

# BEITRÄGE ZUR UMFORMTECHNIK



Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Mathias Liewald MBA  
Institut für Umformtechnik, Universität Stuttgart

David Wüterich

96

FE-Analyse des mehrstufigen  
Biegeprozesses von Flachpaketstatoren  
für elektrische Maschinen



Universität Stuttgart



# **FE-Analyse des mehrstufigen Biegeprozesses von Flachpaketstatoren für elektrische Maschinen**

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

von  
David Wüterich  
aus Zwolle, Niederlande

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Mathias Liewald MBA

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Bernd Engel

Tag der mündlichen Prüfung: 09.08.2023

Institut für Umformtechnik der Universität Stuttgart

2023

David Wüterich, M. Sc.  
Institut für Umformtechnik  
Universität Stuttgart

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Mathias Liewald MBA  
Institut für Umformtechnik  
Universität Stuttgart

**D93**

**ISBN 978-3-946818-22-9**

**Institut für Umformtechnik**

Universität Stuttgart  
Holzgartenstraße 17  
70174 Stuttgart  
[www.ifu.uni-stuttgart.de](http://www.ifu.uni-stuttgart.de)

Printed in Germany

## Geleitwort des Herausgebers

Die langjährige Buchreihe „Beiträge zur Umformtechnik“ enthält Forschungsberichte und abgeschlossene Dissertationen, die am Institut für Umformtechnik (IFU) der Universität Stuttgart aus einer mehrjährigen wissenschaftlichen Arbeit zu einem Forschungsthema aus der Umformtechnik entstanden sind. Auch sind in dieser Buchreihe Abschlussberichte von Forschungsarbeiten zu aktuellen Fragestellungen der Umformtechnik enthalten.

**Umformen ist die gezielte Änderung der Form, der Oberfläche und der Eigenschaften eines metallischen Körpers unter Beibehaltung von Masse und Stoffzusammenhalt.**

Diese Definition für das Umformen von metallischen Körpern in Anlehnung an DIN 8580 beschreibt nicht nur die gezielte Änderung der Form, sondern auch die der Oberfläche und der Eigenschaften des Produktes durch den Umformvorgang. Die Technik des Umformens befasst sich daher nicht nur mit Arbeiten zur Erlangung eines vertieften Prozessverständnisses und der Auslegung von Betriebsmitteln, sondern auch mit Methoden für eine zuverlässige Vorausbestimmbarkeit der finalen Produkteigenschaften. Dabei kommt der mathematischen Beschreibung des Umformvorganges und der Modellierung grundlegender physikalischer Phänomene wie z. B. der verfahrensspezifischen Tribologie und dem Werkstoffverhalten eine besondere Bedeutung bzgl. der Güte von numerischen Simulationsrechnungen mit der Methode der Finiten Elemente (FEM) zu.

Oftmals geht dabei die intuitive, auf aktuellen Grundlagenkenntnissen basierende Forschung in der Umformtechnik mit einer experimentellen bzw. empirisch basierten Herangehensweise an neue Fragestellungen einher. Die dabei erzielten Forschungsergebnisse dienen dem allgemeinen Wissenserwerb und dem Grundlagenverständnis von werkstofflichen und verfahrensspezifischen Phänomenen und Zusammenhängen. Solche Arbeiten sind somit nicht nur für Wissenschaftler, sondern auch für die in der Praxis stehenden Ingenieure von grundsätzlicher Bedeutung.

Kurze Entwicklungszeiten für neue Produkte der Umformtechnik einerseits und veränderte Wertschöpfungsketten, die Dynamik von Märkten, neue Technologien sowie sich verschärfende Randbedingungen andererseits erfordern in den Unternehmen heute die Intensivierung von spezifischer Forschung. Auch gewinnt das schnelle Lernen im Umfeld von Produktionstechnologien in den sich volatil verändernden, oftmals globalen Wertschöpfungsketten immer mehr an Bedeutung. Moderne Forschungsstellen stehen daher im engen Dialog mit solchen Unternehmen und sind in beide Prozesse eingebunden: zum einen in die Grundlagenforschung mit Blick auf Werkstoffe, Verfahren und Maschinen der Umformtechnik und zum anderen in vorwettbewerbliche bzw. anwendungsorientierte integrierte Lösungen über neue Prozessketten hinweg.

