Produktvariante führt. Um der mit der sequenziellen Prozessabfolge und der deutlich erhöhten Anzahl individueller Werkzeugbewegungen einhergehenden Komplexität der Maschinensteuerung effektiv zu begegnen sowie das Potenzial des Verfahrens hinsichtlich Flexibilität und Skalierbarkeit voll auszuschöpfen, ist eine durchgängig digitale Prozesskette zur Prozessparametrierung erforderlich. Als Orientierung können hierbei etablierte Offline-Programmiersysteme für Industrieroboter sowie CAD/CAM-Systeme klassischer Werkzeugmaschinen herangezogen werden. Des Weiteren ist aufgrund der eingeschränkten Zugänglichkeit bei einer kinematischen Umformung einzelner Spulenenden mit unerwünschten Kollisionen zwischen dem Formwerkzeug und den umgebenden Spulenenden sowie mit Wechselwirkungen benachbarter Spulenenden zu rechnen. Um den genannten Herausforderungen zu begegnen, sollen automatisierte Ablauf- und Bahnplanungsmethoden für Aufweit- und Twistprozesse mit sequenzieller Prozessführung erarbeitet werden. Diese Methoden sollen nicht nur den im Produktdesign definierten geometrischen Ausgangs- und Zielzustand der umgeformten Spulenenden berücksichtigen, sondern darüber hinaus Einflüsse durch mögliche Kollisionen und drahtspezifische Umformeigenschaften mittels einer modellbasierten Prozesssimulation in den automatisierten Planungsprozess einbeziehen. Aufgrund der bislang nicht verfügbaren industriellen Maschinenteknik für das kinematische Aufweiten und Twisten von Hairpin-Statoren sind ferner die Konzeption, der Aufbau sowie die Inbetriebnahme einer Versuchsanlage im wissenschaftlichen Umfeld erforderlich, um die industrielle Anwendbarkeit des gewählten Lösungsansatzes experimentell zu validieren.

1.3 Aufbau der Arbeit

Nachdem in **Kapitel 1** das Thema der vorliegenden Arbeit sowie die Problem- und Zielstellung motiviert wurden, werden im nachfolgenden **Kapitel 2** die zur Nachvollziehbarkeit erforderlichen Grundlagen elektrischer Traktionsantriebe mit Hairpin-Wicklung beschrieben. Ausgehend von einem Überblick der Prozesskette zur Fertigung von Statoren mit Hairpin-Technologie werden zunächst die prozesstechnischen Grundlagen im Kontext des Aufweitens und Twistens von Hairpin-Statoren herausgearbeitet. Im Hinblick auf die methodischen Grundlagen der vorliegenden Arbeit erfolgt darüber hinaus eine umfassende Darstellung bestehender Modellierungsansätze der zur Fertigung von Statorwicklungen eingesetzten Runddraht-Wickelverfahren und Flachdraht-Biegeprozesse sowie spezifischer Ansätze zur Modellreduktion. Basierend auf den prozesstechnischen und methodischen Grundlagen werden abschließend das adressierte Forschungsdefizit abgeleitet und die im Rahmen der Arbeit zu beantwortenden Forschungsfragen formuliert.

Vor dem Hintergrund des abgeleiteten Forschungsdefizits werden in **Kapitel 3** die angestrebte Zielstellung der vorliegenden Arbeit präzisiert und der übergeordnete Lösungsansatz eines flexiblen kinematischen Aufweit- und Twistprozesses mit sequenzieller Prozessführung vorgestellt. Anschließend wird die zur Umsetzung des Lösungsansatzes methodische Vorgehensweise schrittweise erläutert.

In **Kapitel 4** wird die Konzeption der wissenschaftlichen Versuchsanlage zur experimentellen Validierung des kinematischen Aufweitens und Twistens von Hairpin-Statoren vorgenommen. Hierzu werden zunächst das Anlagenkonzept systematisch abgeleitet und die Maschinenkinematik sowie das erforderliche Werkzeugkonzept entwickelt. Neben der Entwicklung der mechanischen Teilsysteme werden darüber hinaus die steuerungstechnischen Schnittstellen für eine Offline-Programmierungsumgebung erarbeitet.

In **Kapitel 5** wird mit der Erarbeitung eines numerischen Prozessmodells zur vereinfachten Analyse der kinematischen Drahtumformung im Zuge von Aufweit- und Twistprozessen die methodische Grundlage für die im darauffolgenden Kapitel vorgenommene, modellbasierte Prozessparametrierung geschaffen. Die Eignung des Prozessmodells wird durch einen Abgleich mit analytischen und numerischen Referenzbeispielen verifiziert.

Aufbauend auf dem entwickelten und verifizierten Ansatz zur vereinfachten Modellierung der kinematischen Drahtumformung werden in **Kapitel 6** die grundlegenden Methoden und die darauf basierenden Modelle zur vollständigen Parametrierung kinematischer Aufweit- und Twistprozesse mit sequenziellem Prozessablauf mittels einer Offline-Programmierungsumgebung erarbeitet. Neben der allgemeinen Planungsmethodik sequenzieller Prozessabläufe sowie den Berechnungsverfahren der kinematischen Formgebungsbahnen werden Modelle zur Kompensation von Formgebungseinflüssen und erweiterte Verfahren zur Optimierung produktspezifischer Wechselwirkungen der Spulenenden entwickelt. Zur Parametrierung der wissenschaftlichen Versuchsanlage im Rahmen der experimentellen Validierung wird auf Grundlage der erarbeiteten Methodik abschließend eine prototypische Implementierung der Offline-Programmierungsumgebung vorgestellt.

Im Rahmen des **Kapitels 7** wird die experimentelle Validierung des erarbeiteten Lösungsansatzes beschrieben. Hierfür werden gezielte Versuchsreihen zur Bewertung der entwickelten Methoden an vereinfachten Modellstatoren durchgeführt sowie eine abschließende Validierung des kinematischen Aufweit- und Twistprozesses im Gesamten vorgenommen.

In **Kapitel 8** erfolgt eine Zusammenfassung der Forschungsarbeit sowie der zentralen Erkenntnisse. Abschließend werden in einem Ausblick weiterführende wissenschaftliche Fragestellungen sowie bestehende technologische Herausforderungen und Optimierungspotenziale dargelegt.

2 Stand der Forschung und Technik

Im Rahmen des Kapitels werden zunächst die zum Verständnis der Arbeit erforderlichen Grundlagen zum Aufbau und der Funktionsweise elektrischer Traktionsmotoren eingeführt sowie die industrielle Prozesskette zur Fertigung von Statoren mit Hairpin-Wicklung beschrieben. Darauf aufbauend werden die für das Aufweiten und Twisten relevanten Gestaltungsmerkmale von Hairpin-Wicklungen analysiert und die im Stand der Technik eingesetzten Aufweit- und Twistprozesse eingeordnet und bewertet. Darüber hinaus werden Ansätze und Methoden zur Prozessmodellierung im Kontext der Wickeltechnik sowie weiterführende Ansätze zur Modellbildung beschrieben. Abschließend wird der Stand der Forschung und Technik zum flexiblen Twisten von Hairpin-Statoren vor dem Hintergrund aktueller Anforderungen hinsichtlich der flexiblen Prototypen- und Kleinserienfertigung zusammengefasst und das im Rahmen der Arbeit adressierte Forschungsdefizit abgeleitet.

2.1 Grundlagen elektrischer Traktionsmotoren

Elektrische Traktionsmotoren vollelektrischer und hybrider Fahrzeuge werden nach dem aktuellen Stand der Technik zumeist als drehstromgespeiste Radialflussmaschinen mit Innenläufer ausgeführt. Die mechanischen Hauptkomponenten umfassen einen feststehenden Stator, einen rotierenden Rotor sowie ein Motorgehäuse. Diese werden in der Regel zusammen mit einer Leistungselektronik, einer Getriebe- und Differenzialeinheit sowie weiteren Elementen zu einem hochintegrierten Antriebssystem aggregiert, wie in Abbildung 2-1 exemplarisch dargestellt. Während das elektromagnetische Zusammenspiel von Stator und Rotor der mechanischen Leistungserzeugung dient, stellt das Motorgehäuse die Stützstruktur des elektrischen Traktionsmotors dar und dient darüber hinaus der Wärmeabfuhr und dem Schutz vor Umgebungseinflüssen. Als Traktionsmotoren vollelektrischer Fahrzeuge kommen aufgrund ihrer hohen Leistungsdichte und Effizienz vorrangig permanenterregte Synchronmaschinen (PSM) oder alternativ fremderregte Synchronmaschinen (FSM) zum Einsatz. Aufgrund der geringeren Leistungsdichte spielen vergleichsweise günstige Asynchronmaschinen (ASM) als Traktionsmotoren der Hauptantriebsachse eine untergeordnete Rolle und werden stattdessen in der Boost-Achse allradgetriebener Fahrzeuge eingesetzt (Doppelbauer 2025, S. 211 f.). Der Definition nach Wirth (2024, S. 8) folgend wird der Begriff des elektrischen Traktionsmotors im Folgenden als Sammelbegriff für alle Bauweisen von

elektrischen Maschinen verwendet, welche technisch in der Lage sind, ein Fahrzeug im Normalbetrieb ohne zusätzliche hybride Antriebsleistung zu bewegen.

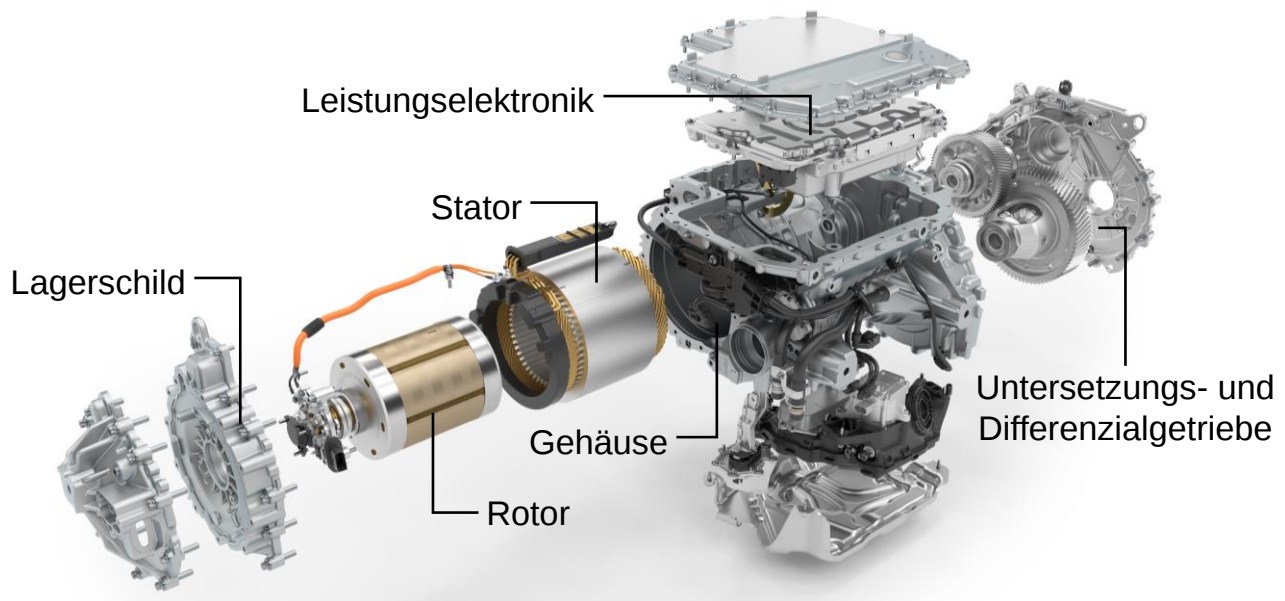


Abbildung 2-1: Aufbau eines hochintegrierten elektrischen Traktionsantriebs am Beispiel der Antriebseinheit des BMW i7 xDrive60¹

2.1.1 Aufbau und Funktionsweise elektrischer Traktionsmotoren

Der Stator elektrischer Traktionsmotoren besteht im Allgemeinen aus einem Statorblechpaket, in dessen mit Flächenisolierstoff ausgekleidete Nuten Wicklungen aus isoliertem Wickeldraht mit rundem oder rechteckigem Querschnitt eingebracht sind, siehe Abbildung 2-2. Das Statorblechpaket wird aus einer Vielzahl gegeneinander isolierter Elektrobleche gefertigt, welche aus nicht kornorientiertem, siliziumhaltigem Weicheisen mit einer hohen magnetischen Permeabilität bestehen und typischerweise eine Dicke zwischen 0,20 mm und 0,35 mm aufweisen. Die Funktion des Statorblechpaketes besteht in der Verstärkung und Ausrichtung des magnetischen Flusses, der Reduktion der frequenzabhängigen Wirbelstromverluste im Weicheisen sowie dem konduktiven Abführen der in der Wicklung entstehenden Stromwärmeverluste. Die Erzeugung eines rotierenden elektromagnetischen Statorfeldes erfolgt durch eine zeitabhängige Bestromung der einzelnen Phasen der Wicklung. Infolge der dadurch bedingten elektromagnetischen Wechselwirkung mit dem Rotor wird das mechanische Dreh-

¹ BMW AG, Petuelring 130, D-80809 München, „Der neue BMW i7 xDrive60 - BMW Group Gen5 Hochintegrierte E-Antriebseinheit“, <https://mediapool.bmwgroup.com/download/edown/pressclub/publicq?dokNo=P90392492&attachment=1&actEvent=image> [Zugriff am 14.08.2024]

moment des Antriebs generiert. Während die Wicklung innerhalb des Statorblechpaketes zur aktiven Drehmomentbildung beiträgt, tragen die an den axialen Stirnflächen freiliegenden Teile der Wicklung, auch Wickelköpfe genannt, nicht zur Drehmomentbildung bei und sind daher zur Reduktion der Gesamtverluste möglichst kompakt auszuführen. Die Spulenwicklung des Stators aus Rund- oder Flachdraht wird in Abhängigkeit der Betriebs- und Bauraumanforderungen entweder als konzentrierte oder verteilte Wicklung aufgebaut. Bei einer konzentrierten Wicklung werden einzelne Zähne des Statorblechpaketes bewickelt, während die Windungen einer verteilten Wicklung mehrere Nuten umspannen. Im Bereich der elektrischen Traktionsmotoren werden primär verteilte Wicklungen eingesetzt, um den spezifischen Anforderungen der Automobilindustrie an die Drehmoment-, Geräusch- und Vibrationscharakteristik zu genügen. Statornuten mit konzentrierter Wicklung hingegen werden nahezu ausschließlich in hybrid-elektrischen Antrieben eingesetzt.

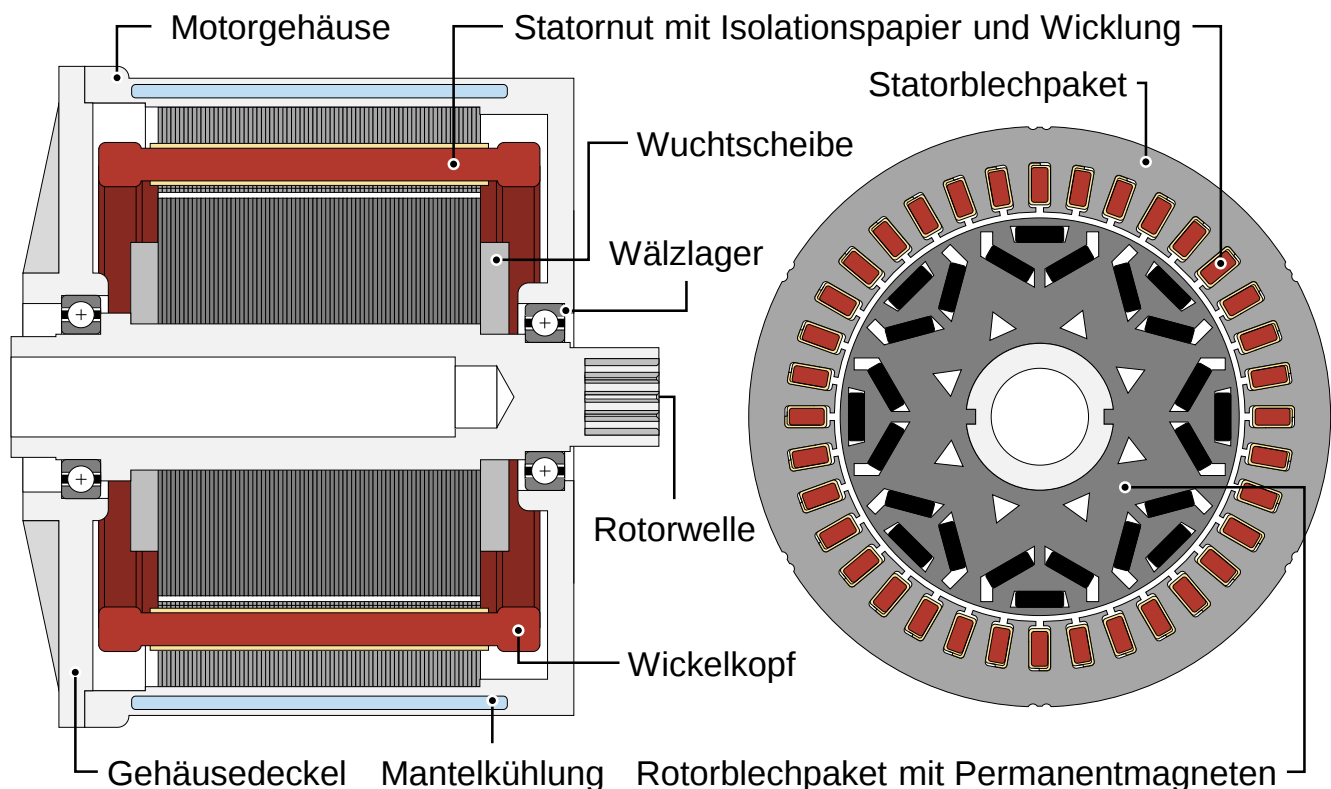


Abbildung 2-2: Schematischer Aufbau eines elektrischen Traktionsmotors am Beispiel einer permanentenerregten Synchronmaschine

Der Aufbau des Rotors eines elektrischen Traktionsmotors setzt sich im Wesentlichen aus einer Rotorwelle, einem Blechpaket, Wuchtscheiben, einer Lagerung sowie weiteren maschinentypabhängigen Komponenten zusammen. Die Rotorwelle erfüllt die Funktion der Stützstruktur des Rotors und dient der Übertragung des Drehmoments auf

die Abtriebsseite der Maschine. In den meisten Fällen wird hierfür eine Hohlwelle verwendet, um die Trägheit des Rotors zu reduzieren und eine effektive Innenkühlung des Rotors mittels öl- oder wasserbasierter Kühlmedien zu ermöglichen. Unabhängig vom Maschinentyp wird auf der Rotorwelle ein Blechpaket gefügt, welches analog zum Statorblechpaket aus paketierte Elektroblechen aufgebaut ist. In der Regel werden an den axialen Stirnflächen des Blechpaketes Wuchtscheiben montiert, um einen sicheren Betrieb bei einer typischen maximalen Betriebsdrehzahl von ca. 20.000 1/min zu gewährleisten (Doppelbauer 2020, S. 213; Tschöke et al. 2019, S. 196). Die Lagerung des Rotors erfolgt über spezielle stromisolierte Wälzlager mit keramischen Wälzkörpern oder elektrisch isolierten Lagerringen, um Lagerschäden durch von Streufeldern induzierten Strömen vorzubeugen. Zusätzlich können parasitäre Ströme durch Rotorschleifkontakte unterbunden werden. Während der Stator elektrischer Traktionsmotoren in der Regel unabhängig vom elektromagnetischen Funktionsprinzip einen ähnlichen Aufbau aufweist, bestimmt die Bauweise des Rotors die Art des Maschinentyps und das Drehmomentverhalten. Das Drehmoment des Rotors resultiert aus der Wirkung tangentialer Kräfte, die je nach Maschinentyp durch eine Kombination der Lorentzkraft, der Maxwell'schen Grenzflächenkräfte oder magnetischen Anziehungs- und Abstoßungskräften beschrieben werden können (Bolte 2018, 64 f.). Bei der PSM wird das statische Rotorfeld durch im Rotorblechpaket eingebettete Permanentmagnete gebildet, die ein konstantes Magnetfeld bereitstellen, das sich synchron zum rotierenden Statorfeld bewegt. In der FSM wird das Rotorfeld durch einen Gleichstrom in den zumeist aus Runddraht gefertigten Rotorwicklungen erzeugt, wodurch ein unabhängig vom Statorfeld regelbares magnetisches Rotorfeld generiert wird. Im Gegensatz dazu entsteht bei der ASM das Rotorfeld durch Induktionsströme, die aufgrund des relativen Geschwindigkeitsunterschieds zwischen dem rotierenden Statorfeld und den im Rotor eingebetteten Leitern induziert werden und ein magnetisches Gegenfeld erzeugen.

2.1.2 Aufbau von Statoren mit Hairpin-Wicklung

Aufgrund des hohen Automatisierungsgrades, der vergleichsweise großen Prozesssicherheit in der Produktion sowie des erreichbaren mechanischen Kupferfüllfaktors hat sich in den vergangenen Jahren zur Fertigung der Statorwicklung von drehmomentstarken elektrischen Traktionsmotoren die auf Flachdrähten basierende Hairpin-Technologie etabliert (Wirth et al. 2024). Der mechanische Kupferfüllfaktor ist ein zentrales Qualitätsmerkmal bei allen Wickeltechnologien und beschreibt den Flächenanteil des isolierten Wickeldrahts im Verhältnis zur verfügbaren Nutfläche (Halwas et al. 2019). Der

Kupferfüllfaktor ist bei Verwendung von Flachdraht im Vergleich zu Runddraht aufgrund des dichteren Lagenaufbaus besonders hoch, womit eine gesteigerte Leistungsdichte und eine optimierte Wärmeabfuhr einhergehen (Halwas et al. 2021). Aufgrund der radialen Anordnung der Flachdrähte in den Nuten von Hairpin-Statoren weist das Blechpaket im Gegensatz zu Statoren mit Runddraht-Wicklung parallele Nutflanken anstelle paralleler Zahnflanken auf.

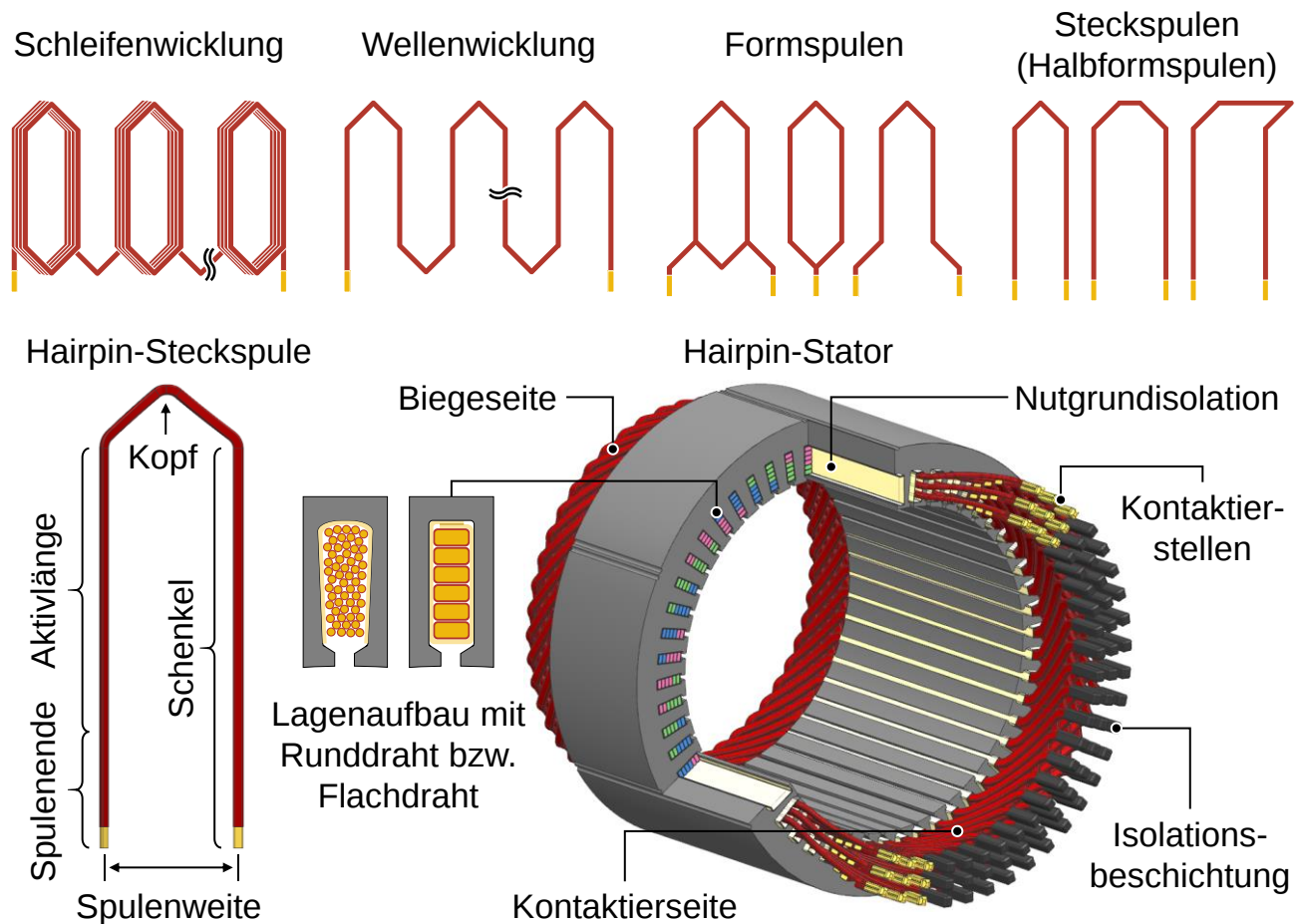


Abbildung 2-3: Einordnung der Hairpin-Wicklung in Anlehnung an Wirth (2024, S. 46) (oben); Geometrielemente von Hairpin-Steckspulen (unten links); Aufbau eines Hairpin-Stators mit verteilter Wicklung ohne Anschlussbaugruppe (unten rechts)

Die Hairpin-Wicklung wird aufgrund des geometrischen Lagenaufbaus den Formspulenwicklungen zugeordnet, siehe Abbildung 2-3. Im Gegensatz zu geschlossenen Formspulen des konventionellen Elektromaschinenbaus, beispielsweise zum Einsatz in Hochspannungsmaschinen (Kral 2023, S. 268), ist die Hairpin-Wicklung aus sogenannten Hairpin-Steckspulen aufgebaut, welche axial in die Nuten des Statorblechpaketes eingebracht und nach einem nachgelagerten Umformprozess gemäß dem Wickelschema zu einer verteilten Wicklung gefügt werden. In Bezug auf ihre Verwendung

in der Automobilindustrie können Hairpin-Steckspulen als Halbformspulen klassifiziert werden (Bălă et al. 1969), wobei diese offene Segmente von Wellenwicklungen darstellen. Bei einer entsprechenden Umformung und Kontaktierung können Hairpin-Wicklungen theoretisch auch als Schleifenwicklung ausgeführt werden (Gläsel et al. 2019a), was jedoch aufgrund des erhöhten Bauraumbedarfs sowie der fertigungstechnischen Komplexität im Kontext elektrischer Traktionsmotoren keine Anwendung findet.

Der grundlegende Aufbau der Hairpin-Wicklung umfasst mehrere Schichten aus ringförmig angeordneten Reihen von Hairpin-Steckspulen mit einem charakteristischen radialen Lagensprung des Leiters im Kopfbereich. Neben den für jede Reihe charakteristischen Standardgeometrien werden sowohl die Verschaltung der Reihen entsprechend dem vorgegebenen Wickelschema als auch die Phasenanschlüsse in der Praxis häufig durch weitere Hairpin-Steckspulen mit Sondergeometrien realisiert. Als alternative Möglichkeit kann die Verschaltung der einzelnen Reihen durch eine unregelmäßige Gestaltung der Kontaktierseite sowie den Einsatz spezieller Anschlussbaugruppen, auch als Busbars bezeichnet, realisiert werden. Dadurch lässt sich die Anzahl der produkt-spezifischen Hairpin-Geometrien reduzieren. Aus elektromagnetischer Perspektive ist es grundsätzlich empfehlenswert, die in den Wickelköpfen vorgenommenen Kontaktierungen entweder auf der Biegeseite oder der Kontaktierseite des Stators regelmäßig aufzubauen (Zou et al. 2022). Die Verbindung der Reihen sowie die Verschaltung der einzelnen Stränge sollte daher lediglich auf einer Seite durch Hairpin-Steckspulen mit Sondergeometrie oder unregelmäßige Kontaktierschemata erfolgen. Darüber hinaus ist sicherzustellen, dass parallele Stränge einer Phase aus gleichartigen Hairpin-Steckspulen aufgebaut sind, um einen identischen elektrischen Widerstand und damit eine hohe Lebensdauer zu gewährleisten. Aufgrund fertigungstechnischer Randbedingungen sind in automobilen Anwendungen aktuell üblicherweise Statoren mit 48 bis 96 Nuten mit vier bis zehn Leitern je Nut zu finden (Goetz et al. 2024). Des Weiteren ist die sogenannte I-Pin-Wicklung mit der Hairpin-Wicklung vergleichbar. Hierbei werden anstelle der Hairpin-Steckspulen lediglich gerade, beidseitig abisolierte Drahtstücke – sogenannte I-Pins – verwendet und das Wickelschema durch eine beidseitige Umformung und Kontaktierung der Spulenenden realisiert. Aufgrund des erhöhten Kontaktier- und Isolieraufwands (Kampker et al. 2023a) sowie der größeren axialen Gesamtlänge des Stators (Zhao et al. 2019) ist in den vergangenen Jahren jedoch ein deutlicher Trend in Richtung der Hairpin-Wicklung im Kontext elektrischer Traktionsantriebe zu verzeichnen.

Zur elektrischen Potenzialtrennung zwischen Wickeldraht und Statorblechpaket sind die Nuten von Hairpin-Statoren, wie bei den meisten elektrischen Maschinen üblich, zusätzlich mit einem als Isolationspapier bezeichneten Flächenisolierstoff aus mehreren Schichten ausgekleidet. In Abhängigkeit des Wickelverfahrens und des Wickelschemas werden U-, O-, B- oder S-förmige Isolationspapiere als Nutgrundisolation eingesetzt (Zhao et al. 2019). Neben der Potenzialtrennung und dem mechanischen Schutz der Isolationsbeschichtung der Wicklung im Betrieb dient die Nutgrundisolation auch dem Schutz vor fertigungsbedingten Beanspruchungen beim Einbringen der Wicklung (vgl. Mayer et al. 2019). Des Weiteren reduziert und dämpft das Isolationspapier betriebsbedingte Schwingungen sowie Vibrationen und verbessert zudem die thermische Leitfähigkeit des Nutaufbaus zur besseren Kühlung der Wicklung im Betrieb. Um eine weitere Leistungssteigerung elektrischer Traktionsmotoren zu ermöglichen, wird im Kontext innovativer Kühlkonzepte mit Nutdirektkühlung neben der papierbasierten Nutgrundisolation in der industriellen Serienanwendung derzeit intensiv an Konzepten mit spritzgegossenen Nutgrundisolationen (Rösel et al. 2022; Rösel et al. 2023) sowie extrudierten röhrenförmigen Isolationsprofilen (Braunbeck et al. 2022, 2023) geforscht.

2.2 Prozesskette zur Fertigung von Statoren mit Hairpin-Wicklung

Die industrielle Prozesskette zur Fertigung von Statoren mehrphasiger elektrischer Maschinen umfasst im Allgemeinen eine Reihe von aufeinanderfolgenden Umform-, Montage- und Fügeoperationen. Wie im oberen Teil der Abbildung 2-4 dargestellt, lassen sich diese in die Prozessschritte der Nutgrundisolation des Statorblechpaketes, der zumeist mehrstufigen Wicklungsfertigung, dem elektrischen Verschalten sowie dem Imprägnieren der Wicklung unterteilen, wobei sich die maschinentypabhängigen Prozessketten der Statorproduktion im Wesentlichen durch die Wicklungsfertigung unterscheiden. Die Ausgangsmaterialien der industriellen Prozesskette umfassen Statorblechpakete, isolierten Wickeldraht, Flächenisolierstoff, Anschlussbaugruppen sowie weitere Peripherieelemente wie Temperatursensoren oder Teile des Kühlsystems. Die Fertigung der Blechpakete erfolgt zunächst durch das Heraustrennen einzelner Elektrobleche – für Prototypen und Kleinserien mittels Laserschneidverfahren aus Blechtafeln sowie durch stanztechnische Fertigung im Folgeschnittverfahren direkt vom Blechcoil. Im Prototypenbau erfolgt das Zusammenfügen der Einzelbleche zumeist durch manuelles Stapeln und anschließendes Verbacken oder durch axiale Schweißverbindungen am Außenmantel des Blechstapels. Das Verbacken setzt die Verwendung mit Backlack

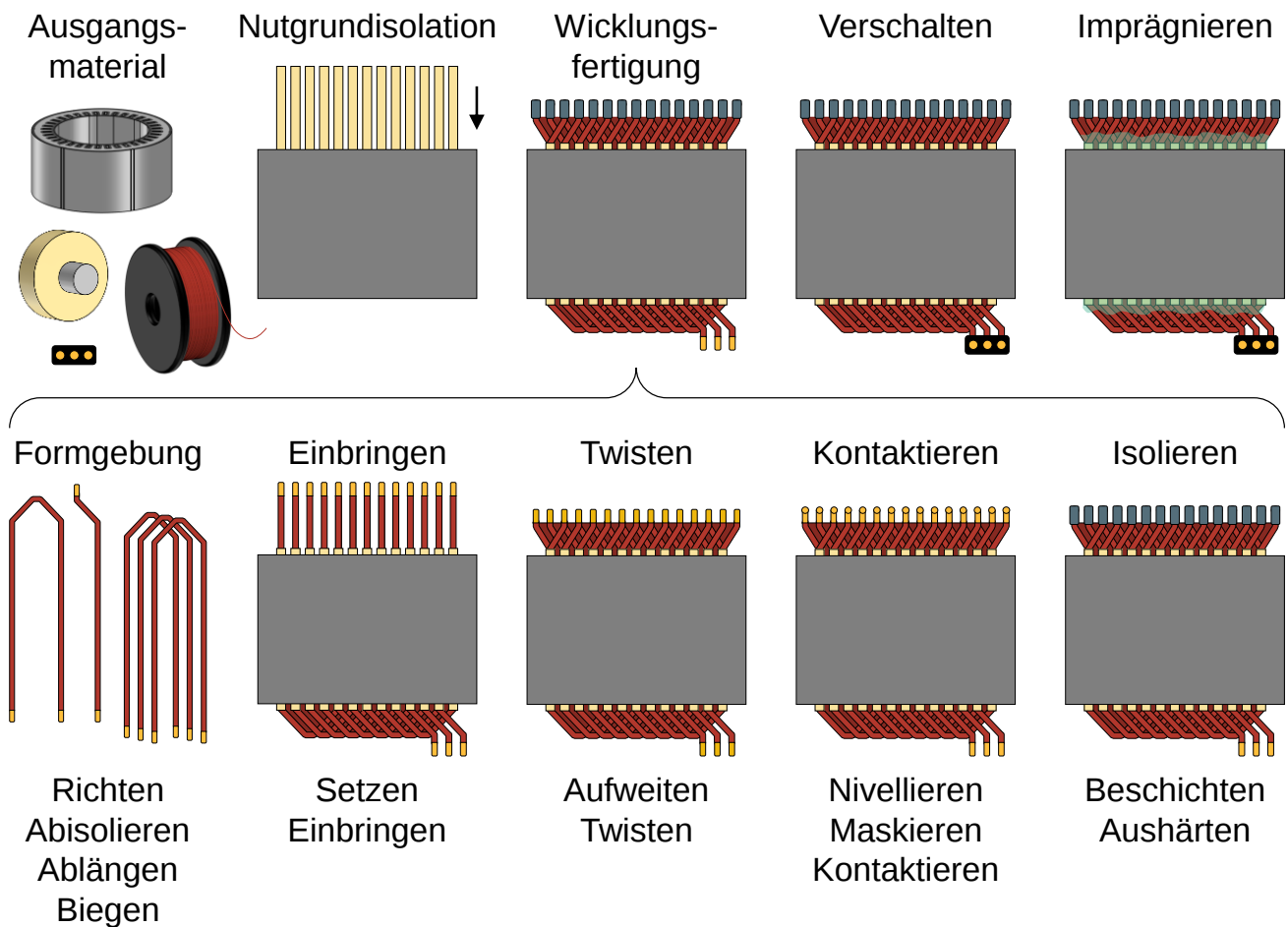


Abbildung 2-4: Prozesskette zur Fertigung von Statorn elektrischer Traktionsmotoren: Prozessschritte der allgemeinen industriellen Statorfertigung (oben), Prozessschritte der Wicklungsfertigung mit Hairpin-Technologie (unten)

beschichteter Elektrobleche voraus, wobei der Backlack neben der elektrischen Isolation zusätzlich als Klebstoff fungiert und die Einzelbleche unter Temperatur und Druck einwirkung vollflächig miteinander verbindet. Alternativ können den Großserienstanzprozess begleitende Stanz- oder Klebepaketierverfahren zum Einsatz kommen. Unabhängig von der Art der zur Fertigung der Wicklung eingesetzten Prozesskette erfolgt darüber hinaus die Nutgrundisolation des Statorblechpaketes durch die Formgebung von Isolationspapieren durch Rill-, Falz- und Trennvorgänge, welche anschließend axial in die Nuten des Statorblechpaketes eingeschoben werden (Mayer et al. 2019).

Die Hairpin-Technologie lässt sich als mehrstufige Produktionstechnologie zur Fertigung der Wicklung elektrischer Traktionsantriebe in die allgemeine industrielle Prozesskette der Statorfertigung eingliedern, wie in Abbildung 2-4 dargestellt. Im Gegensatz zu anderen indirekten Technologien zur Fertigung verteilter Statorwicklungen, wie beispielsweise der runddrahtbasierten Einziehtechnik oder der Flachdraht-Wellenwicklung

(Halwas et al. 2020), wird die Wicklung bei der Hairpin-Technologie aus segmentierten Leiterstücken gebildet, deren durchgängige Kontaktierung erst nach dem Fügevorgang in das Statorblechpaket erfolgt. Der technologische Kern umfasst dabei die Hauptprozessschritte der Formgebung von Hairpin-Steckspulen sowie das Einbringen, Twisten, Kontaktieren und Isolieren der Hairpin-Wicklung. In der Gesamtprozesskette kann dabei die Reihenfolge des Isolierens, Verschaltens sowie Imprägnierens der Hairpin-Wicklung variieren. Im Folgenden wird eine weiterführende Unterteilung der Hauptprozessschritte der Hairpin-Technologie vorgenommen.

Formgebung von Hairpin-Steckspulen

Das Ausgangsmaterial zur Formgebung von Hairpin-Steckspulen stellt ein mit einer Primärisolation beschichteter Flachleiter aus Kupfer oder Aluminium dar. Obwohl wissenschaftliche Studien das Potenzial von Aluminiumwicklungen nachgewiesen haben (Buddhika, de Silva et al. 2024; Cutuli et al. 2022a; Cutuli et al. 2022b; Petrelli et al. 2022), wird in aktuellen Serienanwendungen der Elektromobilität ausschließlich hochreines Kupfer der Güteklassen Cu-OF1 (CW007A) oder Cu-ETP1 (CW003A) als Leiterwerkstoff verwendet. In automobilen Anwendungen findet als Primärisolation entweder eine mehrschichtige Isolationsbeschichtung auf Basis von Polyesterimid (PESI), Polyamidimid (PAI) und Polyimid (PI) aus der Gruppe der aromatischen Polyimide oder der Hochleistungsthermoplast Polyetheretherketon (PEEK) aus der Gruppe der Polyaryletherketone Anwendung (Wirth et al. 2023c). Die Schichtdicke der Primärisolation beträgt je nach Anforderung an die Isolations- und Teilentladungsfestigkeit typischerweise 50 bis 200 µm.

Die Formgebung von Hairpin-Steckspulen erfolgt zumeist in einem vierstufigen Prozess, der die Teilprozesse des Richtens, Abisolierens und Ablängens des Kupferflachdrahts sowie das eigentliche Biegen der Hairpin-Steckspulen umfasst. Die Abfolge der Teilprozesse kann in Abhängigkeit des spezifischen Maschinenkonzepts variieren. Der auf standardisierten Mehrwegspulen angelieferte Kupferflachdraht wird in der Regel zunächst passiv gebremst oder aktiv gesteuert abgerollt und dem Richtprozess zugeführt. Im Rahmen des Prozessschritts erfolgt eine plastische Deformation des Kupferflachdrahts in beiden Hauptebenen mithilfe eines Mehrrollenrichtwerks, wodurch die Ausgangskrümmung des Kupferflachdrahts sowie Eigenspannungen minimiert werden. Die erzielte Richtqualität beeinflusst maßgeblich die in den nachgelagerten Prozessschritten erreichbare Fertigungsqualität. Für die spätere Kontaktierung der Hairpin-Steckspulen ist ein Entfernen der Primärisolation des Kupferflachdrahts an den Enden

der Hairpin-Schenkel erforderlich. In der Regel erfolgt das Abisolieren vor oder nach dem Ablängprozess, wobei zumeist spanende Fräs- oder Stoßprozesse sowie laserbasierte Abtragsprozesse zum Einsatz kommen. Im Rahmen des Ablängprozesses erfolgt das Ablängen des Kupferflachdrahts entsprechend der erforderlichen Drahtlänge für die Hairpin-Steckspule durch Keil- oder Scherschneiden. Dabei ist eine Aufdickung des Drahtquerschnitts an der Trennstelle zu vermeiden. Zudem wird häufig eine dachförmige Geometrie der Drahtspitzen durch ein Vorprägen der Trennstelle vor dem eigentlichen Trennschnitt erzeugt. Dies erleichtert zum einen das Einbringen der Hairpin-Steckspulen in das Statorblechpaket und zum anderen das Einführen der Drahtenden in die Werkzeuge zum Twisten der offenen Spulenenden. Im zumeist letzten Schritt erfolgt das Biegen der charakteristischen Hairpin-Geometrie in Abhängigkeit der Stückzahlanforderungen sowie der Form mittels werkzeuggebundener, sequenzieller werkzeuggebundener oder kinematischer Biegeverfahren (Wirth et al. 2024). Während werkzeuggebundene Verfahren insbesondere für die hochvolumige Serienproduktion eingesetzt werden, ermöglichen sequenzielle werkzeuggebundene Biegeprozesse die wirtschaftliche Formgebung von Hairpin-Steckspulen bereits für geringere Stückzahlen. Demgegenüber sind kinematische Biegeprozesse aufgrund der mit der erhöhten Anzahl an Freiheitsgraden einhergehenden Komplexität als Forschungsgegenstand zu betrachten (Barbieri et al. 2022; Wirth et al. 2020). An die Formgebung der Hairpin-Steckspulen werden hohe geometrische Qualitätsanforderungen gestellt, um zum einen die in der elektromagnetischen Auslegung vorgegebenen Bauräume und Mindestabstände zwischen den Leitern einzuhalten und um zum anderen Störungen der nachgelagerten Fertigungsprozesse zu vermeiden. Darüber hinaus sind die elektrischen Qualitätsanforderungen an die Primärisolation des Flachdrahts zu erfüllen, welche in den Biegezonen insbesondere durch die Prozessauslegung sowie die Oberflächenbeschaffenheit der zur Umformung eingesetzten Klemm- und Formwerkzeuge beeinflusst werden (Wirth et al. 2023c).

Setzen und Einbringen der Hairpin-Steckspulen in das Statorblechpaket

Aufgrund der geometrischen Überdeckungen und Hinterschnitte der Hairpin-Steckspulen sowie der eng tolerierten Nuten des Statorblechpaketes ist ein sequenzielles direktes, axiales Einbringen der Hairpin-Steckspulen in das Statorblechpaket in der Regel nicht möglich und erfordert daher eine Vormontage der Hairpin-Steckspulen außerhalb des Statorblechpaketes. Aus diesem Grund werden die Hairpin-Steckspulen zunächst

in eine großzügig tolerierte Hilfs- oder Übergabevorrichtung eingesetzt und zu sogenannten Hairpin-Körben vormontiert. Um komplexe Wickelschemata abzubilden, müssen häufig zunächst Teilsegmente gesetzt werden, die im Anschluss mithilfe von Greifern oder Montagevorrichtungen mit Eindreh-, radialen Zustell- oder Aufrichtbewegungen in Position gebracht werden. Die Komplexität des Setzprozesses ist folglich von der aus dem Wickelschema resultierenden Gestaltung der Biegeseite der Hairpin-Wicklung abhängig. Nach dem Setzprozess werden die Hairpin-Körbe mithilfe spezieller Greifsysteme vollständig oder nacheinander entnommen und in die mit Isolationspapier ausgekleideten Nuten des Statorblechpaketes eingebracht (Fraider et al. 2023). Des Weiteren gewährleistet das Greifsystem die radiale und tangential Ausrichtung der Hairpin-Schenkel, wodurch ein prozesssicheres Einführen der Drahtenden ermöglicht wird. Im Anschluss an das Einführen der Drahtenden in die Nut erfolgt das Einbringen der Wicklung durch ein axiales Einpressen, wobei mit einer Andruckplatte auf den Wickelkopf auf der Biegeseite des Stators gedrückt wird. Sobald die Drahtenden auf der gegenüberliegenden Seite des Statorblechpaketes herausstehen, kann der Einbringprozess durch ein unterstützendes Greifen und Ziehen der Drahtenden auf der Kontaktierseite erfolgen, was insbesondere dann vorteilhaft ist, wenn die Hairpin-Steckspulen mehrerer Körbe auf der Biegeseite im Dachbereich axial überlappen und lokale Druckspannungen auf die Primärisolation vermieden werden sollen. Am Ende des Einbringvorgangs kann der Drahtüberstand zur Vorbereitung des nachfolgenden Aufweit- und Twistprozesses auf der Kontaktierseite über einen mechanischen Anschlag kalibriert werden. Eine hohe Qualität der eingebrachten Wicklung setzt voraus, dass der Wickelkopf im Einbringprozess nicht plastisch deformiert wird, die Isolationsbeschichtung beschädigungsfrei bleibt und die Drahtenden auf der Kontaktierseite einen definierten Längenüberstand aufweisen. Darüber hinaus ist sicherzustellen, dass das Isolationspapier nicht beschädigt oder im Prozess axial in der Nut verschoben wird.

Aufweiten und Twisten der Hairpin-Wicklung

Im Anschluss an das Einbringen der Hairpin-Steckspulen in das Statorblechpaket wird die für Hairpin-Statoren typische Wellenwicklung durch Umformung und Positionierung der offenen Spulenenden auf der Kontaktierseite entsprechend dem Wickelschema realisiert (Berardi et al. 2020). Die Umformung der offenen Spulenenden erfolgt in einer zumeist zweistufigen Prozessabfolge, welche aus dem radialen Aufweiten sowie dem Twisten der offenen Spulenenden in Umfangsrichtung des Statorblechpaketes besteht,

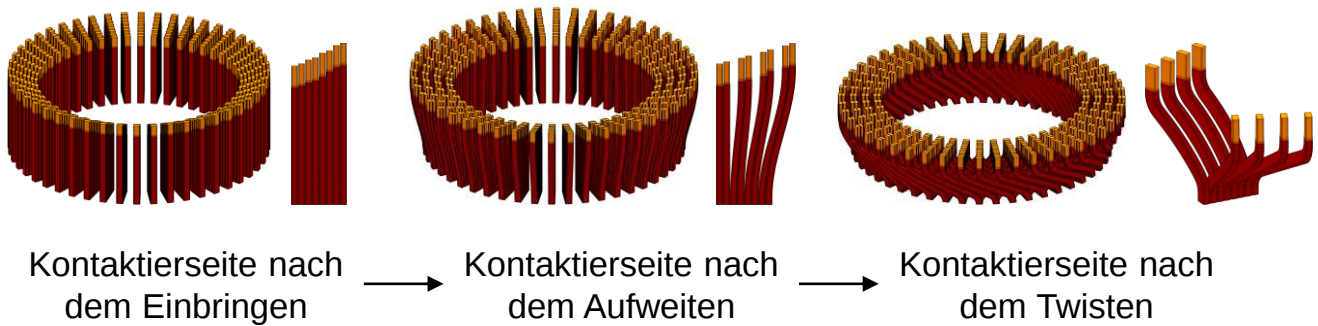


Abbildung 2-5: Schematische Darstellung der Kontaktierseite von Hairpin-Statoren ohne Abbildung des Blechpaketes nach dem Aufweiten und Twisten

vgl. Abbildung 2-5. Das radiale Aufweiten der offenen Spulenenden – auch als Freistellen oder Separieren bezeichnet – gewährleistet zum einen die erforderlichen Mindestabstände zwischen den Hairpin-Reihen für das nachfolgende Kontaktieren und zum anderen ausreichende Luft- und Kriechstrecken zwischen den Kontaktierstellen zur Sicherstellung der elektrischen Isolations- und Teilentladungsfestigkeit im Betrieb. Des Weiteren wird durch das radiale Aufweiten die notwendige Zugänglichkeit zu den Spulenenden der für den nachfolgenden Twistprozess eingesetzten Werkzeuge gewährleistet. In der industriellen Serienproduktion erfolgt das Twisten der offenen Spulenenden im Anschluss an das radiale Aufweiten zumeist in einem gesonderten Umformschritt. Dabei werden die Drahtspitzen der offenen Spulenenden in einer Rotationsbewegung in Umfangsrichtung des Stators auf die erforderliche Winkelposition geführt. Um den während der Umformung abnehmenden Axialabstand zwischen Drahtspitze und Statorblechpaket nachzuführen und zu kompensieren, wird die Rotationsbewegung mit einer zusätzlichen axialen Translationsbewegung synchronisiert. Bezüglich der Prozessführung kann grundsätzlich zwischen den werkzeuggebundenen Varianten des simultanen und lagenweisen Twistens sowie des sequenziellen Twistens unterschieden werden (Hausmann et al. 2022). Im Falle des simultanen und lagenweisen Twistens erfolgt die Umformung der gesamten Spulenenden bzw. der Spulenenden einer Lage mit offenen Kammwerkzeugen oder Werkzeugen mit halboffenen oder geschlossenen Taschen gleichzeitig. Im Gegensatz zu werkzeuggebundenen Twistprozessen werden beim sequenziellen Twisten die Spulenenden jeder Lage segmentweise oder einzeln in einem endengesteuerten Biegeprozess kinematisch umgeformt. Für eine detaillierte Beschreibung der Eigenschaften und Qualitätsmerkmale der umgeformten Spulenenden sowie der zum Aufweiten und Twisten eingesetzten Maschinen und Prozesse sei an dieser Stelle auf die Ausführungen im nachfolgenden Abschnitt 2.3 verwiesen.

Kontaktieren und Verschalten der Hairpin-Wicklung

Das Kontaktieren der Hairpin-Wicklung kann in die Teilprozessschritte des Nivellierens und Maskierens zur Vorbereitung des Wickelkopfes sowie den eigentlichen Kontaktierprozess der Spulenenden entsprechend dem vorgegebenen Wickelschema unterteilt werden. Aufgrund der eingeschränkten Zugänglichkeit der Kontaktierstellen, der kurzen Prozesszeiten zur Einhaltung der Taktzeitvorgaben, des maximal zulässigen Energieeintrags sowie der mechanischen und elektrischen Qualitätsanforderungen an die Kontaktierung, hat sich das Laserschweißverfahren zum stoffschlüssigen Verbinden in der Serienfertigung etabliert (Gläßel 2020). Als Laserquelle werden zumeist infrarote Scheibenlaser mit 3 bis 8 kW Leistung eingesetzt (D’Arcangelo et al. 2024; Gläßel et al. 2019b). Eine qualitativ hochwertige Schweißverbindung ist durch eine hohe mechanische Festigkeit, einen geringen Übergangswiderstand, eine geringe Porosität, eine ausreichende Einschweißtiefe sowie eine symmetrische, nicht scharfkantige Schweißperle gekennzeichnet (Gläßel et al. 2019b; Omlor et al. 2023b). Obgleich sich die Qualität der Schweißverbindung durch die Verwendung von inerten Prozessgasen verbessern lässt (Omlor et al. 2023a), wird der Schweißprozess in der industriellen Anwendung aufgrund der zusätzlichen Kosten unter Raumatmosphäre durchgeführt. Die Qualität der Fügeverbindung ist maßgeblich von den Positions- und Lageabweichungen der Spulenenden, der Drahtspitzengeometrie sowie der Oberflächenbeschaffenheit (Rauheit, Sauberkeit) der abisolierten Drahtenden abhängig. Eine vollständige Vermeidung der Positions- und Lageabweichungen ist aufgrund der starken Abhängigkeiten entlang der Prozesskette, ausgehend von der Formgebung der Hairpin-Steckspulen, nicht prozesssicher zu erreichen. Aus diesem Grund werden die Spulenenden zur Vorbereitung der Schweißnaht durch eine geeignete selektive oder kombinierte Spannmaskierung vor dem Schweißen zueinander ausgerichtet (Stäck 2023, S. 51 f.). Hierdurch kann ein radialer Fügespalt, Winkelfehler oder lateraler Versatz zwischen Fügepaaren teilweise kompensiert werden. Die Spannmaskierung erfüllt darüber hinaus eine Schutzfunktion der übrigen Wicklung vor Schweißspritzern, welche sich prozesstechnisch nicht vollständig vermeiden lassen (Hartung et al. 2021). Darüber hinaus weisen die Spulenenden nach dem Twisten häufig Höhenunterschiede im Bereich einiger Millimeter auf (Stäck 2023, S. 45), welche lediglich innerhalb gewisser Grenzen durch eine geeignete Parametrierung der Schweißanlage kompensiert werden können (Kampker et al. 2021). Daher erfolgt im Anschluss an das Aufweiten- und Twisten in der Regel ein Nivellieren

der Spulenenden auf eine einheitliche Höhe, wobei je nach Gestaltung der Kontaktierseite auch mehrere Nivellierhöhen zu berücksichtigen sind. In der Praxis erfolgt das Nivellieren der Höhenunterschiede häufig durch spanende Fräs-, Hobel- oder Scherschneidverfahren. Zudem erfolgt der Prozessschritt in der Regel über Kopf, um Verunreinigungen des Wickelkopfes durch elektrisch leitfähige Kupferspäne prozesssicher zu minimieren.

Im Kontext verteilter Runddraht-Wicklungen werden zum Verschalten der Spulengruppen unter Berücksichtigung des Wickelschemas in Parallel- oder Reihenschaltung vornehmlich Widerstandsschweißverfahren oder thermomechanische Crimpverbindungen eingesetzt (Herrmann et al. 2017). Bei Statoren mit Hairpin-Wicklung erfolgt das Verschalten der Spulengruppen jedoch in der Regel ebenfalls im Laserschweißverfahren, wobei die Anschlüsse entweder direkt während der Kontaktierung der Spulenenden oder in einem nachgelagerten Montage- und Kontaktierschritt von vorgefertigten Anschlussbaugruppen verbunden werden.

Isolieren und Imprägnieren der Hairpin-Wicklung

Um die kontaktierte Wicklung gegen Spannungsüberschläge und Kriechströme an den Schweißpunkten bei üblichen Betriebsspannungen von 400 V bis 800 V elektrisch zu isolieren, werden die Schweißpunkte mit einem isolierenden Harz oder Pulver beschichtet. In der industriellen Anwendung erfolgt die Beschichtung vornehmlich im Wirbelsinterverfahren mit einem isolierenden Pulver (Heimes et al. 2024b, S. 308) oder alternativ mittels Träufel-, Dip- oder Tauchverfahren sowie durch einseitigen Vollverguss des Wickelkopfes (Riedel et al. 2022b). Für eine funktionsgerechte Isolierung sind ausreichende Schichtdicken und die vollständige Benetzung der Oberflächen sicherzustellen sowie scharfkantige oder spitze Bereiche an den Kontaktierstellen zu vermeiden.

Zur Erhöhung der Hochspannungs- Teilentladungsfestigkeit sowie zum mechanischen Schutz gegen äußere Einflüsse wird die Statorwicklung abschließend mit einem Harz imprägniert. Die Imprägnierung steigert zudem die mechanische Widerstandsfähigkeit gegenüber betriebsbedingten Belastungen wie Schwingungen und Vibrationen (Gerlach et al. 2023) sowie die thermische Leitfähigkeit der Wicklung (Halwas et al. 2021), wodurch sich die Betriebseigenschaften des Stators verbessern und dessen Lebensdauer erhöht wird. Aufgrund der erhöhten Anforderungen an die technische Sauberkeit

wird in der automobilen Serienproduktion insbesondere das Träufelimpregnierverfahren eingesetzt (Bailoni et al. 2022). Hierbei wird das Imprägnierharz unter kontinuierlicher Rotation des Stators bei erhöhter Temperatur über Dosierdüsen auf die Wickelköpfe geträufelt, von wo aus es durch Kapillareffekte in die Zwischenräume der Nut hineingezogen wird (Heimes et al. 2024b, S. 306–308). Nachträglich erfolgt ein Gelieren und Aushärten des Imprägnierharzes unter Einhaltung spezifischer Temperaturkurven durch induktives Erwärmen oder durch Wärmeeintrag im Ofen.

2.3 Aufweiten und Twisten von Hairpin-Statoren

Mit dem Ziel, die im Stand der Technik bestehenden Lösungsansätze mit Bezug zur vorliegenden Arbeit aufzuzeigen und kritisch zu diskutieren, werden in den folgenden Abschnitten zunächst die allgemeinen Gestaltungsmerkmale der Kontaktierseite von Hairpin-Wicklungen sowie die Eigenschaften und Qualitätsmerkmale der umgeformten Spulenenden dargelegt. Anschließend werden die zum Aufweiten und Twisten eingesetzten Maschinen und Prozesse beschrieben und mit Bezug zur adressierten Problemstellung der Arbeit eingeordnet. Abschließend werden die im Hinblick auf die vorliegende Arbeit wesentlichen prozesstechnischen Grundlagen zusammengefasst.

2.3.1 Gestaltungsmerkmale der Kontaktierseite

Das Aufweiten und Twisten stellt einen Hauptprozessschritt der Prozesskette zur Fertigung von Statoren mit Hairpin-Wicklung dar und dient der Formgebung des Wickelkopfes auf der Kontaktierseite des Stators nach dem vorgegebenen Wickelschema, vgl. Abbildung 2-6. Die produktseitige Gestaltung der Kontaktierseite von Hairpin-Wicklungen beeinflusst maßgeblich die Komplexität der konventionellen werkzeuggebundenen Prozess- und Maschinenteknik sowie die Anzahl der erforderlichen produktspezifischen Werkzeuge.

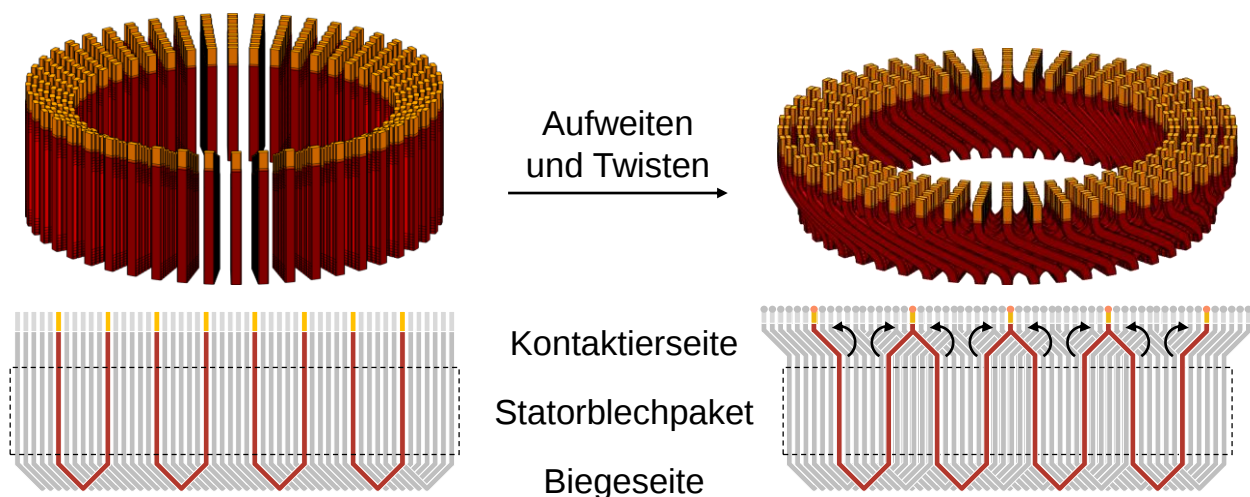


Abbildung 2-6: Beispiel der offenen Spulenenden einer Hairpin-Wicklung nach dem Einbringen (links) sowie nach dem Aufweiten und Twisten (rechts); Schematische Darstellung zum Aufbau der charakteristischen Wellenwicklung durch entsprechende Umformung und Kontaktierung der Spulenenden (unten)

Die Anzahl der Spulenenden auf der Kontaktierseite eines Hairpin-Stators entspricht dem Produkt aus der Anzahl der Nuten und der Anzahl der Leiter pro Nut. Grundsätzlich können alle Spulenenden der Kontaktierseite über ihre radiale Position in der Statornut

definierten Lagen zugeordnet werden. In Abhängigkeit des Wickelschemas können Spulenenden derselben Lage – bezogen auf die radiale Position in der Statornut – auf unterschiedliche Radien aufgeweitet werden. In diesem Fall wird häufig von Zwischen- oder Sonderlagen gesprochen. Die Spulenenden der verschiedenen Lagen können sowohl in positiver als auch in negativer radialer Richtung aufgeweitet werden. Eine rein positive Aufweitung erlaubt in der Regel die Rotormontage von der Kontaktierseite aus. Demgegenüber führt eine negative bzw. gemischte radiale Aufweitung zu einer Verkürzung der Bogenlängen der Spulenenden der radial inneren Lagen und damit zu einer Reduktion der elektrischen Spulenwiderstände. Durch die geringere radiale Aufweitung der radial äußeren Spulenenden lässt sich zudem die Torsionsneigung von Flachdrähten mit hohem Seitenverhältnis des Drahtquerschnitts reduzieren. Allerdings ist die erforderliche Maschinenkinematik für eine negative oder gemischte radiale Aufweitung der Spulenenden aufgrund der eingeschränkten Zugänglichkeit in der Regel im Aufbau komplexer. Darüber hinaus besteht eine geometrische Abhängigkeit zwischen der Drahtlänge der Spulenenden und dem Radius der Lage, um bei einem konstanten Twistwinkel nach der Umformung die gleiche axiale Höhe zu erzielen. Aus diesem Grund nimmt die Drahtlänge der Spulenenden typischerweise über die Lagen von innen nach außen zu.

Klassifikation von Twistschemata

Bei einer ausschließlich auf der Biegeseite vorgenommenen Verschaltung der Hairpin-Wicklung unter Verwendung von Hairpin-Steckspulen mit Sondergeometrien ist der Wickelkopf der Kontaktierseite aus regelmäßigen Lagen aufgebaut. Bei axialer Betrachtung der Kontaktierseite überspannen die Spulenenden im Regelfall einen Nutabstand in Umfangsrichtung entsprechend der halben Spulenweite (Hausmann et al. 2022). Im Rahmen des klassischen Twistschemas werden die Spulenenden lagenweise in abwechselnder Umfangsrichtung des Statorblechpaketes umgeformt. Im Gegensatz dazu erfordern die Verschaltung der Hairpin-Wicklung sowie die Realisierung der Phasenanschlüsse auf der Kontaktierseite abweichende geometrische Formen der Spulenenden im Wickelkopf. Hieraus resultieren Twistschemata mit unregelmäßigen Lagen, welche die Fertigungskomplexität signifikant erhöhen können (Zou et al. 2022). In Tabelle 2-1 sind typische Beispiele unregelmäßiger Lagen mit abweichenden Formen der Spulenenden innerhalb einer Lage klassifiziert, wobei die Fertigungskomplexität tendenziell von oben nach unten zunimmt.

Tabelle 2-1: Klassifikation und schematische Darstellung unregelmäßiger Lagen anhand ausgewählter Geometriemerkmale der Spulenenden

Komplexität	Beschreibung	Merkmale der Spulenenden		Bsp. schematische radiale Ansicht	Bsp. schematische axiale Draufsicht*
	regelmäßige Lage	Höhen	=		
	Lage mit abweichenden axialen Höhen	Winkel	=		
		Radien	=		
	Lage mit unterschiedlicher radialer Aufweitung	Höhen	=		
	Lage mit verschiedenen Twistwinkeln gleicher Richtung	Höhen	=		
	Lage mit Richtungswechsel	Höhen	=		

*vereinfachter Ausschnitt der Drahtpositionen in Umfangsrichtung des Stators (horizontal) sowie in radialer Richtung (vertikal)

Oftmals werden einzelne Spulenenden mit abweichender axialer Höhe als Phasenanschlüsse oder zur Verbindung verschiedener Stränge der Wicklung durch Aufsetzen und Kontaktieren von Verschaltbaugruppen ausgeführt. Dabei befinden sich die Phasenanschlüsse bei einer typischerweise radialen Durchkontaktierung der Hairpin-Reihen zumeist auf der innersten oder äußersten Lage (Zou et al. 2022). Die Gestaltung einzelner Spulenenden als Phasenanschlüsse oder zur Verschaltung der Hairpin-Reihen bedingt aufgrund der für gewöhnlich paarweisen Kontaktierung weitere Unregelmäßigkeiten der Lagen, beispielsweise in Bezug auf die radiale Aufweitung und/oder den Twistwinkel der umgebenen Spulenenden. Ein abweichender Twistwinkel einzelner Spulenenden führt zudem zwangsläufig zu einem Wechsel in eine Zwischenlage mit abweichendem Twistradius. Bei unregelmäßigen Lagen mit geometrisch abweichenden Spulenenden ist eine Anpassung der Schenkellängen der entsprechenden Hairpin-Steckspulen erforderlich, was zu weiteren Varianten der zum Aufbau der Wicklung notwendigen Hairpin-Steckspulen führt, auch wenn die Kopfgeometrie der Hairpin-Steckspulen unverändert bleibt. Die Anfangsdrahthöhen der Spulenenden im eingebrachten Zustand variieren in diesem Fall nicht nur in radialer Richtung zwischen den

Lagen, sondern auch in tangentialer Richtung innerhalb einer Lage. Hieraus resultiert eine erhöhte Komplexität bei der Konstruktion und Fertigung der Aufweit- und Twistwerkzeuge konventioneller werkzeuggebundener Verfahren.

Auswirkungen produktseitiger Entwicklungstrends

Die Hairpin-Technologie zur Fertigung von Statoren mit verteilten Flachdraht-Wicklungen für elektrische Traktionsantriebe hat in den vergangenen Jahren einen hohen Innovationsgrad erreicht und ist nach wie vor Gegenstand intensiver Forschungs- und Entwicklungsarbeiten. Im Rahmen der wissenschaftlichen Forschung werden derzeit insbesondere Maßnahmen zur Minimierung von Wechselstromverlusten hochdrehender elektrischer Maschinen, der Einsatz alternativer Leitertechnologien und -werkstoffe sowie neuartige Wicklungstopologien untersucht (Wirth 2024, S. 19). Die daraus resultierenden produktseitigen Entwicklungstrends haben zumeist Auswirkungen auf die Gestaltung und Eigenschaften der Kontaktierseite von Hairpin-Statoren, was wiederum die erforderliche Prozesstechnik zum Aufweiten und Twisten maßgeblich beeinflusst. Vor diesem Hintergrund werden die aktuellen Entwicklungstrends sowie deren Auswirkungen auf die Gestaltung der Kontaktierseite im Folgenden aufgegriffen.

Gegenwärtig wird im Hinblick auf die Auslegung elektrischer Traktionsmotoren ein Forschungsschwerpunkt auf die Minimierung der frequenzabhängigen Wechselstromverluste hochdrehender Maschinen gelegt, insbesondere beim Betrieb im Feldschwächebereich (vgl. Preci et al. 2021). Bedingt durch die vergleichsweise großen Drahtquerschnitte sowie der geringen effektiven Windungszahl von Hairpin-Wicklungen sind die Wechselstromverluste in der Regel deutlich höher als bei konventionellen Runddraht-Wicklungen (Du-Bar & Wallmark 2018). In der Konsequenz ist ein Trend zur radialen Segmentierung der Leiter von Hairpin-Statoren zu verzeichnen, was eine Erhöhung der Leiteranzahl bzw. Anzahl der Lagen bei gleichzeitiger Zunahme des Seitenverhältnisses der Leiterbreite in Bezug auf die Leiterdicke zur Folge hat. Darüber hinaus wurden Konzepte mit radialer und tangentialer Leitersegmentierung untersucht (Aoyama & Deng 2019) sowie asymmetrische Hairpin-Wicklungen zur Reduktion der frequenzabhängigen Verluste vorgeschlagen, welche Hairpin-Steckspulen mit unterschiedlichen Querschnittsabmessungen aufweisen (Dannier et al. 2022; Islam et al. 2020). Die steigende Anzahl an Leitern führt sowohl zu einer größeren Anzahl als auch zu einer höheren Komplexität der erforderlichen lagenspezifischen Werkzeuge konventioneller werkzeuggebundener Twistprozesse. Zudem ergeben sich prozesstechnische Heraus-

forderungen, die aus der zunehmenden Torsionsinstabilität der Spulenenden mit größerem Seitenverhältnis des eingesetzten Flachdrahts im Umformprozess sowie der Verwendung von Flachdrähten mit unterschiedlichen Querschnittsabmessungen resultieren (Hausmann et al. 2020). Anstelle einer Segmentierung der Leiter zur Verringerung der frequenzabhängigen Verluste wurde darüber hinaus der Einsatz von Hairpin-Steckspulen aus Litzendraht theoretisch betrachtet (Dimier et al. 2020) und hinsichtlich der Auswirkungen auf die Hairpin-Prozesskette in manuellen Vorversuchen experimentell erprobt (Riedel et al. 2022b; Riedel et al. 2022a). Bezüglich des Aufweit- und Twistprozesses konnte dabei ein abweichendes Umformverhalten der Spulenenden aus Litzendraht mit abweichenden Anforderungen an die Werkzeuge und Vorrichtungen festgestellt werden (Riedel et al. 2022a). Ein industrieller Einsatz von Litzenseitern zur Fertigung von Traktionsmotoren ist jedoch aufgrund der höheren Materialkosten sowie der einhergehenden Herausforderungen in der Serienfertigung bislang nicht absehbar.

Ein weiterer Fokus aktueller Forschungsarbeiten liegt auf dem Einsatz alternativer Leitertechnologien und -werkstoffe. Mit dem Ziel einer weiteren Erhöhung der Leistungsdichte sowie der Dauerleistung von Traktionsmotoren werden Konzepte mit profiliertem Wickeldraht mit nicht rechteckigem Querschnitt zur Vergrößerung der effektiven Leiterfläche im Nutquerschnitt oder zur Direktkühlung der Leiter untersucht. Ein möglicher Ansatz zur Erhöhung der effektiven Leiterfläche stellt ein Nutaufbau mit parallelen Zahnflanken und trapezförmigen Leiterquerschnitten dar (Hyundai Mobis Co. 2021). Die Verwendung von profiliertem Wickeldraht oder Hohl Draht ermöglicht darüber hinaus neuartige Kühlkonzepte, welche eine weitere Steigerung der Dauerleistung versprechen (Chen et al. 2020; Reinap et al. 2019). Eine detaillierte Untersuchung der fertigungstechnischen Einflüsse beim Einsatz von Hohl Draht auf die Hairpin-Prozesskette ist bislang, abgesehen von initialen Biegeversuchen im Kontext der Formgebung von Hairpin-Steckspulen (Kampker et al. 2023b), jedoch noch nicht erfolgt. Mit dem Ziel, die Kosten und das Gewicht von Traktionsmotoren zu reduzieren, wurde darüber hinaus die Verwendung von Aluminium als Leitermaterial für Hairpin-Wicklungen evaluiert (Cutuli et al. 2022a; Cutuli et al. 2022b; Petrelli et al. 2022). Infolge der abweichenden Werkstoffeigenschaften ist in diesem Zusammenhang mit starken Auswirkungen auf das Umformverhalten der Spulenenden im Rahmen von Aufweit- und Twistprozessen zu rechnen.

Aus zahlreichen Patentanmeldungen im asiatischen Raum lässt sich zudem ein technischer Entwicklungstrend hin zu Hairpin-Statoren mit sogenannten X-Pin-

Wickelköpfen erkennen (vgl. Tabelle A-1), welche sich durch die spezifische Ausgestaltung der Kontaktierseite von den klassischen Hairpin-Wickelköpfen unterscheiden. Das Ziel besteht in der Reduktion der Kupferverluste im Wickelkopf sowie der Verringerung des Bauraumbedarfs zur Kontaktierung der Wicklung durch eine Verringerung der axialen Wickelkopfhöhe, was durch eine Verkürzung der Spulenenden und eine direkte Kontaktierung im Kreuzpunkt der getwisteten Spulenenden erreicht werden soll, vgl. Abbildung 2-7. Folglich entfällt der obere Teil der Spulenenden samt der oberen Biegung, wodurch sich die axiale Wickelkopfhöhe theoretisch um ca. 5 bis 15 mm reduzieren lässt. Neben dem gewonnenen Bauraum werden zudem die Kosten für das Leitermaterial eingespart.



Abbildung 2-7: Beispiel einer theoretischen Gegenüberstellung der Kontaktierseite von Statoren mit klassischem Hairpin- und X-Pin-Wickelkopf

Obgleich der Ansatz produkttechnische Vorteile aufweist, ergeben sich zahlreiche Herausforderungen im Hinblick auf eine prozesssichere automatisierte Fertigung von Statoren mit X-Pin-Wickelkopf, sodass sich dieser bisher nicht industriell etablieren konnte. Die fehlenden geraden Drahtenden bedingen eine anspruchsvollere Führung und Ausrichtung der Spulenenden im Twistprozess. Eine weitere Herausforderung stellt zudem der Kontaktierprozess dar, bei dem die abisolierten Enden aufgrund fehlender Anlageflächen lediglich in radialer Richtung gespannt und zueinander ausgerichtet werden können. Um die Spulenenden paarweise zu verschweißen, muss zum Schutz der Primärisolation aufgrund der verkürzten Abisolierlängen sowie der verjüngten Drahtspitzen der Energieeintrag reduziert werden, was zu einer geringeren Anbindungsfläche innerhalb der Schweißverbindungen führt.

2.3.2 Eigenschaften und Qualitätsmerkmale getwisteter Spulenenden

Zur geometrischen Beschreibung der umgeformten Spulenenden lässt sich eine Gliederung der Spulenenden in einen unteren, mittleren und oberen Drahtabschnitt vornehmen, wobei die Übergänge durch die untere und obere Biegung gekennzeichnet sind, vgl. Abbildung 2-8. Der untere nicht gekrümmte Abschnitt der Spulenenden wird häufig als „Fuß“ und der obere nicht gekrümmte Abschnitt als „Drahtende“ bezeichnet. Die Position der Drahtspitze ist durch die geometrischen Größen des Twistradius, des

Twistwinkels sowie der axialen Höhe in Polarkoordinaten definiert. Der Twistradius ergibt sich aus der Summe des Lagenradius und der radialen Aufweitung. Die freie Drahtlänge bezeichnet die Länge des Überstands der geraden Schenkel der Hairpin-Steckspulen zur axialen Stirnfläche des Blechpaketes nach dem Einbringvorgang. In Zusammenhang mit der Axialkompensation beim Aufweiten und Twisten wird die freie Drahtlänge auch als Anfangsdrahthöhe bezeichnet. Die Drahtenden stehen während des Twistprozesses bis zur oberen Biegung mit dem Werkzeug im Eingriff, sodass die Länge der geraden Drahtenden als Eingriffslänge bezeichnet werden kann.

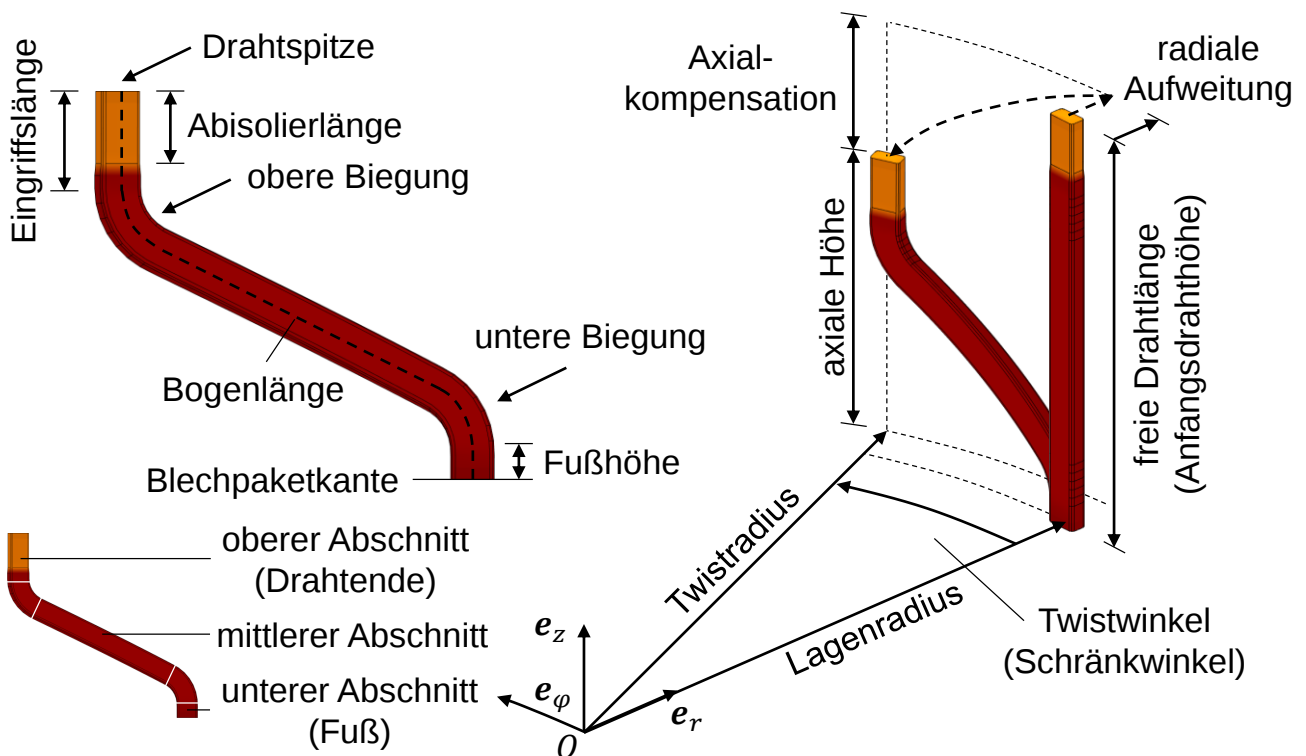


Abbildung 2-8: Geometrische Beschreibung der offenen Spulenenden im Twistprozess

Geometrische Qualitätsanforderungen

Zur ausreichend genauen Positionierung und Ausrichtung der Spulenenden für das nachfolgende Kontaktieren im Laserschweißprozess sowie zur Einhaltung der vorgegebenen Bauräume des Wickelkopfes und der erforderlichen Luft- und Kriechstrecken zwischen den Spulenenden werden geometrische Qualitätsanforderungen an die umgeformten Spulenenden gestellt. Analog zum Formgebungsprozess von Hairpin-Steckspulen können die geometrischen Qualitätsmerkmale im Allgemeinen sowohl durch eine unzureichende Auslegung und Parametrierung der Aufweit- und Twistprozesse als

auch durch chargenabhängige Schwankungen der geometrie- und werkstoffspezifischen Eigenschaften des Kupferflachdrahts negativ beeinflusst werden. Darüber hinaus können auch bei korrekter Prozessparametrierung geometrische Abweichungen aufgrund von Qualitätsschwankungen in den vorgelagerten Prozessschritten der Formgebung der Hairpin-Steckspulen und des Einbringvorgangs der Wicklung in das Statorblechpaket auftreten. Aus diesem Grund müssen die Aufweit- und Twistprozesse möglichst robust gegenüber schwankenden Eingangsgrößen gestaltet werden, wie beispielsweise Längenabweichungen der Spulenenden nach dem Einbringen oder Geometrieabweichungen der Drahtspitzen beim Ablängen des Flachdrahts. Eine Übersicht der geometrischen Qualitätsmerkmale umgeformter Spulenenden ist in Abbildung 2-9 dargestellt.

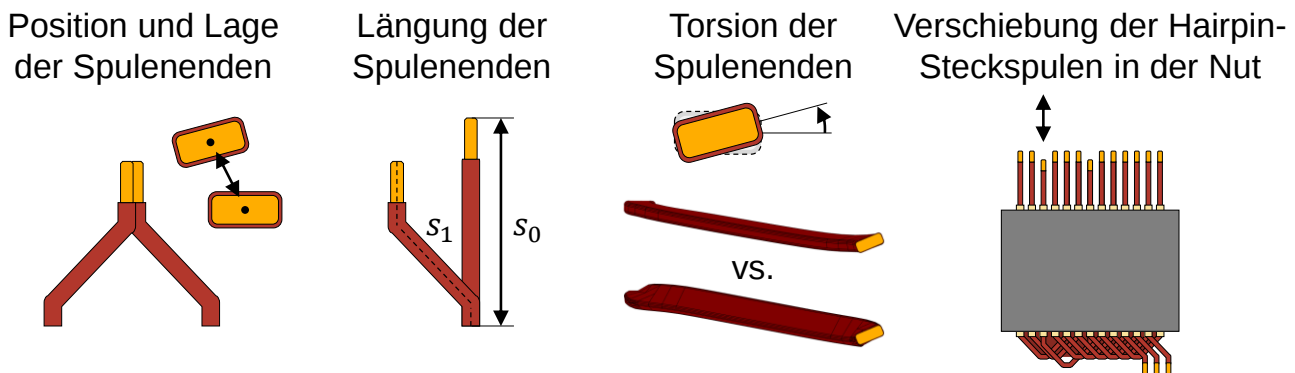


Abbildung 2-9: Geometrische Qualitätsmerkmale der umgeformten Spulenenden in Anlehnung an Hausmann & Fleischer (2021)

Abweichungen der Position und Lage der Spulenenden resultieren insbesondere aus materialspezifischen Rückfederungseffekten, die nach der Drahtumformung im Aufweit- und Twistprozess auftreten. Infolge der Rückfederung kann es dabei zu einem unerwünschten radialen und tangentialen Auffächern der Spulenenden kommen, was sich insbesondere auf Folgeprozesse, beispielsweise die Montage der Spannmaskierung zur Vorbereitung des Laserschweißprozesses, nachteilig auswirkt. Eine Längung der Spulenenden kann infolge der plastischen Biegung auftreten und wird durch die Drahtzugbeanspruchung in Abhängigkeit der Drahtführung beeinflusst. Eine übermäßige Längung der Spulenenden wirkt sich einerseits auf die resultierende Position und Lage der Spulenenden aus und führt andererseits zu einer Erhöhung der Spulenwiderstände durch Querschnittsverringering infolge von Längsdehnungen. Die Torsion der Spulenenden im Twistprozess lässt sich auf eine geometrische Instabilität des Flachdrahts zurückführen, die im Wesentlichen aus den erheblichen Unterschieden der Flächenträgheitsmomente in den Hauptachsen rechteckiger Drahtquerschnitte resultiert.

(Hausmann et al. 2022). Weitere geometrische Einflussgrößen auf das Torsionsverhalten der Spulenenden sind neben dem Seitenverhältnis des Drahtquerschnitts der Lagenradius, der Twistwinkel und die radiale Aufweitung der Spulenenden sowie im Allgemeinen die prozessbedingten Wechselwirkungen der Spulenenden untereinander. Eine übermäßige Torsion einzelner Spulenenden führt im Rahmen werkzeuggebundener Twistprozesse in der Regel zu einer kaskadenartigen Fortsetzung, wobei infolge der tordierten mittleren Drahtabschnitte der Spulenenden benachbarte Lagen radial auseinander gedrückt werden und hohe lokale Beanspruchungen der Isolationsbeschichtung auftreten können. Verschiebungen der Hairpin-Steckspulen in den Nuten des Statorblechpakets können infolge prozessbedingter Axialkräfte auftreten, insbesondere bei unzureichender Fixierung der Hairpin-Schenkel in den Nuten oder unzureichender Abstützung des Wickelkopfes auf der BiegeSeite. Diese Verschiebungen beeinflussen sowohl die axiale Höhe und Ausrichtung einzelner Spulenenden auf der Kontaktierseite als auch die Luft- und Kriechstrecken im Wickelkopf auf der BiegeSeite.

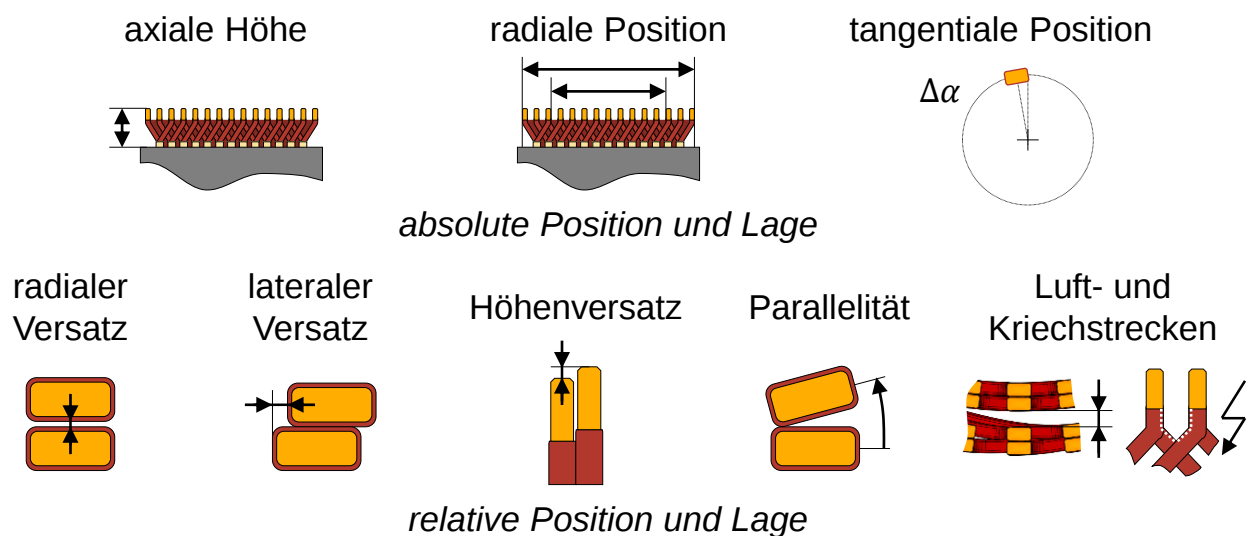


Abbildung 2-10: Absolute und relative Positions- und Lageabweichungen der Spulenenden nach dem Aufweiten und Twisten

Während die absolute Position und Lage der Spulenenden in erster Linie Auswirkungen auf die Einhaltung der vorgegebenen Bauräume und Komponentenschnittstellen haben, wirken sich relative Abweichungen der Drahtenden zueinander, mit Ausnahme der Luft- und Kriechstrecken, insbesondere auf die Qualität des nachfolgenden Schweißprozesses aus, vgl. Abbildung 2-10. Ein radialer oder lateraler Versatz sowie Parallelitätsfehler zwischen den Fügepartnern können durch die Spannmaskierung zum Teil reduziert werden, sofern eine Montage der Spannmaskierung grundsätzlich

möglich ist (Stäck 2023). Allerdings bleibt der Wickelkopf nach dem Schweißen in sich verspannt, was einerseits die Schweißverbindungen zusätzlich belastet und andererseits zu unerwünschten Rückfederungseffekten nach dem Entfernen der Spannmasierung führen kann. Ein unzulässiger Höhenversatz, der nicht durch eine entsprechende Adaption der Prozessparameter im Schweißprozess kompensiert werden kann, muss durch ein vorgelagertes Nivellieren der Spulenenden ausgeglichen werden. Dabei ist jedoch zu berücksichtigen, dass sich durch das Nivellieren einerseits unterschiedliche Leiterlängen der beiden Spulenenden und damit Asymmetrien der elektrischen Spulenwiderstände ergeben und andererseits eine größere Abisolierlänge an den Drahtenden vorzuhalten ist, da der Versatz der Abisolierkanten bestehen bleibt. Darüber hinaus kann das Isolieren der Spulenenden und Imprägnieren der Hairpin-Wicklung durch abweichende Luft- und Kriechstrecken beeinflusst werden, da eine ausreichende Benetzung der Drahtenden vom Abstand zwischen den Kontaktierstellen und die Kapillarwirkung im Wickelkopf vom Abstand benachbarter Flachdrähte abhängen.

Elektrische Qualitätsanforderungen

Die elektrischen Qualitätseigenschaften der umgeformten Spulenenden können durch eine fehlerhafte Prozessauslegung und -parametrierung oder durch Schwankungen in der Materialqualität des Kupferflachdrahts beeinträchtigt werden. Im Gegensatz zu geometrischen Abweichungen resultieren elektrische Fehler jedoch überwiegend aus der Auslegung und den Eigenschaften der für das Aufweiten und Twisten eingesetzten Werkzeuge, während die Prozessparametrierung eine untergeordnete Rolle spielt. Insbesondere die Oberflächenbeschaffenheit der Werkzeuge sowie die im Prozess auftretenden lokalen Beanspruchungen der Isolationsbeschichtungen weisen einen hohen Einfluss auf die resultierende Isolationsschichtdicke der Spulenenden und damit auf die Teilentladungsfestigkeit als funktionales Qualitätsmerkmal auf. Darüber hinaus lassen sich Isolationsfehler der umgeformten Spulenenden in der Regel auf unzureichende geometrische und elektrische Eigenschaften des Kupferflachdrahts zurückführen. In diesem Zusammenhang werden fertigungsbedingt nicht vermeidbare Schwachstellen der Isolationsbeschichtung des Kupferflachdrahts jedoch häufig durch den Materiallieferanten optisch markiert und fehlerhafte Drahtabschnitte im Rahmen des Formgebungsprozesses der Hairpin-Steckspulen gezielt ausgeschleust (Wirth et al. 2023c).

Die elektrischen Qualitätsmerkmale und Fehlermechanismen der Spulenenden im Kontext von Aufweit- und Twistprozessen entsprechen in erster Linie denen von Hairpin-Steckspulen im Rahmen der zur Formgebung verwendeten Biegeprozesse, siehe

Tabelle 2-2. Allerdings müssen im Vergleich zu Biegeprozessen weitere Fehlermechanismen berücksichtigt werden. In der industriellen Anwendung werden zum Biegen von Hairpin-Steckspulen nahezu ausschließlich werkzeuggebundene und sequenzielle werkzeuggebundene Biegeprozesse eingesetzt (Wirth et al. 2023b), bei denen die Drahtdeformation aufgrund der typischen Anordnung der Werkzeuge stets auf einen lokalen Bereich begrenzt ist und zu hohen lokalen Beanspruchungen der Isolationsbeschichtung führen kann. Im Gegensatz dazu erstreckt sich die Drahtdeformation im Twistprozess über den gesamten mittleren Drahtabschnitt der Spulenenden, sodass die lokale Beanspruchung der Isolationsbeschichtung in den Biegungen unter der Voraussetzung einer entsprechenden Werkzeugauslegung in der Regel geringer eingestuft werden kann. Zusätzliche Beanspruchungen der Isolationsbeschichtung können jedoch durch die im Twistprozess auftretenden Relativbewegungen zwischen den Spulenenden unterschiedlicher Lagen sowie durch asymmetrische elastische Verformungen der Twistwerkzeuge beim simultanen und lagenweisen Twisten unregelmäßiger Lagen hervorgerufen werden. Letztere resultieren aus der häufig ungleichmäßigen Ver-

Tabelle 2-2: Elektrische Qualitätsmerkmale und Fehlermechanismen im Kontext von Biege- und Twistprozessen (erweiterte Darstellung nach Wirth (2024, S. 50) mit Ergänzungen zu Twistprozessen)

Qualitätsmerkmale	Fehlermechanismen
Isolationsfestigkeit	▪ Druckspannungen aufgrund von lokal wirksamen Prozesskräften bedingt durch Werkzeugauslegung (B + T) ▪ Rissbildung durch unzulässige Formänderung (B + T) ▪ Relativbewegung zwischen den Spulenenden (T) ▪ asymmetrische elastische Werkzeugverformung der Twistwerkzeuge infolge geometrischer Asymmetrien der Werkzeughaken (T)
Teilentladungsfestigkeit	▪ Unterschreitung der Isolationsschichtdicke durch lokale Prozesskräfte oder unzulässige Ausdünnung (B + T) ▪ Unterschreitung der erforderlichen Luft- und Kriechstrecken (B + T)
Spulenwiderstand	▪ Querschnittsverringerung infolge von prozessbedingten Längsdehnungen (B + T) ▪ Nivellierung abweichender axialer Höhen der Spulenenden infolge von prozessbedingter Längung der Spulenenden oder Verschiebung der Hairpin-Steckspulen (T)
Isolationsschichtdicke	▪ Ausdünnung infolge von geometrieabhängigen Längs- und Querdehnungen (B + T) ▪ Ausdünnung infolge von lokalen Prozesskräften (B + T)

B: Biegeprozesse

T: Twistprozesse

teilung der zur Drahtführung vorgesehenen Werkzeugtaschen entlang des Umfangs sowie aus den geringen radialen Wandstärken der Twistwerkzeuge in Kombination mit hohen Prozesskräften. In diesem Zusammenhang kann eine Abnutzung und Verschmutzung der Werkzeugtaschen zu einer zusätzlichen abrasiven Wirkung mit lokaler Beschädigung der Isolationsbeschichtung im oberen Drahtabschnitt der Spulenenden führen. Darüber hinaus können ungleiche axiale Höhen der Spulenenden – bedingt durch Drahtlängungen oder Verschiebungen der Hairpin-Steckspulen im Twistprozess – den Spulenwiderstand negativ beeinflussen, sofern ein Nivellieren der Spulenenden zur Sicherstellung einer ausreichenden Schweißqualität erforderlich ist. In der Folge weichen die Drahtlängen der einzelnen Spulenenden voneinander ab, was wiederum zu Schwankungen der Spulenwiderstände führt. Da sich die elektrischen Qualitätsmerkmale und Fehlermechanismen im Wesentlichen mit denen im Rahmen der Formgebung von Hairpin-Steckspulen decken, sei für weitere Details auf entsprechende Quellen verwiesen (Kampker et al. 2020; Weigelt et al. 2017; Wirth et al. 2023c).

2.3.3 Maschinen und Prozesse zum Aufweiten und Twisten

Das Twisten von Hairpin-Statoren kann im Allgemeinen als endengesteuerter Biegeprozess aufgefasst werden, bei dem die Gestalterzeugung der Spulenenden durch eine definierte Relativbewegung zwischen Statorblechpaket und Werkzeug erfolgt, um die abisolierten Enden für den nachgelagerten Kontaktierprozess gemäß dem Wickelschema zu positionieren. In Abhängigkeit der Prozessführung können Twistprozesse den konventionellen werkzeuggebundenen Prozessvarianten des simultanen und lagenweisen Twistens sowie dem sequenziellen Twisten mit segmentweiser oder drahtweiser Umformung der Spulenenden einzelner Lagen zugeordnet werden (Hausmann et al. 2022), vgl. Abbildung 2-11. Obwohl das endengesteuerte Biegen streng genommen den Verfahren mit kinematischer Gestalterzeugung zugeordnet wird (Arnet 1999, S. 15–17), ist im Kontext von Twistprozessen lediglich das sequenzielle drahtweise Twisten – und mit Einschränkungen das segmentweise Twisten – aufgrund der Möglichkeit einer individuellen Formgebung der Spulenenden und der vollen Ausnutzung aller sechs Bewegungsfreiheitsgrade als kinematisches Twisten zu bezeichnen. Beim simultanen und lagenweisen Twisten mit lediglich zwei effektiv genutzten translatorischen und rotatorischen Bewegungsfreiheitsgraden wird demgegenüber von werkzeuggebundenen Verfahren gesprochen.

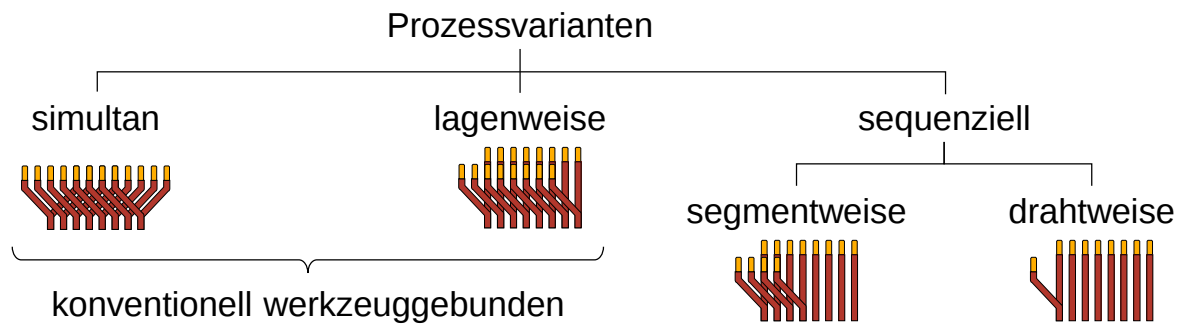


Abbildung 2-11: Prozessvarianten in Abhängigkeit der Prozessführung

Aufgrund der ablaufbedingt geringeren Produktivität sowie der komplexen Prozessparametrierung haben kinematische Twistprozesse mit sequenzieller Prozessführung im Vergleich zu den simultanen und lagenweisen Prozessvarianten bisher keine industrielle Bedeutung erlangt und wurden – mit Ausnahme der im Rahmen der vorliegenden Arbeit veröffentlichten Ergebnisse (Hausmann et al. 2022; Hausmann & Fleischer 2021) – noch nicht umfassend untersucht. Grundsätzlich eröffnet die kinematische Umformung einzelner Spulenenden die Möglichkeit einer flexiblen Prozesssteuerung, wobei Toleranzen und Qualitätsschwankungen vorgelagerter Prozessschritte durch eine geeignete Sensorik erfasst und im Prozess ausgeglichen werden können. Die wesentlichen Vorteile kinematischer Verfahren mit sequenzieller Prozessführung resultieren jedoch aus den Kosteneinsparungen im Werkzeugbau, geringeren Investitionskosten der Fertigungsanlage, dem möglichen Verzicht auf einen gesonderten Aufweitprozess und einer signifikanten Reduktion des Zeitbedarfes im Prototypenbau. Dadurch eröffnet sich die Möglichkeit, mit einer einzigen Anlage mehrere Varianten bis zur Losgröße 1 wirtschaftlich zu produzieren. (Hausmann & Fleischer 2021)

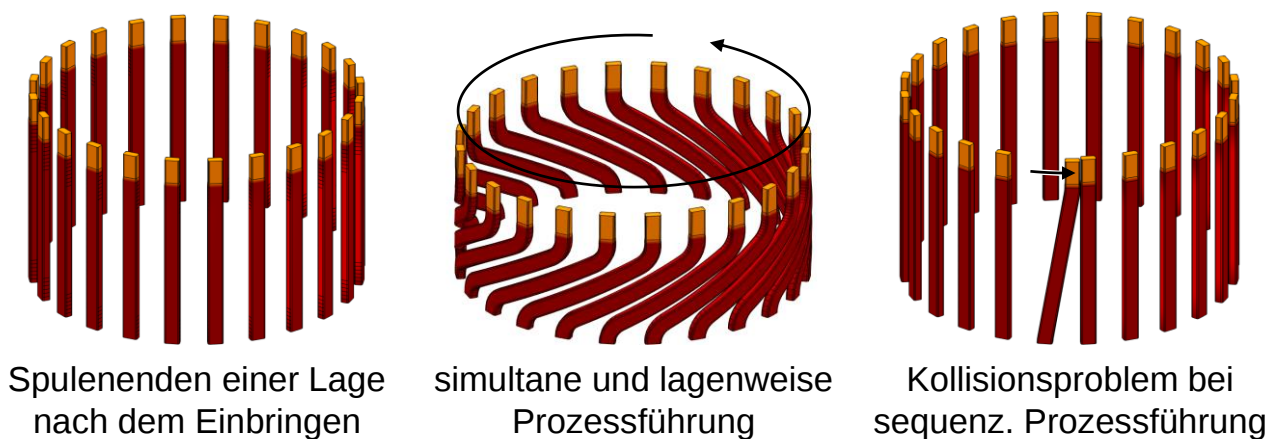


Abbildung 2-12: Darstellung des verfahrensinhärenten Kollisionsproblems beim kinematischen Twisten mit sequenzieller Prozessführung

Eine besondere technologische Herausforderung der sequenziellen Prozessführung stellt das verfahrensinhärente Kollisionsproblem beim Umformen der ersten bzw. letzten Spulenenden einer Lage und die damit verbundene Komplexität eines automatisierten Prozessablaufs dar, vgl. Abbildung 2-12. Darüber hinaus ist zu beachten, dass im Gegensatz zu den werkzeuggebundenen Verfahren die Reihenfolge der Umformoperationen das Endergebnis besonders beeinflusst. Aufgrund der sequenziellen Prozessführung wird damit ein erheblicher Teil des Aufwands zur Prozessparametrierung im Produktionsanlauf von der Konstruktion und Herstellung komplexer Werkzeugaufbauten auf die Programmierung der sequenziellen Twistsequenzen verlagert.

Konventionelle Twistprozesse

Die bisher entwickelten werkzeuggebundenen und industriell eingesetzten Prozesse zum Twisten von Hairpin-Statoren – im Folgenden vereinfacht als konventionelle Twistprozesse bezeichnet – basieren auf der simultanen oder lagenweisen Umformung der Spulenenden mithilfe komplexer Sondermaschinen und spezieller Umformwerkzeuge, vgl. Abbildung 2-13.

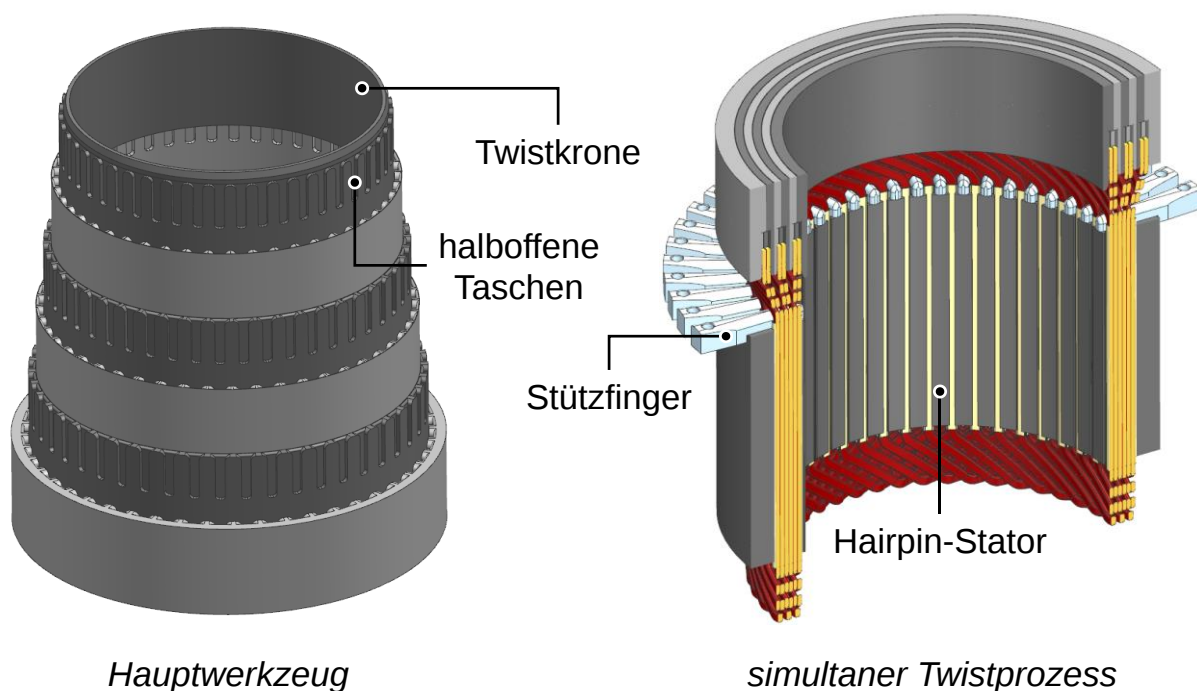


Abbildung 2-13: Werkzeuge zum simultanen Twisten von Hairpin-Statoren; (links) Hauptwerkzeug ohne Darstellung der Flanschverbindungen bestehend aus sechs coaxialen, gegenläufig rotierenden Twistkronen mit halboffenen Taschen, (rechts) Hairpin-Stator mit aufgesetztem Hauptwerkzeug und eingeschobenen Stützfingern

Bei simultanen und lagenweisen Twistprozessen werden zum endengesteuerten Biegen der Spulenenden als Twistkronen bezeichnete, ringförmige Kammwerkzeuge mit

offenen, halboffenen oder geschlossenen Taschen verwendet. Twistkronen mit geschlossenen Taschen weisen die höchste Steifigkeit und Belastbarkeit auf und vermeiden weitestgehend eine Relativbewegung zwischen den Spulenenden benachbarter Lagen während der Formgebung. Gleichzeitig wird die gegenseitige Abstützung der Spulenenden benachbarter Lagen reduziert, was bei Flachdrähten mit einem hohen Seitenverhältnis des Querschnitts zu einer unerwünschten Torsion führen kann. Aufgrund der erforderlichen radialen Mindestwandstärken der Taschen weisen benachbarte Lagen nach dem Twisten zumeist einen radialen Abstand auf, was den nachfolgenden Spann- und Maskierprozess vor dem Schweißen deutlich erschwert. Vor diesem Hintergrund werden in der industriellen Praxis überwiegend Twistkronen mit halboffenen Taschen eingesetzt, bei denen die zu kontaktierenden Lagen ohne zusätzlichen radialen Abstand aneinander vorbeigeführt werden. In seltenen Fällen erfolgt das Aufweiten der Lagen erst nach dem Twisten der Spulenenden, wobei dann zum Twisten offene Kammwerkzeuge zum Einsatz kommen, welche grundsätzlich den geringsten radialen Bauraum ermöglichen. Aufgrund der fehlenden radialen Taschenwände besteht jedoch ein erhöhtes Risiko für Prozessstörungen, die durch das Verklemmen der Spulenenden sowie durch mechanischen Abrieb der Drahtenden zwischen den gegensätzlich rotierenden Kammwerkzeugen verursacht werden können. Zudem weisen offene Kammwerkzeuge eine deutlich geringere mechanische Stabilität auf. Die hohen mechanischen Beanspruchungen, denen die Twistkronen bei der Übertragung der zur Umformung erforderlichen Kräfte und Momente ausgesetzt sind, sowie die hohen Oberflächenanforderungen zu Verringerung der Reibung und dem Schutz der Primärisolation der Spulenenden, machen eine Fertigung der Twistkronen aus verschleißfesten Werkzeugstählen erforderlich (Hausmann et al. 2022). Die zylindrische Grundform der Twistkronen wird in der Regel spanend hergestellt, während die Taschen aufgrund der geometrischen Anforderungen sowie der geringen radialen Wandstärken von teils unter einem Millimeter mithilfe von Fünf-Achs-Bearbeitungszentren spanend gefertigt oder erodiert werden. Um die geforderte Oberflächenqualität zu erreichen, werden die Taschen abschließend in einem teilautomatisierten oder manuellen Schritt aufwändig poliert. Die direkte Fertigung der Twistkronen simultaner Twistprozesse für Serienanwendungen mittels metallbasierter additiver Verfahren ist aufgrund des aus der Bauteilgröße sowie den geringen Wandstärken resultierenden Bauteilverzugs in der Regel nur mit Einschränkungen realisierbar. Bei lagenweisen Twistprozessen hingegen ist eine additive Fertigung segmentierter Twistkronen für den Musterbau möglich.