Motivation für die Herausgabe dieser Berichte ist die Publikation solcher grundlagenorientierten und auch praxisorientierten Forschungs- und Entwicklungsarbeiten, die an meinem Institut entstehen. Ein weiteres Ziel der Buchreihe ist das Bereitstellen eines aktuellen Wissens- und Kenntnisstandes für weiterführende wissenschaftliche Arbeiten auf internationalem Niveau.

Mathias Liewald

## Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand bei der SEG Automotive Germany GmbH in Kooperation mit dem Institut für Umformtechnik der Universität Stuttgart.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Mathias Liewald MBA, dem Direktor des Instituts für Umformtechnik. Das entgegengebrachte Vertrauen und der hohe Anspruch bei technischen Inhalten haben meine Arbeit und mich persönlich in hohem Maße geprägt.

Bei Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd Engel, dem Leiter des Lehrstuhls für Umformtechnik der Universität Siegen, möchte ich mich für sein Interesse an meiner Arbeit und die freundliche Übernahme des Mitberichtes bedanken.

Herrn Prof. Dr. rer. nat. Harald Kugler danke ich für die ausführlichen inhaltlichen und stilistischen Hinweise zu der hier vorliegenden Arbeit. Für die gute Zusammenarbeit bedanke ich mich außerdem bei Herrn Dr. Kim Riedmüller, der sich stets auch für kurzfristige, aber trotzdem detaillierte und hilfreiche Reviews zur Verfügung gestellt hat. Ebenfalls danke ich allen Kolleginnen und Kollegen am IFU, die mich als „Externen“ immer sehr freundschaftlich aufgenommen haben.

Sehr herzlich bedanke ich mich bei Herrn Dr. Schroth und Herrn Dr. Kopp für die persönliche Betreuung, die schöne Arbeitsatmosphäre und die Möglichkeit, als Doktorand bei der SEG Automotive Germany GmbH tätig sein zu dürfen. Die freundschaftlichen Kontakte über den Arbeitsalltag hinaus, in der ehemaligen EPG3-Gruppe, habe ich sehr geschätzt. Weiterhin bedanke ich mich bei Pachi und Rubén Diez für die gemeinsame Durchführung der experimentellen Versuche im spanischen Treto sowie bei Herrn Reinhard Meyer für die fachlichen Diskussionen.

Für ein immer offenes Ohr und unzählige Ratschläge bedanke ich mich bei meiner Mutter Katrin. Ich bewundere sie sehr für den Rückhalt, den sie meinen Geschwistern und mir nun über 30 Jahre lang täglich zukommen lässt. Auch bei meinen beiden Geschwistern Bene und Lies, meinen Großeltern Sabine und Manfred sowie meinen engsten Freunden Robin, Moritz, Lukas und Niklas möchte ich mich für die Unterstützung und vor allem für die schönen gemeinsamen Erlebnisse auf meinem gesamten Lebensweg bedanken. Barbara danke ich für ihre hilfreichen Hinweise zu treffenden Formulierungen und die fröhliche Stimmung bei den Korrekturschleifen.

Abschließend richte ich meinen besonderen Dank an meine Freundin, Lieselotte, ganz grundsätzlich für ihre Frohnatur und auch für die Zuneigung, die scheinbar selbstverständliche Geduld und das große Vertrauen mir gegenüber.