Im Rahmen des Twistprozesses erfolgt eine definierte Abstützung der Spulenenden im unteren Drahtabschnitt mittels radial zugestellter Stützfinger, um eine Beschädigung der Isolationsbeschichtung des Flachdrahts durch das Blechpaket zu vermeiden. Des Weiteren dienen die Stützfinger dem Schutz der Isolationspapiere, welche zur Einhaltung erforderlicher Kriechstrecken einige Millimeter axialen Überstand zum Blechpaket aufweisen und ansonsten einreißen könnten. Im Rahmen innovativer Statorkonzepte mit aufgesetzten oder angespritzten Kunststoffstirnkappen kann hingegen die Funktion der Stützfinger in die Bauteile integriert werden, siehe beispielsweise in Ford Global Technologies (2023). Um eine unzulässige Torsion der Spulenenden infolge eines fertigungstechnisch ungünstigen Statordesigns mit hohem Seitenverhältnis des Flachdrahts im Rahmen von konventionell werkzeuggebundenen Twistprozessen zu begrenzen, können zusätzlich innere und äußere Stützringe zur radialen Abstützung der Spulenenden um den Wickelkopf positioniert werden. (Hausmann et al. 2023)

Zur Parametrierung der werkzeuggebundenen Twistprozesse ist die Berechnung der zumeist als Twistkurven bezeichneten produkt-, maschinen- und lagenspezifischen Kennlinien zur Axialkompensation in Abhängigkeit des Twistwinkels erforderlich. Die Berechnung der Kennlinien zur Axialkompensation werkzeuggebundener Twistprozesse kann sowohl mittels analytischer bzw. numerischer Näherungsmodelle (Hausmann et al. 2023) als auch mittels FE-basierter Prozessmodelle erfolgen (Fleischer et al. 2021). Die im Rahmen der Produktauslegung angenommenen, lagenspezifischen axialen Drahtüberstände der Spulenenden bzw. freien Drahtlängen basieren zumeist auf einer idealisierten Geometrie der Spulenenden, wobei umformtechnische Einflüsse aufgrund fehlender Erfahrungswerte oftmals vernachlässigt werden. Daher ist häufig eine Korrektur der angenommenen freien Drahtlängen der Spulenenden im Zuge der Prozessparametrierung erforderlich, um eine einheitliche axiale Höhe der Spulenenden nach dem Twistprozess zu gewährleisten. In diesem Zusammenhang kann die Ermittlung optimierter Ausgangswerte der freien Drahtlängen ebenfalls modellbasiert erfolgen, um den experimentellen Aufwand der Korrekturschleifen zu minimieren (Hausmann et al. 2023). Zur Kompensation von Rückfederungseffekten werden die Spulenenden im Rahmen werkzeuggebundener Twistprozesse in der Regel sowohl in tangentialer als auch axialer Richtung des Stators geringfügig überbogen. Obgleich Ansätze zur numerischen Prozesssimulation von Rückfederungseffekten bestehen (Hausmann

et al. 2020), werden die Kompensationswerte in der industriellen Praxis häufig experimentell ermittelt, da die erforderlichen Materialkennwerte, die Softwarelizenzen und das notwendige Expertenwissen zumeist nicht ausreichend verfügbar sind.

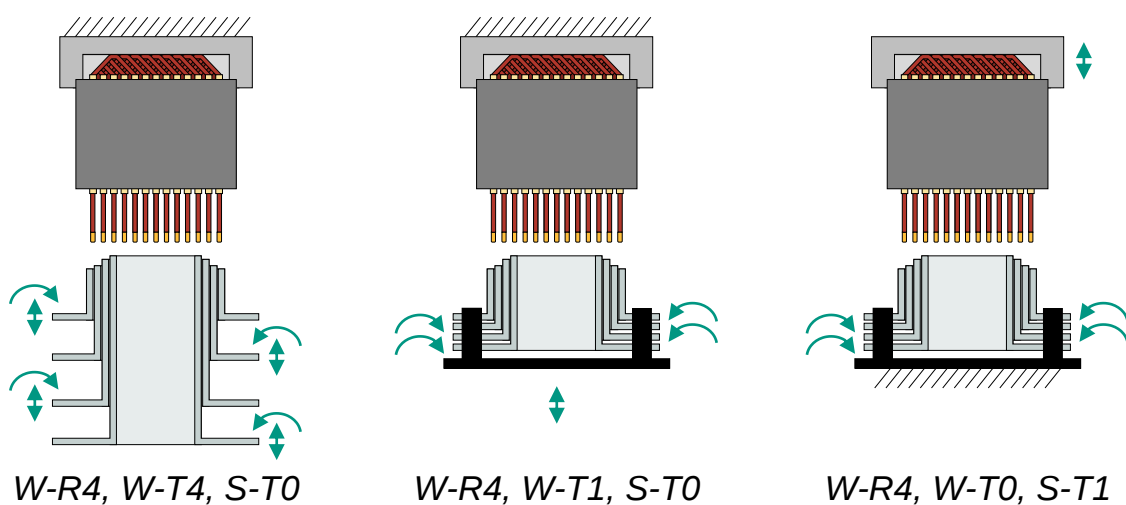
Im Kontext werkzeuggebundener Twistprozesse ergeben sich technologische Herausforderungen hauptsächlich aus dem begrenzten Bauraum und der eingeschränkten Zugänglichkeit für die Werkzeuge und Achsantriebe zur Umsetzung der simultanen oder lagenweisen Umformung der Spulenenden sowie aus dem drahtspezifischen Umformverhalten wie Torsions- und Rückfederungseffekten. Darüber hinaus muss das Twisten unregelmäßiger Lagen bei komplexen Twistschemata häufig in mehreren Schritten erfolgen, wobei zusätzliche Twistkronen eingesetzt werden, die lediglich ausgewählte Spulenenden mitführen. In Abhängigkeit des Statordesigns, insbesondere in Abhängigkeit des Durchmessers, der Anzahl der Nuten sowie des Querschnitts des eingesetzten Flachdrahts, werden zur Umformung der Spulenenden Drehmomente von einigen hundert bis zu mehreren tausend Newtonmeter pro Lage benötigt (Hausmann et al. 2020). Aufgrund der zumeist gegenläufigen Drehrichtung der Twistkronen heben sich die eingeleiteten Momente beim simultanen Twisten idealerweise auf. Hingegen wird beim Twisten einzelner Lagen das gesamte Drehmoment über das Statorblechpaket auf die Spannvorrichtung und schließlich auf die Maschinenstruktur übertragen. Dies kann je nach Art der Paketierung und Einspannung des Stators zu einer Beschädigung des Blechpaketes führen. Im Gegensatz zum simultanen Twisten, bei dem alle Drahtenden gleichzeitig in die Twistkronen eingeführt werden, müssen beim lagenweisen Twisten die Lagen schrittweise eingeführt und umgeformt werden. Eine mögliche Verformung der noch nicht getwisteten Spulenenden kann dabei das prozesssichere Einführen der nachfolgenden Lage erschweren.

Bei allen Prozessvarianten zum Twisten von Hairpin-Statoren resultieren aus der überlagerten translatorischen und rotatorischen Drahtführung auf die Spulenenden wirkende Axialkräfte, welche zu Verschiebungen einzelner Hairpin-Steckspulen in den Nuten des Blechpaketes führen können. Eine Reduktion der Axialkräfte ist durch eine angepasste Axialkompensation grundsätzlich möglich, insbesondere zu Beginn des Twistvorgangs der Spulenenden (Hausmann et al. 2023). Um die über die Spulenenden eingeleiteten Axialkräfte alternativ während des Twistvorgangs sicher aufzunehmen und einer axialen Verschiebung entgegenzuwirken, besteht zudem die Möglichkeit, den Wickelkopf auf der Biegeseite des Stators mithilfe eines entsprechend geformten, maskenähnlichen Werkzeugs axial abzustützen. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, die

Schenkel der Hairpin-Steckspulen in den Nuten des Stators radial von innen durch die Nutschlitz des Blechpaketes mithilfe eines geeigneten radialen Spannsystems zu fixieren. Das radiale Spannen ist jedoch durch die maximal zulässigen Flächenpressungen der Spannwerkzeuge auf die isolierten Oberflächen der Flachdrähte begrenzt (Wirth et al. 2023c). Zudem ist beim simultanen Spannen aller Nuten eine symmetrische Aufteilung der Spannkkräfte sicherzustellen, um Beschädigungen der Isolationsbeschichtung des Flachdrahts zu vermeiden.

Aufbau und Konstruktion konventioneller Twistmaschinen

Ein wesentliches konstruktives Unterscheidungsmerkmal konventioneller Twistmaschinen mit konzentrischen Twistkronen stellt die Anzahl der translatorischen Freiheitsgrade zur Umsetzung der Axialkompensation dar. Die höchste Flexibilität und Steuerbarkeit wird durch Twistmaschinen mit entkoppelter Axialkompensation erreicht, welche jeweils über einen translatorischen und rotatorischen Freiheitsgrad pro Twistachse mit unabhängigen Antrieben verfügen, vgl. Abbildung 2-14. Dadurch kann die Axialkompensation der einzelnen Lagen den jeweiligen Twistradien entsprechend unabhängig von den übrigen Lagen gesteuert werden. Die Umsetzung translatorisch entkoppelter Twistachsen ist jedoch aufgrund des begrenzten Bauraums mit einem hohen konstruktiven Aufwand sowie mit zusätzlichen Kosten für die Antriebs- und Steuerungskomponenten verbunden. Demgegenüber erlaubt eine mechanische Kopplung der Twistachsen in einem translatorischen Freiheitsgrad in Bezug auf die Axialkompensation eine



(T) translatorische und (R) rotatorische Freiheitsgrade (W) Werkzeug (S) Stator

Abbildung 2-14: Darstellung gängiger Werkzeugkinematiken und Anzahl der Freiheitsgrade am Beispiel einer Twistmaschine für vier Lagen

deutliche Vereinfachung der Werkzeugkinematik. Zur Umsetzung einer lagenspezifischen Axialkompensation kann in diesem Fall jedoch keine winkelsynchrone Drehung der Twistkronen erfolgen. Stattdessen setzen die Drehbewegungen in Abhängigkeit von der axialen Position der translatorisch gekoppelten Twistachsen nacheinander ein. In der Folge lassen sich die Interaktionen der Spulenenden benachbarter Lagen im Prozess nicht lagenunabhängig beeinflussen. Des Weiteren besteht keine Möglichkeit, Rückfederungseffekte am Ende des Twistvorgangs lagenspezifisch zu kompensieren, beispielsweise durch das unabhängige, axiale Nachdrücken mit einzelnen Twistkronen.

Als Alternative zu Standardmaschinen mit konzentrisch ineinanderlaufenden Twistkronen und entkoppelter Axialkompensation können zum lagenweisen Twisten Twistzentren mit Werkzeugstationen oder Werkzeugwechslern eingesetzt werden, vgl. Abbildung 2-15. Werkzeugstationen bieten einen größeren Bauraum für die Antriebe, wodurch beispielsweise die Umsetzung kombinierter Aufweit- und Twistprozesse ermöglicht wird. Demgegenüber erlaubt der Einsatz von Werkzeugwechslern eine Reduktion der benötigten Twistachsen und damit eine Verringerung des axialen Bau- raums. Allerdings gehen damit eine größere Stellfläche, das wiederholte Ein- und Ausfädeln der Werkzeuge sowie eine Erhöhung der Taktzeit einher.

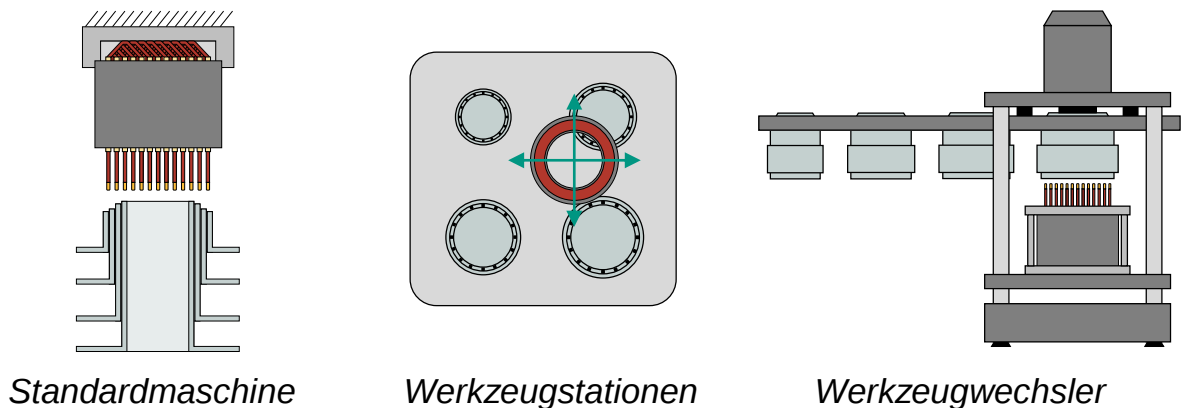


Abbildung 2-15: Maschinenkonzepte zum lagenweisen Twisten von Harpin-Statoren

Darüber hinaus kann beim konstruktiven Aufbau von konventionellen Twistmaschinen grundsätzlich zwischen einem horizontalen und vertikalen Aufbau differenziert werden. Bei konzentrischen Twistkronen ermöglichen Maschinen mit vertikalem Aufbau eine einfachere Lagerung der einzelnen Twistachsen sowie häufig eine bessere Zugänglichkeit von oben oder unten mittels Portalgreifern oder Werkzeugträgersystemen. Die Anzahl integrierbarer Achsen ist jedoch beim vertikalen Aufbau mit einer Anordnung der Twistkronen unterhalb des Stators im Falle einer Verkettung mit Werkzeugträgersyste-

men aufgrund der festgelegten Bahnhöhe häufig limitiert. Eine Anordnung der Twistkronen oberhalb des Stators bedingt demgegenüber einen signifikant höheren Gesamtaufbau. Im Gegensatz dazu sind Twistmaschinen mit horizontalem Aufbau in dieser Hinsicht nicht eingeschränkt, jedoch erhöht sich in der Regel die Aufstellfläche der Maschine. Zudem müssen die auf Werkstückträgern zumeist vertikal transportierten Statoren in der Maschine gedreht werden.

Vergleich werkzeuggebundener und kinematischer Prozesse

Die dem Stand der Technik entsprechenden simultanen und lagenweisen Twistprozesse sind durch eine hohe Produktivität sowie durch eine im Vergleich zu kinematischen Prozessen erhöhte Robustheit gegenüber Störgrößen gekennzeichnet. Auf der anderen Seite wirken sich eine Steigerung der Nutzahl sowie die häufig einhergehende Zunahme des Statordurchmessers bei simultanen und lagenweisen Twistprozessen direkt auf die zur Prozessführung notwendigen Drehmomente und Axialkräfte sowie den zur Verfügung stehenden Bauraum aus. Eine Steigerung der Lagenanzahl erfordert hingegen eine lagenweise Prozessführung oder, im Fall des simultanen Twistens, die Integration von zusätzlichen Twistachsen in die Maschine. In Summe resultieren hieraus starre Sondermaschinen mit produktspezifischen Werkzeugsätzen, die eine flexible Bearbeitung von unterschiedlichen Statorvarianten in kleinen Stückzahlen aufgrund hoher Werkzeugkosten unrentabel machen. Am Beispiel des Hairpin-Stators des Volkswagen ID.3 mit 48 Nuten und sechs Lagen werden die große Anzahl erforderlicher produktspezifischer Werkzeuge und die damit einhergehenden Werkzeugkosten im Rahmen werkzeuggebundener Twistprozesse deutlich (Hausmann et al. 2022):

- ein sequenzielles oder bis zu vier ringförmige Werkzeuge zum radialen Aufweiten der drei zum Kontaktieren jeweils angrenzenden Lagen
- sechs Twistkronen zur simultanen oder lagenweisen Umformung der 288 Spulenenden
- 48 radiale Stützfinger zur Abstützung der unteren Biegung sowie zum Schutz der Isolationsbeschichtung des Flachdrahts sowie der Isolationspapiere
- ein maskenähnliches Stützwerkzeug zur axialen Abstützung der Biegeseite oder ein Werkzeug mit 48 radialen Spannfingern zur Klemmung der Hairpin-Schenkel
- ein äußerer Stützring zur radialen Fixierung der Spulenenden (optional)
- ein innerer Stützring zur radialen Fixierung der Spulenenden (optional)

Im Vergleich dazu sind die Anzahl und Komplexität der produktspezifischen Werkzeuge, die zur Umformung einzelner Spulenenden verwendet werden, bei kinematischen Twistprozessen deutlich geringer. Kinematische Twistprozesse mit sequenzieller Prozessführung bieten daher Vorteile in Bezug auf Flexibilität und niedrige Werkzeugkosten. Allerdings stehen sie auch im Spannungsfeld von Nachteilen hinsichtlich Produktivität, Robustheit und dem Aufwand für die produktspezifische Programmierung. In Tabelle 2-3 sind die möglichen Prozessvarianten zum Twisten unter Berücksichtigung der technisch-wirtschaftlichen Anforderungen abschließend gegenübergestellt.

Tabelle 2-3: Vergleich der Prozessvarianten zum Twisten von Hairpin-Statoren (erweiterte Darstellung nach Hausmann et al. 2022)

Bewertungskriterium	Möglichkeiten der Prozessführung		
	simultan*	lagenweise	sequenziell
Produktivität	●	◐	◑
Flexibilität	○	◐	●
▪ Anzahl der Lagen	Werkz. & Masch.	Werkz. (& Masch.)	Steuerung
▪ Anzahl der Nuten	Werkz. & Masch.	Werkz. (& Masch.)	Steuerung
▪ unregelmäßige Lage	Werkz. (& Masch.)	Werkzeug	Steuerung
Reproduzierbarkeit	◐	◐	◑
Robustheit	●	◐	○
Steuerbarkeit	◐	◐	●
Werkzeugkosten	○	◐	●
Prozesskräfte	○	◐	●

*mit unabhängigen Achsen

● positive Bewertung ◐ neutrale Bewertung ○ negative Bewertung

In diesem Kontext weisen kinematische Twistprozesse mit sequenzieller Prozessführung ein großes wirtschaftliches Potenzial für den flexiblen Einsatz im Prototypenbau und in der Kleinserienproduktion auf. Dies setzt allerdings voraus, dass die Herausforderungen des sequenziellen Prozessablaufs sowie der aufwändigen Prozessparametrierung erfolgreich bewältigt werden können.

Konventionelle Aufweitprozesse

Die im Stand der Technik eingesetzten Verfahren zum Aufweiten der Spulenenden von Hairpin-Statoren sind wissenschaftlich kaum untersucht und bisher nicht ausführlich beschrieben und klassifiziert worden. Die nachfolgend beschriebenen Verfahren basieren deshalb auf einer internationalen Patentrecherche in der Patentklasse H02K, wobei

ähnliche Verfahren zusammengefasst wurden. Die für die Aufweitverfahren charakteristischen Relativbewegungen der Werkzeuge sind schematisch in Abbildung 2-16 und Abbildung 2-17 in Abhängigkeit der verfahrensspezifischen Prozesskinematiken und eingesetzten Werkzeuge dargestellt und teilweise vereinfacht. Die in Abbildung 2-16 dargestellten Verfahren sind durch eine axiale Hauptwirkrichtung der Werkzeuge zum radialen Abteilen der Lagen gekennzeichnet. Demgegenüber weisen die in Abbildung 2-17 zusammengefassten Verfahren eine tangentielle bzw. radiale Hauptwirkrichtung zum radialen Abteilen der Lagen auf.

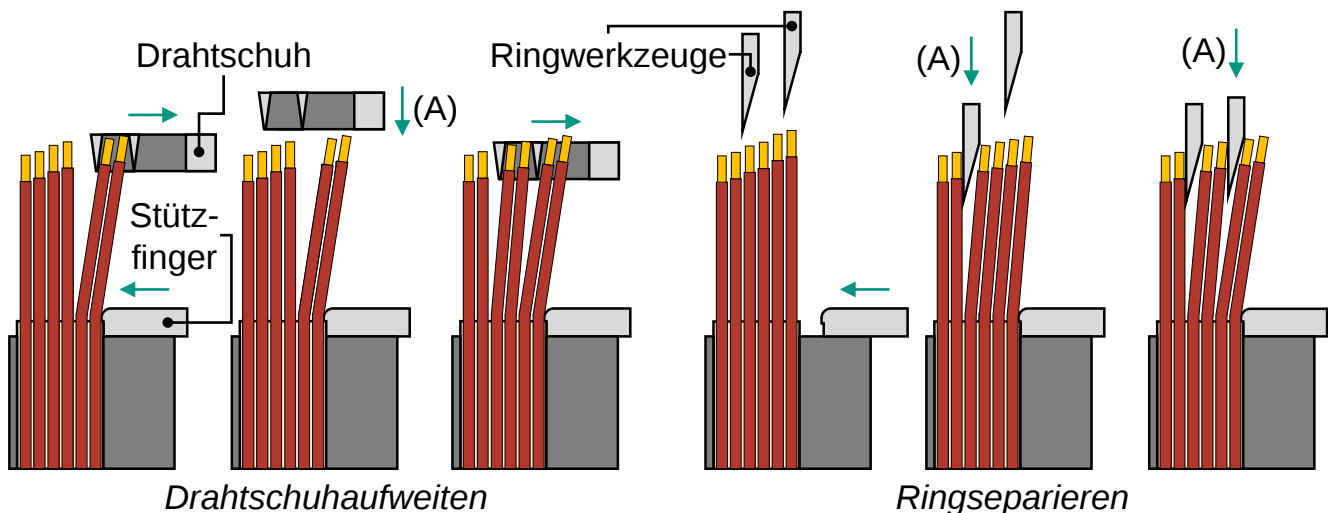


Abbildung 2-16: Verfahren zum Aufweiten von Hairpin-Statoren mit axialer Hauptwirkrichtung (A) der Werkzeuge zum Abteilen der Lagen

Im Allgemeinen kann zwischen Verfahren mit sequenziellen Werkzeugen zum Aufweiten einzelner Nuten sowie Verfahren mit ringförmigen Werkzeugen zum parallelen Aufweiten vollständiger Lagen unterschieden werden. Zu den Aufweitverfahren mit sequenziellen Werkzeugen können beispielsweise das Drahtschuh aufweiten sowie das Aufweiten mit radialem oder axialem Pinzettengreifer gezählt werden, wohingegen das Ring- und Kammseparieren sowie das Schwenk-Schub-Aufweiten den Verfahren mit ringförmigen Werkzeugen zugeordnet werden kann. Bei den meisten Verfahren erfolgt darüber hinaus die Positionierung radialer Stützfinger oder Stützsegmente auf axialer Höhe des Blechpaketes zum Schutz der Isolationsbeschichtung des Flachdrahts sowie der Isolationspapiere. Verfahren mit sequenziellen Werkzeugen wie das Drahtschuh aufweiten zeichnen sich durch eine hohe Steuerbarkeit und Flexibilität aus und eignen sich sowohl für den Prototypenbau als auch für die Serienproduktion. Zudem ist eine Skalierung in Abhängigkeit der Taktzeitanforderungen durch den Einsatz mehrerer Aufweitstationen in Umfangsrichtung des Stators möglich, was jedoch mit einer erhöhten

Anzahl an Einzelkomponenten und Aktoren einhergeht. Demgegenüber werden Verfahren mit ringförmigen Werkzeugen wie das Ring- oder Kammseparieren insbesondere für die hochvolumige Serienproduktion eingesetzt, wobei sich die geringe Flexibilität sowie eingeschränkte Steuerbarkeit als nachteilig erweisen können.

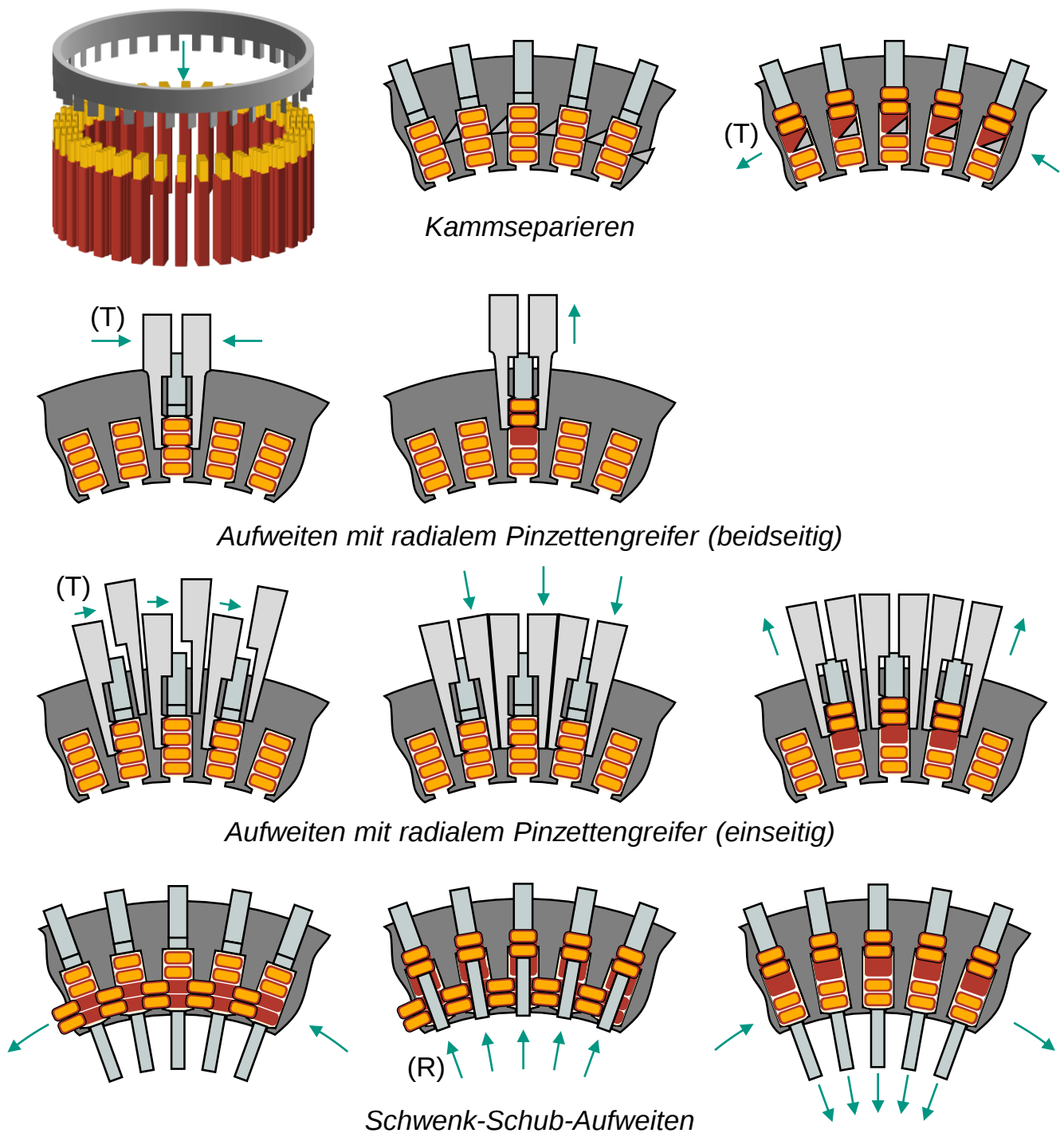


Abbildung 2-17: Verfahren zum Aufweiten von Hairpin-Statoren mit tangentialer (T) und radialer Hauptwirkrichtung (R) der Werkzeuge zum Abteilen der Lagen

Um einerseits das Einführen der Drahtenden in das Hauptwerkzeug beim Twisten zu erleichtern und andererseits die für das Spannen und Kontaktieren erforderliche vertikale Ausrichtung der Drahtenden in radialer Richtung sicherzustellen, werden die oberen Drahtabschnitte der Spulenenden in der Regel bereits während des Aufweitprozesses mithilfe der Aufweitwerkzeuge oder zusätzlicher Werkzeuge vertikal ausgerichtet. Im Stand der Technik kommen insbesondere die in Abbildung 2-18 dargestellten Verfahren zum Einsatz, welche mit den bereits vorgestellten Aufweitverfahren kombiniert werden können. Häufig wird das Ausrichten der Drahtenden durch eine radiale Zustellung fingerförmiger Werkzeuge durchgeführt oder über eine zusätzliche Nickbewegung des Drahtschuhs bzw. des Greifers realisiert. Demgegenüber wird die vertikale Ausrichtung durch Führen der Drahtenden selten angewendet, da sie eine Relativbewegung der Drahtenden entlang einer definierten Werkzeugkontur erfordert, was mit hohen Axialkräften infolge von Reibung sowie potenziellen Beschädigungen der Isolationsbeschichtung des Flachdrahts einhergeht.

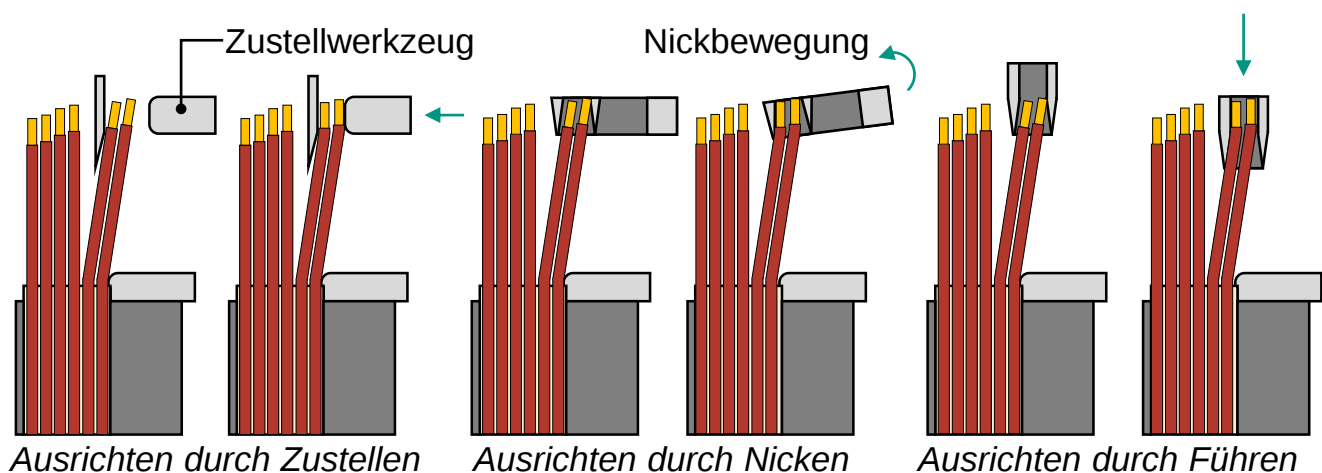


Abbildung 2-18: Verfahren zum vertikalen Ausrichten der Drahtenden der radial aufgeweiteten Spulenenden

Geometrisch betrachtet kann das Aufweiten der Spulenenden theoretisch vor, während oder nach dem Twisten erfolgen. In der Praxis geschieht das Aufweiten jedoch meist vor dem Twisten, da auf diese Weise der zusätzliche Abstand zwischen den paarweise radial positionierten Lagen genutzt werden kann. Dies erleichtert das prozesssichere Einführen der Drahtenden in das Twistwerkzeug und schafft zusätzlichen radialen Bau- raum für Twistkronen mit geschlossenen oder halboffenen Taschen. Darüber hinaus ist eine Kombination von Aufweit- und lagenweisen Twistprozessen möglich, bei denen das Aufweiten und Twisten einer Lage in einem Arbeitsgang erfolgt. Kombinierte Prozesse können beispielsweise durch lagenweises Kammseparieren und Twisten

(Ameka & Vitesco Technologies 2023) oder einen von außen nach innen lagenweise geführten Schwenk-Schub-Prozess ohne Rückschwenken (Honda Motor Co. 2019) realisiert werden. Das Aufweiten der Spulenenden nach dem Twisten oder alternativ erst nach dem Kontaktieren stellt hingegen aufgrund der Wechselwirkungen zwischen den sich radial überkreuzenden Spulenenden eine signifikante prozesstechnische Herausforderung dar. Insbesondere bei bereits kontaktierten Spulenenden führt dies zu einer hohen mechanischen Belastung mit zumeist plastischen Deformationen in den Kontaktstellen, was einen weiteren Nachteil darstellt.

2.3.4 Zusammenfassung der prozesstechnischen Grundlagen

Nachdem in den vorangegangenen Abschnitten die prozesstechnischen Grundlagen zur Nachvollziehbarkeit des Lösungsansatzes der vorliegenden Arbeit dargelegt wurden, werden im Folgenden die abgeleiteten Erkenntnisse zusammengefasst:

Produkt- und Prozesswechselwirkungen

- Das Aufweiten und Twisten dienen zur Formgebung des Wickelkopfs auf der Kontaktierseite von Hairpin-Statoren, wobei die spezifische Gestaltung der Kontaktierseite maßgeblich die Komplexität der industriell eingesetzten Maschinen und Werkzeuge beeinflusst.
- Der hohe Innovationsgrad in der Hairpin-Technologie und aktuelle Entwicklungstrends zur Leistungs- und Effizienzsteigerung führen zu einer zunehmenden Komplexität der Kontaktierseite von Hairpin-Statoren, was einen hohen Bedarf an flexiblen Aufweit- und Twistverfahren, insbesondere im Prototypenbau, zur Folge hat.
- Die technische Funktionserfüllung der gefertigten Hairpin-Wicklung sowie die Wechselwirkungen zwischen Aufweit- und Twistprozessen mit den nachfolgenden Kontaktierprozessen erfordern die Einhaltung hoher geometrischer und elektrischer Qualitätsanforderungen, wobei eine Kompensation von material- und prozessspezifischen Abweichungen zur Sicherstellung der Qualität notwendig ist.

Maschinen- und Prozesstechnik

- Die dem Stand der Technik entsprechenden konventionellen Aufweit- und Twistprozesse weisen eine hohe Produktivität auf, sind jedoch aufgrund der Komplexität der erforderlichen Sondermaschinen und der produktspezifischen Werkzeuge erst für größere Stückzahlen wirtschaftlich.

- Die Implementierung flexibler Aufweitprozesse mit sequenziellen Werkzeugen ist zwar möglich, stellt jedoch häufig einen gesonderten Prozessschritt dar und erfordert zusätzliche Maschinenaufbauten. Demgegenüber basieren kombinierte Aufweit- und Twistprozesse auf einer lagenweisen Prozessführung, wobei komplexe Ringwerkzeuge zum Aufweiten zum Einsatz kommen.
- Kinematische Aufweit- und Twistprozesse bieten im Vergleich zu werkzeuggebundenen Prozessen ein hohes Potenzial für eine flexible Fertigung von Hairpin-Statoren im Prototypenbau und in der Kleinserienproduktion, wobei der Aufwand zum Einrichten neuer Produkte von der Auslegung, Konstruktion und Herstellung komplexer Werkzeuge auf die Programmierung sequenzieller Twistsequenzen verlagert wird.

2.4 Modellierung von Fertigungsprozessen für Statorwicklungen

Empirische und physikalische Prozessmodelle werden in zahlreichen Ingenieursanwendungen für umfassende Einfluss- und Sensitivitätsanalysen, zur Auslegung und Parametrierung sowie zur Optimierung von Fertigungsprozessen eingesetzt. Im Gegensatz zu empirischen Prozessmodellen werden physikalische Prozessmodelle aus physikalischen Grundgesetzen abgeleitet, wobei entweder eine analytische oder numerische Modellbildung vorgenommen wird (Hehenberger 2020, S. 45 f.). In der Umformtechnik stellen numerische Prozessmodelle einen etablierten Ansatz zur Verfahrensentwicklung und -optimierung sowie zur Bauteilauslegung dar (Hoffmann 2012, S. 54), dessen Methoden aus den klassischen Bereichen des Maschinenbaus auf die Produktionstechnologien für elektrische Antriebe übertragen werden können (Hausmann et al. 2020; Wirth et al. 2018). Um wirtschaftliche Risiken aufgrund der komplexen Produkt-Prozess-Wechselwirkungen in der Hairpin-Technologie durch eine produktionsorientierte und kosteneffiziente Statorauslegung zu minimieren, bietet der frühzeitige Einsatz numerischer Prozessmodelle in der Produktentwicklung zudem ein erhebliches Potenzial (Fleischer et al. 2021). Im Kontext der numerischen Modellierung kinematischer Twistprozesse besteht die Herausforderung darin, einerseits eine realistische Abbildung der umformtechnischen Wirkmechanismen im Rahmen der kinematischen Umformung der Spulenenden zu gewährleisten und andererseits die Berechnungsdauer zu minimieren, um eine schnelle Parametrierung des sequenziellen Prozessablaufs zu ermöglichen.

Vor diesem Hintergrund wird im Folgenden zunächst der Stand der Forschung zur Modellierung von rund- und flachdrahtbasierten Fertigungsprozessen für Statorwicklungen diskutiert. Darauf aufbauend werden im Hinblick auf den erhöhten Parametrierungsaufwand von kinematischen Twistprozessen mit sequenzieller Prozessführung effiziente Ansätze und Techniken zur Modellreduktion dargelegt, bevor die methodischen Grundlagen abschließend zusammengefasst werden.

2.4.1 Modellierungsansätze für rund- und flachdrahtbasierte Prozesse

Vor dem Hintergrund der Anforderungen an hybridelektrische Antriebssysteme mit konzentrierten Runddraht-Wicklungen lag der Fokus früherer Forschungsarbeiten zur modellbasierten Optimierung der Statorproduktion auf den konventionellen Runddraht-Wickelprozessen, die vor allem durch dynamische Effekte wie beim Linear-, Nadel- und

Flyerwickeln geprägt sind (Wirth 2024, S. 70 f.). Diese Verfahren sind der Fertigungsgruppe „Fügen durch Umformen“ zuzuordnen (DIN 8580, S. 4) und erfordern eine detaillierte Modellierung der dynamischen Wechselwirkungen, um die Effizienz und Präzision der Wickelprozesse zu steigern. Infolge der fortschreitenden Entwicklung hin zu elektrischen Traktionsantrieben mit Flachdraht-Wicklungen wurde in aktuelleren Forschungsarbeiten zunehmend die Modellierung von Biegeverfahren der Fertigungsgruppe Biegeumformen nach DIN 8586 in den Fokus gerückt, welcher auch Aufweit- und Twistprozesse zugeordnet werden können.

Im Folgenden werden die im Stand der Forschung beschriebenen Ansätze zur Drahtmodellierung im Kontext numerischer Simulationsmodelle für Runddraht-Wickelprozesse sowie Flachdraht-Biegeprozesse aufgezeigt und hinsichtlich ihrer Übertragbarkeit bewertet. Eine Übersicht zum Stand der Forschung der bestehenden Ansätze im Bereich der Prozessmodellierung für Runddraht-Wickelprozesse sowie Flachdraht-Biegeprozesse kann darüber hinaus der Tabelle A-2 im Anhang entnommen werden.

Numerische Prozessmodelle für Runddraht-Wickelprozesse

Im Kontext von Runddraht-Wickelprozessen wurde ein Gesamtmodell für den Linearwickelprozess mit unrunder Spulenkörpern zur Analyse der dynamischen Drahtzugkräfte auf Basis eines Mehrkörpermodells erarbeitet (Sell-Le Blanc et al. 2013) und für dünne Drahtquerschnitte experimentell validiert (Sell-Le Blanc et al. 2016). Im Rahmen der Modellierung wurde der Runddraht als Kette aus zylindrischen Starrkörpern abgebildet, welche mittels elastischer Drehfedergelenke verbunden wurden. Die plastische Materialdämpfung wurde dabei durch diskrete Dämpferelemente approximiert. Zur Reduktion der Berechnungsdauer wurde der Runddraht in verhältnismäßig große Starrkörpersegmente unterteilt, was den Modellierungsansatz hinsichtlich kleiner Biegegraden begrenzt. Darüber hinaus wurde das Mehrkörpermodell für die Modellierung des Linearwickelprozesses mit dicken Runddrähten eingesetzt und den Ergebnissen einer dynamisch-expliziten Finite-Elemente-Simulation gegenübergestellt, wobei der Runddraht mit acht Volumenelementen über den Querschnitt diskretisiert wurde (Komodromos et al. 2018). In diesem Zusammenhang wurde das Mehrkörpermodell insbesondere im Hinblick auf die den Prozess dominierenden, umformtechnischen Wirkmechanismen als nur bedingt geeignet bewertet. Ein ähnlicher Ansatz zur Modellierung des Runddrahts wurde zum Aufbau einer vereinfachten Mehrkörpersimulation zur Analyse des Einziehprozesses von Spulenwicklungen vorgenommen (Hofmann et al. 2016). Auf-

grund von Einschränkungen hinsichtlich der Kontaktmodellierung der verwendeten Simulationssoftware musste dabei ein alternativer Ansatz zur Drahtmodellierung mit nichtlinearem Materialverhalten, basierend auf dreidimensionalen FE-Balkenelementen, verworfen werden. Weiterhin wurde eine Kombination aus einer Finite-Elemente-Simulation und einem Mehrkörpermodell zur Analyse der dynamischen Kräfte beim Nadelwickeln verteilter Statorwicklungen eingesetzt (Hofmann et al. 2017). Das Materialverhalten des Runddrahts wurde dabei als rein elastisch angenommen. Darüber hinaus wurden neben den dargestellten Ansätzen zur Modellierung des Gesamtsystems von Runddraht-Wickelprozessen mithilfe von Mehrkörpersimulationen Ansätze zur numerischen Prozessmodellierung des Linearwickelprozesses auf Basis von Finite-Elemente-Simulationen mit besonderem Fokus auf der Drahtablage auf dem Spulenkörper verfolgt. Um den Wickelprozess mittels statisch-impliziter und dynamisch-expliziter Finite-Elemente-Simulationen vollständig abbilden zu können, wurden hierzu in mehreren Arbeiten hinsichtlich des Kontakt- und Umformverhaltens vereinfachte Modellierungsansätze mit einer Diskretisierung des Runddrahts durch Balkenelemente untersucht (Bönig et al. 2014b; Bönig et al. 2014a; Bönig et al. 2015; Weigelt et al. 2019). Die mit einer volumetrischen Diskretisierung des Runddrahts einhergehende Berechnungsdauer von mehreren Tagen für die Prozessmodellierung weniger Spulenwindungen (Zerbe 2019, S. 199–202) konnte dadurch auf Berechnungsdauern in der Größenordnung eines Tages für die vollständige Bewicklungen von Spulenkörpern mit mehreren Lagen reduziert werden (Weigelt et al. 2019). Darüber hinaus wurden Ansätze mit volumetrischer Diskretisierung auf die Analyse spezifischer Prozesssequenzen beschränkt, beispielsweise für eine genauere Modellierung der Drahtablage um die Kanten des Spulenkörpers (Komodromos et al. 2017).

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die Analyse der in Runddraht-Wickelprozessen dominierenden dynamischen Effekte mithilfe von Mehrkörper- und Finite-Elemente-Simulationen bisher nur unter der Voraussetzung möglich war, dass weitreichende Vereinfachungen hinsichtlich der Modellierung der umformtechnischen Wirkmechanismen vorgenommen werden oder die Analyse auf spezifische Prozesssequenzen eingeschränkt wird. Aus diesem Grund ist eine unmittelbare Übertragung bestehender Lösungsansätze aus dem aktuellen Stand der Forschung auf die Modellierung von Biegeumformprozessen mit Flachdrähten im Kontext kinematischer Aufweit- und Twistprozesse, insbesondere die Verwendung von Mehrkörpermodellen, als nicht zielführend anzusehen.

Numerische Prozessmodelle für Flachdraht-Biegeprozesse

Neben den bislang beschriebenen Ansätzen zur Modellierung von Runddraht-Wickelprozessen wurde darüber hinaus der Einsatz umformtechnischer Berechnungsmethoden zur numerischen Prozessmodellierung von Flachdraht-Biegeprozessen in mehreren Forschungsarbeiten untersucht. Vor dem Hintergrund der Hairpin-Formgebung im werkzeuggebundenen Gesenkbiegeverfahren wurden in Weigelt et al. (2017) und Weigelt et al. (2018) numerische Prozessmodelle zur Analyse der Querschnittsänderung des Flachdrahts und Ausdünnung der Primärisolation in der Biegezone entwickelt, um basierend auf den Änderungen der Isolationsschichtdicke Korrelationen zu wichtigen elektrischen Qualitätsmerkmalen des Flachdrahts, beispielsweise der Teilentladungseinsatzspannung und Durchschlagfestigkeit, herzustellen. Zu diesem Zweck wurden jeweils Prozessmodelle zum 3-Punkt-Biegen sowie zum Gesenkbiegen von lackisoliertem Kupferflachdraht auf Basis dynamisch-expliziter Finite-Elemente-Simulationen erarbeitet. Das elastisch-plastisch modellierte Materialverhalten des Flachdrahts wurde im Rahmen von Zugversuchen charakterisiert. Der Kupferquerschnitt sowie die Isolationsbeschichtung wurden mit Volumenelementen mit einer maximalen Elementkantenlänge von 0,3 mm diskretisiert. Die Biegewerkzeuge wurden hingegen als Starrkörper modelliert und das Kontaktverhalten als reibungsfrei angenommen.

Ein weiterer Ansatz zur Formgebungssimulation von Hairpin-Steckspulen im mehrstufigen Gesenkbiegeverfahren wurde in Choi et al. (2022) präsentiert. Darin wird die dreidimensionale Formgebung in insgesamt drei Umformschritten des lackisolierten Kupferflachdrahts auf Basis einer dynamisch-impliziten Finite-Elemente-Simulation durchgeführt. Die Parametrierung des elastisch-plastischen Materialmodells des Kupferflachdrahts mit abschnittsweise linearer Verfestigung erfolgte auf Basis experimenteller Zugversuche. Die elastisch-plastischen Materialeigenschaften der Isolationsbeschichtung wurden hingegen indirekt ermittelt, indem die Ergebnisse eines numerischen Ersatzmodells durch Variation der Materialparameter iterativ an die Kraft-Wegverläufe experimentell durchgeführter Eindringversuche angepasst wurden. Der Kupferquerschnitt sowie die Isolationsbeschichtung wurden mit Volumenelementen mit einer durchschnittlichen Elementkantenlänge von 0,4 mm diskretisiert. Das Kontaktverhalten zwischen den als Starrkörper modellierten Gesenken und dem Flachdraht wurde mit einem Coulomb-Reibmodell abgebildet, wobei der Reibkoeffizient von 0,055 experimentell ermittelt wurde.

Im Kontext der Analyse und Optimierung der Hairpin-Formgebung für sequenzielle werkzeuggebundene Formgebungsverfahren wurde in Wirth et al. (2018) ein mehrstufiges parametrisches Prozessmodell auf Basis der Finite-Elemente-Methode erarbeitet und experimentell validiert. Um die Deformationshistorie des Flachdrahts vollständig abzubilden, wurde der Formgebungsprozess zunächst in zwei dynamisch-expliziten Simulationsschritten abgebildet. Anschließend erfolgte die Analyse des Rückfederungsverhaltens in einem statisch-impliziten Simulationsschritt. Die Materialkennwerte zur Parametrierung des elastisch-plastischen Materialmodells des Kupferflachdrahts wurden der Literatur entnommen. Der Kupferquerschnitt wurde mit Volumenelementen mit einer Elementkantenlänge zwischen 0,29 bis 0,65 mm diskretisiert. Infolge der deutlich geringeren Materialsteifigkeit und des daher zu vernachlässigenden Einflusses auf die Drahrückfederung wurde auf die Modellierung der Isolationsbeschichtung verzichtet. Die Biegewerkzeuge wurden wiederum als Starrkörper modelliert. In Wirth & Fleischer (2019) wurde der Modellansatz darüber hinaus im Rahmen numerischer Sensitivitätsanalysen der nach DIN EN 60317-0-2 zulässigen geometrischen Drahttoleranzen sowie typischen Schwankungen der elastisch-plastischen Werkstoffeigenschaften verwendet. Dabei wurden u. a. signifikante Einflüsse der Querschnittsfläche und Kantenradien des Flachdrahts auf das Rückfederungsverhalten nachgewiesen. Ein methodisch ähnlicher Ansatz zur Analyse der Querschnittsänderung beim klassischen Rohrbiegen von Hairpin-Steckspulen ist darüber hinaus in Fleischer et al. (2021) beschrieben.

Im Kontext der kinematischen Hairpin-Formgebung wurden in Barbieri et al. (2022) und Mangeruga et al. (2024) die Einflüsse des Biegeabstands und der Drahtgeometrie auf das Stabilitätsverhalten des Flachdrahts beim freien Biegen mithilfe von Finite-Elemente-Simulationen analysiert. Das Materialverhalten wurde dabei auf Basis von Literaturdaten elastisch-plastisch modelliert. Während der Kupferquerschnitt mit Volumenelementen mit Elementkantenlängen von 0,1 bis 0,5 mm diskretisiert wurde, erfolgte die Modellierung der Isolationsbeschichtung mit kinematisch an die Oberfläche gekoppelten Schalenelementen. Die durchschnittliche Berechnungsdauer der im Rahmen der Parameterstudie betrachteten Modellkonfigurationen wurde bei einer Parallelisierung auf acht CPU-Kernen (Taktfrequenz 3,0 GHz) mit zwei Stunden angegeben.

Darüber hinaus wurden methodisch ähnliche Ansätze zur numerischen Modellierung des werkzeuggebundenen Aufweit- und Twistprozesses auf Basis dynamisch-expliziter Finite-Elemente-Simulationen zur Einflussanalyse der Querschnittsgeometrie auf das

Stabilitätsverhalten der Spulenenden (Hausmann et al. 2020), zur Einflussanalyse verschiedener Designparameter auf die Drahtlänge (Fleischer et al. 2021) sowie zur numerischen Verifizierung analytisch berechneter Twistkurven (Hausmann et al. 2023) erarbeitet. Unter Berücksichtigung der üblicherweise für die Fertigung eines vollständigen Werkzeugsatzes werkzeuggebundener Twistprozesse benötigten Zeit von mehreren Wochen kann eine vorherige numerische Bewertung des Konzepts einen wesentlichen Vorteil bieten. Die Berechnungsdauer von mehreren Tagen erweist sich jedoch als inakzeptabel für die Durchführung umfangreicher Parameterstudien, obgleich leistungsstarke Hardware zum Einsatz kommt (vgl. Fleischer et al. 2021).

In Bezug auf die Modellierung von Flachdraht-Biegeprozessen kann abschließend festgehalten werden, dass bisherige Forschungsarbeiten im Bereich der Hairpin-Formgebung sowie für werkzeuggebundene Aufweit- und Twistprozesse stets auf rechenintensiven Finite-Elemente-Simulationen basieren, welche eine feine volumetrische Diskretisierung des Flachdrahts voraussetzen. Eine Übertragung der Ansätze zur vollständigen numerischen Prozessmodellierung kinematischer Aufweit- und Twistprozesse mit sequenzieller Drahtumformung ist jedoch aufgrund der großen Anzahl individuell zu betrachtender Formgebungsschritte und der damit einhergehenden Berechnungsdauer von Tagen bis Wochen im Kontext einer schnellen und effektiven Prozessparametrierung nicht zielführend. Obgleich die Berechnungsdauer bei Runddraht-Wickelprozessen durch den Einsatz von Balkenmodellen im Vergleich zu 3D-Kontinuumsmodellen deutlich reduziert werden konnte, beruhen die bisherigen Ansätze im Stand der Forschung auf wesentlichen Vereinfachungen des elastisch-plastischen Materialverhaltens und der Kontaktmodellierung. Die auf runde Drahtquerschnitte beschränkten Ansätze lassen sich jedoch nicht unmittelbar auf eine ausreichend genaue Modellierung von Flachdrähten mit abgerundeten rechteckigen Querschnitten im Twistprozess mit überlagerten Belastungszuständen übertragen. Daher sind zur vollständigen numerischen Prozessmodellierung kinematischer Aufweit- und Twistprozesse mit sequenzieller Drahtumformung geeignete Ansätze zur Modellreduktion erforderlich, welche eine ausreichend genaue Modellierung der umformtechnischen Wirkmechanismen von Flachdrähten erlauben und gleichzeitig die erforderliche Berechnungsdauer um mindestens eine Größenordnung verringern.

2.4.2 Ansätze zur Modellreduktion im Kontext von Twistprozessen

Wie im vorherigen Abschnitt dargelegt, bildet die Finite-Elemente-Methode in der wissenschaftlichen Forschung und Entwicklung den methodischen Schwerpunkt bei der modellbasierten Optimierung von Fertigungsprozessen für Statorwicklungen. Insbesondere zur Strukturanalyse des elastisch-plastischen Materialverhaltens von Wickeldrähten mit nicht-kreisförmiger Querschnittsfläche im Rahmen von Biegeumformprozessen werden bisher ausschließlich 3D-Kontinuumsmodelle verwendet. Im Zuge der Diskretisierung der modellierten Flachdrähte resultiert dieses Vorgehen in volumetrischen Netzen mit einer relativ geringen Elementgröße, was in Kombination mit den zu berücksichtigenden geometrischen, materiellen sowie kontaktspezifischen Nichtlinearitäten zu rechenintensiven Simulationen führt. Im Rahmen der numerischen Analyse werkzeuggebundener, sequenziell werkzeuggebundener oder kinematischer Biegeverfahren zur Formgebung von Hairpin-Steckspulen erweist sich eine volumetrische Modellierung jedoch als zwingend notwendig, um die lokalen Verformungen des Drahtquerschnitts in Wechselwirkung mit den verfahrensspezifischen Werkzeugformen und -kinematiken, insbesondere bei mehrachsiger Biegung, adäquat zu erfassen. Im Gegensatz dazu erfolgt die Umformung der Spulenenden im Rahmen von Aufweit- und Twistprozessen bei den meisten Verfahrensvarianten unter vergleichsweise ähnlichen Randbedingungen in einem quasistatischen endengesteuerten Biegeprozess, wobei sich die plastischen Verformungen über größere Drahtabschnitte erstrecken, vgl. Abschnitt 2.3.2. Eine zielführende Modellierung dieser Prozesse unter Vernachlässigung der Querschnittsdeformationen des Flachdrahts erscheint daher unter der Voraussetzung einer hinreichend genauen Approximation der überlagerten plastischen Biegungen und Torsion grundsätzlich denkbar. Vor diesem Hintergrund werden im Folgenden relevante Forschungsansätze zur Modellreduktion mithilfe nichtlinearer Balkentheorien sowie zur vereinfachten elastoplastischen Modellierung und effizienten Kontaktmodellierung von schlanken, drahtähnlichen Strukturen vorgestellt.

Geometrisch nichtlineare Balkenmodelle

Im Rahmen der klassischen Balkentheorie wird das mechanische Verhalten des dreidimensionalen Kontinuums eines schlanken Körpers, dessen eine Dimension wesentlich größer ist als die beiden anderen, durch eine eindimensionale Theorie approximiert. Dadurch wird eine signifikante Reduktion der Modellfreiheitsgrade erreicht, was sich bereits im Kontext der vorgestellten Simulationsansätze für Runddraht-Wickelprozesse

als Ansatz zur deutlichen Verkürzung der Berechnungsdauer erwiesen hat, vgl. Abschnitt 2.4.1. Allerdings erlauben klassische lineare Balkentheorien, beispielsweise nach Euler-Bernoulli oder Timoshenko, keine Beschreibung der bei rund- und flachdrahtbasierten Wickelprozesse typischerweise auftretenden geometrischen Nichtlinearitäten. In vielen kommerziellen Simulationsumgebungen, beispielsweise in LS-DYNA² oder Abaqus³, wird das geometrisch nichtlineare Verhalten deshalb durch eine Aufteilung der Gesamtverformung des Balkens in eine große nichtlineare Starrkörperbewegung und eine kleine lineare Verformung, relativ zu einem mitrotierenden Referenzkoordinatensystem (corotational reference frame), abgebildet. Dies erlaubt die Wiederverwendung bestehender linearer FE-Formulierungen, welche ursprünglich für die klassischen Theorien entwickelt wurden (Tasora et al. 2020). Im Gegensatz dazu basieren die komplexeren „geometrisch exakten Balkenmodelle“ unter Annahme starrer Querschnitte auf der Theorie eindimensionaler Cosserat-Kontinua, wobei die Mittelpunkte und die Orientierungen der Balkenquerschnitte punktweise mit drei translatorischen sowie drei rotatorischen Freiheitsgraden beschrieben werden. Dieser Ansatz führt zu einer allgemeinen Balkenformulierung, die keine Annahmen über die Größe geometrischer Nichtlinearitäten trifft und gleichzeitig eine höhere rechentechnische Effizienz aufweist (Herrnböck et al. 2022; Meier et al. 2019, S. 165). Darüber hinaus erlaubt die Theorie die Betrachtung großer Verformungen einschließlich Scherung und Torsion, weshalb bekannte Formulierungen wie Kirchhoff-Love-, Timoshenko- und Euler-Bernoulli-Balken als Sonderfälle von Cosserat-Balken interpretiert werden können (Tasora et al. 2020). Im ingenieurstechnischen Umfeld wird die Theorie bereits häufig zur Modellierung von schlanken, elastischen Strukturen mit kreisförmiger Querschnittsfläche wie Drähten, Rohren, Schläuchen, Kabeln oder biologischen Geweben verwendet, beispielsweise in der Medizintechnik (Back et al. 2015; Korzeniowski et al. 2014), in der Robotik (Rucker et al. 2010; Till et al. 2015) oder in der Fahrzeugtechnik (Hermansson et al. 2013; Linn & Dreßler 2017). In den vergangenen Jahren hat zudem die diskrete Formulierung geometrisch exakter Balken und Stäbe, basierend auf Finite-Differenzen-Ansätzen, neben den klassischen FE-Formulierungen zunehmend an Popularität gewonnen (Li et al. 2020). Insbesondere in der Computergrafik findet die diskrete

² Ansys Inc., „LS-DYNA Theory Manual“, https://ftp.lstc.com/anonymous/outgoing/web/ls-dyna_manuals/R15/LS-DYNA_Manual_Theory_R15.pdf [Zugriff am 27.08.2024]

³ Dassault Systèmes „SIMULIA User Assistance 2024 – Frame elements with lumped plasticity“, https://help.3ds.com/2024/English/DSSIMULIA_Established/SIMACAETHERefMap/simathe-c-frame.htm?contextscope=all [Zugriff am 27.08.2024]

Formulierung aufgrund ihrer verhältnismäßig einfachen Implementierung sowie hohen Effizienz mittlerweile zahlreiche Anwendung in visuell realistischen Echtzeitsimulation elastischer Körper, beispielsweise zur Animation von Drähten, Netzen, Haaren, Fellen oder anderen organischen Strukturen (vgl. Bergou et al. 2008; Kugelstadt & Schömer 2016; Soler et al. 2018; Spillmann & Teschner 2009). Obgleich die Echtzeitfähigkeit, visuelle Realität und Stabilität der Simulationen im Bereich der Computergrafik im Vordergrund steht, konnte in verschiedenen Arbeiten ein korrektes physikalisches Verhalten in Übereinstimmung mit den Lösungen klassischer FE-Simulationen für ausgewählte Anwendungsfälle nachgewiesen werden, siehe beispielsweise in Lang et al. (2011) und Soler et al. (2018).

Modellierungsansätze für elastoplastische Balken

Mit der stetig zunehmenden verfügbaren Rechenleistung hat sich die Finite-Elemente-Methode in den letzten Jahrzehnten zum Mittel der Wahl für Strukturanalysen von Bauteilen unter Berücksichtigung plastischer Verformungen für allgemeine Anwendungszwecke in der Forschung und den Ingenieurwissenschaften entwickelt (Li et al. 2020). Dies ist nicht zuletzt auf die umfassenden theoretischen Grundlagen der Elastoplastizität dreidimensionaler Kontinua als fundamentale Theorie moderner Simulationswerkzeuge zurückzuführen, siehe beispielsweise in J. C. Simo, T. J. R. Hughes (1998). Ebenfalls wurden umfangreiche Forschungsarbeiten zur statischen und dynamischen Simulation rein elastischer, geometrisch nichtlinearer Balken in der Mechanik und der Computergrafik durchgeführt – allgemeine dreidimensionale Ansätze zur Implementierung nichtlinearer konstitutiver Beziehungen, beispielweise für viskoelastische (Lang et al. 2011; Lestringant et al. 2020) oder elastoplastische Stäbe (Dörlich et al. 2018), sind allerdings noch vergleichsweise selten (Li et al. 2020; Vinayak et al. 2023). Im Hinblick auf eine effizientere Modellierung von Rund- und Flachdrähten mithilfe geometrisch nichtlinearer Balkentheorien bestehen im Wesentlichen ein direkter und ein indirekter Ansatz zur numerischen Modellierung des elastoplastischen Materialverhaltens (Smriti et al. 2020). Beim indirekten Ansatz werden die dreidimensionalen Verformungsgradienten, basierend auf der Kinematik der Balkentheorie bzw. unter Einschränkungen der Kinematik dreidimensionaler Kontinua (z. B. unter Annahme ebener Querschnitte), an jedem Punkt im Querschnitt ermittelt, um anschließend unter Verwendung der dreidimensionalen Elastoplastizitätstheorie die resultierenden Spannungen in jedem diskreten Punkt des Querschnitts zu berechnen. Die Spannungen werden wiederum über den Querschnitt integriert, um die resultierenden Balkenschnittgrößen, d. h. innere Kräfte

und Momente, zu erhalten. Alternativ wird beim direkten Ansatz vollständig auf die dreidimensionale Elastoplastizitätstheorie verzichtet, indem sowohl die Formänderungsenergiedichte als auch die Fließfunktion und das Verfestigungsverhalten in balkenspezifischen Dehnungs- und Krümmungsschnittgrößen beschrieben wird. Analysen, die auf dem indirekten Ansatz für runde und rechteckige Querschnitte unter kombinierter Biege- und Torsionsbelastung basieren und verschiedene Vereinfachungen der Kinetik oder des Materialverhaltens vornehmen, sind beispielsweise in den Publikationen von Steele (1955), Miller & Malvern (1967), Ishikawa (1973), Kobelev (2011) und Li et al. (2020) beschrieben. Zwar bietet der indirekte Ansatz prinzipbedingt eine höhere Genauigkeit sowie eine einfache Möglichkeit zur Verwendung etablierter nichtlinearer konstitutiver Beziehungen, allerdings ist der Berechnungsaufwand weiterhin vergleichsweise hoch, da im Rahmen inkrementeller numerischer Lösungsverfahren in jedem Last- bzw. Zeitschritt und in jedem Integrationspunkt entlang der Balkenmittellinie das elastoplastische Querschnittsproblem gelöst werden muss (Smriti et al. 2020; Vinayak et al. 2023). Der direkte Ansatz stellt demgegenüber eine effiziente Alternative dar, allerdings besteht eine wesentliche Herausforderung darin, die Fließfunktion und das Verfestigungsverhalten in Bezug auf die Balkenschnittgrößen exakt auszudrücken, um das elastoplastische Verhalten des gesamten Querschnitts in ausschließlich integralen Größen zu erfassen. In Bezug auf die Formulierung direkter Ansätze wurde in Dörlich et al. (2018) ein Vorgehen zur experimentellen Charakterisierung und Modellierung schlanker, flexibler Strukturen am Beispiel von Kabeln vorgestellt, welche als geometrisch exakte Balken mit homogenen, kreisförmigen Querschnitten und isotropen, elastoplastischen Querschnittseigenschaften für Biegebelastungen modelliert wurden. Für die Fließfläche wurde ein elliptischer Funktionsansatz im zweidimensionalen Biegemomentenraum angenommen, während das Verfestigungsverhalten linear-isotrop modelliert wurde. Ansätze zur Modellierung und Simulation geometrisch exakter Balken mit beliebigen Querschnitten und Belastungskombinationen wurden in Smriti et al. (2019; 2020) sowie in Weeger et al. (2022; 2023) verfolgt. Die Bestimmung der Fließflächen am Beispiel von Stabmodellen mit linearer isotrop-kinematischer Verfestigung wurde jedoch vornehmlich phänomenologisch und nicht konsistent zum zugrunde liegenden elastoplastischen Modell durchgeführt (Vinayak et al. 2023). Eine Methode zur konsistenten Bestimmung der Fließfläche auf Basis von Balkenschnittgrößen wurde in Herrnböck et al. (2021) vorgestellt und am Beispiel runder und quadratischer Quer-

schnitte demonstriert. Zudem wurde die Methode in ein geometrisch exaktes elastoplastisches Balkenmodell überführt (Herrnböck et al. 2022), welches zur dreidimensionalen Kontinuumstheorie vollständig konsistent ist (Vinayak et al. 2023). Darüber hinaus wurde das Vorgehen in Herrnböck & Steinmann (2022) verwendet, um eine Homogenisierung von Gitterstrukturen durch eine Modellierung der Gitterzelle auf der Mikroskala mithilfe elastoplastischer Stäbe durchzuführen. In Vinayak et al. (2023) wurde das Vorgehen um den Fall elastisch isotroper, aber plastisch anisotroper Balken erweitert und für einen Stab mit transversal-isotropen Eigenschaften für verschiedene überlagerte Belastungszustände untersucht. In der abschließend abgeleiteten Fließfläche wurden jedoch keine Verfestigungsterme berücksichtigt. Darüber hinaus sind im Hinblick auf den Aufweit- und Twistprozess keine weiteren Formulierungen dreidimensionaler geometrisch exakter Balkenmodelle mit (abgerundeten) rechteckigen Querschnittsformen sowie mit nichtlinearer isotrop-kinematischer Materialverfestigung bekannt.

Darstellung einfacher Kollisionskörper

Neben der Modellierung des konstitutiven Materialverhaltens trägt die Kontaktmodellierung wesentlich zur Gesamtberechnungsdauer komplexer numerischer Simulationen bei. Daher muss die Kollisionsberechnung möglichst effizient gestaltet werden, um die Leistungsfähigkeit der Simulation zu optimieren und den Ressourcenverbrauch zu reduzieren. Die Effizienz der Kollisionsberechnung hängt dabei wesentlich von der mathematischen Darstellung der Geometrie der in der Simulation betrachteten Objekte ab. Im Folgenden werden daher zwei grundlegende Ansätze diskutiert.

Die gängigste Methode zur Darstellung eines komplexen physischen Objekts in der Computergrafik und numerischen Simulation basiert auf einem Polygonnetz, welches die 3D-Geometrie des Objekts durch Knotenpunkte und Dreiecksfacetten definiert (Ericson 2008, S. 8 f.). Die im Rahmen von FE-Simulationen erforderliche geometrische Diskretisierung mit volumetrischen Tetraeder- oder Hexaeder-Elementen führt automatisch zu einer solchen netzbasierten Oberflächenbeschreibung. Um die Überschneidung zwischen zwei Dreiecksfacetten zu prüfen, existieren effiziente Algorithmen (vgl. Möller & Trumbore 1997), die es ermöglichen, die Kollision zweier durch polygonale Netze repräsentierter Objekte festzustellen. Der Rechenaufwand für die Kollisionssprüfung wächst jedoch quadratisch mit der Anzahl der Dreiecksfacetten zur Repräsentation der beiden Objekte sowie quadratisch mit der Anzahl der insgesamt betrachteten

Objekte. Um eine effiziente Kollisionserkennung zwischen mehreren Objekten zu gewährleisten, wird das Vorgehen daher im Allgemeinen in mindestens zwei Phasen unterteilt, die als Broad-Phase und Narrow-Phase bezeichnet werden (Ericson 2008, S. 14). In der Broad-Phase erfolgt zunächst die effiziente Identifikation kleinerer Gruppen potenziell kollidierender Objekte. Im Anschluss werden die identifizierten Kollisionspaare in der Narrow-Phase mithilfe komplexer, aber genauer Algorithmen einer detaillierten Kollisionsprüfung unterzogen. Zu den wichtigsten Techniken zur Identifikation potentieller Kollisionspaare in der Broad-Phase zählen sogenannte Bounding Volume Hierarchien (BVH; Hierarchien mittels einschließender Volumen), Spatial Partitioning Techniken (SPT; räumliche Partitionierung) sowie Binary Space Partitioning (BSP; binäre Raumpartitionierung oder BSP-Baum) (vgl. Ericson 2008). BVHs basieren auf hierarchischen Strukturen, bei denen Objekte in einfachen Hüllformen wie Kugeln oder Quadern eingeschlossen sind, wobei die hierarchische Struktur eine schnelle Filterung nach potentiellen Kollisionspaaren erlaubt. Im Rahmen der räumlichen Partitionierung erfolgt eine Unterteilung des Raums in zumeist regelmäßige Gitterzellen. Alle Objekte werden einer oder mehreren Gitterzellen zugeordnet, sodass lediglich Kollisionen zwischen Objekten in derselben oder in angrenzenden Gitterzellen überprüft werden müssen. BSP-Bäume basieren auf einer rekursiven Unterteilung des Raums in konvexe Mengen, wobei eine Organisation der Objekte in einer Baumstruktur erfolgt, die eine effiziente Abfrage ermöglicht.

Als Alternative zur Darstellung mittels polygonisierter Netze kann die Oberfläche von Objekten zur Kollisionsprüfung mithilfe impliziter Funktionen, sogenannter vorzeichenbehafteter Abstandsfunktionen (SDFs, signed distance functions), auf mathematisch kontinuierliche und differenzierbare Weise beschrieben werden. Eine vorzeichenbehaftete Abstandsfunktion ist ein Skalarfeld $\phi(x): \mathbb{R}^n \mapsto \mathbb{R}$, welches den kürzesten Abstand eines beliebigen Punkts x im n -dimensionalen Raum zum nächstgelegenen Punkt auf der Oberfläche des Objekts berechnet. Ein Funktionswert von $\phi(x)$ größer Null bedeutet, dass x außerhalb des Objekts liegt, während ein Funktionswert von $\phi(x)$ kleiner Null bedeutet, dass x innerhalb des Objekts liegt. Bei einem Funktionswert von Null liegt x genau auf der Oberfläche. Die SDF einer im globalen Ursprung befindlichen Kugel mit Radius r kann beispielsweise durch die einfache Funktion $\phi(x) = \|x\| - r$ beschrieben werden. Um Objekte an beliebiger Stelle außerhalb des Ursprungs mithilfe von SDFs zu beschreiben, werden die Punkte vor der Funktionsauswertung in das lokale Koordinatensystem der SDF transformiert. SDFs weisen in der Computergrafik

sowie in physikalischen Simulationen, beispielsweise im Kontext der Bahnplanung und -optimierung in der Robotik, eine hohe Relevanz auf, da sie neben dem Abstand auch Informationen über den Gradienten, d. h. die Richtung des kürzesten Wegs zur Oberfläche, liefern. Der Gradient kann zur Berechnung der Reaktionskräfte zwischen kollidierenden Objekten und zur Auflösung von Überschneidungen herangezogen werden, indem Objekte entlang der Gradientenrichtung auseinander bewegt werden. Aufgrund der hohen Abfrageeffizienz und der Eigenschaft, robuste Informationen über die Position eines Punktes inner- und außerhalb eines Objekts bereitzustellen, stellen SDFs eine weitverbreitete Objektrepräsentation zur Kollisionserkennung dar und können für eine Vielzahl von Szenarien, einschließlich der Kollision zwischen Starrkörpern und deformierbaren Körpern wie Seilen, Stoffen oder Drähten verwendet werden (Macklin et al. 2020).

2.4.3 Zusammenfassung der methodischen Grundlagen

Nachdem in den vorangegangenen Abschnitten die zur Nachvollziehbarkeit des Lösungsansatzes der vorliegenden Arbeit notwendigen methodischen Grundlagen dargestellt wurden, werden im Folgenden die abgeleiteten Erkenntnisse zusammengefasst:

Stand der Forschung im Kontext bestehender Modellierungsansätze

- Nach dem Stand der Forschung konzentrieren sich bestehende numerische Modellierungsansätze für Runddraht-Wickelp Prozesse vor allem auf eine effiziente Abbildung des dynamischen Drahtverhaltens. Diese gehen jedoch mit erheblichen Vereinfachungen der umformtechnischen Wirkmechanismen einher und können somit nicht direkt auf Flachdraht-Biegeprozesse übertragen werden.
- Bisherige Forschungsansätze zur Modellierung von Flachdraht-Biegeprozessen basieren auf rechenintensiven Finite-Elemente-Simulationen, die aufgrund langer Berechnungszeiten keinen effektiven Lösungsansatz zur effizienten Modellierung kinematischer Twistprozesse für deren schnelle Parametrierung darstellen.

Stand der Forschung im Kontext der Modellreduktion

- Die geometrisch exakte Balkentheorie ist eine verallgemeinerte, recheneffiziente Balkenformulierung, die große Verformungen berücksichtigt und in vielen ingenieurstechnischen Disziplinen als Ansatz zur Modellierung des elastischen Verhaltens schlanker Strukturen mit runden Querschnittsformen eingesetzt wird.

- Im Gegensatz zum elastischen Materialverhalten stellt die effiziente Beschreibung des plastischen Materialverhaltens in balkenspezifischen Größen für beliebige Querschnittsformen eine besondere Herausforderung dar. Erst in den letzten fünf Jahren wurden konsistente Ansätze entwickelt, deren Verallgemeinerung auf beliebige Anwendungsfälle nach wie vor als Forschungsgegenstand betrachtet werden kann.
- Nach dem Stand der Forschung werden bei der umformtechnischen Modellierung von Flachdraht-Wickelprozessen die Werkzeuge in der Regel als Starrkörper abgebildet, was prinzipiell eine effiziente Beschreibung mithilfe von vorzeichenbehafteten Abstandsfunktionen im Kontext einer vereinfachten Modellierung erlaubt.

2.5 Forschungsdefizit

Um das technisch-wirtschaftliche Potenzial kinematischer Aufweit- und Twistprozesse mit sequenzieller Prozessführung im Hinblick auf eine flexible Fertigung von Hairpin-Statoren im Prototypenbau und der Kleinserienproduktion zu heben, müssen bestehende Forschungsdefizite im Bereich der Prozessparametrierung und -modellierung aufgelöst und zudem grundlegende Nachweise zur technologischen Machbarkeit erbracht werden. Die bestehenden Forschungsdefizite werden im Folgenden zusammengefasst und die im Rahmen der Arbeit adressierten Forschungsfragen abgeleitet.

Prozessparametrierung

Wie im Stand der Technik bereits dargestellt, basieren die industriell eingesetzten, werkzeuggebundenen Prozesse zum Aufweiten und Twisten von Hairpin-Statoren auf einer simultanen oder lagenweisen Prozessführung, die Sondermaschinen mit komplexen Umformwerkzeugen erfordern. Kinematische Aufweit- und Twistprozesse mit sequenzieller Umformung der Spulenenden sind hingegen aufgrund des hohen Aufwands zur Prozessparametrierung im industriellen Umfeld nicht etabliert und von wissenschaftlicher Seite bisher nicht untersucht worden. Abgesehen von den im Kontext der vorliegenden Arbeit geleisteten Vorarbeiten existieren im Stand der Forschung und Technik keine Ansätze, die sowohl das verfahrensinhärente Kollisionsproblem der sequenziellen Prozessführung als auch die automatisierte Ablauf- und Bahnplanung kinematischer Aufweit- und Twistprozesse adressieren. Aufgrund der prozessspezifischen Einschränkungen hinsichtlich der Zugänglichkeit und der zulässigen Bewegungen des Werkzeugs lassen sich Lösungsansätze vergleichbarer Problemstellungen nicht direkt übertragen.

Das **Forschungsdefizit** im Kontext der **Prozessparametrierung** umfasst folgende Punkte:

- Methodik zur automatisierten Ablauf- und Bahnplanung für kinematische Aufweit- und Twistprozesse mit sequenzieller Prozessführung
 - Methodik zur Identifikation geeigneter Operationsreihenfolgen
 - Methodik zur Berechnung kinematischer Formgebungsbahnen
 - Strategien zur Kompensation von Formgebungseinflüssen
- Methodik zum Umgang mit kollisionsbedingten Wechselwirkungen zwischen Spulenenden und Werkzeugen im Rahmen kinematischer Twistprozesse

Prozessmodellierung

Die im Stand der Forschung aufgezeigten Lösungsansätze zur Modellierung von Rund- und Flachdrähten gehen entweder mit unzulässigen Vereinfachungen der Querschnittsgeometrie und des plastischen Materialverhaltens einher oder basieren auf rechenintensiven Finite-Elemente-Simulationen. Im Kontext der Modellierung schlanker Strukturen, wie beispielsweise Wickeldraht, stellt die Modellreduktion auf Basis der Theorie geometrisch exakter Balken über den betrachteten Anwendungsfall hinaus einen effektiven Ansatz dar. Allerdings müssen die in diesem Zusammenhang im Stand der Forschung beschriebenen Ansätze zur Berücksichtigung der plastischen Verformungen in balkenspezifischen Größen trotz jüngster Fortschritte weiterhin als Forschungsgegenstand betrachtet werden. Lösungsansätze, die vergleichbare Anwendungsfälle zur Umformung von flachdrahtähnlichen Halbzeugen behandeln und ohne weitere Anpassungen oder Erweiterungen auf den Twistprozess übertragen werden können, sind dem aktuellen Stand der Forschung nicht zu entnehmen.

Im Kontext der **Prozessmodellierung** von kinematischen Aufweit- und Twistprozessen mit sequenzieller Prozessführung lässt sich somit das nachfolgende **Forschungsdefizit** zusammenfassen:

- Methodik zur vereinfachten physikalischen Modellierung von kinematischen Aufweit- und Twistprozessen
- Methodik zur effizienten Parameteridentifikation für vereinfachte Modelle im Kontext von Flachdrähten mit abgerundeten, rechteckigen Querschnitten
- Methodik zur produktionsorientierten Auslegung und Gestaltung der Spulenden auf der Kontaktierseite von Hairpin-Statoren

Darüber hinaus besteht ein wesentliches Forschungsdefizit in Bezug auf den generellen Nachweis der technologischen Machbarkeit kinematischer Aufweit- und Twistprozesse mit sequenzieller Prozessführung. Während theoretische Ansätze und erste methodische Überlegungen zur Prozessparametrierung und -modellierung existieren (Hausmann et al. 2022), fehlen grundlegende experimentelle Untersuchungen und praktische Nachweise, die belegen, dass diese Verfahren im industriellen Umfeld erfolgreich umgesetzt werden können. Insbesondere muss gezeigt werden, dass diese Prozesse für die flexible Fertigung von Hairpin-Statoren sowohl im Prototypenbau als auch in der Kleinserienproduktion wirtschaftlich angewendet werden können.

Forschungsfragen

Die nachfolgenden Forschungsfragen resultieren aus den identifizierten Forschungsdefiziten in den Bereichen der Prozessparametrierung und -modellierung sowie dem fehlenden Nachweis der technologischen Machbarkeit. Ihre systematische Beantwortung erfolgt im weiteren Verlauf auf Grundlage der in Kapitel 3 vorgestellten Lösungsansätze und Forschungsmethoden.

- Welches Konzept eignet sich für das flexible Aufweiten und Twisten von Hairpin-Statoren im Prototypenbau auf Basis einer kinematischen Umformung der Spulenenden?
- Wie kann die Formgebung der Spulenenden im Rahmen kinematischer Aufweit- und Twistprozesse unter Einhaltung der Genauigkeitsanforderungen effizient modelliert werden?
- Wie kann die Parametrierung von kinematischen Twistprozessen durch eine modellbasierte Methodik automatisiert und variantenflexibel erfolgen?
- Welchen Einfluss hat die kinematische Formgebung der Spulenenden auf die geometrischen Qualitätsmerkmale aufgeweiteter und getwisteter Spulenenden?
- Lassen sich die Spulenenden von Hairpin-Statoren mithilfe kinematischer Aufweit- und Twistprozesse in einer für den Prototypenbau oder die Kleinserienfertigung ausreichenden Qualität umformen?

3 Lösungsansatz und Vorgehensweise

In der industriellen Praxis werden zum Aufweiten und Twisten der offenen Spulenenden von Hairpin-Statoren werkzeuggebundene Maschinenkonzepte zur simultanen oder lagenweisen Drahtumformung eingesetzt, die mit hohen Werkzeuginvestitionen sowie einer zeit- und kostenintensiven experimentellen Prozessparametrierung einhergehen. Darüber hinaus ist die Variantenflexibilität dieser Konzepte aufgrund der signifikanten Anzahl produktspezifischer Werkzeuge mit hoher Fertigungskomplexität als begrenzt einzustufen. In der Folge erweisen sich diese Verfahren für geringe Stückzahlen im Musterbau oder der Kleinserienproduktion als unwirtschaftlich.



Abbildung 3-1: Eingliederung des im Rahmen der Forschungsarbeit angestrebten kinematischen Aufweit- und Twistprozesses in die übergeordnete Prozesskette zur Fertigung von Hairpin-Statoren

Um einen hochflexiblen Aufweit- und Twistprozess für die Fertigung von Hairpin-Statoren ab Losgröße 1 wirtschaftlich zu realisieren, soll im Folgenden ein kombinierter, kinematischer Aufweit- und Twistprozess mit sequenzieller Prozessführung als Alternative zu simultanen und lagenweisen Prozessvarianten konzipiert werden, siehe Abbildung 3-1. Die übergeordneten wissenschaftlichen Ziele bestehen darin, eine Methodik zur automatisierten Prozessparametrierung für kinematische Aufweit- und Twistprozesse zu erarbeiten sowie die praktische Anwendbarkeit und die Grenzen der sequenziellen Prozessführung erstmals experimentell zu erproben. Die zur Erreichung der Zielstellung zu erarbeitenden Prozessmodelle und Planungsmethoden sollen nicht nur die effiziente Parametrierung von kinematischen Aufweit- und Twistprozessen ermöglichen, sondern darüber hinaus einen Beitrag zum allgemeinen Verständnis von Aufweit- und Twistprozessen sowie zur fertigungsgerechten Auslegung und Konstruktion der Spulenenden von Hairpin-Wicklungen leisten. Die Teilziele der vorliegenden Arbeit lassen sich wie folgt zusammenfassen:

1. *Konzeption und Aufbau einer wissenschaftlichen Versuchsanlage zur experimentellen Analyse und Validierung kinematischer Aufweit- und Twistprozesse*
2. *Entwicklung einer automatisierten Ablauf- und Bahnplanung für kinematische Aufweit- und Twistprozesse vor dem Hintergrund der sequenziellen Drahtumformung und der damit einhergehenden Kollisionsproblematik*
3. *Erarbeitung eines numerischen Prozessmodells zur effizienten Abschätzung des Umformverhaltens von Flachdrähten im Zuge kinematischer Aufweit- und Twistprozesse unter Einhaltung der geforderten Genauigkeit*
4. *Erarbeitung einer Methodik zur Kompensation identifizierter Formgebungs- und Maschineneinflüsse sowie Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Spulenden*
5. *Validierung der Modellierungsansätze und Erprobung der entwickelten sequenziellen Prozessführung mithilfe von Einzeldrahtversuchen sowie am Beispiel des Aufweitens und Twistens vollständiger Wickelköpfe von Hairpin-Statoren*
6. *Abschätzung der mit einem neuen Statordesign einhergehenden Rüst- und Parametrierungsaufwände kinematischer Aufweit- und Twistprozesse vor dem Hintergrund eines flexiblen Musterbaus*

3.1 Lösungsansatz

Der im Rahmen der vorliegenden Arbeit verfolgte Lösungsansatz basiert auf zwei wesentlichen Aspekten. Einerseits zielt er darauf ab, die Anzahl und die Komplexität der produktspezifischen Werkzeuge durch konstruktive Maßnahmen zu reduzieren sowie den Einsatz einer kostengünstigen Roboterkinematik zur Umformung der Spulenden zu ermöglichen, wodurch die erforderlichen Maschinen- und Werkzeuginvestitionen sowie die Werkzeugbeschaffungszeiten gesenkt werden sollen. Andererseits soll die zur flexiblen Fertigung erforderliche Prozessparametrierung kinematischer Aufweit- und Twistprozesse durch eine durchgängig digitale und modellbasierte Offline-Programmierungsumgebung in Anlehnung an etablierte CAD/CAM-Systeme wirtschaftlich möglich werden, siehe Abbildung 3-2. Durch die Entwicklung einer geeigneten Ablauf- und Bahnplanung sowie von Prozessmodellen zur Kompensation von Formgebungs- und Maschineneinflüssen sollen im Zusammenspiel mit einem parametrischen Geometrie-Modell der Spulenden der Kontaktierseite von Hairpin-Statoren die Effizienz bei der Parametrierung gesteigert und Anpassung an neue Produktvarianten im Musterbau schnell und automatisiert vorgenommen werden können.

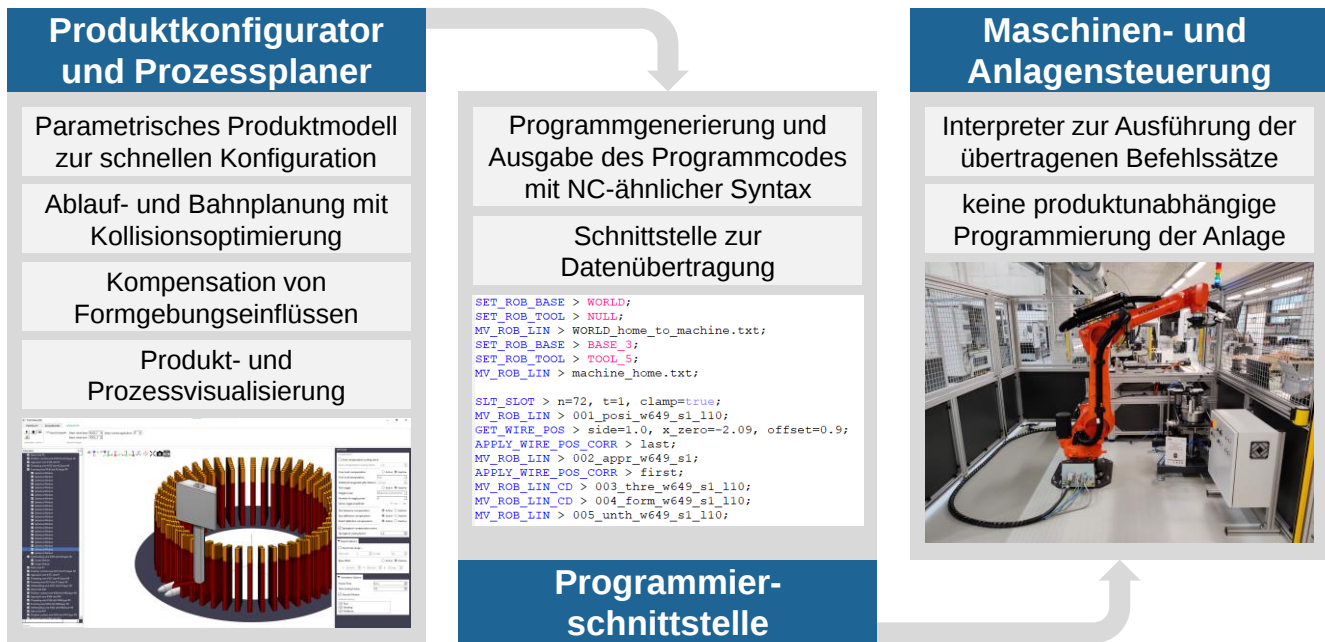


Abbildung 3-2: Durchgängige digitale Prozesskette zur schnellen Prozessparametrierung als zentraler Bestandteil des Lösungsansatzes

Im Rahmen der Forschungsarbeit werden zwei ablauftechnische Lösungsansätze verfolgt, um dem verfahrensinhärenten Kollisionsproblem des sequenziellen Prozessablaufs zu begegnen. Für die Drahtlagen eines Wickelkopfes, deren Spulenenden eine ausreichende radiale Aufweitung aufweisen, soll das Kollisionsproblem der ersten Spulenenden einer Lage durch ein kombiniertes radiales Aufweiten und Twisten der Spulenenden gelöst werden. Die radiale Aufweitung ermöglicht es, dass die ersten Spulenenden den direkt angrenzenden Spulenenden derselben Lage ausweichen können. Um dem Kollisionsproblem für Drahtlagen mit geringer oder fehlender radialer Aufweitung zu begegnen, soll stattdessen der in Abbildung 3-3 dargestellte Prozessablauf realisiert werden. Der hier beschriebene Ansatz zielt darauf ab, durch eine zusätzliche lokale radiale Aufweitung mehrerer nebeneinanderliegender Spulenenden den erforderlichen Freiraum zu schaffen, um eine kollisionsfreie sequenzielle Umformung der übrigen Spulenenden in kombinierten Aufweit- und Twistoperationen zu ermöglichen. Der für die lokale radiale Aufweitung erforderliche Freiraum stellt jedoch bei der üblichen Anzahl an Drahtlagen der Hairpin-Wicklung eine zentrale Herausforderung dar, wobei die verfügbaren Freiräume von der genauen Prozessabfolge abhängig sind. Aus diesem Grund sollen die beiden dargelegten Ansätze in geeigneter Weise kombiniert werden, um ein vollständiges Aufweiten und Twisten von Hairpin-Statoren zu gestatten. Dabei wird nicht von einem sequenziellen, lagenweisen Prozessablauf ausgegangen, sondern ein optimierter, lagenübergreifender Gesamtablauf angestrebt.

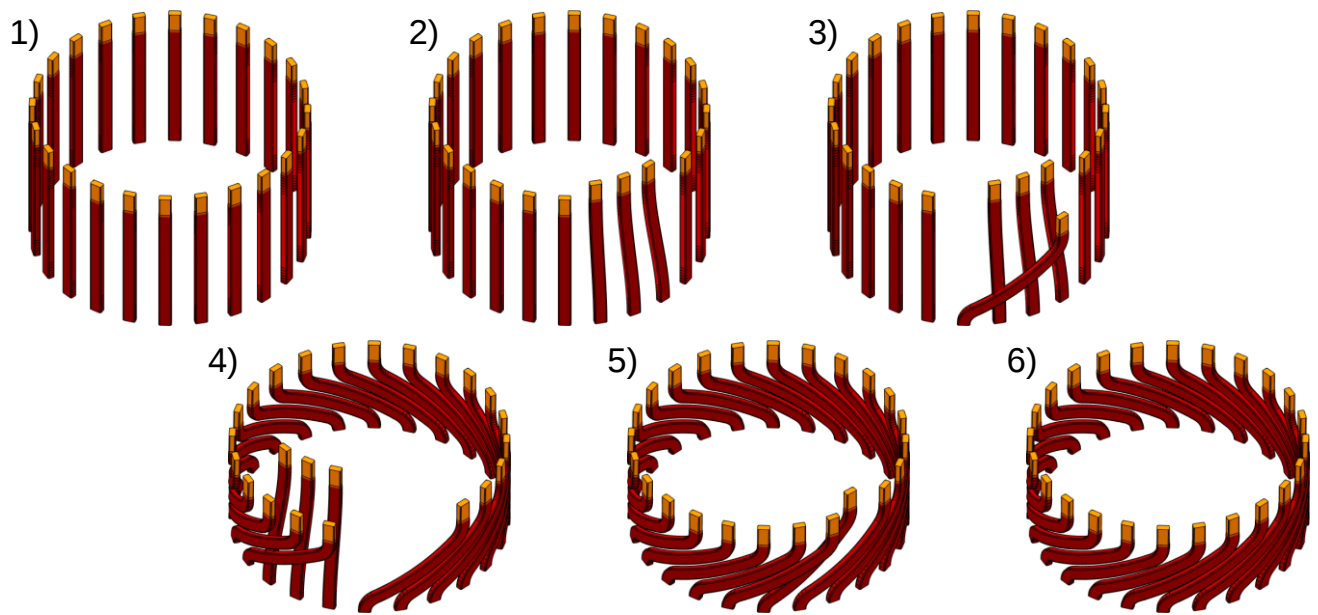


Abbildung 3-3: Ansatz zur Lösung des inhärenten Kollisionsproblems sequenzieller Aufweit- und Twistprozesse am Beispiel einer Lage ohne radiale Aufweitung im Endzustand: 1) Ausgangszustand, 2) Öffnen der Ringstruktur durch lokale radiale Aufweitung, 3) und 4) sequenzielle Standardumformung der Spulenenden, 5) Sonderumformung für die lokal aufgeweiteten Spulenenden, 6) Endzustand

3.2 Vorgehensweise

Der vorgestellte Lösungsansatz lässt sich unter Berücksichtigung der Zielstellung in die Konzeptionierung und Implementierung einer wissenschaftlichen Versuchsanlage für einen kinematischen Aufweit- und Twistprozess, die Erarbeitung eines effizienten Prozessmodells zur Modellierung der sequenziellen Drahtumformung und Kompensation von Formgebungs- und Maschineneinflüssen, die Entwicklung einer modellbasierten Planungsmethodik zur automatisierten Programmerzeugung für kinematische Aufweit- und Twistprozesse mit sequenziellem Prozessablauf sowie die abschließende Validierung der erarbeiteten Ergebnisse gliedern. Die Vorgehensweise ist in Abbildung 3-4 dargestellt und wird im Folgenden weiter unterteilt und genauer beschrieben.

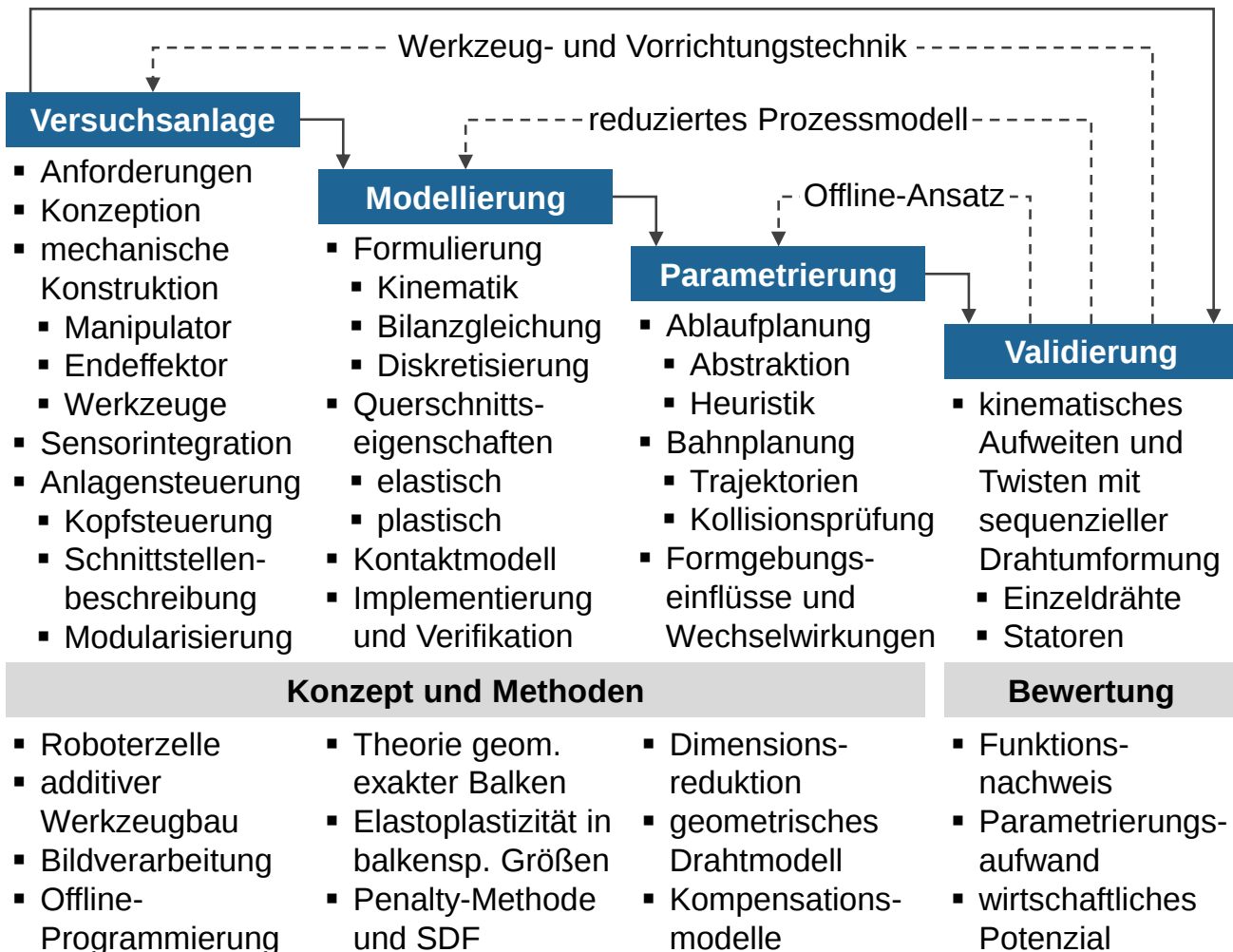


Abbildung 3-4: Vorgehensweise zur Beantwortung der Forschungsfragen

Um die praktische Anwendbarkeit des kinematischen Twistprozesses experimentell nachzuweisen und gleichzeitig die Voraussetzungen für eine gezielte Analyse und Validierung der im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Modellierungs- und Planungsme-

thoden zu schaffen, wird zunächst eine für wissenschaftliche Zwecke geeignete Versuchsanlage konzipiert und implementiert (Kapitel 4). Im ersten Schritt erfolgt hierzu die Herleitung eines Anlagenkonzepts, welches auf Basis der für die sequenzielle Umformung erforderlichen Funktionen abgeleitet und in zu entwickelnde Teilsysteme strukturiert wird (Abschnitt 4.1). Darauf aufbauend erfolgt eine Beschreibung der mechanischen Konstruktion der Teilsysteme sowie deren Integration in die zur Durchführung der experimentellen Untersuchungen verwendete Roboterzelle (Abschnitt 4.2). Als zentraler Bestandteil des Lösungsansatzes wird darüber hinaus die Entwicklung des Werkzeugkonzepts auf Basis additiver Fertigungstechnologien erläutert. Um die toleranz- und fertigungsbedingten Geometrieabweichungen der Spulenenden für einen robusten sequenziellen Prozessablauf auszugleichen, wird im Anschluss ein bildbasierter Lösungsansatz zur sensoriiellen Erfassung der Drahtspitzenposition erarbeitet (Abschnitt 4.3). Die Konzeptionierung der Versuchsanlage wird mit dem Schnittstellenentwurf für die Kopfsteuerung der Versuchsanlage abgeschlossen (Abschnitt 4.4). Bevor die zur Parametrierung erforderlichen Methoden und Modelle in den darauffolgenden Kapiteln erarbeitet werden, erfolgt der Entwurf der Offline-Programmierungsumgebung durch Erarbeitung einer allgemeinen Modulstruktur (Abschnitt 4.5).

Im fünften Kapitel erfolgt die systematische Erarbeitung eines Modellierungsansatzes zur effizienten Simulation der Drahtformgebung im Kontext kinematischer Aufweit- und Twistprozesse. Aufbauend auf der Theorie geometrisch exakter Balken wird zunächst die grundlegende Modellierung des elastischen und plastischen Materialverhaltens für allgemeine symmetrische Balkenquerschnitte vorgenommen (Abschnitt 5.1). Anschließend wird eine Methodik zur Bestimmung der balkenspezifischen elastischen und plastischen Eigenschaften von Flachdrähten mit abgerundetem rechteckigem Querschnitt vorgestellt (Abschnitte 5.2 und 5.3). Zur Berücksichtigung einfacher Starrkörperkollisionen zwischen dem als Balken modellierten Spulenende und den Werkzeugkomponenten, beispielsweise Statorblechpaket oder Stützfinger, wird der Modellierungsansatz zudem um ein Kollisionsmodell erweitert (Abschnitt 5.4). Anschließend erfolgt die Beschreibung der Modellimplementierung sowie des verwendeten numerischen Lösungsverfahrens (Abschnitt 5.5). Zuletzt wird die Implementierung des erarbeiteten Modellierungsansatzes an numerischen Beispielen verifiziert (Abschnitt 5.6). Als Referenzlösungen werden hierzu u. a. die Ergebnisse verschiedener Finite-Elemente-Simulationen herangezogen, die mit einer kommerziellen Simulationssoftware generiert werden.

Im sechsten Kapitel werden die Methodik zur automatisierten Ablauf- und Bahnplanung für Aufweit- und Twistprozesse mit sequenziellem Prozessablauf sowie die Modelle zur Kompensation von Formgebungs- und Maschineneinflüssen schrittweise erarbeitet. Im ersten Schritt wird eine geeignete Vorgehensweise zur heuristischen Ermittlung einer gültigen Abfolge der erforderlichen Formgebungsoperation entwickelt und an mehreren Modellbeispielen validiert (Abschnitt 6.1). Zur Verringerung der Komplexität wird das dreidimensionale Planungsproblem hierfür zunächst auf zwei Dimensionen reduziert. Nachdem die Abfolge der sequenziellen Formgebungsoperationen vorliegt, müssen die einzelnen Operationen in kontinuierliche Werkzeugbahnen überführt werden. Die Grundlage zur Generierung der Werkzeugbahnen bildet ein geometrisches Drahtmodell, welches die Position der Drahtspitze von Spulenenden im Rahmen des Aufweit- und Twistprozesses beschreibt und damit die Werkzeugposition festlegt (Abschnitt 6.2). Die Vorgehensweise umfasst neben der Planung der Werkzeugbahnen auch die Planung der Zusatz- und Transferbewegungen, um alle weiteren im Prozess erforderlichen Roboterbewegungen zu generieren. Darüber hinaus werden mathematische Methoden zur Kollisionsoptimierung sowie zum Ausgleich geometrischer Werkzeugtoleranzen dargelegt. Im Anschluss werden Ansätze zur modellbasierten Kompensation der Drahrückfederung, der elastischen Verformung des zur Umformung der Spulenenden eingesetzten Formwerkzeugs sowie der Nachgiebigkeit der Maschinenstruktur erarbeitet (Abschnitt 6.3). Die Entwicklung prozessspezifischer Strategien zur Reduktion der Wechselwirkungen zwischen einzelnen Lagen und benachbarten Spulenenden einerseits sowie zur Optimierung der resultierenden Drahtgeometrie andererseits stellt den Abschluss der Modellbildung dar (Abschnitt 6.4). Zuletzt wird die Implementierung der auf den erarbeiteten Methoden und Modellen basierenden Offline-Programmierungsumgebung mit grafischer Benutzeroberfläche präsentiert, wodurch der softwarebasierte Teil des Lösungsansatzes vervollständigt wird (Abschnitt 6.5).

Im Rahmen des siebten Kapitels erfolgt eine Evaluierung der erarbeiteten Ansätze zur modellbasierten Prozessparametrierung. Diese umfasst die Durchführung experimenteller Versuchsreihen an einzelnen Spulenenden sowie die Erprobung des sequenziellen Prozessablaufs durch das vollständige kinematische Aufweiten und Twisten der Wickelköpfe verschiedener Hairpin-Statoren. Die entwickelten Kompensationsmodelle werden zunächst anhand von Versuchsreihen zum Aufweiten und Twisten fest eingespannter Drahtstücke mithilfe eines Modellstators validiert (Abschnitt 7.1). Die experi-

mentellen Ergebnisse werden mittels zwei- und dreidimensionaler optischer Messtechnik ausgewertet und den Modellvorhersagen gegenübergestellt. Die numerischen Ergebnisse des zur vereinfachten Prozessmodellierung entwickelten Balkenmodells werden zudem am Beispiel der Einflussanalyse der Werkzeugbahnen auf die resultierende Drahttorsion experimentell validiert und bewertet (Abschnitt 7.2). Zur ganzheitlichen Validierung des kinematischen Lösungsansatzes werden schließlich zwei Versuchsstatoren sequenziell aufgeweitet und getwistet (Abschnitt 7.3). Der im Rahmen der Forschungsarbeit verfolgte Lösungsansatz wird abschließend anhand der validierten Ergebnisse diskutiert und bewertet (Abschnitt 7.4).

4 Konzeption eines kinematischen Twistprozesses

Um die Potenziale und Herausforderungen kinematischer Twistprozesse wissenschaftlich untersuchen und die im Rahmen der Forschungsarbeit zu erarbeitenden Methoden und Verfahren zur Ablauf- und Bahnplanung experimentell validieren zu können, wurde eine Versuchsanlage für einen roboterbasierten, kinematischen Twistprozess entwickelt und implementiert, siehe Abbildung 4-1.

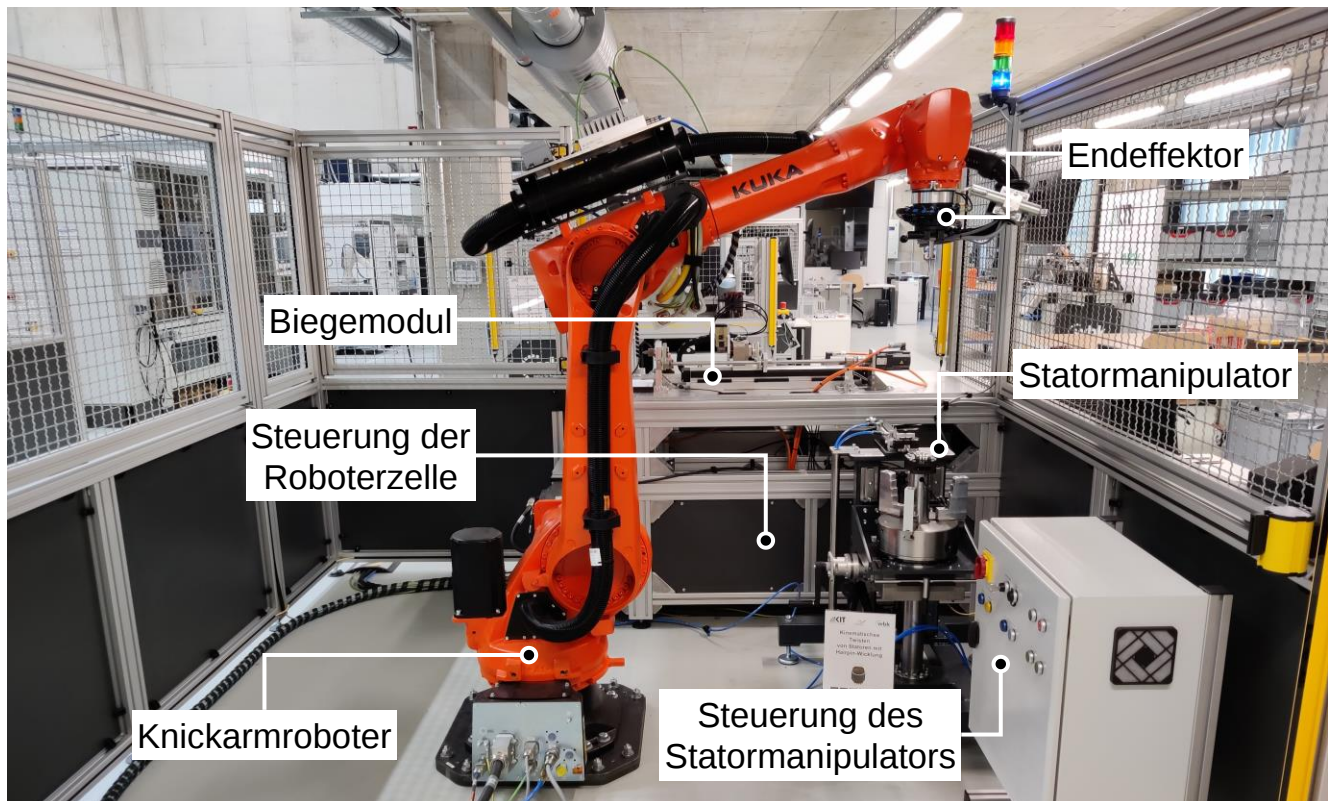


Abbildung 4-1: Versuchsanlage für einen roboterbasierten, kinematischen Twistprozess zur Durchführung experimenteller Versuchsreihen

Die Versuchsanlage ist Teil einer universellen Roboterzelle, welche zur Erforschung flexibler Drahtumformprozesse im Rahmen öffentlich geförderter Forschungsprojekte⁴ am Institut für Produktionstechnik des Karlsruher Instituts für Technologie aufgebaut wurde. Zentraler Bestandteil der Zelle ist ein positioniergenauer Vertikalknickarmroboter mit sechs Achsen vom Typ KR 70 R2100 der KUKA Deutschland GmbH⁵ mit einer

⁴ AnStaHa – Anlagenentwicklung für Fertigung von Statoren mit Hairpintechnologie; Förderzeitraum: 2017–2021; Fördermittelgeber: Ministerium für Wirtschaft, Arbeit und Tourismus Baden-Württemberg; Az. 3-4332.62-KIT/6 AgiloDrive2 – Agile Produktionssysteme und modulare Produktbaukästen für elektrische Traktionsmotoren, Teilvorhaben: Methoden und Prozesse für die effiziente Entwicklung und agile Produktion elektrischer Traktionsmotoren; Förderzeitraum: 2021–2024; Fördermittelgeber: Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz; Projektträger: VDI Technologiezentrum GmbH; Fkz. 13IK003H

⁵ KUKA Deutschland GmbH, Zugspitzstraße 140, 86165 Augsburg

Nenntraglast von 70 kg und einer Reichweite von 2,1 m. Der Roboter weist in der Variante „positioniergenau“ eine ab Werk erhöhte Absolutgenauigkeit von weniger als 1 mm im gesamten Arbeitsraum auf. Die Roboterzelle ist zudem mit einer performanten, Safety-integrierten Steuerung ausgestattet, welche neben den Sicherheitsfunktionen auch die Prozesssteuerung der Maschinenmodule übernehmen kann. Die für den kinematischen Aufweit- und Twistprozess neu konzipierten Maschinenmodule umfassen einen prozessspezifischen Manipulator zum Ausrichten der Statoren sowie einen Roboterendeffektor mit Formwerkzeug zur sequenziellen Umformung der Spulenenden. Zusammen mit der Roboterzelle werden damit die an die wissenschaftliche Versuchsanlage gestellten Anforderungen erfüllt.

Vor diesem Hintergrund werden in Abschnitt 4.1 die im Vorfeld der Anlagenkonzeption formulierten Anforderungen zusammengefasst und die zu entwickelnden Teilsysteme aus einer übergeordneten Funktionsstruktur abgeleitet. Die darauf basierende Entwicklung und die mechanische Konstruktion der Teilsysteme werden in Abschnitt 4.2 beschrieben. Der technische Lösungsansatz zur Steigerung der Robustheit des Einführungsvorgangs des Formwerkzeugs wird in Abschnitt 4.3 erläutert. Abschließend werden in Abschnitt 4.4 die konzipierte und implementierte Anlagensteuerung vorgestellt und in Abschnitt 4.5 der Entwurf der Offline-Programmierungsumgebung beschrieben.

4.1 Ableitung des Anlagenkonzepts

Im Vorfeld der Konzeptionierung wurden, basierend auf dem Stand der Technik und der im Rahmen der Forschungsarbeit zur Verfügung gestellten Infrastruktur, zentrale Anforderungen an die wissenschaftliche Versuchsanlage definiert:

- In Anlehnung an die im Automobilbereich üblichen Statorabmessungen soll das kinematische Aufweiten und Twisten von Hairpin-Statoren mit einem minimalen Innendurchmesser von 120 mm, einem maximalen Außendurchmesser von 300 mm und einer axialen Länge von bis zu 400 mm ermöglicht werden.
- Vor dem Hintergrund der angestrebten Flexibilität soll grundsätzlich die Bearbeitung von Hairpin-Statoren beliebiger Nutzahl sichergestellt werden.
- Im Rahmen des kinematischen Aufweit- und Twistprozesses soll die Kinematik des Roboters für die Umformung der Spulenenden eingesetzt werden.
- Alle darüber hinaus zu entwickelnden mechatronischen Teilsysteme müssen in die übergeordnete Anlagensteuerung integriert werden können.

- Aufgrund der bislang geringen Erfahrung im Bereich der kinematischen Aufweit- und Twistprozesse soll die wissenschaftliche Versuchsanlage prinzipiell die Möglichkeit bieten, verschiedene kinematische Konzepte zu erproben, die über den im Rahmen der vorliegenden Arbeit verfolgten Ansatz hinausgehen.

Für eine systematische Ableitung des Anlagenkonzepts wurden im Vorfeld die Funktionen und deren Struktur für den im Lösungsansatz skizzierten Aufweit- und Twistprozess analysiert. Auf Basis der Analyse wurde ein allgemeiner Funktionsablauf gemäß Abbildung 4-2 erarbeitet. Im Kontext des kinematischen Aufweit- und Twistprozesses stellt die wiederholte Umformung der einzelnen Spulenenden die Hauptfunktion dar. Diese lässt sich in mehrere Teilfunktionen unterteilen: einerseits in die Teilfunktionen der verwendeten Roboterkinematik sowie eines noch nicht näher spezifizierten Endeffektors zur Ausführung der Umformung mittels Relativbewegung zwischen Stator bzw. Spulenende und Formwerkzeug, andererseits in die Teilfunktionen eines Manipulators zur Handhabung des Stators sowie zur Fixierung und Abstützung der Spulenenden während der Umformung. Der Funktionsablauf und die Zuordnung der Teilfunktionen zu den beiden Teilsystemen basieren auf den nachfolgend dargelegten Überlegungen.

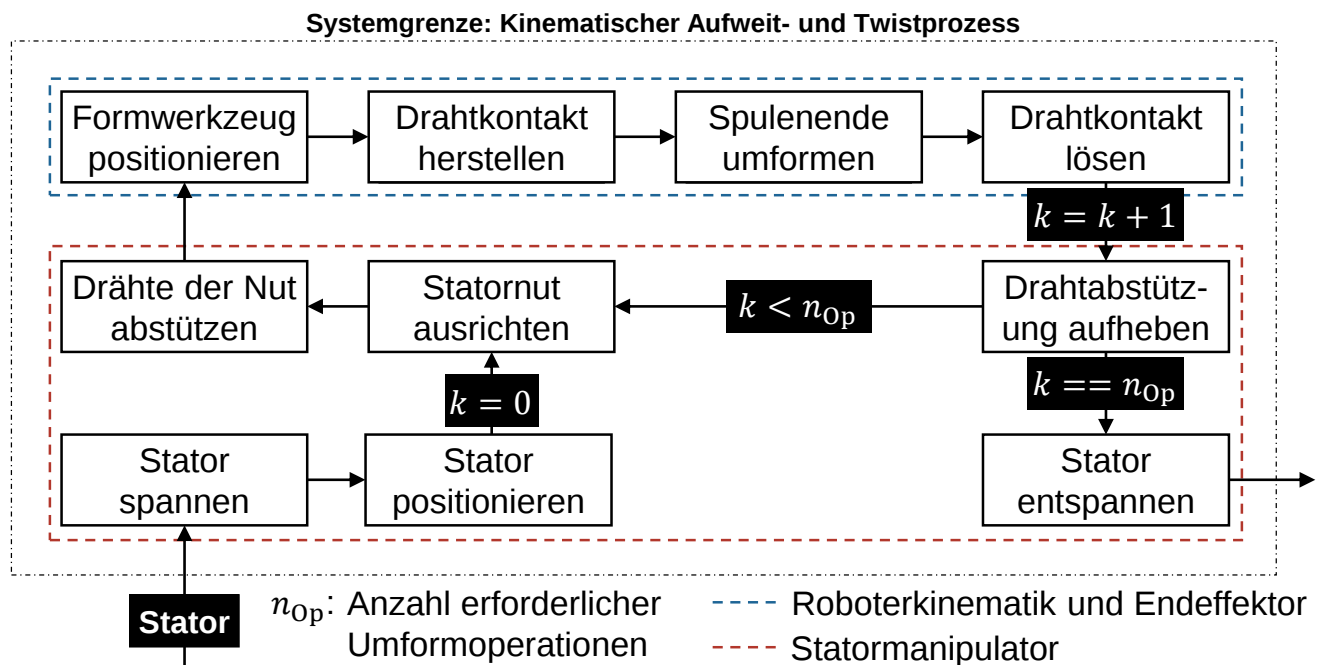


Abbildung 4-2: Teilfunktionen und deren logische Verknüpfungen sowie zusammenfassende Teilsysteme für den im Rahmen der Forschungsarbeit erarbeiteten kinematischen Aufweit- und Twistprozess

Im Vergleich zu Werkzeug- und Sondermaschinen, deren typische Positioniergenauigkeit im Bereich von wenigen Mikrometern liegt, weisen serielle Roboterkinematiken üblicherweise eine deutlich geringere Positioniergenauigkeit im Bereich von einigen Millimetern auf. Gleichzeitig werden im vorliegenden Fall hohe Anforderungen an die Positioniergenauigkeit bei der Drahtumformung unter Berücksichtigung der Platzverhältnisse zwischen den Spulenenden sowie dem Ziel einer präzisen Kompensation von Formgebungseinflüssen an den Roboter gestellt. Um die Auswirkungen der geringeren Positioniergenauigkeit des Roboters prozesstechnisch zu begrenzen und gegebenenfalls durch eine statische Kalibrierung lokal zu optimieren, wurde der Arbeitsraum zur Drahtumformung durch die Definition einer raumfesten Referenzorientierung der aktuellen Statornut und axialen Referenzposition des Statorblechpaketes auf einen kleinen Bereich beschränkt. Aufgrund der geringen Änderung der Roboterpose im reduzierten Arbeitsraum sowie der Ähnlichkeit, der für Roboteranwendungen verhältnismäßig kurzen Bahnabschnitte zur Umformung der Spulenenden, können die positionsabhängigen statischen Eigenschaften im Rahmen der Anwendung als weitgehend konstant betrachtet werden. Um die Anzahl und Komplexität der produktspezifischen Werkzeuge zu reduzieren, wurde darüber hinaus beschlossen, das in konventionellen Twistmaschinen zur Abstützung der isolierten Spulenenden und zum Schutz der Papierisolation eingesetzte Stützfingersystem mit Stützfingern entsprechend der Nutzahl des Stators durch ein Einzelnutspannkonzept zu ersetzen. Das Einzelnutspannkonzept basiert auf einem sequenziellen Spannen der Spulenenden einer Statornut, wodurch sich die Anzahl der produktspezifischen Stützfinger auf ein einzelnes Paar reduziert. Zudem ist die Spannkinematik dadurch unabhängig von der Anzahl der Statornuten und weist somit die geforderte Flexibilität auf. Basierend auf den dargelegten Vorüberlegungen und Entscheidungen wurde der Manipulator zur Positionierung und Ausrichtung des Stators als weiteres Teilsystem neben der Roboterkinematik und dem Endeffektor dem Gesamtkonzept hinzugefügt.

4.2 Entwicklung der mechanischen Teilsysteme

Zur Realisierung des kinematischen Aufweit- und Twistprozesses wurden auf Basis der ermittelten Anforderungen und unter Berücksichtigung der definierten Funktionsstrukturen ein Manipulator zum Spannen und Positionieren des Stators entwickelt und ein Endeffektor für den Roboter zur Formgebung der Spulenenden konzipiert. Das zur Drahtführung eingesetzte Formwerkzeug stellt den zentralen Bestandteil des Endeffektors dar. Die modularen Teilsysteme wurden in die bestehende Roboterzelle integriert

und werden in ihrem Aufbau und ihrer jeweiligen Funktion in den folgenden Abschnitten beschrieben.

4.2.1 Aufbau und Funktion des Statormanipulators

Mit dem Ziel, den Arbeitsraum des Roboters für die Formgebung der Spulenenden auf einen kleinen Bereich zu beschränken und darüber hinaus eine hohe kinematische Flexibilität zur Entwicklung und Erprobung des kinematischen Twistprozesses im Rahmen der Forschungsarbeit vorzuhalten, wurde zur Handhabung des Stators ein Manipulator mit zwei zusätzlichen Bewegungsachsen konzipiert. Der allgemeine Aufbau des Manipulators ist in Abbildung 4-3 dargestellt. Der Manipulator besteht im Wesentlichen aus einem kombinierten Hubdrehtisch, der es ermöglicht, Statoren unterschiedlicher axialer Länge auf einer definierten Arbeitshöhe zu positionieren und rotatorisch zu einer raumfesten Nutspannvorrichtung auszurichten. Die Höhenpositionierung erfolgt über eine servomotorisch angetriebene Trapezgewindespindel, die aufgrund ihrer Selbsthemmung kein dauerhaftes Haltemoment des Servomotors oder eine zusätzliche Brems Einheit zum sicheren Halten der Höhenposition erfordert. Der Drehtisch vom Typ HTR160 der GATE DEUTSCHLAND GmbH⁶ mit einem Übersetzungsverhältnis von 288:1 und einer Teilgenauigkeit von $\pm 24'$ ⁷ erlaubt eine ausreichend präzise Ausrichtung des Stators zur Nutspannvorrichtung. Die Hubspindel und der Drehtisch werden von zwei Servomotoren vom Typ SIMOTICS S-1FK2 HD der Siemens AG mit einem Nenn Drehmoment von 1,27 Nm angetrieben. Zum flexiblen Spannen unterschiedlicher Statoren wurde ein manuelles Backenfutter mit zylindrischer Aufnahme nach DIN ISO 702-3 und einem Durchmesser von 250 mm auf dem Drehtisch montiert. Mehrere Formbackensätze aus Aluminium in verschiedenen Ausführungen ermöglichen grundsätzlich das Spannen von Statoren in den geforderten Abmessungen, sowohl von innen, als auch von außen. Um eine axiale Verschiebung der Hairpin-Steckspulen im Statorblechpaket im Rahmen des Prozesses zu vermeiden, können die Hairpin-Steckspulen bei Bedarf durch additiv gefertigte Kunststoffringe oder -schablonen auf der Biegeseite des Stators unterlegt werden. Das L-förmige, geschweißte Maschinengestell besteht zum größten Teil aus quadratischen Stahlrohrprofilen mit einer Kantenlänge von 80 mm und einer Wandstärke von 5 mm, welches mit lasergeschnittenen Blechteilen mit einer

⁶ GATE DEUTSCHLAND GmbH, Ulrichstraße 9, D-86641 Rain am Lech

⁷ Eine Bogenminute ist eine Maßeinheit für Winkel, die 1/60 Grad entspricht und häufig mit dem Einheitszeichen ' abgekürzt wird.

Blechstärke von 10 mm versteift wurde. Aufgrund des Eigengewichts des Manipulators von mehr als 300 kg wurde auf eine Verschraubung der vier Stellfüße mit dem Hallenboden im Rahmen der Integration in die Roboterzelle verzichtet.

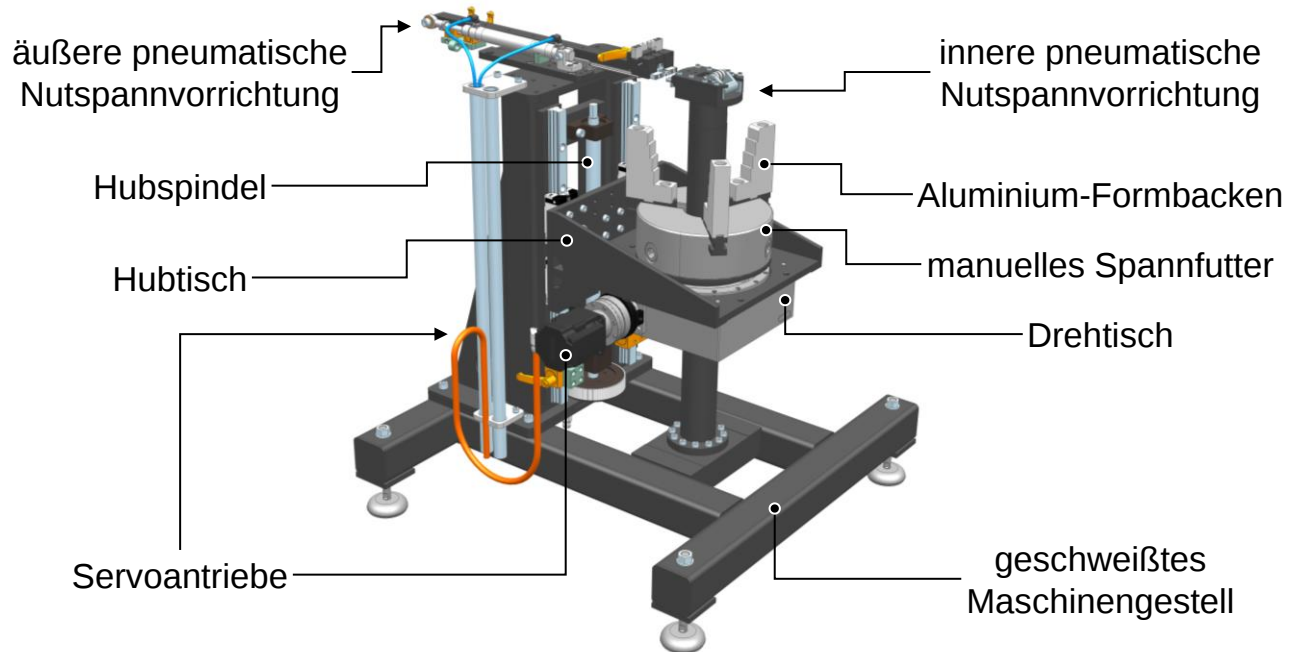


Abbildung 4-3: Manipulator zum Spannen und Positionieren von Hairpin-Statoren sowie zum Spannen der Spulenenden einzelner Statornuten

Um einerseits eine Beschädigung der Primärisolation der Spulenenden und des Isolationspapiers beim Biegen über das scharfkantige Blechpaket zu vermeiden und andererseits die Spulenenden einer Statornut für die Dauer der Drahtumformung zu fixieren sowie das Biegen im unteren Drahtabschnitt zu unterstützen, wurde eine pneumatische Nutspanneinrichtung in den Aufbau des Manipulators integriert. Die innere und äußere Spanneinheit sind in Abbildung 4-4 dargestellt. Die lineare Zustellung der inneren Spanneinheit wird über einen manuell einstellbaren Kniehebel realisiert. Der Kniehebel wird am Ende seiner Bewegung minimal überstreckt, so dass das System die im Prozess auftretenden Radialkräfte gegen das Gehäuse umleitet und somit im geschlossenen Zustand selbstverstärkend wirkt. An den Schlitten der inneren Spanneinheit können die Stützfinger oder radialen Spannbacken über eine Schraubverbindung flexibel montiert werden. In der Forschungsarbeit wurden sowohl subtraktiv als auch additiv gefertigte Stützfinger mit festem und manuell einstellbarem Abstand zwischen den beiden Fingern für die experimentellen Untersuchungen verwendet, vgl. Abschnitt 4.2.3. Um die Spulenenden der aktuellen Nut von außen zu spannen und die umliegenden Spulenenden abzustützen, wurde eine äußere Spanneinheit mit linear verschiebbarem Gegenhalter

konstruiert. Der Gegenhalter fängt einerseits die Stützfinger über Fangelemente ein, um ein tangentiales Aufbiegen der Finger infolge großer Biegekräfte zu verhindern. Andererseits stützt der Gegenhalter die Spulenenden der äußeren Lage in radialer Richtung ab. Der Gegenhalter verfügt über mehrere Einstellmöglichkeiten zur genauen Ausrichtung der Fangelemente zu den Stützfiguren der inneren Spanneinheit und kann über ein Schnellwechselsystem mit Schwalbenschwanzverbindung ausgetauscht werden. Die radiale Position in der Schließstellung der Spanneinheit wird über einen verschiebbaren Endanschlag manuell eingestellt.

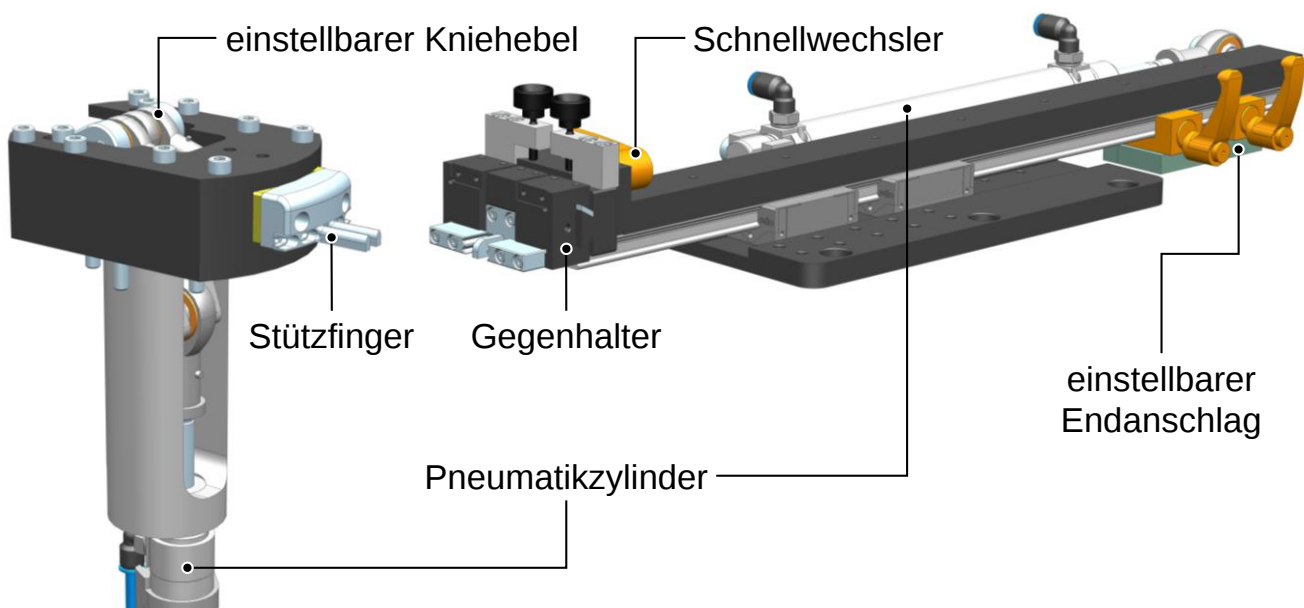


Abbildung 4-4: Innere und äußere Spanneinheit mit pneumatischer Aktuierung

4.2.2 Aufbau und Funktion des Roboterendeffektors

Der im Rahmen der Forschungsarbeit konzipierte Endeffektor dient zur Aufnahme des Formwerkzeugs und integriert zusätzliche Prozesssensorik für die Durchführung der experimentellen Untersuchungen. Der ohne Formwerkzeug 205 mm hohe Endeffektor, ist über einen Adapter am Flansch des KUKA KR 70 Roboters fest verschraubt und mit einem 6-Achs-Kraftmomentensensor ausgestattet, an dem ein Schnellwechselkopf vom Typ SWK-040Q-R19W-000-SG SCHUNK SE & Co. KG⁸ mit entsprechendem Schnellwechseladapter vom Typ SWA-040-R19-000 montiert ist. Um ein präzises Spannen sowie einen schnellen Wechsel der Formwerkzeuge zu ermöglichen, wurde ein mechanisches Spannsystem mit Schwalbenschwanzaufnahme konzipiert. Die

⁸ SCHUNK SE & Co. KG, Bahnhofstr. 106 – 134, D-74348 Lauffen/Neckar

form- und kraftschlüssige Werkzeugspannung erfolgt über zwei elastische Stahlbacken, die mittels eines manuellen Klemmhebels zusammengezogen werden. Um die zur Drahtumformung benötigten Kräfte und Momente im Rahmen der experimentellen Versuchsreihen zu erfassen, wurde ein 6-Achs-Kraftmomentensensor vom TYP FTN-Omega-160-IP65 SI 1000-120 der Schunk SE & Co. KG zwischen den Roboterflansch und das Schnellwechselsystem integriert. Zur Aufzeichnung der Messwerte während der experimentellen Versuche wird der Sensor von einem externen Messrechner über eine Ethernet-TCP/IP-Schnittstelle mit einer Frequenz von maximal 1 kHz ausgelesen. Zur Erkennung von Positionsabweichungen der Drahtspitzen vor dem Einführvorgang in das Formwerkzeug wurde seitlich am Endeffektor in einem Abstand von 77 mm zur Werkzeugmittelachse eine Infrarotkamera mit Beleuchtungseinheit installiert. Die Eigenschaften und die Funktionsweise der Kamera werden im Abschnitt 4.3 genauer beschrieben.

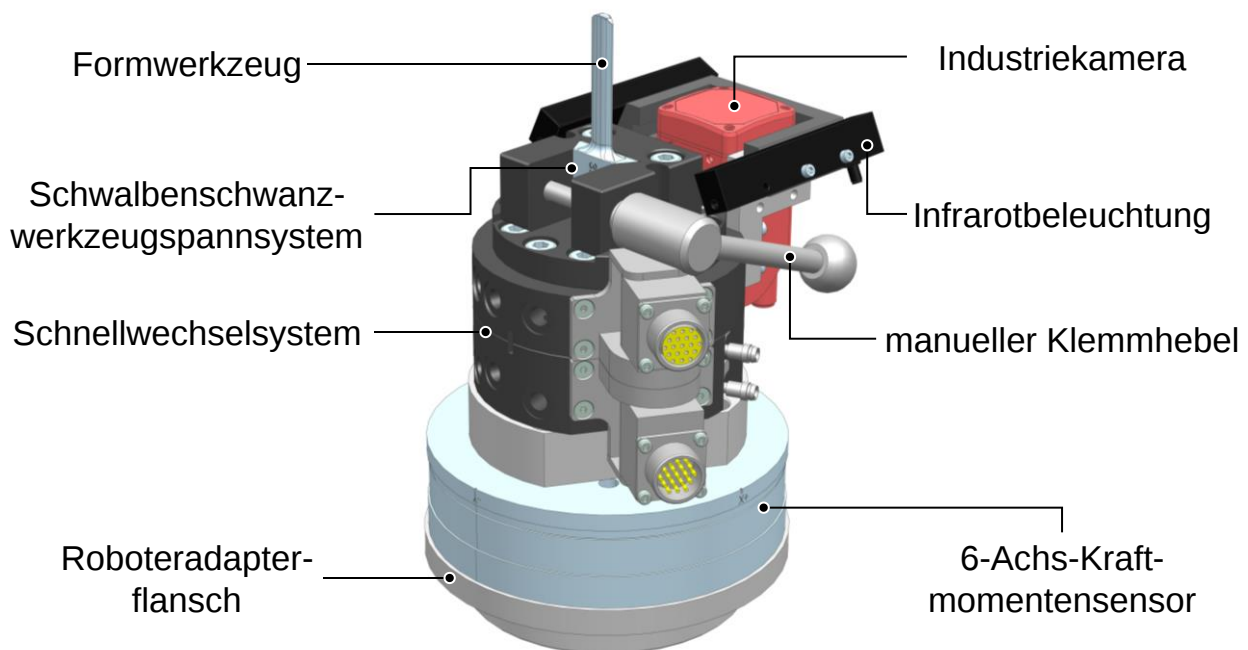


Abbildung 4-5: Endeffektor mit Formwerkzeug, Schnellwechselsystem, 6-Achs-Kraftmomentensensor und Kamerasystem

4.2.3 Entwicklung der Formwerkzeuge

Im Rahmen der Forschungsarbeit wurde ein flexibles Werkzeugkonzept für den kinematischen Twistprozess entwickelt, welches zur Befähigung eines schnellen Musterbaus und Produktionsanlaufs eine Verkürzung der Fertigungsdauer und der Investitionskosten für die Werkzeuge zum Ziel hat. Das Werkzeugkonzept basiert, zusammen

mit einem Satz produktspezifischer Stützfinger und Gegenhalter, auf einem additiv gefertigten, drahtspezifischen Formwerkzeug, vgl. Abbildung 4-6. Die Gestaltung und Fertigung der Formwerkzeuge werden nachfolgend genauer beschrieben.



Abbildung 4-6: Additiv gefertigte Formwerkzeuge in verschiedenen Ausführungen sowie Stützfinger mit zugehörigem Gegenhalter

Gestaltung der Formwerkzeuge

Die gezielte Umformung der Spulenenden erfordert zunächst die Herstellung eines Form- und/oder Kraftschlusses zwischen dem Formwerkzeug und dem oberen Drahtende, um die erforderlichen Umformkräfte in die Drahtstruktur einzuleiten. Um toleranz- und fertigungsbedingte Positionsabweichungen der Drahtenden nach dem Einbringen der Hairpin-Steckspulen in das Statorblechpaket auszugleichen, wäre die Ausführung des Formwerkzeugs mit einer Greif- oder Spannfunktion grundsätzlich denkbar. Die bei der Drahtumformung wirkenden Kräfte sowie die damit einhergehende erforderliche Steifigkeit und Festigkeit des Formwerkzeugs schränken die Möglichkeit zur konstruktiven Realisierung kinematischer Funktionen im Formwerkzeug unter Berücksichtigung der vorherrschenden Bauraumbeschränkungen jedoch erheblich ein, vgl. Abbildung 4-7. Während der radiale Bauraum des Formwerkzeugs B_r vor dem Hintergrund der angestrebten, spaltfreien paarweisen Ausrichtung der Spulenenden grundsätzlich zu minimieren ist, ergibt sich der maximale tangentielle Bauraum $B_{t,max}$ in

Abhängigkeit von der minimalen radialen Position der Spulenenden $r_{\min}$ im Prozessablauf. Aus diesem Grund wurde das Formwerkzeug als integrales Bauteil ohne zusätzliche kinematische Funktionen ausgeführt. Durch die verringerte Komplexität wird zudem die Fertigung der drahtspezifischen Formwerkzeuge stark vereinfacht.

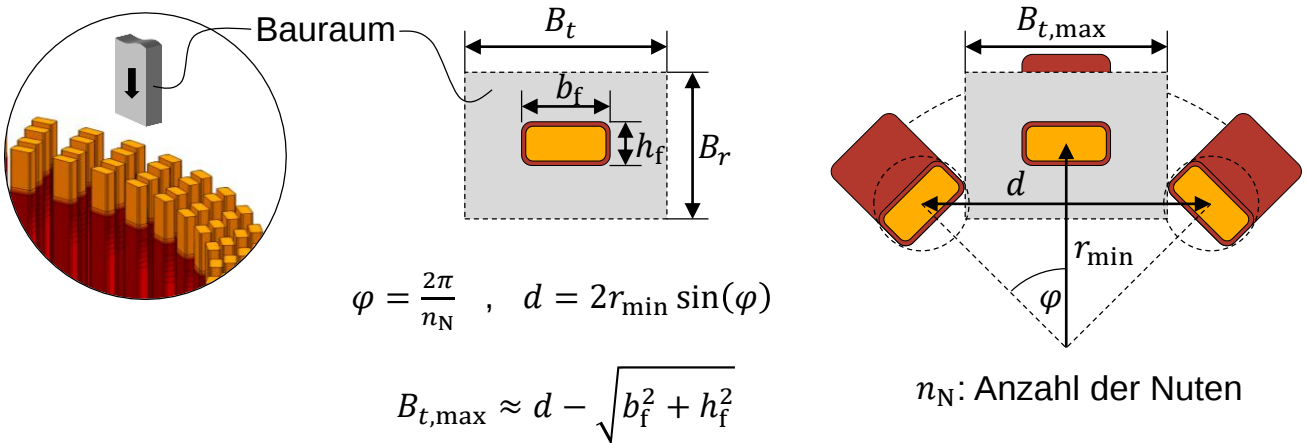


Abbildung 4-7: Darstellung der Bauraumbeschränkung für das Formwerkzeug (eigene Abbildung in Anlehnung an A_Schrempf 2021)

Das als integrales Bauteil gestaltete Formwerkzeug weist im Allgemeinen einen durchgängigen Drahtkanal mit rechteckigem Querschnitt auf, wodurch das Einführen unterschiedlicher Drahtlängen ermöglicht wird. Um die Reibung zwischen Flachdraht und Formwerkzeug bei langen Drahtenden zu reduzieren, ist der rechteckige Drahtkanal nur am vorderen Ende auf einer Länge von ca. 15 mm auf die Nennabmessungen verjüngt. Der hintere Teil des Drahtkanals ist hingegen um 0,1 mm umlaufend erweitert. Der vordere Teil des Formwerkzeugs zur gezielten Führung der Drahtenden ist durch einen formoptimierten, trapezförmigen Querschnitt mit minimalen Wandstärken von 0,8 bis 1,2 mm gekennzeichnet. Die Symmetrie des Querschnitts resultiert in einer verzugsarmen Konstruktion, was sich positiv auf die mittels additiver Fertigungsverfahren erzielbare Bauteilqualität auswirkt. Die erforderliche Mindestlänge des auskragenden Teils des Formwerkzeugs für ein gegebenes Wicklungsdesign lässt sich über die Differenz der maximalen freien Drahtlänge der unverformten Spulenenden und der im Prozess erreichten minimalen Einführhöhe des Formwerkzeugs abschätzen. Für ein typisches Wicklungsdesign mit konstanter axialer Höhe der Spulenenden lässt sich die erforderliche Mindestlänge des Formwerkzeugs mit etwa 35 bis 50 mm angeben. Die im Rahmen der Forschungsarbeit verwendeten Formwerkzeuge wurden jedoch vorsorg-

lich in einer Länge von 50 mm und 60 mm ausgeführt, um die Strategien zum kinematischen Aufweiten und Twisten ohne geometrische Restriktionen durch die Länge des Formwerkzeugs erproben zu können.

Fertigung der Formwerkzeuge

Die metallischen Rohlinge der Formwerkzeuge wurden im Selective-Laser-Melting-(SLM-)Prozess additiv hergestellt. Darüber hinaus wurden alle drahtberührenden Funktionsflächen manuell geschliffen und poliert, um die gewünschte Oberflächengüte zu erzielen, welche zum Schutz der Lackisolation der Flachdrähte erforderlich ist. Aufgrund der schlanken Geometrie des Formwerkzeugs und der zu erwartenden Umformkräfte im Rahmen des Twistprozesses werden hohe Anforderungen hinsichtlich der Steifigkeit und der Festigkeit an das Material gestellt. Aus diesem Grund wurden im Rahmen der Forschungsarbeit die austenitische rostfreie Stahllegierung 316L (Werkstoffnummer 1.4404) sowie die Nickelbasislegierung Inconel 718 (Werkstoffnummer 2.4668) als Werkstoffe für die Formwerkzeuge erprobt. Die Auswahl der Materialien erfolgte unter Berücksichtigung der guten Verfügbarkeit sowie ähnlicher Nettobauteilkosten, welche sich zum Zeitpunkt der Beschaffung in einem Bereich zwischen 200 bis 300 Euro pro Formwerkzeug mit einem Bauteilvolumen von 8 bis 10 cm³ bewegten. Im Vergleich zur Legierung 316L weist Inconel 718 eine höhere Streckgrenze von über 800 MPa sowie ein höheres Elastizitätsmodul von ca. 200 GPa auf (Yang et al. 2017, S. 118). Inconel 718 erweist sich somit, insbesondere für Formwerkzeuge mit sehr geringen Wandstärken, als geeignet. Hingegen ist die erreichbare Oberflächengüte im Rahmen der additiven Fertigung mit Inconel 718 im Vergleich zur Stahllegierung 316L etwas schlechter und die Nachbearbeitung aufgrund der höheren Festigkeit generell aufwändiger.

4.3 Entwicklung einer bildbasierten Drahtspitzenerkennung

Die Umsetzung eines robusten kinematischen Twistprozesses ist mit einer Reihe von prozesstechnischen Herausforderungen verbunden, wobei der sichere Einführvorgang der Spulenenden in das Formwerkzeug hervorzuheben ist. Aufgrund möglicher material- und fertigungsbedingter Lageabweichungen der Spulenenden nach dem Einbringen der Hairpin-Steckspulen in das Statorblechpaket (vgl. Abschnitt 2.3.2) sowie der hohen Wahrscheinlichkeit einer unbeabsichtigten Verschiebung umliegender Spulenenden durch das Formwerkzeug im Laufe des sequenziellen Twistprozesses, sind die

exakten Positionen der Drahtspitzen zum sicheren Einführen a priori nicht bekannt. Daher kann angenommen werden, dass die Vorausberechnung der Position des Formwerkzeugs für einen sicheren Einführvorgang nicht ausschließlich auf den Geometriedaten eines idealisierten Modells basieren kann. Um die Zuverlässigkeit beim Einführen der Drahtspitze in das Formwerkzeug zu erhöhen, ist entweder der Einsatz zusätzlicher Hilfswerkzeuge und Kinematiken erforderlich, die den Flachdraht in einem Kalibrierschritt vor dem Einführen ausrichten, oder eine sensorische Erfassung der Drahtspitzenposition, um eine Online-Korrektur der Werkzeugposition zu ermöglichen. Aufgrund der geringen Flexibilität und des beengten Bauraums im Wickelkopf ist eine sensorische Lösung vorzuziehen. Eine vollständige taktile Erfassung der Lage der Drahtspitzen kann aus denselben Gründen ausgeschlossen werden. Infolgedessen können als potenzielle Sensorsysteme insbesondere berührungslose optische Messverfahren in Betracht gezogen werden. Bei der Auswahl eines entsprechenden Sensorsystems sind die Reflektionseigenschaften der blanken Kupferoberflächen der abisolierten Drahtenden zu berücksichtigen. Um die Zuverlässigkeit zu steigern, wurde deshalb ein kamerabasierter Ansatz zur Erfassung der Drahtenden vor dem Einführen gewählt.

Die präzise koaxiale Ausrichtung des Formwerkzeugs zum Drahtende ist eine zwingende Voraussetzung für einen sicheren Einführvorgang, um zu verhindern, dass die Kanten des Werkzeugs auf die Schnittfläche des Flachdrahts treffen. In Bezug auf den axialen Abstand zwischen Formwerkzeug und Drahtende kann hingegen eine Toleranz im Bereich von 1 bis 2 mm als zulässig angenommen werden. Um die Systemkomplexität im Rahmen der Forschungsarbeit mit dem Ziel einer schnellen Prozessparametrierung gering zu halten, wurde zur optischen Erfassung der Lage der Drahtspitzen auf eine 2D-Industriekamera mit integrierter Bildauswertung vom Typ O2D550 der ifm electronic gmbh⁹ zurückgegriffen. Dadurch kann zwar keine Aussage über die Höhe der Drahtspitzen und damit über den Abstand zwischen Formwerkzeug und Drahtspitze getroffen werden, allerdings ist das System einfach zu integrieren und mit geringem Aufwand für neue Drahtabmessungen zu parametrieren. Die Auswahl der Kamera erfolgte anhand der Kriterien eines geringen Arbeitsabstands von weniger als 100 mm, einer hardwareintegrierten Bildauswertung, einer ausreichend hohen Bildauflösung sowie einer geeigneten Profinet-Kommunikationsschnittstelle, vgl. Tabelle 4-1. Auf Basis der Bildauflösung und des gewählten Arbeitsabstands ergibt sich eine rechnerische

⁹ ifm electronic gmbh, Friedrichstraße 1, 45128 Essen

Auflösung von ca. 0,022 mm pro Pixel. Die Auflösung ist vor dem Hintergrund der Genauigkeit der eingesetzten Roboterkinematik für die Berechnung des Korrekturwerts der Werkzeugposition als ausreichend anzusehen. Die Kamera wurde in den Endeffektor des Roboters integriert, um die relative Lageabweichung zwischen dem Formwerkzeug und der Drahtspitze zu messen. Der Vorteil der relativen Messung besteht darin, dass mögliche Referenzierungsfehler zwischen dem Roboter und dem Statormanipulator durch die Verwendung des Kamerasystems mit ausgeglichen werden können.

Tabelle 4-1: Auszug ausgewählter technischer Daten zum O2D550 Objekterkennungssensor der Firma ifm electronic gmbh¹⁰

technische Eigenschaft	Ausprägung
Lichtart	Infrarotlicht
Wellenlänge	850 nm
Bildauflösung	1280 × 960 Pixel
Bildfeldgröße bei einem Abstand von 85 mm	28 × 21 mm ²
Kommunikationsschnittstelle	Ethernet/PROFINET

Zur Erfassung der Lageabweichung wird der Roboter mit einem fest eingestellten Fokuspunkt der Kamera über die angenommene Sollposition der Drahtspitze bewegt und ein Bild aufgenommen, vgl. Abbildung 4-8 links. Mittels der integrierten Bildauswertung können die Drahtspitzen anhand ihrer Kontur erkannt und die mittlere Position sowie die Orientierung berechnet werden. Aufgrund des begrenzten Bildausschnitts und der daher fehlenden globalen Bezugsgröße resultiert bei der Zuordnung der erkannten Drahtkonturen das Problem, dass die Auswahl der zugehörigen Drahtkontur des aktuellen Spulenendes mitunter nicht eindeutig aus der Lage der im Bild erkannten Drahtkonturen hervorgeht. Die Zuordnung der Drahtkontur, basierend auf dem geringsten Abstand zum Bildmittelpunkt, kann beispielsweise fehlerhaft sein, wenn ein großer tangentialer Versatz vorliegt, vgl. Abbildung 4-8. Aus diesem Grund wird die Zuordnung der Drahtkonturen nicht direkt von der Kamera durchgeführt. Stattdessen werden die mittleren Positionen und die Orientierungen der erkannten Drahtspitzen zunächst an die übergeordnete Anlagensteuerung übermittelt. Diese Vorgehensweise eröffnet die Möglichkeit, zusätzliche Informationen, beispielsweise die geplante Richtung der Werkzeugbewegung, als Kriterium für eine robustere Zuordnung der Drahtkonturen zu berücksichtigen.

¹⁰ <https://www.ifm.com/de/de/product/O2D550>, „Technische Details“, [Zugriff am 05.05.2024]

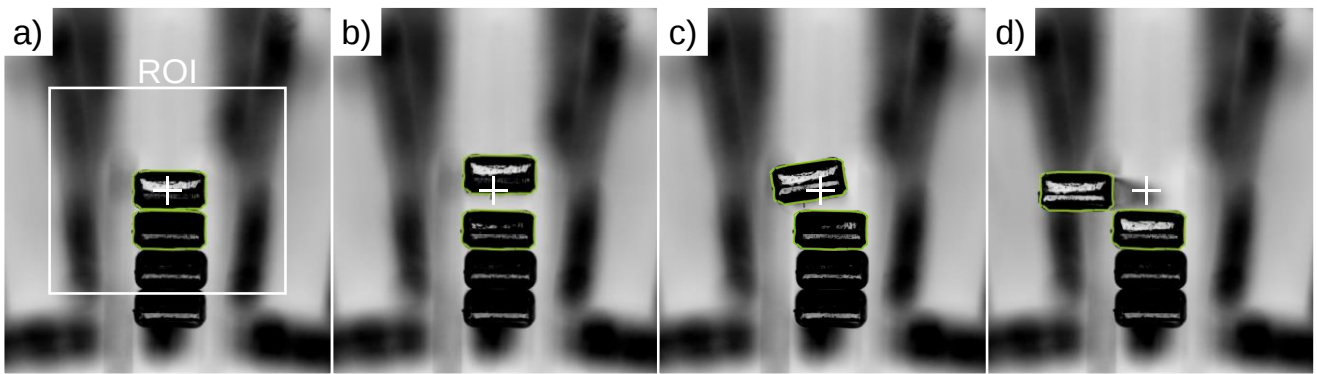


Abbildung 4-8: Darstellung der bildbasierten Drahtspitzenerkennung und Veranschaulichung der Auswahlproblematik der richtigen Drahtkontur: In den Fällen a) bis c) lässt sich der Zieldraht über die kürzeste Distanz der Drahtkontur zur Bildmitte bestimmen. Im Fallbeispiel d) schlägt dieser Ansatz jedoch fehl.

Die im Rahmen der Forschungsarbeit auf der Anlagensteuerung implementierte Heuristik zur Auswahl der Drahtkontur ist nachfolgend zusammengefasst:

- Im ersten Schritt erfolgt die Ermittlung aller Drahtkonturen, die sich innerhalb eines gültigen Bildbereichs befinden. Der gültige Bildbereich wird durch eine horizontale Linie im Bild definiert, deren Ursprung um eine Drahtdicke in Richtung der Mitte der übrigen Spulenenden der aktuellen Nut verschoben ist.
- Falls keine der erfassten Drahtkonturen im gültigen Bildbereich liegt, beispielsweise, weil das gesamte Paket der übrigen Spulenenden radial verschoben ist, wird ein zweiter Durchlauf mit vergrößertem gültigen Bildbereich durchgeführt.
- Im zweiten Schritt wird von den verbliebenen Drahtkonturen diejenige ausgewählt, welche den geringsten euklidischen Abstand zur Sollposition aufweist.
- Falls keine gültige Drahtkontur ermittelt werden konnte, wird der automatisierte Prozessablauf unterbrochen und ein manueller Eingriff angefordert.

4.4 Konzeption und Implementierung der Anlagensteuerung

Die Steuerungsarchitektur der Versuchsanlage wurde mit dem Ziel konzeptioniert, alle erforderlichen Funktionen für den definierten kinematischen Aufweit- und Twistprozess umzusetzen und dabei die bereits bestehende Infrastruktur der Roboterzelle zu nutzen. Darüber hinaus wurden im Vorfeld die folgenden Anforderungen an die Steuerungsarchitektur festgelegt:

- Der entwickelte Statormanipulator soll als eigenständiges Maschinenmodul in die Roboterzelle integriert werden, um eine erleichterte Rekonfiguration im Forschungsumfeld zu ermöglichen.

- Um eine effiziente Prozessparametrierung und einen einfachen Produktwechsel zu gewährleisten, soll eine produktspezifische Programmierung der Anlagensteuerung oder des Roboters vermieden werden.
- Zum Aufbau einfacher Regelungsstrukturen soll grundsätzlich die Korrektur von offline geplanten Roboterbahnpunkten innerhalb der Anlagensteuerung ermöglicht werden. Dies kann beispielsweise auf Basis der Ergebnisse der kamerabasierten Erfassung der Drahtspitzenpositionen vor dem Einführvorgang des Formwerkzeugs erfolgen.
- Es soll eine externe Programmschnittstelle bereitgestellt werden, die im Kontext der modellbasierten Offline-Programmierung eine vom Roboterprogramm unabhängige Definition der Bahnbewegungen ermöglicht.

Vor dem Hintergrund der formulierten Anforderungen wurde die vorhandene speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) der Roboterzelle vom Typ 1517TF-3 PN/DP der Siemens AG¹¹ als übergeordnete Kopfsteuerung der Versuchsanlage ausgewählt. Der Statormanipulator wurde mit einer eigenen untergeordneten SPS vom Typ 1516F-3 PN/DP ausgestattet, die aus Gründen der Modularisierung software- und hardwareseitig getrennt, in einem separaten Schaltschrank integriert wurde. Die Steuerung des Statormanipulators kontrolliert sowohl die verbauten Umrichter vom Typ SINAMICS S210 der Siemens AG zur Bewegung der Achsen des Hub- und Drehtisches als auch die Pneumatikventile zum Spannen der Statornut. Des Weiteren wurden zwei Betriebsmodi für die manuelle Einrichtung des Statormanipulators sowie die externe Ansteuerung durch die Kopfsteuerung implementiert. Während im manuellen Betriebsmodus alle Aktuatoren direkt angesteuert werden können, ist dies im externen Betriebsmodus aus Gründen der Betriebssicherheit nicht möglich. Stattdessen werden serviceorientierte Funktionsschnittstellen angeboten, beispielsweise zum gezielten Ausrichten einer bestimmten Statornut. Die Steuerung des Statormanipulators gewährleistet dabei das Einfahren der Stützfinger vor der Drehung des Stators und berechnet die erforderliche Drehrichtung, um die gewünschte Statornut auf kürzestem Weg anzufahren.

Die Kommunikation der Kopfsteuerung mit der Steuerung des Statormanipulators, der Robotersteuerung vom Typ KUKA KR C4 sowie den externen Sensoren erfolgt auf Basis der echtzeitfähigen Profinet-Kommunikationsschnittstelle. Um eine serviceorien-

¹¹ Siemens AG, Division Digital Factory, 90026 Nürnberg

tierte Anbindung des Roboters zu ermöglichen, wurde ein Roboterprogramm als Zustandsautomat auf der Robotersteuerung implementiert. Die Auswahl vordefinierter Bezugskoordinatensysteme sowie die Festlegung von Geschwindigkeitsparametern erfolgt somit auf Anfrage der Kopfsteuerung. Um eine der Numerischen Steuerung (NC) nachempfundene Bewegungssteuerung des Roboters durch die Kopfsteuerung zu realisieren, werden die Bahnpunkte für eine bestimmte Bewegung nicht im Roboterprogramm definiert, sondern kontinuierlich und in Echtzeit über die Profinet-Schnittstelle an die Robotersteuerung übertragen und gleichzeitig von der Robotersteuerung durch elementare Bewegungsformen verbunden. Um der Bahnplanung der Robotersteuerung die Vorausplanung für kontinuierliche Bewegungen über mehrere Bahnpunkte hinaus zu ermöglichen, wurde ein Puffer von sechs Bahnpunkten auf der Robotersteuerung implementiert. Die Robotersteuerung quittiert jeden erreichten Bahnpunkt und signalisiert der Kopfsteuerung damit den nächsten freien Speicherbereich im Puffer zum Überschreiben eines neuen Bahnpunkts. Dies ermöglicht es, eine beliebige Bewegungsbahn mit einer unbegrenzten Anzahl an Bahnpunkten direkt durch die Kopfsteuerung vorzugeben. Das beschriebene Verfahren erfordert somit keine Generierung anwendungsspezifischer Roboterprogramme, was die angestrebte modellbasierte Offline-Programmierung der Versuchsanlage über eine unabhängige Schnittstelle im Rahmen der Forschungsarbeit vereinfacht.

4.4.1 Aufbau der Programmschnittstelle

Um eine effiziente Konfiguration der Versuchsanlage und eine anwenderfreundliche Generierung von produktspezifischen Steuerungsprogrammen zum Aufweiten und Twisten beliebiger Hairpin-Statoren zu ermöglichen, wurde ein Interpreter für textbasierte, ASCII-codierte Programme auf der Kopfsteuerung der Roboterzelle implementiert. Die Funktion des Interpreters besteht in der Zerlegung eines übermittelten Programms in einzelne Befehlssätze, deren aufeinanderfolgende Ausführung durch die Kopfsteuerung solange erfolgt, bis das Programmende erreicht ist oder ein Programmfehler identifiziert wird. Die im Rahmen der Forschungsarbeit definierten Befehlssätze mit eigener Programmsyntax sind auf die anwendungsspezifischen Funktionen zum Aufweiten und Twisten von Statoren reduziert und werden im nachfolgenden Abschnitt 4.4.2 beschrieben. Dies erleichtert zum einen die Lesbarkeit des Programmcodes durch den Anwender und reduziert zum anderen die Anzahl möglicher Fehlerquellen bei einer manuellen Programmerzeugung oder -modifikation. Darüber hinaus

kann die Programmierung durch den Anwender ohne Kenntnis der robotereigenen Programmiersprache KRL¹² oder der üblichen SPS-Programmiersprachen unabhängig von der Anlage erfolgen. Zur Übertragung der Programmdateien in den internen Speicher der Kopfsteuerung wurde ein FTP-Server auf einem per Ethernet-TCP/IP angebundenen Programmierrechner eingerichtet. Um die fehlerfreie Datenübertragung der Programmdateien zwischen dem FTP-Server und der Steuerung sicherzustellen, wurde zusätzlich die Auswertung eines Prüfwerts mittels zyklischer Redundanzprüfung CRC32 in Anlehnung an IEEE Std 802.3 auf der Steuerung implementiert. Zur Anwendung der zyklischen Redundanzprüfung wird der Prüfwert an das Ende des Dateiinhalts angehängt, nach der Übertragung von der Anlagensteuerung erneut berechnet und auf Richtigkeit überprüft. Der Programmcode wird in einer beliebigen Anzahl an Textdateien gespeichert und zur Ausführung auf dem FTP-Server abgelegt. Um den Anfang eines Programms zu kennzeichnen, wurde als Einstiegspunkt der Dateiname „main“ definiert. Neben den Programmdateien werden die Bahnpunkte jeder Roboterbewegung in einer separaten Textdatei gespeichert, da zum einen die übertragbare Dateigröße des FTP-Clients der Kopfsteuerung durch eine maximale Zeichenanzahl begrenzt ist und zum anderen der interne Speicher der Kopfsteuerung limitiert ist. Beide Umstände werden durch das zyklische Nachladen von Programm- und Bahndateien gelöst, sodass die zulässige Programmgröße von der Kommunikation und Speicherlimitierung der eingesetzten SPS im Kontext der angestrebten Anwendung unabhängig ist.

¹² KUKA Robot Language (KRL) ist eine proprietäre Programmiersprache, welche zur Steuerung von KUKA-Robotern verwendet wird.

4.4.2 Definition der Befehlssätze und Programmsyntax

Die für die Programmerzeugung eingeführten Befehlssätze mit einer im Rahmen der Arbeit frei definierten Programmsyntax werden im Folgenden zusammenfassend beschrieben. Zur Veranschaulichung der eingeführten Syntax ist in Quelltext 4-1 ein einfaches Programmbeispiel angegeben.

Quelltext 4-1: Programmbeispiel zur Veranschaulichung der definierten Befehlssätze und Programmsyntax

```
1:  // Programmbeispiel
2:  START_PROGRAM;
3:  SET_ROB_BASE > BASE_1;
4:  SLT_SLOT > n=48, t=1, clamp=true;
5:  MV_ROB_LIN > Pfadpunkte_001.txt;
6:
7:  // ... weitere Befehlsätze
8:
9:  END_PROGRAM;
10: //0x9aaa3651
```

Die zur Generierung der Aufweit- und Twistprogramme definierten Befehlssätze setzen sich stets aus einem Schlüsselwort für den Befehl sowie einer Reihe optionaler Parameter zusammen, welche am Ende mit einem Semikolon abgeschlossen werden. Optionale Parameter werden an den Befehl nach dem definierten Trennzeichen „>“ als Zuweisungspaare, bestehend aus Parameternamen und einem zugewiesenen Variablenwert, angehängt (vgl. Quelltext 4-1, Zeile 4). Mehrere Parameter werden durch Kommata getrennt. Bei einfachen Parametern entfällt das Schlüsselwort. Es besteht die Möglichkeit, mehrere Befehlssätze in eine Zeile hintereinander zu schreiben. Leerzeichen, Tabstops und Zeilenumbrüche werden vom implementierten Interpreter der Anlagensteuerung ignoriert. Einfache Kommentare beginnen mit einem doppelten Schrägstrich und können sowohl in einer eigenen Zeile als auch nach einem abgeschlossenen Befehlssatz stehen. Der optionale CRC32-Prüfwert, welcher der Sicherstellung der Datenintegrität dient, wird als spezieller Kommentar an das Ende des Programminhalts angehängt. In Tabelle A-3 im Anhang ist eine Übersicht der implementierten Befehlssätze zusammen mit einer kurzen Beschreibung zu finden.

4.5 Entwurf der Offline-Programmierungsumgebung

In den vorherigen Abschnitten wurden die mechanischen Teilsysteme und die Steuerungsarchitektur der wissenschaftlichen Versuchsanlage zur Erprobung und experimentellen Validierung des kinematischen Aufweit- und Twistprozesses als erster Teil des im Rahmen der Arbeit verfolgten Lösungsansatzes eingeführt. In Anlehnung an die etablierten CAD/CAM-Ansätze konventioneller Werkzeugmaschinen verfügt die Anlagensteuerung über keine eigene Prozesslogik, sondern führt lediglich eine produktabhängige Folge universeller Befehlsätze aus. Zur effizienten Parametrierung der Anlage soll die Prozesslogik stattdessen vollständig in einer modellgestützten Offline-Programmierungsumgebung implementiert werden, welche die zu entwickelnden Methoden und Modelle für die automatisierte Ablauf- und Bahnplanung sowie zur Kompensation formgebungsspezifischer Einflüsse integriert und in einer prototypischen Benutzeroberfläche zusammenführt. Damit stellt die Offline-Programmierungsumgebung den zweiten wesentlichen Teil des Lösungsansatzes dar, deren Entwurf und Modularisierung im Folgenden beschrieben wird.

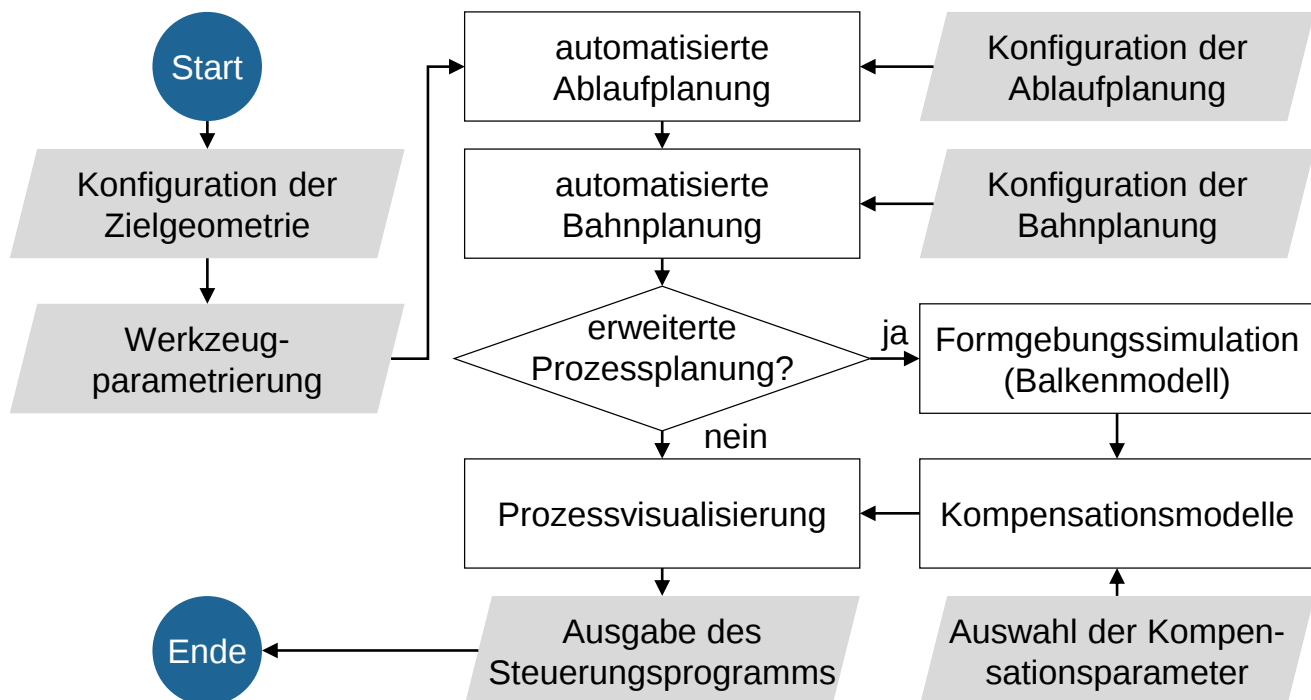


Abbildung 4-9: Arbeitsablauf des Anwenders zur Prozessparametrierung des entwickelten kinematischen Aufweit- und Twistprozesses

Als Grundlage für einen strukturierten Entwurf der Offline-Programmierungsumgebung wurde zunächst ein vereinfachter Arbeitsablauf für den Anwender zur vollständigen Parametrierung eines neuen Fertigungsauftrags definiert, vgl. Abbildung 4-9. Der Arbeits-

ablauf gliedert sich in die übergeordneten Schritte der Produktkonfiguration, der Prozessplanung, der virtuellen Ergebnisverifikation sowie der Ausgabe der Steuerungsprogramme. Um den nicht forschungsrelevanten Entwicklungsaufwand im Rahmen der Arbeit zu begrenzen, wurde entschieden, das produktspezifische Design des Wickelkopfes mit den Geometrien der Spulenenden nicht aus CAD-üblichen Konstruktionsdateien in standardisierten Austauschformaten zu importieren, da eine robuste Analyse des Strukturbaums und der einzelnen Konstruktionsfeatures sowie die Extraktion der relevanten Konstruktionsparameter in diesem Zusammenhang eine große Herausforderung darstellen. Demgegenüber bietet die programminterne Geometriedefinition den Vorteil, dass nur die prozessrelevanten Daten spezifiziert werden müssen und stets in einem konsistenten Format vorliegen. Besonders im Prototypenbau lässt sich so der zusätzliche Aufwand für eine ausreichend präzise CAD-Konstruktion der Spulenenden vermeiden. Zudem können erforderliche Geometrieänderungen im Rahmen der Prototypenfertigung deutlich schneller umgesetzt werden. Nachfolgend sind die aus dem Arbeitsablauf abgeleiteten Module mit den wesentlichen Funktionalitäten zusammenfassend beschrieben:

- Das **Produktkonfigurationsmodul** ermöglicht die Erstellung und Bearbeitung produktspezifischer Wickelkopfdesigns sowie die Verwaltung unterschiedlicher Produkte. Zudem können spezifische Fertigungsparameter wie Materialeigenschaften und Werkzeugdaten konfiguriert werden, um alle erforderlichen Informationen für die Ablauf- und Bahnplanung sowie die Prozesssimulation in einem geeigneten Format bereitzustellen.
- Das **Planungs- und Simulationsmodul** ermöglicht die automatisierte Generierung und Optimierung des Prozessablaufs sowie der Bewegungssequenzen für die kinematische Umformung der Spulenenden. Wesentlicher Bestandteil sind die Funktionen zur vereinfachten Prozessmodellierung, um formgebungsspezifische Einflüsse wie Rückfederungseffekte der Spulenenden zu kompensieren.
- Das **Prozessvisualisierungsmodul** bietet eine grafische Darstellung des generierten Prozessablaufs und simuliert die Bewegung der Werkzeuge sowie die kinematische Umformung der Spulenenden. Im Sinne einer virtuellen Programmverifikation ermöglicht das Modul die Echtzeitanalyse der Abläufe, um potenzielle Fehler im Bewegungsablauf identifizieren und gegebenenfalls Optimierungen der Planungs- und Prozessparameter vornehmen zu können.

- Das **Import- und Exportmodul** ermöglicht den sicheren Datentransfer zwischen der Offline-Programmierungsumgebung und der Anlagensteuerung. Es bietet die Funktionalität, Programme und Simulationsdaten in kompatible Dateiformate zu exportieren oder zuvor gespeicherte Programme wieder zu importieren und zu bearbeiten. Das Modul erlaubt darüber hinaus die Umwandlung der Formgebungssequenzen in die anlagenspezifischen Befehlssätze.

Nachdem der übergeordnete Entwurf der Offline-Programmierungsumgebung vorgenommen wurde, müssen im Folgenden die für den Lösungsansatz wesentlichen Methoden und Berechnungsmodelle der Modulbausteine, insbesondere das numerische Prozessmodell zur vereinfachten Modellierung der kinematischen Umformung der Spulenenden, entwickelt werden, bevor darauf aufbauend die Methoden und Algorithmen zur Ablauf- und Bahnplanung erarbeitet werden können.

5 Modellierung der kinematischen Drahtumformung

In diesem Kapitel werden die Erarbeitung und Implementierung eines geometrisch exakten Balkenmodells vorgestellt, welches die vereinfachte Simulation der Drahtumformung im Rahmen von Aufweit- und Twistprozessen erlaubt. Mithilfe des Balkenmodells soll eine Offline-Optimierung der Werkzeugbahnen zur kinematischen Umformung der einzelnen Spulenenden ermöglicht werden, wobei Rückfederungseffekte der Spulenenden sowie elastische Deformationen des Formwerkzeugs und der Roboterkinematik zu berücksichtigen sind. Das Balkenmodell stellt somit einen wesentlichen Bestandteil der im nachfolgenden Kapitel 6 erläuterten Methodik zur modellbasierten Parametrierung des kinematischen Aufweit- und Twistprozesses dar. Um eine automatisierte Prozessparametrierung zu ermöglichen, ist aufgrund der Vielzahl individueller Umformpfade im sequenziellen Prozessablauf eine vereinfachte Modellierung erforderlich. Im Vergleich zu den im Stand der Forschung dargelegten FE-basierten Ansätzen muss diese Modellierung einen ausgewogenen Kompromiss zwischen Vorhersagegenauigkeit und Berechnungsdauer bieten. Dazu wird neben der eindimensionalen Betrachtungsweise des Balkenmodells, die eine signifikante Reduktion der Modellfreiheitsgrade ermöglicht, auch das elastoplastische Materialverhalten in balkenspezifischen Größen abgebildet. Dabei muss sichergestellt werden, dass trotz dieser Vereinfachungen ausreichend präzise Ergebnisse erzielt werden, um die relevanten Prozesskräfte und Rückfederungseffekte zuverlässig vorherzusagen. Darüber hinaus wird die Modellierung dahingehend vereinfacht, dass lediglich ein einzelnes Spulenende als deformierbarer Körper modelliert wird und die umgebenen Spulenenden entweder als Starrkörper abgebildet oder die Wechselwirkungen vollständig vernachlässigt werden. Die Motivation für diese Herangehensweise liegt darin begründet, dass die umgebenen Spulenenden im Rahmen des sequenziellen Prozessablaufs aufgrund des nutweisen Spannens eine höhere elastische Flexibilität aufweisen und die individuelle Drahtumformung hierdurch weniger stark beeinflussen als im Rahmen simultaner oder lagenweiser Twistprozesse.

Im folgenden Abschnitt 5.1 wird zunächst die grundlegende Formulierung eines geometrisch exakten Balkenmodells mit elastischen Materialeigenschaften vorgenommen und in eine diskrete Form überführt. Im Anschluss wird der Modellansatz um die Berücksichtigung plastischer Materialeigenschaften erweitert. In den darauffolgenden Ab-

schnitten 5.2 und 5.3 werden Methoden zur Bestimmung der für die Modellparametrierung erforderlichen elastischen und plastischen Balkeneigenschaften beschrieben. In Abschnitt 5.4 wird eine Methodik zur Berücksichtigung von Starrkörperkollisionen eingeführt. Die wesentlichen Erläuterungen zum numerischen Lösungsverfahren sowie zur vorgenommenen Modellimplementierung sind in Abschnitt 5.5 zusammengefasst. Abschließend wird das implementierte Modell im Abschnitt 5.6 schrittweise verifiziert, wobei die Referenzlösungen mithilfe von FE-Simulationen generiert werden. Die Zulässigkeit der vorgenommenen Vereinfachungen sowie die Grenzen des implementierten Balkenmodells im Kontext von Aufweit- und Twistprozessen werden darüber hinaus in den Kapiteln 6 und 7 aufgegriffen und diskutiert.

5.1 Theorie geometrisch exakter Balken

Im Gegensatz zu klassischen Euler-Bernoulli- oder Timoshenko-Balkenformulierungen, die sich auf den geometrisch linearen Fall kleiner Verformungen beschränken, ermöglicht die geometrisch exakte Balkentheorie die Analyse großer Verformungen und komplexer Bewegungen, einschließlich der mit Rotationen einhergehenden geometrischen Nichtlinearitäten. Zur Beschreibung der Kinematik werden einem materiellen Punkt im Rahmen der Theorie neben drei translatorischen zusätzlich drei rotatorische Freiheitsgrade zugeordnet, was die Betrachtungsweise des Balkens als eindimensionales Cosserat-Kontinuum gestattet (Meier et al. 2019). Die konsistente Formulierung der Theorie für den allgemeinen dreidimensionalen Fall unter Berücksichtigung von Axial- und Schubverformungen sowie Verformungen infolge von Biegung und Torsion basiert auf den grundlegenden Arbeiten von Reissner und Simo (Reissner 1973, 1981; Simo 1985; Simo & Vu-Quoc 1986).

Im folgenden Abschnitt werden zunächst die grundlegenden kinematischen Beziehungen, Schnittgrößen und die Bilanzgleichung für einen kontinuierlichen elastischen Balken zusammengefasst, welche sich an Simo & Vu-Quoc (1986), Meier et al. (2019) und Herrnböck (2023) orientieren. Im Anschluss erfolgt die Beschreibung der daraus abgeleiteten diskreten Formulierung basierend auf Lang et al. (2011). Abschließend wird ein im Rahmen der Forschungsarbeit erarbeiteter Approximationsansatz zur Berücksichtigung der plastischen Verformungen infolge von Biegung und Torsion schrittweise dargestellt.

5.1.1 Kinematik, Schnittgrößen und Bilanzgleichung

Im Rahmen der Theorie geometrisch exakter Balken wird die Mittellinie des Balkens durch eine räumliche Kurve $s \mapsto \mathbf{r}(s) \in \mathbb{R}^3$ abgebildet, die über die Bogenlänge $s \in [0, L]$ parametrisiert ist, siehe Abbildung 5-1. Die Orientierung der Balkenquerschnitte wird über ein Feld orthonormaler rechtshändiger Bezugssysteme beschrieben, welche durch die Basisvektoren $s \mapsto \mathbf{g}_x(s), \mathbf{g}_y(s), \mathbf{g}_z(s) \in \mathbb{R}^3$ gebildet werden. Die Basisvektoren werden über die Rotationen $\mathbf{R}(s, t)$ aus der unbelasteten Referenzkonfiguration $\tilde{\mathbf{g}}_x, \tilde{\mathbf{g}}_y, \tilde{\mathbf{g}}_z$ (materielle Orientierung) in die räumliche Konfiguration zum Betrachtungspunkt t überführt. Hier und im Folgenden beziehen sich die mit einer Tilde ($\sim$) gekennzeichneten Größen auf die materiellen Größen in der unbelasteten Referenzkonfiguration. Zur Vereinfachung der Schreibweise wird die Abhängigkeit vom aktuellen Betrachtungspunkt im Folgenden weggelassen. Weiterhin wird angenommen, dass der Balken in der Referenzkonfiguration ungekrümmt und in Richtung $\tilde{\mathbf{g}}_z$ ausgerichtet ist.

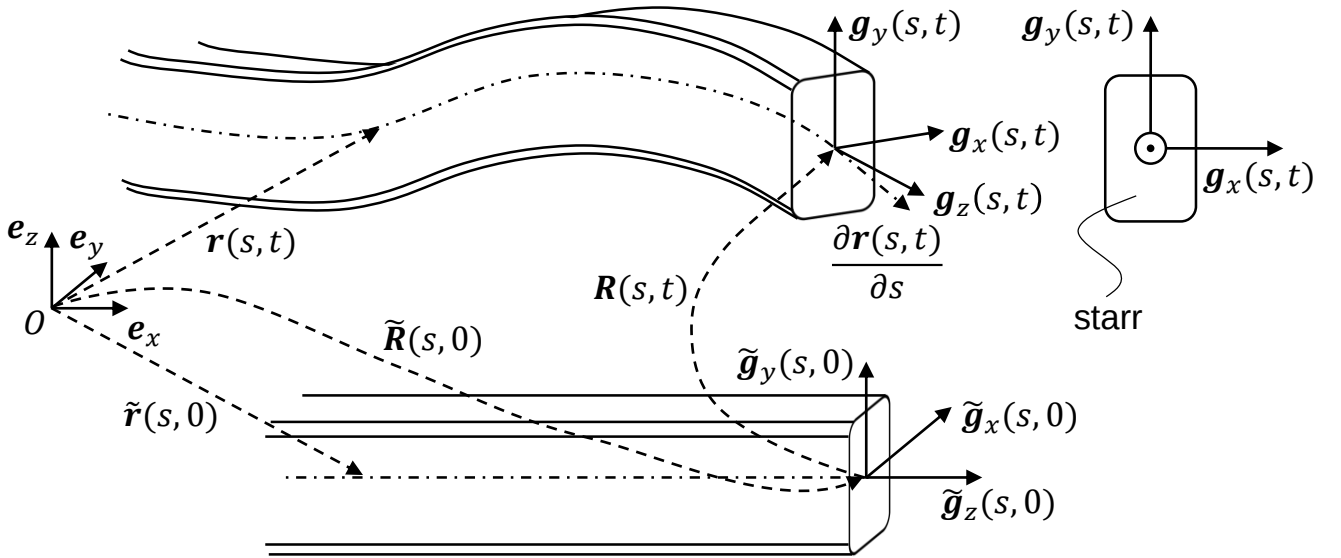


Abbildung 5-1: Räumliche und materielle Beschreibung eines geometrisch exakten Balkens

Bei numerischen Lösungsverfahren mit inkrementeller Aktualisierung der Orientierungen muss bei der Verwendung von Rotationsmatrizen deren Orthogonalität $\mathbf{R}\mathbf{R}^T = \mathbf{I}$ sichergestellt werden, wobei $\mathbf{I}$ die Identitätsmatrix darstellt. Werden die Rotationen hingegen mittels Einheitsquaternionen parametrisiert, muss lediglich die numerisch einfachere Bedingung $\|\mathbf{q}\| = 1$ erfüllt werden. Diese Bedingung lässt sich beispielsweise durch eine zyklische Normierung sicherstellen, weshalb die Parametrisierung der Rotationen im Zuge der Forschungsarbeit mittels Einheitsquaternionen erfolgt. Die für die Nachvollziehbarkeit der Arbeit wesentlichen mathematischen Grundlagen in Bezug auf

die Verwendung von Quaternionen zur Parametrisierung von Rotationen sind im Anhang A4 gegeben.

Für die Kinematik des Verschiebungsfeldes werden im Rahmen der Theorie geometrisch exakter Balken die folgenden Annahmen getroffen (Meier et al. 2019):

- Die Querschnitte bleiben in der räumlichen Konfiguration eben, Verwölbungen des Querschnitts sind nicht zulässig.
- Die Querschnitte erfahren während der Verformung des Balkens keine Form- oder Größenänderung in der Ebene.
- Die Querschnitte dürfen sich lediglich als starrer Körper drehen und stehen nicht zwangsläufig senkrecht zur verformten Mittellinie $\frac{\partial \mathbf{r}(s)}{\partial s} \neq \mathbf{g}_z$ (schubweicher Balken).

Trotz dieser kinematischen Einschränkungen können mithilfe der Theorie finite Dehnungen, große Verschiebungen und Rotationen sowie Schubverformungen unter Biegebeanspruchung abgebildet werden. Hierzu werden die folgenden objektiven¹³ translatorischen Dehnungs- und rotatorischen Krümmungsmaße für den kontinuierlichen Balken definiert (Lang et al. 2011):

$$\tilde{\boldsymbol{\varepsilon}} = \mathbf{R}^\top(s) \frac{\partial \mathbf{r}(s)}{\partial s} - \tilde{\mathbf{g}}_z \quad \text{und} \quad \boldsymbol{\varepsilon} = \frac{\partial \mathbf{r}(s)}{\partial s} - \mathbf{g}_z \quad 5-1$$

$$\tilde{\boldsymbol{\kappa}} = \text{ax} \left(\mathbf{R}^\top(s) \frac{\partial \mathbf{R}(s)}{\partial s} \right) = 2 \text{Im} \left(\bar{\mathbf{q}}(s) \circ \frac{\partial \mathbf{q}(s)}{\partial s} \right) \quad 5-2$$

Der „ax()“ Operator wird verwendet, um den axialen Vektor aus einer schiefsymmetrischen Matrix zu extrahieren, die ein Kreuzprodukt darstellt:

$$\begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ v_3 \end{bmatrix} = \text{ax} \left(\begin{bmatrix} 0 & -v_3 & v_2 \\ v_3 & 0 & -v_1 \\ -v_2 & v_1 & 0 \end{bmatrix} \right) \quad 5-3$$

Der Operator $(\circ)$ bezeichnet das Quaternionenprodukt und „Im()“ den Imaginärteil der Quaternion, siehe hierzu Anhang A4. Die Komponenten von $\tilde{\boldsymbol{\varepsilon}}$ sind mit den Schubverformungen in $\tilde{\mathbf{g}}_x$ und $\tilde{\mathbf{g}}_y$ sowie den axialen Dehnungen in $\tilde{\mathbf{g}}_z$ assoziiert. Die Komponenten von $\tilde{\boldsymbol{\kappa}}$ stellen die Krümmungen infolge einer Biegung um $\tilde{\mathbf{g}}_x$ und $\tilde{\mathbf{g}}_y$ sowie die

¹³ Objektiv bedeutet in diesem Zusammenhang, dass die Dehnungs- und Krümmungsmaße gegenüber Starrkörpertranslation und -rotation invariant sind. Ein mathematischer Beweis ist beispielsweise in Herrnböck (2023) ausgeführt.

Krümmung infolge von Torsion um $\tilde{\mathbf{g}}_z$ dar. Sofern der Balken in der Referenzkonfiguration eine nicht verschwindende Ausgangsdehnung $\tilde{\epsilon}_0$ oder Ausgangskrümmung $\tilde{\kappa}_0$ aufweist, können $\tilde{\epsilon}$ und $\tilde{\kappa}$ in den Gleichungen 5-1 und 5-2 einfach durch die Terme $\tilde{\epsilon} - \tilde{\epsilon}_0$ und $\tilde{\kappa} - \tilde{\kappa}_0$ ersetzt werden.

Unter der Annahme eines homogenen hyperelastischen Materialverhaltens lassen sich die Balkenschnittgrößen in Form von Kräften und Momenten vollständig aus einer elastischen Potentialfunktion $\psi_b(\tilde{\epsilon}, \tilde{\kappa})$ ableiten, welche auch als Formänderungsenergie bezeichnet wird. Mithilfe der Potentialfunktion ergeben sich die mit den inneren Kräften assoziierten Balkenschnittgrößen $\tilde{\mathbf{n}}$ und die mit den inneren Momenten assoziierten Balkenschnittgrößen $\tilde{\mathbf{m}}$ im materiellen Bezugssystem im Allgemeinen nach den folgenden konstitutiven Gleichungen (Simo & Vu-Quoc 1986):

$$\tilde{\mathbf{n}} = \frac{\partial \psi_b(\tilde{\epsilon}, \tilde{\kappa})}{\partial \tilde{\epsilon}} \quad , \quad \tilde{\mathbf{m}} = \frac{\partial \psi_b(\tilde{\epsilon}, \tilde{\kappa})}{\partial \tilde{\kappa}}. \quad 5-4$$

Weiterhin wird ein Steifigkeitstensor $\tilde{\mathbf{C}}(\tilde{\epsilon}, \tilde{\kappa})$ eingeführt, dessen Komponenten unter Annahme eines linear-elastischen Materialverhaltens im materiellen Bezugssystem konstant sind:

$$\tilde{\mathbf{C}}(\tilde{\epsilon}, \tilde{\kappa}) = \begin{bmatrix} \frac{\partial \psi_b}{\partial \tilde{\epsilon} \partial \tilde{\epsilon}} & \frac{\partial \psi_b}{\partial \tilde{\epsilon} \partial \tilde{\kappa}} \\ \frac{\partial \psi_b}{\partial \tilde{\kappa} \partial \tilde{\epsilon}} & \frac{\partial \psi_b}{\partial \tilde{\kappa} \partial \tilde{\kappa}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tilde{\mathbf{C}}_{\epsilon\epsilon} & \tilde{\mathbf{C}}_{\epsilon\kappa} \\ \tilde{\mathbf{C}}_{\kappa\epsilon} & \tilde{\mathbf{C}}_{\kappa\kappa} \end{bmatrix} \quad 5-5$$

Im Rahmen der Theorie geometrisch exakter Balken wird in aller Regel von einer diagonalen Struktur des Steifigkeitstensors ausgegangen (Simo & Vu-Quoc 1986), was die konstitutiven Beziehungen stark vereinfacht. Die Komponenten des Steifigkeitstensors im materiellen Bezugssystem reduzieren sich in diesem Fall auf die zwei entkoppelten diagonalen Matrizen

$$\tilde{\mathbf{C}}_{\epsilon\epsilon} = \begin{bmatrix} GA_x & & \\ & GA_y & \\ & & EA \end{bmatrix} \quad \text{und} \quad \tilde{\mathbf{C}}_{\kappa\kappa} = \begin{bmatrix} EI_x & & \\ & EI_y & \\ & & GJ_T \end{bmatrix}. \quad 5-6$$

Die Komponentenmatrix $\tilde{\mathbf{C}}_{\epsilon\epsilon}$ beinhaltet die Schubsteifigkeiten GA_x und GA_y entlang der Achsen $\tilde{\mathbf{g}}_x$ und $\tilde{\mathbf{g}}_y$ sowie die axiale Zug-Drucksteifigkeit EA in Richtung der Normalen des Querschnitts $\tilde{\mathbf{g}}_z$. Die Größen E und G bezeichnen hier den Elastizitätsmodul und den Schubmodul des Materials, A die Querschnittsfläche sowie $A_x = k_x A$ und

$A_y = k_y A$ die zwei mit den Schubkorrekturfaktoren¹⁴ k_x und k_y reduzierten Querschnittsflächen. Die Komponentenmatrix $\tilde{\mathbf{C}}_{\kappa\kappa}$ setzt sich für symmetrische Querschnitte aus den Biegesteifigkeiten sowie der Torsionssteifigkeit des Querschnitts zusammen. Die Größen I_x und I_y bezeichnen die axialen Flächenträgheitsmomente des Querschnitts, während J_T die Torsionskonstante des Querschnitts darstellt. Die Berechnung der axialen Flächenträgheitsmomente sowie der Torsionskonstante für abgerundete rechteckige Querschnitte, wie sie im Rahmen der vorliegenden Arbeit zur Modellierung von Kupferflachdrähten erforderlich sind, erfolgt in Abschnitt 5.2. Die elastische potentielle Energie ψ_b des kontinuierlichen Balkens lässt sich abschließend mithilfe des Steifigkeitstensors wie folgt zusammenfassen:

$$\psi_b = \psi_\varepsilon + \psi_\kappa = \frac{1}{2} \int_0^L \tilde{\boldsymbol{\varepsilon}}^\top \tilde{\mathbf{C}}_{\varepsilon\varepsilon} \tilde{\boldsymbol{\varepsilon}} ds + \frac{1}{2} \int_0^L \tilde{\boldsymbol{\kappa}}^\top \tilde{\mathbf{C}}_{\kappa\kappa} \tilde{\boldsymbol{\kappa}} ds \quad 5-7$$

Folglich ergibt sich für die Berechnung der Balkenschnittgrößen gemäß Gleichung 5-4:

$$\tilde{\mathbf{n}} = \tilde{\mathbf{C}}_{\varepsilon\varepsilon} \tilde{\boldsymbol{\varepsilon}}, \quad \tilde{\mathbf{m}} = \tilde{\mathbf{C}}_{\kappa\kappa} \tilde{\boldsymbol{\kappa}} \quad 5-8$$

Gemäß dem Prinzip des Minimums der potentiellen Energie konservativer Systeme befindet sich der kontinuierliche Balken im statischen Gleichgewicht, wenn die Differenz der Formänderungsenergie ψ_b und der von äußeren Kräften geleisteten Arbeit ψ_{ext} ein Minimum annimmt, vgl. beispielsweise Hahn & Reck (2018):

$$\Pi = \psi_b - \psi_{\text{ext}} \stackrel{!}{=} \text{Min.} \quad 5-9$$

Die geleistete Arbeit der äußeren Kräfte für den kontinuierlichen Balken berechnet sich als Summe der geleisteten äußeren Arbeit der verallgemeinerten Volumenkräfte $\mathbf{b}_v$ und der geleisteten äußeren Arbeit der verallgemeinerten Randkräfte $\mathbf{t}_\Omega$ des Balkens nach Gleichung 5-10, wobei $\boldsymbol{\theta}(s)$ den aus $\mathbf{q}(s)$ extrahierten Rotationsvektor darstellt:

$$\psi_{\text{ext}} = \int_0^L \left(\mathbf{b}_{V_n}^\top(s) \mathbf{r}(s) + \mathbf{b}_{V_m}^\top(s) \boldsymbol{\theta}(s) \right) ds + \sum_i \left(\mathbf{t}_{\Omega_n,i}^\top \mathbf{r}_i + \mathbf{t}_{\Omega_m,i}^\top \boldsymbol{\theta}_i \right) \quad 5-10$$

¹⁴ Mithilfe der Schubkorrekturfaktoren wird die veränderte Schubfläche eines Querschnitts infolge einer Verwölbung des Querschnitts unter Querkraftschub im Vergleich zur ebenen Querschnittsfläche berücksichtigt, siehe beispielsweise Spura (2019). Für einen rechteckigen Querschnitt ergeben sich näherungsweise die Schubkorrekturfaktoren $\kappa_x = \kappa_y = 5/6$.

5.1.2 Diskretisierung des kontinuierlichen Balkens

Im Gegensatz zur üblichen FE-Formulierung kommerzieller Simulationsumgebungen erfolgt die Diskretisierung des kontinuierlichen Balkens zur Ableitung diskreter Größen im Rahmen der Forschungsarbeit zur Vereinfachung mittels finiter Differenzen und finierter Quotienten auf einem „versetzten Gitter“ nach Lang et al. (2011), siehe Abbildung 5-2. Hierbei wird die Mittellinie $\mathbf{r}(s)$ als Kette aus N linearen Segmenten mithilfe von $N + 1$ Knotenpunkten $\mathbf{x}_n$ beschrieben. Das Orientierungsfeld des Balkens wird an N diskreten Punkten mittels Einheitsquaternionen $\mathbf{q}_{n+1/2}$ beschrieben, wobei die Quaternionen versetzt zu den Knotenvektoren auf den Mittelpunkten der Segmente liegen. In diesem Sinne erlaubt der Ansatz des versetzten Gitters eine Interpretation des diskreten Balkens als eine Aneinanderreihung elastischer Stäbe, die mit geeigneten Drehfedergelenken für Biegung und Torsion verbunden sind (Lang et al. 2011, S. 295).

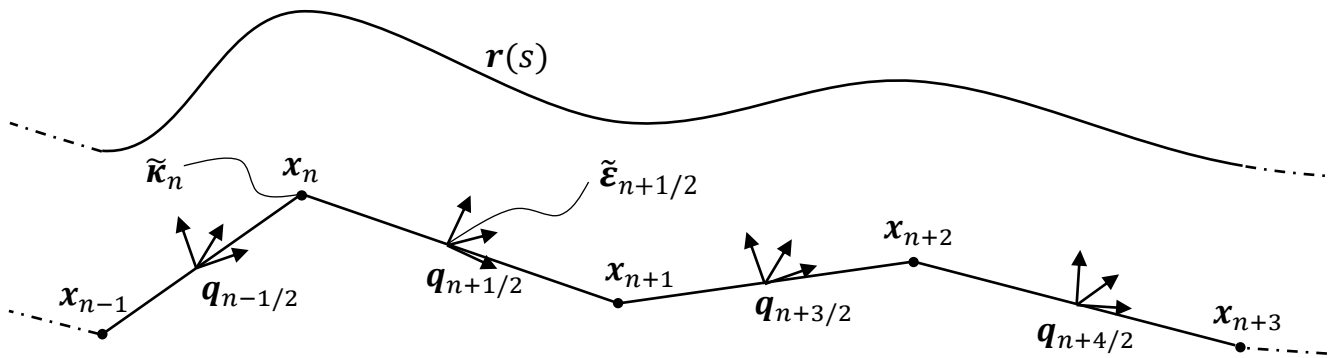


Abbildung 5-2: Diskretisierung des kontinuierlichen Balkens (oben) mit linearen Segmenten auf einem versetzten Gitter (unten)

Zur weiteren Vereinfachung wird an dieser Stelle die Annahme getroffen, dass alle diskreten Balkensegmente dieselbe Länge l_s aufweisen. Unter der genannten Voraussetzung erfolgt die Diskretisierung des Tangentenvektors mit $\frac{\partial \mathbf{r}(s)}{\partial s} \approx \frac{\mathbf{x}_{n+1} - \mathbf{x}_n}{l_s}$ sowie der daraus abgeleiteten Diskretisierung des Dehnungsmaßes im materiellen Bezugssystem gemäß der in Lang et al. (2011) dargelegten Vorgehensweise:

$$\tilde{\boldsymbol{\varepsilon}}_{n+1/2} = \mathbf{R}^\top(\mathbf{q}_{n+1/2}) \frac{\mathbf{x}_{n+1} - \mathbf{x}_n}{l_s} - \tilde{\mathbf{g}}_z \quad 5-11$$

Vom diskreten Dehnungsmaß $\tilde{\boldsymbol{\varepsilon}}_n$ ausgehend wird das mit der Schub- und Axialverformung assoziierte diskrete elastische Potential wie folgt bestimmt:

$$\hat{\psi}_\varepsilon = \frac{1}{2} l_s \sum_{n=1}^{N-1} \tilde{\boldsymbol{\varepsilon}}_{n+1/2}^\top \tilde{\mathbf{C}}_{\varepsilon\varepsilon} \tilde{\boldsymbol{\varepsilon}}_{n+1/2} \quad 5-12$$

Die vorgenommene Diskretisierung des in Quaternionen formulierten Krümmungsmaßes basiert auf dem in Lang et al. (2011) diskutierten finiten Differenzenquotienten unter Verwendung des Quaternionenprodukts:

$$\tilde{\kappa}(s_n) = 2\bar{\mathbf{q}} \circ \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial s} \Big|_{s=s_n} \approx \frac{2}{l_s} \text{Im}(\bar{\mathbf{q}}_{n-1/2} \circ \mathbf{q}_{n+1/2}) = \tilde{\kappa}_n \quad 5-13$$

Die diskretisierte Variante des elastischen Potentials für Biegung und Torsion berechnet sich mithilfe der diskreten Krümmungsmaße 5-13 wie folgt:

$$\hat{\psi}_k = \frac{1}{2} l_s \sum_{n=1}^{N-2} \tilde{\kappa}_n^T \tilde{\mathbf{C}}_{kk} \tilde{\kappa}_n \quad 5-14$$

Im Rahmen der Forschungsarbeit wird die elastostatische Lösung durch die Minimierung der diskretisierten Formulierung der gesamten potentiellen Energie 5-9 in Abhängigkeit der diskreten Knotenpunkte und Einheitsquaternionen ermittelt. Zur Lösung des Minimierungsproblems können numerische Standardverfahren zur nichtlinearen Optimierung wie gradientenbasierte Verfahren, beispielsweise das Newton- oder Quasi-Newton-Verfahren, angewandt werden (Linn & Dreßler 2017, S. 310). In Abschnitt 5.5 wird auf das im Rahmen der Forschungsarbeit verwendete Lösungsverfahren noch genauer eingegangen.

Die eingeführte diskrete Balkenformulierung ist bislang auf die Beschreibung der linear-elastischen Balkeneigenschaften beschränkt. Im nachfolgenden Abschnitt wird daher eine Erweiterung des formulierten Balkenmodells auf den elastoplastischen Fall vorgenommen.

5.1.3 Elastoplastizität in balkenspezifischen Größen

In der Kontinuumsmechanik bietet die klassische Plastizitätstheorie einen konzeptionellen Rahmen zur Modellierung von Materialien, die im Zuge einer Belastungshistorie irreversible Deformationen durchlaufen. Dabei definiert die Fließfläche die Grenze im Spannungsraum, ab der plastische Verformungen einsetzen, während die Fließregel die Richtung und das Ausmaß der plastischen Deformation beschreibt. Verfestigungsregeln beschreiben zudem die Evolution der Fließgrenze bei zunehmender plastischer Deformation, um Verfestigungs- und Entfestigungseffekte des Materials zu modellieren. Zur Lösung von Plastizitätsproblemen wird meist ein inkrementeller Ansatz verwendet, bei dem iterative Aktualisierungen der Spannungs- und Dehnungsinkremente unter konsistenter Linearisierung der konstitutiven Gleichungen erfolgen.

Konzept der inkrementellen Energieminimierung

Wie im vorherigen Abschnitt 5.1.2 dargelegt, wird im Rahmen der Forschungsarbeit die statische Lösung für den elastischen Balken nicht auf Basis der Finite-Elemente-Methode ermittelt, sondern durch die globale Minimierung der potentiellen Energie des diskretisierten Systems. Aufgrund der dissipativen Natur plastischer Deformationen kann der elastoplastische Balken allerdings nicht mehr als konservatives System betrachtet werden, weshalb das Prinzip vom Minimum der potentiellen Energie 5-9 grundsätzlich seine Gültigkeit verliert. Jedoch können das inkrementelle Randwertproblem der Elastostatik und das inkrementelle Problem der Elastoplastizität als inkrementelles Energieminimierungsproblem formuliert werden (vgl. Nodargi et al. 2014; Scalet & Auricchio 2018). Das daraus abgeleitete Konzept der inkrementellen Energieminimierung für plastische Deformationen basiert auf der Ermittlung des Verformungswegs, der die gesamte inkrementelle Energie des Systems minimiert (vgl. Scalet & Auricchio 2018). Das im Kontext der Kontinuumsmechanik häufig formulierte Konzept lässt sich auf den elastoplastischen Balken anwenden, wobei zur Berechnung der inkrementellen Gesamtenergie zum Betrachtungspunkt $t^{(i)}$ die Bestimmung der über den Balken integrierten inkrementellen plastischen Dissipationsleistung $\Delta \mathcal{D}_{\text{pl}}^{(i)}$ erforderlich ist. Das Integral der plastischen Dissipationsleistung beschreibt die Energie, die während der plastischen Deformation in Form von Wärme dissipiert und zu irreversiblen Veränderungen der Materialstruktur führt. Das inkrementelle Minimierungsproblem für den elastoplastischen Balken lässt sich zusammenfassend wie folgt darstellen:

$$\psi_{\varepsilon}^{(i)} + \psi_{\kappa}^{(i)} + \int_0^L \Delta \mathcal{D}_{\text{pl}}^{(i)} ds - \psi_{\text{ext}}^{(i)} \stackrel{!}{=} \text{Min.} \quad 5-15$$

Die Minimierung der inkrementellen Gesamtenergie zur Berechnung der statischen Lösung des elastoplastischen Balkens kann wie bereits für den elastischen Balken mit nichtlinearen Optimierungsverfahren erfolgen. Nachfolgend wird die Modellierung des elastoplastischen Verhaltens in balkenspezifischen Größen beschrieben, welche eine Bestimmung der inkrementellen plastischen Dissipationsleistung erlaubt.

Vereinfachungen der Plastizitätsmodellierung

Im Allgemeinen kann die Plastizitätstheorie kleiner und finiter Verformungen aus der Kontinuumsmechanik zur Modellierung der Kinematik und des konstitutiven Verhaltens auf elastoplastische Balken übertragen werden (Herrnböck 2023). Wie bereits im Stand

der Forschung dargelegt (vgl. Abschnitt 2.4.2), besteht die Herausforderung in der Formulierung der Fließgrenzen sowie der Beschreibung des Verfestigungsverhaltens in balkenspezifischen Größen, d. h. in Schnittkräften und -momenten (Herrnböck 2023; Vinayak et al. 2023). Bisher wurden nur wenige Arbeiten zur direkten Modellierung von geometrisch exakten Balken mit elastoplastischen Materialverhalten in balkenspezifischen Größen publiziert (Vinayak et al. 2023). In frühen Forschungsarbeiten wurden auf Basis eingeschränkter Analysetechniken Fließflächen in balkenspezifischen Größen für ausgewählte Sonderfälle unter Annahme vollplastischer Querschnitte untersucht, u. a. für Balken mit rechteckiger Querschnittsfläche (vgl. Drucker 1956; Duan & Chen 1990; Neal 1961). Erst in der jüngeren Vergangenheit wurden numerische Vorgehensweisen zur Bestimmung der Fließflächen für beliebige Querschnitte unter Berücksichtigung mehrachsiger Belastungszustände erarbeitet, welche auf einer Lösung des Querschnittsproblems für ausgewählte Belastungskombinationen mittels FEM und einer Approximation von diskreten Punkten der resultierenden Fließfläche mit impliziten Modellfunktionen basieren (vgl. Herrnböck et al. 2021; Vinayak et al. 2023).

Aufgrund der bestehenden Fragestellungen im Stand der Forschung wurde die Modellierung des elastoplastischen Balkens zu Beginn der Forschungsarbeit zunächst komponentenweise unabhängig vorgenommen. Hierbei erfolgt keine Interaktion zwischen den Biege- und Torsionsmomenten bei mehrachsiger Belastung in Bezug auf den Beginn und die Evolution plastischen Fließens. Eine phänomenologische Abhängigkeit der elastoplastischen Balkenschnittmomente wurde erst im späteren Verlauf in Form einer mehrdimensionalen Fließfläche unter Vernachlässigung der Einflüsse von Axial- und Schubkräften eingeführt. Zudem wurden weitere Vereinfachungen getroffen:

1. Ausgehend von der Beobachtung, dass beim Aufweiten und Twisten von Kupferflachdrähten in Bezug auf die Balkenschnittgrößen insbesondere Biege- und Torsionsbeanspruchungen auftreten und Axial- und Schubbeanspruchungen verhältnismäßig gering sind, wird das elastoplastische Verhalten lediglich für Biegung und Torsion modelliert. Eine nach Belastung verbleibende axiale Längung oder Stauchung des Flachdrahts wird somit nicht abgebildet.
2. Mit derselben Begründung wird der Einfluss der mit den inneren Kräften assoziierten Balkenschnittgrößen $\tilde{\mathbf{n}}$ auf die Fließfläche Φ vernachlässigt, daher $\tilde{\mathbf{m}} \mapsto \Phi(\tilde{\mathbf{m}}) \in \mathbb{R}^3$. Dies impliziert unter anderem, dass eine axiale Vorspannung des Balkens keinen Einfluss auf den Fließbeginn bei Biege- oder Torsionsbelastung nimmt.

3. Abschließend wird die Formulierung dahingehend vereinfacht, dass die Evolution der Fließgrenze komponentenweise unabhängig erfolgt. Die aus einer Biegebelastung resultierende Verfestigung des Querschnitts erhöht somit das zum erneuten Fließbeginn erforderliche Biegemoment, ändert beispielsweise jedoch nicht das erforderliche Moment zur Initiierung plastischen Fließens infolge einer Torsionsbelastung.

Die Gesamtdeformation elastoplastischer Materialien lässt sich im Rahmen der klassischen Plastizitätstheorie unter Annahme kleiner Verformung additiv zerlegen (vgl. J. C. Simo, T. J. R. Hughes 1998, S. 76). Analog kann eine additive Zerlegung der elastischen und plastischen Anteile der Dehnungs- und Krümmungsmaße elastoplastischer Balken angenommen werden (Herrnböck 2023, S. 27 f.):

$$\tilde{\boldsymbol{\varepsilon}} = \tilde{\boldsymbol{\varepsilon}}_{\text{el}} + \tilde{\boldsymbol{\varepsilon}}_{\text{pl}} \quad , \quad \tilde{\boldsymbol{\kappa}} = \tilde{\boldsymbol{\kappa}}_{\text{el}} + \tilde{\boldsymbol{\kappa}}_{\text{pl}} \quad 5-16$$

Unter Berücksichtigung der Vernachlässigung plastischer Axial- und Schubverformungen gilt jedoch im Folgenden $\tilde{\boldsymbol{\varepsilon}}_{\text{pl}} = \mathbf{0}$. Die plastische Krümmung $\tilde{\boldsymbol{\kappa}}_{\text{pl}}$ stellt die bleibende Balkenkrümmung dar, die nach dem Entfernen der Last dauerhaft zurückbleibt. Ihre Entstehung ist auf eine Überschreitung der Streckgrenze im Material zurückzuführen bzw. der Fließmomente des Balkens.

Im Folgenden wird eine komponentenweise unabhängige Modellierung der plastischen Biegungen und Torsion vorgenommen, wobei auf eine thermodynamische Herleitung des Konstitutivgesetzes, ausgehend von einem plastischen Energiepotential, verzichtet wird. Um die Lesbarkeit der nachfolgenden Ausführungen zu vereinfachen, wird auf eine Indizierung der einzelnen Komponenten durch $(\)_i$ mit $i \in \{x, y, z\}$ der eingeführten Größen verzichtet und eine skalare Schreibweise verwendet.

Einachsige plastische Biegung und Torsion

Das elastoplastische Verhalten eines Balkens bei einachsiger Biege- oder Torsionsbeanspruchung kann in balkenspezifischen Größen über eine nichtlineare Momenten-Krümmungs-Beziehung beschrieben werden (vgl. Abbildung 5-3, links). Bei einer zunehmenden Krümmung infolge mechanischer Belastung verhält sich der Balken im Bereich zwischen den Punkten A und B zunächst vollständig linear-elastisch – daher unterhalb der initialen Fließgrenze, die durch das initiale Fließmoment $\tilde{m}_{\text{yield}}^{(0)}$ gekennzeichnet ist. Bei Überschreiten des Fließmoments kommt es zuerst zu einer plastischen Verformung des Materials im Randbereich des Querschnitts, die sich im weiteren Verlauf

komponentenweise unabhängigen plastischen Biegungen und Torsion eines Balkens mit abgerundetem rechteckigem Querschnitt erfolgt in Abschnitt 5.3.

Mithilfe der Momenten-Krümmungs-Beziehung sowie auf Basis der in Abbildung 5-3 eingeführten Größen lässt sich die im Rahmen einer plastischen Deformation erbrachte Arbeitsleistung (plastische Dissipationsleistung) des elastoplastischen Balkens in inkrementeller Form über Gleichung 5-18 ausdrücken:

$$\Delta \mathcal{D}_{\text{pl}} = \frac{1}{2} \tilde{\kappa}_{\text{yield}} \tilde{m}_{\text{yield}} + \Delta \xi \tilde{m}_{\text{yield}} + \int_{\xi^i}^{\xi^{(i)} + \Delta \xi} Y_{\text{ep}}(\xi) d\xi - \frac{1}{2} \tilde{\kappa}_{\text{el}}^{(i+1)} \tilde{m}_{\text{pl,cor}} \quad 5-18$$

Die für die plastische Deformation inkrementell erbrachte Arbeitsleistung ist in Abbildung 5-3 rechts als grau schraffierte Fläche eingezeichnet. Zur Bestimmung der in Gleichung 5-18 zunächst unbekannten Größen des komponentenweisen Modells kann die nachfolgend beschriebene Vorgehensweise auf Basis der geometrischen Beziehungen in Abbildung 5-3 abgeleitet werden, um daraus die plastische Dissipationsleistung im Rahmen der globalen Minimierung der inkrementellen Gesamtenergie zu berechnen.

Die Aktualisierung des elastoplastischen Zustands erfolgt in der vorliegenden Balkenformulierung auf Basis der Krümmungsmaße. Im Rahmen eines Lastinkrements $\Delta t = t^{(i+1)} - t^{(i)}$ sind die Variablen im aktuellen Betrachtungspunkt $\{\tilde{\kappa}_{\text{pl}}^{(i+1)}, \xi^{(i+1)}, \tilde{m}^{(i+1)}, \beta^{(i+1)}\}$ Funktionen der Variablen des vorherigen Betrachtungspunkts $\{\tilde{\kappa}_{\text{pl}}^{(i)}, \xi^{(i)}, \tilde{m}^{(i)}, \beta^{(i)}\}$ sowie des aktuellen Krümmungsinkrements $\Delta \tilde{\kappa}$. Ausgehend von der Annahme, dass die Gesamtkrümmung $\tilde{\kappa}^{(i)}$, die plastische Krümmung $\tilde{\kappa}_{\text{pl}}^{(i)}$ und die inneren Variablen $\xi^{(i)}$ des vorherigen Betrachtungspunkts $t^{(i)}$ bekannt sind, wird für ein vorgegebenes Krümmungsinkrement $\Delta \tilde{\kappa}$ zunächst ein elastischer Prädiktor $\tilde{m}_{\text{el,pred}}$ für das Schnittmoment zum aktuellen Betrachtungspunkt $t^{(i+1)}$ berechnet:

$$\tilde{\kappa}^{(i+1)} = \tilde{\kappa}^{(i)} + \Delta \tilde{\kappa} \quad , \quad \tilde{\kappa}_{\text{el,pred}} = \tilde{\kappa}^{(i+1)} - \tilde{\kappa}_{\text{pl}}^{(i)} \quad , \quad \tilde{m}_{\text{el,pred}} = \tilde{C}_{\kappa\kappa} \tilde{\kappa}_{\text{el,pred}} \quad 5-19$$

Bei einachsiger Belastung lässt sich das Fließmoment zu Beginn des aktuellen Lastinkrements $\tilde{m}_{\text{yield}}$ mithilfe der zu der inneren Variablen zugehörigen Verfestigungsschnittgröße $\beta^{(i)} = Y_{\text{ep}}(\xi^{(i)})$ berechnen, wobei diese phänomenologisch in einen isotropen $\beta_{\text{iso}}^{(i)}$ und kinematischen Anteil $\beta_{\text{kin}}^{(i)}$ aufgeteilt werden kann:

$$\tilde{m}_{\text{yield}} = s_{\text{m}} k_{\text{load}} \left(m_{\text{yield}}^{(0)} + \beta_{\text{iso}}^{(i)} \right) + \beta_{\text{kin}}^{(i)} \quad 5-20$$

Hierbei bezeichnet $s_m = \text{sign}(\tilde{m}_{\text{el,pred}} - \beta_{\text{kin}}^{(i)})$ das Vorzeichen der aktuellen skalaren Fließgrenze und k_{load} einen Skalierungsfaktor, welcher für das komponentenweise unabhängige Modell einen Wert von Eins annimmt und daher vorerst vernachlässigt werden kann. Im Fall einer plastischen Verformung lässt sich das Inkrement der inneren Variablen $\Delta\xi$ wie folgt bestimmen:

$$\begin{aligned}\tilde{\kappa}_{\text{yield}} &= \tilde{S}_{\text{kk}} \tilde{m}_{\text{yield}} \\ \Delta\xi &= \max(s_m(\tilde{\kappa}_{\text{el,pred}} - \tilde{\kappa}_{\text{yield}}), 0)\end{aligned}\tag{5-21}$$

Die Größe $\tilde{S}_{\text{kk}}$ bezeichnet die entsprechende Komponente des inversen Steifigkeitstensors. Mithilfe des Krümmungsinkrements lässt sich das Inkrement der Verfestigungsschnittgröße nach den Gleichungen 5-22, 5-23 und 5-24 berechnen,

$$\xi^{(i+1)} = \xi^{(i)} + \Delta\xi\tag{5-22}$$

$$\beta^{(i+1)} = Y_{\text{ep}}(\xi^{(i+1)})\tag{5-23}$$

$$\Delta\beta = \beta^{(i+1)} - \beta^{(i)}\tag{5-24}$$

woraus sich das korrigierte Schnittmoment nach Gleichung 5-25 bestimmen lässt:

$$\tilde{m}_{\text{pl,cor}} = s_m(m_{\text{yield}}^{(0)} + \beta_{\text{iso}}^{(i)} + k_{\text{load}}\Delta\beta) + \beta_{\text{kin}}^{(i)}\tag{5-25}$$

Im Rahmen der komponentenweise unabhängigen Modellierung des plastischen Verhaltens wird eine Fließbedingung 5-26 eingeführt, welche den Beginn plastischen Fließens beschreibt und die Bestimmung des Schnittmoments zum aktuellen Betrachtungspunkt $t^{(i+1)}$ erlaubt:

$$\tilde{m}^{(i+1)} = \begin{cases} \tilde{m}_{\text{el,pred}} & |\tilde{m}_{\text{el,pred}} - \beta_{\text{kin}}^{(i)}| \leq k_{\text{load}}(m_{\text{yield}}^{(0)} + \beta_{\text{iso}}^{(i)}) \\ \tilde{m}_{\text{pl,cor}} & \text{ansonsten} \end{cases}\tag{5-26}$$

Die Fließbedingung lässt sich auch bei zyklischer Beanspruchung anwenden, wie im Abschnitt 5.6.2 noch gezeigt wird. Mithilfe des aktualisierten Schnittmoments $\tilde{m}^{(i+1)}$ können die aktuelle elastische Krümmung $\tilde{\kappa}_{\text{el}}^{(i+1)} = \tilde{S}_{\text{kk}} \tilde{m}^{(i+1)}$ sowie die aktuelle plastische Krümmung $\tilde{\kappa}_{\text{pl}}^{(i+1)} = \tilde{\kappa}^{(i+1)} - \tilde{\kappa}_{\text{el}}^{(i+1)}$ bestimmt werden. Neben der Aktualisierung der inneren Variablen $\xi^{(i+1)}$ nach Gleichung 5-22 muss abschließend der isotrope und kinematische Anteil der Verfestigungsschnittgröße bestimmt werden, welche die Ausdehnung und Verschiebung der Fließgrenze im Zuge der plastischen Deformation beschrei-

ben. Im Rahmen der Forschungsarbeit wird das Verhältnis von isotroper und kinematischer Evolution der Fließgrenze über den folgenden linearen Zusammenhang abgebildet:

$$\begin{aligned}\beta_{\text{kin}}^{(i+1)} &= \beta_{\text{kin}}^{(i)} + s_m(1 - t_\beta)\Delta\beta \\ \beta_{\text{iso}}^{(i+1)} &= \beta_{\text{iso}}^{(i)} + t_\beta\Delta\beta\end{aligned}\tag{5-27}$$

Hierbei wird das Verhältnis durch den konstanten empirischen Faktor t_β im Wertebereich $[0,1]$ gesteuert.