Wien, Januar 2023

David Wüterich

---

# Inhaltsverzeichnis

<b>Geleitwort des Herausgebers</b> .....	<b>i</b>
<b>Danksagung</b> .....	<b>ii</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b> .....	<b>iii</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis</b> .....	<b>vi</b>
<b>Formelzeichen</b> .....	<b>vii</b>
<b>Kurzfassung</b> .....	<b>x</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>xiii</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
<b>2 Stand der Technik</b> .....	<b>5</b>
2.1 Eigenschaften sich drehender elektrischer Maschinen.....	5
2.1.1 Grundlagen der Synchronmaschine .....	5
2.1.2 Verlustbetrachtung von Statoren in Innenpol-PMSM.....	11
2.1.3 Wicklungstypen und Herstellungsmethoden von Statoren .....	21
2.1.4 Zusammenfassung der Statorherstellung .....	30
2.2 Umformsimulation des Flachpaketbiegeprozesses .....	33
2.2.1 Grundlagen des Biegeumformens .....	33
2.2.2 Grundlagen des Flachpaketbiegens.....	41
2.2.3 Modellbildung von Umformvorgängen .....	47
2.2.4 Verifizierung und Validierung .....	52
2.2.5 Zusammenfassung des Standes der Technik zum Flachpaketbiegeprozess.....	55
<b>3 Motivation, Zielsetzung und Vorgehensweise</b> .....	<b>57</b>
<b>4 Prozessanalyse und Materialcharakterisierung</b> .....	<b>61</b>
4.1 Analyse des realen mehrstufigen Statorbiegeprozesses.....	61
4.2 Überführung der Prozessanalyse in eine Funktionsstruktur.....	64
4.3 Charakterisierung der Materialeigenschaften der Statorhalbzeuge.....	67
4.3.1 Einachsige Zugversuche von Elektroblechen .....	68
4.3.2 Charakterisierung des Biegeverhaltens der Wicklungen .....	72

---

<b>5</b>	<b>Numerische Untersuchungen des Flachpaketprozesses .....</b>	<b>77</b>
5.1	Erstellung eines Flachpaketmodells ohne Wicklung .....	77
5.1.1	Implementierung der Geometriedaten und Werkstoffkennwerte des Werkstücks ...	78
5.1.2	Implementierung der Prozessparameter des Flachpaketbiegens.....	79
5.1.3	Extrahieren der Ergebnisgrößen einer einzelnen Biegeoperation.....	84
5.2	Verifizierung des FE-Modells des Statorkerns ohne Wicklungen.....	87
5.2.1	Konvergenzanalyse des FE-Modells zum ersten Biegevorgang.....	87
5.2.2	Plausibilitätsprüfung der numerischen Berechnung eines Biegevorgangs .....	92
5.3	Erstellung von Wicklungsmodellen .....	99
5.3.1	Aufbau und Kalibrierung eines Detailmodells der Wicklung.....	99
5.3.2	Analyse des Detailmodells der Wicklung im Statorbiegevorgang .....	104
5.3.3	Aufbau von Ersatzmodellen.....	108
5.4	Simulation des vollständigen Flachpaketprozesses .....	110
5.4.1	Implementierung der vier Biegeoperationen.....	110
5.4.2	Implementierung einer idealisierten Kalibrier- und Schweißoperation .....	112
5.4.3	Export und Evaluierung der resultierenden Geometriedaten .....	115
<b>6</b>	<b>Validierung mittels experimenteller Untersuchungen.....</b>	<b>117</b>
6.1	Vorgehensweise der experimentellen Geometriemessung und -auswertung.....	118
6.1.1	Bestimmung der Werkstückgeometrien nach einzelnen Biegeoperationen.....	118
6.1.2	Rundheitsmessung des geschlossenen Stators .....	124
6.1.3	Versuchsrandbedingungen .....	127
6.2	Validierung der FE-Modelle einzelner Biegeoperationen .....	130
6.2.1	Basisvalidierungen ohne und mit Wicklungen .....	130
6.2.2	Isolierte Variation der Vorspannkraft .....	133
6.3	Validierung der Gesamtsimulation .....	135
6.3.1	Exemplarische Bestimmung von Residualkurven anhand der Vorspannkraft.....	135
6.3.2	Vollständige Prozessanalyse auf Basis der Vorspannkraft .....	139