Mehrachsig gekoppelte plastische Biegung und Torsion

Die bis hierhin komponentenweise unabhängige Modellierung der plastischen Biegungen und Torsion ist zwar in sich thermodynamisch konsistent, d. h. die Energiebilanz, die Clausius-Duhem-Ungleichung¹⁵ und die entsprechenden Belastungs- und Entlastungsbedingungen werden in jedem Lastinkrement erfüllt, das entkoppelte Modell spiegelt die in der Realität nicht unabhängigen plastischen Schnittmomente als integrale Größen der Querschnittsdeformation jedoch nur unzureichend wider. Um die Abhängigkeiten der Fließmomente bei mehrachsiger Belastung genauer zu modellieren, wird für die komponentenweise Kopplung der plastischen Größen in Anlehnung an Herrnböck et al. (2021) eine konvexe Fließfläche in balkenspezifischen Größen definiert und um die bereits eingeführten Verfestigungsschnittgrößen erweitert:

$$\Phi(\tilde{\mathbf{m}}) = \left| \frac{\tilde{m}_x - \beta_{\text{kin},x}}{\tilde{m}_{\text{yield},x}^{(0)} + \beta_{\text{iso},x}} \right|^{\zeta_x} + \left| \frac{\tilde{m}_y - \beta_{\text{kin},y}}{\tilde{m}_{\text{yield},y}^{(0)} + \beta_{\text{iso},y}} \right|^{\zeta_y} + \left| \frac{\tilde{m}_z - \beta_{\text{kin},z}}{\tilde{m}_{\text{yield},z}^{(0)} + \beta_{\text{iso},z}} \right|^{\zeta_z} - 1 = 0 \tag{5-28}$$

Damit die Konvexität der Funktion $\Phi(\tilde{\mathbf{m}})$ sichergestellt ist, sind die querschnittsspezifischen Parameter ζ_x , ζ_y und ζ_z größer gleich eins zu wählen. Aufgrund der vorgenommenen Kopplung lassen sich die gesuchten Größen im Betrachtungspunkt $t^{(i+1)}$ nicht mehr komponentenweise analytisch und unabhängig voneinander bestimmen. In der klassischen inkrementellen Plastizitätstheorie der Kontinuumsmechanik (J. C. Simo, T. J. R. Hughes 1998) sowie im Rahmen der übertragenen Vorgehensweise auf elasto-plastische Balken (Herrnböck 2023) erfolgt die thermodynamisch konsistente Aktualisierung der plastischen Größen daher durch eine iterative Rückprojektion der lokalen Spannungszustände bzw. Schnittmomente auf die Fließfläche in jedem geometrischen

¹⁵ spezielle Formulierung des 2. Hauptsatzes der Thermodynamik im Kontext der Kontinuumsmechanik

Integrationspunkt und in jeder Iteration des globalen Lösungsverfahrens. Um sowohl die rechenintensive iterative Rückprojektion innerhalb der Iterationen des globalen Optimierungsverfahrens zu umgehen, als auch die mit der Kopplung einhergehende, aufwändige Berechnung konsistenter Gradienten zu vermeiden, wurde stattdessen ein alternativer phänomenologischer Ansatz zur Ermittlung zulässiger physikalischer Zustände im Zuge plastischer Deformationen entwickelt, der eine hinreichend genaue Approximation des klassischen Vorgehens ermöglicht. Die wesentlichen Schritte des Ansatzes werden im Folgenden zusammenfassend beschrieben:

Zur Ermittlung eines zulässigen physikalischen Zustands im Zuge eines vorgegebenen Lastinkrements mit elastisch-plastischen Deformationen des Balkens wird im ersten Schritt ein initialer Gleichgewichtszustand des Systems durch die Minimierung der inkrementellen Gesamtenergie berechnet, wobei die plastische Dissipationsleistung komponentenweise auf Basis des entkoppelten elastoplastischen Modells bestimmt wird. Die in den Gleichungen 5-20, 5-25 und 5-26 eingeführten Skalierungsfaktoren $k_{\text{load},x}$, $k_{\text{load},y}$ und $k_{\text{load},z}$ werden dabei zunächst auf dem Wert Eins belassen. Wichtig ist, dass als Fließbedingung weiterhin die entkoppelte komponentenweise Formulierung nach Gleichung 5-26 verwendet wird. Es wird nun angenommen, dass sich der initiale Gleichgewichtszustand im Rahmen der inkrementellen Lastzunahme aufgrund der Berücksichtigung der entkoppelten nichtlinearen elastoplastischen Momenten-Krümmungs-Beziehungen bereits in der Nähe der realen Lösung des gekoppelten Modells befindet.

Um das Verhalten reduzierter Fließmomente bzw. zusätzlicher Energiedissipation aufgrund mehrachsiger Biegungen und Torsion phänomenologisch zu erfassen, wird im zweiten Schritt der im initialen Gleichgewichtszustand resultierende elastische Prädiktor $\tilde{\mathbf{m}}_{\text{el,pred}}^{(0)}$ auf die gekoppelte Fließfläche 5-28 projiziert, welche auf Basis der Verfestigungsschnittgrößen zum vorherigen Betrachtungspunkt $t^{(i)}$ formuliert ist. Falls sich der elastische Prädiktor im initialen Gleichgewichtszustand außerhalb der Fließfläche befindet, werden modifizierte Skalierungsfaktoren durch eine komponentenweise Normierung des projizierten elastischen Prädiktors $\tilde{\mathbf{m}}_{\text{proj}}$ nach Gleichung 5-29 berechnet:

$$k_{\text{load},k} = \frac{|\tilde{m}_{\text{proj},k} - \beta_{\text{kin},k}^{(i)}|}{\tilde{m}_{\text{yield},k}^{(0)} + \beta_{\text{iso},k}^{(i)}} \leq 1 \quad , \quad k \in \{x, y, z\}. \quad 5-29$$

Im dritten Schritt werden die Momenten-Krümmungs-Beziehungen mithilfe der korrigierten Lastfaktoren skaliert und eine explizite Aktualisierung der resultierenden plastischen Krümmungen, Momente, inneren Variablen sowie Verfestigungsschnittgrößen zur Berücksichtigung des mehrachsigen Belastungszustands durchgeführt. Da sich das System nach der Aktualisierung nicht mehr zwangsläufig im statischen Gleichgewicht befindet, werden die Skalierungsfaktoren nachfolgend wieder auf Eins zurückgesetzt und das beschriebene Vorgehen mehrmals iteriert, bis das System keine weitere Änderung mehr erfährt und ein Gleichgewichtszustand vorliegt. Dies ist in der Regel nach wenigen Iterationen der Fall. Da die expliziten Aktualisierungen im Wechsel mit der globalen Minimierung der inkrementellen Gesamtenergie erfolgen, wird zum einen der Berechnungsaufwand deutlich reduziert und zum anderen eine numerisch stabilere gradientenbasierte Optimierung ermöglicht. Darüber hinaus kann bei der mehrfachen Berechnung des Gleichgewichtszustands im Rahmen der globalen Minimierung, die bei Anwendung eines Quasi-Newton-Verfahrens approximierte Hesse-Matrix wiederverwendet werden, sodass die Gleichgewichtszustände effizienter berechnet werden können.

5.2 Bestimmung der elastischen Querschnittseigenschaften

Im Rahmen der klassischen linearen Elastizitätstheorie für isotrope, homogene, schlanke, prismatische Balken wird der geometrieabhängige Teil der Biege- und Torsionssteifigkeit über die Flächenträgheitsmomente des betrachteten Querschnitts ausgedrückt. Für Flachdrähte mit einem näherungsweise abgerundeten rechteckigen Kupferquerschnitt mit Breite b_c , Höhe h_c und Eckradius r_c lassen sich die axialen Flächenträgheitsmomente mithilfe der Gleichungen 5-30 und 5-31 berechnen (Wirth & Fleischer 2019).

$$I_x = \int y^2 dA = \frac{1}{12} ((-12\pi + 40)b_c r_c^3 + 3(\pi - 4)b_c^2 r_c^2 + (15\pi - 48)r_c^4 + h_c b_c^3) \quad 5-30$$

$$I_y = \int x^2 dA = \frac{1}{12} ((-12\pi + 40)h_c r_c^3 + 3(\pi - 4)h_c^2 r_c^2 + (15\pi - 48)r_c^4 + b_c h_c^3) \quad 5-31$$

Weiterhin können die axialen Widerstandsmomente als Maß gegen plastische Verformung mittels der axialen Flächenträgheitsmomente wie folgt ausgedrückt werden:

$$W_x = \frac{2}{h_c} I_x \quad , \quad W_y = \frac{2}{b_c} I_y \quad 5-32$$

Im Allgemeinen ergibt sich aus der Summe der axialen Flächenträgheitsmomente das polare Flächenträgheitsmoment, welches den geometrieabhängigen Teil der Torsionssteifigkeit kreisförmiger Querschnitte beschreibt. Bei der Analyse von Balken mit nicht-kreisförmigen Querschnitten ist jedoch zu beachten, dass sich die Querschnitte unter Torsionsbelastung entlang der Längsachse des Balkens verwölben, weshalb das polare Flächenträgheitsmoment die Torsionssteifigkeit im Normalfall deutlich überschätzt. Um den Einfluss der Verwölbung zu kompensieren, wird das polare Flächenträgheitsmoment für die Analyse nicht-kreisförmiger Querschnitte daher im Allgemeinen durch eine angepasste Torsionskonstante ersetzt.

Numerische Bestimmung der elastischen Torsionseigenschaften

Das Torsionsverhalten von homogenen, prismatischen Stäben mit nicht-kreisförmigem Querschnitt stellt ein grundlegendes Problem der Elastizitätstheorie dar, welches als Saint-Venant-Torsionstheorie¹⁶ bezeichnet wird (Bhaskar & Varadan 2023). Um die Analyse der infolge der Torsion induzierten Schubspannungsverteilung unter Einhaltung der Randbedingung einer spannungsfreien Oberfläche in solchen Stäben zu vereinfachen, kann die Prandtl-Spannungsfunktion¹⁷ $\psi_P(x, y)$ verwendet werden. Diese Funktion erfüllt die Randbedingung per Definition und transformiert die komplexe Problemstellung zur Bestimmung der Schubspannungsverteilung in die Lösung einer einzelnen Poisson-Gleichung 5-33:

$$\frac{\partial^2 \psi_P(x, y)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi_P(x, y)}{\partial y^2} = -2G\theta_T \quad \text{mit} \quad \psi_P(x, y) = 0 \quad \text{auf} \quad \Gamma . \quad 5-33$$

Hierbei stellt G den Schubmodul, θ_T die Torsionsrate pro Längeneinheit und Γ den Rand des betrachteten Querschnitts dar. Die Schubspannungen τ_{xz} und τ_{yz} werden aus der Prandtl-Spannungsfunktion wie folgt formell abgeleitet:

$$\tau_{xz} = \frac{\partial \psi_P(x, y)}{\partial y} , \quad \tau_{yz} = -\frac{\partial \psi_P(x, y)}{\partial x} \quad 5-34$$

¹⁶ Die Theorie der gleichmäßigen Torsion von Saint-Venant besagt, dass lediglich zwei Schubspannungen im Belastungszustand ungleich Null sind. Die Achse des Stabs bleibt im Rahmen der Torsionsbelastung gerade, während die Querschnittsverformung unabhängig von der Position des Querschnitts ist, vgl. Adhémar Jean Claude Barré de Saint-Venant (1855; 1865).

¹⁷ Die Prandtl-Spannungsfunktion ist nach Ludwig Prandtl benannt, einem bekannten deutschen Physiker und Ingenieur. Prandtl leistete bedeutende Beiträge zur Strömungsmechanik und Elastizitätstheorie, u. a. zum Verständnis der Spannungsverteilung in tordierten Stäben durch seine Membrananalogie, vgl. Ludwig Prandtl (1903).

In Abbildung 5-4 ist beispielhaft die Schubspannungsverteilung infolge von Torsion für einen abgerundeten rechteckigen Querschnitt dargestellt.

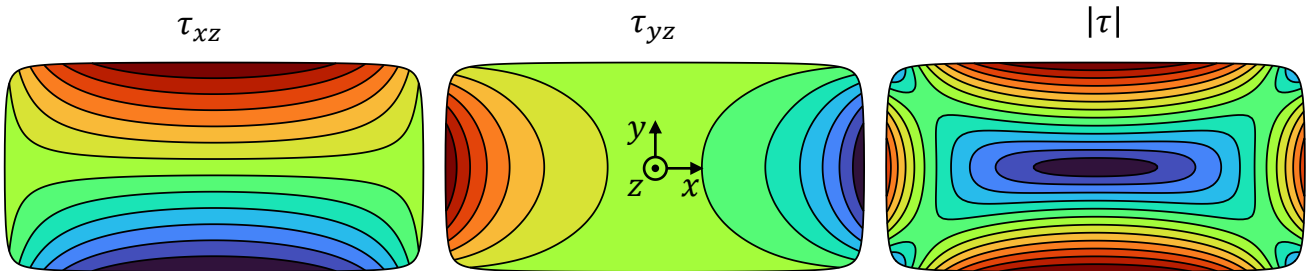


Abbildung 5-4: Numerisch bestimmte Schubspannungsverteilung infolge von Torsion für einen abgerundeten rechteckigen Querschnitt

Die Torsionskonstante J_T , als Maß für den Widerstand der Querschnittsfläche A gegen Torsion, kann mithilfe der Prandtl-Spannungsfunktion wie folgt berechnet werden:

$$J_T = \frac{M_T}{G\theta_T} = \frac{2 \iint_A \psi_P(x, y) dx dy}{G\theta_T} \quad 5-35$$

Zusätzlich wird das Torsionswiderstandsmoment W_T , welches sich auf die maximale Schubspannung $\tau_{\max}$ im Querschnitt bezieht, wie folgt definiert:

$$W_T = \frac{J_T}{r_{\tau_{\max}}} \quad 5-36$$

Hierbei bezeichnet $r_{\tau_{\max}}$ den radialen Abstand vom Mittelpunkt des Querschnitts zum Punkt mit der maximal auftretenden Schubspannung.

Analytische geschlossene Lösungen der Prandtl-Spannungsfunktion existieren nur für wenige geometrische Sonderfälle, beispielsweise Kreise, Ellipsen, Rechtecke und gleichseitige Dreiecke (Mindlin 1975). Da keine analytische Lösung für abgerundete rechteckige Querschnitte bekannt ist, erfolgt die Berechnung der Torsionskonstante sowie des polaren Widerstandsmoments im Rahmen der Forschungsarbeit numerisch nach dem in Wang (2013, 2014) beschriebenen Näherungsverfahren. Das Verfahren erlaubt die effiziente Bestimmung der Torsionskonstante für nicht-kreisförmige Querschnitte, sofern deren Querschnittsformen durch Homotopiefunktionen¹⁸ ausgedrückt

¹⁸ Als Homotopie wird eine Abbildung $H(x, t)$ mit $t \in [0, 1]$ zwischen zwei Funktionen $f(x)$ und $g(x)$ bezeichnet, die $f(x) = H(x, 0)$ kontinuierlich in $g(x) = H(x, 1)$ überführt. Im Rahmen der Forschungsarbeit erfolgt eine Approximation der abgerundeten rechteckigen Querschnittsfläche durch Homotopiefunktionen, welche einen elliptischen Querschnitt in einen rechteckigen Querschnitt überführen.

werden können. Als Homotopiefunktionen $H(x, y)$ für abgerundete rechteckige Querschnitte lassen sich beispielsweise Superellipsen oder die FG-Squire-Funktion nach M. Fernández Guasti (1992) verwenden, siehe Abbildung 5-5. Obgleich Superellipsen den Querschnitt etwas besser approximieren, ist die FG-Squire-Funktion aufgrund der Beschränktheit des Formparameters s_{FG} auf das Intervall $[0, 1]$ numerisch deutlich günstiger und wird deshalb im Rahmen der Forschungsarbeit verwendet.

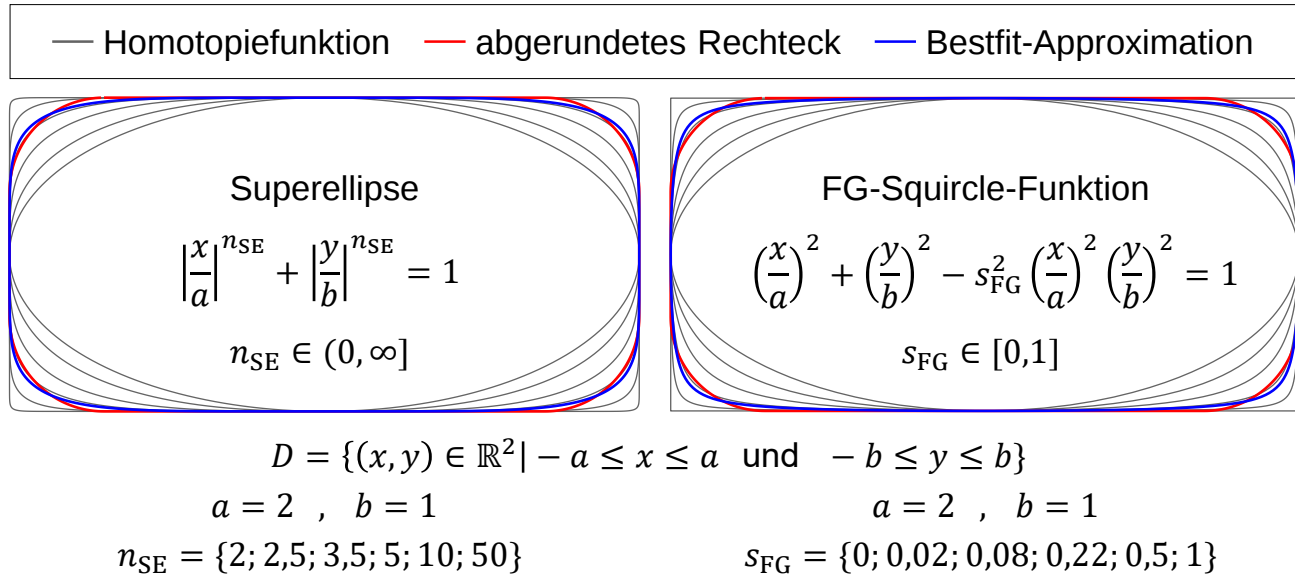


Abbildung 5-5: Abgerundeter rechteckiger Querschnitt mit den Abmessungen 4×2 und einem Kantenradius von 0,5 sowie dessen Bestfit-Approximationen mithilfe von Homotopiefunktionen

Zur numerischen Lösung wird die Prandtl-Spannungsfunktion durch eine unendliche Reihe $\psi_P(x, y) = \sum c_{\Phi_i} \Phi_i(x, y)$ ausgedrückt, deren Koeffizienten c_{Φ_i} mithilfe des Rayleigh-Ritzschen Variationsverfahrens bestimmt werden. Hierbei bezeichnet $\{\Phi_i\} = H(x, y)\{1, x, y, x^2, xy, y^2, \dots\}$ die Menge vollständiger Polynome (Ritz-Funktionen). Aufgrund der Symmetrie des hier betrachteten Querschnitts müssen lediglich die geraden Potenzen der Polynome ausgewertet werden. Das Verfahren konvergiert bereits mit 10 Polynomtermen auf eine Genauigkeit von mindesten vier Stellen. Des Weiteren zeigt sich, dass die mittels des Näherungsverfahrens berechneten Torsionskonstanten elliptischer und rechteckiger Querschnitte als Grenzwerte der Homotopiefunktionen bis auf numerische Ungenauigkeiten mit den analytischen Lösungen übereinstimmen. (Wang 2013)

5.3 Bestimmung der plastischen Querschnittseigenschaften

Zur vollständigen Parametrisierung des in balkenspezifischen Größen formulierten Plastizitätsmodells müssen die initialen Fließmomente, die Fließflächenexponenten, die Faktoren zur Aufteilung der kinematischen und isotropen Evolution der Verfestigungsvariablen sowie die Momenten-Krümmungs-Beziehungen für einachsige monoton zunehmende Biege- und Torsionsbeanspruchungen in Abhängigkeit des Werkstoffverhaltens sowie der Querschnittsgeometrie bestimmt werden. Die initialen Fließmomente lassen sich auf Basis der Widerstandsmomente des Querschnitts W_i sowie der elastischen Streckgrenze des Werkstoffs R_e nach Gleichung 5-37 berechnen.

$$\tilde{m}_{\text{yield},i}^{(0)} = \left\{ R_e W_x, R_e W_y, \frac{R_e}{\sqrt{3}} W_T \right\} \quad 5-37$$

Zur numerischen Bestimmung der Fließflächenexponenten für beliebige Querschnittsgeometrien kann darüber hinaus das Verfahren nach Herrnböck et al. (2021) verwendet werden. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden die Fließflächenexponenten jedoch anhand der zur Modellverifikation durchgeführten FE-Analysen empirisch bestimmt. Die Faktoren zur Aufteilung der kinematischen und isotropen Evolution der Verfestigungsvariablen wurden auf ähnliche Weise einmalig empirisch bestimmt (vgl. Abschnitt 5.6.2), da keine größeren Abhängigkeiten vom Werkstoffverhalten sowie der Querschnittsgeometrie für die im Rahmen der Arbeit betrachteten Flachdrähte festgestellt werden konnten. Als wesentlicher Bestandteil des formulierten elastoplastischen Balkenmodells müssen abschließend die Momenten-Krümmungs-Beziehungen bestimmt werden. Das nachfolgend beschriebene Vorgehen basiert auf der Annahme starrer Balkenquerschnitte unter Vernachlässigung der Verwölbung des Querschnitts, was im Allgemeinen zu einem Fehler in der Balkenbeschreibung führt (Herrnböck 2023). Jedoch haben die geometriespezifischen Effekte der verwölbten Querschnitte keinen wesentlichen Einfluss auf die Balkenschnittgrößen, sofern die balkenspezifischen Dehnungen und Krümmungen klein bleiben. Gemäß Herrnböck (2023, S. 68) können Krümmungen unter $0,25 \text{ mm}^{-1}$ als hinreichend klein betrachtet werden, was im Kontext von Twistprozessen mit typischen Werkzeuggraden von 3 bis 5 mm und einer Dicke des Flachdrahts von mehr als 1,5 mm normalerweise erfüllt ist. Darüber hinaus sei darauf verwiesen, dass anstelle des nachfolgend beschriebenen Vorgehens zur vereinfachten numerischen Bestimmung der Momenten-Krümmungs-Beziehungen ohne Einschränkungen auch die exakte numerische Lösung des Querschnittsproblems unter

Berücksichtigung der Querschnittsverwölbung zur Parametrisierung des elastoplastischen Balkenmodells verwendet werden kann.

5.3.1 Numerische Bestimmung der Momenten-Krümmungs-Beziehungen

Die numerische Bestimmung der Momenten-Krümmungs-Beziehungen für beliebige Balkenquerschnitte erfordert die Kenntnis der elastischen und plastischen Werkstoffeigenschaften des eingesetzten Flachdrahts in Form einer mathematischen Beschreibung der wahren Spannungs-Dehnungs-Kurve. Die Charakterisierung der elastischen und plastischen Materialkenngrößen erfolgt in der Praxis typischerweise über einen einachsigen Zugversuch an gerichteten Flachdrahtproben, wobei spezielle Spannbacken und Vorrichtungen zur Dehnungsmessung verwendet werden (vgl. Wirth et al. 2023a). Aus der wahren Spannungs-Dehnungs-Kurve werden zumeist der Elastizitätsmodul E , die Streckgrenze R_e , die Zugfestigkeit R_m sowie die Fließkurve bestimmt. Des Weiteren erfolgt üblicherweise eine Approximation der Fließkurve mit Potenz- und/oder Exponentialfunktionen, um im Rahmen numerischer Simulationen mehrachsige Zug- und Druckspannungszustände zu beschreiben, welche im einachsigen Zugversuch nicht erreicht werden können. Um einen funktionellen Zusammenhang der wahren Spannung σ in Abhängigkeit der wahren Dehnung φ für die nachfolgend beschriebene Methodik zur Bestimmung der Momenten-Krümmungs-Beziehungen zu erhalten, werden die experimentell ermittelten Spannungs-Dehnungs-Kurven im Rahmen der Forschungsarbeit über die empirische Modellgleichung 5-38 approximiert.

$$\sigma(\varepsilon) = \begin{cases} E\varphi & E\varphi \leq R_e \\ k_f(\varphi) & E\varphi > R_e \end{cases} \quad 5-38$$

Der plastische Bereich wird dabei mithilfe einer parametrischen Fließkurve $k_f(\varphi)$ beschrieben, welcher im Rahmen der Forschungsarbeit die nachfolgende analytisch integrierbare Modellgleichung 5-39 zugrunde gelegt wird.

$$k_f(\varphi) = R_e + (c_1 + c_2\check{\varphi})(1 - \exp(c_3\check{\varphi})) + (c_4 + c_5\check{\varphi})(1 - \exp(c_6\check{\varphi})) \quad \text{mit} \quad 5-39$$

$$\check{\varphi} = \varphi - \frac{R_e}{E}$$

Die Wahl der Modellgleichung erfolgte aufgrund numerischer Vorteile gegenüber klassischen Modellgleichungen zur Fließkurvenextrapolation im Rahmen der nachfolgend beschriebenen Berechnungsmethodik. Die mathematischen Eigenschaften der Modellgleichung sowie ein Verfahren zur robusten Bestimmung der Koeffizienten c_i sind im Anhang A5 beschrieben.

Die Methodik zur Bestimmung der Momenten-Krümmungs-Beziehungen für Biegung und Torsion umfasst im Wesentlichen zwei Schritte. Zunächst wird das vereinfachte Querschnittsproblem unter Vernachlässigung der Verwölbung des Querschnitts für vorgegebene einachsige Balkenkrümmungen numerisch gelöst und das resultierende Biege- bzw. Torsionsmoment berechnet, wobei die Balkenkrümmungen schrittweise erhöht werden. Anschließend werden die ermittelten Wertepaare der Momenten-Krümmungs-Beziehung durch eine geeignete Modellfunktion approximiert. Analog zur funktionellen Beschreibung der Spannungs-Dehnungs-Kurve wird hierfür eine spezifische Modellgleichung für $i \in \{x, y, z\}$ eingeführt:

$$\tilde{m}_i(\tilde{\kappa}_i) = \begin{cases} \tilde{C}_{\kappa\kappa,ii}\tilde{\kappa}_i & \tilde{C}_{\kappa\kappa,ii}\tilde{\kappa}_i \leq \tilde{m}_{\text{yield},i}^{(0)} \\ \tilde{m}_{\text{yield},i}^{(0)} + Y_{\text{ep},i}\left(\tilde{\kappa}_i - \frac{\tilde{m}_{\text{yield},i}^{(0)}}{\tilde{C}_{\kappa\kappa,ii}}\right) & \tilde{C}_{\kappa\kappa,ii}\tilde{\kappa}_i > \tilde{m}_{\text{yield},i}^{(0)} \end{cases} \quad \text{mit} \quad 5-40$$

$$Y_{\text{ep},i}(\xi) = (c_{1,i} + c_{2,i}\xi)(1 - \exp(c_{3,i}\xi)) + (c_{4,i} + c_{5,i}\xi)(1 - \exp(c_{6,i}\xi))$$

Hierbei sind die Biege- und Torsionssteifigkeiten sowie die initialen Fließmomente entsprechend des Belastungsfalls einzusetzen. Die mathematische Struktur der nichtlinearen Funktion $Y_{\text{ep},i}(\xi)$ gewährleistet einerseits eine analytische Integration im Rahmen des vorgestellten Plastizitätsmodells und weist andererseits ausreichend flexible Approximationseigenschaften zur genauen Beschreibung der Momenten-Krümmungs-Beziehungen für typische Querschnittsgeometrien der im Rahmen der vorliegenden Arbeit betrachteten Flachdrähte auf.

5.3.2 Lösung des Querschnittsproblems für einachsige Biegung

Im Folgenden wird die Lösung des Querschnittsproblems zur Bestimmung diskreter Wertepaare der Momenten-Krümmungs-Beziehung am Beispiel einer einachsigen Biegung um die x -Achse des Balkenquerschnitts vorgestellt. Für den Fall der einachsigen Biegung um die y -Achse wird analog vorgegangen. Zur Vereinfachung der numerischen Berechnung diskreter Wertepaare wird zunächst die Annahme getroffen, dass sich die neutrale Faser des Balkens im Rahmen der plastischen Deformation unter einachsiger Biegebeanspruchung nicht verschiebt und weiterhin mit dem geometrischen Schwerpunkt des im betrachteten Anwendungsfall symmetrischen Querschnitts übereinstimmt. Unter der Voraussetzung, dass die Querschnitte auch während der elastisch-plastischen Deformation eben bleiben und sich nicht verwölben oder in ihrer

Größe ändern, lässt sich ein linearer Verlauf der durch die Balkenkrümmung κ_x induzierten Längsdehnungen in Abhängigkeit der Querschnittshöhe $y(x)$ für jeden materiellen Punkt des Querschnitts ableiten: $\varepsilon_{zz} = \kappa_x y(x)$. Mit Verwendung der eindimensionalen Fließbedingung $\sigma_v = E\varepsilon_{zz} - R_e \geq 0$ lässt sich für einen materiellen Punkt des Querschnitts die Normalspannung unter Annahme einer unidirektionalen Belastung nach Gleichung 5-38 angeben. Zur Berechnung des resultierenden elastisch-plastischen Biegemoments $M_{x,ep}$ für einen abgerundeten rechteckigen Querschnitt lässt sich das Integral 5-41 über den Querschnitt in Abhängigkeit der Krümmung κ_x numerisch auswerten.

$$M_{x,ep} = \int_{-\frac{b_c}{2}}^{\frac{b_c}{2}} \int_{-H_c(x)}^{H_c(x)} \sigma_{zz} y dy dx = 4 \int_0^{\frac{b_c}{2}} \int_0^{H_c(x)} \sigma_{zz} y dy dx \quad 5-41$$

$$\text{mit } H_c(x) = \begin{cases} \frac{h_c}{2} & |x| \leq x_{rs} \\ \frac{h_c}{2} - r_c + \sqrt{r_c^2 - (|x| - x_{rs})^2} & |x| > x_{rs} \end{cases} \quad \text{und } x_{rs} = \frac{b_c}{2} - r_c$$

Im Rahmen der Forschungsarbeit wird zur numerischen Integration ein zweidimensionales Simpson-Verfahren mit 100×100 äquidistanten Stützpunkten verwendet. Das beschriebene Vorgehen erlaubt die Bestimmung des resultierenden elastisch-plastischen Biegemoments für vorgegebene Balkenkrümmungen, welche anschließend mithilfe der parametrischen Modellgleichung 5-40 approximiert werden können.

5.3.3 Lösung des Querschnittsproblems für Torsion

Analog dem Vorgehen im Fall einachsiger Biegebeanspruchungen erfolgt die numerische Berechnung diskreter Wertepaare der Momenten-Krümmungs-Beziehung durch eine schrittweise Erhöhung der Torsionskrümmung und Auswertung des resultierenden elastisch-plastischen Torsionsmoments durch Integration der Momentenanteile der lokalen elastisch-plastischen Schubspannungen über den Balkenquerschnitt. Zur Lösung des Querschnittsproblems unter Berücksichtigung einer plastischen Torsion des Balkens bei reiner Torsionsbeanspruchung wurde das in Abschnitt 5.2 vorgestellte Berechnungsverfahren zur Bestimmung der elastischen Torsionseigenschaften nach Wang (2013) um den elastoplastischen Fall erweitert. Zur Ermittlung der elastisch-plastischen Schubspannungen an einem materiellen Punkt des Querschnitts kann die Mises-Vergleichsspannung vereinfacht durch $\sigma_v = \sqrt{3} \sqrt{\tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2}$ unter Verwendung der

zunächst als elastisch angenommenen Schubspannungen berechnet werden. Für den plastischen Fall mit der reduzierten Fließbedingung $\sigma_V - R_e \geq 0$ ist die äquivalente Mises-Vergleichsdehnung $\varepsilon_{V,eq}$ unter Annahme einer einachsigen, stetig zunehmenden Beanspruchung gegeben durch $\varepsilon_{V,eq} = \frac{\gamma}{\sqrt{3}} = \frac{2}{\sqrt{3}G} \sqrt{\tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2}$. Mithilfe der analytischen Fließkurvenapproximation in Gleichung 5-38 berechnet sich damit wiederum die äquivalente einachsige Spannung $\sigma_{eq} = k_f(\varepsilon_{V,eq})$. Zur Bestimmung der elastisch-plastischen Schubspannungen $\tau_{xz,ep}$ und $\tau_{yz,ep}$ können die elastischen Größen anschließend mit dem Faktor $\frac{\sigma_{ep}}{\sigma_V}$ entsprechend Gleichung 5-42 skaliert werden.

$$\tau_{xz,ep} = \frac{\sigma_{eq}}{\sigma_V} \tau_{xz} \quad , \quad \tau_{yz,ep} = \frac{\sigma_{eq}}{\sigma_V} \tau_{yz} \quad 5-42$$

Zur Berechnung des elastisch-plastischen Torsionsmoments $M_{T,ep}$ wird abschließend die Momentenbilanz um den Mittelpunkt des Querschnitts unter Verwendung der elastisch-plastischen Schubspannungen durch Integration über die als FG-Squircle approximierte Querschnittsfläche A_{sq} gebildet, siehe Gleichung 5-43.

$$M_{T,ep} = \iint_{A_{sq}} x \tau_{yz,ep} - y \tau_{xz,ep} \, dx dy \quad 5-43$$

Die numerische Integration der Schubspannungen wird im Rahmen der Forschungsarbeit mithilfe des Simpson-Verfahrens analog zur Integration der Biegespannungen im vorherigen Abschnitt durchgeführt. Die ermittelten Wertepaare, bestehend aus einachsiger Krümmung und resultierendem Torsionsmoment, werden anschließend wie zuvor durch die Modellgleichung 5-40 approximiert.

5.4 Methodik zur Berücksichtigung von Starrkörperkollisionen

Um eine möglichst hohe Modellgüte zu erreichen, wurde ein Kollisionsmodell zur Berücksichtigung von Interaktionen zwischen einer approximierten Hüllfläche des diskretisierten Balkens und einfachen Starrkörpern in die bis hierhin vorgestellte mathematische Formulierung integriert. Dies ermöglicht beispielsweise die Abbildung der Interaktion zwischen dem umgeformten Spulenende und den Stützfiguren bzw. anderen Stützelementen oder die Berücksichtigung des Fügespiels der Flachdrähte in der Statornut. Auf eine Modellierung von tribologischen Effekten wie Reibung wurde jedoch verzichtet, um die Komplexität des Modells zu begrenzen.

Kontaktmodellierung mittels Penalty-Methode

Die Penalty-Methode ist ein gängiger Ansatz zur Kontaktbehandlung im Rahmen numerischer Simulationsverfahren, bei der eine repulsive Kontaktkraft eingeführt wird, um die gegenseitige Durchdringung zweier Körper zu verhindern (vgl. Wriggers 2006, 202–203). Im Rahmen der Optimierung der Energiepotentiale kann die Überlappung zwischen zwei Körpern über einen zusätzlichen Energieterm auf Basis der eingeführten Kontaktkraft reduziert werden. Die Penalty-Methode ist insbesondere für die Kontaktmodellierung zwischen diskreten Balkenmodellen und Starrkörpern geeignet, welche durch vorzeichenbehaftete Abstandsfunktionen beschrieben werden können, vgl. Abschnitt 2.4.2. Zur effizienten Modellierung der Kollisionskörper wurden daher im Rahmen dieser Arbeit alle berücksichtigten Starrkörper durch analytische, vorzeichenbehaftete Abstandsfunktionen approximiert. Zur Berechnung der Überlappung wird die Oberfläche des Balkens zunächst mithilfe von diskreten Kollisionspunkten approximiert, die sich mit den diskretisierten Balkensegmenten im Zuge der Deformation mitbewegen, siehe Abbildung 5-6.

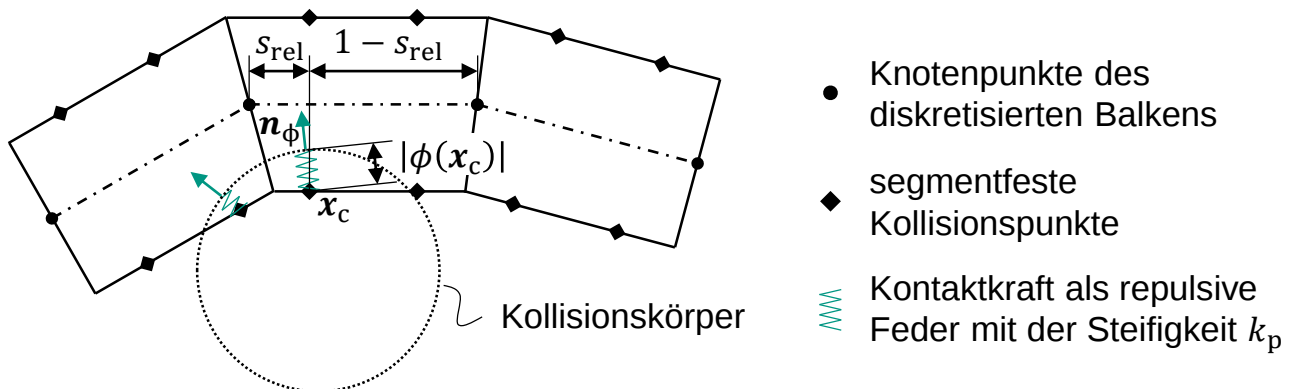


Abbildung 5-6: Kontaktmodellierung zur Berücksichtigung von Starrkörperkollisionen auf Basis der Penalty-Methode

Die aktuelle Position der diskreten Kollisionspunkte x_c wird durch eine Starrkörpertransformation der am Rand eines repräsentativen Balkenquerschnitts verteilten Kollisionspunkte x_{c0} und der relativen Bogenlänge s_{rel} eines Balkensegments gemäß Gleichung (5.44) bestimmt:

$$x_c = x_n + s_{rel}(x_{n+1} - x_n) + R(q_{n+1/2})x_{c0} \quad 5-44$$

Eine potenzielle Kollision wird durch die Auswertung der vorzeichenbehafteten Abstandsfunktion $\phi(x)$ an den Kollisionspunkten x_c geprüft. Sofern eine Funktion $\phi(x_c)$

einen negativen Wert annimmt, liegt eine Kollision vor. Um der Durchdringung entgegenzuwirken, wird in diesem Fall eine Kontaktkraft $\mathbf{f}_{\text{penalty}}$ proportional zur Eindringtiefe in Richtung der Kollisionsnormalen $\mathbf{n}_\phi$ nach Gleichung 5-45 berechnet:

$$\mathbf{f}_{\text{penalty}} = \begin{cases} -k_p \phi(\mathbf{x}_c) \mathbf{n}_\phi & \phi(\mathbf{x}_c) < 0 \\ 0 & \text{ansonsten} \end{cases} \quad 5-45$$

Die Kollisionsnormale entspricht dabei dem normierten Gradienten der vorzeichenbehafteten Abstandsfunktion am Kollisionspunkt, Gleichung 5-46:

$$\mathbf{n}_\phi = \frac{\nabla \phi_{x_c}}{\|\nabla \phi_{x_c}\|} \quad \text{mit} \quad \nabla \phi_{x_c} = \left. \frac{\partial \phi}{\partial \mathbf{x}} \right|_{\mathbf{x}=\mathbf{x}_c} \quad 5-46$$

Die berechneten Kontaktkräfte werden verwendet, um ein quadratisches Kontaktpotential ψ_{contact} zu bilden, welches als Strafterm zur Zielfunktion im Rahmen der nichtlinearen Minimierung der inkrementellen Gesamtenergie 5-15 addiert wird:

$$\psi_{\text{contact}} = \frac{1}{2} \sum -\phi(\mathbf{x}_c) \mathbf{n}_\phi^\top \mathbf{f}_{\text{penalty}} = \begin{cases} \frac{1}{2} \sum k_p \phi(\mathbf{x}_c)^2 & \phi(\mathbf{x}_c) < 0 \\ 0 & \text{ansonsten} \end{cases} \quad 5-47$$

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde der globale Penalty-Faktor k_p lokal mit der einem Kollisionspunkt zugeordneten Kontaktfläche gewichtet. Die Kontaktfläche ergibt sich vereinfacht aus der Oberfläche des Balkensegments sowie der Anzahl und der Lage der diskreten Kollisionspunkte des Balkensegments. Im Rahmen der Arbeit wurden die Balkensegmente stets mit 24 Kollisionspunkten je Segment diskretisiert.

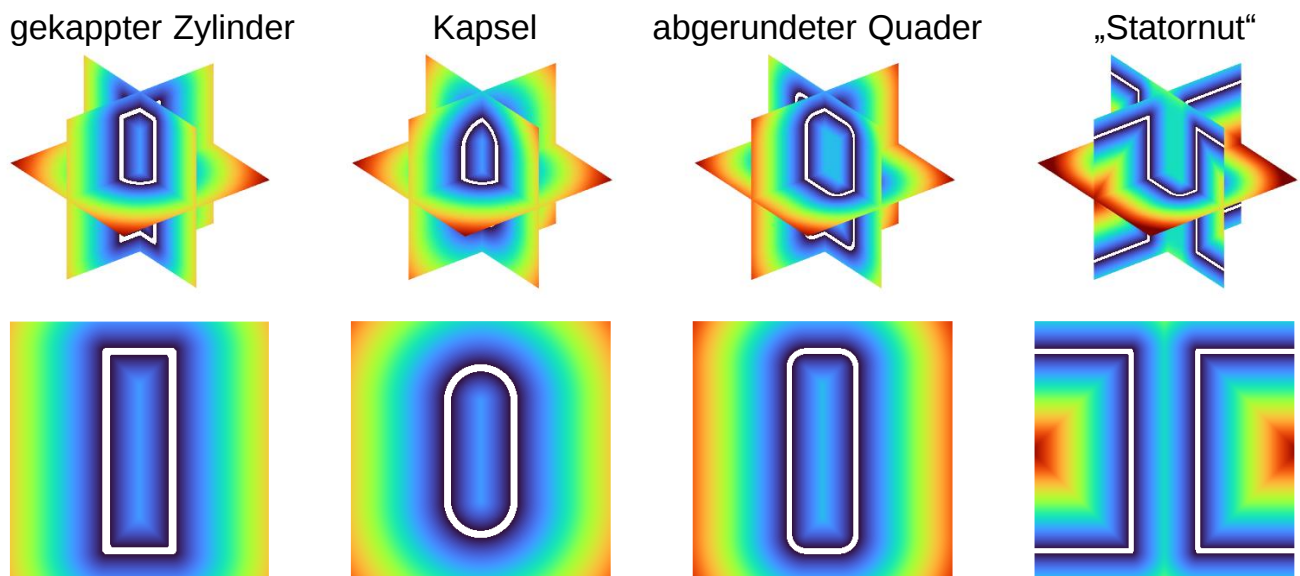


Abbildung 5-7: Visualisierung verschiedener zur Kollisionsberechnung eingesetzter vorzeichenbehafteter Abstandsfunktionen

In Abbildung 5-7 sind einige der für die Modellierung der Kollisionskörper verwendeten vorzeichenbehafteten Abstandsfunktionen visualisiert. Die Stützfinger können beispielsweise als Kapsel oder extrudierte Ellipse¹⁹ modelliert werden. Für nicht verformte gerade Spulenenden, die in diesem Fall zur Vereinfachung als starr angenommen werden, kann als vorzeichenbehaftete Abstandsfunktion ein abgerundeter Quader verwendet werden. Darüber hinaus wurde zur effizienten Repräsentation der Statornut eine spezielle vorzeichenbehaftete Abstandsfunktion formuliert, die vereinfacht eine abgerundete rechteckige Bohrung in einer Platte mit unendlicher Ausdehnung darstellt, vgl. Abbildung 5-7. Ein entsprechender Pseudocode der vorzeichenbehafteten Abstandsfunktion ist dem Anhang A6 zu entnehmen.

5.5 Numerisches Lösungsverfahren und Implementierung

Zur Berechnung der statischen Lösung des erarbeiteten Simulationsmodells werden die vorgegebenen Lasten und Randbedingungen inkrementell aufgebracht und die inkrementelle Gesamtenergie in jedem Lastschritt minimiert. Um auf die Berechnung der Hesse-Matrix in Abhängigkeit der Knotenpositionen und Orientierungen der Balkensegmente mittels von Quaternionen bei Verwendung eines Newton-Verfahrens verzichten zu können, wurde im Rahmen der Forschungsarbeit ein Quasi-Newton-Verfahren zur Lösung des nichtlinearen Minimierungsproblems verwendet. Infolge der relativ geringen Größe des Optimierungsproblems mit weniger als 1000 Variablen, wurde im vorliegenden Fall auf das Broyden-Fletcher-Goldfarb-Shanno (BFGS)-Verfahren in Kombination mit einem Liniensuchverfahren zurückgegriffen.

Adaptive Lastschrittsteuerung und Konvergenzkriterien

Für eine schnelle und robuste Simulation des Balkenmodells mit Plastizität und Kollisionen wurde eine adaptive Lastschrittsteuerung implementiert. Dabei wird das Lastinkrement in Abhängigkeit von verschiedenen Konvergenzkriterien innerhalb vorgegebener Grenzen angepasst. Sofern die numerische Lösung im Zuge eines Lastschritts divergiert, wird das Lastinkrement halbiert und der Berechnungsschritt erneut durchgeführt. Nach zwei aufeinanderfolgenden konvergenten Rechenschritten wird das Lastinkrement wieder schrittweise um einen empirischen Faktor erhöht. Als Konvergenzkriterien werden einerseits die Residuen der inneren Kräfte und Momente und andererseits die Größe der plastischen Krümmungsinkremente der aktuellen Lösung

¹⁹ <https://iquilezles.org/articles/distgradfunctions2d/>, „2D SDFs and gradients“, [Zugriff am 15.01.2024]

sowie die euklidische Distanz des lokal prädiktierten elastischen Moments von der lokal zugehörigen Fließfläche überwacht.

Numerische Implementierung des Balkenmodells

Die Implementierung des vorgestellten Balkenmodells erfolgte im Rahmen der Forschungsarbeit vollständig in der Programmiersprache Python²⁰. Für die lineare Algebra wurde die Programmbibliothek NumPy²¹ verwendet, zur Lösung des Optimierungsproblems die Implementierung des BFGS-Verfahrens aus der Programmbibliothek SciPy²². Die Gradienten der Zielfunktion werden im Rahmen der numerischen Lösung analytisch berechnet. Für eine effiziente Berechnung der Zielfunktion sowie der Gradienten ist der Programmcode darüber hinaus vollständig vektorisiert²³ und ohne Verzweigungen²⁴ implementiert. Für die dreidimensionale Visualisierung der Simulationsergebnisse wurde auf die Programmbibliothek VisPy²⁵ zurückgegriffen. Zur Visualisierung wird die Oberfläche des Flachdrahts durch ein trianguliertes Dreiecksnetz dargestellt, welches als Hüllfläche entlang der orientierten Balkensegmente generiert wird. Im Verlauf der Forschungsarbeit wurde darüber hinaus eine Programmbibliothek zur Definition der Balkeneigenschaften, zur Modellierung translatorischer und rotatorischer Kraft- und Verschiebungsrandbedingungen sowie zur Einbindung verschiedener Kollisionskörper und Konnektoren (bspw. Federelemente) aufgebaut. Die Programmbibliothek wurde in die entwickelte Offline-Programmierungsumgebung für kinematische Aufweit- und Twistprozesse zusammen mit einem einfachen Postprozessor zur allgemeinen Auswertung der Simulationsergebnisse integriert, siehe hierzu Abschnitt 6.5.1.

5.6 Verifikation des implementierten Balkenmodells

Im Folgenden wird der entwickelte und implementierte Ansatz des geometrisch exakten Balkenmodells zur Simulation von Aufweit- und Twistprozessen einer schrittweisen Verifikation unterzogen. Hierzu werden verschiedene Modellbeispiele betrachtet.

²⁰ <https://www.python.org/>, „Python Software Foundation“ [Zugriff am 13.06.2024]

²¹ <https://numpy.org/doc/stable/reference/index.html>, „NumPy reference“ [Zugriff am 13.06.2024]

²² <https://docs.scipy.org/doc/scipy/>, „SciPy documentation“ [Zugriff am 13.06.2024]

²³ Vektorisierung (Vectorization) beschreibt eine Programmiertechnik, bei der einzelne Rechenoperationen auf ganze Datenmengen gleichzeitig angewendet werden, anstatt diese in Schleifen einzeln zu verarbeiten.

²⁴ Verzweigungsfreie Programmierung (Branchless Programming) beschreibt eine Programmiertechnik, bei der Verzweigungen (wie if-Anweisungen) vermieden werden, um Performanceverluste aufgrund einer Verlangsamung der Prozessor-Pipeline durch falsch vorhergesagte Verzweigungen des Prozessors zu minimieren.

²⁵ <https://vispy.org/overview.html>, „VisPy documentation“ [Zugriff am 13.06.2024]

5.6.1 Ringbiegeversuch

Der Ringbiegeversuch stellt ein klassisches Modellproblem zur Verifikation der Verformung eines elastischen Balkens dar. Dabei wird die Verformung infolge eines konzentrierten Moments an der Spitze eines einseitig fest eingespannten Balkens analysiert. Bei einer einachsigen Biegebelastung bleibt die initiale Länge L des Balkens konstant, sodass sich für den Krümmungsradius R die folgende Beziehung ergibt: $R = L/\varphi_R$, wobei φ_R den Rotationswinkel der Balkenspitze bezeichnet. Gemäß der klassischen Biegetheorie lässt sich der Zusammenhang $\kappa = M/EI$ ableiten, woraus für das Moment zum Biegen eines perfekten Kreises folgt: $M = 2\pi EI/L$ (Tasora et al. 2020). Zur Verifikation des implementierten Modells wurde der elastische Ringbiegeversuch für einen Balken mit einem Querschnitt von $4 \times 2 \text{ mm}^2$ und einem Kantenradius von $0,5 \text{ mm}$ sowie einer Diskretisierung mit 25 Segmenten modelliert. Wie in Abbildung 5-8 dargestellt, konvergiert die Lösung des implementierten Balkenmodells konsistent gegen die analytische Lösung.

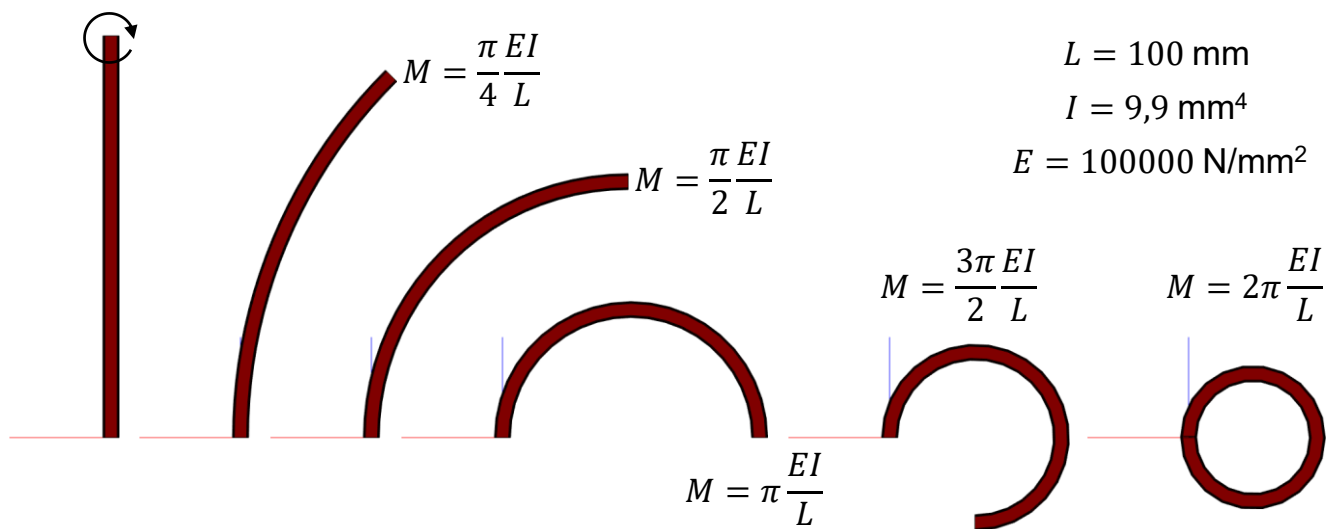


Abbildung 5-8: Ringbiegeversuch mit einem elastischen Drahtstück

5.6.2 Einachsige plastische Biegung und Torsion

Zur Verifikation der einachsigen Momenten-Krümmungs-Beziehungen sowie der getroffenen Modellannahmen bei der Formulierung des vereinfachten Plastizitätsmodells wurde für verschiedene Drahtquerschnitte ein einachsiger Biege- bzw. Torsionszyklus simuliert und mit einer FE-basierten Referenzlösung verglichen. Dabei wurde der Biege- bzw. Torsionswinkel als Rotationsrandbedingung am Ende eines einseitig fest eingespannten Balkensegments vorgegeben und das resultierende Biege- bzw. Torsi-

onsmoment ausgewertet. Die betragsmäßig maximale Krümmung wurde für die Biegezyklen so gewählt, dass sich ein minimaler Biegeradius an der Innenseite der Biegung von 4 mm ergibt. Für die Torsionszyklen wurde die betragsmäßig maximale Krümmung ausgehend von $0,21 \text{ mm}^{-1}$ in Abhängigkeit der Länge der Querschnittsdiagonalen skaliert. Zur Beschreibung des isotropen linear-elastischen Materialverhaltens wurden ein Elastizitätsmodul von 90 GPa und eine Querkontraktionszahl von 0,35 angesetzt. Die plastischen Materialeigenschaften wurden durch eine approximierte Fließkurve mit den Parametern $\{R_e = 122,9 \text{ N/mm}^2; c_1 = 122,9 \text{ N/mm}^2; c_2 = 194,6 \text{ N/mm}^2; c_3 = 9,4; c_4 = 8,7 \text{ N/mm}^2; c_5 = 0 \text{ N/mm}^2; c_6 = 117,3\}$ gemäß Gleichung 5-39 definiert, welche näherungsweise die grafisch dargestellte Spannungs-Dehnungs-Kurve in Wirth et al. (2023a) beschreibt. Die dimensionslosen Faktoren zur Aufteilung der Verfestigung in einen isotropen und kinematischen Anteil wurden im Abgleich mit den Referenzlösungen empirisch bestimmt: $t_{\beta,x} = 0,95; t_{\beta,y} = 0,95; t_{\beta,z} = 0,9$. Aufgrund geringer material- und querschnittsspezifischer Abhängigkeiten wurden die hier gewählten Faktoren im Rahmen der Forschungsarbeit für alle anderen Simulationen beibehalten. Die Referenzlösungen wurden mithilfe der kommerziellen Simulationssoftware Abaqus auf Basis eines statisch-impliziten Modells numerisch berechnet. Die Drahtstücke wurden als Volumenkörper mit variabler Länge in Abhängigkeit der Querschnittsabmessungen modelliert. Zudem wurden dieselben isotropen, linear-elastischen sowie plastischen Materialeigenschaften wie beim Balkenmodell angesetzt. Die Volumenkörper wurden mit linearen, reduziert-integrierten Hexaeder-Elementen diskretisiert. Dabei erfolgte eine Unterteilung des Volumenkörpers in mindestens acht Elemente pro Querschnittsdimension sowie 25 Elemente entlang der Drahtmittellinie. Die Stirnflächen der Drahtstücke wurden jeweils mit einem Referenzpunkt kinematisch gekoppelt, an denen entsprechende Rotationsrandbedingungen definiert wurden.

In Abbildung 5-9 sind die zyklischen Momenten-Krümmungs-Verläufe für verschiedene Drahtquerschnitte dargestellt. Zur Auswertung der FE-Simulationen wurden jeweils das Reaktionsmoment am Referenzpunkt ermittelt und die Balkenkrümmung auf Basis des vorgegebenen Rotationswinkels φ_R sowie der bekannten Ausgangslänge L_0 des Drahtstücks über den Zusammenhang $\kappa = \varphi_R/L_0$ bestimmt. Die Verläufe zeigen im ersten Belastungsabschnitt eine hohe Übereinstimmung und bilden auch die Lastwechsel mit komplexen Spannungszuständen über den Drahtquerschnitt qualitativ gut ab. Die in Abschnitt 5.3 eingeführte Berechnungsmethodik zur Bestimmung der Momenten-

Krümmungs-Beziehungen für abgerundete rechteckige Querschnitte erweist sich somit für den einachsigen Belastungsfall als zulässig.

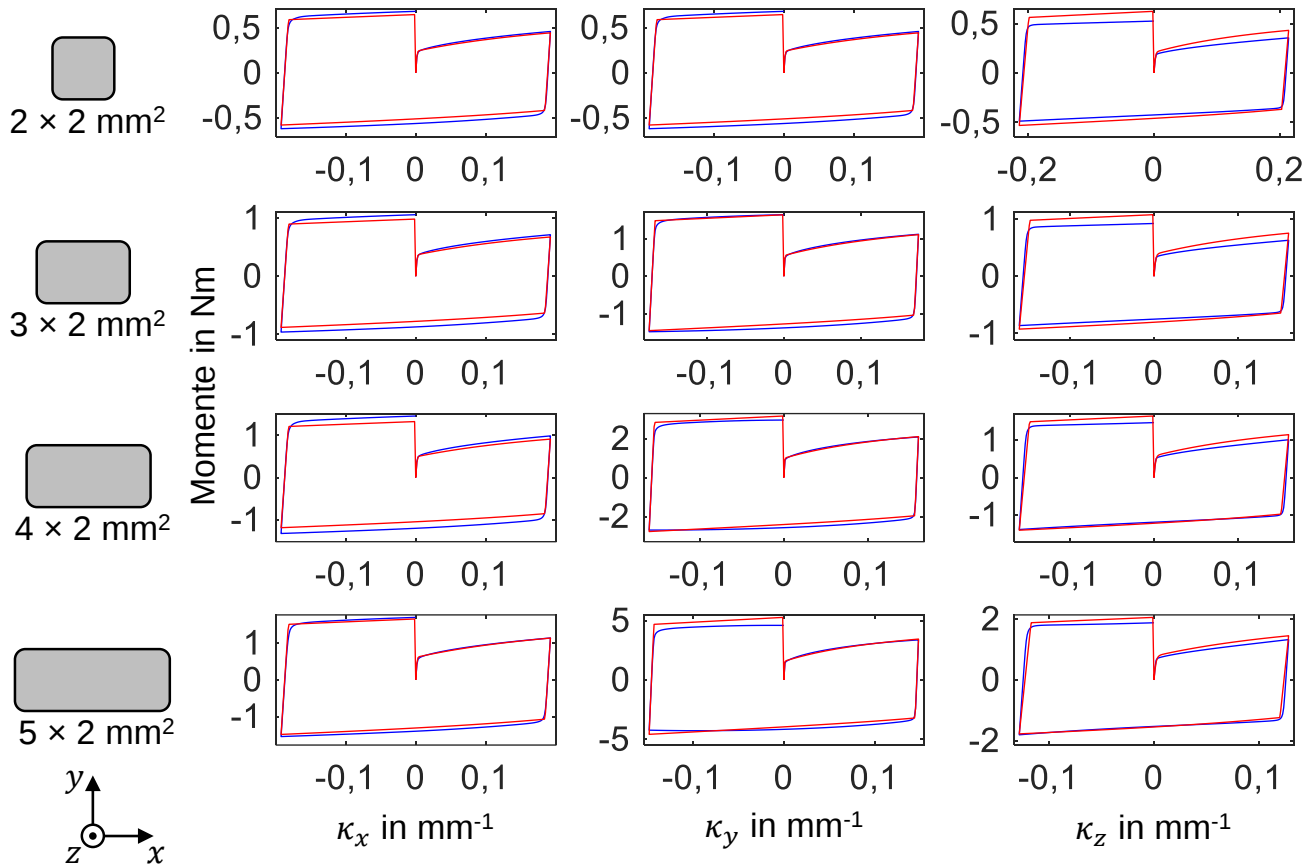


Abbildung 5-9: Gegenüberstellung der zyklischen Momenten-Krümmungs-Verläufe für verschiedene Drahtquerschnitte mit einem Kantenradius von 0,3 mm:
FE-Modell (blau), Balkenmodell (rot)

5.6.3 3-Punkt-Biegeversuch

Zur Verifikation der Kontaktmodellierung und der implementierten Kollisionsberechnung des entwickelten elastoplastischen Balkenmodells wurde ein in Wirth (2024, S. 108–113) beschriebener 3-Punkt-Biegeversuch mithilfe des Balkenmodells numerisch simuliert und mit den experimentellen Ergebnissen verglichen. Die darin beschriebenen Versuche wurden an einem Kupferflachdraht mit nominalen Querschnittsabmessungen von $4,5 \times 2,36 \text{ mm}^2$, einem Kantenradius von 0,69 mm und einer Isolationschichtdicke von 100 μm durchgeführt. Die zur Modellierung des Kupferflachdrahts erforderlichen elastischen und plastischen Materialparameter wurden aus Wirth (2024) übernommen, wobei die Fließkurve nach der in Anhang A5 beschriebenen Methodik approximiert wurde. Der Biegestempel sowie die beiden zylindrischen Auflager weisen

einen Radius von 5 mm auf und wurden mithilfe analytischer vorzeichenbehafteter Abstandsfunktionen als Starrkörper modelliert. Die Auflager wurden – entsprechend den Arbeiten von Wirth (2024) mit einem Achsenabstand von 50 mm positioniert. Im Rahmen der statischen Analyse wurde die Bewegung des Biegestempels über eine Verschiebungsrandbedingung in negativer e_z -Richtung am Referenzpunkt des Biegestempels aufgeprägt, während die übrigen Bewegungsrichtungen gesperrt wurden. Beide Auflager wurden räumlich starr fixiert. Um die Berechnungsdauer zu reduzieren, wurde die Länge des Kupferflachdrahts gegenüber den experimentellen Versuchsbedingungen – gemäß dem numerischen Modell in Wirth (2024) – von 150 mm auf 70 mm verkürzt. Aufgrund der vereinfachten Kollisionsberechnung, bei der den Balkensegmenten diskrete Kollisionspunkte zugeordnet sind, wurde der Flachdraht für eine hinreichend präzise Kontaktmodellierung mit insgesamt 100 Balkensegmenten diskretisiert. Der gesamte Modellaufbau ist abschließend in Abbildung 5-10 dargestellt.

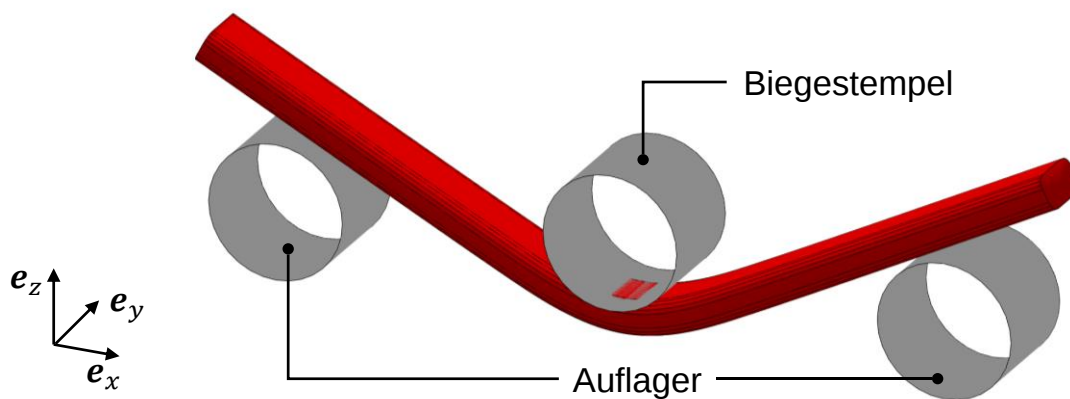


Abbildung 5-10: Modellaufbau des 3-Punkt-Biegeversuchs entsprechend der numerischen und experimentellen Untersuchungen nach Wirth (2024)

Wie in Abbildung 5-11 für das Flachkantbiegen und in Abbildung 5-12 für das Hochkantbiegen im 3-Punkt-Biegeversuch dargestellt, zeigt der Verlauf der Stempelkraft zunächst einen linearen Anstieg im Bereich der elastischen Verformung des Flachdrahts. Mit dem Einsetzen der Plastifizierung geht dieser in einen ausgeprägten nichtlinearen Verlauf über. Im Übergangsbereich zwischen elastischer und plastischer Verformung überschätzt das Modell die Stempelkraft im Falle der Flachkantbiegung leicht, während es im plastischen Bereich sowohl beim Flachkantbiegen als auch beim Hochkantbiegen zunehmend zu einer Unterschätzung kommt. Dies ist insofern plausibel, da die Kontaktberechnung ohne Berücksichtigung der durch Reibung verursachten Tangentialkräfte erfolgt, die im Verlauf der 3-Punkt-Biegung zunehmen.

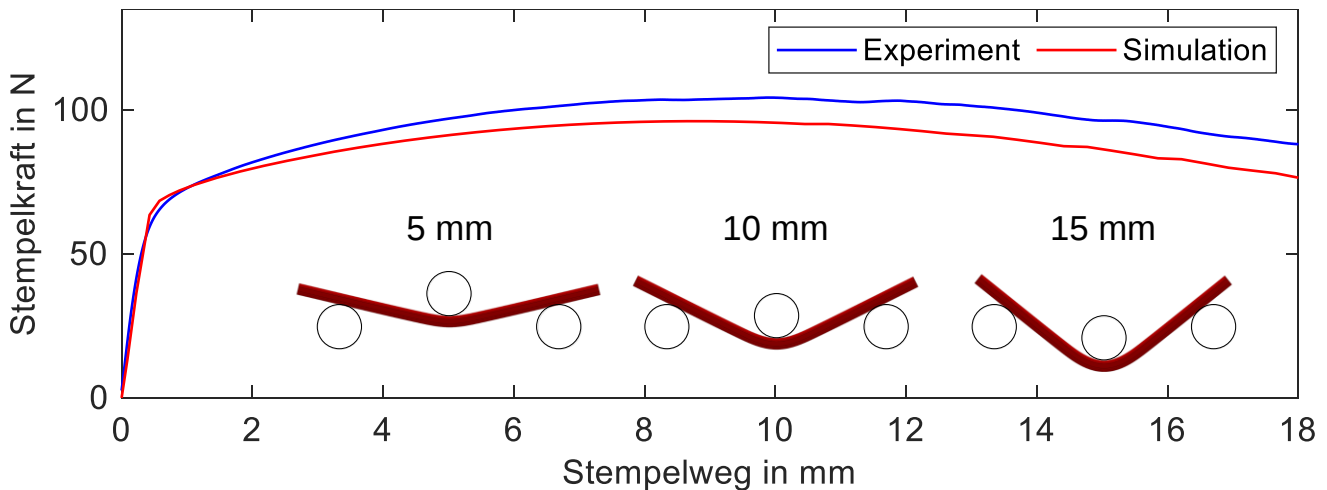


Abbildung 5-11: Gegenüberstellung der numerisch ermittelten Stempelkraft und der experimentell ermittelten Stempelkraft beim Flachkantbiegen nach Wirth (2024)

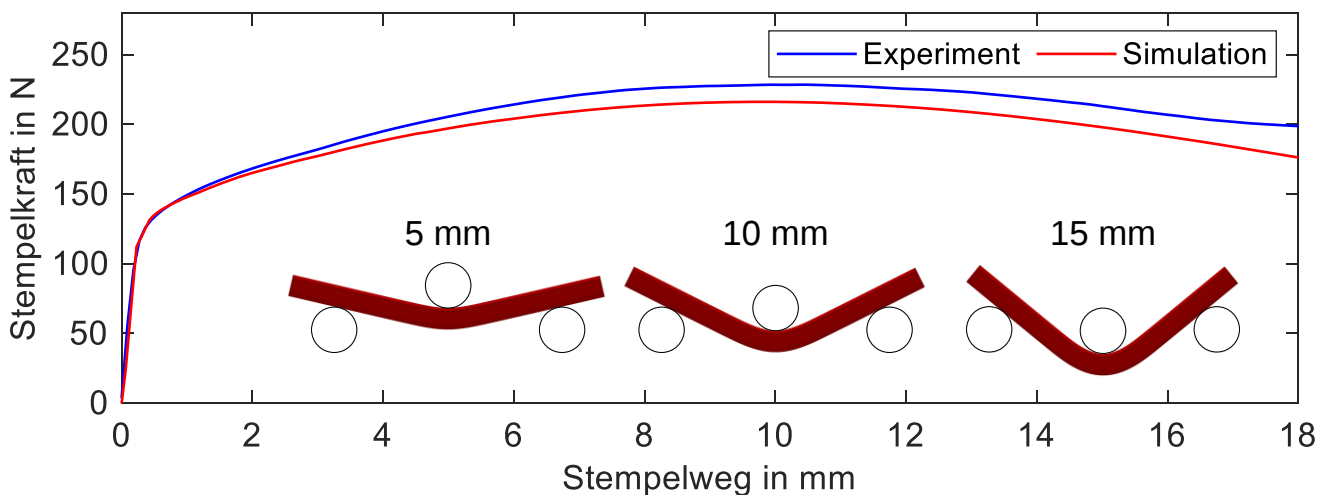


Abbildung 5-12: Gegenüberstellung der numerisch ermittelten Stempelkraft und der experimentell ermittelten Stempelkraft beim Hochkantbiegen nach Wirth (2024)

5.6.4 Aufweiten einzelner Spulenenden

Zur Verifikation der Rückfederungsberechnung wurde der radiale Aufweitprozess für ein einzelnes Spulenende modelliert und die ermittelte Rückfederung mit den Ergebnissen einer äquivalenten FE-Simulation verglichen. Für den modellierten Flachdraht wurde ein Querschnitt von $4 \times 2 \text{ mm}^2$ und ein Kantenradius von 0,3 mm sowie eine freie Drahtlänge von 45 mm festgelegt. Um die implementierte Kollisionsberechnung mit den FE-basierten Ergebnissen abzugleichen, wurde neben dem Flachdraht auch die Statornut als Starrkörper mit einer Höhe von 50 mm und einem umlaufenden Nutspiel von 0,5 mm modelliert. Der Flachdraht wurde an der Stirnfläche am unteren Ende mit einer festen Einspannung fixiert. Zur Modellierung der radialen Aufweitung wurde eine Verschiebungsrandbedingung für einen translatorischen Freiheitsgrad am obersten

Knotenpunkt des Balkenmodells bzw. im Falle des FE-Modells an einem mit der Stirnfläche kinematisch gekoppelten Referenzpunkt aufgeprägt. Weiterhin wurde in beiden Modellen eine senkrechte Orientierung der Drahtspitze als Zwangsbedingung vorgegeben. Das Referenzmodell wurde entsprechend dem Vorgehen in Abschnitt 5.6.2 auf Basis einer statisch-impliziten FE-Simulation in Abaqus erstellt. Der als Volumenkörper modellierte Flachdraht wurde mit insgesamt 20520 linear reduziert-integrierten Hexaeder-Elementen diskretisiert, wobei die Querschnittsfläche in 108 Elemente unterteilt wurde. Die Modellierung der Lackisolation des Flachdrahts wurde im Rahmen der FE-Simulation zur besseren Vergleichbarkeit vernachlässigt. Das elastische und plastische Materialverhalten wurde mit den in Abschnitt 5.6.2 angegebenen Parametern modelliert. Für die Kontaktmodellierung wurde ein Penalty-Modell ohne Reibung und mit hartem Kontaktverhalten in Normalenrichtung definiert. Darüber hinaus wurde im Rahmen der FE-Simulation ein in der Statornut umlaufendes 0,2 mm starkes Isolationspapier als Volumenkörper mit isotropem linear-elastischem Materialverhalten mit einem Elastizitätsmodul von 5 GPa und einer Querkontraktionszahl von 0,4 modelliert. Entsprechend wurde der globale Penalty-Faktor im Rahmen der Kontaktmodellierung des Balkenmodells mit einem äquivalenten Steifigkeitswert angenommen. Dabei wurde das Spulenende mit insgesamt 50 Balkensegmenten diskretisiert.

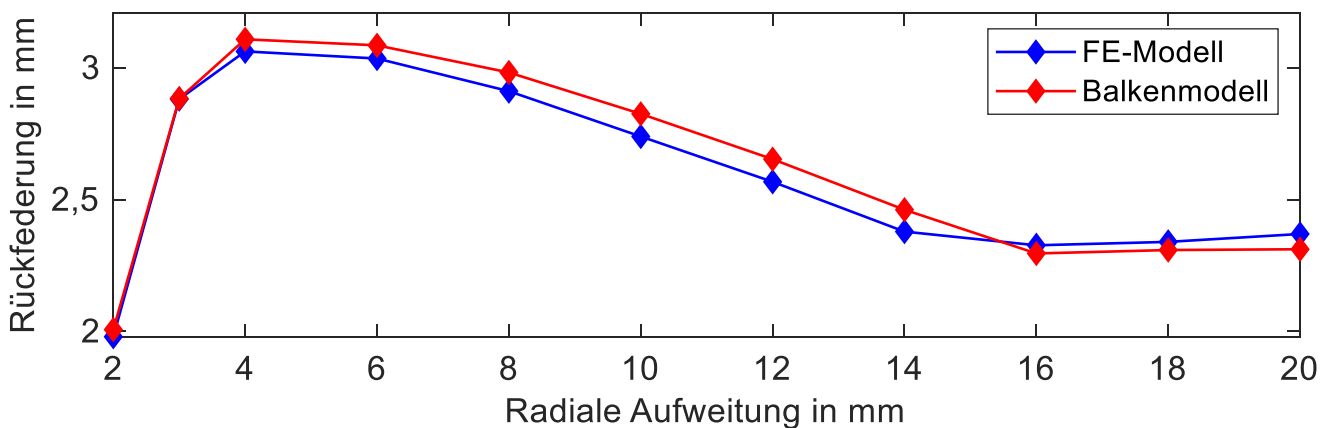


Abbildung 5-13: Gegenüberstellung der berechneten Drahrückfederung auf Basis des FE-Modells und des Balkenmodells für verschiedene radiale Aufweitungen

In Abbildung 5-13 sind die simulierten Drahrückfederungen der beiden Modellierungsansätze gegenübergestellt. Insgesamt zeigt sich eine hohe Übereinstimmung der numerisch ermittelten Werte, wobei die betragsmäßig maximale Abweichung des Balkenmodells zur Referenzlösung des FE-Modells 0,086 mm beträgt. In Abbildung 5-14 ist beispielhaft ein aufgeweitetes Spulenende im belasteten und rückgefederten Zustand als qualitative Gegenüberstellung der Ergebnisse der beiden Modelle dargestellt.

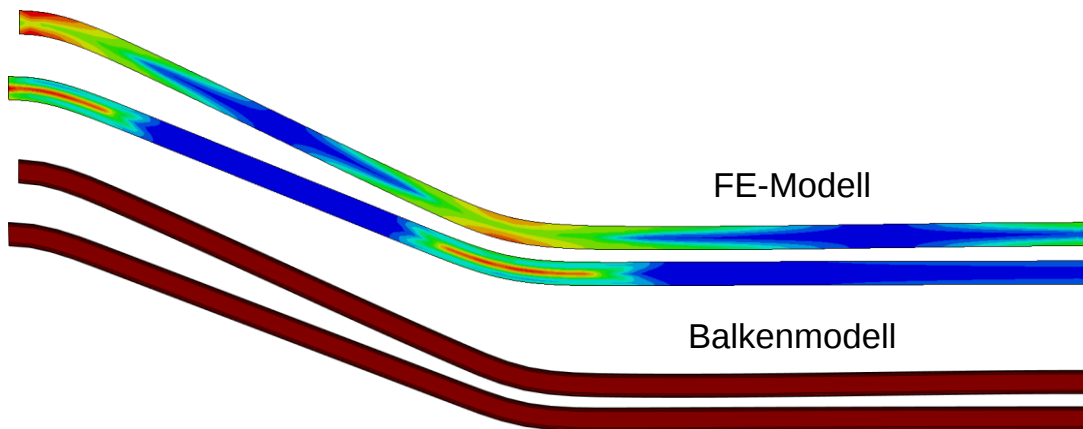


Abbildung 5-14: Qualitative Gegenüberstellung der resultierenden Drahtgeometrie nach einer radialen Aufweitung von 18 mm im belasteten und zurückgefederten Zustand ohne Darstellung der modellierten Statornut und des Isolationspapiers

Für die Simulation des Aufweitprozesses mit der kommerziellen Simulationsumgebung Abaqus und einer Parallelisierung der Berechnung auf acht CPU-Kernen wurden durchschnittlich 43 Minuten je Aufweitstufe benötigt. Der größte Teil der Berechnungsdauer entfiel auf die Kontaktberechnung. Im Vergleich dazu lag die durchschnittliche Berechnungszeit für das Balkenmodell auf einem einzelnen CPU-Kern bei etwa 39 Sekunden. An dieser Stelle sei darauf verwiesen, dass die angegebenen Zeiten lediglich als Richtwert für die Einschätzung der möglichen Zeitersparnis durch die vereinfachte Modellierung herangezogen werden können. Eine objektive Bewertung ist aufgrund der vorgenommenen Modellimplementierungen im Rahmen der Forschungsarbeit nicht möglich. Es ist jedoch davon auszugehen, dass bei einer professionellen und optimierten Implementierung die Unterschiede in der Rechenzeit noch deutlicher ausfallen würden.

5.6.5 Kombiniertes Aufweiten und Twisten

Im Rahmen der abschließenden Verifikation des Plastizitätsmodells wurde ein kombinierter Aufweit- und Twistprozess mit mehrachsiger Biege- und Torsionsbeanspruchung für ein Spulenende vereinfacht simuliert. Dabei wurden die Drahrückfederung sowie der Verlauf der Reaktionskräfte an der Drahtspitze mit der Referenzlösung einer statisch-impliziten FE-Simulation in Abaqus abgeglichen. Als Beispiel diente ein Flachdraht einer fiktiven Drahtlage mit einem Lagenradius von 85 mm, einer radialen Aufweitung von 8 mm und einem Twistwinkel von $22,5^\circ$. Die Modellierung der Drahtgeometrie sowie des Materialverhaltens erfolgte unter Verwendung der in den vorherigen Abschnitten dargelegten Parameter. Um mögliche Einflüsse durch die im Vergleich zum reinen Aufweiten komplexere Interaktion zwischen Flachdraht und Statornut auszu-

schließen und insbesondere das plastische Deformationsverhalten und die daraus resultierenden Reaktionskräfte zu verifizieren, wurde auf eine Modellierung der Statornut verzichtet. Stattdessen wurde der Flachdraht mit einer Gesamtlänge von 45 mm am unteren Drahtende über eine feste Einspannung der Stirnfläche fixiert. Die kombinierte Aufweit- und Twistbewegung der Drahtspitze wurde – wie bereits im Rahmen der Aufweitsimulation – durch eine Verschiebungsrandbedingung vorgegeben. Anders als im vorherigen Abschnitt beschrieben, wurden jedoch zwei translatorische Freiheitsgrade festgelegt, sodass die Drahtspitze sich lediglich uneingeschränkt in axialer Richtung bewegen konnte.

Auf Grundlage der Ergebnisse der FE-Simulation wurde ein Rückfederungsvektor von $\delta_{sp,FE} = (0,015; -0,496; 0,798)_{e_i}$ mm am oberen Drahtende ermittelt. Im Vergleich dazu ergab die Simulation des Balkenmodells einen Rückfederungsvektor von $\delta_{sp,Beam} = (0,024; -0,481; 0,78)_{e_i}$ mm. Die Norm des Differenzvektors weist für das gewählte Beispiel somit eine Abweichung von lediglich 0,024 mm auf. Die Auswertung der Reaktionskräfte am Angriffspunkt der Verschiebungsrandbedingung ist in Abbildung 5-15 dargestellt. Die ermittelten Kraftverläufe des Balkenmodells zeigen eine qualitativ gute Übereinstimmung mit den Verläufen der FE-Simulation. Die maximale relative Abweichung der beiden Kraftverläufe liegt bei 8,5 %. Deutlich wird, dass die Reaktionskräfte durch das Balkenmodell insgesamt leicht unterschätzt werden, was angesichts der komponentenweisen getrennten Akkumulation der Verfestigung im Rahmen des vereinfachten Plastizitätsmodells plausibel erscheint.

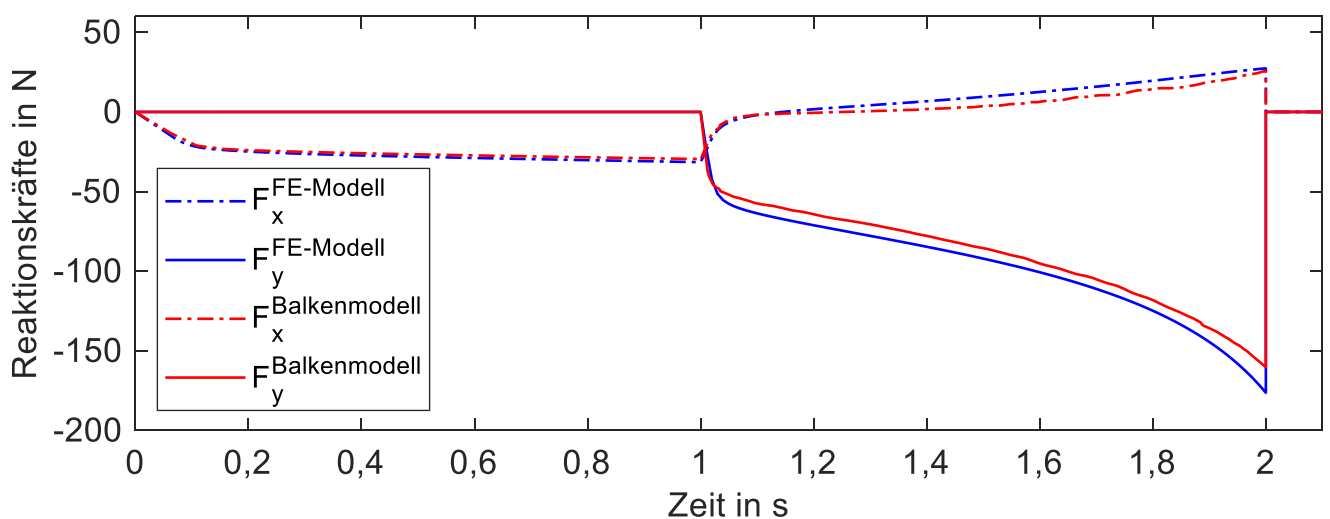


Abbildung 5-15: Vergleich der Reaktionskraftverläufe im globalen Koordinatensystem beim kombinierten Aufweiten und Twisten: FE-Modell (blau), Balkenmodell (rot)

Die resultierenden Drahtgeometrien der beiden Simulationsmodelle im rückgefederten Zustand sind in Abbildung 5-16 qualitativ gegenübergestellt. Wie bereits in Abschnitt 5.5 beschrieben, ergibt sich die grafisch dargestellte Oberfläche des Balkenmodells lediglich aus der Transformation und Triangulation diskretisierter Balkenquerschnitte mit konstanten Geometrieeigenschaften entlang der durch die Positionen der Knotenpunkte und Orientierungen der Balkensegmente definierten Mittellinie des deformierten Balkens. Im Allgemeinen zeigt sich eine qualitativ gute Übereinstimmung zwischen den resultierenden Geometrien. In den Randbereichen sind geringfügige Unterschiede festzustellen, die auf starke plastische Deformationen innerhalb der Querschnittsebenen zurückzuführen sind. Diese können auf Basis einer Balkenmodellierung aufgrund der fehlenden kinematischen Freiheitsgrade innerhalb der Querschnittsebene prinzipbedingt nicht abgebildet werden.

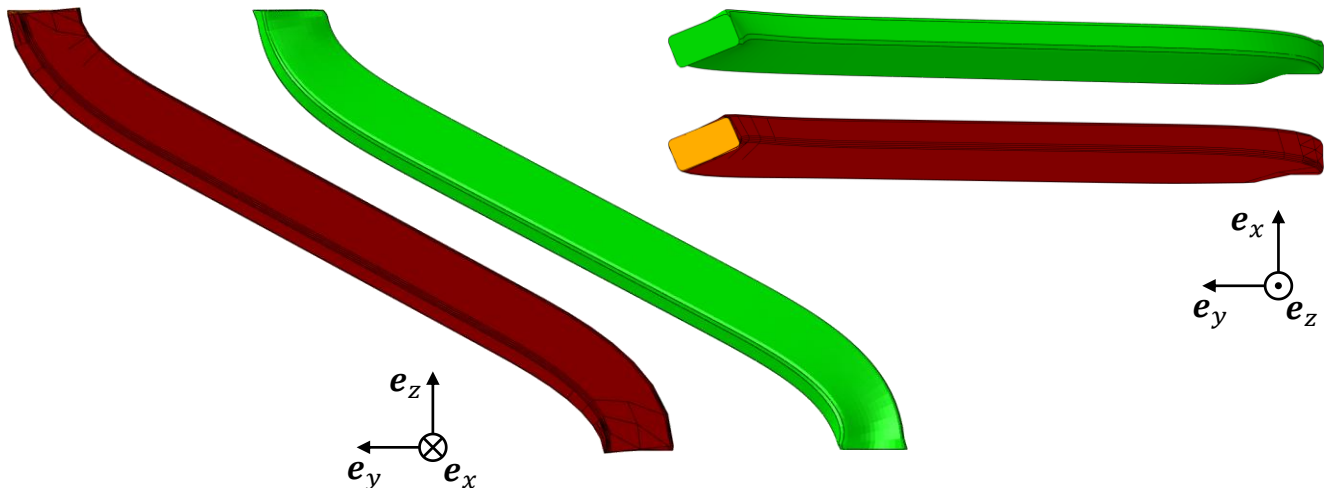


Abbildung 5-16: Qualitative Gegenüberstellung der resultierenden Drahtgeometrien im rückgefederten Zustand nach einer radialen Aufweitung von 8 mm und einem anschließenden Twisten von 22,5°: FE-Modell (grün), Balkenmodell (dunkelrot)

6 Modellgestützte Parametrierung von kinematischen Twistprozessen

Angesichts der hohen Planungskomplexität des sequenziellen Prozessablaufs stellt die automatisierte Programmgenerierung eine zentrale Voraussetzung für die wirtschaftliche Parametrierung kinematischer Twistprozesse und damit für deren erfolgreichen industriellen Einsatz dar. Vor diesem Hintergrund werden in diesem Kapitel die im Rahmen der Forschungsarbeit erarbeiteten Methoden zur modellgestützten Parametrierung des in Kapitel 4 beschriebenen kinematischen Aufweit- und Twistprozesses vorgestellt. Dabei liegt der Fokus auf der Ablauf- und Bahnplanung – ausgehend von dem in Abschnitt 4.1 beschriebenen sequenziellen Funktionsablauf des kombinierten Aufweitens und Twistens einzelner Spulenenden. Zur Berücksichtigung der Formgebungs- und Maschineneinflüsse wird das im vorangegangenen Kapitel entwickelte und validierte elastoplastische Balkenmodell herangezogen. Um eine vollständig automatisierte Prozessparametrierung zu ermöglichen, werden im vorliegenden Kapitel Modelle und Berechnungsmethoden...

- ... zur automatisierten Planung geeigneter Operationsabfolgen für kinematische Twistprozesse mit sequenzieller Prozessführung erarbeitet.
- ... zur automatisierten Bahnplanung für die Bewegungen des Formwerkzeugs und Generierung der Zusatz- und Transferbewegungen entworfen.
- ... zur Kompensation prozessbedingter Lageabweichungen der Spulenenden nach einer erfolgten Aufweit- oder Twistoperation vorgestellt.
- ... zur Optimierung der Torsionsstabilität der Spulenenden sowie zur Reduktion der prozessbedingten Wechselwirkungen zwischen den Spulenenden entwickelt, welche mit der sequenziellen Umformung prinzipbedingt einhergehen.

Abschließend wird die im Rahmen der Forschungsarbeit vorgenommene Implementierung der erarbeiteten Methoden und Algorithmen als prototypische Offline-Programmierungsumgebung für kinematische Aufweit- und Twistprozesse mit sequenzieller Prozessführung vorgestellt.

6.1 Methodik der sequenziellen Ablaufplanung

Bei einer sequenziellen Umformung der Spulenenden ist die Reihenfolge der durchgeführten Formgebungsoperationen in Bezug auf die resultierende Wickelkopfgeometrie

von grundlegender Bedeutung. Sind lediglich die Start- und Zielpositionen der Drahtspitzen von n Spulenenden vorgegeben, ergeben sich theoretisch $n!$ mögliche Operationsabfolgen, um die Drahtspitzen schrittweise in die Zielkonfiguration zu überführen. Eine vollfaktorielle Lösungssuche, die sämtliche Varianten überprüft, ist daher nicht praktikabel. Zudem basiert diese Abschätzung auf der Annahme, dass jedes Spulenende in einem einzigen Schritt von der Start- in die Zielkonfiguration überführt werden kann. Aufgrund kollisionsbedingter Einschränkungen ist dies jedoch in der Regel nicht möglich. Jede Umformung erzeugt neue Abhängigkeiten und potenzielle Kollisionen, die bereits in der Planungsphase berücksichtigt werden müssen.

Die Bestimmung einer optimalen Operationsreihenfolge kann in diesem Kontext als ein mathematisches Umordnungsproblem mit logisch miteinander verknüpften Objekten definiert werden. Vergleichbare Umordnungsprobleme bilden ein zentrales Forschungsfeld in der Robotik, da oft zuerst ein Objekt bewegt werden muss, bevor ein weiteres manipuliert werden kann (vgl. Bayraktar et al. 2023). Im Gegensatz zur vorliegenden Problemstellung werden jedoch zumeist keine deformierbaren Objekte betrachtet. Das Umordnungsproblem der Ablaufplanung weist darüber hinaus Parallelen mit der automatisierten Sequenzgenerierung in der Demontageplanung von Komponenten- und Baugruppen auf. Bei der Demontageplanung handelt es sich um einen Entscheidungsprozess zur Ermittlung einer geeigneten Reihenfolge von Demontageoperationen unter Berücksichtigung von Komponentenbezügen, Bauteilkollisionen und verfügbaren Prozessalternativen. Dabei wird eine Produktbaugruppe schrittweise in Unterbaugruppen und Einzelteile zerlegt, sodass die Komplexität der zu lösenden Teilprobleme im Verlauf der Sequenzgenerierung tendenziell abnimmt bzw. lokal gelöst werden kann. Demgegenüber werden die Drahtspitzen einzelner Spulenenden beim kinematischen Aufweiten und Twisten mit jeder Formgebungsoperation lediglich neu positioniert, wodurch sich das Gesamtproblem nicht schrittweise in unabhängige Teilprobleme zerlegen lässt. Aus diesem Grund sind die im Stand der Forschung und Technik eingesetzten Verfahren und Algorithmen der automatisierten Demontageplanung nicht direkt auf die Ablaufplanung kinematischer Twistprozesse übertragbar. Um den dargestellten Herausforderungen bei der Ablaufplanung für kinematische Twistprozesse effektiv zu begegnen, wird daher die nachfolgend beschriebene Vorgehensweise vorgeschlagen, wobei die Ansätze bereits in Teilen in Hausmann et al. (2022) veröffentlicht wurden.

6.1.1 Problembeschreibung und Planungsmethodik

Die hohe Problemkomplexität sowie der damit einhergehende Berechnungsaufwand für die Ablaufplanung erfordern eine effiziente Vorgehensweise bei der Suche nach einer gültigen Operationsabfolge. Aus diesem Grund wird anstelle einer kontinuierlichen, räumlichen Problembetrachtung zunächst eine diskrete, zweidimensionale Beschreibung des zugrundeliegenden Planungsproblems vorgenommen, um die Suche signifikant zu vereinfachen. Hierzu werden lediglich die Bewegungen der Drahtspitzen der Spulenden auf einem zweidimensionalen, kreisförmigen Gitter betrachtet, wobei die Position der Drahtspitzen in diskreten Polarkoordinaten beschrieben werden. Als Ausgangspunkt werden zwei modifizierte Nutbelegungstabellen mit den Start- und Zielpositionen der Spulenden initialisiert, wobei die Zeile die radiale Position und die Spalte die Winkelposition der nummerierten Drahtspitzen widerspiegeln, siehe Abbildung 6-1. Die Tabellen stellen somit die diskreten Positionen der Drahtspitzen des gedanklich radial aufgetrennten und abgewickelten Stators bzw. Wickelkopfes dar. Die radiale Bewegung einer Drahtspitze entspricht einer Änderung des Zeilenindex, während die Bewegung in Umfangsrichtung eine Änderung des Spaltenindex innerhalb der Tabelle darstellt.

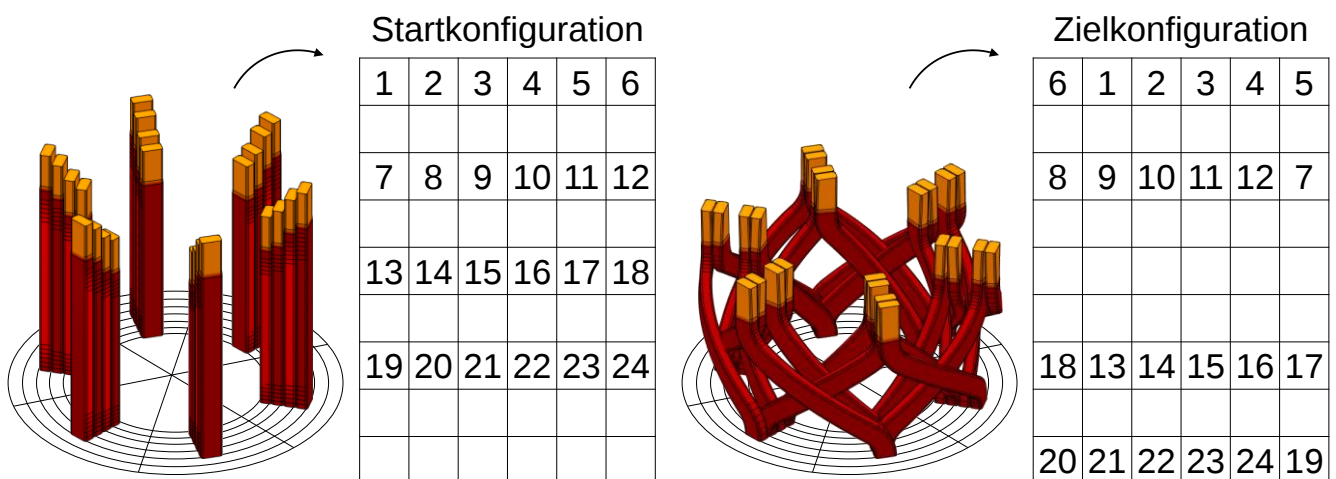
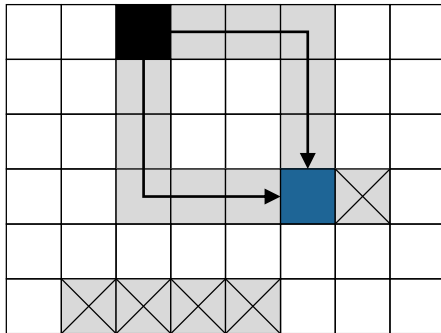


Abbildung 6-1: Darstellung der Start- und Zielkonfiguration auf einem zweidimensionalen, kreisförmigen Gitter am Beispiel eines fiktiven Statormodells mit sechs Nuten und einer radialen Aufweitung der dritten und vierten Drahtlage

Um das kreisförmige Gitter numerisch abzubilden, wurde im Rahmen der Arbeit ein zirkuläres Array verwendet. Dabei handelt es sich um eine Datenstruktur, bei der das Ende des Arrays wieder mit dem Anfang verbunden ist, wodurch eine zirkuläre Struktur entsteht. Dies ermöglicht im Rahmen der Pfadplanung auf einem kreisförmigen Gitter einen direkten Zugriff auf Objekte am gegenüberliegenden Rand des Arrays.

Ausschnitt der aktuellen Konfiguration



■ Startpunkt ■ Zielpunkt ⊗ belegte Gitterzellen

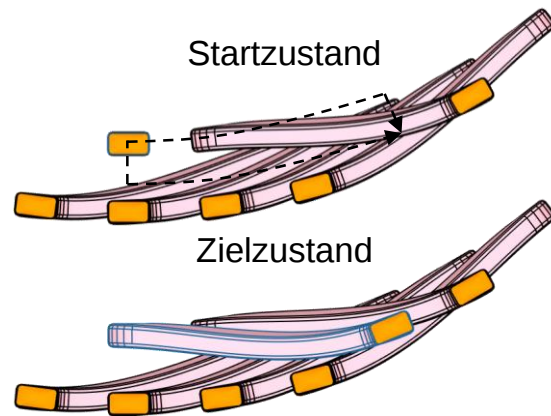


Abbildung 6-2: Beispiel möglicher Gitterpfade für ein Spulenende in der aktuellen Konfiguration: Planungssituation mit zwei kollisionsfreien Gitterpfaden (links), Veranschaulichung der dreidimensionalen Situation in der Draufsicht (rechts)

Basierend auf der vereinfachten Problembeschreibung ist das Ziel der Ablaufplanung, eine gültige Operationsreihenfolge zu ermitteln, welche die diskrete Startkonfiguration unter Berücksichtigung definierter Randbedingungen, beispielsweise zulässiger Verschiebungen der Drahtspitzen bzw. Bewegungspfade auf dem Gitter, in die diskrete Zielkonfiguration überführt. Im Rahmen der Lösungsfindung erfolgt deshalb eine heuristische Suche nach einer geeigneten Sequenz zulässiger Operationen, die sich an einem allgemeinen iterativen Backtracking-Algorithmus²⁶ orientiert. Um den Lösungsraum in jeder Iteration einzuschränken, werden in der aktuellen Konfiguration für jedes Spulenende mehrere vordefinierte Gitterpfade, d. h. diskrete Bewegungspfade, erzeugt, die den Start- und Zielpunkt kollisionsfrei verbinden, vgl. Abbildung 6-2. Neben Gitterpfaden, welche eine direkte Verbindung zwischen Start- und Zielposition darstellen, werden Gitterpfade hinzugefügt, die als Hilfsoperationen dienen, um zunächst vollständig geschlossene Drahtlagen dem Lösungsansatz entsprechend öffnen zu können. Für Drahtlagen ohne radiale Aufweitung erlauben die Hilfsoperationen beispielsweise, den benötigten Raum zum Twisten der übrigen Spulenenden mit Standardoperationen zu schaffen. Aus der Menge generierter Gitterpfade wird in jeder Iteration der vielversprechendste Gitterpfad ausgewählt und der Lösungssequenz hinzugefügt. Anschließend wird die Gitterbelegung der aktuellen Konfiguration entsprechend aktualisiert.

²⁶ Ein Backtracking-Algorithmus ist eine Methode zur Lösung von Problemen, bei der systematisch alle möglichen Lösungswege ausprobiert werden, bis eine gültige Lösung gefunden wird. Dabei kann der Algorithmus rekursiv oder iterativ implementiert werden und verfolgt einen Lösungspfad zurück, sobald festgestellt wird, dass er nicht zur Lösung führt, um alternative Pfade zu erkunden.

Dieser Vorgang wird wiederholt, bis alle Drahtspitzen ihre Zielpositionen erreicht haben, oder bis keine gültigen Gitterpfade mehr verfügbar sind. Im letzteren Fall werden die zuletzt durchgeführten Operationen bis zu einem definierten Verzweigungspunkt im Suchbaum rückgängig gemacht und die Suche in einem neuen Zweig des Baums fortgesetzt.

Nachfolgend werden die wesentlichen Schritte einer einzelnen Iteration im Rahmen der heuristischen Suche genauer beschrieben.

Schritt 1: Zu Beginn jeder Iteration werden alle generierten Gitterpfade auf Kollisionen geprüft und diejenigen Pfade ermittelt, die keine Kollisionen mit anderen Drahtspitzen aufweisen. Konkret bedeutet dies, dass keine Gitterzellen des betrachteten Gitterpfads in der aktuellen Konfiguration von anderen Drahtspitzen belegt werden. Alle kollisionsbehafteten Gitterpfade werden in der aktuellen Iteration aussortiert und nicht weiter berücksichtigt. Unter den kollisionsfreien Gitterpfaden werden nachfolgend diejenigen priorisiert, welche die zugehörige Drahtspitze direkt von der Start- auf die Zielposition bewegen. Falls keine der kollisionsfreien Operationen die Zielposition direkt erreicht, werden die Operationen mit mehrstufigen Gitterpfaden weiterhin berücksichtigt.

Schritt 2: Im nächsten Schritt werden von den bisher gültigen Operationen diejenigen ausgewählt, deren Zielpunkte keine Gitterzellen anderer Gitterpfade belegen. Auf diese Weise wird verhindert, dass sich zwei unmittelbar hintereinander ausgeführte Gitterpfade gegenseitig blockieren. Sollten ausschließlich sich gegenseitig blockierende Gitterpfade vorliegen, werden nur jene Pfade weiter betrachtet, die die geringste Anzahl an Blockierungen verursachen.

Schritt 3: Die Auswahl der final auszuführenden Operation der aktuellen Iteration erfolgt auf Basis einer heuristischen Bewertung der bis hierhin gültigen Gitterpfade. Grundsätzlich werden Operation bevorzugt, wenn das dem Pfad zugeordnete Spulenende in der direkten Nachbarschaft des in der letzten Iteration bewegten Spulenendes liegt. Um einen lagenweisen Prozessablauf zu fördern, wird dabei die Nachbarschaft in tangentialer Richtung höher bewertet als die Nachbarschaft in radialer Richtung. Weiterhin werden Operationen desselben Typs bevorzugt, sofern die tangentielle Bewegungsrichtung der aktuellen Drahtspitze mit der der vorherigen Drahtspitze übereinstimmt. Pfade weisen denselben Typ auf, wenn sie strukturell identisch aufgebaut sind (siehe dazu Abschnitt 6.1.3). Um einer unnötigen Pfadfragmentierung vorzubeugen,

werden Operationen negativ bewertet, wenn das Spulenende bereits in der vorangegangenen Iteration bewegt wurde. Sofern eine Lage mit einer Hilfsoperation begonnen wurde, muss diese zunächst mit weiteren Hilfsoperationen vollständig geöffnet werden. Daher werden Hilfsoperationen bevorzugt, die direkt auf die erste Hilfsoperation derselben Lage folgen.

6.1.2 Bestimmung der diskreten Start- und Zielkonfiguration

Bevor mit der Suche nach einer geeigneten Lösungssequenz begonnen werden kann, müssen die Geometrien der Spulenenden des Wickelkopfes in eine Start- und Zielkonfiguration mit den Positionen der Drahtspitzen überführt werden. An dieser Stelle wird angenommen, dass die radialen und tangentialen Start- sowie Zielpositionen der Drahtspitzen in Polarkoordinaten entweder aus einem CAD-Modell oder einem geeigneten parametrischen Modell entnommen werden können. Die Diskretisierung der realen Winkelpositionen auf dem kreisförmigen Gitter ist vergleichsweise unkompliziert, da die Twistwinkel der Spulenenden, bedingt durch die paarweise Kontaktierung, üblicherweise Vielfachen der Nutteilung des Stators entsprechen und somit bereits einem diskreten Schema folgen. Sollte dies nicht der Fall sein, kann die tangentielle Teilung durch diskrete Schritte weiter verfeinert werden. Im Gegensatz dazu muss bei Betrachtung der radialen Position der Spulenenden von beliebigen Werten ausgegangen werden, weshalb die radiale Diskretisierung weniger eindeutig ist. Eine Möglichkeit besteht darin, den Gitterabstand in radialer Richtung anhand des radialen Abstands zweier benachbarter Flachdrähte innerhalb der Statornut zu diskretisieren und den Zeilenindex eines Spulenendes basierend auf dem kleinsten Abstand der tatsächlichen radialen Position zur nächstgelegenen diskreten Gitterposition zu bestimmen. In der Startkonfiguration mit unverformten, geraden Spulenenden ist die Bestimmung der diskreten Gitterposition dabei trivial, siehe Abbildung 6-3. Im Gegensatz dazu ist das gleiche Vorgehen zur Bestimmung der diskreten Position der Drahtspitzen in der Zielkonfiguration aufgrund der theoretisch beliebigen radialen Aufweitung fehleranfällig. Dies kann dazu führen, dass benachbarte Drahtspitzen fälschlicherweise denselben Zeilenindex erhalten – wie in Abbildung 6-3 anhand der Zielkonfiguration 1 dargestellt. Um der Problematik zu begegnen, wurde das nachfolgend beschriebene Vorgehen erarbeitet.

Wird die Diskretisierung mit dem halben Abstand zweier benachbarter Flachdrähte innerhalb einer Statornut d_N als Gitterabstand d_{DG} durchgeführt, kann die diskrete Git-

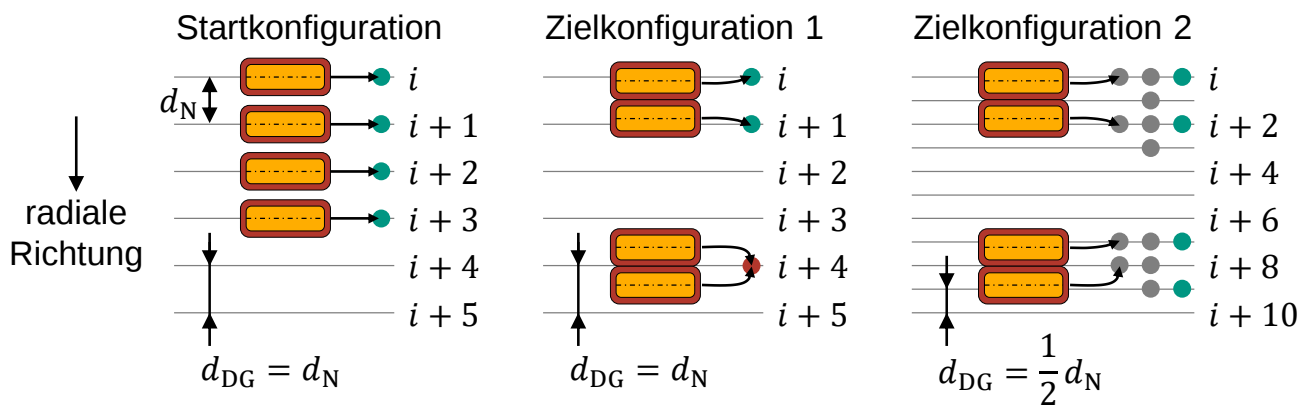


Abbildung 6-3: Schematische Darstellung des Diskretisierungsproblems am Beispiel von vier Spulenenden in der Start- und Zielkonfiguration: Erzeugung der fehlerhaften Zielkonfiguration 1 durch Rundung der radialen Position zur nächstgelegenen Gitterposition, Zielkonfiguration 2 mit zulässiger Diskretisierung auf Basis einer halbierten Gitterdistanz sowie Mehrfachbelegung mit anschließender Filterung.

terposition der Drahtspitze eines Spulenendes zunächst auf Basis des geringsten Abstands der tatsächlichen radialen Position r_{DS} zur nächstliegenden diskreten Gitterposition $\hat{r}_i$ unter Berücksichtigung der Bedingung $\hat{r}_i \leq r_{DS}$ berechnet werden. Dadurch wird verhindert, dass benachbarte Spulenenden identische Zeilenindizes erhalten. Es besteht jedoch die Möglichkeit, dass zwei Drahtspitzen auf dem Gitter direkt nebeneinander platziert werden, was aufgrund der halben Gitterdistanz einer partiellen Kollision der Drahtspitzen entspricht, siehe Zielkonfiguration 2 in Abbildung 6-3. Um sicherzustellen, dass zwischen zwei benachbarten Drahtspitzen in der diskretisierten Zielkonfiguration mindestens ein Gitterabstand von zwei Einheiten besteht und somit keine Durchdringung erfolgt, wird zusätzlich die Gitterposition $\hat{r}_{i+1}$ belegt. Diese Belegung erfolgt von innen nach außen, wobei bereits belegte Gitterpositionen überschrieben werden. Anschließend kann der Mindestabstand in radialer Richtung durch gezieltes Entfernen doppelt vorkommender Indizes gewährleistet werden.

6.1.3 Definition zulässiger Gitterpfade

Um den Planungsaufwand zu reduzieren und die Formgebungsoperationen möglichst zu vereinheitlichen wird im Rahmen der Ablaufplanung in jedem Suchschritt lediglich eine begrenzte Anzahl vordefinierter Gitterpfade zwischen Start- und Zielposition für die Bewegung der jeweiligen Drahtspitze in Betracht gezogen. Die verschiedenen Pfadtypen sind in Tabelle 6-1 zusammengefasst, wobei grundsätzlich zwischen zwei Pfadklassen unterschieden wird: Primäre Pfade, die direkt von der Start- zur Zielposition führen, und sekundäre Pfade, welche die Zielposition nicht direkt erreichen und damit

eine Hilfsoperation darstellen. Primäre Pfade werden im Rahmen der Ablaufplanung stets den sekundären Pfaden vorgezogen. Die radiale und tangentielle Distanz der Gitterpfade variiert mit der Start- und Zielposition der zugehörigen Drahtspitze. Die definierten Sonderoperationen vom Typ „RnS“ und „RpS“ dienen dazu, beim Öffnen und Schließen einer Drahtlage zusätzliche Freiräume zu schaffen, wobei sich diese von den Operationen vom Typ „Rn“ und „Rp“ lediglich durch die Wahl der radialen Gitterdistanz unterscheiden.

Tabelle 6-1: Darstellung der im Rahmen der Ablaufplanung zulässigen Gitterpfade: Die Start- und Zielpositionen der Gitterpfade sind schwarz bzw. blau hervorgehoben, die radiale bzw. tangentielle Gitterdistanz zwischen Start- und Zielposition variiert in Abhängigkeit des Statordesigns.

Typ	Beschreibung	Priorität	Beispiel
R	radiale Bewegung direkt zum Zielpunkt	hoch	
T	tangentiale Bewegung direkt zum Zielpunkt	hoch	
Rn	radiale Bewegung nach innen zu einem Zwischenpunkt auf Höhe des Zielpunkts	niedrig	
Rp	radiale Bewegung nach außen zu einem Zwischenpunkt auf Höhe des Zielpunkts	niedrig	
RnS	radiale Sonderbewegung nach innen zu einem Hilfspunkt mit einer Distanz von $\max_{2 \leq d_r \leq 6} d_r$	niedrig	
RpS	radiale Sonderbewegung nach außen zu einem Hilfspunkt mit einer Distanz von $\max_{2 \leq d_r \leq 6} d_r$	niedrig	
TR	tangentiale, radiale Bewegung direkt zum Zielpunkt	hoch	
RT	radiale, tangentielle Bewegung direkt zum Zielpunkt	hoch	
RTR	radiale, tangentielle, radiale Bewegung direkt zum Zielpunkt	hoch	
A*	variable Bewegung von einem Hilfspunkt zum Zielpunkt, welche mit dem A*-Algorithmus geplant wird	hoch	

Um zum einen ausreichend Platz zu generieren und zum anderen die zusätzliche radiale Aufweitung zu begrenzen, wird die Distanz der radialen Gitterbewegung d_r für Sonderoperationen unter Berücksichtigung der Bedingung $2 \leq d_r \leq 6$ sowie einem Mindestabstand von zwei zu möglichen benachbarten Drahtspitzen maximal gewählt. Darüber hinaus wird die radiale Distanz in jeder Iteration der Ablaufplanung aktualisiert, um stets den maximal verfügbaren Platz auszunutzen. Die Beschränkung der maximalen Distanz auf sechs wurde im Rahmen der Forschungsarbeit auf Grundlage experimenteller Vorversuche empirisch festgelegt. Darüber hinaus sind im Allgemeinen keine Kollisionen der vordefinierten Gitterpfade zulässig. Ausnahmen stellen Pfade des Typs „A*“ dar, bei denen Kollisionen in Sondersituationen partiell zugelassen werden. Die Pfadgenerierung erfolgt in diesem Fall mithilfe des A*-Algorithmus²⁷. Pfade vom Typ A* werden in der Regel nur zur Finalisierung einzelner Drahtlagen verwendet, wenn aufgrund begrenzter Platzverhältnisse kein Gitterpfad kollisionsfrei zur Zielposition führt. Im Allgemeinen sollte jedoch die Anzahl der A*-Pfade minimiert werden, da diese im Prozess mit hoher Wahrscheinlichkeit zu plastischen Deformationen der umliegenden Spulenenden führen. Aus diesem Grund wird im Rahmen der Bahnplanung für entsprechende Pfade eine spezielle Kollisionsoptimierung durchgeführt, die im Abschnitt 6.2.3 näher beschrieben wird.

6.1.4 Gitterbasierte Kollisionsbetrachtung

Im Rahmen des heuristischen Lösungsverfahrens wird in jeder Iteration eine Kollisionsprüfung der generierten Gitterpfade für alle Drahtspitzen durchgeführt, die ihren Zielpunkt noch nicht erreicht haben. Die Kollisionsprüfung in der aktuellen Konfiguration erfolgt auf Basis einer lokalen Prüfung der Zellenbelegung für jeden Pfadpunkt der einzelnen Gitterpfade. Da die aktuelle Konfiguration lediglich die Positionen der Drahtspitzen berücksichtigt, können etwaige Überschneidungen im mittleren Drahtabschnitt kreuzender Spulenenden nicht erkannt werden. Eine alleinige Kollisionsprüfung zwischen Pfadpunkten und anderen Drahtspitzen ist daher nicht ausreichend. Aus diesem Grund werden zwei modifizierte Belegungen des Gitters der aktuellen Konfiguration zur Kollisionsprüfung verwendet, wobei in Abhängigkeit der tangentialen Bewegungsrichtung des jeweils betrachteten Spulenendes zusätzliche Zellen der bereits gegenläufig

²⁷ Der A*(A-Star)-Algorithmus stellt einen weit verbreiteten Algorithmus zur Pfadplanung dar, welcher zur Suche des kürzesten Pfades zwischen einem gegebenen Startpunkt und einem Zielpunkt in einem positiv gewichteten Graphen dient.

bewegten Spulenenden in tangentialer Richtung belegt werden, siehe Abbildung 6-4. Die zusätzlich belegten Zellen stellen vereinfacht die unteren Drahtabschnitte gegenläufig getwisteter Spulenenden dar, wodurch unzulässige Drahtkreuzungen im Planungsprozess verhindert werden.

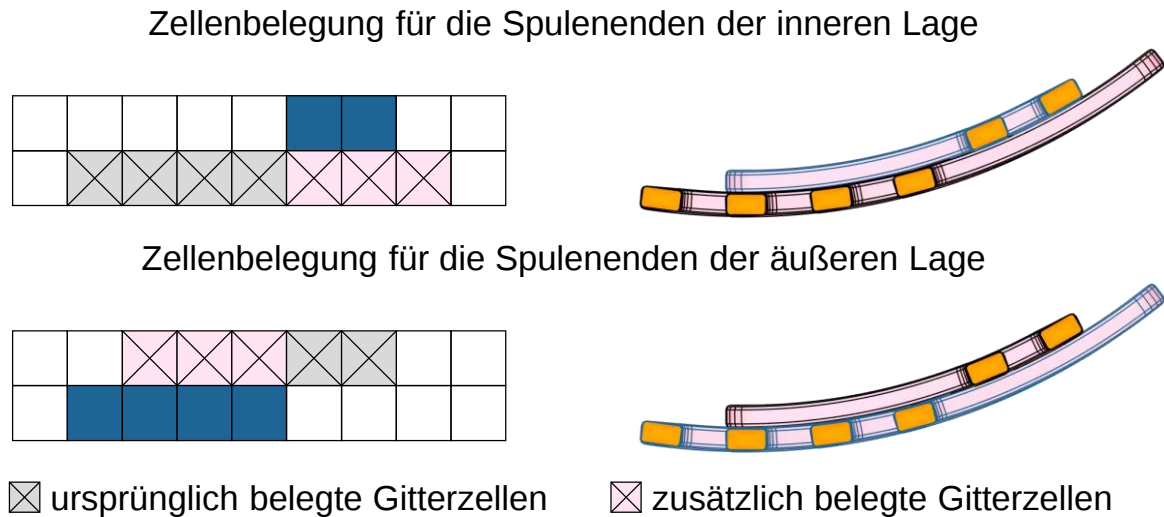
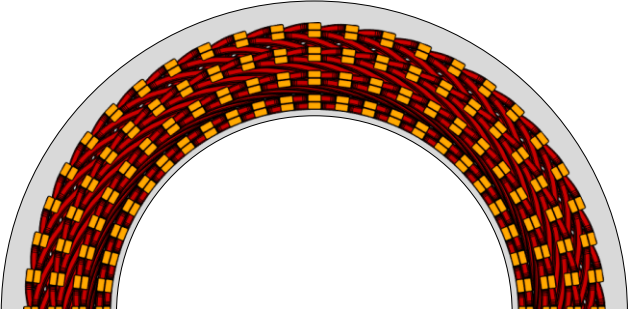
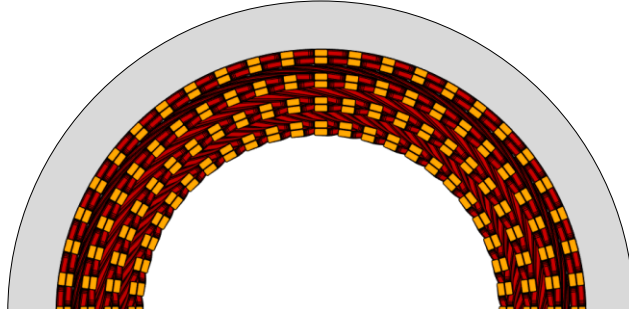
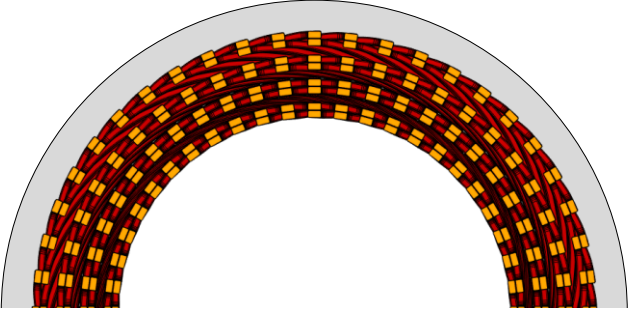
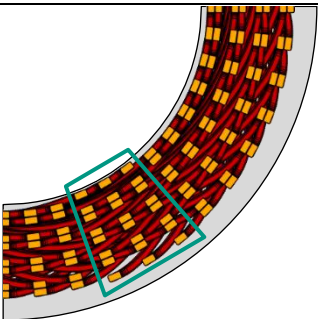
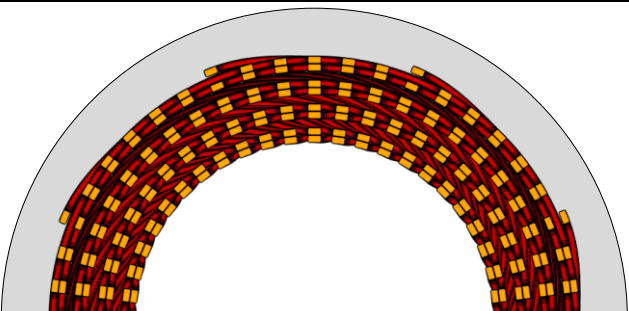
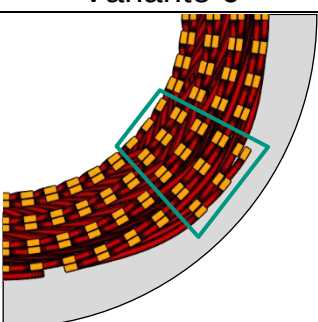


Abbildung 6-4: Modifizierte Zellenbelegung der Spulenenden mit gegenläufiger tangentialer Bewegungsrichtung (grau) in Bezug auf die Bewegungsrichtung der betrachteten Spulenenden (blau)

6.1.5 Verifikation der Ablaufplanung

Die Vielzahl an theoretisch möglichen Twistschemata erschwert grundsätzlich den Nachweis der korrekten Funktionsweise der entwickelten Ablaufplanung für beliebige Wickelkopfdesigns. Aus diesem Grund wurde die Verifikation der entwickelten Ablaufplanung anhand verschiedener Komplexitätsstufen eines Twistschemas für ein generisches Stator-Design mit 48 Nuten und acht Leitern je Nut vorgenommen. In Tabelle 6-2 sind die sechs betrachteten Designvarianten zusammengefasst, bei denen zum einen die Richtung der radialen Aufweitung variiert wurde (Varianten 1–3) und zum anderen Zwischenlagen und Richtungswechsel betrachtet wurden (Varianten 5–6). Die axiale Höhe der Spulenenden wurde nicht variiert, da diese aufgrund der zweidimensionalen Problembetrachtung im Rahmen der Ablaufplanung nicht berücksichtigt wird und damit keinen Einfluss auf die Operationsreihenfolge hat. Darüber hinaus sei darauf verwiesen, dass die zur Verifikation herangezogenen Varianten 4, 5 und 6 rein geometrisch motiviert sind und ohne Berücksichtigung der elektrischen Verschaltung erstellt wurden.

Tabelle 6-2: Darstellung der zur Verifikation der Ablaufplanung betrachteten Designvarianten eines generischen Stators mit 48 Nuten und 8 Lagen

Variante 1	Variante 2
	
Wickelkopf mit positiver radialer Aufweitung der Drahtlagen	Wickelkopf mit negativer radialer Aufweitung der Drahtlagen
Variante 3	Variante 4
	
Wickelkopf mit positiver und negativer radialer Aufweitung der Drahtlagen	Wickelkopf mit positiver radialer Aufweitung und lokalen Zwischenlagen
Variante 5	Variante 6
	
Wickelkopf mit negativer radialer Aufweitung und regelmäßigen Richtungswechseln in der äußeren Lage	Wickelkopf mit negativer radialer Aufweitung und lokalen Zwischenlagen sowie Richtungswechseln in der äußeren Lage

Auf Basis der entwickelten Ablaufplanung konnte für jede der sechs betrachteten Varianten eine plausible Lösungssequenz ermittelt werden. Eine Übersicht der hierzu erforderlichen Operationen ist in Tabelle 6-3 dargestellt. Bei allen Varianten wurden mindestens 96 % der Drahtspitzen durch eine kombinierte Aufweit- und Twistbewegung

direkt von der Start- zur Zielposition bewegt. Insgesamt wurden lediglich sechs bis zwölf zusätzliche Hilfsoperationen benötigt, um Lagen nach dem im Abschnitt 3.1 beschriebenen Lösungsansatz zur Behandlung des prozessinhärenten Kollisionsproblems zu öffnen. Während Zwischenlagen ohne Richtungswechsel (Variante 4) im vorliegenden Fall keine Auswirkung auf die Anzahl der erforderlichen Suchiterationen haben, führen Zwischenlagen in Kombination mit Richtungswechseln (Variante 6) zu einer leichten Zunahme der zur Lösung erforderlichen Suchiterationen.

Tabelle 6-3: Übersicht der erforderlichen Operationen zum Aufweiten und Twisten verschiedener Varianten des Twistschemas eines Stators mit 384 Spulenenden (48 Nuten, 8 Leiter je Nut)

Design- variante	Such- iterationen	Anzahl der verschiedenen Pfadtypen des ermittelten Ablaufs										
		R	T	Rn	Rp	RnS	RpS	TR	RT	RTR	A*	Summe
1	681	0	90	0	0	6	0	9	270	15	0	390
2	681	0	90	0	0	0	6	9	270	15	0	390
3	681	0	90	0	0	3	3	18	270	6	0	390
4	681	0	84	0	0	3	3	8	280	12	0	390
5	688	0	83	0	0	3	9	9	270	14	8	396
6	726	0	90	0	0	3	0	6	282	6	0	387

6.2 Planung der Formgebungsbahnen und Zusatzbewegungen

Nachdem die grundlegende Abfolge der sequenziellen Formgebungsoperationen ermittelt wurde, müssen die auf dem dimensionslosen Gitter geplanten Gitterpfade in räumliche Werkzeugbahnen überführt werden. Wie in den vorherigen Abschnitten beschrieben, werden Kollisionen zwischen Spulenenden im Rahmen der Ablaufplanung nur vereinfacht behandelt und die geometrische Störkontur des Formwerkzeugs bislang nicht in den Planungsprozess mit einbezogen. Darüber hinaus umfasst der Prozessablauf bisher lediglich die essenziellen Operationen zur Umformung der Spulenenden. Um den Prozessablauf zu vervollständigen, müssen jedoch weitere Zusatzbewegungen geplant werden, welche ein sicheres Einführen und Freigeben der Spulenenden mit dem Formwerkzeug gewährleisten und die einzelnen Formgebungssequenzen durch kollisionsfreie Transferbewegungen zwischen den Spulenenden miteinander verbinden. Das hierzu entwickelte Vorgehen wird nachfolgend zusammenfassend beschrieben. Die ersten vier Schritte zur Überführung der diskreten Gitterpfade in räumliche Bahnkurven sind in Abbildung 6-5 schematisch dargestellt.

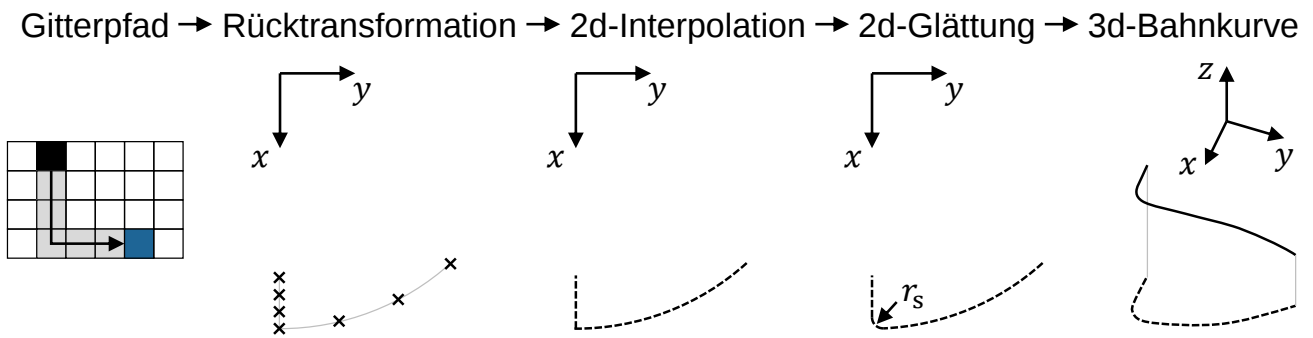


Abbildung 6-5: Vorgehen zur Generierung räumlicher Werkzeugbahnen aus den diskreten Gitterpfaden der Ablaufplanung

Schritt 1: Zunächst werden die dimensionslosen, diskreten Gitterpfade wieder in dimensionsbehaftete Pfadpunkte in Polarkoordinaten zurücktransformiert. Dazu wird jeder Gitterpfad zunächst auf Basis der radialen und tangentialen Gitterdistanzen zwischen Start- und Zielpunkt normiert. Anschließend werden die Pfadpunkte auf Basis der tatsächlichen Positionswerte in der Zielkonfiguration des jeweils zugehörigen Spulenendes skaliert.

Schritt 2: Im Anschluss an die Rücktransformation erfolgt eine Interpolation der Pfadpunkte, um eine ausreichende Anzahl äquidistanter Pfadpunkte mit definiertem Abstand zu erzeugen.

Schritt 3: Um abrupte Wechsel zwischen radialer und tangentialer Bewegungsrichtung des Formwerkzeugs aufgrund der gitterbasierten Ablaufplanung zu vermeiden, können die interpolierten zweidimensionalen Pfadpunkte nachfolgend optional geglättet werden. Im Rahmen der Forschungsarbeit wurde für die Glättung der Pfadpunkte ein gleitender Mittelwertfilter verwendet, dessen Fensterbreite w_{mov} in Abhängigkeit vom gewünschten Glättungsradius r_s und dem mittleren Punktabstand $\bar{d}$ über den Zusammenhang $w_{\text{mov}} = 2 \cdot \text{int}\left(\frac{r_s}{\bar{d}}\right) + 1$ approximiert wurde. In diesem Kontext bezeichnet der Operator $\text{int}()$ die Rundung des Zahlenwerts zur nächstgelegenen Ganzzahl.

Schritt 4: Zur Überführung der zweidimensionalen Pfadpunkte einer Formgebungsoperation in eine räumliche Bahnkurve muss die axiale Höhe der Pfadpunkte berechnet werden. Die axiale Höhe ergibt sich aus der Anfangsdrathhöhe sowie der positionsabhängigen Axialkompensation im Rahmen der Aufweit- und Twistbewegung. Zur vereinfachten geometrischen Bestimmung der Axialkompensation wurde im Rahmen der Forschungsarbeit ein geometrisches Drahtmodell erarbeitet, welches in den nachfolgenden Abschnitten 6.2.1 und 6.2.2 genauer beschrieben wird.

Schritt 5: Nach der Erzeugung der initialen räumlichen Bahnkurven wird eine Kollisionsoptimierung durchgeführt, um die Wechselwirkungen zwischen dem Formwerkzeug und den umliegenden Spulenenden während der Umformung zu minimieren. Das hierzu entwickelte Vorgehen wird in Abschnitt 6.2.3 beschrieben.

Schritt 6: Um die Spulenenden im Prozess definiert zu führen und die senkrechte Ausrichtung der Drahtenden nach erfolgter Formgebung zu optimieren, ist es erforderlich, das Spiel der Drahtenden im Drahtkanal des Formwerkzeugs im Bahnplanungsprozess mit zu berücksichtigen. Aus diesem Grund wird das Formwerkzeug in Abhängigkeit der Bewegungsrichtung leicht verkippt, wobei die geometrischen Zusammenhänge zur Ermittlung der erforderlichen Kippwinkel in Abschnitt 6.2.4 behandelt werden.

Schritt 7: Abschließend werden die erforderlichen Zusatz- und Transferbewegungen generiert, um ein sicheres Einführen und Freigeben der Spulenenden zu gewährleisten und die einzelnen Formgebungsoperationen miteinander zu verbinden. Das hierzu entwickelte Vorgehen wird in Abschnitt 6.2.5 erläutert.

6.2.1 Berechnung dreidimensionaler Bahnkurven

Nach der Rücktransformation, Interpolation und Glättung der Gitterpfade liegt eine zweidimensionale Beschreibung der Bahnkurve in Form äquidistanter Pfadpunkte in Polarkoordinaten vor. Die Erzeugung der räumlichen Bahnkurven für die Bewegung des Formwerkzeugs erfordert grundsätzlich die Ermittlung der zugehörigen Höhenposition der Drahtspitze in jedem Pfadpunkt unter Berücksichtigung des Umformverhaltens. Eine physikalisch motivierte und vergleichsweise genaue Bestimmung der Höhenposition der Drahtspitze ist durch die Verwendung des in Kapitel 5 entwickelten elastoplastischen Balkenmodells möglich. In diesem Kontext besteht die Möglichkeit, die Modellierung der bewegten Drahtspitze durch die Definition einer Verschiebungs- und Orientierungsrandbedingung direkt an der Drahtspitze zu realisieren. Diese gibt die fünf bekannten Freiheitsgrade auf Basis der radialen Aufweitung, des Twistwinkels und der senkrechten Ausrichtung des Drahtendes vor und beschränkt die freie Verschiebung der Drahtspitze auf die zum Stator axiale Komponente. Folgt das Formwerkzeug genau der sich in der Simulation einstellenden Höhe der Drahtspitze, so entspricht dies unter Vernachlässigung etwaiger Modellfehler einer vollständig axialkraftfreien Höhenkompensation. Da das Balkenmodell jedoch nicht geeignet ist, um die im sequenziellen Prozess potenziell auftretenden Kollisionen zwischen dem Formwerkzeug und

den umliegenden Spulenenden umfassend mit zu berücksichtigen, wäre nach der skizzierten Vorgehensweise eine Vielzahl an Simulationsläufen je Spulenende zur Kollisionsoptimierung und Rückfederungsberechnung im Rahmen der Bahnplanung notwendig, was eine signifikante Erhöhung der Berechnungsdauer zur Folge hätte. Aus diesem Grund wurde für die Planung der initialen räumlichen Bahnkurven bzw. zur Berechnung der zu kompensierenden Axialhöhe aufgeweiteter und getwisteter Spulenenden ein vereinfachtes geometrisches Drahtmodell entwickelt, welches nachfolgend näher beschrieben wird und in Teilen bereits in Hausmann et al. (2022) veröffentlicht wurde.

Geometrische Beschreibung der Drahtkontur

Die Modellierung der Drahtkontur der Spulenenden basiert auf einer idealisierten, parametrischen Beschreibung der Drahtmittellinie in Abhängigkeit weniger produktspezifischer Konturparameter, welche zumeist im Rahmen der Auslegung und Konstruktion der elektrischen Maschine definiert werden. In Anlehnung an das Vorgehen zur Erzeugung räumlicher Kurven in klassischen CAD-Anwendungen erfolgt die Konstruktion der Mittellinie aus der mathematischen Projektion zweier ebener Kurven, siehe Abbildung 6-6. Zur Vereinfachung der Konturbeschreibung werden dabei der senkrechtstehende untere und obere Drahtabschnitt des Spulenendes ohne Beschränkung der Allgemeinheit von der nachfolgenden Betrachtung ausgenommen. Der entwickelte Algorithmus zur Berechnung einer beliebigen Anzahl diskreter Stützpunkte auf der konstruierten Mittellinie bei gegebenen Konturparametern ist in Quelltext 6-1 zusammengefasst und wird im Folgenden näher beschrieben.

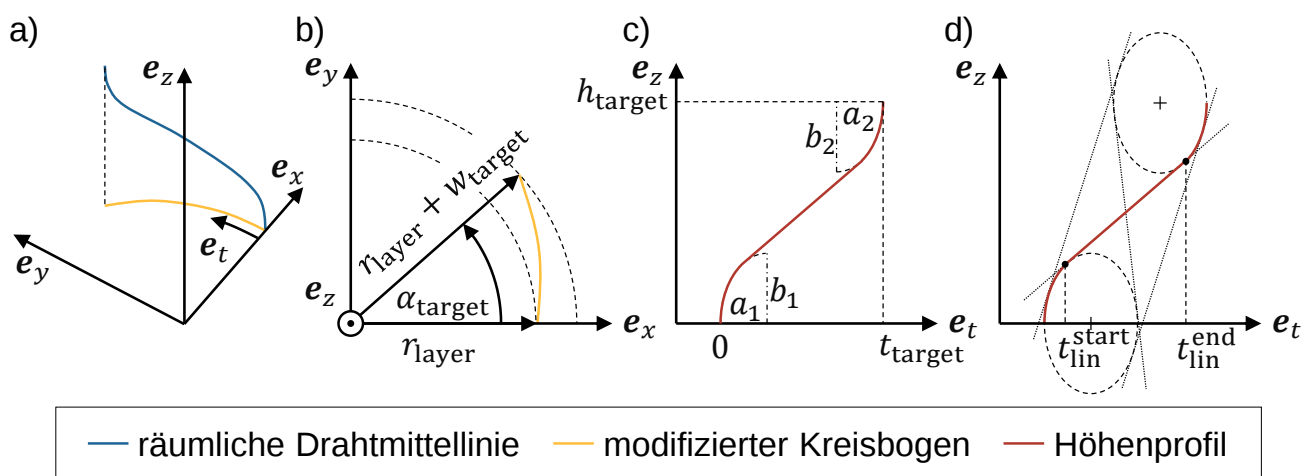


Abbildung 6-6: a) Konstruktion der räumlichen Drahtmittellinie aus der Projektion zweier ebener Kurven, b) modifizierter Kreisbogen in der x - y -Ebene, c) und d) zeigen das Höhenprofil des Flachdrahts in der gekrümmten t - z -Ebene, welche aus zwei Ellipsenabschnitten und deren verbindenden Tangente konstruiert wurde

Im ersten Schritt des Algorithmus werden die x - und y -Koordinaten für eine vorgegebene Anzahl winkelläquidistanter Punkte gemäß den Zeilen 1–6 berechnet. Dabei wird zunächst ein Kreisbogen als projizierte Kurve auf der x - y -Ebene angenommen. Um eine radiale Aufweitung des Spulenendes zu berücksichtigen, besteht die Möglichkeit, die Punkte des Kreisbogens je nach vorgesehener radialer Aufweitung und aktueller Winkellage radial nach innen oder außen zu verschieben. Dazu wird der positionsabhängige Betrag der radialen Aufweitung in Abhängigkeit vom normierten Twistwinkel α_{norm} und der Aufweitung in der Zielkonfiguration w_{target} mittels einer stetigen Interpolationsfunktion berechnet (Zeile 3–4) und zum Lagenradius r_{layer} des Spulenendes addiert. Im einfachsten Fall kann hierfür ein linearer Interpolationsansatz gewählt werden.

Quelltext 6-1: Algorithmus zur geometrischen Beschreibung der Drahtkontur von Spulenenden durch die Projektion zweier ebener Kurven

```

Geometrical Wire Model (GWM)
Input:  $h_{\text{target}}, w_{\text{target}}, \alpha_{\text{target}}, r_{\text{layer}}, a_1, b_1, a_2, b_2$ 

1:   Initialize  $\alpha_{1..n} = \text{linspace}(0, \alpha_{\text{target}})$ 
2:   for all indices  $i$  do
3:        $\alpha_{\text{norm},i} = \frac{\alpha_i}{\alpha_{\text{target}}}$ 
4:        $r_i = r_{\text{layer}} + \text{wideningInterp}(\alpha_{\text{norm},i}, w_{\text{target}})$ 
5:        $p_{x,i} = r_i \cos(\alpha_i)$ 
6:        $p_{y,i} = r_i \sin(\alpha_i)$ 
7:    $t_{\text{target}} = \text{sumAll}(\|p_{xy,i+1} - p_{xy,i}\|) \approx \|p_{xy,n} - p_{xy,1}\|$ 
8:    $t_1^0 = a_1, z_1^0 = b_1, t_2^0 = t_{\text{target}} - a_2, z_2^0 = h_{\text{target}} - b_2$ 
9:    $t_{\text{lin}}^{\text{start}}, z_{\text{lin}}^{\text{start}}, t_{\text{lin}}^{\text{end}}, z_{\text{lin}}^{\text{end}} = \text{innerTangentPoints}(a_1, b_1, t_1^0, z_1^0, a_2, b_2, t_2^0, z_2^0)$ 
10:   $t_{1..n} = \text{linspace}(0, t_{\text{target}})$ 
11:   $p_z^{\text{ellipse\#1}} = \text{ellipse}(t[t < t_{\text{lin}}^{\text{start}}], a_1, b_1, t_1^0, z_1^0)$ 
12:   $p_z^{\text{linear}} = \text{line}(t[t_{\text{lin}}^{\text{start}} \leq t \leq t_{\text{lin}}^{\text{end}}], t_{\text{lin}}^{\text{start}}, z_{\text{lin}}^{\text{start}}, t_{\text{lin}}^{\text{end}}, z_{\text{lin}}^{\text{end}})$ 
13:   $p_z^{\text{ellipse\#2}} = \text{ellipse}(t[t > t_{\text{lin}}^{\text{end}}], a_2, b_2, t_2^0, z_2^0)$ 

Output:  $p_x, p_y, p_z$ 

```

Um den in der Realität glatten Krümmungsverlauf in den Drahtbiegungen bei größerer radialer Aufweitung realitätsgetreu nachzubilden, besteht alternativ die Möglichkeit, eine glatte Stufenfunktion (im Englischen „smoothstep function“) zur Interpolation zu verwenden. Als geeignete Stufenfunktion kann beispielsweise ein Polynom dritten Grades aus der Klasse der Hermite-Polynome herangezogen werden, siehe Gleichung 6-1.

$$H_{\text{step}}(x) = \begin{cases} 0 & x \leq 0 \\ 3x^2 - 2x^3 & 0 \leq x \leq 1 \\ 1 & x \geq 1 \end{cases} \quad 6-1$$

Die z -Koordinaten der Stützpunkte der Mittellinie werden mittels einer abschnittsweise definierten Kurve berechnet, welche aus einem elliptischen Bogen im oberen und unteren Drahtabschnitt des Spulenendes sowie einem linearen Bereich im mittleren Drahtabschnitt zusammengesetzt ist. Die Konstruktion der Kurve erfolgt in der gekrümmten t - z -Ebene. Zur Definition der Bereichsgrenzen, werden zunächst die beiden Randpunkte des linearen Drahtabschnitts $(t_{\text{lin}}^{\text{start}}, z_{\text{lin}}^{\text{start}})$ und $(t_{\text{lin}}^{\text{end}}, z_{\text{lin}}^{\text{end}})$ berechnet (Zeile 9), die den Berührungspunkten einer der beiden möglichen inneren Tangenten zwischen den beiden Ellipsen entsprechen (vgl. Abbildung 6-6, rechts). Der Ursprung der beiden Ellipsen (t_j^0, z_j^0) ergibt sich jeweils aus den Abständen zu den Randpunkten der gesamten Kurve unter Berücksichtigung der gegebenen Halbachsen a_j und b_j . Im Allgemeinen können die Steigungen der vier gemeinsamen Tangenten zweier Ellipsen, deren Hauptachsen mit den kartesischen Koordinatenachsen übereinstimmen, durch die Bestimmung der Nullstellen eines Polynoms vierter Ordnung berechnet werden. Im vorliegenden Anwendungsfall ist die gesuchte innere Tangente stets die Tangente mit der geringsten Steigung. Nachdem die drei Drahtabschnitte durch die Randpunkte definiert sind, können abschließend die gesuchten z -Koordinaten mithilfe der entsprechenden Ellipsen- und Geradengleichung in kartesischen Koordinaten berechnet werden (Zeile 10–13).

Berechnung der Axialkompensation

Um die axiale Höhe des Spulenendes an einem beliebigen Punkt der Umformung mithilfe des geometrischen Drahtmodells zu beschreiben, wird die Annahme getroffen, dass die Bogenlänge des Spulenendes über den gesamten Prozess hinweg konstant bleibt. Unter Berücksichtigung dieser Annahme lässt sich ein nichtlineares Minimierungsproblem zur Berechnung der axialen Höhe h_k für ein gegebenes Parameterpaar aus radialer Aufweitung w_k und Twistwinkel α_k formulieren, vgl. Gleichung 6-2. Dabei bezeichnet h_{target} die vorgegebene Axialhöhe und s_{red} die im Voraus berechnete reduzierte Bogenlänge des Spulenendes in seiner Zielkonfiguration auf Basis der bekannten Konturparameter und unter Vernachlässigung der Längen der senkrechtstehenden oberen und unteren Drahtabschnitte des Spulenendes.

$$h_k = \min_{h \in [h_{\text{target}}, s_{\text{red}}]} \text{arclength}(\text{GWM}(h, w_k, \alpha_k)) - s_{\text{red}} \quad 6-2$$

Das Minimierungsproblem 6-2 kann durch die Bestimmung der Nullstelle der Zielfunktion mithilfe klassischer numerischer Berechnungsverfahren gelöst werden. Dem Vorgehen in Hausmann et al. (2022) folgend wird für eine robuste und effiziente Minimierung der Zielfunktion die Steffensen-Methode verwendet, die aufgrund ihrer quadratischen Konvergenz und gradientenfreien Berechnung im vorliegenden Fall von Vorteil ist. Die Berechnung der Bogenlänge der Mittellinie in Gleichung 6-2 wird durch die kumulierte Summe der Längen der Liniensegmente zwischen den Stützpunkten gebildet. Dabei wird die Mittellinie im Rahmen der vorliegenden Arbeit konstant mit 1000 Stützpunkten diskretisiert, um eine ausreichende Genauigkeit sicherzustellen.

Approximation der Querschnittsorientierung

Das vorgestellte geometrische Drahtmodell umfasst bislang lediglich eine Beschreibung der Drahtmittellinie der Spulenenden. Um die Oberflächengeometrie der Spulenenden für die in Abschnitt 6.2.3 beschriebene Kollisionsoptimierung zu approximieren, ist neben der konstruierten diskreten Mittellinie ein diskretes Orientierungsfeld entlang der Drahtbogenlänge erforderlich. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird das Orientierungsfeld mithilfe von rotationsminimierenden Bezugssystemen nach Wang et al. (2008) und Yoon et al. (2012) approximiert, welche bereits in Hausmann et al. (2020) zur Erzeugung triangulierter Oberflächennetze parametrischer Modelle von Hairpin-Steckspulen verwendet wurden. Die diskreten Bezugssysteme werden dabei entlang der Bogenlänge der räumlichen Kurve so orientiert, dass sie die relativen Rotationen um die lokalen Tangentenvektoren der Kurve zwischen den Bezugssystemen bei gegebenen Orientierungsrandbedingungen an den Kurvenenden minimieren. Im Kontext der vorliegenden Arbeit werden die Orientierungsrandbedingungen der Spulenenden auf der einen Seite durch die Drahtorientierung in der Statornut und auf der anderen Seite durch die tangentielle Orientierung der Drahtspitze am Kreisbogen in der x - y -Ebene definiert. Im Rahmen der Kollisionsoptimierung und zur einfachen Visualisierung wird die geometrische Oberfläche eines Spulenendes schließlich als triangulierte Oberfläche approximiert. Diese basiert auf der Transformation starrer Querschnitte entsprechend der Position und Orientierung diskreter Punkte entlang der Mittellinie.

6.2.2 Numerische Bestimmung der Konturparameter

Im vorherigen Abschnitt wurde ein geometrisches Drahtmodell eingeführt, welches die Drahtmittellinie anhand weniger Konturparameter beschreibt. Die Konturparameter lassen sich in der Regel direkt aus dem vorgegebenen Produktdesign der Kontaktierseite

des Hairpin-Stators ableiten. Eine zur Bahnplanung hinreichend genaue Approximation der Geometrie der Spulenenden auf Basis des geometrischen Drahtmodells setzt in diesem Fall jedoch eine fertigungsgerechte Gestaltung der Kontaktierseite der Hairpin-Wicklung voraus. Ohne ein ausreichendes Prozessverständnis im Rahmen der elektrischen Auslegung und Konstruktion werden jedoch insbesondere hinsichtlich der Biegeradien mitunter zu geringe Werte angenommen, die umformtechnisch nicht ohne eine Beschädigung der Isolationsbeschichtung erreicht werden können. Unabhängig von der gewählten Prozessführung resultieren zu klein angenommene Biegeradien in einer irrtümlich zu gering abgeschätzten Wickelkopfhöhe sowie verkürzten Bogenlängen der Spulenenden. Da die Umformung der Spulenenden beim Twisten enden gesteuert erfolgt und sich die tatsächlichen Biegeradien aus der Relativbewegung zwischen dem Stator und dem Werkzeug ergeben, lassen sich die Biegeradien unter der Voraussetzung einer schonenden Behandlung der Isolationsbeschichtung nur geringfügig durch angepasste Radien an den Werkzeuggtaschen bzw. Stützfiguren oder durch modifizierte Werkzeugbewegungen beeinflussen.

Vor diesem Hintergrund wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit eine Vorgehensweise zur einfachen numerischen Berechnung tabellarischer Konstruktionsparameter für die fertigungsgerechte Auslegung und Konstruktion von Hairpin-Wicklungen entwickelt. Die umfangreichen Parametertabellen bieten die Möglichkeit, realistische Anhaltswerte für die natürlichen Biegeradien in Abhängigkeit der Drahtbogenlänge, der axialen Höhe, der projizierten Kreisbogenlänge sowie verschiedenen Skalierungen der Axialkompensation für einen bestimmten Drahtquerschnitt und ein bestimmtes Material nachzuschlagen. Zur Generierung der Parametertabellen werden zunächst vereinfachte Formgebungssimulationen des Twistvorgangs durchgeführt, bei denen die Drahtbogenlänge und Axialkompensation variiert werden. Auf Grundlage der Simulationsergebnisse wird die Kontur der resultierenden Drahtmittellinie extrahiert und mithilfe eines Best-Fit-Ansatzes des geometrischen Drahtmodells zur Bestimmung der Biegeradien approximiert. Um das numerische Vorgehen zur Bestimmung der Biegeradien zu vereinfachen, werden die Spulenenden ausschließlich in der zweidimensionalen tangentialen Projektionsebene betrachtet. Diese Vereinfachung ist insofern zulässig, da eine radiale Aufweitung der Spulenenden bei einer begrenzten Drahttorsion einen verhältnismäßig kleinen Einfluss auf die Biegeradien um die kurze Kante des Drahtquer-

schnitts hat. Die wesentlichen Schritte der entwickelten Vorgehensweise sowie ein umfassendes Beispiel für einen ausgewählten Drahtquerschnitt sind dem Anhang A8 zu entnehmen.

6.2.3 Optimierung von Werkzeugkollisionen

Für eine robuste Prozessführung müssen die Wechselwirkungen zwischen dem Formwerkzeug und den umliegenden Spulenenden möglichst minimiert werden. Aufgrund der sequenziellen Prozessabfolge und des Platzbedarfs des Formwerkzeugs lassen sich Kollisionen jedoch nicht gänzlich vermeiden. Im Rahmen einer Optimierung der Werkzeugbahnen ist weiterhin zu berücksichtigen, dass jede Abweichung von der ursprünglich berechneten Bahn die Umformung des aktuell geführten Spulenendes beeinflusst. Bei größeren Korrekturen ist demnach eine Neuberechnung der Axialkompensation erforderlich. Aus diesem Grund ist die radiale Verschiebung des Formwerkzeugs im Rahmen der nachfolgend beschriebenen Kollisionsoptimierung auf maximal die Dicke des Flachdrahts begrenzt. Weiterhin ist im Rahmen der Kollisionsoptimierung eine zyklische Aktualisierung der Kollisionsumgebung bzw. des geometrischen Modells des Wickelkopfes nach jeder Formgebungsoperation erforderlich. Zu diesem Zweck erfolgt die Beschreibung der Spulenenden des gesamten Wickelkopfes auf Basis des in Abschnitt 6.2.1 eingeführten geometrischen Drahtmodells.

Die Optimierung der Kollisionen zwischen dem Formwerkzeug und den umliegenden Spulenenden erfordert effiziente und robuste Methoden zur Kollisionserkennung und Kollisionsbehandlung. Aufgrund der räumlichen Einschränkungen im Wickelkopf lassen sich die Spulenenden und das Formwerkzeug durch konvexe Primitive zur vereinfachten Kollisionsprüfung jedoch nur unzureichend genau approximieren. Aus diesem Grund wurde im Rahmen der Forschungsarbeit ein spezieller Algorithmus zur Kollisionserkennung entwickelt, bei dem lediglich die Knotenpunkte eines gleichmäßig feinen Tetraeder-Netzes des Formwerkzeugs auf Kollision mit den Spulenenden im Wickelkopf überprüft werden. Der Algorithmus ist im Anhang A9 beschrieben und basiert auf einer räumlichen Partitionierung in Kombination mit einer effizienten Auswertung segmentweise definierter vorzeichenbehafteter, Abstandsfunktionen entlang der Drahtmittellinie zur Bestimmung der Punktabstände zur Drahtoberfläche. Die anschließende Kollisionsbehandlung erfolgt durch eine iterative Minimierung des approximierten Kollisionsvolumens auf Basis eines Bisektionsverfahrens, bei dem die radiale Posi-

tion des Formwerkzeugs in einem beschränkten Bereich variiert wird. Das Kollisionsvolumen bezeichnet hier die geometrische Schnittmenge des Formwerkzeugs mit den umliegenden Spulenenden. Zur Approximation des Kollisionsvolumens wird in einem initialen Schritt jedem Knotenpunkt des Tetraeder-Netzes ein mittleres Volumen entsprechend der Volumina der angrenzenden Tetraeder-Elemente zugeordnet. Das approximierte Kollisionsvolumen wird schließlich durch die Summe der Volumina jener Knotenpunkte berechnet, die innerhalb der Hüllflächen der Spulenenden liegen.

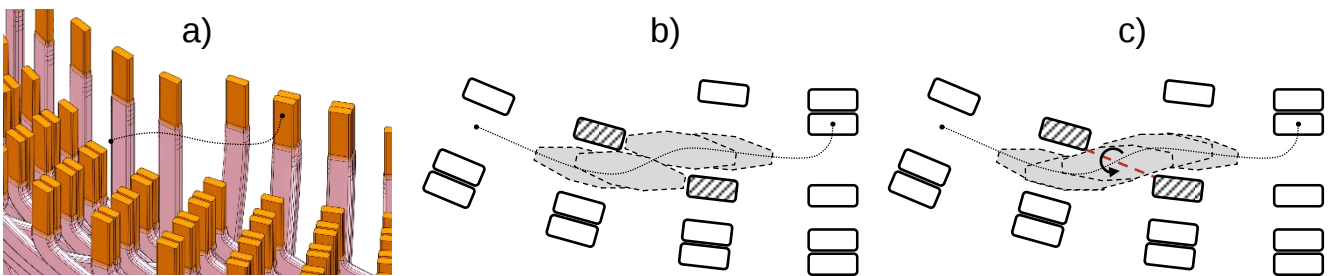


Abbildung 6-7: a) Beispiel einer Schlüsselstelle eines A*-generierten Gitterpfades, b) schematische Draufsicht einer rein radialen Kollisionsoptimierung, c) schematische Draufsicht einer radialen Kollisionsoptimierung mit zusätzlicher Werkzeugrotation

Eine Ausnahme von der radialen Kollisionsoptimierung stellen die Schlüsselstellen eines A*-generierten Gitterpfades dar, siehe Abbildung 6-7. Die Schlüsselstellen ergeben sich in der Regel beim Öffnen oder Schließen einer Drahtlage mit geringer radialer Aufweitung. In diesem Fall ist eine zusätzliche Rotation des Formwerkzeugs um die vertikale Achse erforderlich, um große Drahtverschiebungen und damit eine plastische Verformung der umliegenden Spulenenden zu vermeiden. Die Berechnung des erforderlichen Rotationswinkels wurde zur Vereinfachung nicht in die zuvor beschriebene Kollisionsoptimierung integriert, sondern durch die Lösung eines zweidimensionalen Ersatzproblems in die Schritte der Interpolation und Glättung der Gitterpfade eingebettet. Eine Kollisionsbehandlung unter Einbeziehung einer möglichen Werkzeugrotation wird dabei ausschließlich an der Schlüsselstelle des Gitterpfades vorgenommen. Dazu wird das Formwerkzeug zunächst auf dem Mittelpunkt der Diagonalen zwischen den Eckpunkten der beiden nächstgelegenen Spulenenden in der Schlüsselstelle positioniert, vgl. Abbildung 6-7 c). Anschließend wird die Kollision zwischen der zweidimensionalen Außenkontur des Querschnitts des Formwerkzeugs und den Spulenenden aufgelöst, wobei nur eine Rotation des Querschnitts zugelassen wird. Durch die anschließende äquidistante Interpolation der Pfadpunkte wird der an der Schlüsselstelle ermittelte zusätzliche Rotationswinkel gleichmäßig auf die umliegenden Pfadpunkte verteilt, sodass sich ein glatter Verlauf der überlagerten Werkzeugrotation ergibt. Die radiale, translatorische

Kollisionsoptimierung wird im Nachgang an die rotatorische Kollisionsoptimierung der Schlüsselstellen mit fest vorgegebener Werkzeugrotation unabhängig durchgeführt. In Abbildung 6-8 ist die gesamte Bewegungsabfolge zum Passieren einer Schlüsselstelle exemplarisch dargestellt.

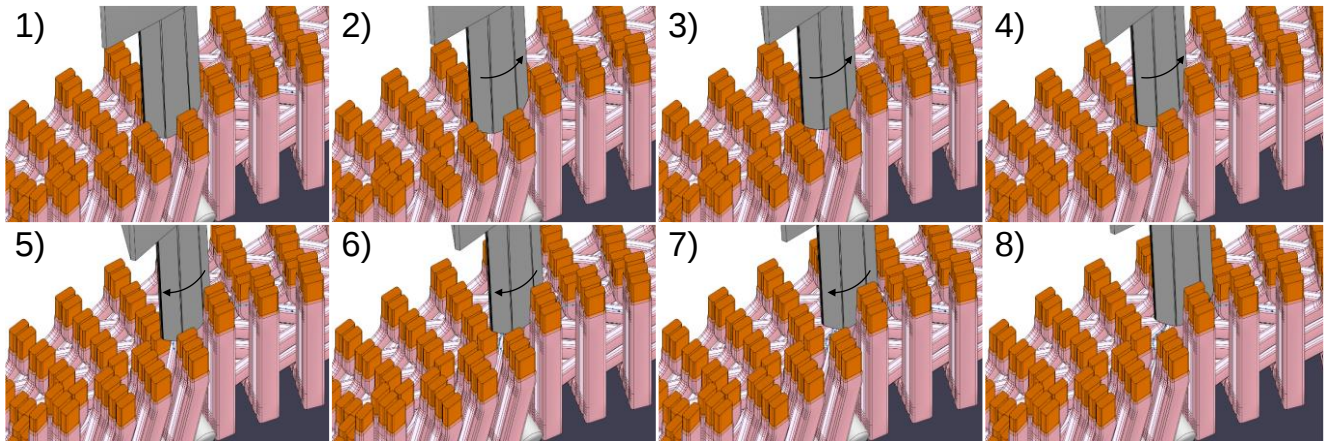


Abbildung 6-8: Bewegungsabfolge des Formwerkzeugs zum Passieren einer Schlüsselstelle durch eine überlagerte Werkzeugrotation

6.2.4 Ausgleich geometrischer Werkzeugtoleranzen

Wie in Abschnitt 2.3.2 zum Stand der Technik dargelegt, erfordert die Einhaltung maximal zulässiger Spaltabstände und Winkelversätze im Schweißprozess zum Kontaktieren der Spulenenden von Hairpin-Statoren eine möglichst präzise axiale Ausrichtung der Drahtspitzen zur Statorachse und tangentiale Positionierung entlang des Umfangs. Im Gegensatz zu konventionellen Twistprozessen ermöglicht der kinematische Twistprozess mit sequenzieller Drahtumformung dank der erhöhten Anzahl an Werkzeugfreiheitsgraden eine aktive Beeinflussung der Ausrichtung der Spulenenden. Dies geschieht, indem das Formwerkzeug während der Formgebung zusätzlich gekippt oder gedreht wird. Dadurch lassen sich im Vergleich zu den Drahttaschen der Werkzeuge konventioneller Twistprozesse größere geometrische Toleranzen des Drahtkanals im Formwerkzeug ausgleichen.

Die Berechnung der zum Spaltausgleich erforderlichen Verkipfung zwischen der Werkzeuginnenwand und dem eingeführten Drahtende kann in erster Näherung rein geometrisch erfolgen, sofern Verformungen des Drahtendes und des Formwerkzeugs vernachlässigt werden. Aufgrund der kleinen Korrekturbewegung werden die einzelnen Beiträge aus Werkzeugrotation und -verschiebung entlang der jeweiligen Achse zunächst entkoppelt betrachtet und anschließend zu einer Gesamttransformation des

$$u_{FW,y} = \frac{1}{2} \text{sign}(\varphi_{FW})(b_{DK} \cos(|\varphi_{FW}|) - b_f) \approx \frac{1}{2} \text{sign}(\varphi_{FW})(b_{DK} - b_f) \quad 6-4$$

Die Verschiebung $u_{FW,z}$ kann entsprechend nach Gleichung 6-5 bestimmt werden.

$$u_{FW,z} = \frac{1}{2} b_{DK} \sin(|\varphi_{FW}|) \approx \frac{1}{2} b_{DK} |\varphi_{FW}| \quad 6-5$$

Für die typischen Wertebereiche der berücksichtigten Größen liegen die Verschiebungen in der Regel im Bereich von einigen Hundertstel- bis Zehntelmillimeter.

6.2.5 Planung der Zusatz- und Transferbewegungen

Um die Bahnplanung einer Formgebungssequenz vollständig abzuschließen, müssen alle Formgebungsoperationen um eine Einführ- und Freigabeoperation des Spulenendes in das Formwerkzeug ergänzt werden. Zudem sind kollisionsfreie Transferbewegungen zu planen, um die einzelnen Formgebungssequenzen zu einem durchgängigen Prozessablauf zu verbinden. Das dafür entwickelte Vorgehen wird im Folgenden beschrieben.

Einführen der Spulenenden

Aufgrund der geringen Abstände zwischen den Spulenenden nach dem Setzen und Einbringen in das Statorblechpaket sowie der erforderlichen Mindestwandstärke des Formwerkzeugs zur Gewährleistung der Festigkeit stellt der Einführvorgang einen besonders kritischen Prozessschritt dar. Dabei muss sichergestellt werden, dass die Kante des Formwerkzeugs nicht unkontrolliert auf die Drahtspitze des benachbarten Spulenendes trifft oder die Werkzeugwand das restliche Drahtpaket einer Nut radial verdrängt und plastisch verformt. Es kann grundsätzlich davon ausgegangen werden, dass stets die außenliegenden Spulenenden einer Nut zuerst eingeführt werden, so dass zumindest zu Beginn des Einführvorgangs die Gefahr einer Kollision nur einseitig besteht, siehe Abbildung 6-10 a). Unter Vernachlässigung einer umlaufenden Fase an der Drahtspitze ist zunächst von einem Spalt paralleler Spulenenden im abisolierten Drahtbereich von $d_S = d_N + 2d_{iso}$ auszugehen, der zum Eintauchen der Werkzeugwand und Abspalten des Spulenendes vom übrigen Drahtpaket zur Verfügung steht. d_N bezeichnet hierbei den Abstand zwischen den als parallel angenommenen Flachdrähten in der Nut. In aller Regel beträgt der Spalt paralleler Spulenenden im abisolierten Drahtbereich je nach Drahtbeschichtung nominal zwischen 0,2 mm und 0,5 mm, wohingegen eine Wandstärke des Formwerkzeugs $t_{FW} > 0,8$ mm als realistisch anzu-

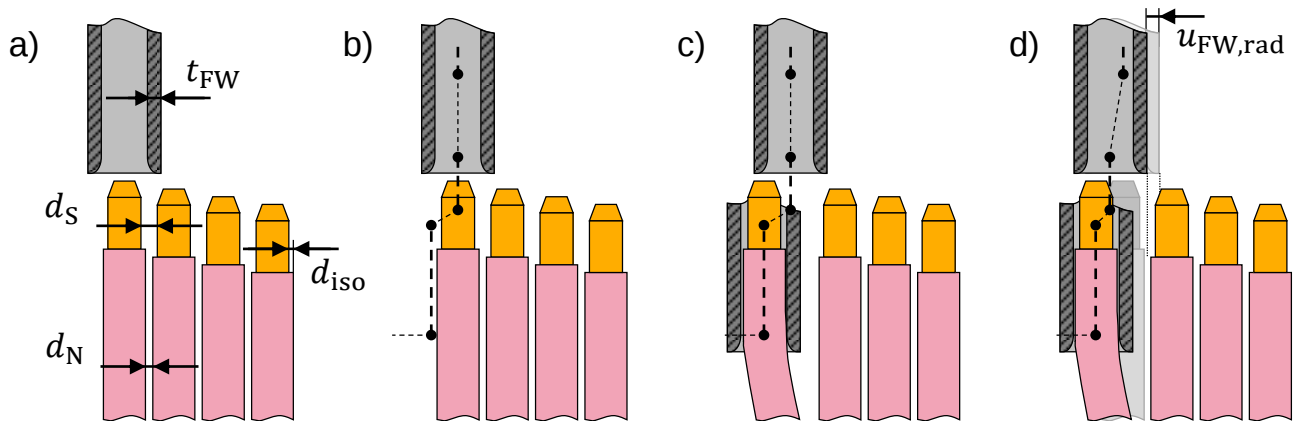


Abbildung 6-10: Schematische Darstellung der Werkzeugbahn zum Einführen eines Spulenendes mit und ohne zentrischer Vorpositionierung

nehmen ist. Um eine plastische Deformation der übrigen Spulenenden in radialer Richtung zu vermeiden, wird im Rahmen der Bahnplanung versucht, das Drahtende nicht über die gesamte Einföhrlänge zentrisch einzuföhren, sondern den erforderlichen Abstand zu den übrigen Spulenenden durch eine radiale Ausgleichsbewegung möglichst früh zu erreichen, siehe Abbildung 6-10 b) und c). Aus diesem Grund wird der erste Bahnpunkt der Einföhroperation nur knapp unterhalb der Drahtspitze im Abstand von ca. 1 bis 2 mm gesetzt. Danach werden unter Verwendung der in Abschnitt 6.2.3 beschriebenen Kollisionsoptimierung korrigierte Bahnpunkte berechnet, welche eine zusätzliche radiale Verschiebung entsprechend der ermittelten Eindringtiefe des Formwerkzeugs aufweisen. Die Gefahr einer Kollision zwischen der unteren Kante des Formwerkzeugs und der Drahtspitze des direkt angrenzenden Spulenendes kann zudem durch eine nicht zentrische Positionierung des Formwerkzeugs im oberen Abschnitt der Werkzeugbahn reduziert werden, siehe Abbildung 6-10 d). Die im Rahmen der Forschungsarbeit durchgeföhrt Voruntersuchungen haben gezeigt, dass eine zusätzliche radiale Verschiebung $u_{FW,rad}$ des Formwerkzeugs in Abspaltrichtung um etwa eine radiale Wandstärke des Formwerkzeugs für das in Abschnitt 4.2.3 vorgestellte Werkzeugdesign zielföhrend ist.

Freigeben der Spulenenden

Obgleich das Freigeben der Spulenenden auf den ersten Blick vergleichsweise einfach erscheint, ist es nicht sinnvoll, das Spulenende am Ende der Formgebungsoperation direkt durch eine rein vertikale Bewegung des Formwerkzeugs in axialer Richtung des Stators auszufädeln. Dies liegt daran, dass der Drahtquerschnitt im Bereich der oberen Biegung häufig stark plastisch deformiert wird und sich infolge der Aufdickung im Form-

werkzeug verkanten oder verklemmen kann. Wie in den folgenden Abschnitten dargelegt, können am Ende der Formgebungsoperation zusätzliche Kompensationsbewegungen erfolgen, die ein verklemmtes Drahtende unter Umständen bereits indirekt lösen. Um davon unabhängig ein sicheres Lösen der Spulenenden zu gewährleisten, wird vor dem vertikalen Herausfahren des Formwerkzeugs jedoch zunächst eine geringe Drehung um dessen Längsachse durchgeführt, siehe Abbildung 6-11. Hierzu erfolgt die Drehung entgegen der Rotationsrichtung des Formwerkzeugs während der Twistbewegung.

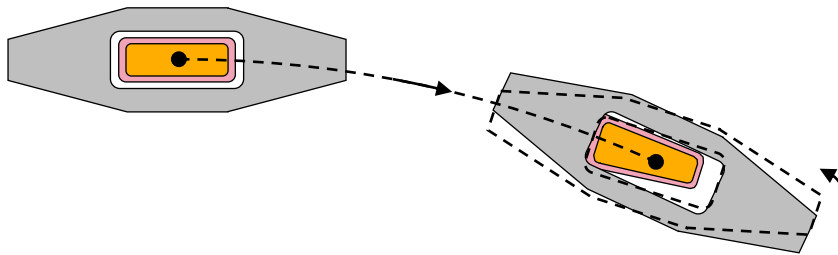


Abbildung 6-11: Schematische Darstellung einer möglichen Verklemmung des Drahtendes im Drahtkanal des Formwerkzeugs aufgrund einer Querschnittsaufdickung infolge der plastischen Biegung des Flachdrahts

Transferbewegung zwischen Formgebungssequenzen

Die Transferbewegungen zwischen der Endposition des Formwerkzeugs nach dem Freigeben des Spulenendes und der Startposition der nächsten Einführoperation können als kollisionsfrei betrachtet werden, sofern sich das Formwerkzeug stets oberhalb der axial höchsten Drahtspitzen des Wickelkopfes bewegt. Um jedoch unnötig lange Wege und eine damit verbundene Erhöhung der Gesamtprozessdauer zu vermeiden – beispielsweise aufgrund weniger hochstehender Verbindungs- oder Phasenanschlussdrähte im Wickelkopf – wird die sichere Höhe für eine kollisionsfreie Bewegung des Formwerkzeugs zwischen den beiden Positionen idealerweise in Abhängigkeit der tatsächlichen Störkonturen im Umfeld des Formwerkzeugs berechnet. Da die Geometrie des Wickelkopfes im Rahmen der Bahnplanung ohnehin in jedem Zustand mithilfe des geometrischen Drahtmodells zumindest näherungsweise abgebildet wird, besteht die Möglichkeit, die optimierte sichere Höhe für die Transferbewegungen des Formwerkzeugs direkt im Rahmen der Planung der Formgebungssequenzen zu berechnen. Hierzu genügt es, die Störkontur des Formwerkzeugs entlang des linearen Bahnverlaufs vereinfacht durch einen statischen, umhüllenden und orientierten Quader zu approximieren und auf potenzielle Kollisionen zu prüfen. Die Kollisionsprüfung mit den

zustandsabhängigen Positionen der Drahtspitzen kann effizient mithilfe der analytischen Beschreibung des Quaders auf Basis einer vorzeichenbehafteten Abstandsfunktion erfolgen. Im Falle einer Kollision lässt sich die erforderliche axiale Höhe der Start- und Endposition für eine kollisionsfreie lineare Bewegung iterativ ermitteln, indem der Quader um den Betrag der maximalen Eindringtiefe der Drahtspitzen in Bezug auf die vorzeichenbehaftete Abstandsfunktion axial verschoben wird.

6.3 Kompensation von Formgebungs- und Maschineneinflüssen

Die bisher vorgestellten Methoden zur Ablauf- und Bahnplanung für das kinematische Aufweiten und Twisten einzelner Spulenenden ermöglichen bereits die automatische Programmgenerierung für vollständige Wickelköpfe. Allerdings basieren die Methoden bislang ausschließlich auf einer idealisierten, rein geometrischen Prozessmodellierung. Wesentliche prozessspezifische Einflussfaktoren wie die Drahrückfederung, die elastische Werkzeugverformung und die Nachgiebigkeit der seriellen Roboterkinematik bleiben dabei unberücksichtigt, obwohl von einem erheblichen Einfluss auf die resultierende Geometrie der Spulenenden auszugehen ist. Im Folgenden werden deshalb verschiedene Kompensationsmodelle eingeführt, um die genannten Formgebungs- und Maschineneinflüsse im Rahmen der Offline-Parametrierung zu berücksichtigen. Dabei wird im Wesentlichen auf das im Kapitel 5 beschriebene elastoplastische Balkenmodell zurückgegriffen.

6.3.1 Kompensation der Drahrückfederung

Für die modellgestützte Kompensation der Drahrückfederung sowie zur Abschätzung der vorherrschenden Reaktionskräfte und -momente an den Drahtspitzen der Spulenenden werden die sequenziellen Umformschritte der Spulenenden im Anschluss an die rein geometrische Bahnplanung mithilfe des in Kapitel 5 entwickelten elastoplastischen Balkenmodells simuliert. Die drahtindividuellen Simulationen für das kinematische Aufweiten und Twisten eines Wickelkopfes erfolgen auf Basis eines Referenzmodells in Abhängigkeit der jeweiligen geometrisch bestimmten Formgebungsbahn. Der Modellaufbau ist in Abbildung 6-12 dargestellt. Der Modellaufbau umfasst das elastisch-plastisch modellierte Spulenende sowie einen Teil der Statornut, um den Einfluss des umlaufenden Fügespiels zu berücksichtigen. Zusätzlich werden radiale Stützfinger und eine optionale tangentielle Drahtabstützung berücksichtigt, die neben der Statornut gemäß dem in Abschnitt 5.4 beschriebenen Verfahren ebenfalls als räumlich fixierte Starrkörper modelliert werden. Zur Vereinfachung wird der obere Drahtabschnitt, welcher

sich im Eingriff mit dem Formwerkzeug befindet und daher als weitgehend unverformt angenommen werden kann, nicht in die Simulation mit einbezogen. Darüber hinaus wird das Modell entweder mit einer festen oder linear-elastischen Einspannung des unteren Drahtabschnitts des Spulenendes als Randbedingung initialisiert. Die im Rahmen der Bahnplanung ermittelten Formgebungsoperationen werden schrittweise mithilfe von Verschiebungsrandbedingungen am oberen Knotenpunkt des letzten Balkensegments modelliert, wobei der axiale Freiheitsgrad keiner Zwangsführung unterliegt. Im Rahmen der Aufweit- und Twistbewegung wird die Orientierung des oberen Drahtabschnitts des Spulenendes der Orientierung des Formwerkzeugs entsprechend als Randbedingung vorgegeben. Am Ende der Umformung erfolgt die elastische Rückfederungsberechnung, bei der die Verschiebungs- und Orientierungsrandbedingungen am oberen Drahtende deaktiviert werden, sodass das Spulenende frei zurückfedern kann. Zur Kompensation der Drahrückfederung wird die relative Verschiebung zwischen der Drahtspitze im noch zwangsgeführten Zustand und im frei zurückgefederten Zustand ermittelt und anschließend dem letzten Bahnpunkt der Formgebungsoperation als inverse Transformation hinzugefügt. Sofern die gesamte Umformung eines Spulenendes aus mehreren Formgebungssequenzen mit zwischenzeitlichen Einführ- und Freigabevorgängen des Formwerkzeugs besteht, wird nach jeder abgeschlossenen Sequenz eine separate Rückfederungsberechnung durchgeführt.

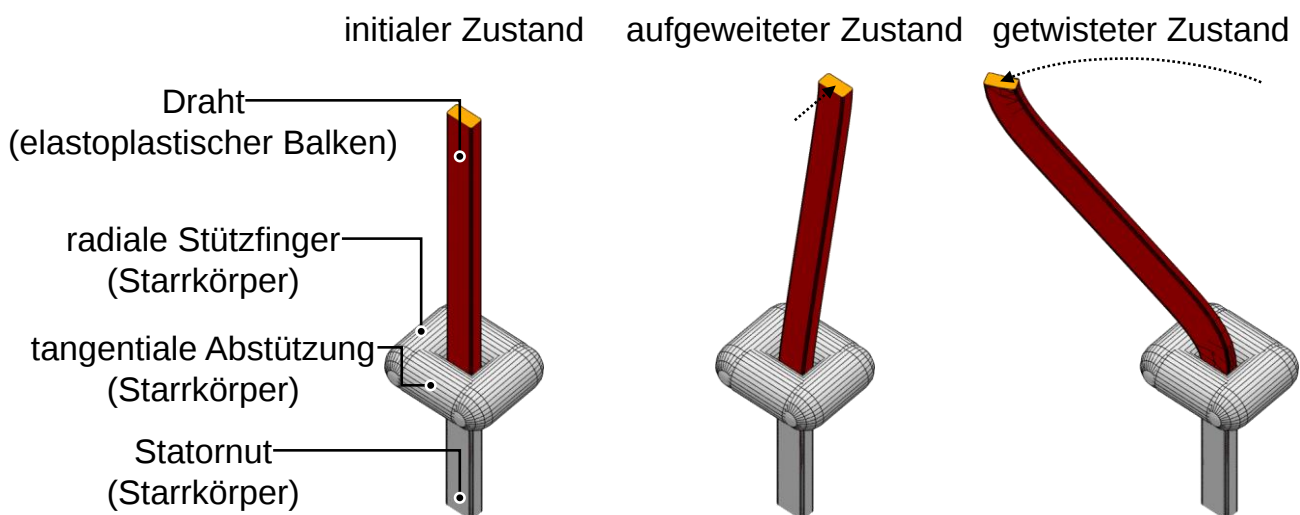


Abbildung 6-12: Referenzmodell zur Berechnung der Drahrückfederung sowie zur Abschätzung der Reaktionskräfte und -momente am oberen Drahtende

6.3.2 Kompensation der elastischen Werkzeugverformung

Aufgrund der schlanken Geometrie des Formwerkzeugs mit teilweise geringen Wandstärken von weniger als einem Millimeter tritt in Abhängigkeit von der Drahtgeometrie und den prozessspezifischen Belastungen eine nicht zu vernachlässigende elastische Verformung des Formwerkzeugs auf. Insbesondere die im Prozess auftretenden Biegemomente und Querkräfte führen zu einer Verlagerung der Werkzeugspitze, die typischerweise in der Größenordnung mehrerer Zehntelmillimeter liegt. Zur Bestimmung und Kompensation der elastischen Verlagerung der Werkzeugspitze kann das Formwerkzeug näherungsweise als einseitig eingespannter linearer Biegebalken mit homogenen elastischen Querschnittseigenschaften modelliert werden, siehe Abbildung 6-13. Da die Torsionsbeanspruchung im Vergleich zur Biegebeanspruchung deutlich geringer ist und der geschlossene Querschnitt des Formwerkzeugs eine verhältnismäßig hohe Torsionssteifigkeit aufweist, wird die elastische Torsion des Formwerkzeugs an dieser Stelle vernachlässigt.

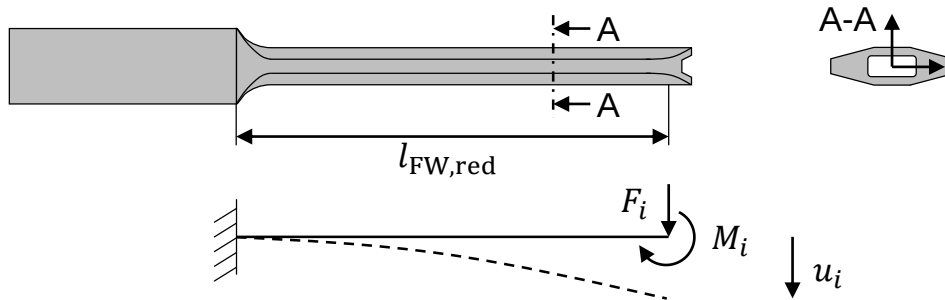


Abbildung 6-13: Modellierung des Formwerkzeugs als linear-elastischer Balken mit homogenen Querschnittseigenschaften zur näherungsweisen Bestimmung der Verlagerung der Werkzeugspitze

Zur Bestimmung der elastischen Verlagerung der Werkzeugspitze u_i in der jeweilig betrachteten Raumrichtung werden die im Rahmen der durchgeführten Rückfederungssimulation an der oberen Biegekante ermittelten Reaktionskräfte und -momente als konzentrierte Lasten F_i und M_i an der Spitze des Formwerkzeugs aufgeprägt. Hierbei wird der Krafteinleitungspunkt in den Auslauf der Rundung des Drahtkanals gelegt. Mit der material- und geometriespezifischen Biegesteifigkeit des Formwerkzeugs $E_{FW}I_{FW,i}$ und der reduzierten Länge $l_{FW,red}$ lässt sich die Verschiebung der Werkzeugspitze in der betrachteten Biegeebene für kleine Verformungen nach Gleichung 6-6 berechnen:

$$u_i = \left(\frac{1}{3} F_i l_{FW,red} + \frac{1}{2} M_i \right) \frac{l_{FW,red}^2}{E_{FW} I_{FW,i}} \quad 6-6$$

Als reduzierte Länge wurde hierbei die Länge des nicht eingespannten, auskragenden Teils des Formwerkzeugs abzüglich der Länge der auslaufenden Radien an der Werkzeugspitze angenommen. Aufgrund der Symmetrie des betrachteten Querschnitts lassen sich die axialen Flächenträgheitsmomente des Formwerkzeugs $I_{FW,i}$ als Differenz der Flächenträgheitsmomente des Vollquerschnitts und des innenliegenden Kanalquerschnitts berechnen. Um die Parameterbestimmung vollständig in die Offline-Programmierumgebung zu integrieren, werden die axialen Flächenträgheitsmomente des Vollquerschnitts im Rahmen der Arbeit auf Basis der triangulierten Oberfläche des entsprechenden CAD-Modells des Formwerkzeugs bestimmt. Dazu wird das Dreiecksnetz des Formwerkzeugs zunächst im mittleren Abschnitt des Drahtkanals durch eine Ebene geschnitten, um die diskreten Punkte der äußeren Werkzeugkontur als geschlossenes Polygon durch die Bildung der konvexen Hülle zu extrahieren. Anschließend erfolgt die Berechnung der axialen Flächenträgheitsmomente gemäß den Gleichungen 6-7 und 6-8, die für beliebige geschlossene Polygone mit n_p Punkten gelten (Steger 1996).

$$I_y = \frac{1}{12} \sum_{i=1}^{n_p-1} (x_i^2 + x_i x_{i+1} + x_{i+1}^2) (y_i x_{i+1} - y_{i+1} x_i) \quad 6-7$$

$$I_x = \frac{1}{12} \sum_{i=1}^{n_p-1} (y_i^2 + y_i y_{i+1} + y_{i+1}^2) (y_i x_{i+1} - y_{i+1} x_i) \quad 6-8$$

Die erforderlichen axialen Flächenträgheitsmomente des innenliegenden Kanalquerschnitts ergeben sich gemäß den bereits eingeführten Gleichungen 5-30 und 5-31.

6.3.3 Kompensation der Maschinennachgiebigkeit

Neben der elastischen Verformung des Formwerkzeugs trägt auch die Nachgiebigkeit der gesamten Maschinenkinematik zu den prozessbedingten Abweichungen zwischen der modellierten und tatsächlichen Position der Werkzeugspitze bei. Ein wesentlicher Faktor ist in diesem Zusammenhang die Nachgiebigkeit der seriellen Kinematik des eingesetzten Roboters, die je nach Pose im Arbeitsraum variiert und theoretisch ortsabhängig kompensiert werden müsste. Aufgrund des begrenzten Arbeitsraums des Roboters in der im Kapitel 4 beschriebenen Versuchsanlage und der damit verbundenen geringen Änderungen der ersten fünf Roboterachswinkel kann die Posenabhängigkeit jedoch in erster Näherung vernachlässigt werden. Aus diesem Grund wurde die statische Nachgiebigkeit des Roboters im Rahmen der Forschungsarbeit in einer Referenzpose experimentell bestimmt. Zur Kompensation der prozessbedingten

Positionsabweichungen des Roboter-TCPs werden die Verschiebung des Werkzeughalters auf Basis der experimentell ermittelten Nachgiebigkeit des Roboters sowie der simulierten Reaktionskräfte am Formwerkzeug im Rahmen der Offline-Parametrierung näherungsweise vorausberechnet. Die ermittelten Verschiebungen werden anschließend als zusätzliche inverse Transformation den Bahnpunkten der Formgebungsoperationen hinzugefügt. Die Methodik zur experimentellen Bestimmung der statischen Nachgiebigkeit des Roboters wird im Folgenden beschrieben.

Um die statische Nachgiebigkeit der Roboterkinematik am Werkzeughalter in einer definierten Referenzpose experimentell zu ermitteln, wurde die Verschiebung des Werkzeughalters in Abhängigkeit von konzentrierten statischen Krafteinwirkungen parallel zu den Achsen des Maschinenkoordinatensystems bzw. des Bezugssystems des Statormanipulators gemessen. Der hierzu verwendete Messaufbau ist in Abbildung 6-14 dargestellt. Das Maschinenkoordinatensystem wurde per Definition konzentrisch zum Drehtisch auf Höhe der Nutspannvorrichtung gelegt. Als Referenzpose des Roboters wurde der TCP 200 mm achsenorientiert zum Maschinenkoordinatensystem positioniert. Zur Aufbringung statischer Kräfte wurde der Werkzeughalter mit einem Gewicht belastet, das an einem Stahldraht befestigt und zur Realisierung horizontaler Kräfte durch eine Rolle umgelenkt wurde. Zur Vermessung der Verschiebung des Werkzeughalters wurde ein Leica Absolute Laser-Tracker AT960 der Firma Hexagon AB²⁸ mit einer maximalen Längenmessabweichung (MPE, Maximum Permissible Error) von $\pm 64 \mu\text{m}$ bei einer Messdistanz von fünf Metern verwendet. Aus der gemessenen Positionsdifferenz im belasteten und unbelasteten Zustand wurde die Relativverschiebung in den drei Hauptachsrichtungen des Maschinenkoordinatensystems berechnet. Zur Bestimmung der Hauptachsrichtungen wurde der Roboter zunächst entlang der Achsen des Maschinenkoordinatensystems verfahren. Dabei wurden mehrere Stützpunkte mit dem Laser-Tracker aufgezeichnet. Die Achsrichtungen wurden anschließend über einen Best-Fit der gemessenen Stützpunkte und orthogonalen Achsen eines kartesischen Koordinatensystems ermittelt. Der Betrag der im belasteten Zustand eingeleiteten Kraft wurde nicht indirekt über die Masse des ca. 10 kg schweren Gewichts bestimmt, sondern direkt mit dem im Endeffektor integrierten 6-Achs-Kraftmomentensensor gemessen. Dadurch können zusätzliche Fehlerquellen bei der Kraftbestimmung, beispielsweise aufgrund der verwendeten Umlenkrolle, ausgeschlossen werden.

²⁸ Hexagon AB, Lilla Bantorget 15, SE-111 23 Stockholm

Als Quotienten der ermittelten Verschiebungen und Kräfte wurde eine statische Nachgiebigkeit am Endeffektor der Roboterkinematik in der Referenzpose bezogen auf die Orientierung des Maschinenkoordinatensystems von $S_x = 5,6 \mu\text{m/N}$, $S_y = 2,0 \mu\text{m/N}$ und $S_z = 8,4 \mu\text{m/N}$ ermittelt.

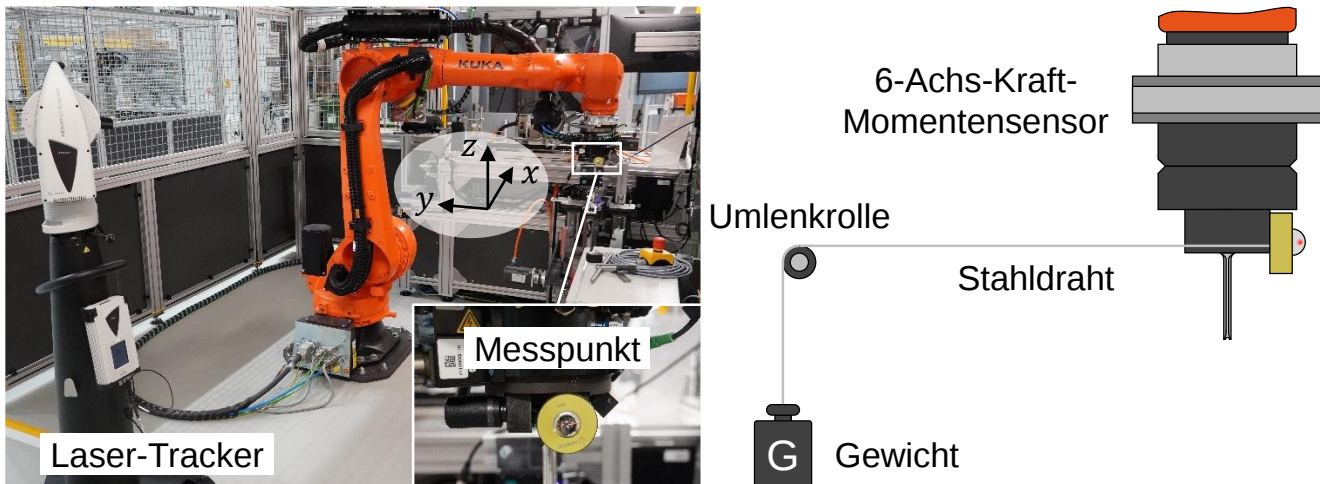


Abbildung 6-14: Messaufbau zur Bestimmung der statischen Nachgiebigkeit am Endeffektor der Roboterkinematik in einer definierten Referenzpose

6.4 Optimierung der Wechselwirkungen zwischen Spulenenden

Die im Zuge des kinematischen Aufweit- und Twistprozesses unvermeidlich auftretenden Wechselwirkungen zwischen den Spulenenden in unmittelbarer radialer und tangentialer Nachbarschaft des bewegten Spulenendes haben einen maßgeblichen Einfluss auf die resultierende Wickelkopfgeometrie. Dabei kommt der Torsion der Spulenenden eine zentrale Rolle zu, da sich die Wechselwirkungen mit zunehmender Torsion des Flachdrahts signifikant verstärken. Der durch die Torsion bedingte, erhöhte radiale Platzbedarf führt zu einer Verdrängung der Spulenenden benachbarter Lagen sowie zu Verschiebungen tangential benachbarter Spulenenden, was die geometrischen Qualitätsmerkmale erheblich beeinträchtigen kann. Um diesen Wechselwirkungen – sowohl zwischen den Spulenenden benachbarter Lagen als auch zwischen tangential benachbarten Spulenenden innerhalb einer Lage – sowie der Drahttorsion entgegenzuwirken, wurden drei Optimierungsstrategien für die Ablauf- und Bahnplanung entwickelt, die im Folgenden erläutert werden.

6.4.1 Reduktion der Lageninteraktion

Idealerweise beschränken sich die auftretenden Wechselwirkungen auf eine elastische Verformung der Spulenenden und bleiben somit ohne negative Auswirkungen auf die geometrischen Qualitätsmerkmale. Neben der direkten Interaktion mit dem Formwerkzeug treten jedoch auch Wechselwirkungen zwischen den Spulenenden benachbarter Lagen auf, insbesondere im unteren Drahtabschnitt. Diese werden maßgeblich von der Drahttorsion der umgeformten Spulenenden und der radialen Aufweitung zwischen den benachbarten Lagen beeinflusst. Die mit dem Nutspanner vorgenommene Klemmung im unteren Drahtabschnitt der Spulenenden der aktuellen Nut kann diese Wechselwirkungen nur begrenzt verringern, da dabei weder eine radiale noch eine tangential Abstützung der Spulenenden im mittleren und oberen Drahtabschnitt erfolgt. Dies kann dazu führen, dass die Spulenenden benachbarter Lagen während der Umformung eines Spulenendes im Bereich der unteren Biegungen radial verdrängt werden. Über den gesamten sequenziellen Prozessablauf hinweg kann sich dieser Effekt akkumulieren und somit insbesondere in den äußeren Lagen zu erheblichen Positionsabweichungen der Drahtenden führen. Um dem beschriebenen Effekt entgegenzuwirken und den Abstand zwischen den Lagen im unteren Drahtabschnitt von Beginn an zu vergrößern, kann die Axialhöhe des Formwerkzeugs in der Aufweitposition lagenabhängig reduziert werden, vgl. Abbildung 6-15 a) und b).

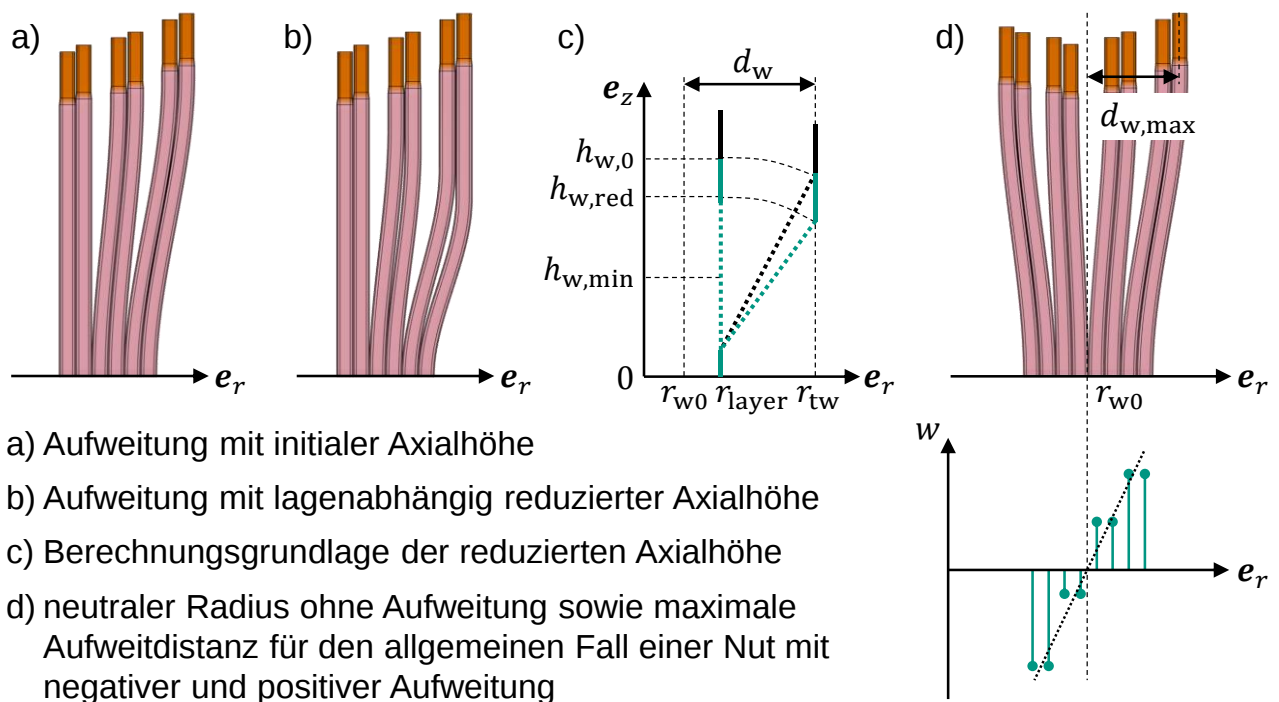


Abbildung 6-15: Reduktion der Lageninteraktion durch eine lagenabhängig reduzierte axiale Höhe in der Aufweitposition

Zur Bestimmung einer in Abhängigkeit der Lage reduzierten Axialhöhe $h_{w,\text{red}}$ kann diese beispielsweise durch lineare Interpolation zwischen einer minimal zulässigen Axialhöhe $h_{w,\text{min}}$ und der initialen Axialhöhe $h_{w,0}$ in Abhängigkeit der Aufweitdistanz d_w der jeweiligen Lage ermittelt werden. Dabei wird die Aufweitdistanz nicht aus der betragsmäßigen Differenz zwischen dem Twistradius r_{tw} und dem Lagenradius r_{layer} abgeleitet, sondern in Bezug auf einen neutralen Radius ohne Aufweitung r_{w0} ermittelt, um auch die benachbarten Spulenenden derselben Hairpin-Reihe mit betragsmäßig gleicher Aufweitung auf unterschiedlichen Axialhöhen aufzuweiten. Der neutrale Radius ohne Aufweitung stellt dabei die gedankliche Nullstelle der Funktion dar, welche die radiale Aufweitung in Abhängigkeit von der radialen Position beschreibt. Zur Bestimmung dieses Radius werden die diskreten Wertepaare aus radialer Aufweitung w und Lagenradius r_{layer} der Spulenenden einer Nut zunächst linear interpoliert bzw. extrapoliert. Anschließend wird die so erhaltene Interpolationsfunktion für $w = 0$ ausgewertet. Der Zusammenhang zwischen den eingeführten Größen ist in Abbildung 6-15 c) und d) sowie in den Gleichungen 6-9 und 6-10 dargestellt.

$$d_w = |r_{\text{tw}} - r_{w0}| \quad 6-9$$

$$h_{w,\text{red}} = t_d h_{w,\text{min}} + (1 - t_d) h_{w,0} \quad \text{mit} \quad t_d = \frac{d_w}{d_{w,\text{max}}} \quad 6-10$$

Bei der linearen Interpolation zur Bestimmung der reduzierten Axialhöhe wird die Aufweitdistanz d_w durch die maximal ermittelte Aufweitdistanz $d_{w,\text{max}}$ der Spulenenden einer Nut oder der Spulenenden des gesamten Wickelkopfes auf den Wertebereich $[0,1]$ normiert.

6.4.2 Reduktion der Nachbarschaftsinteraktion

In der Regel werden die ersten Spulenenden zum Öffnen einer Lage, sofern dies möglich ist, in einer durchgängigen Formgebungsoperation auf die Zielposition aufgeweitet und getwistet. Dadurch können überflüssige Zwischenschritte mit zusätzlichen Einführ- und Freigabeoperationen der Drahtenden vermieden werden. Unter Berücksichtigung der radialen Werkzeugkollision als limitierenden Faktor für das durchgängige Aufweiten und Twisten lässt sich für klassische Wicklungsdesigns mit homogener Kontaktierseite eine grundsätzliche Realisierbarkeit dieses Vorgehens für alle Drahtlagen feststellen, bei denen die radiale Aufweitung mehr als etwa das eineinhalbfache der Drahtdicke beträgt. Jedoch ist zu beachten, dass beim kombinierten Aufweiten und Twisten insbesondere in den inneren Lagen mit geringer radialer Aufweitung Wechselwirkungen im

unteren Drahtabschnitt der ersten Spulenenden der Lage auftreten können. Zur Veranschaulichung dieser Wechselwirkung ist in Abbildung 6-16 die simulierte Interaktion eines einzelnen Spulenendes mit dem benachbarten Spulenende in Abhängigkeit von der radialen Aufweitung dargestellt.

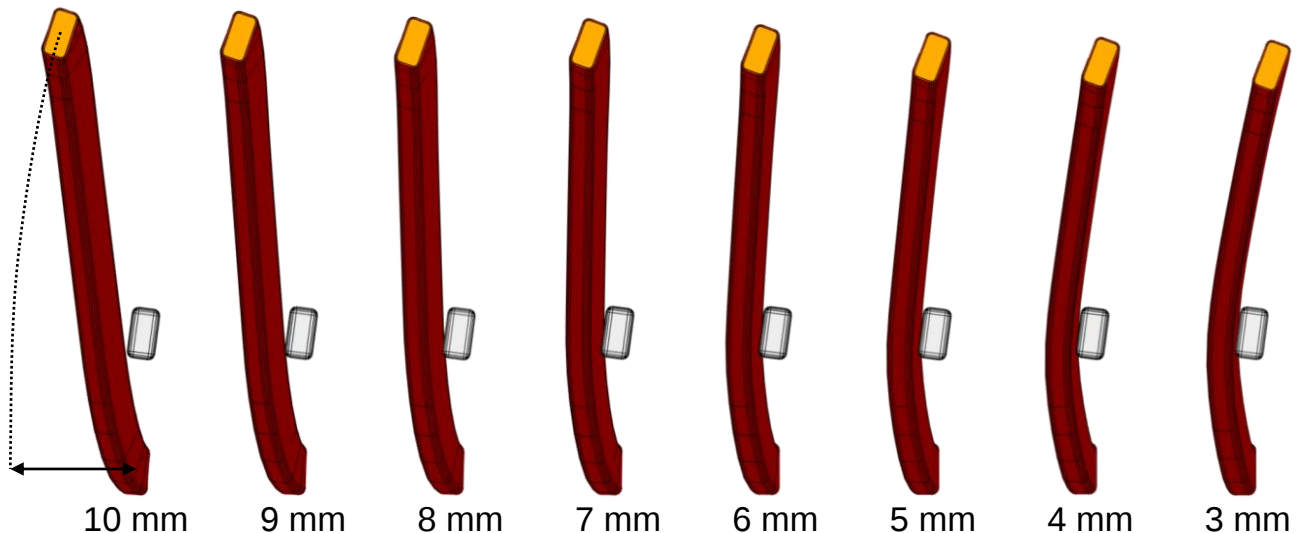


Abbildung 6-16: Beispiel einer simulierten Nachbarschaftsinteraktion für verschiedene radiale Aufweitungen eines Spulenendes. Der undeformierte Nachbardraht (grau) wurde in diesem Fall als Starrkörper modelliert.

Die beschriebene Wechselwirkung kann dazu führen, dass das benachbarte Spulenende entweder radial verdrängt oder durch die Reibung zwischen den Spulenenden während des Twistvorgangs tangential mitbewegt wird. Gleichzeitig kann das getwistete Spulenende in den mittleren Lagen zwischen der radial benachbarten, bereits getwisteten Lage und dem benachbarten Spulenende derselben Lage im unteren Drahtabschnitt eingeklemmt werden, wie exemplarisch in Abbildung 6-17 dargestellt. Diese Klemmung bewirkt wiederum, dass das Spulenende unter Umständen nicht wie vorgesehen um den Stützfinger gebogen wird, sondern stattdessen bereits an der Klemmstelle abknickt. Der größere Biegeradius führt zu einer Verringerung der axialen Höhe des abgeknickten Spulenendes sowie einem daraus resultierenden Rückstau der nachfolgend umgeformten Spulenenden derselben Lage. Die aus den beschriebenen Effekten resultierenden Geometriefehler sind auch durch manuelle Nachbearbeitung kaum zu beheben und daher als besonders kritisch einzustufen.

Um den beschriebenen Effekten entgegenzuwirken und die Wechselwirkungen mit den benachbarten Spulenenden einer Lage zu reduzieren, ist es erforderlich, den ersten Spulenenden einer Lage radial mehr Platz zu schaffen. Dies ist nur möglich, wenn die

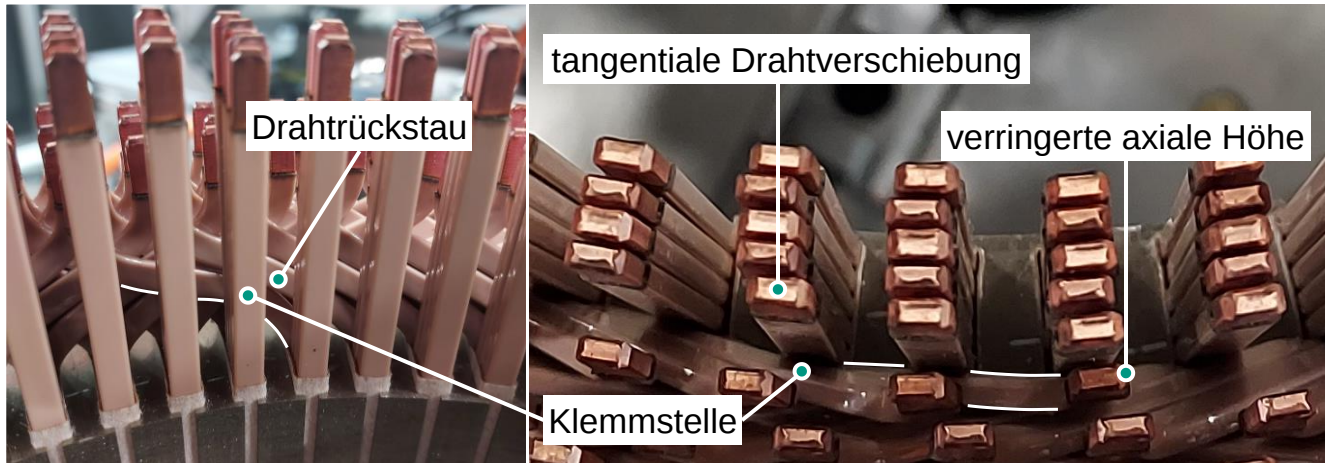


Abbildung 6-17: Beispiel einer Drahtverklemmung beim Öffnen der sechsten Lage eines zehnlagigen Stators, wobei zur besseren Sichtbarkeit die Kanten des ersten Spulenendes der geöffneten Lage teilweise weiß umrissen sind

ersten Spulenenden nicht direkt auf die Zielposition aufgeweitet und getwistet werden, sondern zunächst eine gewisse Anzahl der Spulenenden der Lage – in der Regel entsprechend der Anzahl der Nuten der halben Spulenweite – radial nach innen oder außen gebogen werden. Die Vorgehensweise entspricht somit der bei Lagen, die von vornherein keine ausreichende radiale Aufweitung aufweisen, sodass ein direktes Anfahren der Zielpositionen zu einer Kollision zwischen dem Formwerkzeug und den Spulenenden derselben Lage führen würde. Um zu entscheiden, ob eine Lage zwangsweise zunächst durch radiale Hilfsoperationen geöffnet werden muss, wurde im Rahmen der Forschungsarbeit ein empirischer Zusammenhang zwischen der radialen Aufweitung w und der Drahtdicke h_f definiert, siehe Gleichung 6-11.

$$|w| < \eta h_f \quad 6-11$$

Im Rahmen der experimentellen Voruntersuchungen zur Inbetriebnahme der wissenschaftlichen Versuchsanlage sowie im Verlauf der nachfolgenden Validierungsversuche hat sich ein empirischer Schwellwert von $\eta = 2$ als geeignete Entscheidungsgrundlage erwiesen, ab dem eine zwangsweise Öffnung einer Lage durch radiales Aufweiten mit Hilfsoperationen als notwendig erachtet werden kann.

6.4.3 Reduktion der Drahttorsion

Die Drahttorsion stellt einen wesentlichen Einflussfaktor auf die Qualität der umgeformten Spulenenden im Twistprozess dar und sollte grundsätzlich minimiert werden (vgl. Abschnitt 2.3.2). Im Vergleich zu konventionell werkzeuggebundenen Verfahren ermöglicht der kinematische Twistprozess durch die zusätzlichen Bewegungsfreiheitsgrade des Formwerkzeugs die Vorgabe einer drahtspezifischen Formgebungsbahn.

Dieser Vorteil kann genutzt werden, um der Drahttorsion gezielt entgegenzuwirken. Vor diesem Hintergrund wurde im Rahmen der Forschungsarbeit modellbasiert untersucht, wie sich die resultierende Drahttorsion unter Berücksichtigung optimierter Formgebungsbahnen reduzieren lässt. Zunächst wurden potenzielle Einschränkungen der Formgebungsbahn durch mögliche Kollisionen des Formwerkzeugs mit benachbarten Spulenenden bewusst ausgeklammert, um in einem ersten Schritt das grundsätzliche Optimierungspotenzial zu ermitteln. Mithilfe des elastoplastischen Balkenmodells wurden im Rahmen der Potenzialanalyse exemplarisch verschiedene Formgebungsbahnen für ein Spulenende mit einer nominalen Querschnittsfläche von $4,10 \times 1,60 \text{ mm}^2$ simuliert und die resultierende Drahttorsion ausgewertet. Der allgemeine Modellaufbau wurde in Übereinstimmung mit der in Abschnitt 6.3.1 dargelegten Vorgehensweise sowie den in Tabelle 6-4 zusammengefassten Geometrieparametern durchgeführt. Die angenommenen elastischen und plastischen Materialkennwerte des Kupferflachdrahts sind dem Anhang A7 zu entnehmen. Im Rahmen der Analyse wurden zunächst die Formgebungsbahnen mit radialer und tangentialer Bewegung (RT) sowie tangentialer und radialer Bewegung (TR) betrachtet. Auf Grundlage der gewonnenen Erkenntnisse wurden zwei unterschiedliche Ansätze zur Optimierung der Drahtstabilität entwickelt, deren Wirksamkeit sowohl einzeln als auch in Kombination analysiert wurde. Der erste Ansatz verzögert die Rotation (VR) des Formwerkzeugs um dessen Mittelachse, um einer seitlichen Instabilität des Flachdrahts in der unteren Biegung entgegenzuwirken. Der zweite Ansatz setzt an der radialen Aufweitung an (VA) und soll die daraus resultierende Torsionswirkung auf den Flachdraht zu Beginn der Umformung minimieren. Für den ersten Ansatz mit verzögerter Rotation wurden zwei Varianten untersucht: eine mit kontinuierlichem Übergang der Rotation (VRM) und eine ohne Übergang (VRO). Eine qualitative Gegenüberstellung der verschiedenen Formgebungsbahnen sowie die Simulationsergebnisse der beschriebenen Optimierungsansätze sind in Abbildung 6-18 dargestellt.

Tabelle 6-4: Angenommene Geometrieparameter eines Spulenendes im Rahmen der modellbasierten Potenzialanalyse zur Verringerung der Drahttorsion

Parameter	Wert	Parameter	Wert
Twistwinkel in °	22,5	axiale Höhe in mm	45
radiale Aufweitung in mm	12	Fußhöhe in mm	3
freie Drahtlänge in mm	65	Stütz fingerradius in mm	3
Lagenradius in mm	76,9		

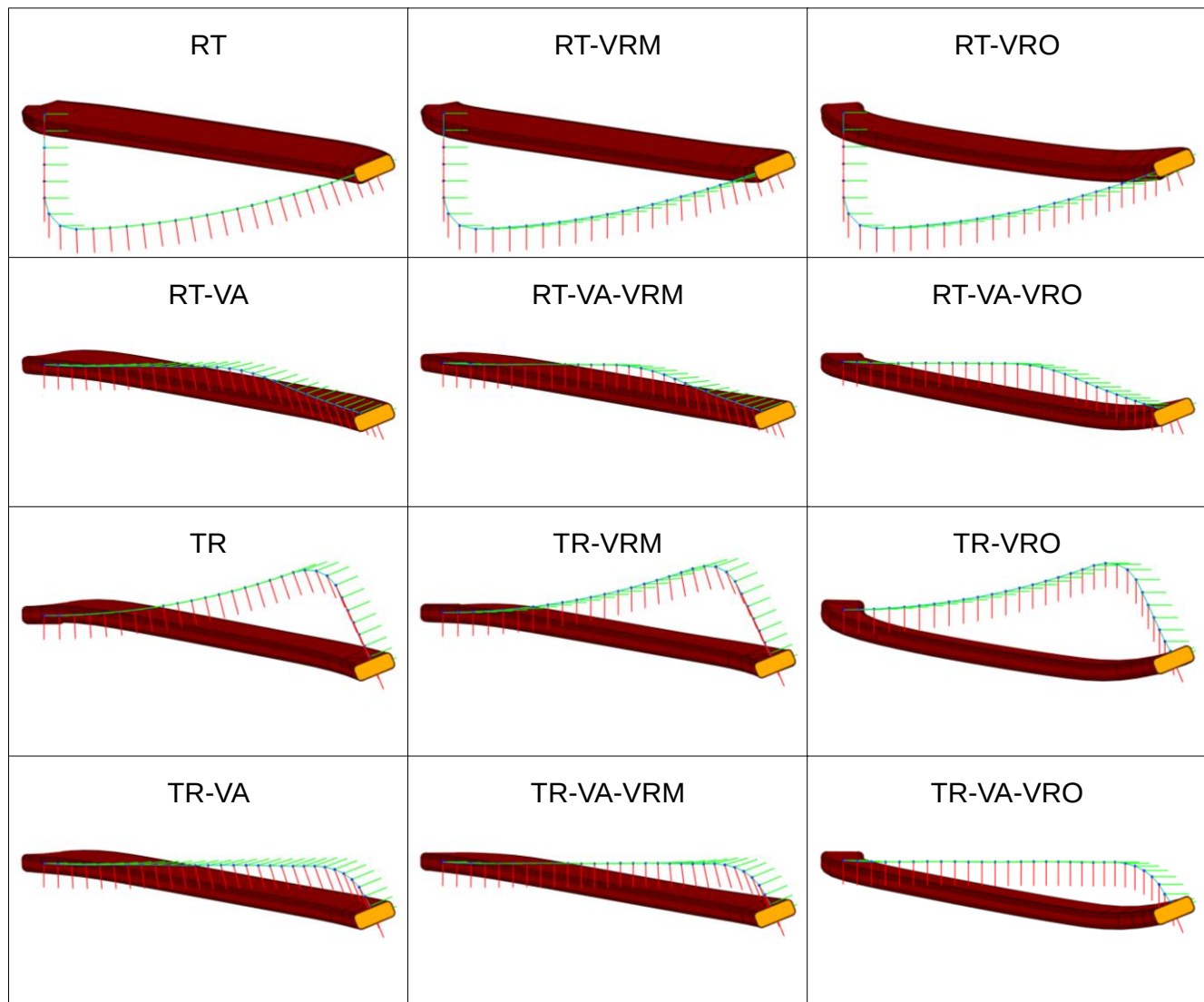


Abbildung 6-18: Numerische Potenzialanalyse der entwickelten Optimierungsstrategien zur Verringerung der Drahttorsion

Die Gegenüberstellung der Formgebungsbahnen RT und TR verdeutlicht, dass die frühzeitige radiale Aufweitung die resultierende Drahttorsion begünstigt. Für Flachdrähte mit einem hohen Seitenverhältnis des Querschnitts und einer ausgeprägten radialen Aufweitung empfiehlt es sich daher, die Bewegungsbahn TR zu priorisieren, um die Drahttorsion zu minimieren. Allerdings ist dies mit einem erhöhten Risiko hinsichtlich Nachbarschafts- und Werkzeuginteraktionen verbunden. Unabhängig davon lässt sich feststellen, dass eine verzögerte Rotation des Formwerkzeugs sowie eine verzögerte radiale Aufweitung des Spulenendes die Drahttorsion im betrachteten Fall mit positiver radialer Aufweitung verringern. Zudem führt die Variante VRO nicht nur zu einer Reduktion der Drahttorsion, sondern auch zu einer radialen Wölbung des Spulenendes nach außen. Auf Grundlage der Simulationsergebnisse und unter Berücksichtigung der hohen Kollisionswahrscheinlichkeit des Formwerkzeugs in der Variante VRO

stellt die kombinierte Anwendung der Ansätze VA und VRM den besten Kompromiss zur Reduktion der Drahttorsion dar.

6.5 Implementierung der Offline-Programmierungsumgebung

Um das volle Potenzial kinematischer Aufweit- und Twistprozesse auszuschöpfen, wurde eine durchgängige digitale Prozessparametrierung in Anlehnung an etablierte CAD/CAM-Systeme als wesentliche Voraussetzung für den Lösungsansatz identifiziert (vgl. Abschnitt 3.1). Zudem erweisen sich eine umfassende Analyse der Kompensationsmodelle sowie die effiziente Durchführung von Validierungsversuchen ohne eine geeignete Möglichkeit zur vorherigen Prozessvisualisierung und Überprüfung der Endeffektorbewegungen des Roboters als wenig zielführend. Im Rahmen der Forschungsarbeit wurde daher eine prototypische Implementierung einer Offline-Programmierungsumgebung mit grafischer Benutzeroberfläche zur Parametrierung kinematischer Aufweit- und Twistprozesse (vgl. Abbildung 6-19) gemäß der im Abschnitt 4.5 vorgestellten Modulstruktur vorgenommen. In diesem Zusammenhang wurden die in den vorherigen Abschnitten entwickelten Modelle und Algorithmen vollständig integriert und um grafisch unterstützte Ein- und Ausgabefunktionen erweitert. Im Folgenden wird die Implementierung der Offline-Programmierungsumgebung mit den wesentlichen Funktionsumfängen zusammenfassend beschrieben.