---

<b>7</b>	<b>Übertragung der Erkenntnisse auf den realen Fertigungsbetrieb .....</b>	<b>143</b>
7.1	Bewerten der numerischen und experimentellen Ergebnisse.....	143
7.2	Implementierung eines Ansatzes zur Rundheitsoptimierung.....	145
7.3	Optimierungspotenziale des Statorbiegeprozesses.....	151
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>155</b>
8.1	Zusammenfassung.....	155
8.2	Ausblick .....	157
<b>9</b>	<b>Anhang .....</b>	<b>159</b>
9.1	Spannungs-Dehnungs-Kurven der Zugversuche von Elektroblechen (Werkstoff M800-50A, Blechdicke 0,5 mm, DIN 50125 – Form H).....	159
9.2	Herleitung des Zusammenhangs zwischen dem pneumatischen Zylinderdruck und der Vorspannkraft sowie der Achssteifigkeit.....	159
9.3	Experimentelle Validierung der Vorspannkraft .....	162
9.4	APDL-Skript zum Export der Knotenpunkte.....	163
9.5	Konvergenzanalysen zur Anzahl an Substeps.....	164
9.6	Konvergenzanalysen zur Netzdichte .....	165
9.7	Herleitung des Biegemoments und des Rückfederungswinkels .....	167
9.8	FE-basierte und analytisch bestimmte Sensitivitäten.....	169
9.9	Vergleich der Wicklungskraft im realen und FE-basierten Versuch .....	171
9.10	APDL-Skript: Statorzahnbewegung im Modell des Statorkerns .....	172
9.11	Prinzipien zum Ausrichten des Facettenmodells im Raum.....	173
9.12	Ergebniswerte Statortyp 1 mit Wicklung .....	175
<b>10</b>	<b>Literaturverzeichnis.....</b>	<b>176</b>
	<b>Curriculum Vitae .....</b>	<b>183</b>

## Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Beschreibung
2D	zweidimensional
3D	dreidimensional
APDL	ANSYS Parametric Design Language
BO	Biegeoperation
CAD	Computer Aided Design
CMM	Koordinatenmessgerät
DIN	Deutsches Institut für Normung
FBP	Flachpaketbiegeprozess
FEM	Finite-Elemente-Methode
FESM	Fremderregte Synchronmaschine
GSM	Gleichstrommaschine
hdp	Hexagonal-dichtestgepacktes Gitter
IFU	Institut für Umformtechnik
ISO	International Organization of Standardization
kfz	Kubisch-flächenzentriertes Gitter
krz	Kubisch-raumzentriertes Gitter
PMSM	Permanenterregte Synchronmaschine
SA	Statorabschnitt
SEG	Starter, Elektrifizierungskomponenten & Generatoren
SS	Statorsegment
STL	Standard Triangle Language / Standard Tessellation Language
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
WT	Wicklungstyp