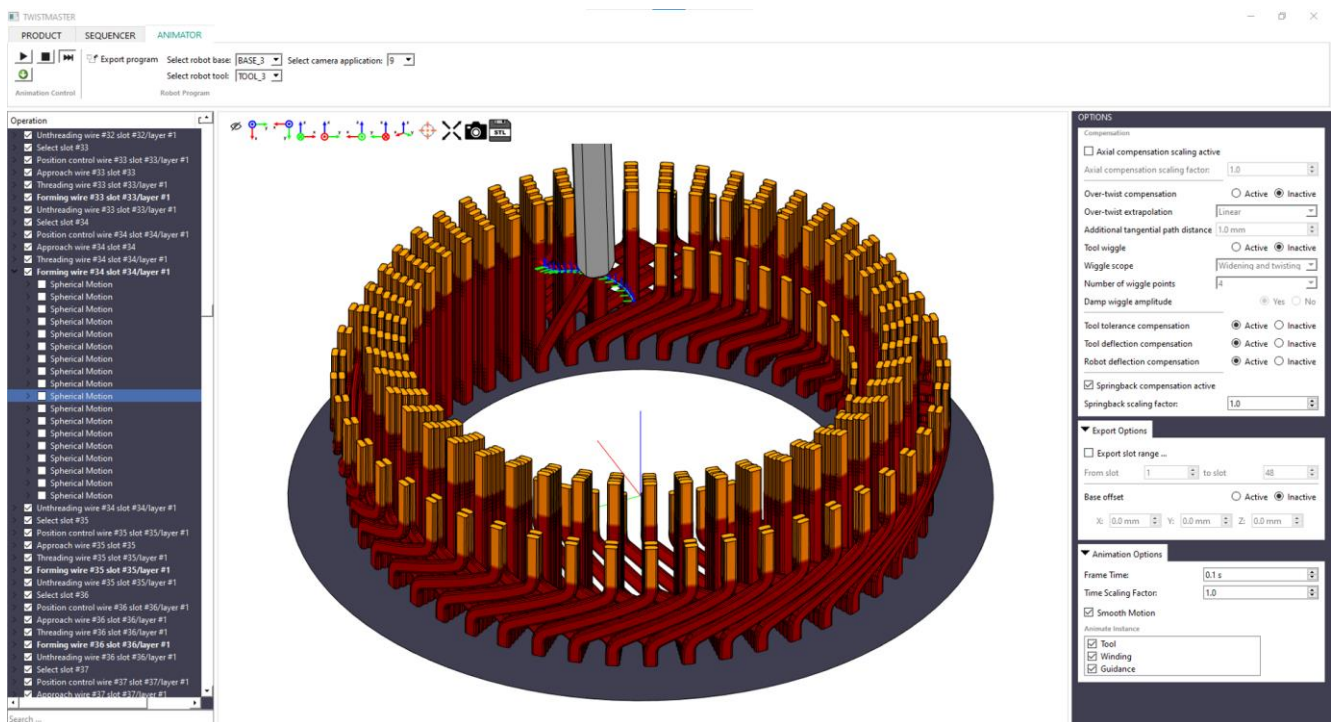


Abbildung 6-19: Hauptfenster der implementierten Offline-Programmierungsumgebung zur Parametrierung kinematischer Aufweit- und Twistprozesse

6.5.1 Beschreibung der Implementierung

Die prototypische Implementierung der Offline-Programmierungsumgebung wurde vollständig in der Programmiersprache Python realisiert. Als Framework zur Erstellung der grafischen Benutzeroberfläche wurde Qt²⁹ verwendet, welches über das Modul PySide6³⁰ eingebunden wurde. Die Architektur der entworfenen Offline-Programmierungsumgebung orientiert sich im Wesentlichen an einer Document-View-Architektur als Variante des klassischen Model-View-Controller-Entwurfsmusters für grafische Benutzeroberflächen (Seemann & Gudenberg 2006, S. 214 f.). Dieses Muster trennt die Benutzeroberfläche (View) klar von den Anwendungsdaten und der zugrunde liegenden Logik (Document), um eine bessere Wartbarkeit und Erweiterbarkeit der Software zu gewährleisten. Das zugrundeliegende Datenmodell wurde in drei Datenkategorien unterteilt: Konfigurationsdaten, Ablauf- und Bewegungsdaten sowie Simulationsdaten. Die Konfigurationsdaten umfassen neben geometrischen Daten zur vollständigen und parametrischen Beschreibung der Zielgeometrie des Wickelkopfs die Werkzeugdaten sowie weitere produktspezifische Prozess- und Planungsparameter. Die geometrischen Daten sind über die Drahtlagen sowie die zugehörigen Spulenenden in einer Baumstruktur hierarchisch strukturiert. Die Simulationsdaten umfassen die Verformungshistorie der Spulenenden sowie feldspezifische Größen wie Krümmungen, Balkenschnittgrößen und Verfestigungsvariablen. Darüber hinaus werden Reaktionskräfte und -momente sowie kontaktspezifische Informationen, wie Eindringtiefe, Normalenvektoren und Kontaktkräfte, bereitgestellt. Die Interaktion des Anwenders mit dem Datenmodell erfolgt ausschließlich über die grafische Benutzeroberfläche.

Im Rahmen der Produktkonfiguration wird das Zieldesign des Wickelkopfes im **Produktkonfigurationsmodul** in einer logisch strukturierten, schrittweisen Vorgehensweise definiert, vgl. Abbildung 6-20. Zunächst wird der geometrische Querschnitt des verwendeten Flachdrahts anhand weniger Benutzereingaben festgelegt. Daraufhin wird das Grundmodell des Wickelkopfs erstellt. Dieses wird zunächst durch regelmäßige Lagen definiert, wobei die zuvor spezifizierten Basisparameter wie die Anzahl der Statornuten, die Anzahl der Leiter pro Nut sowie die radialen Positionen, Aufweitedistanzen, Twistwinkel und axialen Höhen der Spulenenden berücksichtigt werden. Die

²⁹ Qt stellt ein Open-Source-Widget-Toolkit zur Erstellung grafischer Benutzeroberflächen bereit, welche auf verschiedenen Software- und Hardwareplattformen ausgeführt werden können. Das Toolkit findet häufig Anwendung bei der Entwicklung von Anwendungen mit einem nativen Look-and-Feel auf Desktop-, eingebetteten und mobilen Systemen.

³⁰ <https://doc.qt.io/qtforpython-6/index.html>, „Qt for Python“, [Zugriff am 17.05.2024]

Geometrien der Spulenenden des Grundmodells werden dabei mithilfe des geometrischen Drahtmodells (vgl. Abschnitt 6.2.1) vollparametrisch beschrieben, sodass das Grundmodell nachträglich drahtindividuell beliebig modifiziert werden kann. Dazu können einzelne oder mehrere Spulenenden in einem Auswahlbaum selektiert, bearbeitet oder gelöscht werden, sodass auch unvollständige Wickelkopfmodelle für verschiedene Szenarien, beispielsweise für wissenschaftliche Versuchsreihen oder zur Korrektur von Statoren im Musterbau, generiert werden können. Wie in Abschnitt 6.2.3 beschrieben, erfolgt im Rahmen der Prozessplanung eine Optimierung hinsichtlich möglicher Kollisionen zwischen den Spulenenden und dem Formwerkzeug. In diesem Zusammenhang wird ein ausreichend genaues Geometriemodell des zum Flachdraht kompatiblen Formwerkzeugs benötigt. Um die Konfiguration vollständig abzuschließen, wird daher neben der Spezifikation des Zieldesigns die Geometrie des Formwerkzeugs als STL-Datei in die Offline-Programmierungsumgebung geladen, wobei der Prozess über entsprechende Auswahldialoge unterstützt wird. Die Konstruktion des Formwerkzeugs erfolgt unabhängig von der Offline-Programmierungsumgebung in einer beliebigen CAD-Umgebung.

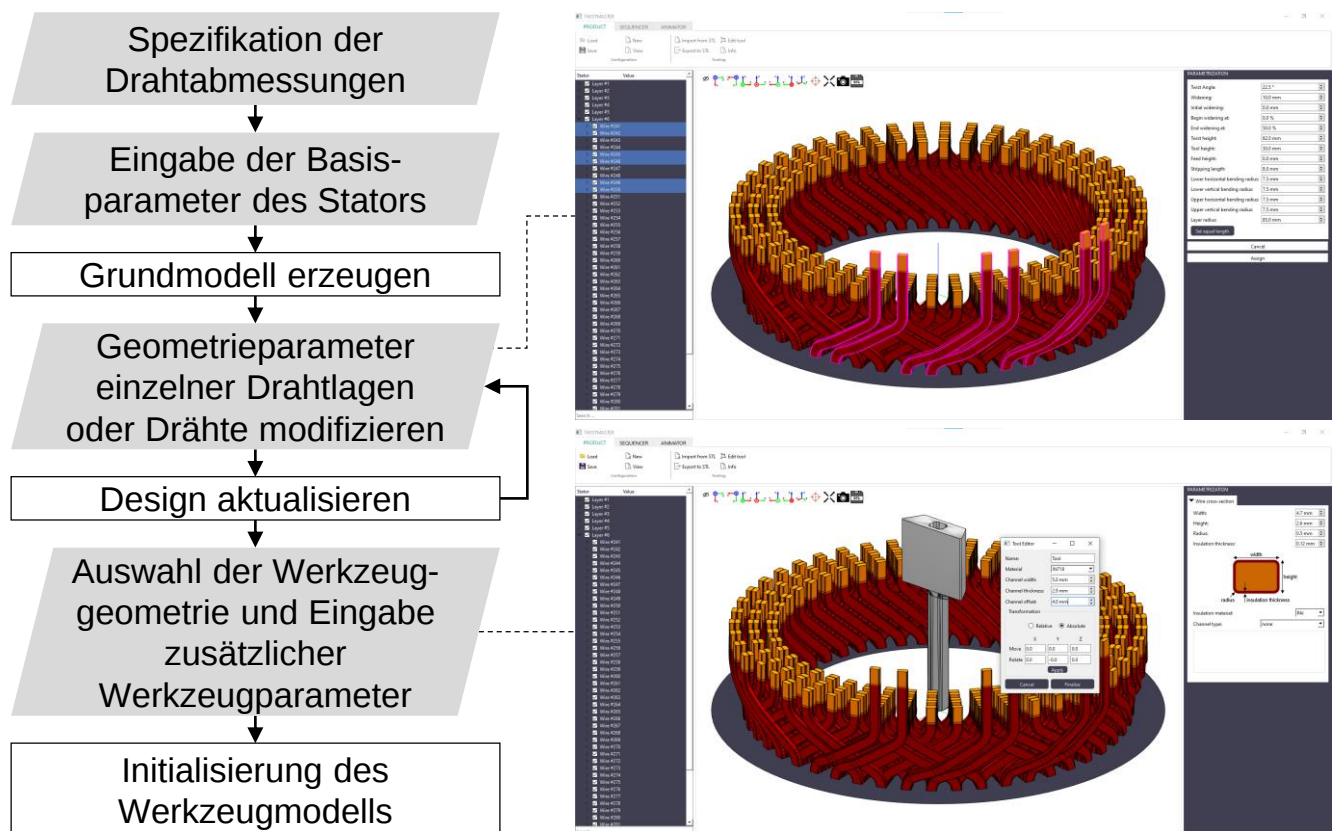


Abbildung 6-20: Arbeitsablauf des Anwenders zur Konfiguration des Zieldesigns und Parametrierung des Formwerkzeugs für ein neues Produkt

Nach erfolgreicher Konfiguration des Zieldesigns kann die automatisierte Ablauf- und Prozessplanung im **Planungs- und Simulationsmodul** vorgenommen werden. Die Implementierung der Ablaufplanung umfasst die in den Abschnitten 6.1.1 bis 6.1.4. beschriebenen Verfahren und Algorithmen. Die Prozessplanung vereint das in den Abschnitten 6.2.1 bis 6.2.5 beschriebene Vorgehen, wobei das parametrische Modell des Wickelkopfes für die schrittweise Bahnplanung und Kollisionsoptimierung genutzt wird. Vor Beginn des automatisierten Planungsprozesses besteht grundsätzlich die Möglichkeit, die algorithmenspezifischen Parameter anzupassen. Standardmäßig sind jedoch alle Parameter für die Ablauf- und Prozessplanung auf ein in Vorversuchen empirisch ermitteltes Optimum voreingestellt, sodass in der Regel nur geringfügige Anpassungen erforderlich sind. Wie bereits im übergeordneten Arbeitsablauf dargestellt (vgl. Abbildung 4-9), besteht zudem die Möglichkeit, die generierte Bearbeitungssequenz direkt zu exportieren, ohne eine detaillierte Prozesssimulation durchführen zu müssen. Alternativ können die einzelnen Drahtumformungen zur Kompensation der Formgebungs- und Maschineneinflüsse in einem vorgelagerten Schritt mithilfe des elastoplastischen Balkenmodells (Kapitel 5) simuliert werden. Durch eine Vorfilterung quasi äquivalenter Drahtumformungen lässt sich der Umfang der individuell zu berechnenden Formgebungssimulationen in der Regel auf weniger als ein Viertel der gesamten Spulenenden eines Wickelkopfes reduzieren. Hierbei werden Spulenenden, die hinsichtlich ihrer Zielgeometrie, Formgebungsschritte, Bahnverläufe und lokalen Kollisionsumgebung übereinstimmen, identifiziert und nicht erneut simuliert, wenn bereits Spulenenden mit vergleichbaren Parametern berechnet wurden. Die ermittelten Simulationsergebnisse dienen im Anschluss der Berechnung von Kompensationswerten für die Drahrückfederung (Abschnitt 6.3.1), elastische Werkzeugverformung (Abschnitt 6.3.2) und Maschinennachgiebigkeit (Abschnitt 6.3.3). Um die Kompensationswerte zu berücksichtigen, werden dem letzten Bahnpunkt einer Formgebungsbahn zusätzliche Starrkörpertransformationen hinzugefügt. Diese Transformationen sind Bestandteil der Ablauf- und Bewegungsdaten, sodass sie nach erfolgter Simulation aktiviert, deaktiviert oder skaliert werden können – sowohl global für den gesamten Wickelkopf als auch lokal für einzelne Spulenenden.

Zur virtuellen Ergebnisverifikation der Ablauf- und Bewegungsdaten steht eine 3D-Animation des Prozessablaufs zur Verfügung, die als wesentlicher Bestandteil des **Prozessvisualisierungsmoduls** eine vereinfachte Darstellung der Werkzeugbewegungen

und Bahnkurven sowie der Umformung der Spulenenden ermöglicht. Falls der Prozessablauf keine weiteren Modifikationen der Planungs- und Prozessparameter erfordert, wird im letzten Schritt die generierte Bearbeitungssequenz als Steuerungsprogramm für die Versuchsanlage exportiert. Der Export erfolgt in Form von Textdateien mit Steuerbefehlen entsprechend der in Abschnitt 4.4.2 definierten Befehlssätze und Programmsyntax. Die Übertragung der Programmdateien zur Anlagensteuerung erfolgt über den dafür eingerichteten FTP-Server. Das **Import- und Exportmodul** kann mit geringem Aufwand angepasst und erweitert werden, um Bearbeitungssequenzen in verschiedenen Formaten, wie beispielsweise NC-Code, zu exportieren. Dies ermöglicht eine flexible Nutzung der prototypischen Offline-Programmierungsumgebung, unabhängig von der vorgenommenen Hardwareimplementierung.

6.5.2 Abschätzung des Parametrierungsaufwands

Im Folgenden wird der Aufwand für die Prozessparametrierung zum Aufweiten und Twisten eines neuen Stators abgeschätzt, um eine quantitative Grundlage für die abschließende Bewertung des gesamten Lösungsansatzes in Abschnitt 7.4 zu schaffen. Dabei wird zwischen dem aktiven zeitlichen Aufwand des Anwenders und der internen Berechnungsdauer der implementierten Offline-Programmierungsumgebung unterschieden.

Der größte Teil des aktiven Aufwands des Anwenders entfällt auf die Produktkonfiguration, die stark von der Produktkomplexität sowie den programmspezifischen Kenntnissen des Anwenders abhängt. Unter der Annahme, dass die parametrischen Daten der Zielkonfiguration bereits in einem geeigneten Format vorliegen, kann die Produktkonfiguration für Statoren mit einem regelmäßigen Twistschema auch von ungeübten Anwendern in 15 bis 30 Minuten abgeschlossen werden. Lediglich bei einer sehr komplexen Gestaltung der Kontaktierseite mit unregelmäßigen Lagen kann die Produktkonfiguration längere Zeit in Anspruch nehmen. Die im Rahmen der Ablauf- und Prozessplanung vorzunehmenden Einstellungen beschränken sich hingegen auf wenige Minuten.

Die interne Berechnungsdauer der verschiedenen Modelle wird maßgeblich von der Qualität und Effizienz der implementierten Algorithmen, der verwendeten Programmiersprache sowie der eingesetzten Hardware beeinflusst. Die nachfolgenden Zeitangaben dienen daher lediglich einer groben Orientierung und basieren auf Erfahrungswerten, die während der Inbetriebnahme der wissenschaftlichen Versuchsanlage sowie der im

Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuchsreihen gewonnen wurden. Zur Prozessparametrierung kam in allen Fällen ein im Arbeitsalltag üblicher Laptop zum Einsatz (CPU mit vier Kernen und 1,80 GHz Taktfrequenz, 16 GB RAM). Die gitterbasierte Berechnungsmethodik ermöglicht eine vergleichsweise schnelle Ablaufplanung, wobei die Planungsdauer in der Regel zwischen 20 und 60 Sekunden liegt. Der gesamte Bahnplanungsprozess dauert, abhängig von der Komplexität des Wickelkopfes, etwa fünf Minuten. Eine aktive Kollisionsoptimierung kann den Zeitaufwand um einige Minuten erhöhen. Der wesentliche Anteil der gesamten Planungsdauer entfällt jedoch auf die kinematische Umformsimulation zur Berechnung der Rückfederung und Prozesskräfte. Diese benötigt pro Spulenende etwa 90 bis 120 Sekunden. Obwohl die Modellierung auf Basis des elastoplastischen Balkenmodells erfolgt, erfordert die Durchführung der Simulationen für die Gesamtheit der Spulenenden daher eine Berechnungsdauer von typischerweise zwei bis drei Stunden. Abschließend sind in Tabelle 6-5 die exemplarisch ermittelten zeitlichen Parametrierungsaufwände einiger ausgewählter Stator designs zusammengefasst.

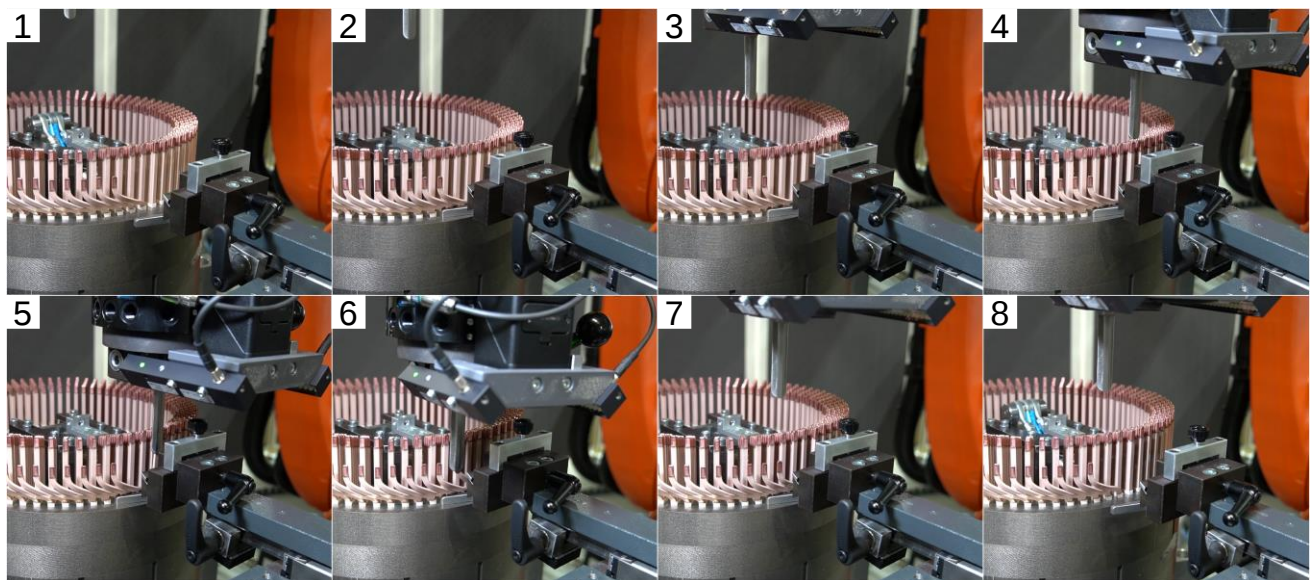
Tabelle 6-5: Parametrierungsaufwand am Beispiel verschiedener Stator designs

Stator design	aktiver Zeitauf- wand	interne Berechnungsdauer			Gesamt- dauer
		Ablauf- planung	Bahn- planung*	Umform- simulation	
6 Lagen, 48 Nuten, reg.	15 min	25 s	3 min	35 min	~55 min
8 Lagen, 48 Nuten, reg.	17 min	31 s	7 min	1 h 5 min	~1 h 30 min
10 Lagen, 72 Nuten, reg.	19 min	67 s	12 min	1 h 40 min	~2 h 10 min
8 Lagen, 48 Nuten, unreg.	35 min	43 s	10 min	2 h 50 min	~3 h 35 min

*mit aktiver Kollisionsoptimierung

7 Experimentelle Validierung des Lösungsansatzes

Ziel dieses Kapitels ist die experimentelle Validierung des erarbeiteten Lösungsansatzes mittels der in Kapitel 4 eingeführten wissenschaftlichen Versuchsanlage für einen roboterbasierten kinematischen Aufweit- und Twistprozess. Die Prozessparametrierung der Versuchsanlage erfolgte im Rahmen der Validierung ausschließlich unter Verwendung der in Abschnitt 6.5 vorgestellten Offline-Programmierungsumgebung für kinematische Aufweit- und Twistprozesse, welche die in Kapiteln 5 und 6 entwickelten Methoden und Modelle als ganzheitlichen Lösungsansatz im Sinne einer durchgängigen digitalen Prozesskette integriert. Die in Abbildung 7-1 dargestellte Bildabfolge demonstriert exemplarisch den zum Aufweiten und Twisten einzelner Spulenenden umgesetzten und vollautomatisierten sequenziellen Prozessablauf. Im Rahmen der Versuchsreihen wird zunächst eine Validierung der erarbeiteten Methodik zur Werkzeugbahnplanung, der Kompensationsmodelle sowie der entwickelten Strategien für die Stabilitätsoptimierung vorgenommen (Abschnitte 7.1 und 7.2). Im Anschluss wird der sequenzielle Prozessablauf im Gesamten validiert, wobei das Aufweiten und Twisten vollständiger Hairpin-Statoren untersucht wird (Abschnitt 7.3). Zuletzt werden die Versuchsergebnisse diskutiert und abschließend bewertet (Abschnitt 7.4).



- | | |
|--|--|
| 1) Ausgangszustand | 5) Ende des Einführvorgangs |
| 2) Spannen der aktuellen Statornut | 6) kombinierte Aufweit- und Twistbewegung |
| 3) bildbasierte Erfassung der Drahtspitzen zur Korrektur der Einführposition | 7) abgeschlossener Freigabevorgang |
| 4) Beginn des Einführvorgangs | 8) Entspannen der Statornut und Weitertakten des Stators |

Abbildung 7-1: Realisierter Prozessablauf zum kombinierten Aufweiten und Twisten einzelner Spulenenden

7.1 Analyse der modellbasierten Kompensationsstrategien am Einzeldraht

Um die modellbasierten Kompensationsstrategien zunächst möglichst unabhängig voneinander zu analysieren und überlagerte Einflüsse von Lagen- und Nachbarschaftsinteraktionen zu vermeiden, wurden in einem ersten Schritt Versuchsreihen an einzelnen, gerichteten Drahtstücken durchgeführt. Hierzu wurden die Drahtstücke mithilfe von zwei Modellstatoren an einem Ende fest eingespannt (siehe Abbildung 7-2). Beide Modellstatoren bestehen aus einem Aluminiumring mit 48 gefrästen Nuten, wobei die Tiefe der Nuttaschen 30 mm beträgt. Die Fixierung der Drahtstücke erfolgt mithilfe von Kunststoffschiebern, welche die Drahtstücke von außen über radial zustellbare Schrauben in den Nuttaschen festklemmen. Während der erste Modellstator für Drahtstücke mit einer definierten Drahtbreite ausgelegt ist, wurde der zweite Modellstator dahingehend modifiziert, dass Drahtstücke mit variabler Drahtbreite aufgenommen werden können. Dies wird durch die Verwendung additiv gefertigter Kunststoffeinsätze realisiert, welche darüber hinaus eine flexible radiale Positionierung der Drahtstücke innerhalb der Nuttaschen erlauben.

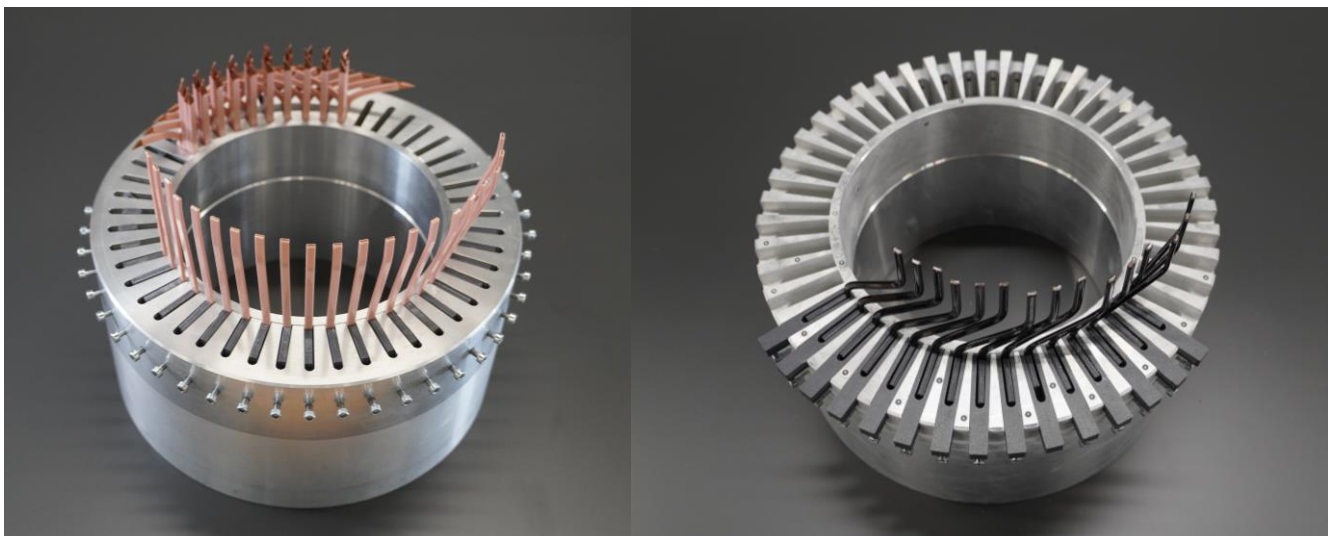


Abbildung 7-2: Modellstatoren mit 48 Nuten zur Durchführung experimenteller Versuchsreihen: Variante 1 mit fester Nutbreite (links), Variante 2 mit additiv gefertigten Kunststoffeinsätzen zum Spannen von Drahtstücken mit unterschiedlicher Drahtbreite (rechts)

7.1.1 Aufweiten einzelner Spulenenden

Um potenzielle Fehlerquellen infolge der Modellvereinfachungen bei mehrachsiger Biegeumformung während des Twistvorgangs auszuschließen, wurde zunächst das Aufweiten einzelner Spulenenden unter einachsiger Biegebeanspruchung untersucht.

Versuchsaufbau und Validierungsmethodik

Im Rahmen der ersten Versuchsreihe wurden PEEK-isolierte Kupferflachdrähte mit einem Nennquerschnitt von $3,59 \times 1,73 \text{ mm}^2$ radial aufgeweitet, die Abweichungen von den Sollpositionen im rückgefederten Zustand ermittelt sowie die am TCP des Formwerkzeugs wirkenden Kräfte über den Prozessverlauf aufgezeichnet. In einem vollfaktoriellen Versuchsplan wurden dabei die freie Drahtlänge, der Betrag der radialen Aufweitung sowie die Kompensationsstrategien variiert, siehe Tabelle 7-1. Zum Spannen der Drahtstücke wurde der Modellstator ohne Kunststoffeinsätze verwendet. Die Eingriffslänge des Formwerkzeugs wurde mit 10 mm über alle Versuche konstant gehalten. Die grundlegenden Werkzeugbahnen wurden nach dem in Abschnitt 6.2 beschriebenen Verfahren berechnet. Darüber hinaus wurde für alle Versuche die geometrische Kompensation der Werkzeugtoleranzen aktiviert, vgl. Abschnitt 6.2.4. Die Kompensationswerte für die Drahrückfederung wurden anhand des in Abschnitt 6.3.1 beschriebenen Vorgehens mithilfe des elastoplastischen Balkenmodells berechnet. Die zur Berechnung erforderlichen Materialkennwerte des verwendeten Kupferflachdrahts wurden im einachsigen Zugversuch ermittelt und sind dem Anhang A7 zu entnehmen. Zur Kompensation der elastischen Werkzeugverformung und statischen Maschinennachgiebigkeit wurde das in den Abschnitten 6.3.2 und 6.3.3 dargelegte Vorgehen angewandt. Die anzunehmenden Prozesskräfte wurden den berechneten Ergebnissen des elastoplastischen Balkenmodells für die Kompensation der Drahrückfederung entnommen. Die zur Berechnung der Kompensationswerte angenommene Maschinennachgiebigkeit entspricht den in Abschnitt 6.3.3 ermittelten Werten. Zur statistischen Absicherung der Versuchsergebnisse wurde jede Faktorkombination im Rahmen der experimentellen Versuchsreihen dreimal wiederholt. Somit wurden insgesamt $3 \times 7 \times 4 \times 3 = 252$ unabhängige Aufweitversuche an einzelnen Drahtstücken durchgeführt.

Tabelle 7-1: Vollfaktorieller Versuchsplan zur Analyse der entwickelten Kompensationsstrategien beim radialen Aufweiten von Einzeldrähten

Faktoren	Faktorstufen			
freie Drahtlänge L_0 in mm	{40, 65, 90}			
radiale Aufweitung w in mm	{2, 4, 6, 8, 10, 12, 14}			
aktive Kompensationsstrategien	{Stufe 1, Stufe 2, Stufe 3, Stufe 4}			
▪ Werkzeugtoleranzen (Abschnitt 6.2.4)	✓	✓	✓	✓
▪ Drahrückfederung (Abschnitt 6.3.1)	x	✓	✓	✓
▪ Werkzeugnachgiebigkeit (Abschnitt 6.3.2)	x	x	✓	✓
▪ Maschinennachgiebigkeit (Abschnitt 6.3.3)	x	x	x	✓

Der Versuchsaufbau ist schematisch in Abbildung 7-3 dargestellt. Zur genauen Bestimmung der radialen Draht- und Werkzeugpositionen wurde das fest eingespannte Drahtstück entlang der Längsachse jeweils vor und nach dem Einführvorgang des Formwerkzeugs, nach erfolgter Aufweitung im noch eingeführten Zustand sowie im zurückgeführten Zustand mit einem Laserprofilsensor scanCONTROL LLT 3010-BL der Micro-Epsilon Messtechnik GmbH & Co. KG³¹ vermessen. Der Sensor weist eine Linienlinearität von $9\text{ }\mu\text{m}$ auf und bietet eine maximale Auflösung von 2048 Punkten über die gesamte Messfeldbreite, was im vorliegenden Versuchsaufbau einem mittleren Punkt-Abstand von $70\text{ }\mu\text{m}$ entspricht. Als Bezugssystem für die Auswertung der Positionsmessung wurde ein Koordinatensystem über die gleichzeitig gemessenen Kanten des Modellstators definiert. Die radiale Drahtposition vor und nach dem Aufweiten wurde über die gemittelten Messwerte im oberen Drahtabschnitt auf einer Länge von 5 mm im Abstand von $2,5\text{ mm}$ unterhalb der Drahtspitze ermittelt. Zur Bestimmung der Position des Formwerkzeugs im eingeführten Zustand vor und nach dem Twistvorgang wurde analog vorgegangen.

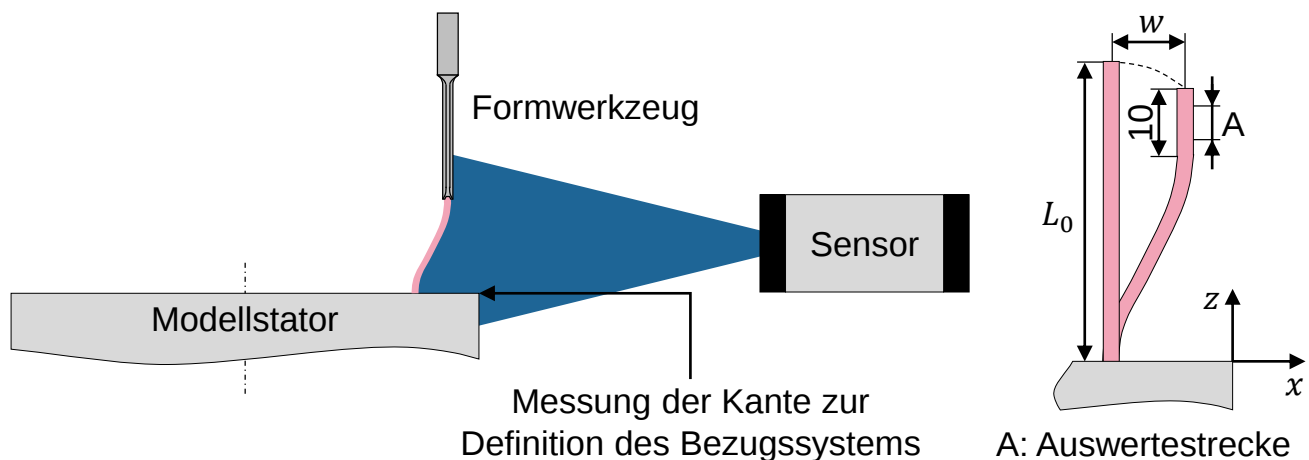


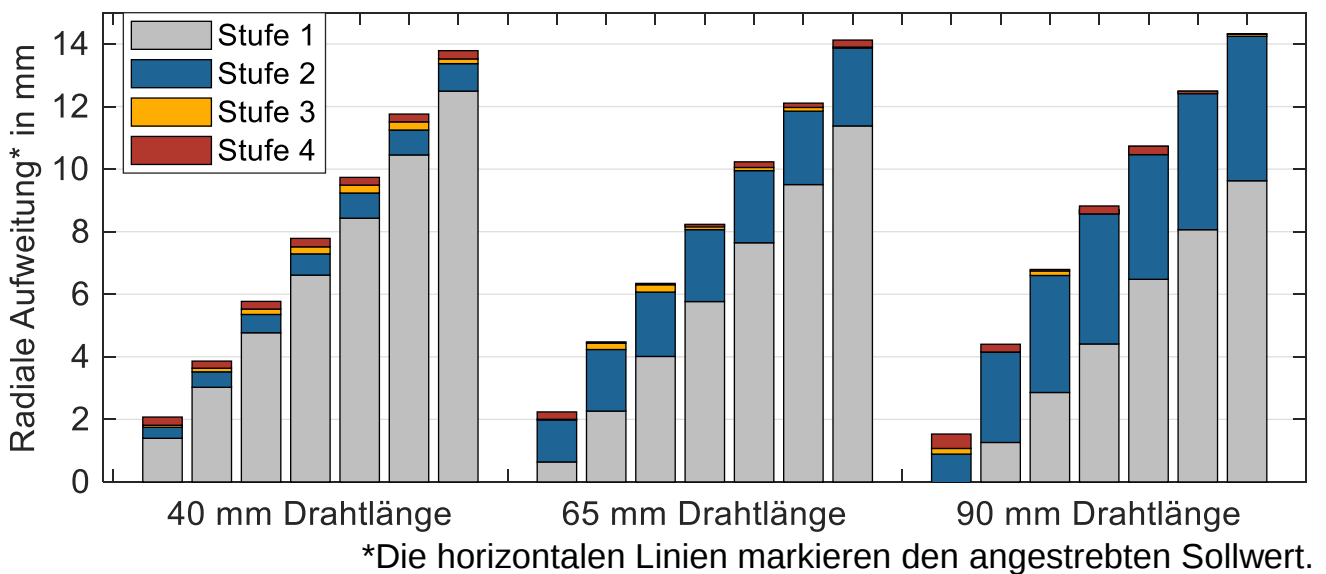
Abbildung 7-3: Versuchsaufbau zur Validierung der entwickelten Kompensationsstrategien am Beispiel des radialen Aufweitens von Einzeldrähten

Ergebnisse der experimentellen Versuchsreihen

In Abbildung 7-4 sind die gemittelten Werte der resultierenden radialen Aufweitung für die vier verschiedenen Stufen aktiver Kompensationsstrategien dargestellt. Die Werte beziehen sich auf die erreichte radiale Aufweitung relativ zur idealen radialen Ausgangsposition der Drahtspitzen. Jeder Datenpunkt ergibt sich aus den gemittelten Messwerten dreier unabhängiger Aufweitversuche mit gleicher Parameterkombination.

³¹ Micro-Epsilon Messtechnik GmbH & Co. KG, Königbacher Str. 15, 94496 Ortenburg

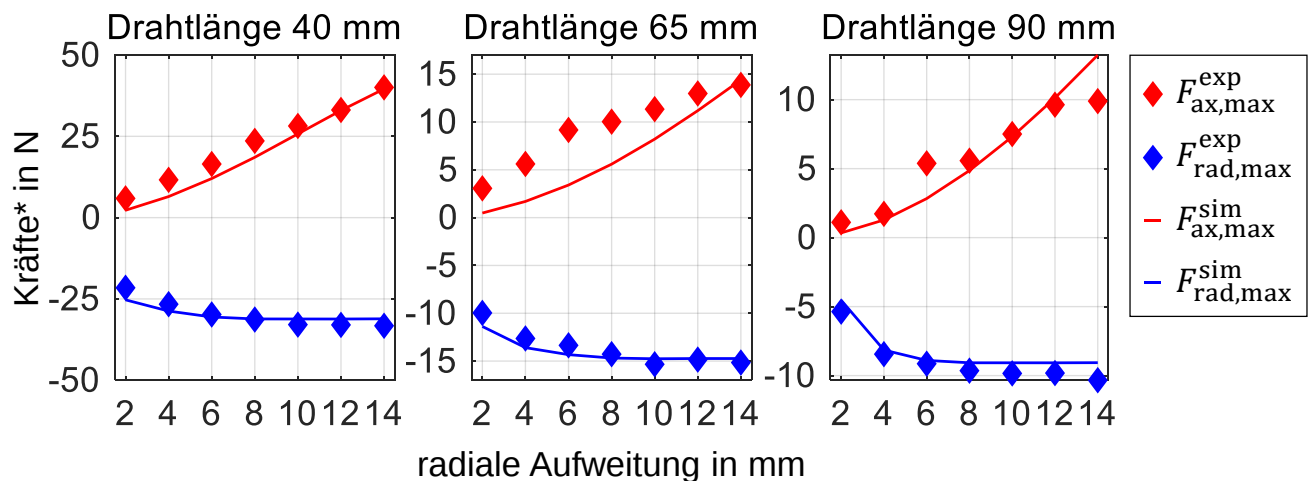
Die angegebene Schwankungsbreite je Drahtlänge bezieht sich auf die Schwankung der Messwerte innerhalb der drei Versuche über alle Aufweitdistanzen. Die Ergebnisse der Versuchsreihe ohne Kompensation der Formgebungs- und Maschineneinflüsse (Stufe 1) zeigen mit Abweichungen von 0,6 mm bis 4,3 mm zur Sollposition deutlich die Notwendigkeit einer Kompensation auf. Des Weiteren lässt sich feststellen, dass die Drahrückfederungseffekte für den hier betrachteten Drahtquerschnitt den maßgeblichen Anteil einnehmen. Erst bei verhältnismäßig kurzen Drahtlängen sind die Einflüsse der zunehmenden Prozesskräfte auf die elastischen Verformungen des Formwerkzeugs sowie die Nachgiebigkeit der Maschinenkinematik eindeutig erkennbar. Bei vollständig aktiver Kompensation der Einflussgrößen (Stufe 4) lässt sich eine betragsmäßige Abweichung der resultierenden radialen Aufweitung zur Sollposition für Drahtstücke mit einer freien Länge von 40 mm zwischen 0,02 und 0,28 mm, für Drahtstücke mit einer freien Länge von 65 mm zwischen 0,1 und 0,47 mm und für Drahtstücke mit einer freien Länge von 90 mm zwischen 0,32 und 0,79 mm feststellen. Im Vergleich zur Kompensationsstufe 1 stellt dies eine Reduktion der mittleren Positionsabweichung von 18,8 % auf 2,3 %, von 33,9 % auf 5,2 % bzw. von 50,0 % auf 11,9 % dar. Die vorliegenden Untersuchungen zeigen somit, dass die Anwendung der Kompensationsmodelle zu einer signifikanten Reduktion der Positionsabweichungen beim Aufweiten führt.



freie Drahtlänge in mm	40	65	90
mittlere Schwankungsbreite in mm	0,053	0,118	0,255
maximale Schwankungsbreite in mm	0,119	0,331	0,720

Abbildung 7-4: Resultierende radiale Aufweitung für verschiedene aktive Kompensationstrategien und Drahtlängen

Die mit zunehmender Drahtlänge einhergehenden Abweichungen der gemittelten Messwerte lassen sich einerseits durch die geringere Lokalisierung der plastischen Effekte entlang der Drahtlänge erklären. Andererseits deuten die größeren Schwankungsbreiten innerhalb der drei mit identischen Parameterkombinationen durchgeführten Aufweitversuche auf mögliche Einflüsse der initialen Drahtausrichtung in der Nut sowie auf Fehler der initialen Geradheit der verwendeten Drahtstücke hin. Diese Vermutung wird durch die zunehmenden Standardabweichungen der initialen Position der Drahtspitze vor dem Aufweiten von 0,295 mm, 0,412 mm und 0,755 mm für Drahtstücke mit freien Längen von 40 mm, 65 mm und 90 mm gestützt. Basierend auf den gemessenen Positionen des Formwerkzeugs zu Beginn und Ende der Aufweitbewegung wurde eine Wiederholgenauigkeit von durchschnittlich 0,011 mm und maximal 0,032 mm ermittelt, wodurch ein signifikanter Einfluss der eingesetzten Roboterkinematik ausgeschlossen werden kann. Während Eigenspannungen im Drahtquerschnitt, die aus einer initialen Drahtfehlstellung resultieren, bei ausreichend großer plastischer Deformation abgebaut werden, bleibt deren Einfluss bei geringer plastischer Deformation bestehen. Dies spiegelt sich insbesondere in den Ergebnissen der Drahtstücke mit einer freien Länge von 90 mm und einer angestrebten Aufweitung von 2 mm wider.



*über jeweils drei unabhängige Versuche gemittelt

Abbildung 7-5: Vergleich der simulierten und gemessenen maximalen Prozesskräfte am TCP des Formwerkzeugs

In Abbildung 7-5 sind die simulierten und gemessenen maximalen Prozesskräfte am TCP des Formwerkzeugs für verschiedene Drahtlängen und radiale Aufweitungen gegenübergestellt. Die Prozesskräfte wurden mithilfe des im Endeffektor integrierten 6-Achs-Kraft-Momentensensors während der Versuchsdurchführung aufgezeichnet

und anschließend ausgewertet. Die dargestellten Messwerte geben die maximalen Prozesskräfte der Versuchsreihe mit aktiver Kompensation der Werkzeugtoleranzen (Stufe 1) wieder. Die simulierten und gemessenen maximalen Kräfte weisen insgesamt eine gute Übereinstimmung auf. Insbesondere unter Berücksichtigung der vereinfachten Modellierung, bei der Kontakt- und Reibungseffekte zwischen Flachdraht und Formwerkzeug sowie jegliche dynamischen Effekte vernachlässigt werden, sind die Ergebnisse zufriedenstellend. Für eine überschlägige Abschätzung der Prozesskräfte beim Aufweiten einzelner Spulenenden erweist sich der erarbeitete Modellierungsansatz somit als geeignet.

In Abbildung 7-6 sind die simulierten und die im experimentellen Versuch gemessenen Kraftverläufe am TCP des Formwerkzeugs für ein Drahtstück mit einer freien Länge von 40 mm während der Aufweitung auf 14 mm dargestellt. Die simulierten und die gemessenen Kraftverläufe zeigen insbesondere zum Ende hin eine hohe Übereinstimmung. Die Abweichung der Verläufe zu Beginn des Aufweitprozesses lassen sich zum einen auf einen Synchronisationsfehler zwischen den Simulationsergebnissen und dem zeitlichen Verlauf der im Prozess ermittelten Messwerte zurückführen. Dieser ergibt sich aus der rein zeitbasierten Kraftmessung im Experiment sowie der nicht konstanten Verfahrensgeschwindigkeit des Roboters, wodurch eine präzise zeitliche Zuordnung der Daten lediglich zu Beginn und am Ende des Prozesses verlässlich möglich ist. Zum anderen ist zu berücksichtigen, dass das elastoplastische Balkenmodell die Nachgiebigkeit sowohl der Isolationsbeschichtung als auch der Einspannung nicht berücksichtigt. Diese Vereinfachung führt insbesondere in der Anfangsphase der Aufweitung zu einer systematischen Überschätzung der Radialkräfte in der Simulation.

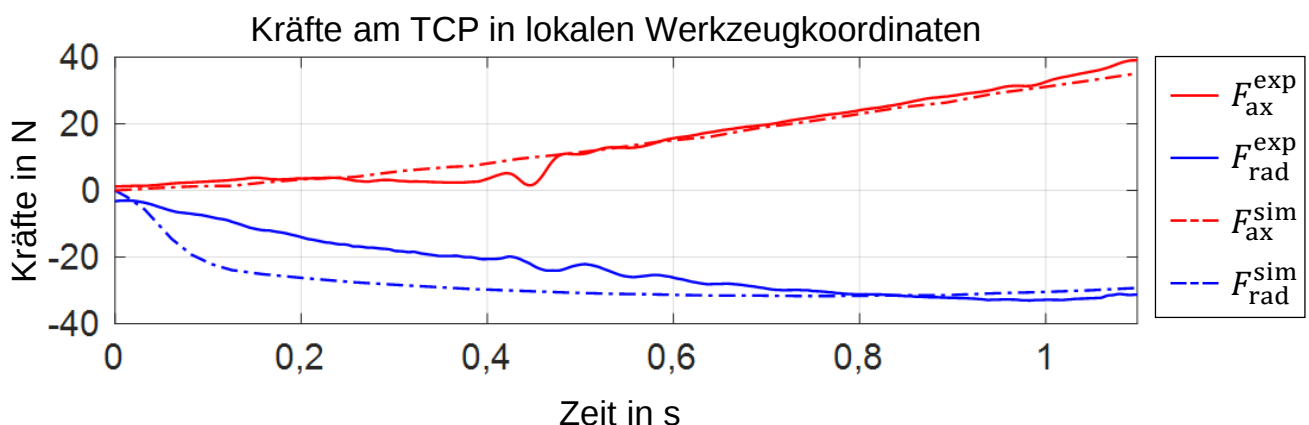


Abbildung 7-6: Vergleich der experimentell ermittelten und simulierten radialen und axialen Kraftverläufe beim radialen Aufweiten eines Drahtstücks mit 40 mm freier Länge auf 14 mm mit aktiver Kompensation der Werkzeugtoleranzen

7.1.2 Kombiniertes Aufweiten und Twisten einzelner Spulenenden

Im zweiten Schritt wurde, aufbauend auf der im ersten Schritt durchgeführten Analyse zum Aufweiten einzelner Spulenenden unter einachsiger Biegebeanspruchung, das kombinierte Aufweiten und Twisten unter mehrachsiger Biege- und Torsionsbeanspruchung untersucht.

Versuchsaufbau und Validierungsmethodik

Mit dem Ziel, den entwickelten Ansatz der modellbasierten Kompensation von Formgebungs- und Maschineneinflüssen für den Fall einer kombinierten radialen Aufweit- und Twistbewegung zu validieren, wurden Versuchsreihen an einzelnen Drahtstücken mit vier verschiedenen Drahthalbzeugen und variierender radialer Aufweitung durchgeführt. Der Twistwinkel wurde im Rahmen der Versuchsreihen nicht variiert und mit $22,5^\circ$ konstant gehalten. Als Drahthalbzeuge mit unterschiedlichen Drahtquerschnitten wurden drei PAI-isolierte Kupferflachdrähte und ein PAI-isolierter Aluminiumflachdraht ausgewählt, siehe Tabelle 7-2. Im Rahmen der Versuchsdurchführung wurden Drahtstücke mit einer freien Länge von 65 mm im Modellstator für variable Drahtbreiten mit additiv gefertigten Kunststoffeinsätzen gespannt und in der ersten Versuchsreihe ohne Kompensation sowie in der zweiten Versuchsreihe mit aktiver Kompensation der Formgebungs- und Maschineneinflüsse umgeformt. In beiden Versuchsreihen wurden die Positionsabweichungen der Drahtspitzen zur Zielposition ermittelt und miteinander verglichen. Im Gegensatz zu den vorangegangenen Aufweitversuchen wurden die Effekte der einzelnen Kompensationsstrategien aufgrund des hohen Versuchsaufwands nicht separat untersucht. Zur Abstützung der Drahtstücke im unteren Drahtabschnitt wurde die in Abschnitt 4.2.1 vorgestellte Nutspannvorrichtung mit additiv gefertigten Stützfinnern verwendet. Jede Faktorkombination wurde im Rahmen der experimentellen Versuchsreihen dreimal wiederholt, sodass in Summe $4 \times 5 \times 2 \times 3 = 120$ unabhängige Versuche an einzelnen Drahtstücken durchgeführt wurden. Die übrigen für die Versuchsreihen angenommenen Geometrieparameter sind in Tabelle 7-3 zusammengefasst.

Tabelle 7-2: Vollfaktorieller Versuchsplan zur Analyse der entwickelten Kompensationsstrategien im Rahmen kombinierter Aufweit- und Twistprozesse

Faktor	Faktorstufen
Nominaler Drahtquerschnitt in mm ² und Leitermaterial	{3,20 × 2,80; 4,50 × 3,15; 4,10 × 1,60} – Kupfer {3,55 × 2,00} – Aluminium
radiale Aufweitung in mm	{-12, -6, 0, 6, 12}

Tabelle 7-3: Angenommene Geometrieparameter im Rahmen der Versuchsreihen

Parameter	Wert	Parameter	Wert
Twistwinkel in °	22,5	Fußhöhe in mm	3
freie Drahtlänge in mm	65	Stütz fingerradius in mm	3
Drahtkopfhöhe in mm	15	Lagenradius in mm	76,1 + halbe Drahtdicke

In Abbildung 7-7 ist das Vorgehen zur geometrischen Auswertung der umgeformten Drahtstücke dargestellt. Im ersten Schritt wurde die dreidimensionale Geometrie der im Modellstator eingespannten umgeformten Drahtstücke mit einem optischen 3D-Messsystem vom Typ GOM ATOS Q 8M der Carl Zeiss GOM Metrology GmbH³² erfasst. Um Reflexionen der lackisolierten Drahtoberflächen zu reduzieren, welche das auf der optischen Streifenlichtprojektion basierende System negativ beeinflussen, wurden die zu vermessenden Drahtstücke vorab mit einem permanenten Scanningspray manuell mattiert. Die Messdaten wurden mit der proprietären Softwareumgebung GOM Inspect Suite 2020 polygonisiert und zur weiteren Auswertung in der kommerziellen Software MATLAB als STL-Datei exportiert. Im zweiten Schritt wurden die erfassten Oberflächengeometrien anhand der zylindrischen Mantelfläche, der Stirnfläche sowie den Taschen des Modellstators räumlich ausgerichtet und der polygonisierte Scanbereich des Modellstators vom übrigen Modell entfernt. Im dritten Schritt wurden die einzelnen Oberflächennetze der Drahtstücke extrahiert. Abschließend wurden die Profilmittellinien und Querschnittsorientierungen aus den Oberflächennetzen der Drahtstücke bestimmt. Die hierzu unabhängig von der vorliegenden Forschungsarbeit entwickelte Analysemethodik ist in Wirth et al. (2024) skizziert. Die Positionsabweichungen der Drahtspitzen zu den vorgegebenen Zielpositionen wurden durch die Auswertung der Profilmittellinien

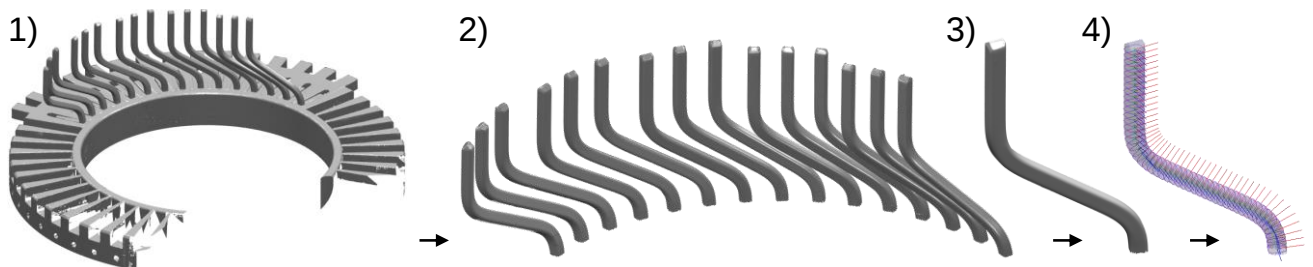


Abbildung 7-7: Vorgehen zur geometrischen Auswertung der experimentellen Versuchsreihen: 1) optische Erfassung der Oberflächengeometrie, 2) Ausrichtung und Bereinigung der Messdaten, 3) Extraktion der Oberflächennetze der Drahtstücke, 4) Bestimmung der Profilmittellinie und Querschnittsorientierungen

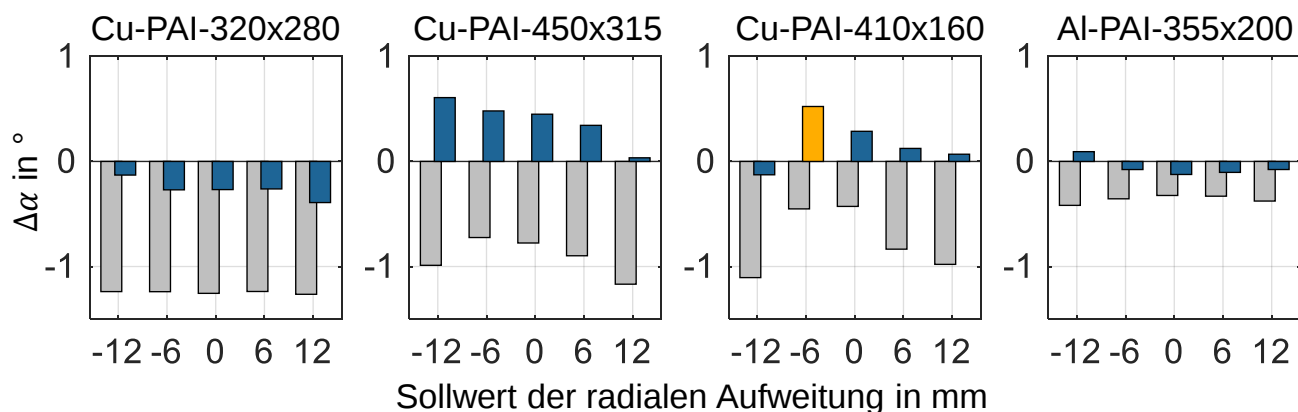
³² Carl Zeiss GOM Metrology GmbH, Wilhelm-Röntgen-Straße 11, D-89340 Leipzig

der umgeformten Drahtstücke ermittelt. Hierdurch wird die Bestimmung der resultierenden Radial- und Winkelpositionen ermöglicht.

Ergebnisse der experimentellen Versuchsreihen

Für die vier untersuchten Drahthalbzeuge sind die Abweichungen zu den Zielpositionen der unkompensierten Versuchsreihen (grau) und kompensierten Versuchsreihen (blau/orange) in Abbildung 7-8 dargestellt. Die Werte wurden aus den Ergebnissen der je Parameterkombination durchgeführten drei Versuche gemittelt. Die obere Diagrammreihe zeigt die Differenz des resultierenden Twistwinkels zum Sollwinkel von $22,5^\circ$. Eine Winkelabweichung von 1° entspricht bei einem Radius von 77 mm etwa einer euklidischen Distanz von 1,34 mm zur Sollposition. In der unteren Diagrammreihe ist die Differenz der resultierenden radialen Aufweitung zum entsprechenden Sollwert dargestellt. Die Versuchsergebnisse zeigen, dass die Winkelabweichung bei aktiver Kompensation zumeist deutlich reduziert wird. Für die Reduktion der radialen Positionsabweichung hingegen zeigen die Versuchsergebnisse keinen eindeutigen Trend.

Abweichungen des Twistwinkels zum Sollwinkel von $22,5^\circ$



Abweichungen der radialen Aufweitung

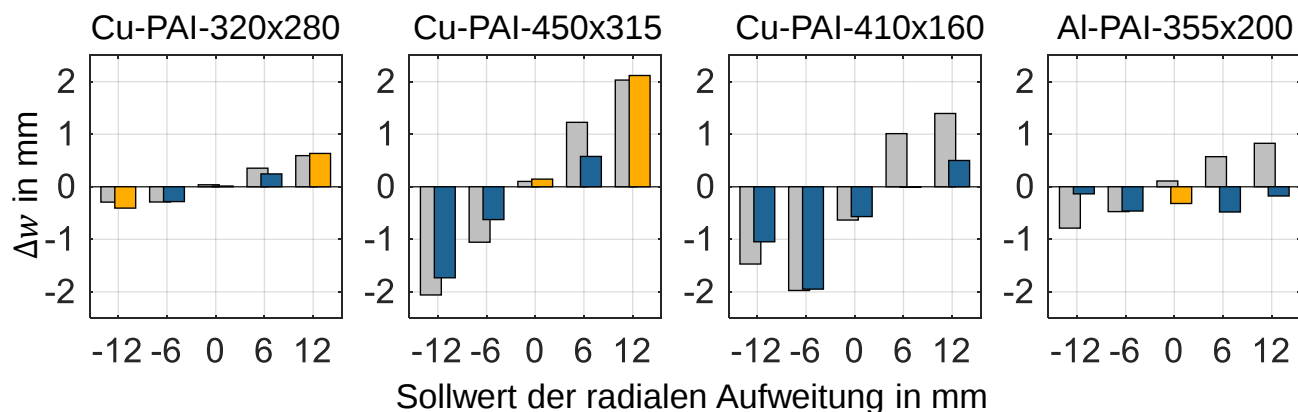
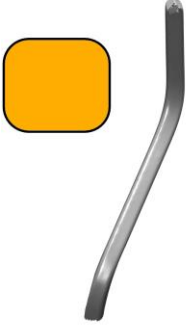
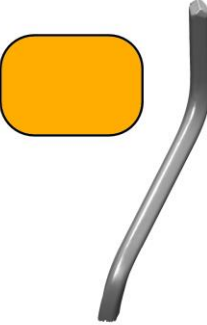
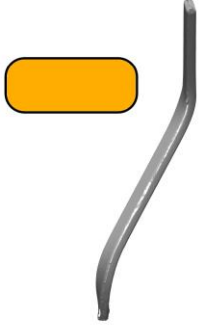


Abbildung 7-8: Abweichungen der Drahtspitzen zur Zielposition der unkompensierten Versuchsreihen (grau) und kompensierten Versuchsreihen (blau/orange)

Die euklidische Distanz zwischen der resultierenden Drahtspitzenposition und der angestrebten Zielposition wird jedoch in allen Fällen reduziert.

Im Allgemeinen sind größere Positionsabweichungen der Drahtspitzen bei den beiden Flachdrähten mit Querschnitten von $4,50 \times 3,15 \text{ mm}^2$ sowie $4,10 \times 1,60 \text{ mm}^2$ zu beobachten. Im ersten Fall lassen sich diese Abweichungen auf die deutlich erhöhten Prozesskräfte zurückführen – rund 250 % im Vergleich zum Flachdraht mit einem Querschnitt von $3,20 \times 2,80 \text{ mm}^2$ – die aufgrund des massiven Drahtquerschnitts auftreten und zu einer entsprechend stärkeren elastischen Verformung des gesamten Versuchsaufbaus führen. In diesem Fall ist die Annahme einer näherungsweise linearen Abhängigkeit der elastischen Verschiebung von der Nachgiebigkeit der Roboterkinematik bzw. des gesamten Versuchsaufbaus über den großen Kraftbereich nicht mehr zulässig. Die größeren Abweichungen für den Drahtquerschnitt von $4,10 \times 1,60 \text{ mm}^2$ lassen sich auf die starke Drahttorsion zurückführen, die durch das hohe Seitenverhältnis des Drahtquerschnitts von 2,56:1 bedingt ist. In Tabelle 7-4 ist die Drahttorsion bei einer radialen Aufweitung von 12 mm exemplarisch für die vier betrachteten Drahthalbzeuge dargestellt. Die deutliche Zunahme der Drahttorsion in Abhängigkeit des Seitenverhältnisses deckt sich mit den numerischen und experimentellen Ergebnissen der Arbeiten von Hausmann et al. (2020) und Mangeruga et al. (2024), welche eine erhöhte Torsionsneigung ab einem Seitenverhältnis von 2:1 beim werkzeuggebundenen Twisten bzw. 2,4:1 beim freien Biegen um die Düse festgestellt haben.

Tabelle 7-4: Vergleich der resultierenden minimalen Biegeradien und maximalen Drahttorsion bei einer radialen Aufweitung von 12 mm

Drahthalbzeug	Cu-PAI-320x280	Cu-PAI-450x315	Cu-PAI-410x160	Al-PAI-355x200
schematischer Drahtquerschnitt und reale Geometrie des Spulenendes				
Seitenverhältnis	1,14:1	1,43:1	2,56:1	1,78:1
Biegeradius κ_x^{-1}	16,3 mm	13,8 mm	9,3 mm	10,2 mm
Biegeradius κ_y^{-1}	9,5 mm	11,1 mm	12,6 mm	7,7 mm
Drahttorsion	1,4 °/mm	1,6 °/mm	4,9 °/mm	3,1 °/mm

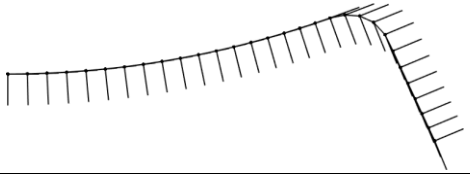
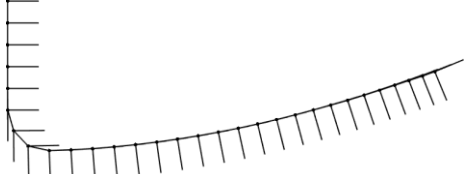
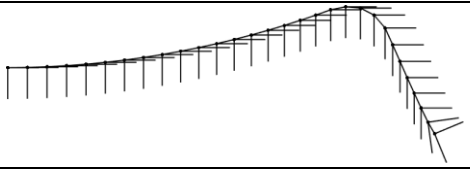
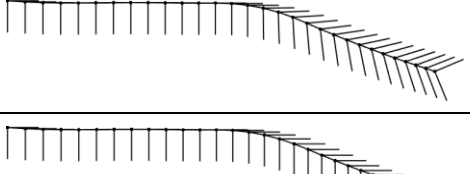
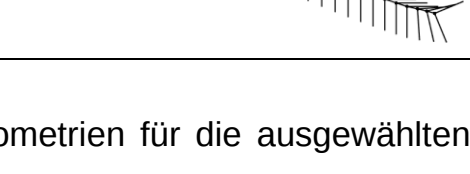
Darüber hinaus spiegeln die Versuchsergebnisse das deutlich unterschiedliche Formgebungsverhalten zwischen Kupfer und Aluminium als Leitermaterial wider. Der Aluminiumdraht weist im Ausgangszustand ohne aktive Kompensation eine deutlich geringere Winkelabweichung auf. Dies ist auf die geringere Streckgrenze sowie die duktileren Umformeigenschaften des Materials zurückzuführen, was eine geringere Rückfederung zur Folge hat. Es sei zudem angemerkt, dass die resultierenden minimalen Radien κ_y^{-1} bei der Biegung um die kurze Kante des Aluminiumlackdrahts trotz einer etwas größeren Drahtbreite von 3,55 mm im Vergleich zum Kupferlackdraht mit einer Breite von 3,20 mm rund 20 % kleiner sind, vgl. Tabelle 7-4. Obgleich eine detailliertere Analyse des Effekts an dieser Stelle nicht vorliegt, lässt sich in der Folge dennoch vermuten, dass der Wickelkopf eines Hairpin-Stators mit Aluminiumwicklung im Vergleich zu einer äquivalenten Kupferwicklung prinzipiell kompakter getwistet werden kann. Weiterhin lässt sich folgern, dass eine Verringerung der Biegeradien und damit der resultierenden Wickelkopfhöhe durch die Verwendung eines im Allgemeinen weicheren Ausgangsmaterials bzw. durch eine Reduktion der Vorverfestigung des eingesetzten Flachdrahts erzielt werden kann, beispielsweise durch einen optimierten Richtprozess.

7.2 Analyse der modellbasierten Stabilitätsoptimierung

Auf Basis des elastoplastischen Balkenmodells wurden in Abschnitt 6.4.3 die Drahtstabilität von Flachdrähten mit hohem Seitenverhältnis in Bezug auf die resultierende Drahttorsion für verschiedene Formgebungsbahnen exemplarisch simuliert sowie verschiedene Optimierungsstrategien abgeleitet und untersucht. Um die Simulationsergebnisse experimentell zu validieren, wurden für den bereits zuvor verwendeten PAI-isolierten Kupferflachdraht mit einer nominalen Querschnittsfläche von $4,10 \times 1,60 \text{ mm}^2$ (Seitenverhältnis 2,56:1) entsprechend der Vorgehensweise im vorangegangenen Abschnitt zusätzliche Versuchsreihen unter Variation der zugrunde gelegten Formgebungsbahn und Stabilisierungsstrategie durchgeführt. Um den experimentellen Aufwand zu reduzieren, wurden fünf ausgewählte Optimierungsstrategien der in Abschnitt 6.4.3 zwölf betrachteten Varianten untersucht, siehe Tabelle 7-5. Diese Versuchsreihen umfassten neben den Basisstrategien TR und RT auch die Strategie RT-VA-VRM, die sich auf Basis der numerischen Ergebnisse als bester Kompromiss hinsichtlich einer geringen Drahttorsion und Werkzeugkollisionen erwiesen hat. Wie zuvor wurde jede Faktorkombination dreimal wiederholt, sodass in Summe $5 \times 5 \times 3 = 75$ zusätzliche Versuche an einzelnen Drahtstücken durchgeführt wurden. Zum Vergleich der simulierten Torsionsstabilität mit den experimentell ermittelten Ergebnissen wurde die

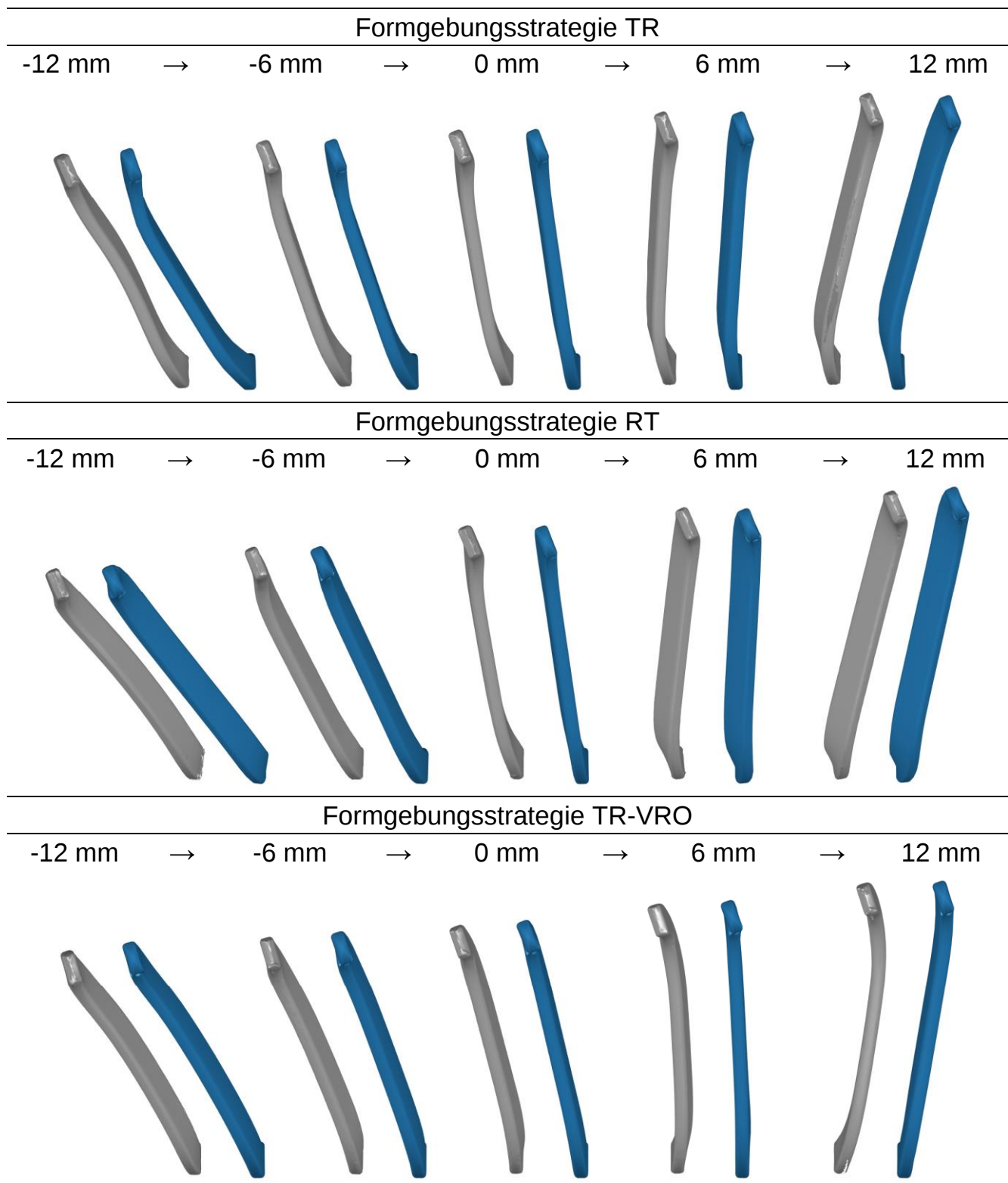
dreidimensionale Geometrie der getwisteten Drahtstücke der Vorgehensweise in Abschnitt 7.1.2 entsprechend optisch erfasst. Zudem wurden die maximale Biegekrümmung um die lange Kante des Drahtquerschnitts sowie die maximale Drahttorsion entlang der Bogenlänge des Spulenendes ausgewertet.

Tabelle 7-5: Experimentelle Validierung der Formgebungsbahnen und Stabilisierungsstrategien

Abkürzung	Formgebungsbahn	Stabilisierungsstrategie		Beispiel der Formgebungsbahn für eine positive radiale Aufweitung (Draufsicht)
		radiale Aufweitung	Werkzeugorientierung	
TR	tangential, radial	regulär	regulär	
RT	radial, tangential	regulär	regulär	
TR-VRO	tangential, radial	regulär	achsparell ohne Übergang	
RT-VA-VRM	radial, tangential	verzögert	achsparell mit Übergang	
RT-VA-VRO	radial, tangential	verzögert	achsparell ohne Übergang	

Die experimentell ermittelten und simulierten Drahtgeometrien für die ausgewählten Formgebungsstrategien sind qualitativ in Abbildung 7-9 gegenübergestellt. Im Allgemeinen wird das Stabilitätsverhalten des Flachdrahts mithilfe des elastoplastischen Balkenmodells für eine Bewertung der Formgebungsstrategien ausreichend genau wiedergegeben. Größere Abweichungen der resultierenden Drahtgeometrie sind dann zu erkennen, wenn der Flachdraht aufgrund eines lokalen Stabilitätsversagens in der Querschnittsfläche seitlich wegknickt. Dieser Effekt wird mithilfe des Simulationsmodells aufgrund der grundlegenden Annahme starrer Balkenquerschnitte nur unzureichend genau abgebildet. Zudem vernachlässigt das Modell die elastischen und tribologischen Einflüsse der Isolationsbeschichtung des Flachdrahts. Des Weiteren ist anzunehmen,

dass sich die zur Drahtabstützung verwendeten radialen Stützfinger aufgrund ihrer Geometrie und endlichen Steifigkeit im Prozess elastisch verformen, was die Drahttorsion im Experiment im Gegensatz zu der auf Starrkörpern basierenden Kollisionsmodellierung begünstigt.



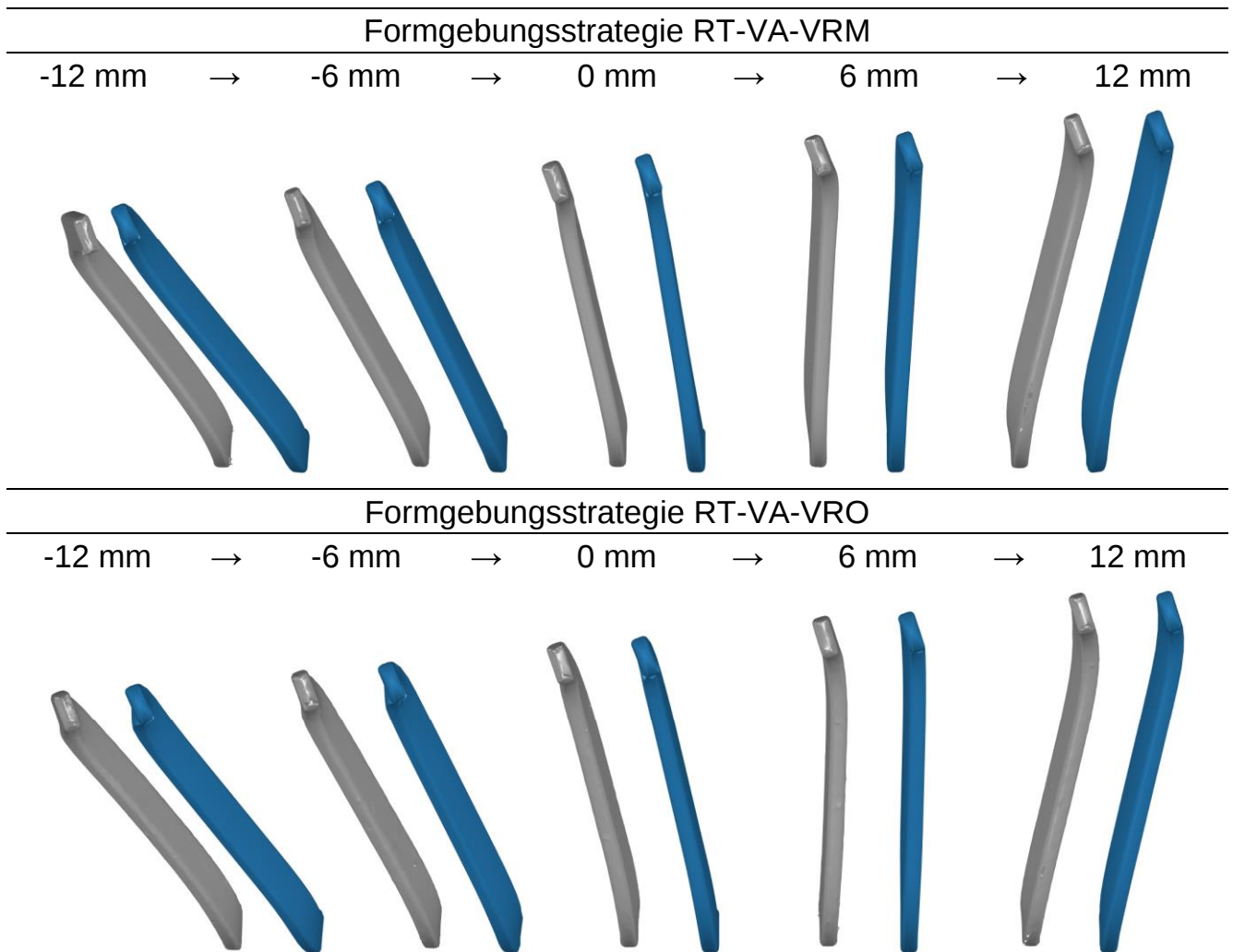


Abbildung 7-9: Vergleich der experimentell ermittelten Drahtgeometrien (grau) mit den simulierten Drahtgeometrien (blau) nach dem radialen Aufweiten und Twisten für verschiedene Formgebungsbahnen und Stabilisierungsstrategien

Die Ergebnisse der quantitativen Analyse zur Drahtstabilität sind in Abbildung 7-10 dargestellt. Im Rahmen der Auswertung wurden die maximalen Drahtkrümmungen um die lange Kante des Drahtquerschnitts sowie die maximale Drahttorsion betrachtet. Die experimentellen Ergebnisse zeigen in Übereinstimmung mit den Simulationsergebnissen, dass die Formgebungsbahn RT sowohl bei positiver als auch bei negativer radialer Aufweitung zu einer signifikanten Drahttorsion und seitlichen Instabilität des Spulenendes führt. Dieses Resultat stellt somit einen Zielkonflikt zum Bestreben dar, Kollisionen des Formwerkzeugs mit den angrenzenden Drahtenden durch eine frühzeitige radiale Aufweitung zu minimieren. In Übereinstimmung mit der zuvor beschriebenen Beobachtung führt der inverse Formgebungspfad TR zu einer signifikanten Reduktion der resultierenden Drahttorsion, allerdings besteht hier das größte Potenzial unerwünschter Kollisionen mit den umgebenen Spulenenden. Des Weiteren lässt sich feststellen, dass

die erarbeiteten Optimierungsstrategien grundsätzlich zu einer Reduktion der Drahttorsion führen. Unter den Varianten, welche eine frühe radiale Aufweitung beinhalten (d. h. die Varianten RT-x), ermöglicht die verzögerte Rotation ohne Übergang (d. h. die Variante RT-VA-VRO) eine signifikante Reduktion der Drahttorsion bei positiver radialer Aufweitung. Demgegenüber fällt die Reduktion bei negativer Aufweitung deutlich geringer aus. Unter Berücksichtigung der konkurrierenden Ziele, die Drahtstabilität von Flachdrähten mit hohem Seitenverhältnis zu optimieren und gleichzeitig potenzielle Kollisionen des Formwerkzeugs mit den umgebenen Spulenenden zu minimieren, stellt die Strategie RT-VA-VRM den besten Kompromiss dar.

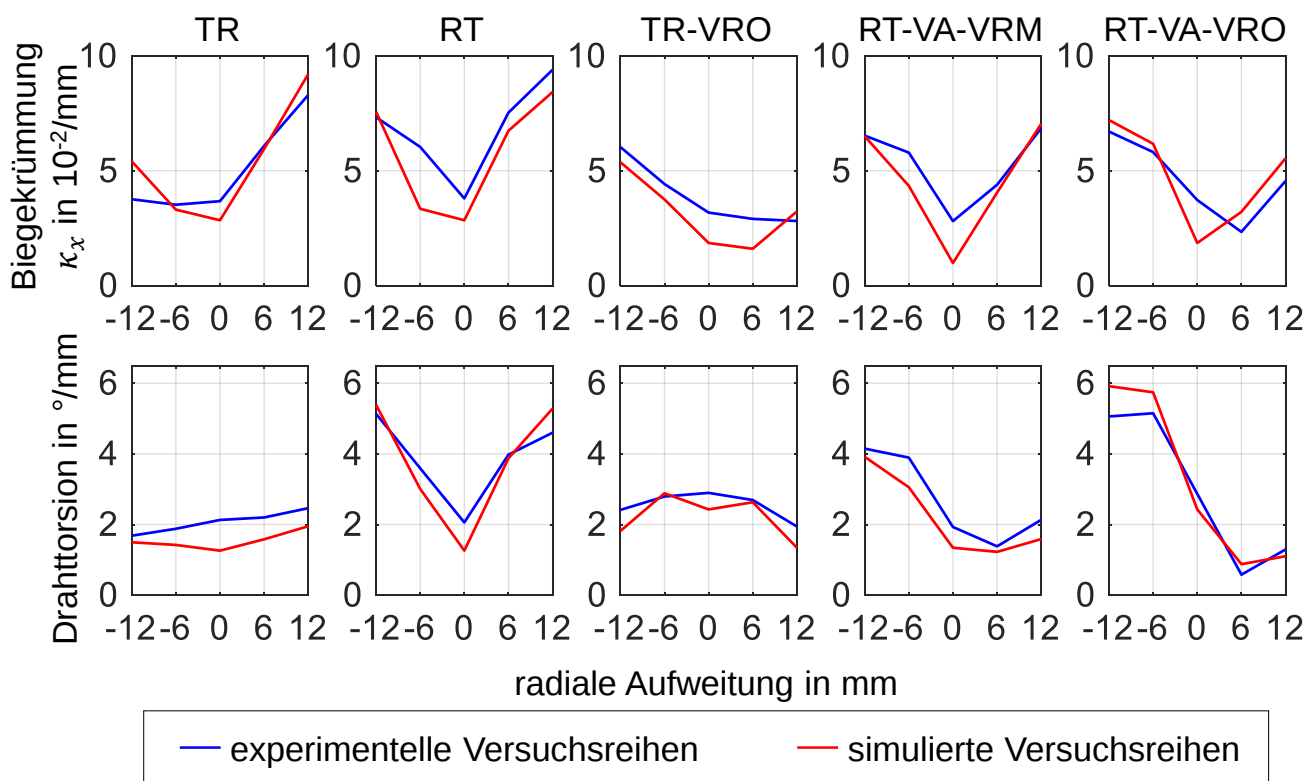


Abbildung 7-10: Vergleich der resultierenden maximalen Biegekrümmung um die lange Drahtkante sowie der maximalen Drahttorsion für verschiedene Formgebungsbahnen und Stabilisierungsstrategien

7.3 Kinematisches Aufweiten und Twisten vollständiger Statoren

Die nachfolgend beschriebenen Versuche dienen dem Nachweis der technologischen Machbarkeit für das kinematische Aufweiten und Twisten von Hairpin-Statoren sowie der ganzheitlichen Validierung des entwickelten Lösungsansatzes. Hierzu wurde die Kontaktierseite von zwei Hairpin-Statoren mithilfe der wissenschaftlichen Versuchsanlage vollständig aufgeweitet und getwistet. Da im Rahmen dieser Forschungsarbeit keine konventionell aufgeweiteten und getwisteten Vergleichsmuster für die beiden Statoren verfügbar waren, erfolgt die Ergebnisbewertung auf Grundlage einer qualitativen Analyse hinsichtlich des potenziellen Einsatzes der entwickelten kinematischen Twist-technologie im Prototypenbau. Um die Robustheit des entwickelten Prozesses und der eingesetzten Methoden zu beurteilen, wurde im Rahmen der Versuchsdurchführung zudem die Anzahl erforderlicher manueller Eingriffe dokumentiert.

7.3.1 Beschreibung der Versuchsstatoren

Der erste Versuchsstator mit einem Innendurchmesser von 140 mm besteht aus einem Dummy-Blechpaket mit 48 Nuten und sechs Leitern je Nut, welches vollständig mit Hairpin-Steckspulen mit Standardgeometrie bestückt ist. Das Blechpaket besteht aus lasergeschnittenen Einzelblechen aus rostfreiem Stahl mit einer Dicke von 1 mm, welche durch vier axiale Schrauben miteinander verbunden sind. Die Nuten des Dummy-Blechpaketes sind nicht mit Isolationspapieren ausgekleidet. Die Hairpin-Steckspulen sind aus einem PAI-isolierten Kupferlackdraht mit einer nominalen Querschnittsfläche von $4,50 \times 2,36 \text{ mm}^2$ und einem Kantenradius von 0,5 mm gefertigt. Die Drahtenden der Hairpin-Steckspulen sind flach abgelängt und auf 15 mm Länge mechanisch abisoliert. Das Twistschema entspricht einem Standardschema, bei dem die Drahtenden in den einzelnen Lagen gegenläufig mit einem betragsmäßigen Winkel von $22,5^\circ$ getwistet sind. Die Drahtlagen weisen eine positive radiale Aufweitung von 3 mm (Lagen drei und vier) bzw. 6 mm (Lagen fünf und sechs) auf. Infolge von Limitierungen in Bezug auf die Verfügbarkeit des benötigten Versuchsmaterials weisen sämtliche Hairpin-Steckspulen eine identische Schenkellänge auf, sodass die resultierende freie Drahtlänge im eingebrachten Zustand über alle sechs Lagen von innen nach außen konstant ist. Dies hat zur Folge, dass die Axialhöhen der Spulenenden nach dem Twisten in diesem Fall von der äußeren zur inneren Drahtlage zunehmen. Der Aufweit- und Twistprozess wird davon, mit Ausnahme des Einführvorgangs des Formwerkzeugs, jedoch unwesentlich beeinflusst. Analog zu den vorherigen experimentellen Versuchsreihen wurde der Pro-

zess vollständig mit der entwickelten Offline-Programmierungsumgebung parametrisiert, wobei zur Planung der Formgebungsbahnen alle Kompensationsmodelle aktiviert wurden. Zusätzlich wurden die entwickelten Funktionen der adaptiven Aufweithöhe (vgl. Abschnitt 6.4.1) sowie das vorzeitige Öffnen der Drahtlagen (vgl. Abschnitt 6.4.2) im Rahmen der Ablauf- und Prozessplanung angewandt. Da das Seitenverhältnis des Drahtquerschnitts hinsichtlich einer signifikanten Torsionsinstabilität als unkritisch eingestuft werden kann, wurden keine Maßnahmen zur Drahtstabilisierung ergriffen. Im Rahmen der Versuchsdurchführung wurde die maximale Verfahrensgeschwindigkeit des Industrieroboters auf 30 % beschränkt, um zu jedem Zeitpunkt einen manuellen Eingriff in den Prozess zu ermöglichen. Zusätzliche Maßnahmen gegen eine axiale Verschiebung der Hairpin-Steckspulen wurden im Rahmen der Prozessdurchführung nicht vorgenommen.

Der zweite Versuchsstator mit einem Innendurchmesser von 110 mm besteht aus einem laserpaketierten Blechpaket mit 48 Nuten und 8 Leitern je Nut. Wie beim ersten Versuchsstator ist das Blechpaket vollständig mit Hairpin-Steckspulen mit Standardgeometrie bestückt. Im Gegensatz zum ersten Blechpaket sind die Nuten mit einer Papierisolation mit einer Stärke von 0,2 mm ausgekleidet. Die Hairpin-Steckspulen sind aus einem PAI-isolierten Kupferlackdraht mit einer nominalen Querschnittsfläche von $3,20 \times 1,52 \text{ mm}^2$ und einem Kantenradius von 0,4 mm gefertigt. Die auf 12 mm Länge mechanisch abisolierten Enden der Hairpin-Steckspulen weisen eine spitze Dachform auf. Das Twistschema entspricht wie beim ersten Stator einem Standardschema mit einem betragsmäßigen Twistwinkel von $22,5^\circ$. Im Gegensatz zum ersten Versuchsstator weist die angestrebte Zielgeometrie des Wickelkopfes eine negative radiale Aufweitung von -6 mm der Lagen eins und zwei und -3 mm der Lagen drei und vier sowie eine positive radiale Aufweitung von 3 mm der äußeren Lagen sieben und acht auf. Die Generierung des Steuerungsprogramms erfolgte wie zuvor unter Zuhilfenahme der entwickelten Offline-Programmierungsumgebung, wobei sämtliche Kompensationsmodelle aktiviert wurden. Aufgrund des geringen Drahtquerschnitts und des moderaten Querschnittsverhältnisses wurde auf die Anwendung der implementierten Funktionen einer adaptiven Aufweithöhe, eines vorzeitigen Öffnens der Drahtlagen sowie einer Drahtstabilisierung hingegen verzichtet. Analog zum ersten Versuchsstator wurden die maximale Verfahrensgeschwindigkeit des Roboters auf 30 % beschränkt und keine zusätzlichen Maßnahmen gegen eine axiale Verschiebung der Hairpin-Steckspulen im Blechpaket vorgenommen.

7.3.2 Diskussion der Versuchsergebnisse

Wie in Abbildung 7-11 dargestellt, konnte der erste Versuchsstator vollständig aufgeweitet und getwistet werden. Zunächst wurden die Lagen sechs und fünf durch kombinierte Aufweit- und Twistbewegungen bearbeitet. Für die Lagen vier, drei, zwei und eins erfolgte anschließend ein radiales Aufweiten von jeweils drei Spulenenden jeder Lage nach innen, bevor die Bearbeitung von außen nach innen fortgesetzt wurde. Die gesamte Prozessdauer, einschließlich Unterbrechungen für manuelle Eingriffe, betrug etwa drei Stunden. Aufgrund des regulären Twistschemas konzentrieren sich die erforderlichen Sonderoperationen zum Öffnen und Schließen der Drahtlagen auf einen Winkelabschnitt von etwa 60° . Wie oben rechts in Abbildung 7-11 ersichtlich ist, treten in diesem Bereich bei den Endpositionen der Drahtspitzen sowohl in radialer als auch in tangentialer Richtung größere Abweichungen auf. Demgegenüber befinden sich die Drahtendenpaare im überwiegenden Bereich der Spulenenden mit Standardoperationen

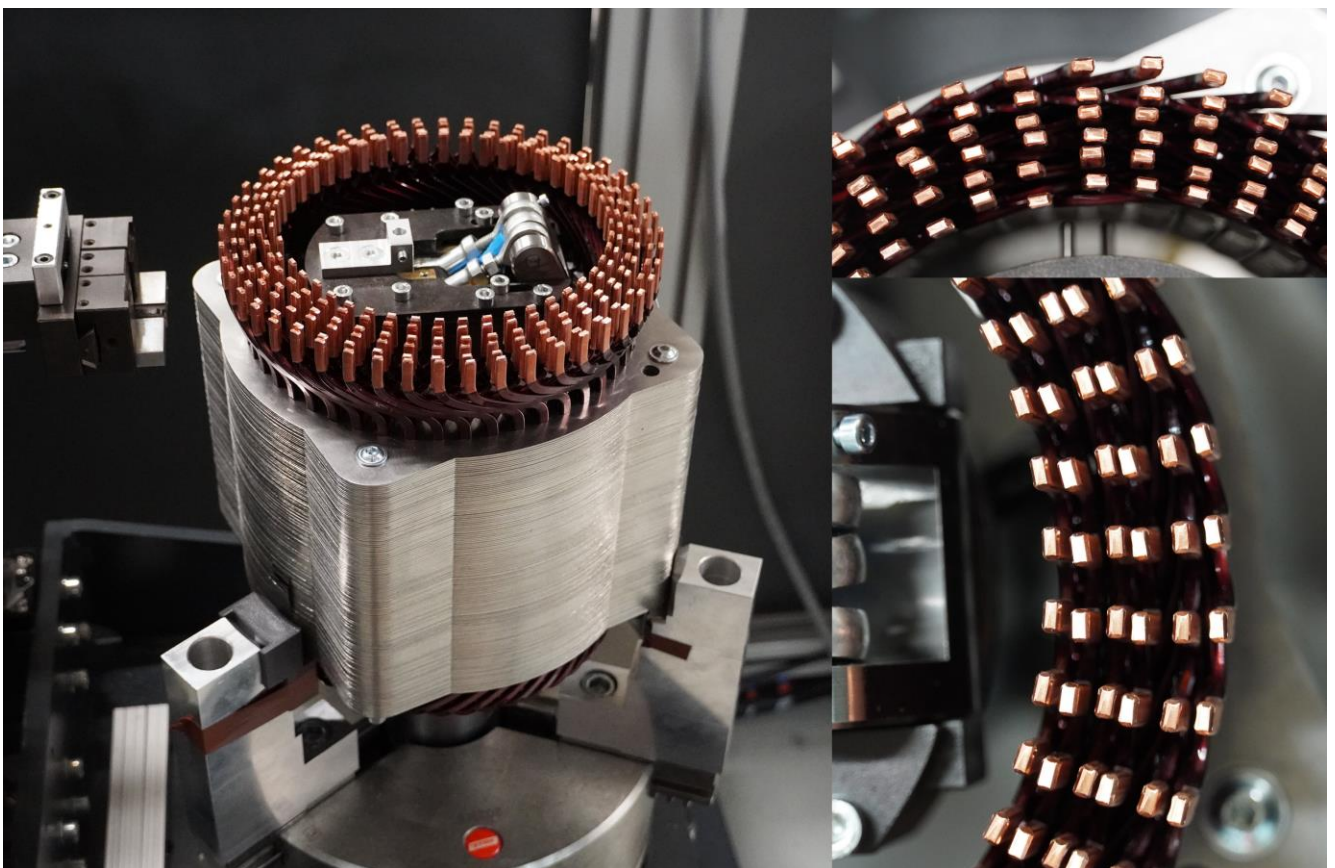


Abbildung 7-11: Kinematisch getwisteter Hairpin-Stator mit verschraubtem Dummy-Blechpaket ohne Isolationspapiere: Im aufgespannten Zustand (links), Detailansicht der Drahtenden im Bereich des Öffnens und Schließens der Drahtlagen mit Sonderoperationen (oben rechts), Detailansicht der Drahtenden im Bereich der Standardoperationen (unten rechts)

nen in einem vergleichsweise geringen Abstand zueinander. Eine leichte radiale Auffächerung ist bei den Drahtenden der inneren und äußeren Drahtlage zu beobachten. Die erforderliche vertikale Ausrichtung der abisolierten Drahtbereiche ist gegeben. Ein manueller Ausgleich der verbleibenden Positionsfehler zwischen den zugehörigen Drahtpaaren ist prinzipiell möglich, sodass von einer grundsätzlichen Schweißbarkeit im Prototypenbau ausgegangen werden kann. Eine Beschädigung der Lackisolation, insbesondere im Kontaktbereich der Nutstützfinger und der Spannbacken, konnte nach einer manuellen optischen Inspektion der Spulenenden nicht festgestellt werden.

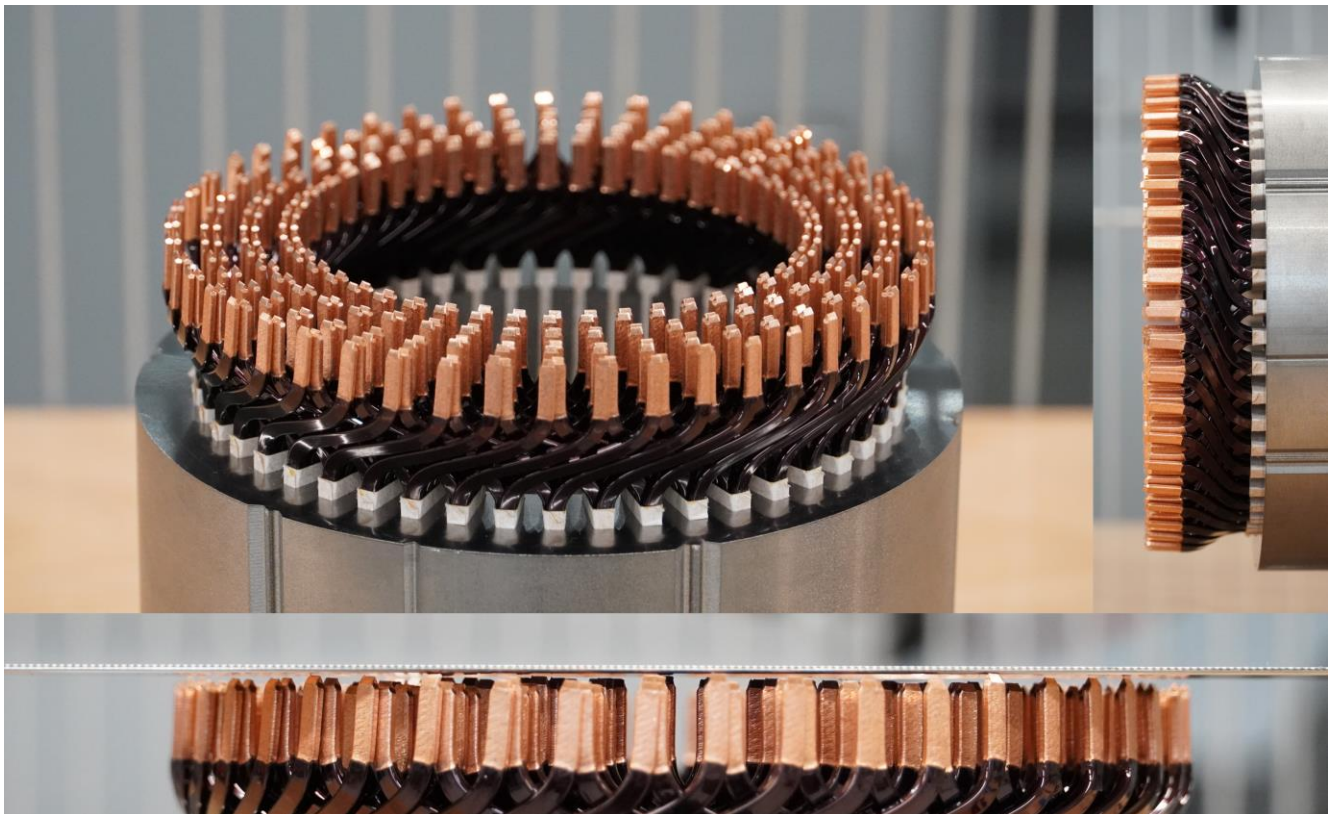


Abbildung 7-12: Kinematisch getwisteter Hairpin-Stator mit laserpaketiertem Blechpaket und Isolationspapieren; Unten mit aufgelegtem Stahllineal zur besseren Veranschaulichung der axialen Drahthöhenschwankung

Das Ergebnis der Versuchsdurchführung für den zweiten Versuchsstator ist in Abbildung 7-12 dargestellt. Wie bereits beim ersten Versuchsstator konnte die Umformung der Spulenenden des gesamten Wickelkopfes erfolgreich anhand des automatisch generierten Prozessablaufs umgesetzt werden. Dabei wurden die Lagen acht, sieben, eins, zwei, drei und vier nacheinander durch kombinierte Aufweit- und Twistbewegungen bearbeitet. Für die Lagen fünf und sechs erfolgte zunächst ein radiales Aufweiten von jeweils drei Spulenenden nach innen, bevor die abschließende Bearbeitung des

Stators durchgeführt wurde. Die gesamte Prozessdauer ohne Berücksichtigung der Offline-Parametrierung betrug etwa vier Stunden. Der Bereich der Sonderoperationen, der sich – wie beim ersten Versuchsstator – auf einen Winkelabschnitt von etwa 60° erstreckt, zeigt im Vergleich zum Bereich der Standardoperationen keine signifikanten Positionsabweichungen und nur geringe Formabweichungen im unteren Drahtbereich. Die paarweise zu kontaktierenden Spulenenden stehen in radialer Richtung dicht beieinander. In tangentialer Richtung wurde der Zielwinkel von $22,5^\circ$ nicht ganz erreicht. Eine manuelle Positionskorrektur der Drahtenden vor dem Aufsetzen der Schweißmaske ist jedoch prinzipiell möglich. Die stichprobenartige Messung der axialen Höhe der Drahtenden mithilfe eines Digitalmessschiebers ergab eine Schwankung der axialen Höhe von unter 1,5 mm (vgl. auch Abbildung 7-12 unten). Analog zum ersten Versuchsstator konnte äußerlich keine erkennbare Beschädigung der Lackisolation oder des Isolationspapiers festgestellt werden.

In Tabelle 7-6 sind die im Rahmen der Versuchsdurchführung im Fehlerfall erforderlichen manuellen Eingriffe für beide Versuchsstatoren dokumentiert. Für den ersten Versuchsstator waren insgesamt zwölf und für den zweiten Versuchsstator zwei manuelle Eingriffe erforderlich. Vier der sechs Eingriffsursachen stehen in direktem oder indirektem Zusammenhang mit der Zuverlässigkeit der bildbasierten Drahtspitzenerkennung (vgl. Abschnitt 4.3). Die größere Anzahl manueller Eingriffe beim ersten Versuchsstator in Zusammenhang mit der Drahtspitzenerkennung lässt sich auf die fehlenden Längenabstufungen der Drahtenden sowie die flache Drahtspitzengeometrie zurückführen. Beide Faktoren erschweren die robuste Segmentierung der Drahtkonturen aufgrund geringerer Kontraste zwischen den Drahtenden sowie erhöhter Lichtreflexion. Im Gegensatz dazu verbessert die dachförmige Geometrie der Drahtspitzen des zweiten Versuchsstators sowohl die Bildqualität der Drahtspitzenerkennung durch reduzierte Lichtreflexion als auch den prozesssicheren Einführvorgang. Die übrigen Eingriffsursachen beziehen sich auf eine ungewollte plastische Deformation umgebener Spulenenden. Beim ersten Versuchsstator wurde in sechs Fällen eines der benachbarten Drahtenden im Bereich der Sonderoperationen zum Öffnen oder Schließen der inneren beiden Drahtlagen während der Umformung vom Formwerkzeug erfasst oder durch eine Verklemmung im unteren Drahtabschnitt vom geführten Drahtende mitgezogen. Die grundlegenden Mechanismen wurden bereits in Abschnitt 6.4.2 genauer beschrieben. Im vorliegenden Fall ist die Ursache für die Drahtverklemmung allerdings auf eine konstruktionsbedingt zu große axiale Höhe der inneren Spannbacke zur Nutspannung sowie eine

zu hohe pneumatische Klemmkraft zurückzuführen. Aufgrund der radialen Verspannung der Drahtlagen im unteren Drahtabschnitt auf einer Länge von ca. 20 mm konnten die Spulenenden nicht aneinander vorbeigleiten. Um dieses Problem zu beheben, wurde beim zweiten Versuchsstator die Höhe der Spannbacke auf 8 mm reduziert und die pneumatische Klemmkraft entsprechend angepasst. Dadurch konnte der beschriebene Fehlermechanismus vollständig vermieden werden. Zudem hat sich der deutlich geringere Drahtquerschnitt und die damit einhergehende geringe Steifigkeit der Spulenenden mit hoher Wahrscheinlichkeit als weiterer positiver Einflussfaktor erwiesen.

Tabelle 7-6: Zusammenfassung der erforderlichen manuellen Eingriffe für die beiden Versuchsstatoren im Rahmen der experimentellen Versuchsdurchführung

Eingriffsursache	kurzfristige Maßnahme	Anz. Auftritte	
		St. #1	St. #2
Drahtende befindet sich nicht im Bildbereich der Kamera	manuelle Korrektur der Drahtposition, Wiederholung des Einführvorgangs	0	0
Drahtende befindet sich nicht im Kamerafokus	manuelle Korrektur der Drahtposition und Durchführung des Einführvorgangs ohne Kameraunterstützung	3	1
Drahtkontur wird im Kamerabild nicht gefunden	Anpassung der Belichtungsparameter, Korrektur der Drahtkontur-Features, Wiederholung des Einführvorgangs	2	0
falsches Drahtende wird von der Steuerung als Ziel ausgewählt	manuelle Korrektur der Drahtposition, Wiederholung des Einführvorgangs	1	1
umgebenes Spulenende wird während der Umformung vom Formwerkzeug erfasst	Prozesshalt, manuelle Kollisionsauflösung bzw. Geraderichten der erfassten Drahtenden, Prozessfortführung	1	0
umgebenes Spulenende wird während der Umformung vom aktuell geführten Spulenende mitgezogen	Prozesshalt, manuelle Kollisionsauflösung bzw. Geraderichten der erfassten Drahtenden, Prozessfortführung	5	0
		12	2

7.4 Bewertung des Lösungsansatzes

Der im Rahmen der Forschungsarbeit entwickelte kinematische Aufweit- und Twistprozess auf Basis einer robotergestützten Formgebung einzelner Spulenenden in Kombination mit einer vollständig modellbasierten Parametrierungsmethodik, stellt angesichts der Validierungsergebnisse eine geeignete Alternative zu konventionellen Twistprozessen für die wirtschaftliche Fertigung von Hairpin-Statoren ab Losgröße 1 dar. Wie in

Abschnitt 7.3 beschrieben, konnte der automatisierte kinematische Aufweit- und Twistprozess am Beispiel zweier unterschiedlicher Hairpin-Statoren erfolgreich demonstriert und damit die technologische Machbarkeit der sequenziellen Prozessführung erstmalig nachgewiesen werden. Die entwickelten Strategien zur Lösung des mit der sequenziellen Prozessführung verbundenen Kollisionsproblems haben sich für die beiden betrachteten Versuchsstatoren als geeignet erwiesen. Eine Übertragbarkeit auf Wickelköpfe mit höherer Komplexität konnte im Rahmen der virtuellen Ablaufplanung aufgezeigt werden, ein experimenteller Nachweis steht allerdings noch aus. Die beiden gewisteten Statoren weisen in den geometrischen Merkmalen der Spulenenden eine für den Musterbau ausreichende Qualität auf. Geringfügige Formabweichungen im Bereich der Sonderoperationen müssen dabei jedoch in Kauf genommen werden. Unter Berücksichtigung der unbeschädigten Lackisolation der umgeformten Spulenenden sowie der im Vergleich zu simultanen Twistprozessen geringeren Belastung deuten die Ergebnisse zudem auf positive elektrische Qualitätseigenschaften hin. Es ist jedoch anzumerken, dass die mehrfache Relativbewegung zwischen den Stützfiguren und den Spulenenden bzw. der Papierisolation bei jedem Spannvorgang potenziell negative Auswirkungen auf die elektrischen Isolationseigenschaften haben kann. Dies stellt somit keine optimale Lösung dar. Ein alternativer Ansatz für die Nutspannvorrichtung könnte die Verwendung einer additiv gefertigten integralen Kunststoffmaske zur Drahtabstützung sein, die nach Abschluss des Prozesses entweder demontiert oder zerstörend entfernt wird. Die wissenschaftliche Versuchsanlage weist zudem Schwächen in Bezug auf die Prozesssicherheit auf, sodass bisher noch geringfügige manuelle Eingriffe sowie eine aktive Prozessüberwachung durch den Anlagenbediener erforderlich sind, um den Prozess im Fehlerfall zu pausieren. Trotz der notwendigen Nacharbeit und der Positions- sowie Formabweichungen der Drahtenden im Bereich der Sonderoperationen sind die Versuchsergebnisse im Kontext eines flexiblen Musterbaus insgesamt als positiv zu bewerten.

7.4.1 Bewertung der Prozessparametrierung

Die entwickelte modellbasierte Methodik zur automatisierten Ablauf- und Prozessplanung für kinematische Aufweit- und Twistprozesse hat sich in Kombination mit dem implementierten Produktkonfigurator als effektiver Lösungsansatz zur schnellen Prozessparametrierung erwiesen. Mithilfe der gitterbasierten Ablaufplanung konnte der Prozessablauf sowohl für einfache als auch komplexere Twistschemata automatisiert

generiert und mithilfe des entwickelten Vorgehens zur Bahnplanung in kollisionsoptimierte Werkzeugbahnen überführt werden. Im Rahmen der experimentellen Versuchsreihen konnte insbesondere der erarbeitete Simulationsansatz auf Basis eines geometrisch exakten elastoplastischen Balkenmodells als zielführender Kompromiss zwischen einfachen geometrischen Berechnungsmodellen und komplexen dreidimensionalen FEM-Simulationen für die Kompensation der Formgebungs- und Maschineneinflüsse aufgezeigt werden. Durch die Anwendung der modellbasierten Kompensationsstrategien konnte mit einer Verringerung der relativen radialen Positionsabweichungen der Drahtspitzen nach dem Aufweiten um den Faktor vier bis acht für den exemplarisch ausgewählten Drahtquerschnitt eine signifikante Verbesserung erreicht werden. Eine Verringerung der Positionsabweichungen nach dem kombinierten Aufweiten und Twisten konnte ebenfalls für verschiedene Drahthalbzeuge mit unterschiedlichen Querschnittsabmessungen und Leitermaterialien nachgewiesen werden. Die besten Ergebnisse wurden bei kleineren Drahtquerschnitten mit niedrigem Seitenverhältnis erzielt. Im Gegensatz dazu ist die Kompensationsgüte bei größeren Drahtquerschnitten geringer, was auf einen nichtlinearen Zusammenhang zwischen der Nachgiebigkeit der Roboterkinematik und des Statormanipulators bei hohen Prozesskräften zurückzuführen ist. Eine Möglichkeit zur Verbesserung der Kompensationsgüte besteht in der experimentellen Ermittlung der Nachgiebigkeit von Roboterkinematik und Statormanipulator bei unterschiedlichen Lastniveaus. Dadurch könnte die lastabhängige Nachgiebigkeit präziser interpoliert und in die Berechnungsmodelle integriert werden. Darüber hinaus eignet sich das entwickelte elastoplastische Balkenmodell zur überschlägigen Abschätzung der auftretenden Prozesskräfte. Weiterhin kann die im allgemeinen bahnabhängige Geometrie der Spulenenden im Rahmen der kinematischen Umformung mithilfe des erarbeiteten elastoplastischen Balkenmodells hinreichend genau abgeschätzt werden, was am Beispiel der Stabilitätsoptimierung für Flachdrähte mit einem hohen Seitenverhältnis des Drahtquerschnitts experimentell nachgewiesen werden konnte.