## Formelzeichen

Symbol	Einheit	Beschreibung
$A / A_{\text{Lack/Nut/Folie}}$	$[mm^2]$	Fläche / Querschnittsfläche des Lacks / der Nut / der Isolationsfolie
$A_{L/L, \text{ges}}$	$[mm^2]$	Querschnittsflächen eines einzelnen Leiters / aller Leiter in einer Nut
$A_{\text{pneu/Arb/Stöß}}$	$[mm^2]$	Grundflächen des Pneumatik- und Arbeitskolbens sowie des Stößels
$b / b_{0,1, \dots}$	$[mm]$	Breite des Biegebalkens / Breite zu verschiedenen Zeitpunkten
$B / B_{\text{Rot/Stat}/\delta}$	$[T]$	Magnetische Flussdichte allgemein / am Stator / im Luftspalt
$\hat{B}$	$[T]$	Induktionsamplitude
$B_R$	$[T]$	Remanenzmagnetisierung
$B_W$	$[mm]$	Wicklungsbreite
$BW_{L/R}$	$[^\circ]$	Linker / rechter Rand der Kategorie II des Normalkraftverlaufs
$C_{\text{pneu}}$	$[N/mm]$	Ersatzfedersteifigkeit der Biegeachse
$d$	$[mm]$	Drahtdurchmesser
$D$	$[As/m^2]$	Dielektrische Verschiebung
$D_{B/H1-6}$	$[mm]$	Breite / Höhe der formgepressten Drähte 1 bis 6
$E$	$[GPa]$	Elastizitätsmodul
$E_{1-13}$	$[-]$	Querschnittsebenen des Jochs
$e_{J,x/y} / e_{Z,x/y} / e_{S,z}$	$[-]$	Elementsegmentierung: Joch / Zahn / Stator in x- / y- / z-Richtung
$e_{\text{rad/tan/längs}}$	$[-]$	Elementsegmentierung radial, tangential und läng
$f$	$[Hz]$	Frequenz
$F / F_{\text{pneu}}$	$[N]$	Kraftvektor / Kraft des pneumatischen Kolbens
$F_{1-4}(t), F_{FE,1-4}(t)$	$[N]$	Reale und FE-basierte Vorspannkräfte der Biegestationen 1 bis 4
$F_{N,m}$	$[N]$	Normalkraft
$F_{x/y}$	$[N]$	Kraft in x- / y-Richtung
$h / h_{0/1} / h(t)$	$[mm]$	Höhe eines Objektes / zu spezifischen / kontinuierlichen Zeiten
$H$	$[A/m]$	Magnetische Feldstärke
$H_C$	$[A/m]$	Koerzitivfeldstärke
$i$	$[-]$	Versuchsnummer
$I$	$[A]$	Strom
$i_{\text{ü}}$	$[-]$	pneumatisch/hydraulische Übersetzung
$J$	$[A/m^2]$	Stromdichte
$J_{B/H}$	$[mm]$	Jochbreite / -höhe
$K$	$[N/m]$	Steifigkeitsmatrix
$k_f$	$[MPa]$	Streckgrenze / Fließgrenze / Fließspannung
$k_{\text{mech/el}}$	$[\%]$	Mechanischer / elektrischer Füllfaktor
$L$	$[mm]$	Leiterlänge
$l_{0/1, \dots} / l_{V,i}$	$[mm]$	Länge zu verschiedenen Zeitpunkten / Restlänge des Versuchs i

$L_W$	[mm]	Wickelkopfüberstand
$m$	[kg]	Masse
$M_{b/be/bp}$	[Nmm]	Gesamtes / elastisches / plastisches Biegemoment
$M_e/M_{p0}$	[Nm]	Elektromagnetisches Drehmoment / Kippmoment
$m_s$	[-]	Strangzahl
$n$	[-]	Nummer des Messpunktes
$N$	[-]	Windungszahl
$p_{1-4}(t)$	[MPa]	Pneumatischer Druck im Zylinder der Biegeanlage 1 bis 4
$P_A$	[W]	Ausgangsleistung der elektrischen Maschine
$P_{L/H/W}$	[W]	Verlustleistungen Stromwärme / Hysterese / Wirbelstrom
$P_{W1,1-6} / P'_{W1,1-6}$	[-]	Bezugs- / Projektionspunkte zur Modellierung der Verbinderdrähte
$PS_{n/ref./rechn./opt.}$	[mm]	n-ter / Referenz- / rechnerischer / optimierter Profilschnitt des Stators
$r / r_{1-4}$	[mm]	Radius / Radien der umgeformten Statorabschnitte 1 bis 4
$R(T)$	[ $\Omega$ ]	Temperaturabhängiger elektrischer Widerstand
$R_{eH}$	[MPa]	Obere Streckgrenze
$R_{eL}$	[MPa]	Untere Streckgrenze
$r_{i/m/a/m,r}$	[mm]	Innerer / mittlerer / äußerer / mittlerer, rückgefederter Radius
$R_m$	[MPa]	Zugfestigkeit
$R_{mag.}$	[1/H]	Magnetischer Widerstand
$r_{St,i/a}$	[mm]	Innen- / Außenradius des geschlossenen Stators
$r_{V,i}$	[mm]	Radiuswerte des aktuellen Versuchs
$r_{W1-6,1/2}$	[mm]	Radien des Wickelkopfes
$s / s_{pneu/arb}$	[mm]	Wegabschnitt / zurückgelegter Weg des Pneumatik- / Arbeitskolbens
$s_0$	[mm]	Blechdicke
$S_L$	[mm]	Axiale Länge des Stators
$t$	[s]	Zeitwert eines Vorgangs
$T$	[°C]	Temperatur
$T_M$	[MPa]	Tangentenmodul, Steigung der linearen Verfestigung
$u$	[m]	Verschiebungsvektor
$U / U_{P/S}$	[V]	Elektrische Spannung / Polrad- / Statorspannung
$V$	[m <sup>3</sup> ]	Volumen
$V_M$	[A]	Magnetische Spannung
$W$	[m <sup>3</sup> ]	Widerstandsmoment
$W_{H1-6,1-3}$	[mm]	Höhenversätze 1-3 der Verbinderdrähte 1-6 im Wickelkopf
$X_{0,1-4}$	[mm]	Eingriffspositionen der Biegekerne 1-4
$x_{0/n}$	[mm]	x-Wert des Mittelpunktes / Messpunktes
$X_d$	[ $\Omega$ ]	Synchrone Längsreaktanz
$y_{0/n}$	[mm]	y-Wert des Mittelpunktes/Messpunktes