7.4.2 Bewertung der Wirtschaftlichkeit

Das entwickelte Anlagenkonzept für das kinematische Aufweiten und Twisten, das auf einer standardisierten 6-Achs-Roboterkinematik basiert, bietet im Vergleich zu hochproduktiven Sondermaschinen für das simultane Aufweiten und Twisten von Hairpin-Statoren eine flexible Prozessalternative mit geringem Investitionsaufwand und kurzen Beschaffungszeiten für die wenigen produktspezifischen Werkzeuge. Unter Berück-

sichtigung der niedrigen Kosten für die im Rahmen der Forschungsarbeit additiv gefertigten Formwerkzeuge und Nutstützfinger – deren Gesamtkosten bei einer Beschaffung über externe Lieferanten zum Zeitpunkt der Ausarbeitung der Arbeit unter 1.000 € lagen und die eine Lieferzeit von ca. einer Woche aufwiesen – stellt sich der entwickelte kinematische Prozess insbesondere im Musterbau als wirtschaftlich attraktive Alternative zu den werkzeuggebundenen Prozessvarianten dar. Im Rahmen der experimentellen Versuchsdurchführung konnte eine Prozessdauer von 15 bis 20 Sekunden pro Spulenende sowie eine Gesamtdauer von drei bis vier Stunden für das Aufweiten und Twisten einer typischen Anzahl an Spulenenden am Beispiel der beiden Versuchsstatoren nachgewiesen werden. Ein signifikanter Anteil der Prozesszeit ist auf die bisher bildbasierte Lösung zur Erkennung der Drahtspitzen, die vergleichsweise langen, nicht wertschöpfenden Transferbewegungen zur Positionierung der Kamera über den Drahtenden sowie die reduzierte Verfahrensgeschwindigkeit des Roboters aufgrund einer bisher nicht realisierten Abschaltautomatik im Fehlerfall zurückzuführen. Unter Berücksichtigung möglicher Maßnahmen zur Verringerung des Abstands der Kamera relativ zum Formwerkzeug und der damit einhergehenden Verkürzung der Fahrwege, der Verwendung kombinierter Bild- und Laserabstandssensoren³³ zur Steigerung der Prozesssicherheit beim Einführvorgang oder der Möglichkeit zur Verwendung eines raumfesten Sensorsystems zur Drahtspitzenerkennung und Fehlerüberwachung, ergibt sich ein hohes Potenzial zur weiteren Effizienzsteigerung. Unter den prozesstechnischen Gesichtspunkten erscheint es daher realistisch, eine Prozesszeit zum Aufweiten und Twisten von unter zehn Sekunden pro Spulenende zu erreichen. In diesem Zusammenhang ist anzumerken, dass der Industrieroboter in Bezug auf die maximale Bahngeschwindigkeit aufgrund der verfügbaren Reserven von 70 % aktuell keinen begrenzenden Faktor darstellt. Darüber hinaus erlaubt der verhältnismäßig einfache Aufbau des entwickelten Anlagenkonzepts grundsätzlich eine schnelle Skalierung der Produktionskapazitäten durch eine mögliche Duplizierung der Roboterzelle.

³³ Beispielprodukt der KEYENCE DEUTSCHLAND GmbH, Siemensstr. 1, 63263 Neu-Isenburg, <https://www.keyence.de/products/sensor/positioning/ix/>, „Bildbasierter Höhenvergleichssensor“ [Zugriff am 15.07.2024]

8 Zusammenfassung und Ausblick

Vor dem Hintergrund der Zielstellung und des im Rahmen der Forschungsarbeit verfolgten Lösungsansatzes werden im Folgenden die zentralen Schritte zur Entwicklung eines kinematischen Aufweit- und Twistprozesses sowie die aus der experimentellen Validierung gewonnenen Erkenntnisse zusammengefasst. Abschließend erfolgt ein Ausblick auf potenzielle technologische Weiterentwicklungen und zukünftige Forschungsperspektiven im Bereich kinematischer Aufweit- und Twistprozesse.

8.1 Zusammenfassung

Die fortschreitende Elektrifizierung des Mobilitätssektors resultiert in einem gesteigerten Bedarf an leistungsstarken und effizienten elektrischen Traktionsantrieben als zentrale Komponente moderner Antriebssysteme. In den letzten Jahren hat sich die Hairpin-Technologie als geeignetes Verfahren für die kostengünstige Serienproduktion von Statorn in permanent- und fremderregte Synchronmaschinen in der Automobilindustrie etabliert. Im Gegensatz zu klassischen Runddrahtwicklungen wird zur Fertigung der Hairpin-Wicklung vergleichsweise massiver Flachdraht mit rechteckiger Querschnittsfläche eingesetzt, was einerseits zu einer Erhöhung des Kupferfüllfaktors führt und andererseits den erforderlichen Automatisierungsgrad ermöglicht. Der nach wie vor hohe Innovationsgrad sowie das zunehmende Interesse am Einsatz der Hairpin-Technologie über die etablierten automobilen Anwendungen hinaus erfordern neben den bereits erfolgreich eingesetzten Serienprozessen hochflexible und wirtschaftliche Fertigungstechnologien für die Prototypenentwicklung und die Kleinserienproduktion.

In diesem Zusammenhang stellt das konventionelle Aufweiten und Twisten der offenen Spulenenden aufgrund der direkten Abhängigkeit der verwendeten Werkzeuge von den typischen Gestaltungsmerkmalen der Hairpin-Wicklung – wie dem Querschnitt des eingesetzten Flachdrahts, der Anzahl der Drahtlagen und der Anzahl der Statornuten – sowohl im Musterbau als auch in der automatisierten Kleinserienproduktion einen erheblichen Zeit- und Kostenfaktor dar. Während für die übrigen Fertigungsschritte der Prozesskette flexible manuelle oder teilautomatisierte Alternativen zu den in der hochvolumigen Serienproduktion eingesetzten vollverketteten Anlagenlösungen existieren, fehlt bislang eine geeignete Prozessalternative für das Aufweiten und Twisten. Die kinematische Umformung einzelner Spulenenden bietet in diesem Zusammenhang ein großes Potenzial, die Anzahl produktspezifischer Werkzeuge zu verringern und die

Konstruktion dieser Werkzeuge deutlich zu vereinfachen. Allerdings wurden bisher weder ein entsprechendes Anlagenkonzept entwickelt und ein geeigneter Ansatz zur Parametrierung des sequenziellen Prozessablaufs erarbeitet, noch wurde die technologische Machbarkeit experimentell nachgewiesen.

Angesichts der dynamischen Marktanforderungen und der wachsenden Nachfrage von Fahrzeugherstellern und der Zulieferindustrie nach flexiblen Fertigungsprozessen für die wirtschaftliche Entwicklung und Erprobung neuer Traktionsantriebe war es das Ziel der vorliegenden Arbeit, einen zu den werkzeuggebundenen Prozessvarianten alternativen kinematischen Aufweit- und Twistprozess für die wirtschaftliche Fertigung von Hairpin-Statoren in geringen Stückzahlen zu konzipieren. Darüber hinaus war es Ziel, eine modellgestützte Methodik zur effizienten Prozessparametrierung zu erarbeiten und experimentell zu validieren. Hierdurch soll eine signifikante Einsparung von Zeit und Kosten bei der Herstellung produktspezifischer Werkzeuge sowie im Rahmen der aufwändigen experimentellen Parametrierung im Prototypenbau von Statoren mit Hairpin-Wicklung ermöglicht werden. Zudem soll die dargelegte Methodik einen Beitrag zur frühzeitigen Analyse und Bewertung der fertigungstechnischen Auswirkungen spezifischer Designentscheidungen in der Produktentwicklung bieten – sowohl für kinematische als auch für werkzeuggebundene Twistprozesse.

Um den kinematischen Aufweit- und Twistprozess von den werkzeuggebundenen Prozessvarianten abzugrenzen und die Herausforderungen sowie die Potenziale herauszuarbeiten, werden in Kapitel 2 die Gestaltungs- und Qualitätsmerkmale der Kontaktierseite von Hairpin-Statoren sowie die im Stand der Technik bisher eingesetzten Maschinen und Prozesse diskutiert. Weiterhin wird die aus dem Stand der Forschung abgeleitete Auswahl eines vereinfachten Lösungsansatzes zur Modellierung der kinematischen Drahtumformung im Kontext des sequenziellen Prozessablaufs dargelegt. In diesem Zusammenhang werden bestehende Ansätze zur Modellreduktion eingeführt, welche eine Verkürzung der mit der numerischen Simulation einhergehenden Berechnungszeit auf das notwendige Maß gestatten. In der Folge wird in Kapitel 3 ein kinematischer Aufweit- und Twistprozess als Lösungsansatz und Zielsystem der Forschungsarbeit beschrieben, wobei einerseits eine standardisierte Roboterkinematik sowie ein vereinfachtes Werkzeugkonzept auf Basis additiver Fertigungstechnologien zur sequenziellen Umformung einzelner Spulenenden verwendet werden und andererseits ein Offline-Programmiersystem den mit der sequenziellen Prozessführung einhergehenden Aufwand reduziert. Zur Bewältigung des prozessinhärenten Kollisionsproblems

wird außerdem ein Ansatz für den Prozessablauf vorgeschlagen, bei dem die erforderlichen Freiräume für das Twisten von Lagen mit geringer radialer Aufweitung durch das temporäre Aufweiten einzelner Spulenenden geschaffen werden.

Um eine technische Versuchsumgebung für das kinematische Aufweiten und Twisten zu schaffen und eine experimentelle Validierung zu ermöglichen, wurde zunächst eine wissenschaftliche Versuchsanlage auf Basis einer bestehenden Roboterzelle konzipiert sowie die für die Umsetzung des Lösungsansatzes erforderliche Zellsteuerung mit Programmierschnittstelle zur vollständigen Offline-Parametrierung entwickelt. Der in Abschnitt 4.2 beschriebene Aufbau umfasst einen Statormanipulator zum flexiblen Spannen und Ausrichten der Statornuten und einen Roboterendeffektor zur Aufnahme drahtspezifischer, additiv gefertigter Formwerkzeuge. Zudem wurden ein 6-Achs-Kraftmomentensensor sowie eine Industriekamera integriert, wobei letztere zur Erkennung der Drahtspitzen und Korrektur der Werkzeugposition beim Einführen der Drahtenden nach der in Abschnitt 4.3 dargelegten Methodik genutzt wird. Als wesentliche Grundlage für eine produktspezifische Programmgenerierung nach dem Vorbild etablierter CAD/CAM-Systeme für Werkzeugmaschinen werden in Abschnitt 4.4 zudem die Kommunikationsschnittstelle sowie die Funktionsweise des erarbeiteten Interpreters zur anlagenseitigen Ausführung der Steuerungsprogramme mit elementaren Befehlssätzen und spezifischer Programmsyntax beschrieben.

Der im Kapitel 5 vorgestellte Modellansatz zur numerischen Simulation einzelner Spulenenden auf Basis der Theorie geometrisch exakter Balken stellt die Grundlage für die vereinfachte Modellierung der Drahtumformung im Rahmen der Offline-Parametrierung des kinematischen Aufweit- und Twistprozesses dar. Neben einer Modellierung der elastischen Balkeneigenschaften umfasst die in Abschnitt 5.1 dargelegte Modellbeschreibung darüber hinaus einen Ansatz zur Approximation des plastischen Materialverhaltens in balkenspezifischen Größen. Die in den Abschnitten 5.2 und 5.3 ausgeführte Methodik zur Parametrierung des Modells basiert im Wesentlichen auf einer vereinfachten Lösung des Querschnittsproblems zur Vorausberechnung nichtlinearer elastoplastischer Momenten-Krümmungs-Beziehungen. Um die Interaktion eines Spulenendes mit der Statornut, den Stützfiguren oder weiteren Starrkörpern abzubilden, wird im Abschnitt 5.4 zudem eine Methodik zur vereinfachten Kontaktmodellierung auf Basis der Penalty-Methode und einer Geometriebeschreibung mittels vorzeichenbehalteter Abstandsfunktionen beschrieben.

Zur Planung des sequenziellen Prozessablaufs wird im Abschnitt 6.1 zunächst eine universelle Vorgehensweise zur Ermittlung einer produktspezifischen Abfolge elementarer Aufweit- und Twistoperationen dargelegt. Anschließend wird im Abschnitt 6.2 das erarbeitete Vorgehen zur Planung der mit den elementaren Operationen verbundenen Formgebungsbahnen beschrieben, wobei ein geometrisches Drahtmodell zur Bahngenerierung und Kollisionsoptimierung genutzt wird. Die Parametrierung des geometrischen Drahtmodells erfordert die Annahme realistischer Konturparameter zur Beschreibung der Drahtmittellinie der Spulenenden, weshalb in diesem Zusammenhang eine Methodik zur vereinfachten numerischen Generierung von Parametertabellen vorgeschlagen wird. Um den Einfluss der kinematischen Drahtumformung im Rahmen der Planung zu berücksichtigen, werden im Abschnitt 6.3 verschiedene Kompensationsmodelle auf Basis des in Kapitel 5 entwickelten Modellierungsansatzes beschrieben. Um darüber hinaus negativen Einflüssen aufgrund der komplexen Wechselwirkungen zwischen den Spulenenden innerhalb einer Lage und zwischen angrenzenden Lagen entgegenzuwirken, werden in Abschnitt 6.4 verschiedene Optimierungsstrategien in der Ablauf- und Prozessplanung vorgeschlagen und untersucht. Auf Basis der erarbeiteten Modelle und Methoden zur Ablauf- und Prozessplanung wird in Abschnitt 6.5 die prototypische Implementierung der zur Validierung eingesetzten und für den Lösungsansatz der Forschungsarbeit zentralen Offline-Programmierungsumgebung dargelegt.

Die wissenschaftliche Versuchsanlage und die prototypisch implementierte Offline-Programmierungsumgebung wurden abschließend für die im Kapitel 7 beschriebene experimentelle Validierung des Lösungsansatzes eingesetzt. Dabei konnten sowohl eine signifikante Reduktion der Lageabweichungen der aufgeweiteten und getwisteten Spulenenden durch die Anwendung der erarbeiteten Kompensationsmodelle – basierend auf 252 Aufweitversuchen und 120 kombinierten Aufweit- und Twistversuchen an Einzeldrähten – nachgewiesen als auch die Eignung des elastoplastischen Balkenmodells zur korrekten Beschreibung des Umformverhaltens einzelner Spulenenden aufgezeigt werden. Letzteres wurde anhand einer Stabilitätsanalyse zur Verringerung der Drahttorsion unter Variation der Formgebungsbahnen mit zusätzlichen 75 Aufweit- und Twistversuchen an Einzeldrähten bestätigt. Darüber hinaus wurden die technologische Machbarkeit des kinematischen Aufweit- und Twistprozesses mit sequenzieller Prozessführung sowie die Anwendbarkeit des erarbeiteten Vorgehens zur Lösung des prozessinhärenten Kollisionsproblems der ersten und letzten Spulenenden einer Lage erfolgreich an

zwei unterschiedlichen Versuchsstatoren demonstriert. Bis auf wenige manuelle Eingriffe konnten beide Versuchsstatoren jeweils in unter vier Stunden vollständig und in einer für den Musterbau ausreichenden Qualität aufgeweitet und getwistet werden.

Somit bildet die im Rahmen der Forschungsarbeit konzipierte wissenschaftliche Versuchsanlage zum kinematischen Aufweiten und Twisten von Hairpin-Statoren gemeinsam mit der erarbeiteten Methodik zur Offline-Parametrierung die technologische Grundlage für einen flexiblen und wirtschaftlichen Aufweit- und Twistprozess im Musterbau sowie in der Kleinserienfertigung. Darüber hinaus tragen die erarbeiteten Methoden der vereinfachten Prozessmodellierung zur virtuellen Absicherung von konventionellen und sequenziellen Twistprozessen sowie zur fertigungsgerechten Gestaltung der Kontaktierseite von Hairpin-Statoren bei.

8.2 Ausblick

Im Rahmen der Forschungsarbeit wurde das fehlerfreie Einführen der Drahtenden in das Formwerkzeug im Hinblick auf die Prozesssicherheit als eine zentrale Herausforderung identifiziert, wobei die Fehleranfälligkeit in diesem Zusammenhang durch eine bildbasierte Drahtspitzenerkennung bereits deutlich reduziert werden konnte. Allerdings erlaubt die zweidimensionale optische Erfassung der Drahtspitzenposition lediglich eine Korrektur der Werkzeugposition in der zum Statorblechpaket stirnseitig parallelen Ebene, nicht aber in der axialen Richtung. Ein nach dem Setzen und Einbringen häufig auftretender Höhenversatz der Spulenden und die damit einhergehenden potenziellen Prozessfehler beim Einführen der Drahtenden können somit bisher nicht ausgeglichen werden. Aufgrund des begrenzten Bildausschnitts der eingesetzten Industriekamera sowie der fehlenden globalen Registrierung der erkannten Drahtkonturen besteht zudem die Möglichkeit einer fehlerhaften Zuordnung der Drahtkonturen. Zur Steigerung der Prozesssicherheit ist folglich die Entwicklung eines Sensorsystems anzustreben, welches durch den Einsatz optischer 3D-Messtechnik oder die Kombination mehrerer Sensoren sowohl die dreidimensionale Position der Drahtspitzen erfasst als auch die globale Registrierung der Drahtspitzen ermöglicht.

Darüber hinaus umfasst die wissenschaftliche Versuchsanlage keine Sensorik zur integrierten Prozessüberwachung und automatisierten Abschaltung im Fehlerfall, was bislang die aufmerksame Beobachtung durch den Maschinenbediener bei reduzierter Verfahrensgeschwindigkeit des Industrieroboters über die gesamte Prozessdauer hinweg

erforderlich macht. In diesem Zusammenhang stellt sich die Frage, wie sich die komplexen Wechselwirkungen zwischen den Spulenenden im Aufweit- und Twistprozess zuverlässig von potenziellen Prozessfehlern unterscheiden lassen – insbesondere unter den eingeschränkten optischen Sichtverhältnissen im Bereich des Wickelkopfes sowie angesichts der teils schwer abzugrenzenden Fehlerbilder.

Der im Rahmen der Arbeit dargelegte Ansatz zur Modellierung der kinematischen Drahtumformung auf Basis eines geometrisch exakten Balkenmodells weist insbesondere im Hinblick auf die Modellierung des plastischen Verhaltens in balkenspezifischen Größen Potenziale zur weiteren Optimierung auf. Eine Möglichkeit zur Steigerung der Modellgüte stellt die systematische Bestimmung der Fließflächenparameter nach Herrnböck (2023) sowie die Implementierung eines klassischen Return-Mapping-Algorithmus zur numerischen Integration der plastischen Größen dar. Ein weiterer vielversprechender Forschungsansatz zur effizienten Modellierung konstitutiver Beziehungen im Kontext geometrisch exakter Balken stellt der Einsatz physikalisch-erweiterter neuronaler Netze zur Beschreibung des nichtlinearen Materialverhaltens (Schommartz et al. 2025). Diese gilt es für die Modellierung des elastoplastischen Verhaltens von Balken mit abgerundeten, rechteckigen Querschnittsflächen zu erweitern. Weiterhin bietet sich eine Verbesserung der Modellgüte bei der Bestimmung der am Formwerkzeug angreifenden Prozesskräfte durch eine explizite Kontaktmodellierung des Formwerkzeugs an. Eine effiziente Umsetzung ist mithilfe vorzeichenbehafteter Abstandsfunktionen zur Modellierung des Drahtkanals im Formwerkzeug möglich, kombiniert mit einer zeitlich gesteuerten Starrkörpertransformation, auf die in der vorliegenden Arbeit zur Vereinfachung verzichtet wurde. Darüber hinaus bietet sich die Möglichkeit, den entwickelten Modellierungsansatz auf simultane und lagenweise Twistprozesse zu übertragen. Für eine effiziente numerische Berechnung könnte dabei jeweils nur ein Spulenende pro Lage als flexibler Körper simuliert werden. Um die Wechselwirkungen zwischen den Spulenenden der einzelnen Lagen trotz der damit einhergehenden Vereinfachung zu approximieren, könnte die Störkontur einer angrenzenden Lage als dynamischer Starrkörper modelliert und schrittweise, beginnend mit der Lage mit der geringsten radialen Aufweitung, in die Simulation der nachfolgenden Lage integriert werden.

Nicht zuletzt besteht die Möglichkeit, die ursprünglich als wissenschaftliche Versuchsanlage konzipierte Roboterzelle mit vertretbarem Aufwand in eine agile Testzelle für den Musterbau und die Kleinserie zu überführen. Auf diese Weise kann der aktuell hohen Innovationsdynamik in der Produktentwicklung angemessen begegnet werden.

Publikationsliste des Autors

- Fleischer, J.; Hausmann, L.; Halwas, M.; Hofmann, J.; Wirth, F. & Wößner, W. (2020), *Wissen kompakt: Produktion elektrischer Traktionsmotoren*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), wbk Institut für Produktionstechnik.
https://www.wbk.kit.edu/downloads/Wissen_kompakt_Elektromotoren_Produktion.pdf [Zugriff am 15.06.2024].
- Fleischer, J.; Pfund, T.; Wirth, F.; Fraider, F.; Halwas, M.; Hausmann, L. & Wößner, W. (2021), „Agile Produktion elektrischer Traktionsmotoren als Antwort auf volatile Märkte und Technologien“, *ZWF Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb*, Jg. 116 (3), S. 128–132. DOI: 10.1515/zwf-2021-0025.
- Fleischer, J.; Hausmann, L. & Wirth, F. (2021), „Production-oriented design of electric traction drives with hairpin winding“, *Procedia CIRP*, Jg. 100, S. 169–174. DOI: 10.1016/j.procir.2021.05.080.
- Halwas, M.; Sell-Le Blanc, F.; Jux, B.; Doppelbauer, M.; Wirth, F.; Hausmann, L.; Hofmann, J. & Fleischer, J. (2019), „Coherences Between Production Technology and Performance of Electric Traction Drives“, *2019 9th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 03.-04.12.2019, Esslingen, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–9. DOI: 10.1109/EDPC48408.2019.9011889.
- Halwas, M.; Hausmann, L.; Wirth, F.; Fleischer, J.; Jux, B. & Doppelbauer, M. (2020), „Influences of Design and Manufacturing on the Performance of Electric Traction Drives“. *2020 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 23.-26.08.2020, Göteborg, SWE, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 488–494. DOI: 10.1109/ICEM49940.2020.9270899.
- Hausmann, L.; Wirth, F.; Franck, C.; Förderer, M.; Karrer, M.; Hofmann, J. & Fleischer, J. (2019), „Ausbildungsfabrik Statorfertigung. Ein Beitrag zur Mitarbeiterqualifizierung im Kontext der Elektromobilität“, *ZWF Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb*, Jg. 114 (10), S. 621–626. DOI: 10.3139/104.112166.
- Hausmann, L.; Wirth, F.; Flammer, M. O.; Hofmann, J. & Fleischer, J. (2020), „Aligning vocational training to the electromobile transformation by establishing the “Training Factory Stator Production” – A methodical deficit analysis with derivation of measures“, *Procedia Manufacturing*, Jg. 45, S. 448–453. DOI: 10.1016/j.promfg.2020.04.051.
- Hausmann, L.; Wirth, F. & Fleischer, J. (2020), „Opportunities of Model-Based Production-Oriented Design of Stators with Hairpin Winding“. *2020 10th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 08.-09.12.2020, Ludwigsburg, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–8. DOI: 10.1109/EDPC51184.2020.9388186.
- Hausmann, L.; Waldhof, M.; Fischer, J.; Wößner, W.; Flammer, M. O.; Heim, M.; Fleischer, J.; Parspour, N. (2020), „Review and Enhancements of Rotor Designs for High Speed Synchronous Reluctance Machines“, *2020 10th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 08.-09.12.2020, Ludwigsburg, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–8. DOI: 10.1109/EDPC51184.2020.9388205.

- Hausmann, L. & Fleischer, J. (2021), „Flexibles Twisten von Statoren mit Hairpin-Wicklung“, *wt Werkstattstechnik online*, Jg. 111 (07-08), S. 490–494.
DOI: 10.37544/1436-4980-2021-07-08-22.
- Hausmann, L.; Wirth, F. & Fleischer, J. (2022), „Flexible Twisting Process of Stators with Hairpin Winding“, *2022 12th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 29.-30.11.2022, Regensburg, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–9.
DOI: 10.1109/EDPC56367.2022.10019760.
- Hausmann, L.; Wirth, F. & Fleischer, J. (2023), „Calculation of Process Parameters for the Twisting of Stators with Hairpin Winding“, *2023 13th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 29.-30.11.2023, Regensburg, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–7. DOI: 10.1109/EDPC60603.2023.10372173.
- Mayer, D.; Hausmann, L.; Maul, N.; Reinschmidt, L.; Hofmann J. & Fleischer, J. (2019), „Systematic Investigation of the Grooving Process and its Influence on Slot Insulation of Stators with Hairpin Technology“, *2019 9th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 03-04.12.2019, Esslingen, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–7. DOI: 10.1109/EDPC48408.2019.9011935.
- Mühlbeier, E.; Gönnheimer, P.; Hausmann, L.; Fleischer, J. (2021), „Value Stream Kinematics“, *Production at the leading edge of technology – Proceedings of the 10th Congress of the German Academic Association for Production Technology (WGP)*, 23-24.09.2020, Dresden, Springer, Berlin, Heidelberg, S. 409–418.
DOI: 10.1007/978-3-662-62138-7_41.
- Schröder, D.; Hausmann, L.; Kößler, F.; Fleischer, J. (2024), „Image-Based Wire Position Detection for a Flexible Twisting Process of Hairpin Stators“, *2024 14th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 26-27.11.2024, Regensburg, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–7.
DOI: 10.1109/EDPC63771.2024.10932838.
- Wirth, F.; Hausmann, L.; Halwas, M.; Hofmann, J.; Mayer, D.; Wößner, W. & Fleischer, J. (2019), „Optimierte Fertigung elektrischer Traktionsmotoren durch Technologien der Industrie 4.0“. *Future Mobility: automatisiert - vernetzt - elektrisch*, 02.07.2019, Ostfildern, Hrsg. Technische Akademie Esslingen e.V., S. 1–14.
- Wirth, F.; Hausmann, L.; Eppler, A. & Fleischer, J. (2021), „Metamodeling of Numerical Simulations for Optimization of Hairpin Bending Processes“, *2021 11th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 07.-09.12.2021, Erlangen, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–9. DOI: 10.1109/EDPC53547.2021.9684203.
- Wirth, F.; Fraider, F.; Gerner, J.; Hausmann, L. & Fleischer, J. (2023), „Defect types and mechanisms of hairpin coils in manufacturing of electric traction motors“, *Elektromechanische Antriebssysteme 2023. 9. Fachtagung (VDE OVE)*, 08.-09.11.2023, Wien, AUT, Hrsg. A. Binder, M. Doppelbauer & H. Neudorfer, VDE Verlag, Berlin, S. 312–318. ISBN: 9783800761531.
- Wirth, F.; Gerner, J.; Hausmann, L. & Fleischer, J. (2023), „Closed-Loop Process Control for Sequential Tool-Bound Bending of Hairpin Coils“, *2023 13th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 29.-30.11.2023, Regensburg, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–8. DOI: 10.1109/EDPC60603.2023.10372174.

- Wirth, F.; Gerner, J.; Hausmann, L.; Vitzthum, S.; Koprivc, A. & Fleischer, J. (2023), „Methodology for the Mechanical Characterization of Rectangular Winding Wire in the Context of Electric Mobility“. *2023 13th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 29.-30.11.2023, Regensburg, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–9. DOI: 10.1109/EDPC60603.2023.10372157.
- Wirth, F.; Hausmann, L. & Fleischer, J. (2024), „Model-based closed-loop process control for the manufacturing of hairpin coils“, *Production Engineering*, S. 1–14. DOI: 10.1007/s11740-024-01271-5.

Literaturverzeichnis

Verweise gemäß dem Schema (A_<Nachname> <Jahr>) beziehen sich auf studentische Abschlussarbeiten, die vom Verfasser der vorliegenden Arbeit angeleitet wurden.

A_Schrempp 2021

Schrempp, L. (2021), *Entwicklung eines hochintegrierten Greifers für das Twisten von Einzeldrähten zur Fertigung von Statoren mit Hairpin-Technologie*. Masterarbeit, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe, wbk Institut für Produktionstechnik.

Adhémar Jean Claude Barré de Saint-Venant 1855

Adhémar Jean Claude Barré de Saint-Venant (1855), „Mémoire sur la torsion des prismes“, *Mém. savants étrangers*, Jg. 14, S. 233–560.

Adhémar Jean Claude Barré de Saint-Venant 1865

Adhémar Jean Claude Barré de Saint-Venant (1865), „Memoire sur les Divers Generes d'Homogeneite des Corps Solids“, *Journal de Mathématiques Pures et Appliquées*, Jg. 2 (10), S. 297–349.

Ameka; Vitesco Technologies (2023)

Ameka; Vitesco Technologies (2023), *Verfahren und Vorrichtung zum Verdrehen eines Wicklungskopfes eines Stators*, Europäisches Patent, Patentnummer: 3806297B1.

Aoyama & Deng 2019

Aoyama, M. & Deng, J. (2019), „Visualization and quantitative evaluation of eddy current loss in bar-wound type permanent magnet synchronous motor for mild-hybrid vehicles“, *CES Transactions on Electrical Machines and Systems*, Jg. 3 (3), S. 269–278. DOI: 10.30941/CESTEMS.2019.00035.

Arnet 1999

Arnet, H. (1999), *Profilbiegen mit kinematischer Gestalterzeugung*. Dissertation, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, Erlangen, Meisenbach Verlag, Bamberg. ISBN: 3875251202.

Back et al. 2015

Back, J.; Manwell, T.; Karim, R.; Rhode, K.; Althoefer, K. & Liu, H. (2015), „Catheter contact force estimation from shape detection using a real-time Cosserat rod

model“. *2015 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, Hamburg, DE, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 2037–2042.

DOI: 10.1109/IROS.2015.7353647.

Bailoni et al. 2022

Bailoni, M.; Nategh, S.; Gaussens, B.; Shtyka, O. & Tajallipour, A. (2022), „A Study on Insulation Components of High Voltage Electrical Machines Used in Electric Vehicles“. *48th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society (IECON 2022)*, 17.10.2022, IEEE, Piscataway, NJ, USA.

DOI: 10.1109/iecon49645.2022.9968892.

Bălă et al. 1969

Bălă, C.; Fetița, A.; Lefter, V.; Wentzel, H. & Priester, H. (1969), *Handbuch der Wickeltechnik elektrischer Maschinen: Theorie, Konstruktion und Technologie von Wicklungen rotierender elektrischer Maschinen*, VEB Verlag Technik, Berlin.

Barbieri et al. 2022

Barbieri, S. G.; Mangeruga, V.; Giacomini, M. & Mantovani, S. (2022), „Structural Analysis of the Forming Process for Hairpin Windings for Electric Motor Applications: Torsional-Flexural Instability Issues“. *2022 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 05.-08.09.2022, Valencia, ESP, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1137–1143. DOI: 10.1109/ICEM51905.2022.9910827.

Bayraktar et al. 2023

Bayraktar, S. B.; Orthey, A.; Kingston, Z.; Toussaint, M. & Kavraki, L. E. (2023), „Solving Rearrangement Puzzles Using Path Defragmentation in Factored State Spaces“, *IEEE Robotics and Automation Letters*, Jg. 8 (8), S. 4529–4536.

DOI: 10.1109/LRA.2023.3282788.

Berardi et al. 2020

Berardi, G.; Nategh, S.; Bianchi, N. & Thiolier, Y. (2020), „A Comparison Between Random and Hairpin Winding in E-mobility Applications“. *46th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society (IECON 2020)*, 18.-21.10.2020, Singapur, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 815–820. DOI: 10.1109/IECON43393.2020.9255269.

Bergou et al. 2008

Bergou, M.; Wardetzky, M.; Robinson, S.; Audoly, B. & Grinspun, E. (2008), „Discrete elastic rods“. *ACM SIGGRAPH 2008 papers, Los Angeles California*, ACM, New York, NY, USA, S. 1–12. DOI: 10.1145/1399504.1360662.

Bhaskar & Varadan 2023

Bhaskar, K. & Varadan, T. K. (2023), „Torsion of Non-circular Sections“ in *Theory of Isotropic/Orthotropic Elasticity*, Hrsg. K. Bhaskar & T. K. Varadan, Springer International Publishing, Cham, S. 119–172. ISBN: 9783031063442.

Bolte 2018

Bolte, E. (2018), *Elektrische Maschinen*, 2. Aufl., Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg. ISBN: 9783662546871.

Bönig et al. 2014a

Bönig, J.; Bickel, B.; Ebenhöch, M.; Spahr, M.; Fischer, C. & Franke, J. (2014), „Structural Mechanics Process Simulation of Linear Coil Winding“, *Advanced Materials Research*, Jg. 1018, S. 47–54. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.1018.47.

Bönig et al. 2014b

Bönig, J.; Bickel, B.; Spahr, M.; Fischer, C. & Franke, J. (2014), „Explicit dynamics process simulation of linear coil winding for electric drives production“. *2014 4th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 30.09.-01.10.2014, Nürnberg, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–7. DOI: 10.1109/edpc.2014.6984403.

Bönig et al. 2015

Bönig, J.; Bickel, B.; Spahr, M.; Fischer, C. & Franke, J. (2015), „Simulation of orthocyclic windings using the linear winding technique“. *2015 5th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 15.-16.09.2015, Nürnberg, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–6. DOI: 10.1109/EDPC.2015.7323201.

Braunbeck et al. 2022

Braunbeck, F.; Schmack, T. & Reuss, H.-C. (2022), „Experimental Investigation of an Extrusion Profile for Slot Liner Insulation of an Electric Traction Machine with Winding Direct Cooling“. *2022 12th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 29.-30.11.2022, Regensburg, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–6. DOI: 10.1109/edpc56367.2022.10019738.

Braunbeck et al. 2023

Braunbeck, F.; Schmack, T. & Reuss, H.-C. (2023), „Manufacture of a Production-Optimised Liner for Direct Winding Cooling of an Electric Machine“. 23. *Internationales Stuttgarter Symposium*, Hrsg. A. C. Kulzer, H.-C. Reuss & A. Wagner, Springer Vieweg, Wiesbaden, S. 204–218. DOI: 10.1007/978-3-658-42048-2_15.

Buddhika, de Silva et al. 2024

Buddhika, G. V., de Silva, Z.; Lombardi, A. & Kar, N. C. (2024), „A Novel Winding Design for EV Traction Electric Motors: Hybrid Hairpin Winding Layout Containing Both Copper and Aluminum Windings“. 2024 *IEEE International Magnetic Conference - Short papers (INTERMAG Short papers)*, 05.-10.05.2024, Rio de Janeiro, BRA, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–2. DOI: 10.1109/INTERMAGShortPapers61879.2024.10576816.

Chen et al. 2020

Chen, X.; Wang, J.; Griffo, A. & Spagnolo, A. (2020), „Thermal Modeling of Hollow Conductors for Direct Cooling of Electrical Machines“, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Jg. 67 (2), S. 895–905. DOI: 10.1109/TIE.2019.2899542.

Choi et al. 2022

Choi, H.; Fazily, P.; Park, J.; Kim, Y.; Cho, J. H.; Kim, J. & Yoon, J. W. (2022), „Artificial intelligence for springback compensation with electric vehicle motor component“, *International Journal of Material Forming*, Jg. 15 (3). DOI: 10.1007/s12289-022-01671-x.

Cutuli et al. 2022a

Cutuli, G.; Barater, D.; Nategh, S. & Raghuraman, B. (2022), „Aluminum Hairpin Solution for Electrical Machines in E-Mobility Applications: Part I: Electromagnetic Aspects“. 2022 *International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 05.-08.09.2022, Valencia, ESP, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1770–1776. DOI: 10.1109/ICEM51905.2022.9910945.

Cutuli et al. 2022b

Cutuli, G.; Barater, D.; Nategh, S.; Ericsson, D. & Tormanen, M. (2022), „Aluminum Hairpin Solution for Electrical Machines in E-Mobility Applications: Part II: Thermal and Cooling Aspects“. 2022 *International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 05.-08.09.2022, Valencia, ESP, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 511–517. DOI: 10.1109/ICEM51905.2022.9910683.

D'Arcangelo et al. 2024

D'Arcangelo, S.; Caprio, L.; Chesi, D.; Nocciolini, D.; Corbinelli, R.; Previtali, B. & Demir, A. G. (2024), „Methodological comparison of laser stripping solutions with contemporary pulsed lasers for e-drive copper hairpins“, *Production Engineering*, Jg. 18 (3-4), S. 557–572. DOI: 10.1007/s11740-023-01236-0.

Dalian Haosen Intelligent Manufacturing (2024)

Dalian Haosen Intelligent Manufacturing (2024), *X-PIN stator head twisting equipment*, China, Patentnummer: 220653148U.

Dannier et al. 2022

Dannier, A.; Di Bruno, F.; Fiume, F.; Fedele, E. & Brando, G. (2022), „Hairpin Winding Technology for Electric Traction Motors: Design, Prototyping, and Connection Rules“. *2022 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 05.-08.09.2022, Valencia, ESP, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1170–1175. DOI: 10.1109/ICEM51905.2022.9910851.

Dimier et al. 2020

Dimier, T.; Cossale, M. & Wellerdieck, T. (2020), „Comparison of Stator Winding Technologies for High-Speed Motors in Electric Propulsion Systems“. *2020 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 23.-26.08.2020, Göteborg, SWE, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 2406–2412. DOI: 10.1109/ICEM49940.2020.9270943.

DIN ISO 702-3

DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (2010), *Werkzeugmaschinen - Spindelköpfe und Drehfutter, Anschlussmaße - Teil 3: Kurzkegelaufnahme mit Bajonett-Befestigung (ISO 702-3:2007)*, DIN ISO 702-3:2010-04, DIN Media GmbH, Berlin.

DIN 8580

DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (2022), *Fertigungsverfahren – Begriffe, Einteilung*, DIN 8580:2022-12, Beuth Verlag, Berlin.

DIN 8586

DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (2003), *Fertigungsverfahren Biegeumformen – Einordnung, Unterteilung, Begriffe*, DIN 8586:2003-09, Beuth Verlag, Berlin.

DIN EN 60317-0-2

DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (2014), *Technische Lieferbedingungen für*

bestimmte Typen von Wickeldrähten – Teil 0-2: Allgemeine Anforderungen – Lack-isolierte Flachdrähte aus Kupfer (IEC 60317-0-2:2013); Deutsche Fassung EN 60317-0-2:2014, DIN EN 60317-0-2:2014, Beuth Verlag, Berlin.

Doege & Behrens 2016

Doege, E. & Behrens, B.-A. (2016), *Handbuch Umformtechnik. Grundlagen, Technologien, Maschinen*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg. ISBN: 9783662438909.

Doppelbauer 2020

Doppelbauer, M. (2020), *Grundlagen der Elektromobilität. Technik, Praxis, Energie und Umwelt*, 1. Aufl., Springer Vieweg, Wiesbaden. ISBN: 9783658297305.

Doppelbauer 2025

Doppelbauer, M. (2025), *Grundlagen der Elektromobilität. Technik, Praxis, Energie und Umwelt*, 2. Aufl., Springer Vieweg, Wiesbaden. ISBN: 9783658448271.

Dörlich et al. 2018

Dörlich, V.; Linn, J. & Diebels, S. (2018), „Flexible Beam-Like Structures - Experimental Investigation and Modeling of Cables“ in *Advances in mechanics of materials and structural analysis. In honor of Reinhold Kienzler*, Hrsg. H. Altenbach, F. Jablonski, W. H. Müller, K. Naumenko, P. Schneider & R. Kienzler, Springer, Cham, S. 27–46. ISBN: 9783319705620.

Drucker 1956

Drucker, D. C. (1956), „The Effect of Shear on the Plastic Bending of Beams“, *Journal of Applied Mechanics*, Jg. 23 (4), S. 509–514. DOI: 10.1115/1.4011392.

Duan & Chen 1990

Duan, L. & Chen, W.-F. (1990), „A yield surface equation for doubly symmetrical sections“, *Engineering Structures*, Jg. 12 (2), S. 114–119. DOI: 10.1016/0141-0296(90)90016-L.

Du-Bar et al. 2018

Du-Bar, C.; Mann, A.; Wallmark, O. & Werke, M. (2018), „Comparison of Performance and Manufacturing Aspects of an Insert Winding and a Hairpin Winding for an Automotive Machine Application“. *2018 8th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 04.-05.12.2018, Schweinfurt, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–8. DOI: 10.1109/EDPC.2018.8658331.

Du-Bar & Wallmark 2018

Du-Bar, C. & Wallmark, O. (2018), „Eddy Current Losses in a Hairpin Winding for an Automotive Application“. *2018 XIII International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 03.-06.09.2018, Alexandroupoli, GR, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 710–716. DOI: 10.1109/ICELMACH.2018.8507265.

Ericson 2008

Ericson, C. (2008), *Real-time collision detection*, Elsevier Morgan Kaufmann, Amsterdam. ISBN: 1558607323.

Fleischer et al. 2020

Fleischer, J.; Hausmann, L.; Halwas, M.; Hofmann, J.; Wirth, F. & Wößner, W. (2020), *Wissen kompakt: Produktion elektrischer Traktionsmotoren*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), wbk Institut für Produktionstechnik.
https://www.wbk.kit.edu/downloads/Wissen_kompakt_Elektro-motoren_Produktion.pdf [Zugriff am 19.06.2024].

Fleischer et al. 2021

Fleischer, J.; Hausmann, L. & Wirth, F. (2021), „Production-oriented design of electric traction drives with hairpin winding“, *Procedia CIRP*, Jg. 100, S. 169–174.
DOI: 10.1016/j.procir.2021.05.080.

Ford Global Technologies (2023)

Ford Global Technologies (2023), *Elektrifiziertes Fahrzeug, das einen Stator einer elektrischen Maschine mit eingebetteter Drahtstützenaufformung aufweist*, Patentschrift, Deutschland, Patentnummer: 102022128757A1.

Fraider et al. 2023

Fraider, F.; Wustmann, E. & Fleischer, J. (2023), „Approach for Flexible Gripping and Sequential Alignment of Hairpin Baskets“. *2023 13th International Electric Devices Production Conference (EDPC)*, 29.-30.11.2023, Regensburg, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–7. DOI: 10.1109/EDPC60603.2023.10372175.

Gerlach et al. 2023

Gerlach, M. E.; Weber, S. & Ponick, B. (2023), „Influence of Hairpin Winding and Insulation on the Vibration Behavior of Electric Machines“, *IEEE Transactions on Industry Applications*, S. 1–9. DOI: 10.1109/tia.2023.3327690.

Gläßel 2020

Gläßel, T. (2020), *Prozessketten zum Laserstrahlschweißen von flachleiterbasier-ten Formspulenwicklungen für automobile Traktionsantriebe*. Dissertation, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, Erlangen, FAU University Press, Erlangen. DOI: 10.25593/978-3-96147-357-1.

Gläßel et al. 2019a

Gläßel, T.; Pinhal, D. B.; Masuch, M.; Gerling, D. & Franke, J. (2019), „Manufacturing Influences on the Motor Performance of Traction Drives with Hairpin Winding“. *9th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 03.-04.12.2019, Esslingen, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–8.
DOI: 10.1109/EDPC48408.2019.9011872.

Gläßel et al. 2019b

Gläßel, T.; Seefried, J.; Masuch, M.; Riedel, A.; Mayr, A.; Kühl, A. & Franke, J. (2019), „Process Reliable Laser Welding of Hairpin Windings for Automotive Traction Drives“. *2019 International Conference on Engineering, Science, and Industrial Applications (ICESI)*, 22.-24.08.2019, Tokyo, JPN, IEEE, Piscataway, NJ, USA.
DOI: 10.1109/icesi.2019.8863004.

Goetz et al. 2024

Goetz, S. M.; Lizana F., R. & Rivera, S. (2024), „Hairpin Windings: Twists and Bends of a Technological Breakthrough [Scanning our Past]“, *Proceedings of the IEEE*, Jg. 112 (12), S. 1831–1849. DOI: 10.1109/JPROC.2025.3548938.

Hahn & Reck 2018

Hahn, M. & Reck, M. (2018), „Physikalische Grundlage der FEM“ in *Kompaktkurs Finite Elemente für Einsteiger*, Hrsg. M. Hahn & M. Reck, Springer Vieweg, Wiesbaden, S. 13–30. ISBN: 9783658227746.

Halwas et al. 2019

Halwas, M.; Sell-Le Blanc, F.; Jux, B.; Doppelbauer, M.; Wirth, F.; Hausmann, L.; Hofmann, J. & Fleischer, J. (2019), „Coherences Between Production Technology and Performance of Electric Traction Drives“. *9th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 03.-04.12.2019, Esslingen, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–9. DOI: 10.1109/EDPC48408.2019.9011889.

Halwas et al. 2020

Halwas, M.; Hausmann, L.; Wirth, F.; Fleischer, J.; Jux, B. & Doppelbauer, M.

(2020), „Influences of Design and Manufacturing on the Performance of Electric Traction Drives“. *2020 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 23.-26.08.2020, Göteborg, SWE, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 488–494.

DOI: 10.1109/ICEM49940.2020.9270899.

Halwas et al. 2021

Halwas, M.; Hoffmann, F.; Bader, P.; Heyde, T.; Doppelbauer, M. & Fleischer, J. (2021), „Influence of Wire Layer Structures on the Thermal Behavior in Electrical Machine Slots“. *2021 11th International Online Conference Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 07.-09.12.2021, Erlangen, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–10. DOI: 10.1109/EDPC53547.2021.9684217.

Hartung et al. 2021

Hartung, J.; Jahn, A.; Bocksrocker, O. & Heizmann, M. (2021), „Camera-Based In-Process Quality Measurement of Hairpin Welding“, *Applied Sciences*, Jg. 11 (21), S. 10375. DOI: 10.3390/app112110375.

Hausmann et al. 2020

Hausmann, L.; Wirth, F. & Fleischer, J. (2020), „Opportunities of Model-Based Production-Oriented Design of Stators with Hairpin Winding“. *2020 10th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 08.-09.12.2020, Ludwigsburg, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–8. DOI: 10.1109/edpc51184.2020.9388186.

Hausmann et al. 2022

Hausmann, L.; Wirth, F. & Fleischer, J. (2022), „Flexible Twisting Process of Stators with Hairpin Winding“. *2022 12th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 29.-30.11.2022, Regensburg, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–9. DOI: 10.1109/EDPC56367.2022.10019760.

Hausmann et al. 2023

Hausmann, L.; Wirth, F. & Fleischer, J. (2023), „Calculation of Process Parameters for the Twisting of Stators with Hairpin Winding“. *2023 13th International Electric Devices Production Conference (EDPC)*, 29.-30.11.2023, Regensburg, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–7. DOI: 10.1109/EDPC60603.2023.10372173.

Hausmann & Fleischer 2021

Hausmann, L. & Fleischer, J. (2021), „Flexibles Twisten von Statoren mit Hairpin-Wicklung“, *wt Werkstattstechnik online*, Jg. 111 (07-08), S. 490–494. DOI: 10.37544/1436-4980-2021-07-08-22.

Hehenberger 2020

Hehenberger, P. (2020), *Computerunterstützte Produktion. Eine kompakte Einführung*, Springer Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg. ISBN: 9783662608753.

Heimes et al. 2024a

Heimes, H. H.; Kampker, A.; Dorn, B.; Nankemann, M.; Kraus, A.; Stäck, C. & Born, H. (2024), „Produktionsverfahren elektrischer Maschinen“ in *Elektromobilität - Grundlagen einer Fortschrittstechnologie*, Hrsg. A. Kampker & H. H. Heimes, Springer Vieweg, Berlin, S. 289–312. ISBN: 9783662658116.

Heimes et al. 2024b

Heimes, H. H.; Kampker, A.; Offermanns, C.; Vienenkötter, J.; Frank, M.; Robben, T.; Klohs, D.; Cattani, N. S.; Lackner, N.; Christen, N.; Kreisköther, K.; Deutskens, C.; Kreisköther, K. & Fluchs, S. (2024), „Elektromobilität als Schlüsseltechnologie der Mobilitätswende“ in *Elektromobilität - Grundlagen einer Fortschrittstechnologie*, Hrsg. A. Kampker & H. H. Heimes, Springer Vieweg, Berlin, S. 39–62. ISBN: 9783662658116.

Hemsen et al. 2023

Hemsen, J.; Nowak, N. & Eckstein, L. (2023), „Production cost modeling for permanent magnet synchronous machines for electric vehicles“, *Automotive and Engine Technology*, Jg. 8 (2), S. 109–126. DOI: 10.1007/s41104-023-00128-w.

Hermansson et al. 2013

Hermansson, T.; Bohlin, R.; Carlson, J. S. & Söderberg, R. (2013), „Automatic assembly path planning for wiring harness installations“, *Journal of Manufacturing Systems*, Jg. 32 (3), S. 417–422. DOI: 10.1016/j.jmsy.2013.04.006.

Herrmann et al. 2017

Herrmann, P.; Gerngros, M.; Endisch, C.; Stenzel, P. & Uhlmann, P. (2017), „Automated contacting technology for needle winding applications with distributed windings“. *2017 7th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 05.-06.12.2017, Würzburg, IEEE, Piscataway, NJ, USA. DOI: 10.1109/edpc.2017.8328169.

Herrnböck et al. 2022

Herrnböck, L.; Kumar, A. & Steinmann, P. (2022), „Two-scale off-and online approaches to geometrically exact elastoplastic rods“, *Computational Mechanics*, Jg. 71 (1), S. 1–24. DOI: 10.1007/s00466-022-02204-8.

Herrnböck 2023

Herrnböck, L. (2023), *Numerische Methoden zur Modellierung elastoplastischer Balken und ihre Anwendung auf periodische Gitterstrukturen*. Dissertation, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, Erlangen. <https://open.fau.de/bitstreams/67167167-3b9f-439e-a93e-ea0bfe5c757f/download> [Zugriff am 28.08.2023].

Herrnböck et al. 2021

Herrnböck, L.; Kumar, A. & Steinmann, P. (2021), „Geometrically exact elastoplastic rods: determination of yield surface in terms of stress resultants“, *Computational Mechanics*, Jg. 67 (3), S. 723–742. DOI: 10.1007/s00466-020-01957-4.

Herrnböck & Steinmann 2022

Herrnböck, L. & Steinmann, P. (2022), „Homogenization of fully nonlinear rod lattice structures: on the size of the RVE and micro structural instabilities“, *Computational Mechanics*, Jg. 69 (4), S. 947–964. DOI: 10.1007/s00466-021-02123-0.

Hoffmann 2012

Hoffmann, H. (2012), *Handbuch Umformen*, Hanser Verlag, München. ISBN: 9783446430044.

Hofmann et al. 2016

Hofmann, J.; Blanc, F. S.-L.; Krause, M.; Wirth, F. & Fleischer, J. (2016), „Simulation of the assembly process of the insert technique for distributed windings“. 2016 6th International Electric Drives Production Conference (EDPC), 30.11.-01.12.2016, Nürnberg, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 144–148. DOI: 10.1109/EDPC.2016.7851326.

Hofmann et al. 2017

Hofmann, J.; Bold, B.; Baum, C. & Fleischer, J. (2017), „Investigations on the tensile force at the multi-wire needle winding process“. 2017 7th International Electric Drives Production Conference (EDPC), 05.-06.12.2017, Würzburg, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–6. DOI: 10.1109/EDPC.2017.8328142.

Honda Motor Co. (2019)

Honda Motor Co. (2019), *Stator manufacturing device and stator manufacturing method*, Patentschrift, Vereinigte Staaten von Amerika, Patentnummer: 10284057B2.

Hornbogen et al. 2019

Hornbogen, E.; Eggeler, G. & Werner, E. (2019), *Werkstoffe. Aufbau und Eigenschaften von Keramik-, Metall-, Polymer- und Verbundwerkstoffen*, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg. ISBN: 9783662588468.

Hyundai Mobis Co. (2021)

Hyundai Mobis Co. (2021), *Stator assembly of hairpin winding motor*, Patentschrift, Vereinigte Staaten von Amerika, Patentnummer: 2021399603A1.

Ishikawa 1973

Ishikawa, H. (1973), „Elasto-plastic stress analysis of prismatic bar under combined bending and torsion“, *ZAMM - Journal of Applied Mathematics and Mechanics / Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, Jg. 53 (1), S. 17–30.
DOI: 10.1002/zamm.19730530104.

Islam et al. 2020

Islam, M. S.; Husain, I.; Ahmed, A. & Sathyan, A. (2020), „Asymmetric Bar Winding for High-Speed Traction Electric Machines“, *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, Jg. 6 (1), S. 3–15. DOI: 10.1109/TTE.2019.2962329.

J. C. Simo, T. J. R. Hughes 1998

J. C. Simo, T. J. R. Hughes (1998), *Computational Inelasticity*, Springer-Verlag, New York. ISBN: 0387975209.

Jiang et al. 2023

Jiang, J.; Zou, T.; La Rocca, A.; La Rocca, S.; Liu, C.; Xu, Z.; Gerada, C.; Zhu, S.; Paciura, K. & Gerada, D. (2023), „Design of Hairpin Winding and Random Winding Stators for High Speed Heavy-Duty Traction Motor“. *2023 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), 24.-27.10.2023, Milan, ITA*, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–6. DOI: 10.1109/VPPC60535.2023.10403273.

Kampker et al. 2023a

Kampker, A.; Heimes, H. H.; Dorn, B.; Brans, F. & Stäck, C. (2023), „Challenges of the continuous hairpin technology for production techniques“, *Energy Reports*, Jg. 9, S. 107–114. DOI: 10.1016/j.egyr.2022.10.370.

Kampker et al. 2017

Kampker, A.; Kreiskother, K.; Buning, M. K.; Treichel, P. & Theelen, J. (2017), „Automotive quality requirements and process capability in the production of electric

motors“. *2017 7th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 05.-06.12.2017, Würzburg, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–8.

DOI: 10.1109/EDPC.2017.8328146.

Kampker et al. 2018

Kampker, A.; Vallée, D. & Schnettler, A. (Hrsg.) (2018), *Elektromobilität. Grundlagen einer Zukunftstechnologie*, 2. Aufl., Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg. ISBN: 9783662531372.

Kampker et al. 2020

Kampker, A.; Kawollek, S.; Treichel, P.; Kraus, A.; Wendler, M. & Linde, M. (2020), „Inline Testing Method Based On Paschen’s Law With Integrated Machine Learning For Hairpin Stator Production“. *2020 10th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 08.-09.12.2020, Ludwigsburg, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–8. DOI: 10.1109/EDPC51184.2020.9388208.

Kampker et al. 2021

Kampker, A.; Kawollek, S.; Dorn, B. & Stäck, C. (2021), „Initial Strength Joining of Flat Conductor-Based Shaped Coils for Optimised Laser Welding Preparation in Hairpin Technology“. *2021 11th International Online Conference Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 07.-09.12.2021, Erlangen, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–9. DOI: 10.1109/EDPC53547.2021.9684220.

Kampker et al. 2022

Kampker, A.; Dorn, B.; Brans, F.; Stäck, C.; Windhausen, M. & Patil, K. V. (2022), „Analysis of the Behaviour of the Winding Head of a Hairpin Stator“. *2022 12th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 29.-30.11.2022, Regensburg, IEEE, Piscataway, NJ, USA. DOI: 10.1109/edpc56367.2022.10019766.

Kampker et al. 2023b

Kampker, A.; Brans, F.; Heimes, H. H.; Backes, T.; Dorn, B. & Al-Kinani, R. (2023), „Parameter Study on Bending of Rectangular Copper Hollow Wire for the Use in Hairpin Stator Electric Traction Motors“. *2023 13th International Electric Devices Production Conference (EDPC)*, 29.-30.11.2023, Regensburg, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–7. DOI: 10.1109/EDPC60603.2023.10372152.

Kampker et al. 2024

Kampker, A.; Heimes, H. H.; Dorn, B.; Born, H.; Bajah, Y. & Rafay, A. (2024), „A Simulation-Based Approach to Optimize Variant Flexible Hairpin Stator Production“.

2024 1st International Conference on Production Technologies and Systems for E-Mobility (EPTS), 05.-06.05.2024, Bamberg, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–9.

DOI: 10.1109/EPTS61482.2024.10586735.

Kobelev 2011

Kobelev, V. (2011), „Elastoplastic Stress Analysis and Residual Stresses in Cylindrical Bar Under Combined Bending and Torsion“, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Jg. 133 (4). DOI: 10.1115/1.4004496.

Komodromos et al. 2017

Komodromos, A.; Lobbe, C. & Tekkaya, A. E. (2017), „Development of forming and product properties of copper wire in a linear coil winding process“. *2017 7th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 05.-06.12.2017, Würzburg, IEEE, Piscataway, NJ, USA. DOI: 10.1109/edpc.2017.8328143.

Komodromos et al. 2018

Komodromos, A.; Tekkaya, A. E.; Hofmann, J. & Fleischer, J. (2018), „Experimental and numerical investigations of wire bending by linear winding of rectangular tooth coils“. *21st International ESAFORM Conference on Material Forming (ESAFORM 2018)*, 23.-25.04.2018, Palermo, ITA, AIP Publishing, Melville, NY, USA, S. 1–7. DOI: 10.1063/1.5035014.

Korzeniowski et al. 2014

Korzeniowski, P.; Martinez-Martinez, F.; Hald, N. & Bello, F. (2014), „Simulation of Catheters and Guidewires for Cardiovascular Interventions Using an Inextensible Cosserat Rod“ in *Biomedical Simulation. 6th International Symposium, ISBMS 2014, Straßburg, FRA, 16.-17.10.2014*, Hrsg. F. Bello & S. Cotin, Springer International Publishing, Cham, CHE, S. 112–121. ISBN: 9783319120560.

Kral 2023

Kral, C. (2023), *Grundlagen der Antriebstechnik. Ein einführendes Lehrbuch*, Carl Hanser Verlag, München. ISBN: 3446473750.

Kugelstadt & Schömer 2016

Kugelstadt, T. & Schömer, E. (2016), „Position and Orientation Based Cosserat Rods“. *SCA '16: The ACM SIGGRAPH / Eurographics Symposium on Computer Animation*, 11.-13.07.2016, Zürich, CHE, Eurographics Association, Goslar, S. 169–178. DOI: 10.2312/sca.20161234.

Lang et al. 2011

Lang, H.; Linn, J. & Arnold, M. (2011), „Multi-body dynamics simulation of geometrically exact Cosserat rods“, *Multibody System Dynamics*, Jg. 25 (3), S. 285–312.
DOI: 10.1007/s11044-010-9223-x.

Lestringant et al. 2020

Lestringant, C.; Audoly, B. & Kochmann, D. M. (2020), „A discrete, geometrically exact method for simulating nonlinear, elastic and inelastic beams“, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Jg. 361 (2), S. 112741.
DOI: 10.1016/j.cma.2019.112741.

Li et al. 2020

Li, X.; Huang, W. & Jawed, M. K. (2020), „Discrete Elasto-Plastic Rods“, *Extreme Mechanics Letters*, Jg. 38, S. 100767. DOI: 10.1016/j.eml.2020.100767.

Linn & Dreßler 2017

Linn, J. & Dreßler, K. (2017), „Discrete Cosserat Rod Models Based on the Difference Geometry of Framed Curves for Interactive Simulation of Flexible Cables“ in *Math for the digital factory*, Hrsg. L. Ghezzi, D. Hömberg & C. Landry, Springer, Cham, S. 289–319. ISBN: 9783319639550.

Ludwig Prandtl 1903

Ludwig Prandtl (1903), „Zur Torsion von prismatischen Stäben“, *Physikalische Zeitschrift*, Jg. 1903 (4), S. 758–770.

M. Fernández Guasti 1992

M. Fernández Guasti (1992), „Analytic Geometry of Some Rectilinear Figures“, *International Journal of Mathematical Education in Science and Technology*, Jg. 23 (6), S. 895–913. DOI: 10.1080/0020739920230607.

Macklin et al. 2020

Macklin, M.; Erleben, K.; Müller, M.; Chentanez, N.; Jeschke, S. & Corse, Z. (2020), „Local Optimization for Robust Signed Distance Field Collision“, *Proceedings of the ACM on Computer Graphics and Interactive Techniques*, Jg. 3 (1), S. 1–17.
DOI: 10.1145/3384538.

Mangeruga et al. 2024

Mangeruga, V.; Barbieri, S. G.; Giacomini, M.; Giuradei, F.; Vai, P. & Gerada, C. (2024), „Investigation on the Torsional–Flexural Instability Phenomena during the

Bending Process of Hairpin Windings: Experimental Tests and FE Model Validation“, *Machines*, Jg. 12 (6), S. 396. DOI: 10.3390/machines12060396.

Mayer et al. 2019

Mayer, D.; Hausmann, L.; Maul, N.; Reinschmidt, L.; Hofmann, J. & Fleischer, J. (2019), „Systematic Investigation of the Grooving Process and its Influence on Slot Insulation of Stators with Hairpin Technology“. *2019 9th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 03.-04.12.2019, Esslingen, IEEE, Piscataway, NJ, USA. DOI: 10.1109/edpc48408.2019.9011935.

Meier et al. 2019

Meier, C.; Popp, A. & Wall, W. A. (2019), „Geometrically Exact Finite Element Formulations for Slender Beams: Kirchhoff–Love Theory Versus Simo–Reissner Theory“, *Archives of Computational Methods in Engineering*, Jg. 26 (1), S. 163–243. DOI: 10.1007/s11831-017-9232-5.

Miller & Malvern 1967

Miller, P. M. & Malvern, L. E. (1967), „Numerical Analysis of Combined Bending and Torsion of a Work-Hardening Plastic Square Bar“, *Journal of Applied Mechanics*, Jg. 34 (4), S. 1005–1010. DOI: 10.1115/1.3607804.

Mindlin 1975

Mindlin, R. D. (1975), „Solution of St. Venant's torsion problem by power series“, *International Journal of Solids and Structures*, Jg. 11 (3), S. 321–328. DOI: 10.1016/0020-7683(75)90071-2.

Möller & Trumbore 1997

Möller, T. & Trumbore, B. (1997), „Fast, Minimum Storage Ray-Triangle Intersection“, *Journal of Graphics Tools*, Jg. 2 (1), S. 21–28. DOI: 10.1080/10867651.1997.10487468.

Neal 1961

Neal, B. G. (1961), „The Effect of Shear and Normal Forces on the Fully Plastic Moment of a Beam of Rectangular Cross Section“, *Journal of Applied Mechanics*, Jg. 28 (2), S. 269–274. DOI: 10.1115/1.3641666.

Nodargi et al. 2014

Nodargi, N. A.; Artioli, E.; Caselli, F. & Bisegna, P. (2014), „State update algorithm for associative elastic-plastic pressure-insensitive materials by incremental energy

minimization“, *Frattura ed Integrità Strutturale*, Jg. 8 (29), S. 111–127.
DOI: 10.3221/IGF-ESIS.29.11.

Omlor et al. 2023a

Omlor, M.; Reinheimer, E. N.; Butzmann, T. & Dilger, K. (2023), „Investigations on the formation of pores during laser beam welding of hairpin windings using a high-speed x-ray imaging system“, *Journal of Laser Applications*, Jg. 35 (3), S. 10375.
DOI: 10.2351/7.0000983.

Omlor et al. 2023b

Omlor, M.; Seitz, N.; Butzmann, T.; Petrich, T.; Gräf, R.; Hesse, A.-C. & Dilger, K. (2023), „Quality characteristics and analysis of input parameters on laser beam welding of hairpin windings in electric drives“, *Welding in the World*, Jg. 67 (6), S. 1491–1508. DOI: 10.1007/s40194-023-01500-y.

Petrelli et al. 2022

Petrelli, G.; Cui, M.; Zou, T.; Sala, G.; La Rocca, A.; Barater, D.; Franceschini, G.; Gerada, D.; Degano, M. & Gerada, C. (2022), „Comparison of Aluminium and Copper Conductors in Hairpin Winding Design for High Power Density Traction Motors“. *2022 International Conference on Electrical Machines (ICEM), 05.-08.09.2022, Valencia, ESP*, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1635–1641.
DOI: 10.1109/ICEM51905.2022.9910796.

Preci et al. 2021

Preci, E.; Gerada, D.; Degano, M.; Buticchi, G.; Gerada, C.; Nuzzo, S. & Barater, D. (2021), „Hairpin Windings: Sensitivity Analysis and Guidelines to Reduce AC Losses“. *2021 IEEE Workshop on Electrical Machines Design, Control and Diagnosis (WEMDCD), 08.-09.04.2021, Modena, ITA*, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 82–87. DOI: 10.1109/WEMDCD51469.2021.9425643.

Reinap et al. 2019

Reinap, A.; Andersson, M.; Marquez-Fernandez, F. J.; Abrahamsson, P. & Alakula, M. (2019), „Performance Estimation of a Traction Machine with Direct Cooled Hairpin Winding“. *2019 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC), 19.-21.06.2019, Detroit, MI, USA*, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–6.
DOI: 10.1109/ITEC.2019.8790545.

Reissner 1973

Reissner, E. (1973), „On One-Dimensional Large-Displacement Finite-Strain Beam

Theory“, *Studies in Applied Mathematics*, Jg. 52 (2), S. 87–95.
DOI: 10.1002/sapm197352287.

Reissner 1981

Reissner, E. (1981), „On finite deformations of space-curved beams“, *ZAMP Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik*, Jg. 32 (6), S. 734–744.
DOI: 10.1007/BF00946983.

Riedel et al. 2018

Riedel, A.; Masuch, M.; Weigelt, M.; Gläsel, T.; Kühl, A.; Reinstein, S. & Franke, J. (2018), „Challenges of the Hairpin Technology for Production Techniques“. *2018 21th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, 07.-10.10.2018, Jeju, KOR, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 2471–2476.
DOI: 10.23919/ICEMS.2018.8549105.

Riedel et al. 2022a

Riedel, A.; Kühl, A.; Franke, J.; Graf, R.; Hubert, T. & Bauer, D. (2022), „Experimental Investigation of a New Manufacturing Technology for Hairpin Stators with Litz Wires“. *2022 12th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 29.-30.11.2022, Regensburg, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–6.
DOI: 10.1109/EDPC56367.2022.10019747.

Riedel et al. 2022b

Riedel, A.; Kneidl, M.; Seefried, J.; Kühl, A. & Franke, J. (2022), „Comparison of Various Manufacturing Processes for Hairpin-Stators with Different Conductor Material“ in *Production at the Leading Edge of Technology*, Hrsg. B.-A. Behrens, A. Brosius, W.-G. Drossel, W. Hintze, S. Ihlenfeldt & P. Nyhuis, Springer Nature Switzerland, Cham, CHE, S. 395–402. ISBN: 9783030784232.

Rösel et al. 2023

Rösel, U.; Kneidl, M.; Franke, J. & Drummer, D. (2023), „Improving the Integrated Fabrication of Insulation Systems in Electric Drives by Injection Molding of Thermosets Due to Processing Conditions and Slot Design“, *Polymers*, Jg. 15 (5), S. 1165.
DOI: 10.3390/polym15051165.

Rösel et al. 2022

Rösel, U.; Kneidl, M.; Drummer, D. & Franke, J. (2022), „Possibilities of Integrated Fabrication of Insulation Systems in Electric Drives by Injection Molding of Thermosets“, *Polymers*, Jg. 14 (24), S. 5352. DOI: 10.3390/polym14245352.

Rucker et al. 2010

Rucker, D. C.; Jones, B. A. & Webster, R. J. (2010), „A Geometrically Exact Model for Externally Loaded Concentric-Tube Continuum Robots“, *IEEE Transactions on Robotics*, Jg. 26 (5), S. 769–780. DOI: 10.1109/TRO.2010.2062570.

Sarabandi & Thomas 2019

Sarabandi, S. & Thomas, F. (2019), „A Survey on the Computation of Quaternions From Rotation Matrices“, *Journal of Mechanisms and Robotics*, Jg. 11 (2). DOI: 10.1115/1.4041889.

Scalet & Auricchio 2018

Scalet, G. & Auricchio, F. (2018), „Computational Methods for Elastoplasticity: An Overview of Conventional and Less-Conventional Approaches“, *Archives of Computational Methods in Engineering*, Jg. 25 (3), S. 545–589. DOI: 10.1007/s11831-016-9208-x.

Schommartz et al. 2025

Schommartz, J. O.; Klein, D. K.; Alzate Cobo, J. C. & Weeger, O. (2025), „Physics-augmented neural networks for constitutive modeling of hyperelastic geometrically exact beams“, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Jg. 435 (1), S. 117592. DOI: 10.1016/j.cma.2024.117592.

Seemann & Gudenberg 2006

Seemann, J. & Gudenberg, J. W. von (2006), *Software-Entwurf mit UML 2*, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg. ISBN: 9783540309499.

Sell-Le Blanc et al. 2016

Sell-Le Blanc, F.; Hofmann, J.; Simmler, R. & Fleischer, J. (2016), „Coil winding process modelling with deformation based wire tension analysis“, *CIRP Annals*, Jg. 65 (1), S. 65–68. DOI: 10.1016/j.cirp.2016.04.037.

Sell-Le Blanc et al. 2013

Sell-Le Blanc, F.; Ruprecht, E. & Fleischer, J. (2013), „Material based process model for linear noncircular coil winding processes with large wire gauge: Investigation of wire material influences on the winding process and compensation approaches“. *2013 3rd International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 29.-30.10.2013, Nürnberg, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–5. DOI: 10.1109/EDPC.2013.6689731.

Simo 1985

Simo, J. C. (1985), „A finite strain beam formulation. The three-dimensional dynamic problem. Part I“, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Jg. 49 (1), S. 55–70. DOI: 10.1016/0045-7825(85)90050-7.

Simo & Vu-Quoc 1986

Simo, J. C. & Vu-Quoc, L. (1986), „A three-dimensional finite-strain rod model. part II: Computational aspects“, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Jg. 58 (1), S. 79–116. DOI: 10.1016/0045-7825(86)90079-4.

Smriti et al. 2019

Smriti; Kumar, A.; Großmann, A. & Steinmann, P. (2019), „A thermoelastoplastic theory for special Cosserat rods“, *Mathematics and Mechanics of Solids*, Jg. 24 (3), S. 686–700. DOI: 10.1177/1081286517754132.

Smriti et al. 2020

Smriti; Kumar, A. & Steinmann, P. (2020), „A finite element formulation for a direct approach to elastoplasticity in special Cosserat rods“, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Jg. 122 (5), S. 1262–1282.
DOI: 10.1002/nme.6566.

Soler et al. 2018

Soler, C.; Martin, T. & Sorkine-Hornung, O. (2018), „Cosserat Rods with Projective Dynamics“, *Computer Graphics Forum*, Jg. 37 (8), S. 137–147.
DOI: 10.1111/cgf.13519.

Spillmann & Teschner 2009

Spillmann, J. & Teschner, M. (2009), „Cosserat nets“, *IEEE Transactions on Visualization and Computer Graphics*, Jg. 15 (2), S. 325–338.
DOI: 10.1109/TVCG.2008.102.

Spura 2019

Spura, C. (2019), *Technische Mechanik 2. Elastostatik*, Springer Vieweg Berlin, Heidelberg. ISBN: 9783658199784.

Stäck 2023

Stäck, C. (2023), *Anfangsfestes Fügen von flachleiterbasierten Formspulen zur optimierten Schweißvorbereitung in der Hairpin-Technologie*. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Aachen. ISBN: 9783985551934.

Steele 1955

Steele, M. C. (1955), „The plastic bending and twisting of square section members“, *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, Jg. 3 (2), S. 156–166.

DOI: 10.1016/0022-5096(55)90058-2.

Steger 1996

Steger, C. (1996), *On the calculation of moments of polygons*, Technische Universität München. https://iuks.in.tum.de/_media/members/steger/publications/1996/fgbv-96-04-steger.pdf [Zugriff am 14.03.2022].

Tasora et al. 2020

Tasora, A.; Benatti, S.; Mangoni, D. & Garziera, R. (2020), „A geometrically exact isogeometric beam for large displacements and contacts“, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Jg. 358, S. 112635.

DOI: 10.1016/j.cma.2019.112635.

Till et al. 2015

Till, J.; Bryson, C. E.; Chung, S.; Orekhov, A. & Rucker, D. C. (2015), „Efficient computation of multiple coupled Cosserat rod models for real-time simulation and control of parallel continuum manipulators“. *2015 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, 26.-30.05.2015, Seattle, WA, USA, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 5067–5074. DOI: 10.1109/ICRA.2015.7139904.

Toshiba Corporation; Toshiba Infrastructure Systems Corporation (2021)

Toshiba Corporation; Toshiba Infrastructure Systems Corporation (2021), *Stator Manufacturing Method*, Patentschrift, Japan, Patentnummer: 6848130B1.

Toyota Motor Co.; Denso Co. (2020)

Toyota Motor Co.; Denso Co. (2020), *Stator Manufacturing Method*, Patentschrift, China, Patentnummer: 110932503A.

Toyota Motor Corporation (2017)

Toyota Motor Corporation (2017), *Stator coil forming method*, Patentschrift, Japan, Patentnummer: 6299723B2.

Toyota Motor Corporation (2022)

Toyota Motor Corporation (2022), *Stator coil and method of forming lead portion of the same*, Patentschrift, Japan, Patentnummer: 7000134B2.

Toyota Motor Corporation (2018)

Toyota Motor Corporation (2018), *Stator für elektrische Rotationsmaschine und Herstellunggerät davon*, Patentschrift, Deutschland, Patentnummer: 102018105362A1.

Tschöke 2015

Tschöke, H. (2015), *Die Elektrifizierung des Antriebsstrangs. Basiswissen*, Springer Vieweg, Wiesbaden. ISBN: 9783658046439.

Tschöke et al. 2019

Tschöke, H.; Gutzmer, P. & Pfund, T. (Hrsg.) (2019), *Elektrifizierung des Antriebsstrangs. Grundlagen - vom Mikro-Hybrid zum vollelektrischen Antrieb*, Springer Vieweg, Berlin. ISBN: 9783662603567.

United Automotive Electronic Systems Co. (2023)

United Automotive Electronic Systems Co. (2023), *Winding end processing method, winding end structure and stator assembly*, China, Patentnummer: 116418154A.

Vinayak et al. 2023

Vinayak; Smriti & Kumar, A. (2023), „Uniformly strained anisotropic elastoplastic rods: Determination of elastoplastic constitutive relations and yield surface in terms of rod's variables“, *Journal of Applied Mechanics*, Jg. 98 (4), S. 104867.
DOI: 10.1016/j.euromechsol.2022.104867.

Voncken 1996

Voncken, R. (1996), *Simulation of deflection coil winding: theory and verification of SWING*. Dissertation, Technische Universität Eindhoven, Eindhoven, NLD.
<https://research.tue.nl/files/3413207/462076.pdf> [Zugriff am 29.08.2024].

Wang et al. 2008

Wang, W.; Jüttler, B.; Zheng, D. & Liu, Y. (2008), „Computation of rotation minimizing frames“, *ACM Transactions on Graphics*, Jg. 27 (1), S. 1–18.
DOI: 10.1145/1330511.1330513.

Wang 2014

Wang, C. Y. (2014), „Ritz method for slip flow in super-elliptic ducts“, *European Journal of Mechanics - B/Fluids*, Jg. 43, S. 85–89. DOI: 10.1016/j.euromechflu.2013.07.004.

Wang 2013

Wang, C. Y. (2013), „Optimization of Torsion Bars with Rounded Polygonal Cross Section“, *Journal of Engineering Mechanics*, Jg. 139 (5), S. 629–634.

DOI: 10.1061/(ASCE)EM.1943-7889.0000447.

Weeger et al. 2022

Weeger, O.; Schillinger, D. & Müller, R. (2022), „Mixed isogeometric collocation for geometrically exact 3D beams with elasto-visco-plastic material behavior and softening effects“, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Jg. 399 (10), S. 115456. DOI: 10.1016/j.cma.2022.115456.

Weeger et al. 2023

Weeger, O.; Valizadeh, I.; Mistry, Y. & Bhate, D. (2023), „Inelastic finite deformation beam modeling, simulation, and validation of additively manufactured lattice structures“, *Additive Manufacturing Letters*, Jg. 4 (10), S. 100111. DOI: 10.1016/j.add-let.2022.100111.

Weigelt et al. 2018

Weigelt, M.; Fröschl, C.; Masuch, M.; Riedel, A. & Franke, J. (2018), *Simulative Betrachtung der Umformverfahren zur Herstellung von Hairpin Formspulenelementen*, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, Lehrstuhl für Fertigungsautomatisierung und Produktionssystematik. <https://umformtechnik.net/content/location/72741> [Zugriff am 20.06.2024].

Weigelt et al. 2017

Weigelt, M.; Riedel, A.; Masuch, M.; Mahr, A.; Glasel, T. & Franke, J. (2017), „Potentials of an explicit finite element analysis of the bending processes for coated copper wires“. *2017 7th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 05.-06.12.2017, Würzburg, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–5.

DOI: 10.1109/EDPC.2017.8328151.

Weigelt et al. 2019

Weigelt, M.; Kink, J.; Mayr, A.; Lindenfels, J. v.; Kühl, A. & Franke, J. (2019), „Digital Twin of the Linear Winding Process Based on Explicit Finite Element Method“. *9th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 03.-04.12.2019, Esslingen, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–7.

DOI: 10.1109/EDPC48408.2019.9011857.

Weirui Electric Vehicle Technology Co.; Zhejiang Geely Holding Group (2023)

Weirui Electric Vehicle Technology Co.; Zhejiang Geely Holding Group (2023), *Cutting method and cutting system of motor stator winding and readable storage medium*, Patentschrift, China, Patentnummer: 116765289A.

Wirth et al. 2024

Wirth, F.; Hausmann, L. & Fleischer, J. (2024), „Model-based closed-loop process control for the manufacturing of hairpin coils“, *Production Engineering*, Jg. 18, S. 875–888. DOI: 10.1007/s11740-024-01271-5.

Wirth 2024

Wirth, F. J. (2024), *Prozessgeregelte Formgebung von Hairpin-Steckspulen für elektrische Traktionsmotoren*. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe. DOI: 10.5445/IR/1000177636.

Wirth et al. 2020

Wirth, F.; Nguyen, C.; Hofmann, J. & Fleischer, J. (2020), „Characterization of Rectangular Copper Wire Forming Properties and Derivation of Control Concepts for the Kinematic Bending of Hairpin Coils“, *Procedia Manufacturing*, Jg. 47 (11), S. 678–685. DOI: 10.1016/j.promfg.2020.04.209.

Wirth et al. 2018

Wirth, F.; Kirgor, T.; Hofmann, J. & Fleischer, J. (2018), „FE-Based Simulation of Hairpin Shaping Processes for Traction Drives“. *2018 8th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 04.-05.12.2018, Schweinfurt, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–5. DOI: 10.1109/EDPC.2018.8658278.

Wirth et al. 2021

Wirth, F.; Hausmann, L.; Eppler, A. & Fleischer, J. (2021), „Metamodeling of Numerical Simulations for Optimization of Hairpin Bending Processes“. *2021 11th International Online Conference Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 07.-09.12.2021, Erlangen, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–9.
DOI: 10.1109/EDPC53547.2021.9684203.

Wirth et al. 2023a

Wirth, F.; Vitzthum, S.; Gerner, J.; Koprivc, A.; Hausmann, L. & Fleischer, J. (2023), „Methodology for the Mechanical Characterization of Rectangular Winding Wire in the Context of Electric Mobility“. *2023 13th International Electric Devices Production*

Conference (EDPC), 29.-30.11.2023, Regensburg, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–9. DOI: 10.1109/EDPC60603.2023.10372157.

Wirth et al. 2023b

Wirth, F.; Fleischer, J.; Gerner, J. & Hausmann, L. (2023), „Closed-Loop Process Control for Sequential Tool-Bound Bending of Hairpin Coils“. *2023 13th International Electric Drives Production Conference (EDPC), 29.-30.11.2023, Regensburg, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–8. DOI: 10.1109/edpc60603.2023.10372174.*

Wirth et al. 2023c

Wirth, F.; Fraider, F.; Gerner, J.; Hausmann, L. & Fleischer, J. (2023), „Defect types and mechanisms of hairpin coils in manufacturing of electric traction motors“. *Elektromechanische Antriebssysteme 2023. 9. Fachtagung (VDE OVE), 08.-09.11.2023, Wien, AUT, Hrsg. A. Binder, M. Doppelbauer & H. Neudorfer, VDE Verlag, Berlin, S. 312–318. ISBN: 9783800761531.*

Wirth & Fleischer 2019

Wirth, F. & Fleischer, J. (2019), „Influence of Wire Tolerances on Hairpin Shaping Processes“. *9th International Electric Drives Production Conference (EDPC), 03.-04.12.2019, Esslingen, IEEE, Piscataway, NJ, USA, S. 1–8. DOI: 10.1109/EDPC48408.2019.9011999.*

Wriggers 2006

Wriggers, P. (2006), *Computational Contact Mechanics*, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg. ISBN: 9783540326083.

Yang et al. 2017

Yang, L.; Hsu, K.; Baughman, B.; Godfrey, D.; Medina, F.; Menon, M. & Wiener, S. (2017), *Additive Manufacturing of Metals: The Technology, Materials, Design and Production*, Springer, Cham, CHE. ISBN: 9783319551272.

Yoon et al. 2012

Yoon, D.; Narduzzi, M. & Shen, J. (2012), „Computing Rotation Minimizing Frames using Quaternions“, *Computer-Aided Design and Applications*, Jg. 9 (5), S. 679–690. DOI: 10.3722/cadaps.2012.679-690.

Zerbe 2019

Zerbe, J. (2019), *Innovative Wickeltechnologien für Statorspulen zur Erhöhung des*

Füllfaktors und Reduzierung der Beanspruchungen im Wickelprozess. Dissertation, Technische Universität Berlin, Berlin. ISBN: 9783798330467.

Zhao et al. 2019

Zhao, Y.; Li, D.; Pei, T. & Qu, R. (2019), „Overview of the rectangular wire windings AC electrical machine“, *CES Transactions on Electrical Machines and Systems*, Jg. 3 (2), S. 160–169. DOI: 10.30941/CESTEMS.2019.00022.

Zhejiang Geely Holding Group Co.; WM Motor Technology Co.; Zhejiang Geely Intelligent Technology Co. (2024)

Zhejiang Geely Holding Group Co.; WM Motor Technology Co.; Zhejiang Geely Intelligent Technology Co. (2024), *Drehform und Drehvorrichtung*, China, Patentnummer: 118508685A.

Zou et al. 2022

Zou, T.; Gerada, D.; La Rocca, A.; Moslemin, M.; Cairns, A.; Cui, M.; Bardalai, A.; Zhang, F. & Gerada, C. (2022), „A Comprehensive Design Guideline of Hairpin Windings for High Power Density Electric Vehicle Traction Motors“, *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, Jg. 8 (3), S. 3578–3593.
DOI: 10.1109/tte.2022.3149786.

Abbildungsverzeichnis

- Abbildung 2-1: Aufbau eines hochintegrierten elektrischen Traktionsantriebs am Beispiel der Antriebseinheit des BMW i7 xDrive60 8
- Abbildung 2-2: Schematischer Aufbau eines elektrischen Traktionsmotors am Beispiel einer permanenterregten Synchronmaschine 9
- Abbildung 2-3: Einordnung der Hairpin-Wicklung in Anlehnung an Wirth (2024, S. 46) (oben); Geometrieelemente von Hairpin-Steckspulen (unten links); Aufbau eines Hairpin-Stators mit verteilter Wicklung ohne Anschlussbaugruppe (unten rechts)11
- Abbildung 2-4: Prozesskette zur Fertigung von Statoren elektrischer Traktionsmotoren: Prozessschritte der allgemeinen industriellen Statorfertigung (oben), Prozessschritte der Wicklungsfertigung mit Hairpin-Technologie (unten) 14
- Abbildung 2-5: Schematische Darstellung der Kontaktierseite von Hairpin-Statoren ohne Abbildung des Blechpaketes nach dem Aufweiten und Twisten 18
- Abbildung 2-6: Beispiel der offenen Spulenenden einer Hairpin-Wicklung nach dem Einbringen (links) sowie nach dem Aufweiten und Twisten (rechts); Schematische Darstellung zum Aufbau der charakteristischen Wellenwicklung durch entsprechende Umformung und Kontaktierung der Spulenenden (unten) 22
- Abbildung 2-7: Beispiel einer theoretischen Gegenüberstellung der Kontaktierseite von Statoren mit klassischem Hairpin- und X-Pin-Wickelkopf 27
- Abbildung 2-8: Geometrische Beschreibung der offenen Spulenenden im Twistprozess 28
- Abbildung 2-9: Geometrische Qualitätsmerkmale der umgeformten Spulenenden in Anlehnung an Hausmann & Fleischer (2021) 29
- Abbildung 2-10: Absolute und relative Positions- und Lageabweichungen der Spulenenden nach dem Aufweiten und Twisten 30
- Abbildung 2-11: Prozessvarianten in Abhängigkeit der Prozessführung 34
- Abbildung 2-12: Darstellung des verfahrensinhärenten Kollisionsproblems beim kinematischen Twisten mit sequenzieller Prozessführung 34
- Abbildung 2-13: Werkzeuge zum simultanen Twisten von Hairpin-Statoren; (links) Hauptwerkzeug ohne Darstellung der Flanschverbindungen bestehend aus sechs

koaxialen, gegenläufig rotierenden Twistkronen mit halboffenen Taschen, (rechts) Hairpin-Stator mit aufgesetztem Hauptwerkzeug und eingeschobenen Stützfiguren	35
Abbildung 2-14: Darstellung gängiger Werkzeugkinematiken und Anzahl der Freiheitsgrade am Beispiel einer Twistmaschine für vier Lagen	39
Abbildung 2-15: Maschinenkonzepte zum lagenweisen Twisten von Hairpin-Statoren	40
Abbildung 2-16: Verfahren zum Aufweiten von Hairpin-Statoren mit axialer Hauptwirkrichtung (A) der Werkzeuge zum Abteilen der Lagen	43
Abbildung 2-17: Verfahren zum Aufweiten von Hairpin-Statoren mit tangentialer (T) und radialer Hauptwirkrichtung (R) der Werkzeuge zum Abteilen der Lagen	44
Abbildung 2-18: Verfahren zum vertikalen Ausrichten der Drahtenden der radial aufgeweiteten Spulenenden	45
Abbildung 3-1: Eingliederung des im Rahmen der Forschungsarbeit angestrebten kinematischen Aufweit- und Twistprozesses in die übergeordnete Prozesskette zur Fertigung von Hairpin-Statoren	65
Abbildung 3-2: Durchgängige digitale Prozesskette zur schnellen Prozessparametrierung als zentraler Bestandteil des Lösungsansatzes	67
Abbildung 3-3: Ansatz zur Lösung des inhärenten Kollisionsproblems sequenzieller Aufweit- und Twistprozesse am Beispiel einer Lage ohne radiale Aufweitung im Endzustand: 1) Ausgangszustand, 2) Öffnen der Ringstruktur durch lokale radiale Aufweitung, 3) und 4) sequenzielle Standardumformung der Spulenenden, 5) Sonderumformung für die lokal aufgeweiteten Spulenenden, 6) Endzustand	68
Abbildung 3-4: Vorgehensweise zur Beantwortung der Forschungsfragen	69
Abbildung 4-1: Versuchsanlage für einen roboterbasierten, kinematischen Twistprozess zur Durchführung experimenteller Versuchsreihen	73
Abbildung 4-2: Teilfunktionen und deren logische Verknüpfungen sowie zusammenfassende Teilsysteme für den im Rahmen der Forschungsarbeit erarbeiteten kinematischen Aufweit- und Twistprozess	75
Abbildung 4-3: Manipulator zum Spannen und Positionieren von Hairpin-Statoren sowie zum Spannen der Spulenenden einzelner Statornuten	78

Abbildung 4-4: Innere und äußere Spanneinheit mit pneumatischer Aktuierung	79
Abbildung 4-5: Endeffektor mit Formwerkzeug, Schnellwechselsystem, 6-Achs-Kraftmomentensensor und Kamerasystem	80
Abbildung 4-6: Additiv gefertigte Formwerkzeuge in verschiedenen Ausführungen sowie Stützfinger mit zugehörigem Gegenhalter	81
Abbildung 4-7: Darstellung der Bauraumbeschränkung für das Formwerkzeug (eigene Abbildung in Anlehnung an A_Schrempp 2021)	82
Abbildung 4-8: Darstellung der bildbasierten Drahtspitzenerkennung und Veranschaulichung der Auswahlproblematik der richtigen Drahtkontur: In den Fällen a) bis c) lässt sich der Zieldraht über die kürzeste Distanz der Drahtkontur zur Bildmitte bestimmen. Im Fallbeispiel d) schlägt dieser Ansatz jedoch fehl.	86
Abbildung 4-9: Arbeitsablaufs des Anwenders zur Prozessparametrierung des entwickelten kinematischen Aufweit- und Twistprozesses	91
Abbildung 5-1: Räumliche und materielle Beschreibung eines geometrisch exakten Balkens	96
Abbildung 5-2: Diskretisierung des kontinuierlichen Balkens (oben) mit linearen Segmenten auf einem versetzten Gitter (unten)	100
Abbildung 5-3: Einführung der zentralen Größen der Momenten-Krümmungs-Beziehung für den einachsigen Belastungsfall	105
Abbildung 5-4: Numerisch bestimmte Schubspannungsverteilung infolge von Torsion für einen abgerundeten rechteckigen Querschnitt	112
Abbildung 5-5: Abgerundeter rechteckiger Querschnitt mit den Abmessungen 4×2 und einem Kantenradius von 0,5 sowie dessen Bestfit-Approximationen mithilfe von Homotopiefunktionen	113
Abbildung 5-6: Kontaktmodellierung zur Berücksichtigung von Starrkörperkollisionen auf Basis einer Penalty-Methode	119
Abbildung 5-7: Visualisierung verschiedener zur Kollisionsberechnung eingesetzter vorzeichenbehafteter Abstandsfunktionen	120
Abbildung 5-8: Ringbiegeversuch mit einem elastischen Drahtstück	123

- Abbildung 5-9: Gegenüberstellung der zyklischen Momenten-Krümmungs-Verläufe für verschiedene Drahtquerschnitte mit einem Kantenradius von 0,3 mm: FE-Modell (blau), Balkenmodell (rot) 125
- Abbildung 5-10: Modellaufbau des 3-Punkt-Biegeversuchs entsprechend der numerischen und experimentellen Untersuchungen nach Wirth (2024) 126
- Abbildung 5-11: Gegenüberstellung der numerisch ermittelten Stempelkraft und der experimentell ermittelten Stempelkraft beim Flachkantbiegen nach Wirth (2024) 127
- Abbildung 5-12: Gegenüberstellung der numerisch ermittelten Stempelkraft und der experimentell ermittelten Stempelkraft beim Hochkantbiegen nach Wirth (2024) 127
- Abbildung 5-13: Gegenüberstellung der berechneten Drahrückfederung auf Basis des FE-Modells und des Balkenmodells für verschiedene radiale Aufweitungen 128
- Abbildung 5-14: Qualitative Gegenüberstellung der resultierenden Drahtgeometrie nach einer radialen Aufweitung von 18 mm im belasteten und zurückgefederten Zustand ohne Darstellung der modellierten Statornut und des Isolationspapiers 129
- Abbildung 5-15: Vergleich der Reaktionskraftverläufe im globalen Koordinatensystem beim kombinierten Aufweiten und Twisten: FE-Modell (blau), Balkenmodell (rot) 130
- Abbildung 5-16: Qualitative Gegenüberstellung der resultierenden Drahtgeometrien im zurückgefederten Zustand nach einer radialen Aufweitung von 8 mm und einem anschließenden Twisten von $22,5^\circ$: FE-Modell (grün), Balkenmodell (dunkelrot) 131
- Abbildung 6-1: Darstellung der Start- und Zielkonfiguration auf einem zweidimensionalen, kreisförmigen Gitter am Beispiel eines fiktiven Statormodells mit sechs Nuten und einer radialen Aufweitung der dritten und vierten Drahtlage 134
- Abbildung 6-2: Beispiel möglicher Gitterpfade für ein Spulenende in der aktuellen Konfiguration: Planungssituation mit zwei kollisionsfreien Gitterpfaden (links), Veranschaulichung der dreidimensionalen Situation in der Draufsicht (rechts) 135
- Abbildung 6-3: Schematische Darstellung des Diskretisierungsproblems am Beispiel von vier Spulenenden in der Start- und Zielkonfiguration: Erzeugung der fehlerhaften Zielkonfiguration 1 durch Rundung der radialen Position zur nächstgelegenen Gitterposition, Zielkonfiguration 2 mit zulässiger Diskretisierung auf Basis einer halbierten Gitterdistanz sowie Mehrfachbelegung mit anschließender Filterung. 138

Abbildung 6-4: Modifizierte Zellenbelegung der Spulenenden mit gegenläufiger tangentialer Bewegungsrichtung (grau) in Bezug auf die Bewegungsrichtung der betrachteten Spulenenden (blau)	141
Abbildung 6-5: Vorgehen zur Generierung räumlicher Werkzeugbahnen aus den diskreten Gitterpfaden der Ablaufplanung	144
Abbildung 6-6: a) Konstruktion der räumlichen Drahtmittellinie aus der Projektion zweier ebener Kurven, b) modifizierter Kreisbogen in der x - y -Ebene, c) und d) zeigen das Höhenprofil des Flachdrahts in der gekrümmten t - z -Ebene, welche aus zwei Ellipsenabschnitten und deren verbindenden Tangente konstruiert wurde	146
Abbildung 6-7: a) Beispiel einer Schlüsselstelle eines A*-generierten Gitterpfads, b) schematische Draufsicht einer rein radialen Kollisionsoptimierung, c) schematische Draufsicht einer radialen Kollisionsoptimierung mit zusätzlicher Werkzeugrotation	152
Abbildung 6-8: Bewegungsabfolge des Formwerkzeugs zum Passieren einer Schlüsselstelle durch eine überlagerte Werkzeugrotation	153
Abbildung 6-9: Darstellung der vereinfachten geometrischen Zusammenhänge zur Berechnung der erforderlichen Verkipfung des Formwerkzeugs zum Toleranzausgleich zwischen Drahtkanal und Drahtende	154
Abbildung 6-10: Schematische Darstellung der Werkzeugbahn zum Einführen eines Spulenendes mit und ohne zentrischer Vorpositionierung	156
Abbildung 6-11: Schematische Darstellung einer möglichen Verklemmung des Drahtendes im Drahtkanal des Formwerkzeugs aufgrund einer Querschnittsaufdickung infolge der plastischen Biegung des Flachdrahts	157
Abbildung 6-12: Referenzmodell zur Berechnung der Drahtrückfederung sowie zur Abschätzung der Reaktionskräfte und -momente am oberen Drahtende	159
Abbildung 6-13: Modellierung des Formwerkzeugs als linear-elastischer Balken mit homogenen Querschnittseigenschaften zur näherungsweisen Bestimmung der Verlagerung der Werkzeugspitze	160
Abbildung 6-14: Messaufbau zur Bestimmung der statischen Nachgiebigkeit am Endeffektor der Roboterkinematik in einer definierten Referenzpose	163
Abbildung 6-15: Reduktion der Lageninteraktion durch eine lagenabhängig reduzierte axiale Höhe in der Aufweitposition	164

Abbildung 6-16: Beispiel einer simulierten Nachbarschaftsinteraktion für verschiedene radiale Aufweitungen eines Spulenendes. Der undeformierte Nachbardraht (grau) wurde in diesem Fall als Starrkörper modelliert.	166
Abbildung 6-17: Beispiel einer Drahtverklemmung beim Öffnen der sechsten Lage eines zehnlagigen Stators, wobei zur besseren Sichtbarkeit die Kanten des ersten Spulenendes der geöffneten Lage teilweise weiß umrissen sind	167
Abbildung 6-18: Numerische Potenzialanalyse der entwickelten Optimierungsstrategien zur Verringerung der Drahttorsion	169
Abbildung 6-19: Hauptfenster der implementierten Offline-Programmierungsumgebung zur Parametrierung kinematischer Aufweit- und Twistprozesse	170
Abbildung 6-20: Arbeitsablauf des Anwenders zur Konfiguration des Zieldesigns und Parametrierung des Formwerkzeugs für ein neues Produkt	172
Abbildung 7-1: Realisierter Prozessablauf zum kombinierten Aufweiten und Twisten einzelner Spulenenden	176
Abbildung 7-2: Modellstatoren mit 48 Nuten zur Durchführung experimenteller Versuchsreihen: Variante 1 mit fester Nutbreite (links), Variante 2 mit additiv gefertigten Kunststoffeinsätzen zum Spannen von Drahtstücken mit unterschiedlicher Drahtbreite (rechts)	177
Abbildung 7-3: Versuchsaufbau zur Validierung der entwickelten Kompensationsstrategien am Beispiel des radialen Aufweitens von Einzeldrähten	179
Abbildung 7-4: Resultierende radiale Aufweitung für verschiedene aktive Kompensationsstrategien und Drahtlängen	180
Abbildung 7-5: Vergleich der simulierten und gemessenen maximalen Prozesskräfte am TCP des Formwerkzeugs	181
Abbildung 7-6: Vergleich der experimentell ermittelten und simulierten radialen und axialen Kraftverläufe beim radialen Aufweiten eines Drahtstücks mit 40 mm freier Länge auf 14 mm mit aktiver Kompensation der Werkzeugtoleranzen	182
Abbildung 7-7: Vorgehen zur geometrischen Auswertung der experimentellen Versuchsreihen: 1) optische Erfassung der Oberflächengeometrie, 2) Ausrichtung und Bereinigung der Messdaten, 3) Extraktion der Oberflächennetze der Drahtstücke, 4) Bestimmung der Profilmittellinie und Querschnittsorientierungen	184

- Abbildung 7-8: Abweichungen der Drahtspitzen zur Zielposition der unkompensierten Versuchsreihen (grau) und kompensierten Versuchsreihen (blau/orange) 185
- Abbildung 7-9: Vergleich der experimentell ermittelten Drahtgeometrien (grau) mit den simulierten Drahtgeometrien (blau) nach dem radialen Aufweiten und Twisten für verschiedene Formgebungsbahnen und Stabilisierungsstrategien 190
- Abbildung 7-10: Vergleich der resultierenden maximalen Biegekrümmung um die lange Drahtkante sowie der maximalen Drahttorsion für verschiedene Formgebungsbahnen und Stabilisierungsstrategien 191
- Abbildung 7-11: Kinematisch getwisteter Hairpin-Stator mit verschraubtem Dummy-Blechpaket ohne Isolationspapiere: Im aufgespannten Zustand (links), Detailansicht der Drahtenden im Bereich des Öffnens und Schließens der Drahtlagen mit Sonderoperationen (oben rechts), Detailansicht der Drahtenden im Bereich der Standardoperationen (unten rechts) 194
- Abbildung 7-12: Kinematisch getwisteter Hairpin-Stator mit laserpaketiertem Blechpaket und Isolationspapieren; Unten mit aufgelegtem Stahllineal zur besseren Veranschaulichung der axialen Drahthöhenschwankung 195
- Abbildung A-1: Betrachtung eines Punkts in der Projektionsebene zur vereinfachten zweidimensionalen Abstandsberechnung (links). Zuordnung der Punkte zu den Segmenten in Abhängigkeit von ihrer Lage (rechts): Die Punkte p_1 und p_2 können anhand des minimalen Abstands zum nächstgelegenen Liniensegment eindeutig zugeordnet werden. Hingegen weist der Punkt p_3 denselben Abstand zu beiden Liniensegmenten auf und wird deshalb anhand des größeren Abstands zu den unendlichen Geraden der Liniensegmente zugeordnet. XXVI
- Abbildung A-2: Exemplarische Kollisionsberechnung zwischen einer Punktwolke und einem Spulenende XXVIII
- Abbildung A-3: Darstellung des Approximationsfehlers im Übergangsbereich zwischen Drahtsegmenten mit Querschnittstorsion und großen Winkeln zwischen benachbarten Liniensegmenten XXIX

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Klassifikation und schematische Darstellung unregelmäßiger Lagen anhand ausgewählter Geometriemerkmale der Spulenenden	24
Tabelle 2-2: Elektrische Qualitätsmerkmale und Fehlermechanismen im Kontext von Biege- und Twistprozessen (erweiterte Darstellung nach Wirth (2024, S. 50) mit Ergänzungen zu Twistprozessen)	32
Tabelle 2-3: Vergleich der Prozessvarianten zum Twisten von Hairpin-Statoren (erweiterte Darstellung nach Hausmann et al. 2022)	42
Tabelle 4-1: Auszug ausgewählter technischer Daten zum O2D550 Objekterkennungssensor der Firma ifm electronic gmbh	85
Tabelle 6-1: Darstellung der im Rahmen der Ablaufplanung zulässigen Gitterpfade: Die Start- und Zielpositionen der Gitterpfade sind schwarz bzw. blau hervorgehoben, die radiale bzw. tangentielle Gitterdistanz zwischen Start- und Zielposition variiert in Abhängigkeit des Stator designs.	139
Tabelle 6-2: Darstellung der zur Verifikation der Ablaufplanung betrachteten Designvarianten eines generischen Stators mit 48 Nuten und 8 Lagen	142
Tabelle 6-3: Übersicht der erforderlichen Operationen zum Aufweiten und Twisten verschiedener Varianten des Twistschemas eines Stators mit 384 Spulenenden (48 Nuten, 8 Leiter je Nut)	143
Tabelle 6-4: Angenommene Geometrieparameter eines Spulenendes im Rahmen der modellbasierten Potenzialanalyse zur Verringerung der Drahttorsion	168
Tabelle 6-5: Parametrierungsaufwand am Beispiel verschiedener Stator designs	175
Tabelle 7-1: Vollfaktorieller Versuchsplan zur Analyse der entwickelten Kompensationsstrategien beim radialen Aufweiten von Einzeldrähten	178
Tabelle 7-2: Vollfaktorieller Versuchsplan zur Analyse der entwickelten Kompensationsstrategien im Rahmen kombinierter Aufweit- und Twistprozesse	183
Tabelle 7-3: Angenommene Geometrieparameter im Rahmen der Versuchsreihen	184
Tabelle 7-4: Vergleich der resultierenden minimalen Biegeradien und maximalen Drahttorsion bei einer radialen Aufweitung von 12 mm	186

Tabelle 7-5: Experimentelle Validierung der Formgebungsbahnen und Stabilisierungsstrategien	188
Tabelle 7-6: Zusammenfassung der erforderlichen manuellen Eingriffe für die beiden Versuchsstatoren im Rahmen der experimentellen Versuchsdurchführung	197
Tabelle A-1: Patentanmeldungen zu Statoren mit X-Pin-Wickelkopf im Kontext der Hairpin-Technologie	XI
Tabelle A-2: Zusammenfassung des relevanten Stands der Forschung zur numerischen Prozessmodellierung in der Wickeltechnik	XII
Tabelle A-3: Übersicht der implementierten Befehlssätze	XIII
Tabelle A-4: Gegenüberstellung gängiger Approximationsansätze der Fließkurve und des im Rahmen der Forschungsarbeit verwendeten Funktionsansatzes	XVII
Tabelle A-5: Elastische Werkstoffeigenschaften untersuchter Flachdrähte im einachsigen Zugversuch mit einseitiger Dehnungsmessung	XIX
Tabelle A-6: Plastische Werkstoffeigenschaften untersuchter Flachdrähte im einachsigen Zugversuch mit einseitiger Dehnungsmessung	XIX
Tabelle A-7: Konturparameter der Drahtmittellinie getwisteter Spulenenden als zweidimensionale Abwicklung für einen repräsentativen Kupferflachdraht mit $4 \times 2 \text{ mm}^2$ und konstanten Materialparametern. Die Werte mit 100 % Axialkompensation entsprechen hier den axialkraftfreien Konturparametern.	XXI

Quelltextverzeichnis

Quelltext 4-1: Programmbeispiel zur Veranschaulichung der definierten Befehlssätze und Programmsyntax	90
Quelltext 6-1: Algorithmus zur geometrischen Beschreibung der Drahtkontur von Spulenenden durch die Projektion zweier ebener Kurven	147
Quelltext A-1: Pseudocode einer vorzeichenbehafteten Abstandsfunktion für eine abgerundete rechteckige Bohrung in einer Platte mit unendlicher Ausdehnung	XVIII
Quelltext A-2: Pseudocode einer vorzeichenbehafteten Abstandsfunktion eines abgerundeten Rechtecks	XVIII

Anhang

A1 Patentanmeldungen im Zusammenhang mit X-Pin-Statoren

Die nachfolgend aufgeführten Patentnennungen erheben keinen Anspruch auf Vollständigkeit, sondern dienen lediglich als Referenzen zur besseren Nachvollziehbarkeit der vorliegenden Arbeit.

Tabelle A-1: Patentanmeldungen zu Statoren mit X-Pin-Wickelkopf im Kontext der Hairpin-Technologie

Patentschrift	Patentnummer	Inhaltlicher Schwerpunkt
(Dalian Haosen Intelligent Manufacturing 2024)	CN220653148U	Aufbau der Twistmaschine und Gestaltung der Werkzeuge zum Twisten
(United Automotive Electronic Systems Co. 2023)	CN116418154A	Gestaltung und Anordnung der Drahtspitzen der Spulenenden
(Weirui Electric Vehicle Technology Co. & Zhejiang Geely Holding Group 2023)	CN116765289A	Nivellieren der Drahtenden
(Toyota Motor Corporation 2022)	JP7000134B2	Vorformung der Drahtspitzen der Spulenenden
(Toyota Motor Corporation 2018)	DE102018105362A1	Werkzeuge zum Twisten und Werkzeugbewegung
(Toyota Motor Corporation 2017)	JP6299723B2	Vorformung und Ablängen der Hairpin-Steckspulen und Werkzeuge zum Twisten
(Toshiba Corporation & Toshiba Infrastructure Systems Corporation 2021)	JP6848130B1	Twistprozess und Werkzeuge zum Twisten
(Toyota Motor Co. & Denso Co. 2020)	CN110932503A	Vorformung der Drahtspitzen der Spulenenden und Aufbau der Spannmaskierung
(Zhejiang Geely Holding Group Co. et al. 2024)	CN118508685A	Gestaltung der Werkzeuge zum Twisten

A2 Numerische Prozessmodelle in der Wickeltechnik

Tabelle A-2: Zusammenfassung des relevanten Stands der Forschung zur numerischen Prozessmodellierung in der Wickeltechnik

		Struktur- analyse	Material- verhalten	Drahtquer- schnitt			
		statisch	dynamisch	elastisch	plastisch	rund	abgerundet rechteckig
Modellierungsansatz	Anwendungsfeld						
3D-Kontinuumsmodelle							
(Voncken 1996)	Flyerwickelprozess		x	x		x	
(Komodromos et al. 2017)	Linearwickeln von un- runden Spulenkörpern		x	x	x	x	
(Zerbe 2019, S. 193–203)			x	x	x	x	
(Weigelt et al. 2017)							
(Weigelt et al. 2018)	Hairpin-Formgebung						
(Wirth et al. 2018)							
(Wirth & Fleischer 2019)			x	x	x		x
(Wirth et al. 2020)							
(Barbieri et al. 2022)							
(Choi et al. 2022)	Hairpin-Formgebung, Hairpin-Twistprozess						
(Mangeruga et al. 2024)							
(Fleischer et al. 2021)			x	x	x		x
(Hausmann et al. 2020)	Hairpin-Twistprozess		x	x	x		x
(Hausmann et al. 2023)			x	x	x		x
1D-Kontinuumsmodelle (Balkenmodelle)							
(Bönig et al. 2014a)	Linearwickeln von run- den Spulenkörpern	x		x	x	x	
(Bönig et al. 2015)				x	x	x	x
(Bönig et al. 2014b)	Linearwickeln von un- runden Spulenkörpern		x	x	x	x	
(Weigelt et al. 2019)	Linearwickeln von run- den Spulenkörpern		x	x	x	x	
(Kampker et al. 2022)	Spannen von Hairpin- Spulenenden	x		x			(x)*
Mehrkörpermodelle							
(Sell-Le Blanc et al. 2013)	Linearwickeln von un- runden Spulenkörpern		x	x		x	
(Sell-Le Blanc et al. 2016)			x	x	(x)*	x	
(Komodromos et al. 2018)			x	x	(x)*	x	
(Hofmann et al. 2016)	Einziehprozess		x	x	(x)*	x	
(Hofmann et al. 2017)	Nadelwickelprozess		x	x		x	

*Ansätze mit erheblichen Vereinfachungen oder eingeschränkter Übertragbarkeit

A3 Definierte Befehlssätze für Aufweit- und Twistprogramme

Tabelle A-3: Übersicht der implementierten Befehlssätze

Schlüsselwort	Beschreibung
START_PROGRAM	zeigt den Anfang des Programms an
END_PROGRAM	zeigt das ordnungsgemäße Programmende an
MV_ROB_LIN	führt eine lineare Roboterbewegung aus
MV_ROB_LIN_CD	führt eine lineare Roboterbewegung aus, wobei die Bahnpunkte kontinuierlich überschliffen ³⁴ werden
MV_AXES	bewegt eine Hilfsachse auf eine vorgegebene Absolutposition
SLT_SLOT	richtet eine ausgewählte Statornut durch Drehung des Drehtisches auf die Nutklemmvorrichtung aus
CLAMP_SLOT	spannt die Spulenenden der ausgewählten Statornut
UNCLAMP_SLOT	entspannt die Spulenenden der ausgewählten Statornut
SET_ROB_BASE	setzt das gewünschte KUKA-Base-Koordinatensystem
SET_ROB_TOOL	setzt das gewünschte KUKA-Tool-Koordinatensystem
SET_CAMERA_APP	wählt die gewünschte Kameraapplikation aus
GET_WIRE_POS	triggert die Bildauswertung der Kamera und fragt die Positionen und Orientierungen der im letzten Bild erkannten Drahtkonturen ab
APPLY_WIRE_POS_CORR	korrigiert die nächste Roboterposition auf Basis der Ergebnisse der letzten Bildauswertung
DELAY	verzögert den Programmablauf um eine bestimmte Zeitdauer
TRIGGER	sendet ein Triggersignal auf einem spezifizierten Kanal der Ausgangsbaugruppe der SPS
WAIT_USR_CONFIRM	pausiert den Programmablauf und wartet auf eine manuelle Bestätigung vom Anwender, bevor der Ablauf fortgesetzt wird
GOTO	zeigt den Sprung in eine neue Programmdatei an

³⁴ Beim Überschleifen einer Roboterbahn wird ein programmierter Bahnpunkt nicht exakt angefahren, um eine durchgängige Bewegung ohne Zwischenhalt an den Bahnpunkten zu ermöglichen. Bei einer überschliffenen Linearbewegung kann die Bahn in einem vorgegebenen Bereich um den Eckpunkt zweier linearer Bahnsegmente beispielsweise durch Bézier-Splines interpoliert werden.

A4 Parametrisierung von Rotationen mittels Quaternionen

Quaternionen bieten eine kompakte und effiziente Methode zur Parametrisierung von Rotationen im dreidimensionalen Raum. Zudem werden die Mehrdeutigkeiten und Singularitäten vermieden, die mit anderen Methoden wie beispielsweise Eulerwinkeln verbunden sind. Quaternionen sind darüber hinaus weniger anfällig für numerische Instabilitäten bei iterativen Berechnungen, insbesondere wenn mehrere Rotationen kombiniert werden. Um die Nachvollziehbarkeit der vorliegenden Arbeit zu unterstützen, folgt eine anwendungsnahe Einführung zur Darstellung von Rotationen mithilfe von Quaternionen.

Quaternionen stellen ein mathematisches Konstrukt dar, welches die komplexen Zahlen durch die zusätzlichen imaginären Einheitsvektoren $\mathbf{j}$ und $\mathbf{k}$ erweitern. Eine allgemeine Quaternion wird in diesem Kontext formal über $\mathbf{q} = q_w + q_x \mathbf{i} + q_y \mathbf{j} + q_z \mathbf{k}$ dargestellt, wobei die Einheitsvektoren $\mathbf{i}, \mathbf{j}, \mathbf{k}$ die Beziehungen $\mathbf{i}^2 = \mathbf{j}^2 = \mathbf{k}^2 = \mathbf{ijk} = -1$ erfüllen sowie q_w den Realteil $\text{Re}(\mathbf{q})$ und (q_x, q_y, q_z) den Imaginärteil $\text{Im}(\mathbf{q})$ repräsentieren. Darüber hinaus ist eine Darstellung der Quaternion als vierdimensionaler Vektor $\mathbf{q} = (q_w, q_x, q_y, q_z)$ möglich. Zur Parametrisierung von Rotation mit Quaternionen werden **Einheitsquaternionen** verwendet, welche die Bedingung $\|\mathbf{q}\| = \sqrt{q_w^2 + q_x^2 + q_y^2 + q_z^2} = 1$ erfüllen. Die **konjugierte** Quaternion $\bar{\mathbf{q}}$ ist definiert als $\bar{\mathbf{q}} = (q_w, -q_x, -q_y, -q_z)$ und stellt die Inverse der durch $\mathbf{q}$ beschriebenen Rotation dar, sofern $\mathbf{q}$ eine Einheitsquaternion ist. Als **reine Quaternion** wird eine Quaternion bezeichnet, bei der der Realteil Null ist $(0, q_x, q_y, q_z)$.

Eine Rotation um den Winkel θ um einen normierten Achsvektor $\mathbf{u} = (u_x, u_y, u_z)$ wird durch die Quaternion $\mathbf{q}$ wie folgt dargestellt:

$$\mathbf{q} = \left(\cos\left(\frac{\theta}{2}\right), u_x \sin\left(\frac{\theta}{2}\right), u_y \sin\left(\frac{\theta}{2}\right), u_z \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \right) \quad \text{A-1}$$

Der Rotationswinkel und der normierte Achsvektor lassen sich umgekehrt aus $\mathbf{q}$ wie folgt extrahieren:

$$\theta = 2 \cos^{-1}(q_w) \quad , \quad \mathbf{u} = \frac{(q_x, q_y, q_z)}{\sqrt{q_x^2 + q_y^2 + q_z^2}} \quad \text{A-2}$$

Das **Quaternionenprodukt** ermöglicht die Kombination von Rotationen. Bei zwei Einheitsquaternionen q_1 und q_2 stellt ihr Produkt $q = q_1 \circ q_2$ die Rotation dar, die sich aus der Anwendung von q_2 gefolgt von q_1 ergibt. Das Quaternionenprodukt ist definiert als

$$q_1 \circ q_2 = (w_1 w_2 - \mathbf{v}_1 \cdot \mathbf{v}_2, w_1 \mathbf{v}_2 + w_2 \mathbf{v}_1 + \mathbf{v}_1 \times \mathbf{v}_2) , \quad \text{A-3}$$

wobei w_i und $\mathbf{v}_i$ hier die Real- und Imaginärkomponenten von q_i bezeichnen sowie die Operatoren $\cdot$ und $\times$ das Skalar- bzw. Kreuzprodukt zweier Vektoren beschreiben. Die Multiplikation von Quaternionen ist assoziativ und nicht-kommutativ, was eine wesentliche Eigenschaft für die korrekte Rotationsberechnung darstellt. Die **Rotation eines Vektors** $\mathbf{v}$ wird mithilfe einer Einheitsquaternion q wie folgt ausgeführt:

$$q_w = q \circ q_v \circ q^{-1} = q \circ q_v \circ \bar{q} \quad \text{A-4}$$

Für die Ausführung der Operation wird der Vektor $\mathbf{v} = (v_x, v_y, v_z)$ formell als Vektorteil einer reinen Quaternion $q_v = (0, v_x, v_y, v_z)$ eingebettet und im Anschluss der erfolgten Berechnung wieder aus q_w extrahiert.

Eine durch eine Einheitsquaternion dargestellte Rotation kann eindeutig in die äquivalente Form einer **Rotationsmatrix** transformiert werden:

$$R(q) = \begin{bmatrix} 1 - 2q_y^2 - 2q_z^2 & 2q_x q_y - 2q_w q_z & 2q_x q_z + 2q_w q_y \\ 2q_x q_y + q_w q_z & 1 - 2q_x^2 - 2q_z^2 & 2q_y q_z - 2q_w q_x \\ 2q_x q_z - 2q_w q_y & 2q_y q_z + q_w q_x & 1 - 2q_x^2 - 2q_y^2 \end{bmatrix} \quad \text{A-5}$$

Die inverse Transformation der Rotationsmatrix in eine äquivalente Einheitsquaternion kann wiederum durch die Kombination geeigneter Matrixeinträge der obigen Formel ermittelt werden (vgl. Sarabandi & Thomas 2019):

$$\begin{aligned} q_w &= \frac{1}{4} \sqrt{(R_{11} + R_{22} + R_{33} + 1)^2 + (R_{32} - R_{23})^2 + (R_{13} - R_{31})^2 + (R_{21} - R_{12})^2} \\ q_x &= \frac{1}{4} \sqrt{(R_{32} - R_{23})^2 + (R_{11} - R_{22} - R_{33} + 1)^2 + (R_{13} + R_{31})^2 + (R_{21} + R_{12})^2} \\ q_y &= \frac{1}{4} \sqrt{(R_{13} - R_{31})^2 + (R_{21} + R_{12})^2 + (R_{22} - R_{11} - R_{33} + 1)^2 + (R_{32} + R_{23})^2} \\ q_z &= \frac{1}{4} \sqrt{(R_{21} - R_{12})^2 + (R_{13} + R_{31})^2 + (R_{32} + R_{23})^2 + (R_{33} - R_{11} - R_{22} + 1)^2} \end{aligned} \quad \text{A-6}$$

A5 Koeffizientenbestimmung der plastischen Modellgleichung

Für die Inter- und Extrapolation der Fließkurven sowie zur Approximation der Momenten-Krümmungs-Beziehungen als Teil des elastoplastischen Balkenmodells wird im Rahmen der Arbeit die nachfolgende empirische Modellgleichung mit zunächst sechs Koeffizienten c_i vorgeschlagen:

$$f(x) = (c_1 + c_2x)(1 - \exp(-c_3x)) + (c_4 + c_5x)(1 - \exp(-c_6x)) \quad \text{A-7}$$

Aufgrund der erhöhten Anzahl an Koeffizienten und der damit gewonnenen Approximationsfreiheitsgrade besteht zunächst die Möglichkeit, die Steigung im Ursprung im Rahmen der Koeffizientenbestimmung als Zwangsbedingung vorzugeben, ohne dabei die Approximationsgüte über den übrigen Funktionsverlauf wesentlich zu reduzieren. In Bezug auf die Fließkurvenapproximation kann somit ein mathematisch stetig differenzierbarer Übergang zwischen dem linear-elastischen und dem elastisch-plastischen Funktionsbereich erzielt werden, was einerseits im Rahmen der Lösung von Optimierungsproblemen numerisch günstiger ist und andererseits das reale physikalische Verhalten präziser beschreibt. Zudem extrapoliert die Ansatzfunktion für $x \rightarrow \infty$ asymptotisch linear. Darüber hinaus müssen in Hinblick auf iterative, gradientenbasierte Optimierungsverfahren keine Potenzfunktionen mit gebrochenen Exponenten und deren Ableitungen ausgewertet werden, welche im Vergleich zur Exponentialfunktion deutlich rechenintensiver sind.

Um die Steigung im Ursprung im Rahmen der Koeffizientenbestimmung vorzugeben, wird die rechte Seite der Gleichung A-7 zunächst durch gezielte Wahl neuer Koeffizienten mathematisch äquivalent zu Gleichung A-8 modifiziert,

$$f(x) = \check{c}_1((1 + \check{c}_2x)(1 - \exp(-\check{c}_3x)) + (\check{c}_4 + \check{c}_5x)(1 - \exp(-\check{c}_6x))) \quad \text{A-8}$$

wobei der Zusammenhang zwischen den Koeffizienten wie folgt gegeben ist:

$$c_1 = \check{c}_1 \quad \text{und} \quad c_j = \check{c}_1 \check{c}_j \quad \text{für} \quad j \in \{2,3,4,5,6\}. \quad \text{A-9}$$

Hierdurch kann die Zwangsbedingung $f'(0) = g_0$ direkt in die Modellgleichung eingebettet werden. Nach einmaligem Differenzieren der modifizierten Modellgleichung A-8 und Einsetzen der Zwangsbedingung lässt sich die Modellgleichung in Abhängigkeit der fünf verbliebenden Koeffizienten $\check{c}_j$ wie folgt ausdrücken:

$$f(x) = \frac{g_0}{\check{c}_4 \check{c}_6 + \check{c}_3} ((1 + \check{c}_2x)(1 - \exp(-\check{c}_3x)) + (\check{c}_4 + \check{c}_5x)(1 - \exp(-\check{c}_6x))) \quad \text{A-10}$$

Die Steigung im Ursprung ist somit konstant und unabhängig von den gewählten Werten der übrigen Koeffizienten $\check{c}_j$. Für ausschließlich positive Koeffizienten ist die Funktion A-10 im offenen Intervall $[0, \infty)$ streng monoton und nähert sich asymptotisch einer Geraden mit der folgenden Gleichung an:

$$g(x) = \frac{g_0}{\check{c}_4\check{c}_6 + \check{c}_3}((\check{c}_2 + \check{c}_5)x + \check{c}_4 + 1) \quad \text{A-11}$$

Für eine robuste Approximation der Fließkurven und Momenten-Krümmungs-Beziehung mittels nichtlinearer Least-Square-Verfahren sollten die zu approximierenden Datenpunkte zuvor normiert werden. Mit der Nebenbedingung $\check{c}_j \geq 0$ und der Monotonie der Funktion ergibt sich weiterhin ein konvexes Optimierungsproblem was stets eindeutig lösbar ist. Im Rahmen der Forschungsarbeit hat sich zur Lösung des Optimierungsproblems das Dogleg-Verfahren³⁵ mit einem konstanten Startwert der Koeffizienten von 0,5 bewährt. Nach erfolgter Koeffizientenbestimmung können die Koeffizienten $\check{c}_j$ mithilfe von Gleichung A-9 wieder in die ursprünglichen Koeffizienten c_j überführt werden.

In Tabelle A-4 ist der Ansatz A-10 abschließend einigen gängigen Modellgleichungen zur Approximation experimentell ermittelter Fließkurven für metallische Werkstoffe gegenübergestellt, welche u. a. in Doege & Behrens (2016, S. 84) zu finden sind.

Tabelle A-4: Gegenüberstellung gängiger Approximationsansätze der Fließkurve und des im Rahmen der Forschungsarbeit verwendeten Funktionsansatzes

Approximations- ansatz	Anzahl freier Koeffizienten	Extrapolati- onsverhalten	stetig differenzier- bar im Übergang	Verwendung von Potenzfunktionen
Ludwik	2	nach oben unbegrenzt	nein	ja
Swift	3	nach oben unbegrenzt	nein	ja
Ghosh	4	nach oben unbegrenzt	nein	ja
Voce	3	sättigend	nein	nein
Hockett-Sherby	4	sättigend	nein	ja
Ansatz A-10	5	asymptotisch linear	ja	nein

³⁵ SciPy v1.12.0 Manual (2024) *scipy.optimize.least_squares* https://docs.scipy.org/doc/scipy/reference/generated/scipy.optimize.least_squares.html [Zugriff am 07.03.2024]

A6 Pseudocode vorzeichenbehafteter Abstandsfunktionen

Quelltext A-1: Pseudocode einer vorzeichenbehafteten Abstandsfunktion für eine abgerundete rechteckige Bohrung in einer Platte mit unendlicher Ausdehnung

```
// Computes signed distance to a slot-shaped hole in an infinite plate.
// p (vec3): Point, b (vec3): Slot dimensions, r (double): Corner radius,
// r_edge (double): Edge radius.

function sdSlot(p, b, r, r_edge):

    b_x = b.x + r_edge; b_y = b.y + r_edge; b_z = b.z - r_edge; r_box = r + r_edge;

    d_box2d = sdRoundBox2d(vec2(p.x, p.y), vec2(b_x, b_y), r_box);

    d_vec = vec2(-d_box2d, abs(p.z) - b_z);

    d = min(max(d_vec.x, d_vec.y), 0.0) + length(max(d_vec, 0.0)) - r_edge;

    return d;
```

Quelltext A-2: Pseudocode einer vorzeichenbehafteten Abstandsfunktion eines abgerundeten Rechtecks³⁶

```
// Computes signed distance to a rounded box in two dimensions.
// p (vec2): Point, b (vec2): Box dimensions, r (double): Corner radius.

function sdRoundBox2d(p, b, r):

    q = abs(p) - b + r;

    d = length(max(q, 0.0)) + min(max(q.x, q.y), 0.0) - r;

    return d;
```

³⁶ <https://iquilezles.org/articles/distgradfunctions2d/>, „2D SDFs and gradients“, [Zugriff am 15.01.2024]

A7 Werkstoffeigenschaften untersuchter Flachdrähte

Tabelle A-5: Elastische Werkstoffeigenschaften untersuchter Flachdrähte im einachsigen Zugversuch mit einseitiger Dehnungsmessung

Nominalquerschnitte der verwendeten Flachdrähte	Leiterwerkstoff	Elastizitätsmodul (experimentell ermittelt)	Querkontraktionszahl nach Hornbogen et al. (2019, S. 153)
3,20 × 2,80 mm ² *	Kupfer	94,3 GPa	0,35
3,59 × 1,73 mm ² **	Kupfer	84,2 GPa	0,35
4,10 × 1,60 mm ² **	Kupfer	112,6 GPa	0,35
4,50 × 3,15 mm ² **	Kupfer	100,7 GPa	0,35
3,55 × 2,00 mm ² **	Aluminium	55,3 GPa	0,34

*entnommen aus Wirth et al. (2023a)

**experimentell ermittelte Kennwerte in Anlehnung an Wirth et al. (2023a)

Tabelle A-6: Plastische Werkstoffeigenschaften untersuchter Flachdrähte im einachsigen Zugversuch mit einseitiger Dehnungsmessung

Nominalquerschnitte der verwendeten Flachdrähte	Streckgrenze	Koeffizienten c_i der empirischen Modellgleichung zur Approximation von Fließkurven nach Anhang A5					
	R_e MPa	c_1 MPa	c_2 MPa	c_3 –	c_4 MPa	c_5 MPa	c_6 –
3,20 × 2,80 mm ² *	108	143	255	10,0	10,3	0,0	116
3,59 × 1,73 mm ² **	93,0	185	147	7,42	24,2	0,0	66,2
4,10 × 1,60 mm ² **	126	138	241	10,1	14,9	0,0	85,0
4,50 × 3,15 mm ² **	132	156	157	4,39	50,4	0,0	23,0
3,55 × 2,00 mm ² **	40,2	40,2	0,0	1,46	22,7	0,0	28,6

*basierend auf den Kennwerten in Wirth et al. (2023a)

**experimentell ermittelte Kennwerte in Anlehnung an Wirth et al. (2023a)

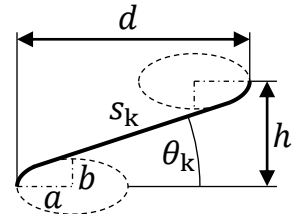
A8 Numerisch ermittelte Konturparameter der Drahtmittellinie

Die in Tabelle A-7 zusammengefassten Konturparameter wurden als Grundlage für die realistische Gestaltung getwisteter Spulenenden von Hairpin-Statoren ermittelt. Zur Bestimmung dieser Parameter wurde die Umformung von Flachdrähten mit einer Länge von 25 bis 75 mm vereinfacht in einer Ebene mithilfe des in Kapitel 5 vorgestellten elastoplastischen Balkenmodells simuliert. Anschließend wurden die Mittellinien nach der simulierten Umformung mithilfe der ebenen Formulierung des geometrischen Drahtmodells aus Abschnitt 6.2.1 approximiert. Alle Simulationen wurden für Flachdrähte mit den nominalen Querschnittsabmessungen von $4 \times 2 \text{ mm}^2$ und einem Kantenradius von 0,4 mm durchgeführt. Die Materialkennwerte wurden nicht variiert und entsprechen denen des in Tabelle A-5 und Tabelle A-6 spezifizierten Kupferflachdrahts mit einer nominalen Querschnittsfläche von $3,59 \times 1,73 \text{ mm}^2$. Die Axialkompensation basiert auf den axialkraftfreien Twistkurven, die sich aufgrund einer rein horizontalen Verschiebungsrandbedingung ohne vertikale Zwangsbedingungen natürlich ergeben. Im Rahmen der Parameterstudie wurden die axialkraftfreien Twistkurven zusätzlich mit den Faktoren 0,9 und 1,1 skaliert. Da die Kontur der Drahtmittellinie unter Vernachlässigung lokaler Querschnittsdeformationen und Drahttorsion nur geringfügig von der Drahtbreite und -dicke abhängt, ist die Übertragbarkeit auf andere Drahtquerschnitte in erster Näherung gegeben.

Tabelle A-7: Konturparameter der Drahtmittellinie getwisteter Spulenenenden als zweidimensionale Abwicklung für einen repräsentativen Kupferflachdraht mit $4 \times 2 \text{ mm}^2$ und konstanten Materialparametern. Die Werte mit 100 % Axialkompensation entsprechen hier den axialkraftfreien Konturparametern.

Winkel θ_k in °	Skalierung der axialen Kompensation in %	Parameter in mm	Drahtlänge s_k in mm										
			25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
75	90	a	2,7	3,3	3,9	4,4	5,0	5,6	6,2	6,8	7,4	8,0	8,7
		b	6,7	7,9	9,1	10,2	11,3	12,3	13,3	14,2	15,1	16,0	16,9
		d	5,4	6,6	7,7	8,9	10,1	11,2	12,4	13,6	14,9	16,1	17,3
		h	24,3	29,2	34,1	38,9	43,8	48,6	53,5	58,3	63,2	68,0	72,9
	100	a	2,7	3,3	3,8	4,4	5,0	5,6	6,1	6,7	7,3	7,9	8,5
		b	6,8	8,0	9,2	10,4	11,6	12,7	13,9	15,0	16,1	17,2	18,3
		d	5,4	6,5	7,7	8,8	10,0	11,1	12,3	13,4	14,6	15,7	16,9
		h	24,3	29,2	34,1	38,9	43,8	48,6	53,5	58,3	63,2	68,1	72,9
	110	a	2,7	3,2	3,8	4,4	4,9	5,5	6,0	6,5	7,1	7,6	8,2
		b	6,9	8,2	9,5	10,7	12,0	13,3	14,6	16,0	17,3	18,7	20,1
		d	5,4	6,5	7,6	8,7	9,8	10,9	12,0	13,1	14,2	15,2	16,3
		h	24,3	29,2	34,1	38,9	43,8	48,7	53,5	58,4	63,2	68,1	73,0
70	90	a	3,6	4,3	5,1	5,9	6,7	7,4	8,2	9,1	9,9	10,7	11,5
		b	6,7	7,9	9,1	10,1	11,2	12,1	13,0	13,9	14,7	15,5	16,3
		d	7,2	8,7	10,2	11,7	13,3	14,9	16,5	18,1	19,7	21,4	23,0
		h	23,8	28,6	33,3	38,1	42,8	47,6	52,3	57,0	61,7	66,5	71,2
	100	a	3,6	4,3	5,0	5,8	6,5	7,3	8,0	8,8	9,5	10,3	11,1
		b	6,8	8,1	9,3	10,6	11,8	12,9	14,1	15,3	16,4	17,5	18,6
		d	7,1	8,6	10,1	11,5	13,0	14,5	16,1	17,6	19,1	20,6	22,1
		h	23,8	28,6	33,4	38,1	42,9	47,6	52,4	57,1	61,9	66,6	71,3
	110	a	3,5	4,2	4,9	5,6	6,3	7,0	7,7	8,4	9,1	9,7	10,4
		b	7,0	8,4	9,8	11,2	12,6	14,0	15,5	17,0	18,5	20,0	21,6
		d	7,0	8,4	9,9	11,3	12,7	14,0	15,4	16,8	18,1	19,5	20,8
		h	23,9	28,6	33,4	38,2	42,9	47,7	52,5	57,3	62,0	66,8	71,6
65	90	a	4,4	5,4	6,3	7,3	8,3	9,3	10,3	11,3	12,3	13,3	14,3
		b	6,6	7,8	8,9	9,9	10,9	11,8	12,6	13,4	14,2	14,9	15,6
		d	8,9	10,7	12,6	14,6	16,5	18,5	20,5	22,5	24,6	26,6	28,7
		h	23,2	27,8	32,4	37,0	41,6	46,2	50,7	55,3	59,9	64,4	69,0

The diagram illustrates the geometry of a wire profile. It shows a cross-section of a wire with a semi-elliptical shape. The horizontal distance from the center to the edge is labeled a . The vertical distance from the center to the top edge is labeled b . The total horizontal distance is labeled d . The total vertical distance is labeled h . The arc length of the semi-ellipse is labeled s_k . The angle between the horizontal line and the tangent to the arc at the top edge is labeled θ_k .



65	100	<i>a</i>	4,4	5,3	6,2	7,1	8,0	8,9	9,9	10,8	11,7	12,7	13,6
		<i>b</i>	6,8	8,1	9,3	10,6	11,8	13,0	14,2	15,4	16,5	17,7	18,8
		<i>d</i>	8,8	10,6	12,4	14,2	16,0	17,9	19,7	21,6	23,4	25,3	27,2
		<i>h</i>	23,2	27,8	32,5	37,1	41,7	46,3	50,9	55,6	60,2	64,8	69,4
	110	<i>a</i>	4,3	5,2	6,0	6,8	7,6	8,5	9,3	10,1	10,9	11,7	12,5
		<i>b</i>	7,1	8,5	10,0	11,5	13,0	14,6	16,1	17,7	19,3	20,8	22,4
		<i>d</i>	8,6	10,3	12,0	13,6	15,3	16,9	18,6	20,2	21,8	23,4	25,1
		<i>h</i>	23,3	27,9	32,6	37,2	41,9	46,6	51,2	55,9	60,6	65,3	69,9
60	90	<i>a</i>	5,3	6,4	7,5	8,7	9,9	11,0	12,2	13,4	14,7	15,9	17,1
		<i>b</i>	6,4	7,6	8,6	9,6	10,5	11,3	12,1	12,9	13,6	14,3	14,9
		<i>d</i>	10,6	12,8	15,1	17,4	19,7	22,1	24,5	26,9	29,3	31,8	34,2
		<i>h</i>	22,4	26,8	31,3	35,7	40,1	44,5	48,9	53,2	57,6	62,0	66,3
	100	<i>a</i>	5,2	6,3	7,3	8,4	9,5	10,5	11,6	12,7	13,8	14,9	16,0
		<i>b</i>	6,7	8,0	9,2	10,5	11,7	12,9	14,1	15,3	16,5	17,6	18,8
		<i>d</i>	10,4	12,5	14,6	16,8	18,9	21,1	23,3	25,5	27,6	29,9	32,1
		<i>h</i>	22,4	26,9	31,4	35,9	40,3	44,8	49,2	53,7	58,1	62,6	67,0
	110	<i>a</i>	5,1	6,0	7,0	7,9	8,9	9,8	10,8	11,7	12,7	13,6	14,6
		<i>b</i>	7,1	8,6	10,2	11,7	13,3	14,9	16,4	18,0	19,6	21,1	22,7
		<i>d</i>	10,1	12,1	14,0	15,9	17,8	19,7	21,6	23,5	25,4	27,3	29,2
		<i>h</i>	22,5	27,1	31,6	36,1	40,7	45,2	49,8	54,3	58,9	63,4	67,9
55	90	<i>a</i>	6,1	7,4	8,7	10,1	11,4	12,8	14,2	15,5	16,9	18,3	19,7
		<i>b</i>	6,2	7,3	8,3	9,2	10,0	10,8	11,6	12,3	13,0	13,6	14,3
		<i>d</i>	12,3	14,8	17,5	20,1	22,8	25,6	28,3	31,1	33,9	36,7	39,5
		<i>h</i>	21,4	25,7	29,9	34,1	38,3	42,5	46,6	50,8	54,9	59,1	63,2
	100	<i>a</i>	6,0	7,2	8,4	9,6	10,9	12,1	13,3	14,6	15,8	17,1	18,4
		<i>b</i>	6,5	7,8	9,1	10,3	11,6	12,8	14,0	15,2	16,3	17,5	18,6
		<i>d</i>	12,0	14,4	16,8	19,3	21,7	24,2	26,7	29,2	31,7	34,2	36,7
		<i>h</i>	21,5	25,8	30,1	34,4	38,7	43,0	47,3	51,5	55,8	60,0	64,3
	110	<i>a</i>	5,8	6,9	7,9	9,0	10,1	11,2	12,3	13,3	14,4	15,5	16,7
		<i>b</i>	7,1	8,6	10,2	11,8	13,3	14,9	16,5	18,0	19,6	21,1	22,6
		<i>d</i>	11,5	13,7	15,9	18,0	20,2	22,3	24,5	26,7	28,9	31,1	33,3
		<i>h</i>	21,7	26,1	30,5	34,9	39,3	43,7	48,1	52,5	56,9	61,2	65,6
50	90	<i>a</i>	7,0	8,4	9,9	11,4	12,9	14,4	16,0	17,5	19,1	20,7	22,2
		<i>b</i>	5,9	6,9	7,9	8,7	9,6	10,3	11,1	11,8	12,4	13,1	13,7
		<i>d</i>	13,9	16,8	19,8	22,8	25,8	28,9	32,0	35,1	38,2	41,3	44,5
		<i>h</i>	20,3	24,3	28,3	32,3	36,2	40,2	44,1	48,0	51,9	55,8	59,7
	100	<i>a</i>	6,8	8,1	9,5	10,8	12,2	13,6	15,0	16,4	17,8	19,2	20,6
		<i>b</i>	6,3	7,6	8,8	10,1	11,3	12,5	13,7	14,9	16,0	17,2	18,3
		<i>d</i>	13,6	16,3	19,0	21,7	24,4	27,2	29,9	32,7	35,5	38,3	41,2
		<i>h</i>	20,5	24,6	28,7	32,8	36,9	40,9	45,0	49,1	53,1	57,2	61,2

50	110	<i>a</i>	6,5	7,7	8,9	10,1	11,3	12,5	13,7	14,9	16,1	17,4	18,6
		<i>b</i>	7,0	8,6	10,1	11,7	13,3	14,8	16,3	17,8	19,3	20,8	22,3
		<i>d</i>	12,9	15,3	17,7	20,1	22,5	24,9	27,4	29,8	32,3	34,8	37,3
		<i>h</i>	20,8	25,0	29,2	33,5	37,7	41,9	46,2	50,4	54,6	58,8	62,9
45	90	<i>a</i>	7,8	9,4	11,0	12,7	14,3	16,0	17,7	19,4	21,1	22,8	24,6
		<i>b</i>	5,5	6,5	7,4	8,3	9,1	9,8	10,6	11,3	11,9	12,6	13,2
		<i>d</i>	15,6	18,8	22,0	25,3	28,7	32,0	35,4	38,8	42,2	45,7	49,1
		<i>h</i>	19,1	22,8	26,5	30,2	33,9	37,6	41,2	44,9	48,5	52,1	55,7
	100	<i>a</i>	7,6	9,0	10,5	12,0	13,5	15,0	16,5	18,1	19,6	21,1	22,7
		<i>b</i>	6,0	7,3	8,5	9,8	11,0	12,2	13,3	14,5	15,6	16,7	17,9
		<i>d</i>	15,1	18,0	21,0	24,0	27,0	30,0	33,1	36,1	39,2	42,3	45,4
		<i>h</i>	19,3	23,2	27,1	30,9	34,8	38,6	42,5	46,3	50,1	53,9	57,7
	110	<i>a</i>	7,1	8,4	9,7	11,1	12,4	13,7	15,1	16,4	17,8	19,2	20,6
		<i>b</i>	6,8	8,4	10,0	11,5	13,0	14,5	16,0	17,5	18,9	20,4	21,8
		<i>d</i>	14,2	16,8	19,5	22,1	24,8	27,5	30,2	32,9	35,6	38,4	41,1
		<i>h</i>	19,7	23,8	27,9	31,9	35,9	40,0	44,0	48,0	52,0	56,0	59,9
40	90	<i>a</i>	8,6	10,3	12,1	13,9	15,7	17,5	19,3	21,1	23,0	24,8	26,7
		<i>b</i>	5,1	6,0	6,9	7,8	8,6	9,3	10,0	10,7	11,4	12,1	12,7
		<i>d</i>	17,1	20,6	24,2	27,7	31,3	35,0	38,6	42,3	46,0	49,7	53,4
		<i>h</i>	17,6	21,1	24,5	28,0	31,4	34,8	38,1	41,5	44,8	48,1	51,5
	100	<i>a</i>	8,3	9,9	11,5	13,1	14,7	16,4	18,0	19,7	21,3	23,0	24,7
		<i>b</i>	5,6	6,9	8,2	9,4	10,6	11,7	12,9	14,0	15,1	16,2	17,3
		<i>d</i>	16,6	19,8	23,0	26,2	29,4	32,7	36,0	39,3	42,6	46,0	49,3
		<i>h</i>	17,9	21,6	25,3	28,9	32,5	36,1	39,7	43,3	46,8	50,4	53,9
	110	<i>a</i>	7,7	9,2	10,6	12,0	13,5	15,0	16,4	17,9	19,4	20,9	22,4
		<i>b</i>	6,6	8,2	9,7	11,2	12,7	14,1	15,6	17,0	18,4	19,8	21,1
		<i>d</i>	15,5	18,3	21,2	24,1	27,0	29,9	32,9	35,8	38,8	41,8	44,9
		<i>h</i>	18,6	22,4	26,3	30,1	34,0	37,8	41,6	45,3	49,1	52,9	56,6
35	90	<i>a</i>	9,3	11,2	13,1	15,0	16,9	18,8	20,8	22,7	24,7	26,7	28,6
		<i>b</i>	4,7	5,6	6,4	7,2	8,0	8,8	9,5	10,2	10,9	11,5	12,2
		<i>d</i>	18,6	22,4	26,2	30,0	33,8	37,7	41,6	45,5	49,4	53,3	57,2
		<i>h</i>	16,1	19,2	22,4	25,5	28,6	31,7	34,7	37,8	40,8	43,9	46,9
	100	<i>a</i>	9,0	10,7	12,4	14,1	15,9	17,6	19,4	21,2	23,0	24,7	26,5
		<i>b</i>	5,2	6,5	7,7	8,9	10,1	11,2	12,3	13,4	14,5	15,5	16,6
		<i>d</i>	18,1	21,4	24,9	28,3	31,8	35,3	38,8	42,3	45,9	49,5	53,1
		<i>h</i>	16,4	19,8	23,2	26,6	30,0	33,3	36,6	40,0	43,3	46,5	49,8
	110	<i>a</i>	8,4	9,9	11,4	13,0	14,6	16,1	17,7	19,3	21,0	22,6	24,2
		<i>b</i>	6,4	7,9	9,3	10,8	12,2	13,6	15,0	16,3	17,7	19,0	20,3
		<i>d</i>	16,7	19,8	22,9	26,0	29,1	32,3	35,5	38,7	41,9	45,2	48,4
		<i>h</i>	17,3	20,9	24,6	28,2	31,8	35,3	38,9	42,4	46,0	49,5	53,0

30	90	a	9,9	12,0	14,0	16,0	18,0	20,1	22,1	24,2	26,2	28,3	30,4
		b	4,4	5,1	5,9	6,7	7,4	8,2	8,9	9,6	10,3	10,9	11,6
		d	19,8	23,9	28,0	32,0	36,1	40,2	44,2	48,3	52,5	56,6	60,7
		h	14,4	17,2	20,0	22,8	25,6	28,4	31,1	33,9	36,6	39,3	42,0
	100	a	9,7	11,5	13,3	15,2	17,0	18,9	20,7	22,6	24,5	26,4	28,3
		b	4,8	6,0	7,2	8,3	9,4	10,5	11,6	12,6	13,7	14,7	15,7
		d	19,4	23,0	26,7	30,3	34,0	37,7	41,4	45,2	49,0	52,8	56,6
		h	14,8	17,9	21,0	24,1	27,2	30,3	33,3	36,3	39,4	42,3	45,3
	110	a	9,0	10,6	12,2	13,9	15,6	17,3	19,0	20,7	22,4	24,2	25,9
		b	6,0	7,4	8,9	10,2	11,6	12,9	14,3	15,6	16,9	18,1	19,4
		d	17,9	21,2	24,5	27,8	31,2	34,6	38,0	41,4	44,9	48,3	51,8
		h	15,9	19,3	22,7	26,0	29,4	32,7	36,0	39,3	42,5	45,8	49,0
25	90	a	10,5	12,6	14,8	16,9	19,1	21,2	23,3	25,5	27,6	29,8	31,9
		b	4,0	4,7	5,4	6,1	6,8	7,5	8,2	8,9	9,6	10,2	10,9
		d	21,0	25,3	29,6	33,8	38,1	42,4	46,6	50,9	55,2	59,5	63,8
		h	12,7	15,1	17,5	20,0	22,4	24,8	27,3	29,7	32,1	34,5	36,8
	100	a	10,3	12,2	14,2	16,1	18,0	20,0	22,0	23,9	25,9	27,9	29,9
		b	4,4	5,5	6,6	7,7	8,7	9,8	10,8	11,8	12,8	13,7	14,7
		d	20,5	24,5	28,3	32,2	36,1	40,0	43,9	47,9	51,8	55,8	59,8
		h	13,1	15,8	18,6	21,4	24,2	27,0	29,7	32,4	35,1	37,8	40,5
	110	a	9,5	11,3	13,0	14,8	16,6	18,4	20,2	22,0	23,8	25,5	26,8
		b	5,6	7,0	8,3	9,6	10,9	12,2	13,4	14,7	15,9	17,0	18,1
		d	19,1	22,6	26,1	29,6	33,1	36,7	40,4	44,0	47,7	51,4	55,1
		h	14,3	17,5	20,6	23,7	26,8	29,8	32,8	35,8	38,8	41,7	44,6
20	90	a	11,0	13,2	15,4	17,7	19,9	22,1	24,3	26,6	28,8	31,0	33,2
		b	3,7	4,3	4,9	5,6	6,2	6,9	7,5	8,2	8,8	9,5	10,1
		d	21,9	26,4	30,9	35,4	39,8	44,3	48,7	53,1	57,6	62,0	66,5
		h	10,9	12,9	15,0	17,0	19,1	21,2	23,3	25,3	27,4	29,5	31,5
	100	a	10,8	12,9	14,9	16,9	19,0	21,0	23,1	25,1	27,2	29,3	31,4
		b	4,0	5,0	6,0	7,0	7,9	8,9	9,9	10,8	11,7	12,6	13,5
		d	21,6	25,7	29,8	33,9	38,0	42,1	46,2	50,3	54,4	58,6	62,8
		h	11,3	13,7	16,1	18,6	21,1	23,5	25,9	28,3	30,7	33,0	35,4
	110	a	10,0	11,9	13,8	15,6	17,5	19,4	21,0	22,1	23,2	24,3	25,5
		b	5,2	6,4	7,7	8,9	10,1	11,3	12,4	13,4	14,3	15,2	16,1
		d	20,1	23,8	27,5	31,3	35,0	38,8	42,6	46,5	50,4	54,3	58,2
		h	12,7	15,5	18,4	21,2	23,9	26,7	29,4	32,0	34,7	37,2	39,8
15	90	a	11,3	13,7	16,0	18,3	20,6	22,9	25,1	27,4	29,7	32,0	34,3
		b	3,4	3,9	4,5	5,1	5,7	6,3	6,9	7,5	8,1	8,6	9,2
		d	22,7	27,3	31,9	36,5	41,1	45,7	50,3	54,9	59,5	64,0	68,6
		h	9,1	10,7	12,4	14,1	15,8	17,6	19,3	21,0	22,7	24,4	26,0

15	100	<i>a</i>	11,2	13,4	15,5	17,7	19,8	21,9	24,1	26,2	28,4	30,5	32,7
		<i>b</i>	3,6	4,5	5,4	6,2	7,1	8,0	8,9	9,7	10,6	11,4	12,2
		<i>d</i>	22,4	26,8	31,1	35,3	39,6	43,9	48,1	52,4	56,7	61,1	65,4
		<i>h</i>	9,4	11,5	13,6	15,7	17,8	19,9	21,9	24,0	26,0	28,0	30,0
	110	<i>a</i>	10,5	12,5	14,4	16,4	17,7	18,8	19,9	21,0	22,1	23,2	24,4
		<i>b</i>	4,8	5,9	7,0	8,2	9,2	10,1	10,9	11,8	12,6	13,5	14,3
		<i>d</i>	21,0	24,9	28,8	32,7	36,7	40,7	44,8	48,8	52,9	57,0	61,1
		<i>h</i>	11,0	13,5	16,1	18,6	21,0	23,3	25,7	28,0	30,2	32,5	34,7

A9 Kollisionsprüfung zwischen Formwerkzeug und Spulenenden

Im Rahmen der Forschungsarbeit wurde ein anwendungsspezifischer Algorithmus für die Kollisionsprüfung zwischen dem Formwerkzeug und den umgebenen Spulenenden im Wickelkopf entworfen. Dabei wird eine beliebige Punktwolke gegen eine Kette linear interpolierter Drahtsegmente auf Kollision geprüft. Zudem werden die Eindringtiefe der einzelnen Punkte sowie die Projektionsvektoren auf die Oberfläche der Drahtsegmente approximiert. Nachfolgend wird der Algorithmus in Kürze erläutert.

Im Rahmen des entwickelten Algorithmus zur dreidimensionalen Kollisionsprüfung einer Punktwolke mit den Spulenenden erfolgt die räumliche Abstandsberechnung auf Basis einer zweidimensionalen vorzeichenbehafteten Abstandsfunktion, die entlang eines beliebigen Polygonzugs betrachtet wird. Zu diesem Zweck werden zunächst die einzelnen Punkte jeweils dem nächstgelegenen Liniensegment des Polygonzugs zugeordnet und der normierte Linienparameter $t_s \in [0,1]$ des auf die Segmentmittellinie projizierten Punkts bestimmt. Die Abstandsberechnung mithilfe der vorzeichenbehafteten Abstandsfunktion erfolgt anschließend in der Projektionsebene, welche durch den Linienparameter und den Richtungsvektor des zugeordneten Liniensegments definiert wird (siehe Abbildung A-1, links). Um eine mögliche Torsion des Querschnitts entlang des Liniensegments abzubilden, wird neben der Position auch die lokale Orientierung der Abstandsfunktion entlang des Segments linear interpoliert.

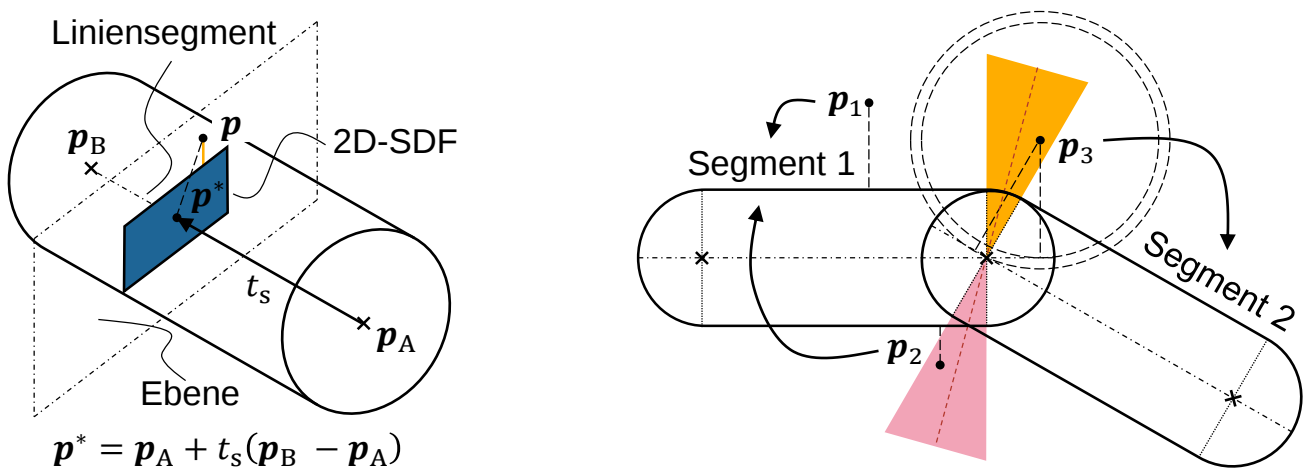


Abbildung A-1: Betrachtung eines Punkts in der Projektionsebene zur vereinfachten zweidimensionalen Abstandsberechnung (links). Zuordnung der Punkte zu den Segmenten in Abhängigkeit von ihrer Lage (rechts): Die Punkte p_1 und p_2 können anhand des minimalen Abstands zum nächstgelegenen Liniensegment eindeutig zugeordnet werden. Hingegen weist der Punkt p_3 denselben Abstand zu beiden Liniensegmenten auf und wird deshalb anhand des größeren Abstands zu den unendlichen Geraden der Liniensegmente zugeordnet.

Um die Anzahl der zu prüfenden Kollisionspaare effizient zu reduzieren, gliedert sich der Algorithmus in drei Phasen:

1. Grobfilterung mittels räumlichem Gitter: In der ersten Phase wird ein unendliches, reguläres räumliches Gitter verwendet, um eine große Anzahl trivialer Kollisionspaare frühzeitig von der weiteren Kollisionsprüfung auszuschließen. Dazu wird die Belegung der Gitterzellen durch die Punktwolke und die Mittelpunkte der Drahtsegmente effizient mithilfe einer Hash-Funktion³⁷ ermittelt. Diese projiziert die Punktwolke und die Mittelpunkte in eine eindimensionale Hash-Tabelle. Anschließend müssen nur noch diejenigen Punkte auf Kollision überprüft werden, die denselben Hashwert wie eines der Drahtsegmente aufweisen.

2. Vorprüfung durch Kapselapproximation: In der zweiten Phase wird jedes Drahtsegment durch eine dreidimensionale, umhüllende Kapsel approximiert, deren Radius so gewählt ist, dass der gesamte Drahtquerschnitt darin enthalten ist. Für alle Punkte, die auf denselben Hashwert eines bestimmten Drahtsegments abgebildet werden, wird der Abstand zur Kapsel mithilfe einer vorzeichenbehafteten Abstandsfunktion überprüft. Liegt ein Punkt innerhalb der Kapsel, wird der normierte Linienparameter des projizierten Punkts auf die Mittellinie des Drahtsegments berechnet. Jeder Punkt wird dem Liniensegment mit dem minimalen Abstand eindeutig zugeordnet, sofern er nicht im Überlappungsbereich zweier angrenzender Kapseln liegt. Befindet sich ein Punkt innerhalb beider Kapseln, weist dieser je nach Position einen gleichen Abstand zu beiden Kapseln auf (vgl. Punkt p_3 in Abbildung A-1, rechts). Infolgedessen betragen die Linienparameter der nächstgelegenen Punkte auf den Mittellinien der Segmente genau Eins und Null. In diesem Fall erfolgt die Zuordnung des Punktes anhand des größeren Abstands zu den unendlichen Geraden der beiden Liniensegmente.

3. Feinprüfung des Drahtquerschnitts: In der dritten Phase wird für jeden der verbliebenen Punkte der Abstand zum Querschnitt auf Basis der gewählten zweidimensionalen vorzeichenbehafteten Abstandsfunktion bestimmt. Zur Beschreibung des Drahtquerschnitts der Spulenenden wird die vorzeichenbehaftete Abstandsfunktion eines abgerundeten Rechtecks verwendet. Zur Abstandsberechnung werden die Position und die Orientierung der Projektionsebene des Punkts unter Verwendung des normierten Linienparameters berechnet und der Punkt in die Projektionsebene transformiert. Im

³⁷ <https://matthias-research.github.io/pages/tenMinutePhysics/11-hashing.pdf> [Zugriff: 17.04.2024]

Rahmen der Abstandsberechnung kann der zweidimensionale Projektionsvektor als Gradient der vorzeichenbehafteten Abstandsfunktion mitberechnet werden und im Falle einer Kollision mithilfe der inversen Transformation wieder in den dreidimensionalen Raum überführt werden. Sofern die Drahtenden ebenfalls exakt auf Kollision geprüft werden sollen, muss die Kollisionsberechnung der Randsegmente mithilfe dreidimensionaler vorzeichenbehafteter Abstandsfunktionen gesondert erfolgen.

Abbildung A-2 zeigt exemplarisch das Ergebnis der Kollisionsprüfung zwischen einer Punktwolke und einem Spulenende unter Anwendung des beschriebenen Algorithmus. Das Spulenende wurde durch 35 Liniensegmente approximiert und auf Kollision mit 10^7 zufällig verteilten Punkten geprüft. Etwa $5 \cdot 10^5$ dieser Punkte befinden sich innerhalb der Hüllkontur des Spulenendes. Die Einfärbung der Punkte visualisiert den minimalen Abstand zur Drahtoberfläche. Die Anzahl der in Grau dargestellten Punkte außerhalb der Hüllkontur wurde aus Gründen der Übersichtlichkeit reduziert. Die Berechnung der Eindringtiefen und Projektionsvektoren erfolgte mittels eines Python-Skripts und dauerte in diesem Beispiel etwa 10 Sekunden.

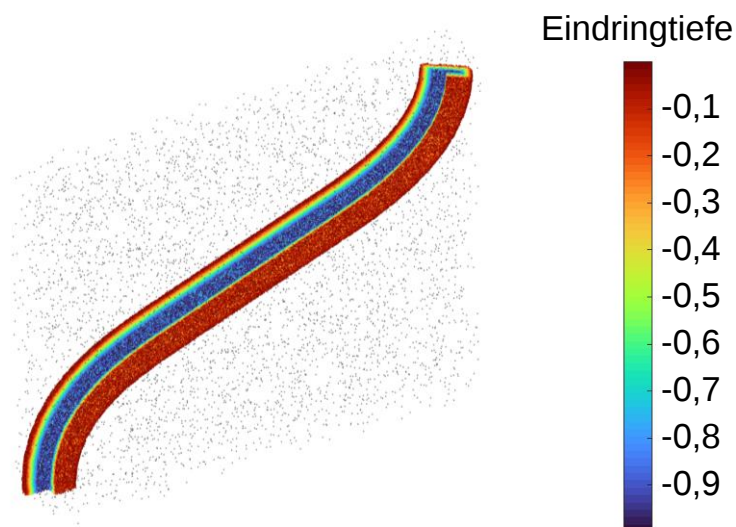


Abbildung A-2: Exemplarische Kollisionsberechnung zwischen einer Punktwolke und einem Spulenende

Wie einführend beschrieben, handelt es sich bei dem vorgestellten Algorithmus zur Abstandsberechnung lediglich um eine Approximation. Bei einer Torsion des Querschnitts entlang der Liniensegmente des Polygonzugs ist die zweidimensionale Abstandsberechnung für nicht rotationssymmetrische Geometrien in der Projektionsebene nicht mehr exakt. Zudem treten geringfügige Approximationsfehler bei der Berechnung der Eindringtiefen und Projektionsvektoren im Übergangsbereich zwischen zwei Liniensegmenten auf. Diese Fehler sind jedoch für moderate Winkel zwischen den Segmenten

vernachlässigbar klein (vgl. Abbildung A-3) und können im Rahmen der vorgestellten Kollisionsoptimierung toleriert werden.

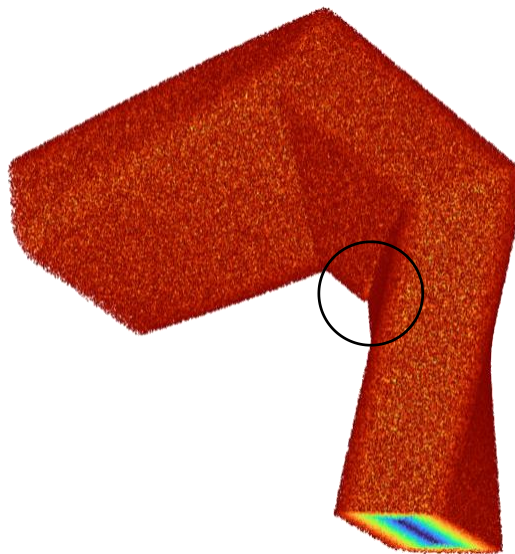


Abbildung A-3: Darstellung des Approximationsfehlers im Übergangsbereich zwischen Drahtsegmenten mit Querschnittstorsion und großen Winkeln zwischen benachbarten Liniensegmenten

Forschungsberichte aus dem wbk
Institut für Produktionstechnik
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

Bisher erschienene Bände:

Band 0

Dr.-Ing. Wu Hong-qi

Adaptive Volumenstromregelung mit Hilfe von drehzahlgeregelten Elektroantrieben

Band 1

Dr.-Ing. Heinrich Weiß

**Fräsen mit Schneidkeramik - Verhalten des System
Werkzeugmaschine-Werkzeug-Werkstück und Prozessanalyse**

Band 2

Dr.-Ing. Hans-Jürgen Stierle

Entwicklung und Untersuchung hydrostatischer Lager für die Axialkolbenmaschine

Band 3

Dr.-Ing. Herbert Hörner

Untersuchung des Geräuschverhaltens druckgeregelter Axialkolbenpumpen

Band 4

Dr.-Ing. Rolf-Dieter Brückbauer

Digitale Drehzahlregelung unter der besonderen Berücksichtigung von Quantisierungseffekten

Band 5

Dr.-Ing. Gerhard Staiger

Graphisch interaktive NC-Programmierung von Drehteilen im Werkstattbereich

Band 6

Dr.-Ing. Karl Peters

Ein Beitrag zur Berechnung und Kompensation von Positionierfehlern an Industrierobotern

Band 7

Dr.-Ing. Paul Stauss

Automatisierte Inbetriebnahme und Sicherung der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit numerisch gesteuerter Fertigungseinrichtungen

Band 8

Dr.-Ing. Günter Möckesch

Konzeption und Realisierung eines strategischen, integrierten Gesamtplanungs- und -bearbeitungssystems zur Optimierung der Drehteilorganisation für auftragsbezogene Drehereien

Band 9

Dr.-Ing. Thomas Oestreicher

Rechnergestützte Projektierung von Steuerungen

Band 10

Dr.-Ing. Thomas Selinger

Teilautomatisierte werkstattnahe NC-Programmerstellung im Umfeld einer integrierten Informationsverarbeitung

Band 11

Dr.-Ing. Thomas Buchholz

Prozessmodell Fräsen, Rechnerunterstützte Analyse, Optimierung und Überwachung

Band 12

Dr.-Ing. Bernhard Reichling

Lasergestützte Positions- und Bahnvermessung von Industrierobotern

Band 13

Dr.-Ing. Hans-Jürgen Lesser

Rechnergestützte Methoden zur Auswahl anforderungsgerechter Verbindungselemente

Band 14

Dr.-Ing. Hans-Jürgen Lauffer

Einsatz von Prozessmodellen zur rechnerunterstützten Auslegung von Räumwerkzeugen

Band 15

Dr.-Ing. Michael C. Wilhelm

Rechnergestützte Prüfplanung im Informationsverbund moderner Produktionssysteme

Band 16

Dr.-Ing. Martin Ochs

Entwurf eines Programmsystems zur wissensbasierten Planung und Konfigurierung

Band 17

Dr.-Ing. Heinz-Joachim Schneider

Erhöhung der Verfügbarkeit von hochautomatisierten Produktionseinrichtungen mit Hilfe der Fertigungsleittechnik

Band 18

Dr.-Ing. Hans-Reiner Ludwig

Beanspruchungsanalyse der Werkzeugschneiden beim Stirnplanfräsen

Band 19

Dr.-Ing. Rudolf Wieser

Methoden zur rechnergestützten Konfigurierung von Fertigungsanlagen

Band 20

Dr.-Ing. Edgar Schmitt

Werkstattsteuerung bei wechselnder Auftragsstruktur

Band 21

Dr.-Ing. Wilhelm Enderle

Verfügbarkeitssteigerung automatisierter Montagesysteme durch selbsttätige Behebung prozessbedingter Störungen

Band 22

Dr.-Ing. Dieter Buchberger

Rechnergestützte Strukturplanung von Produktionssystemen

Band 23

Prof. Dr.-Ing. Jürgen Fleischer

Rechnerunterstützte Technologieplanung für die flexibel automatisierte Fertigung von Abkantteilen

Band 24

Dr.-Ing. Lukas Loeffler

Adaptierbare und adaptive Benutzerschnittstellen

Band 25

Dr.-Ing. Thomas Friedmann

Integration von Produktentwicklung und Montageplanung durch neue rechnergestützte Verfahren

Band 26

Dr.-Ing. Robert Zurrin

Variables Formhonen durch rechnergestützte Hornprozessessteuerung

Band 27

Dr.-Ing. Karl-Heinz Bergen

Langhub-Innenrundhonen von Grauguss und Stahl mit einem elektromechanischem Vorschubsystem

Band 28

Dr.-Ing. Andreas Liebisch

Einflüsse des Festwalzens auf die Eigenspannungsverteilung und die Dauerfestigkeit einsatzgehärteter Zahnräder

Band 29

Dr.-Ing. Rolf Ziegler

Auslegung und Optimierung schneller Servopumpen

Band 30

Dr.-Ing. Rainer Bartl

Datenmodellgestützte Wissensverarbeitung zur Diagnose und Informationsunterstützung in technischen Systemen

Band 31

Dr.-Ing. Ulrich Golz

Analyse, Modellbildung und Optimierung des Betriebsverhaltens von Kugelgewindetrieben

Band 32

Dr.-Ing. Stephan Timmermann

Automatisierung der Feinbearbeitung in der Fertigung von Hohlformwerkzeugen

Band 33

Dr.-Ing. Thomas Noe

Rechnergestützter Wissenserwerb zur Erstellung von Überwachungs- und Diagnoseexpertensystemen für hydraulische Anlagen

Band 34

Dr.-Ing. Ralf Lenschow

Rechnerintegrierte Erstellung und Verifikation von Steuerungsprogrammen als Komponente einer durchgängigen Planungsmethodik

Band 35

Dr.-Ing. Matthias Kallabis

Räumen gehärteter Werkstoffe mit kristallinen Hartstoffen

Band 36

Dr.-Ing. Heiner-Michael Honeck

Rückführung von Fertigungsdaten zur Unterstützung einer fertigungsgerechten Konstruktion

Band 37

Dr.-Ing. Manfred Rohr

Automatisierte Technologieplanung am Beispiel der Komplettbearbeitung auf Dreh-/Fräszellen

Band 38

Dr.-Ing. Martin Steuer

Entwicklung von Softwarewerkzeugen zur wissensbasierten Inbetriebnahme von komplexen Serienmaschinen

Band 39

Dr.-Ing. Siegfried Beichter

Rechnergestützte technische Problemlösung bei der Angebotserstellung von flexiblen Drehzellen

Band 40

Dr.-Ing. Thomas Steitz

Methodik zur marktorientierten Entwicklung von Werkzeugmaschinen mit Integration von funktionsbasierter Strukturierung und Kostenschätzung

Band 41

Dr.-Ing. Michael Richter

Wissensbasierte Projektierung elektrohydraulischer Regelungen

Band 42

Dr.-Ing. Roman Kuhn

Technologieplanungssystem Fräsen. Wissensbasierte Auswahl von Werkzeugen, Schneidkörpern und Schnittbedingungen für das Fertigungsverfahren Fräsen

Band 43

Dr.-Ing. Hubert Klein

Rechnerunterstützte Qualitätssicherung bei der Produktion von Bauteilen mit frei geformten Oberflächen

Band 44

Dr.-Ing. Christian Hoffmann

Konzeption und Realisierung eines fertigungsintegrierten Koordinatenmessgerätes

Band 45

Dr.-Ing. Volker Frey

Planung der Leittechnik für flexible Fertigungsanlagen

Band 46

Dr.-Ing. Achim Feller

Kalkulation in der Angebotsphase mit dem selbsttätig abgeleiteten Erfahrungswissen der Arbeitsplanung

Band 47

Dr.-Ing. Markus Klaiber

Produktivitätssteigerung durch rechnerunterstütztes Einfahren von NC-Programmen

Band 48

Dr.-Ing. Roland Minges

Verbesserung der Genauigkeit beim fünffachsigen Fräsen von Freiformflächen

Band 49

Dr.-Ing. Wolfgang Bernhart

Beitrag zur Bewertung von Montagevarianten: Rechnergestützte Hilfsmittel zur kostenorientierten, parallelen Entwicklung von Produkt und Montagesystem

Band 50

Dr.-Ing. Peter Ganghoff

**Wissensbasierte Unterstützung der Planung technischer Systeme:
Konzeption eines Planungswerkzeuges und exemplarische Anwendung
im Bereich der Montagesystemplanung**

Band 51

Dr.-Ing. Frank Maier

**Rechnergestützte Prozessregelung beim flexiblen Gesenkbiegen durch
Rückführung von Qualitätsinformationen**

Band 52

Dr.-Ing. Frank Debus

**Ansatz eines rechnerunterstützten Planungsmanagements für die Planung
in verteilten Strukturen**

Band 53

Dr.-Ing. Joachim Weinbrecht

**Ein Verfahren zur zielorientierten Reaktion auf Planabweichungen in der
Werkstattregelung**

Band 54

Dr.-Ing. Gerd Herrmann

**Reduzierung des Entwicklungsaufwandes für anwendungsspezifische
Zellenrechnersoftware durch Rechnerunterstützung**

Band 55

Dr.-Ing. Robert Wassmer

**Verschleissentwicklung im tribologischen System Fräsen: Beiträge
zur Methodik der Prozessmodellierung auf der Basis tribologischer
Untersuchungen beim Fräsen**

Band 56

Dr.-Ing. Peter Uebelhoer

Inprocess-Geometriemessung beim Honen

Band 57

Dr.-Ing. Hans-Joachim Schelberg

Objektorientierte Projektierung von SPS-Software

Band 58

Dr.-Ing. Klaus Boes

Integration der Qualitätsentwicklung in featurebasierte CAD/CAM-Prozessketten

Band 59

Dr.-Ing. Martin Schreiber

Wirtschaftliche Investitionsbewertung komplexer Produktionssysteme unter Berücksichtigung von Unsicherheit

Band 60

Dr.-Ing. Ralf Steuernagel

Offenes adaptives Engineering-Werkzeug zur automatisierten Erstellung von entscheidungsunterstützenden Informationssystemen

Band 62

Dr.-Ing. Uwe Schauer

Qualitätsorientierte Feinbearbeitung mit Industrierobotern: Regelungsansatz für die Freiformflächenfertigung des Werkzeug- und Formenbaus

Band 63

Dr.-Ing. Simone Loeper

Kennzahlengestütztes Beratungssystem zur Verbesserung der Logistikleistung in der Werkstattfertigung

Band 64

Dr.-Ing. Achim Raab

Räumen mit hartstoffbeschichteten HSS-Werkzeugen

Band 65,

Dr.-Ing. Jan Erik Burghardt

Unterstützung der NC-Verfahrenskette durch ein bearbeitungselementorientiertes, lernfähiges Technologieplanungssystem

Band 66

Dr.-Ing. Christian Tritsch

Flexible Demontage technischer Gebrauchsgüter: Ansatz zur Planung und (teil-)automatisierten Durchführung industrieller Demontageprozesse

Band 67

Dr.-Ing. Oliver Eitrich

Prozessorientiertes Kostenmodell für die entwicklungsbegleitende Vorkalkulation

Band 68

Dr.-Ing. Oliver Wilke

Optimierte Antriebskonzepte für Räummaschinen - Potentiale zur Leistungssteigerung

Band 69

Dr.-Ing. Thilo Sieth

Rechnergestützte Modellierungsmethodik zerspantechnologischer Prozesse

Band 70

Dr.-Ing. Jan Linnenbuerger

Entwicklung neuer Verfahren zur automatisierten Erfassung der geometrischen Abweichungen an Linearachsen und Drehschwenkköpfen

Band 71

Dr.-Ing. Mathias Klimmek

Fraktionierung technischer Produkte mittels eines frei beweglichen Wasserstrahlwerkzeuges

Band 72

Dr.-Ing. Marko Hartel

Kennzahlenbasiertes Bewertungssystem zur Beurteilung der Demontage- und Recyclingeignung von Produkten

Band 73

Dr.-Ing. Jörg Schaupp

Wechselwirkung zwischen der Maschinen- und Hauptspindelantriebsdynamik und dem Zerspanprozess beim Fräsen

Band 74

Dr.-Ing. Bernhard Neisius

Konzeption und Realisierung eines experimentellen Telemanipulators für die Laparoskopie

Band 75

Dr.-Ing. Wolfgang Walter

Erfolgsversprechende Muster für betriebliche Ideenfindungsprozesse. Ein Beitrag zur Steigerung der Innovationsfähigkeit

Band 76

Dr.-Ing. Julian Weber

Ein Ansatz zur Bewertung von Entwicklungsergebnissen in virtuellen Szenarien

Band 77

Dr.-Ing. Dipl. Wirtsch.-Ing. Markus Posur

Unterstützung der Auftragsdurchsetzung in der Fertigung durch Kommunikation über mobile Rechner

Band 78

Dr.-Ing. Frank Fleissner

Prozessorientierte Prüfplanung auf Basis von Bearbeitungsobjekten für die Kleinserienfertigung am Beispiel der Bohr- und Fräsbearbeitung

Band 79

Dr.-Ing. Anton Haberkern

Leistungsfähigere Kugelgewindetriebe durch Beschichtung

Band 80

Dr.-Ing. Dominik Matt

Objektorientierte Prozess- und Strukturinnovation (OPUS)

Band 81

Dr.-Ing. Jürgen Andres

Robotersysteme für den Wohnungsbau: Beitrag zur Automatisierung des Mauerwerkabaus und der Elektroinstallation auf Baustellen

Band 82

Dr.-Ing. Dipl. WirtschaftsIng. Simone Riedmiller

Der Prozesskalender - Eine Methodik zur marktorientierten Entwicklung von Prozessen

Band 83

Dr.-Ing. Dietmar Tilch

Analyse der Geometrieparameter von Präzisionsgewinden auf der Basis einer Least-Squares-Estimation

Band 84

Dr.-Ing. Dipl.-Kfm. Oliver Stiefbold

Konzeption eines reaktionsschnellen Planungssystems für Logistikketten auf Basis von Software-Agenten

Band 85

Dr.-Ing. Ulrich Walter

Einfluss von Kühlschmierstoff auf den Zerspanprozess beim Fräsen: Beitrag zum Prozessverständnis auf Basis von zerspantechnischen Untersuchungen

Band 86

Dr.-Ing. Bernd Werner

Konzeption von teilautonomer Gruppenarbeit unter Berücksichtigung kultureller Einflüsse

Band 87

Dr.-Ing. Ulf Osmer

Projektieren Speicherprogrammierbarer Steuerungen mit Virtual Reality

Band 88

Dr.-Ing. Oliver Doerfel

**Optimierung der Zerspantechnik beim Fertigungsverfahren
Wälzstossen: Analyse des Potentials zur Trockenbearbeitung**

Band 89

Dr.-Ing. Peter Baumgartner

Stufenmethode zur Schnittstellengestaltung in der internationalen Produktion

Band 90

Dr.-Ing. Dirk Vossman

**Wissensmanagement in der Produktentwicklung durch Qualitäts-
methodenverbund und Qualitätsmethodenintegration**

Band 91

Dr.-Ing. Martin Plass

**Beitrag zur Optimierung des Honprozesses durch den Aufbau einer
Honprozessregelung**

Band 92

Dr.-Ing. Titus Konold

**Optimierung der Fünfsachsfräsbearbeitung durch eine kennzahlen-
unterstützte CAM-Umgebung**

Band 93

Dr.-Ing. Jürgen Brath

Unterstützung der Produktionsplanung in der Halbleiterfertigung durch risikoberücksichtigende Betriebskennlinien

Band 94

Dr.-Ing. Dirk Geisinger

Ein Konzept zur marktorientierten Produktentwicklung

Band 95

Dr.-Ing. Marco Lanza

Entwurf der Systemunterstützung des verteilten Engineering mit Axiomatic Design

Band 96

Dr.-Ing. Volker Hüntrup

Untersuchungen zur Mikrostrukturierbarkeit von Stählen durch das Fertigungsverfahren Fräsen

Band 97

Dr.-Ing. Frank Reinboth

Interne Stützung zur Genauigkeitsverbesserung in der Inertialmesstechnik: Beitrag zur Senkung der Anforderungen an Inertialsensoren

Band 98

Dr.-Ing. Lutz Trender

Entwicklungintegrierte Kalkulation von Produktlebenszykluskosten auf Basis der ressourcenorientierten Prozesskostenrechnung

Band 99

Dr.-Ing. Cornelia Kafka

Konzeption und Umsetzung eines Leitfadens zum industriellen Einsatz von Data-Mining

Band 100

Dr.-Ing. Gebhard Selinger

Rechnerunterstützung der informellen Kommunikation in verteilten Unternehmensstrukturen

Band 101

Dr.-Ing. Thomas Windmüller

Verbesserung bestehender Geschäftsprozesse durch eine mitarbeiterorientierte Informationsversorgung

Band 102

Dr.-Ing. Knud Lembke

Theoretische und experimentelle Untersuchung eines bistabilen elektrohydraulischen Linearantriebs

Band 103

Dr.-Ing. Ulrich Thies

Methode zur Unterstützung der variantengerechten Konstruktion von industriell eingesetzten Kleingeräten

Band 104

Dr.-Ing. Andreas Schmäzle

Bewertungssystem für die Generalüberholung von Montageanlagen –Ein Beitrag zur wirtschaftlichen Gestaltung geschlossener Facility- Management-Systeme im Anlagenbau

Band 105

Dr.-Ing. Thorsten Frank

Vergleichende Untersuchungen schneller elektromechanischer Vorschubachsen mit Kugelgewindetrieb

Band 106

Dr.-Ing. Achim Agostini

Reihenfolgeplanung unter Berücksichtigung von Interaktionen: Beitrag zur ganzheitlichen Strukturierung und Verarbeitung von Interaktionen von Bearbeitungsobjekten

Band 107

Dr.-Ing. Thomas Barrho

Flexible, zeitfenstergesteuerte Auftragseinplanung in segmentierten Fertigungsstrukturen

Band 108

Dr.-Ing. Michael Scharer

Quality Gate-Ansatz mit integriertem Risikomanagement

Band 109

Dr.-Ing. Ulrich Suchy

**Entwicklung und Untersuchung eines neuartigen Mischkopfes für das Wasser
Abrasivstrahlschneiden**

Band 110

Dr.-Ing. Sellal Mussa

Aktive Korrektur von Verlagerungsfehlern in Werkzeugmaschinen

Band 111

Dr.-Ing. Andreas Hühsam

Modellbildung und experimentelle Untersuchung des Wälzschälprozesses

Band 112

Dr.-Ing. Axel Plutowsky

**Charakterisierung eines optischen Messsystems und den Bedingungen des
Arbeitsraums einer Werkzeugmaschine**

Band 113

Dr.-Ing. Robert Landwehr

**Konsequent dezentralisierte Steuerung mit Industrial Ethernet und offenen
Applikationsprotokollen**

Band 114

Dr.-Ing. Christoph Dill

Turbulenzreaktionsprozesse

Band 115

Dr.-Ing. Michael Baumeister

Fabrikplanung im turbulenten Umfeld

Band 116

Dr.-Ing. Christoph Gönzheimer

**Konzept zur Verbesserung der Elektromagnetischen Verträglichkeit (EMV) in
Produktionssystemen durch intelligente Sensor/Aktor-Anbindung**

Band 117

Dr.-Ing. Lutz Demuß

**Ein Reifemodell für die Bewertung und Entwicklung von Dienstleistungs-
organisationen: Das Service Management Maturity Modell (SMMM)**

Band 118

Dr.-Ing. Jörg Söhner

Beitrag zur Simulation zerspanungstechnologischer Vorgänge mit Hilfe der Finite-Element-Methode

Band 119

Dr.-Ing. Judith Elsner

Informationsmanagement für mehrstufige Mikro-Fertigungsprozesse

Band 120

Dr.-Ing. Lijing Xie

Estimation Of Two-dimension Tool Wear Based On Finite Element Method

Band 121

Dr.-Ing. Ansgar Blessing

Geometrischer Entwurf mikromechatronischer Systeme

Band 122

Dr.-Ing. Rainer Ebner

Steigerung der Effizienz mehrachsiger Fräsprozesse durch neue Planungsmethoden mit hoher Benutzerunterstützung

Band 123

Dr.-Ing. Silja Klinkel

Multikriterielle Feinplanung in teilautonomen Produktionsbereichen – Ein Beitrag zur produkt- und prozessorientierten Planung und Steuerung

Band 124

Dr.-Ing. Wolfgang Neithardt

Methodik zur Simulation und Optimierung von Werkzeugmaschinen in der Konzept- und Entwurfsphase auf Basis der Mehrkörpersimulation

Band 125

Dr.-Ing. Andreas Mehr

Hartfeinbearbeitung von Verzahnungen mit kristallinen diamantbeschichteten Werkzeugen beim Fertigungsverfahren Wälzstoßen

Band 126

Dr.-Ing. Martin Gutmann

Entwicklung einer methodischen Vorgehensweise zur Diagnose von hydraulischen Produktionsmaschinen

Band 127

Dr.-Ing. Gisela Lanza

Simulative Anlaufunterstützung auf Basis der Qualitätsfähigkeiten von Produktionsprozessen

Band 128

Dr.-Ing. Ulf Dambacher

Kugelgewindetrieb mit hohem Druckwinkel

Band 129

Dr.-Ing. Carsten Buchholz

Systematische Konzeption und Aufbau einer automatisierten Produktionszelle für pulverspritzgegossene Mikrobauteile

Band 130

Dr.-Ing. Heiner Lang

Trocken-Räumen mit hohen Schnittgeschwindigkeiten

Band 131

Dr.-Ing. Daniel Nesges

Prognose operationeller Verfügbarkeiten von Werkzeugmaschinen unter Berücksichtigung von Serviceleistungen

Im Shaker Verlag erschienene Bände:

Band 132

Dr.-Ing. Andreas Bechle

Beitrag zur prozesssicheren Bearbeitung beim Hochleistungsfertigungsverfahren Wälzschälen

Band 133

Dr.-Ing. Markus Herm

Konfiguration globaler Wertschöpfungsnetzwerke auf Basis von Business Capabilities

Band 134

Dr.-Ing. Hanno Tritschler

Werkzeug- und Zerspanprozessoptimierung beim Hartfräsen von Mikrostrukturen in Stahl

Band 135

Dr.-Ing. Christian Munzinger

**Adaptronische Strebe zur Steifigkeitssteigerung
von Werkzeugmaschinen**

Band 136

Dr.-Ing. Andreas Stepping

**Fabrikplanung im Umfeld von Wertschöpfungsnetzwerken und
ganzheitlichen Produktionssystemen**

Band 137

Dr.-Ing. Martin Dyck

**Beitrag zur Analyse thermische bedingter Werkstückdeformationen
in Trockenbearbeitungsprozessen**

Band 138

Dr.-Ing. Siegfried Schmalzried

**Dreidimensionales optisches Messsystem für eine effizientere
geometrische Maschinenbeurteilung**

Band 139

Dr.-Ing. Marc Wawerla

Risikomanagement von Garantieleistungen

Band 140

Dr.-Ing. Ivesa Buchholz

**Strategien zur Qualitätssicherung mikromechanischer Bauteile
mittels multisensorieller Koordinatenmesstechnik**

Band 141

Dr.-Ing. Jan Kotschenreuther

**Empirische Erweiterung von Modellen der Makrozerspanung
auf den Bereich der Mikrobearbeitung**

Band 142

Dr.-Ing. Andreas Knödel

Adaptronische hydrostatische Drucktascheneinheit

Band 143

Dr.-Ing. Gregor Stengel

**Fliegendes Abtrennen räumlich gekrümmter Strangpressprofile mittels
Industrierobotern**

Band 144

Dr.-Ing. Udo Weismann

Lebenszyklusorientiertes interorganisationelles Anlagencontrolling

Band 145

Dr.-Ing. Rüdiger Pabst

Mathematische Modellierung der Wärmestromdichte zur Simulation des thermischen Bauteilverhaltens bei der Trockenbearbeitung

Band 146

Dr.-Ing. Jan Wieser

Intelligente Instandhaltung zur Verfügbarkeitssteigerung von Werkzeugmaschinen

Band 147

Dr.-Ing. Sebastian Haupt

Effiziente und kostenoptimale Herstellung von Mikrostrukturen durch eine Verfahrenskombination von Bahnerosion und Laserablation

Band 148

Dr.-Ing. Matthias Schlipf

Statistische Prozessregelung von Fertigungs- und Messprozess zur Erreichung einer variabilitätsarmen Produktion mikromechanischer Bauteile

Band 149

Dr.-Ing. Jan Philipp Schmidt-Ewig

Methodische Erarbeitung und Umsetzung eines neuartigen Maschinenkonzeptes zur produktflexiblen Bearbeitung räumlich gekrümmter Strangpressprofile

Band 150

Dr.-Ing. Thomas Ender

Prognose von Personalbedarfen im Produktionsanlauf unter Berücksichtigung dynamischer Planungsgrößen

Band 151

Dr.-Ing. Kathrin Peter

Bewertung und Optimierung der Effektivität von Lean Methoden in der Kleinserienproduktion

Band 152

Dr.-Ing. Matthias Schopp

Sensorbasierte Zustandsdiagnose und -prognose von Kugelgewindetrieben

Band 153

Dr.-Ing. Martin Kipfmüller

Aufwandsoptimierte Simulation von Werkzeugmaschinen

Band 154

Dr.-Ing. Carsten Schmidt

Development of a database to consider multi wear mechanisms within chip forming simulation

Band 155

Dr.-Ing. Stephan Niggeschmidt

Ausfallgerechte Ersatzteilbereitstellung im Maschinen- und Anlagenbau mittels lastabhängiger Lebensdauerprognose

Band 156

Dr.-Ing. Jochen Conrad Peters

Bewertung des Einflusses von Formabweichungen in der Mikro-Koordinatenmesstechnik

Band 157

Dr.-Ing. Jörg Ude

Entscheidungsunterstützung für die Konfiguration globaler Wertschöpfungsnetzwerke

Band 158

Dr.-Ing. Stefan Weiler

Strategien zur wirtschaftlichen Gestaltung der globalen Beschaffung

Band 159

Dr.-Ing. Jan Rühl

Monetäre Flexibilitäts- und Risikobewertung

Band 160

Dr.-Ing. Daniel Ruch

Positions- und Konturerfassung räumlich gekrümmter Profile auf Basis bauteilimmanenter Markierungen

Band 161

Dr.-Ing. Manuel Tröndle

Flexible Zuführung von Mikrobauteilen mit piezoelektrischen Schwingförderern

Band 162

Dr.-Ing. Benjamin Viering

Mikroverzahnungsnormal

Band 163

Dr.-Ing. Chris Becke

Prozesskrafttrichtungsangepasste Frässtrategien zur schädigungsarmen Bohrungsbearbeitung an faserverstärkten Kunststoffen

Band 164

Dr.-Ing. Patrick Werner

Dynamische Optimierung und Unsicherheitsbewertung der lastabhängigen präventiven Instandhaltung von Maschinenkomponenten

Band 165

Dr.-Ing. Martin Weis

Kompensation systematischer Fehler bei Werkzeugmaschinen durch self-sensing Aktoren

Band 166

Dr.-Ing. Markus Schneider

Kompensation von Konturabweichungen bei gerundeten Strangpressprofilen durch robotergestützte Führungswerkzeuge

Band 167

Dr.-Ing. Ester M. R. Ruprecht

Prozesskette zur Herstellung schichtbasierter Systeme mit integrierten Kavitäten

Band 168

Dr.-Ing. Alexander Broos

Simulationsgestützte Ermittlung der Komponentenbelastung für die Lebensdauerprognose an Werkzeugmaschinen

Band 169

Dr.-Ing. Frederik Zanger

Segmentspannbildung, Werkzeugverschleiß, Randschichtzustand und Bauteileigenschaften: Numerische Analysen zur Optimierung des Zerspanungsprozesses am Beispiel von Ti-6Al-4V

Band 170

Dr.-Ing. Benjamin Behmann

Servicefähigkeit

Band 171

Dr.-Ing. Annabel Gabriele Jondral

Simulationsgestützte Optimierung und Wirtschaftlichkeitsbewertung des Lean-Methodeneinsatzes

Band 172

Dr.-Ing. Christoph Ruhs

Automatisierte Prozessabfolge zur qualitätssicheren Herstellung von Kavitäten mittels Mikrobahnerosion

Band 173

Dr.-Ing. Steven Peters

Markoffsche Entscheidungsprozesse zur Kapazitäts- und Investitionsplanung von Produktionssystemen

Band 174

Dr.-Ing. Christoph Kühlewein

Untersuchung und Optimierung des Wälzschälverfahrens mit Hilfe von 3D-FEM-Simulation – 3D-FEM Kinematik- und Spanbildungssimulation

Band 175

Dr.-Ing. Adam-Mwanga Dieckmann

Auslegung und Fertigungsprozessgestaltung sintergefügter Verbindungen für μ MIM-Bauteile

Band 176

Dr.-Ing. Heiko Hennrich

Aufbau eines kombinierten belastungs- und zustandsorientierten Diagnose- und Prognosesystems für Kugelgewindetriebe

Band 177

Dr.-Ing. Stefan Herder

Piezoelektrischer Self-Sensing-Aktor zur Vorspannungsregelung in adaptronischen Kugelgewindetrieben

Band 178

Dr.-Ing. Alexander Ochs

Ultraschall-Strömungsgreifer für die Handhabung textiler Halbzeuge bei der automatisierten Fertigung von RTM-Bauteilen

Band 179

Dr.-Ing. Jürgen Michna

Numerische und experimentelle Untersuchung zerspanungsbedingter Gefügeumwandlungen und Modellierung des thermo-mechanischen Lastkollektivs beim Bohren von 42CrMo4

Band 180

Dr.-Ing. Jörg Elser

Vorrichtungsfreie räumliche Anordnung von Fügepartnern auf Basis von Bauteilmarkierungen

Band 181

Dr.-Ing. Katharina Klimscha

Einfluss des Fügespalts auf die erreichbare Verbindungsqualität beim Sinterfügen

Band 182

Dr.-Ing. Patricia Weber

Steigerung der Prozesswiederholbarkeit mittels Analyse akustischer Emissionen bei der Mikrolaserablation mit UV-Pikosekundenlasern

Band 183

Dr.-Ing. Jochen Schädel

Automatisiertes Fügen von Tragprofilen mittels Faserwickeln

Band 184

Dr.-Ing. Martin Krauß

Aufwandsoptimierte Simulation von Produktionsanlagen durch Vergrößerung der Geltungsbereiche von Teilmodellen

Band 185

Dr.-Ing. Raphael Moser

Strategische Planung globaler Produktionsnetzwerke

Bestimmung von Wandlungsbedarf und Wandlungszeitpunkt mittels multikriterieller Optimierung

Band 186

Dr.-Ing. Martin Otter

Methode zur Kompensation fertigungsbedingter Gestaltabweichungen für die Montage von Aluminium Space-Frame-Strukturen

Band 187

Dr.-Ing. Urs Leberle

Produktive und flexible Gleitförderung kleiner Bauteile auf phasenflexiblen Schwingförderern mit piezoelektrischen 2D-Antriebselementen

Band 188

Dr.-Ing. Johannes Book

Modellierung und Bewertung von Qualitätsmanagementstrategien in globalen Wertschöpfungsnetzwerken

Band 189

Dr.-Ing. Florian Ambrosy

Optimierung von Zerspanungsprozessen zur prozesssicheren Fertigung nanokristalliner Randschichten am Beispiel von 42CrMo4

Band 190

Dr.-Ing. Adrian Kölmel

Integrierte Messtechnik für Prozessketten unreifer Technologien am Beispiel der Batterieproduktion für Elektrofahrzeuge

Band 191

Dr.-Ing. Henning Wagner

Featurebasierte Technologieplanung zum Preforming von textilen Halbzeugen

Band 192

Dr.-Ing. Johannes Gebhardt

**Strukturoptimierung von in FVK eingebetteten metallischen
Lasteinleitungselementen**

Band 193

Dr.-Ing. Jörg Bauer

**Hochintegriertes hydraulisches Vorschubsystem für die Bearbeitung kleiner
Werkstücke mit hohen Fertigungsanforderungen**

Band 194

Dr.-Ing. Nicole Stricker

Robustheit verketteter Produktionssysteme

Robustheitsevaluation und Selektion des Kennzahlensystems der Robustheit

Band 195

Dr.-Ing. Anna Sauer

**Konfiguration von Montagelinien unreifer Produkttechnologien am Beispiel
der Batteriemontage für Elektrofahrzeuge**

Band 196

Dr.-Ing. Florian Sell-Le Blanc

Prozessmodell für das Linearwickeln unrunder Zahnspulen

Ein Beitrag zur orthozyklischen Spulenwickeltechnik

Band 197

Dr.-Ing. Frederic Förster

**Geregeltes Handhabungssystem zum zuverlässigen und energieeffizienten
Handling textiler Kohlenstofffaserzuschnitte**

Band 198

Dr.-Ing. Nikolay Boev

**Numerische Beschreibung von Wechselwirkungen zwischen Zerspanprozess
und Maschine am Beispiel Räumen**

Band 199

Dr.-Ing. Sebastian Greinacher

**Simulationsgestützte Mehrzieloptimierung schlanker und ressourcen-
effizienter Produktionssysteme**

Band 200

Dr.-Ing. Benjamin Häfner

Lebensdauerprognose in Abhängigkeit der Fertigungsabweichungen bei Mikroverzahnungen

Band 201

Dr.-Ing. Stefan Klotz

Dynamische Parameteranpassung bei der Bohrungsherstellung in faserverstärkten Kunststoffen unter zusätzlicher Berücksichtigung der Einspannsituation

Band 202

Dr.-Ing. Johannes Stoll

Bewertung konkurrierender Fertigungsfolgen mittels Kostensimulation und stochastischer Mehrzieloptimierung

Anwendung am Beispiel der Blechpaketfertigung für automobiler Elektromotoren

Band 203

Dr.-Ing. Simon-Frederik Koch

Fügen von Metall-Faserverbund-Hybridwellen im Schleuderverfahren

ein Beitrag zur fertigungsgerechten intrinsischen Hybridisierung

Band 204

Dr.-Ing. Julius Ficht

Numerische Untersuchung der Eigenspannungsentwicklung für sequenzielle Zerspanungsprozesse

Band 205

Dr.-Ing. Manuel Baumeister

Automatisierte Fertigung von Einzelblattstapeln in der Lithium-Ionen-Zellproduktion

Band 206

Dr.-Ing. Daniel Bertsch

Optimierung der Werkzeug- und Prozessauslegung für das Wälzschälen von Innenverzahnungen

Band 207

Dr.-Ing. Kyle James Kippenbrock

Deconvolution of Industrial Measurement and Manufacturing Processes for Improved Process Capability Assessments

Band 208

Dr.-Ing. Farboud Bejnoud

Experimentelle Prozesskettenbetrachtung für Räumbauteile am Beispiel einer einsatzgehärteten PKW-Schiebemuffe

Band 209

Dr.-Ing. Steffen Dosch

Herstellungsübergreifende Informationsübertragung zur effizienten Produktion von Werkzeugmaschinen am Beispiel von Kugelgewindetrieben

Band 210

Dr.-Ing. Emanuel Moser

Migrationsplanung globaler Produktionsnetzwerke

Bestimmung robuster Migrationspfade und risiko-effizienter Wandlungsbefähiger

Band 211

Dr.-Ing. Jan Hochdörffer

Integrierte Produktallokationsstrategie und Konfigurationssequenz in globalen Produktionsnetzwerken

Band 212

Dr.-Ing. Tobias Arndt

Bewertung und Steigerung der Prozessqualität in globalen Produktionsnetzwerken

Band 213

Dr.-Ing. Manuel Peter

Unwuchtminimale Montage von Permanentmagnetrotoren durch modellbasierte Online-Optimierung

Band 214

Dr.-Ing. Robin Kopf

Kostenorientierte Planung von Fertigungsfolgen additiver Technologien

Band 215

Dr.-Ing. Harald Meier

**Einfluss des Räumens auf den Bauteilzustand in der Prozesskette
Weichbearbeitung – Wärmebehandlung – Hartbearbeitung**

Band 216

Dr.-Ing. Daniel Brabandt

**Qualitätssicherung von textilen Kohlenstofffaser-Preforms mittels
optischer Messtechnik**

Band 217

Dr.-Ing. Alexandra Schabunow

**Einstellung von Aufnahmeparametern mittels projektionsbasierter Qualitäts-
kenngrößen in der industriellen Röntgen-Computertomographie**

Band 218

Dr.-Ing. Jens Bürgin

Robuste Auftragsplanung in Produktionsnetzwerken

Mittelfristige Planung der variantenreichen Serienproduktion unter Unsicherheit der
Kundenauftragskonfigurationen

Band 219

Dr.-Ing. Michael Gerstenmeyer

**Entwicklung und Analyse eines mechanischen Oberflächenbehandlungs-
verfahrens unter Verwendung des Zerspanungswerkzeuges**

Band 220

Dr.-Ing. Jacques Burtscher

**Erhöhung der Bearbeitungsstabilität von Werkzeugmaschinen durch
semi-passive masseneinstellbare Dämpfungssysteme**

Band 221

Dr.-Ing. Dietrich Berger

**Qualitätssicherung von textilen Kohlenstofffaser-Preforms mittels prozess-
integrierter Wirbelstromsensor-Arrays**

Band 222

Dr.-Ing. Fabian Johannes Ballier

**Systematic gripper arrangement for a handling device in lightweight
production processes**

Band 223

Dr.-Ing. Marielouise Schäferling, geb. Zaiß

Development of a Data Fusion-Based Multi-Sensor System for Hybrid Sheet Molding Compound

Band 224

Dr.-Ing. Quirin Spiller

Additive Herstellung von Metallbauteilen mit dem ARBURG Kunststoff-Freiformen

Band 225

Dr.-Ing. Andreas Spohrer

Steigerung der Ressourceneffizienz und Verfügbarkeit von Kugelgewindetrieben durch adaptive Schmierung

Band 226

Dr.-Ing. Johannes Fisel

Veränderungsfähigkeit getakteter Fließmontagesysteme

Planung der Fließbandabstimmung am Beispiel der Automobilmontage

Band 227

Dr.-Ing. Patrick Bollig

Numerische Entwicklung von Strategien zur Kompensation thermisch bedingter Verzüge beim Bohren von 42CrMo4

Band 228

Dr.-Ing. Ramona Pfeiffer, geb. Singer

Untersuchung der prozessbestimmenden Größen für die anforderungsgerechte Gestaltung von Pouchzellen-Verpackungen

Band 229

Dr.-Ing. Florian Baumann

Additive Fertigung von endlosfaserverstärkten Kunststoffen mit dem ARBURG Kunststoff-Freiform Verfahren

Band 230

Dr.-Ing. Tom Stähr

Methodik zur Planung und Konfigurationsauswahl skalierbarer Montagesysteme – Ein Beitrag zur skalierbaren Automatisierung

Band 231

Dr.-Ing. Jan Schwennen

Einbringung und Gestaltung von Lasteinleitungsstrukturen für im RTM-Verfahren hergestellte FVK-Sandwichbauteile

Band 232

Dr.-Ing. Sven Coutandin

Prozessstrategien für das automatisierte Preforming von bebinderten textilen Halbzeugen mit einem segmentierten Werkzeugsystem

Band 233

Dr.-Ing. Christoph Liebrecht

Entscheidungsunterstützung für den Industrie 4.0-Methodeneinsatz
Strukturierung, Bewertung und Ableitung von Implementierungsreihenfolgen

Band 234

Dr.-Ing. Stefan Treber

Transparenzsteigerung in Produktionsnetzwerken
Verbesserung des Störungsmanagements durch verstärkten Informationsaustausch

Band 235

Dr.-Ing. Marius Dackweiler

Modellierung des Fügewickelprozesses zur Herstellung von leichten Fachwerkstrukturen

Band 236

Dr.-Ing. Fabio Echsler Minguillon

Prädiktiv-reaktives Scheduling zur Steigerung der Robustheit in der Matrix-Produktion

Band 237

Dr.-Ing. Sebastian Haag

Entwicklung eines Verfahrensablaufes zur Herstellung von Batteriezellstapeln mit großformatigem, rechteckigem Stapelformat und kontinuierlichen Materialbahnen

Band 238

Dr.-Ing. Raphael Wagner

Strategien zur funktionsorientierten Qualitätsregelung in der Serienproduktion

Band 239

Dr.-Ing. Christopher Ehrmann

Ausfallfrüherkennung von Ritzel-Zahnstangen- Trieben mittels Acoustic Emission

Band 240

Dr.-Ing. Janna Hofmann

Prozessmodellierung des Fünf-Achs-Nadelwickelns zur Implementierung einer trajektoriebasierten Drahtzugkraftregelung

Band 241

Dr.-Ing. Andreas Kuhnle

Adaptive Order Dispatching based on Reinforcement Learning

Application in a Complex Job Shop in the Semiconductor Industry

Band 242

Dr.-Ing. Andreas Greiber

Fertigung optimierter technischer Oberflächen durch eine Verfahrenskombination aus Fliehkraft-Tauchgleitschleifen und Laserablation
Prozesseinflüsse und Prozessauslegung

Band 243

Dr.-Ing. Jan Niclas Eschner

Entwicklung einer akustischen Prozessüberwachung zur Porenbestimmung im Laserstrahlschmelzen

Band 244

Dr.-Ing. Sven Roth

Schädigungsfreie Anbindung von hybriden FVK/Metall-Bauteilen an metallische Tragstrukturen durch Widerstandspunktschweißen

Band 245

Dr.-Ing. Sina Kathrin Peukert

Robustheitssteigerung in Produktionsnetzwerken mithilfe eines integrierten Störungsmanagements

Band 246

Dr.-Ing. Alexander Jacob

Hochiterative Technologieplanung

Rekursive Optimierung produkt- und fertigungsbezogener Freiheitsgrade am Beispiel der hybrid-additiven Fertigung

Band 247

Dr.-Ing. Patrick Moll

Ressourceneffiziente Herstellung von Langfaser-Preforms im Faserblasverfahren

Band 248

Dr.-Ing. Eric Thore Segebade

Erhöhung der Verschleißbeständigkeit von Bauteilen aus Ti-6Al-4V mittels simulationsgestützter Zerspanung und mechanischer Mikrotexturierung

Band 249

Dr.-Ing. Shun Yang

Regionalized implementation strategy of smart automation within assembly systems in China

Band 250

Dr.-Ing. Constantin Carl Hofmann

Vorausschauende und reaktive Mehrzieloptimierung für die Produktionssteuerung einer Matrixproduktion

Band 251

Dr.-Ing. Paul Ruhland

Prozesskette zur Herstellung von hybriden Faser-Metall-Preforms

Modellbildung und Optimierung des Binderauftrags und der Drapierung für stabförmige Bauteile

Band 252

Dr.-Ing. Leonard Schild

Erzeugung und Verwendung von Anwendungswissen in der industriellen Computertomographie

Band 253

Dr.-Ing. Benedikt Klee

Analyse von Phaseninformationen in Videodaten zur Identifikation von Schwingungen in Werkzeugmaschinen

Band 254

Dr.-Ing. Bruno Vargas

Wälzschälen mit kleinen Achskreuzwinkeln

Prozessgrenzen und Umsetzbarkeit

Band 255

Dr.-Ing. Lucas Bretz

Function-oriented in-line quality assurance of hybrid sheet molding compound

Band 256

Dr.-Ing. Bastian Rothaupt

Dämpfung von Bauteilschwingungen durch einstellbare Werkstückdirektspannung mit Hydrodehnspanntechnik

Band 257

Dr.-Ing. Daniel Kupzik

Robotic Swing Folding of three-dimensional UD-tape-based Reinforcement Structures

Band 258

Dr.-Ing. Bastian Verhaelen

(De-)Zentralisierung von Entscheidungen in globalen Produktionsnetzwerken

Strategie- und komplexitätsorientierte Gestaltung der Entscheidungsautonomie

Band 259

Dr.-Ing. Hannes Wilhelm Weinmann

Integration des Vereinzelungs- und Stapelbildungsprozesses in ein flexibel und kontinuierlich arbeitendes Anlagenmodul für die Li-Ionen Batteriezellfertigung

Band 260

Dr.-Ing. Florian Stamer

Dynamische Lieferzeit-Preisgestaltung in variantenreicher Produktion

Ein adaptiver Ansatz mithilfe von Reinforcement Learning

Band 261

Dr.-Ing. Patrick Neuenfeldt

Modellbildung des Tauchgleitschleifens zur Abtrag- und Topografievorhersage an komplexen Geometrien

Band 262

Dr.-Ing. Boris Matuschka

Energieeffizienz in Prozessketten: Analyse und Optimierung von Energieflüssen bei der Herstellung eines PKW-Getriebebauteils aus 16MnCr5

Band 263

Dr.-Ing. Tobias Schlagenhauf

Bildbasierte Quantifizierung und Prognose des Verschleißes an Kugelgewindetriebspindeln

Ein Beitrag zur Zustandsüberwachung von Kugelgewindetrieben mittels Methoden des maschinellen Lernens

Band 264

Dr.-Ing. Benedict Stampfer

Entwicklung eines multimodalen Prozessmodells zur Oberflächenkonditionierung beim Außenlängsdrehen von 42CrMo4

Band 265

Dr.-Ing. Carmen Maria Krahe

KI-gestützte produktionsgerechte Produktentwicklung

Automatisierte Wissensextraktion aus vorhandenen Produktgenerationen

Band 266

Dr.-Ing. Markus Netzer

Intelligente Anomalieerkennung für hochflexible Produktionsmaschinen

Prozessüberwachung in der Brownfield Produktion

Band 267

Dr.-Ing. Simon Raphael Merz

Analyse der Kinematik und Kinetik von Planetenwälzgewindetrieben

Band 268

Dr.-Ing. Rainer Maria Silbernagel

Funktionsorientierte Qualitätsregelung in Produktionsnetzwerken

Qualitätsmanagement in der Produktion hochpräziser Produkte durch netzwerkweite Datenintegration

Band 269

Dr.-Ing. Jonas Nieschlag

Gestaltung und Prozessanalyse für im Schleuderverfahren hergestellte FKV-Metall-Hohlstrukturen

Band 270

Dr.-Ing. Lukas Matthias Weiser

In-Process Porositätserkennung für den PBF-LB/M-Prozess

Band 271

Dr.-Ing. Leonard Vincent Overbeck

Digital Twins of production systems

Automated validation and update of material flow simulation models with real data

Band 272

Dr.-Ing. Felix Klenk

Transparenzsteigerung in der Rückführungslogistik zur Verbesserung der Materialbedarfsplanung für das Remanufacturing

Band 273

Dr.-Ing. Benjamin Bold

Kompensation der Wrinkle-Bildung beim Kalandrieren von Lithium-Ionen-Kathoden

Vom Prozessverständnis des Kalandrierens bis zur Prozessoptimierung mittels Anti-Wrinkle-Modul

Band 274

Dr.-Ing. Daniel Gauder

Adaptive in-line Qualitätsregelung in der Mikro-Verzahnungsfertigung

Band 275

Dr.-Ing. Fabian Sasse

Ontologie-basierte Entscheidungsunterstützung für die Auswahl von Messsystemen in unreifen Produktionsprozessen

Band 276

Dr.-Ing. Jonas Hillenbrand

Unsupervised Condition-Monitoring für Kugelgewindetriebe mittels Acoustic Emission

Band 277

Dr.-Ing. Manuela Neuenfeldt

Untersuchung des Einflusses der PBF-LB-Stellgrößen auf die zerspanende Bearbeitung additiv gefertigter Stahlbauteile

Band 278

Dr.-Ing. Marvin Carl May

Intelligent production control for time-constrained complex job shops

Band 279

Dr.-Ing. Philipp Gönnerheimer

Automatisierte Bereitstellung von Maschinensteuerungsdaten in Brownfield-Produktionssystemen

Ein Beitrag zur Digitalisierung von Bestandsanlagen am Beispiel von Werkzeugmaschinen

Band 280

Dr.-Ing. Markus Schäfer

Kollisionsvermeidung für Endeffektoren mit integriertem LiDAR-System in der MRK

Ein Beitrag zur Mensch-Roboter-Kollaboration

Band 281

Dr.-Ing. Oliver Brützel

Decision Support System for the Optimisation of Global Production Networks

Development of a Digital Twin for Product Allocation and Robust Line Configuration

Band 282

Dr.-Ing. Gregor Graf

Qualifizierung der Legierung FeNiCoMoVTiAl im LPBF-Prozess unter Verwendung einer Doppellaser-Belichtungsstrategie

Band 283

Dr.-Ing. Maximilian Torsten Halwas

Kompaktwickelprozess zur Erhöhung der Performance von Statoren elektrischer Traktionsantriebe

Band 284

Dr.-Ing. Magnus Kandler

Menschzentriertes Implementierungsvorgehen für das Digitale Shopfloor Management - Förderung der Selbstorganisation unter Berücksichtigung der Mitarbeiterakzeptanz

Band 285

Dr.-Ing. Michael Baranowski

Additive Herstellung endlosfaserverstärkter Kunststoffbauteile mit dem Laser-Sinterprozess

Maschinentechnik, Prozessentwicklung und -modellierung

Band 286

Dr.-Ing. Tobias Storz

Flexibel automatisierte Assemblierung von Li-Ionen-Pouchzellen

Agile Anlagentechnik für die Prozesskette Stapelbildung, Kontaktierung und Heißsiegeln

Band 287

Dr.-Ing. Nikolas Sven Matkovic

Additive Individualization of Continuous-Discontinuous Reinforced Thermoplastics

Band 288

Dr.-Ing. Marco Wurster

Planung und Steuerung agiler hybrider Demontagesysteme im Remanufacturing

Band 289

Dr.-Ing. Felix Johannes Wirth

Prozessgeregelte Formgebung von Hairpin-Steckspulen für elektrische Traktionsmotoren

Band 290

Dr.-Ing. Patrizia Konstanze Gartner

Konzept eines Selbstheilungsmechanismus für Polymerelektrolytmembranen

Optimierung der Lebensdauer und der Effizienz von Brennstoffzellen

Band 291

Dr.-Ing. Jens Schäfer

Funktionsintegriertes Handhabungssystem zur geometrieflexiblen, positionsgenauen Einzellagenstapelung in der Brennstoffzellenstackfertigung

Band 292

Dr.-Ing. Gwen Louis Steier

Strategischer Fit in globalen Produktionsnetzwerken

Entscheidungsunterstützung für die strategische Netzwerkkonfiguration

Band 293

Dr.-Ing. Louis Schäfer

Assistierte, modellbasierte Grobplanung von Produktionssystemen mittels Mehrzieloptimierung:

Anwendung am Beispiel hochautomatisierter Schweißlinien für die Automobilzuliefererindustrie

Band 294

Dr.-Ing. Jan-Philipp Kaiser

Autonomous View Planning using Reinforcement Learning

Modeling and Application for Visual Inspection in Remanufacturing

Band 295

Dr.-Ing. Wilken Wößner

Identifikation und Reduktion der Ursachen von Unwuchtänderungen an Permanentmagnetrotoren elektrischer Traktionsantriebe

Band 296

Dr.-Ing. Ann-Kathrin Wurba

Reduktion der Längsfaltenbildung während des Kalandrierens von Batterieelektroden

Band 297

Dr.-Ing. Simon Mangold

Automatisierte Demontage von Schraubverbindungen für das Remanufacturing

Konzeption, Aufbau und Betrieb einer Demontagezelle

Band 298

Dr.-Ing. Eduard Gerlitz

Flexibles Trennen von Zellkontaktierungen in Lithium-Ionen-Batteriemodulen

Ein Beitrag zur automatisierten und flexiblen Demontage von Traktionsbatterien

Band 299

Dr.-Ing. Edgar Mühlbeier

Mechatronisches Koppelsystem für die prozessunabhängige, kraftgeregelte Kopplung von seriellen Roboterkinematiken

Band 300

Dr.-Ing. Martin Benfer

Decision-Making in Production Network Configuration

A Design Framework for Digital Twins of Global Production Networks

Band 301

Dr.-Ing. Victor Lubkowitz

Keramikverstärkte Aluminiumwerkstoffe für das pulverbettbasierte selektive Laserschmelzen

Beschichtung, Werkstoff- und Oberflächeneigenschaften von Mikro-B₄C- und Nano-TiC-verstärkten AlSi10Mg-Feedstocks, verarbeitet im PBF-LB-Prozess

Band 302

Dr.-Ing. Alex Frey

Datenbasierte Erstellung und Überprüfung von Modellen zur Produkt- und Prozesskonfiguration

Band 303

Dr.-Ing. Johannes Schubert

Werkstoff- und Prozessanalyse zur Herstellung keramischer Werkstoffverbunde mittels badbasierter Photopolymerisation (VPP-LED)

Band 304

Dr.-Ing. Tassilo Arndt

Simulative und experimentelle Untersuchung des Rotationsunrunddrehens zur hochproduktiven Herstellung unrunder Bauteilquerschnitte

Band 305

Dr.-Ing. Kamal Hussein

Modellierung maschinenseitiger Einflüsse auf den Vereinzelungs- und Stapelbildungsprozess von Batteriezellen

Band 306

Dr.-Ing. Marco Friedmann

Automatisierte Konfiguration von Greiferfingern aus einem modularen Baukasten

Band 307

Dr.-Ing. Jannik Konstantin Schwalm

Hämmerndes Drehen

Entwicklung eines hybriden Prozesses zur hauptzeitparallelen mechanischen Oberflächenbehandlung und Oberflächentexturierung während der Zerspanung

Band 308

Dr.-Ing. Dominik Mayer

Analyse prozessübergreifender Wirkzusammenhänge zur Modellierung der Stapelbildung in der Batteriezellfertigung

Ein Beitrag zur Bewertung geometrischer Effekte in Elektroden auf die Stapelgenauigkeit

Band 309

Dr.-Ing. Markus Heim

Demontage von Magneten aus permanentmagneterregten Synchronmaschinen

Ressourceneffizienz durch Werterhaltung

Band 310

Dr.-Ing. Ludwig Benedikt Hausmann

Kinematisches Twisten von Statoren mit Hairpin-Wicklung für elektrische Traktionsmotoren