$y_{f0}$	[mm]	Elastizitätsgrenze im gebogenen Blech
$Z_{B,1}, Z_{B,2}, Z_H$	[mm]	Breite des Zahnkopfes, des Zahnfußes und der Zahnhöhe
$Z_{P,i/a}$	[-]	Zahnmittelpunkt innen / außen
$\alpha_B / \alpha_{B,1-4}$	[°]	Biegewinkel / Biegewinkel der Biegestationen 1 bis 4
$\alpha_R / \alpha_{R1-4}$	[°]	Rückfederter Werkstückwinkel / Winkel der Statorabschnitte 1 bis 4
$\alpha_{R,V,i}$	[°]	Winkel des Statorabschnitts des aktuellen Versuchs
$\alpha_{W1-6,1-3}$	[°]	Öffnungswinkel des Wickelkopfes
$\beta$	[°]	Scheitelwinkel
$\delta / \delta_{Gauß} / \delta_{Real}(\psi)$	[mm]	Luftspalt / mittlerer Luftspalt nach Gauß / realer Luftspaltverlauf
$\Delta_{CPU,i}$	[%]	Relative CPU-Rechenzeit bezogen auf den Referenzversuch
$\Delta_{FE}$	[%]	FE-Ergebnisse bezogen auf Mittelwerte der Messergebnisse
$\Delta_n$	[mm]	Abstand zwischen Messpunkten und FE- / Messkonturverlauf
$\Delta_{r/\alpha R,i}$	[mm/°]	Relative Differenz der Ergebnisgrößen $r$ , $\alpha_R$ und $l$
$\Delta_{rel/Scan}$	[%]	Gemessene Spannweite bezogen auf den Maximalwert
$\Delta_{St,i/a}$	[mm]	Rundheitsabweichungen des inneren / äußeren Statormantels
$\Delta y_{pneu}$	[mm]	Vorspannweg der virtuellen Feder
$\Delta_{1-4,FE/CMM}$	[mm]	Residualkurven des Stators nach Biegeoperation 1-4 mit FE / CMM
$\Delta\alpha$	[°]	Rückfederungswinkel
$\varepsilon / \varphi$	[-]	Dehnung / Umformgrad
$\varepsilon_f$	[-]	Fließdehnung
$\vartheta$	[°]	Polradwinkel
$\theta$	[A]	Magnetische Durchflutung
$\mu$	[-]	Reibungskoeffizient
$\mu_{0,r}$	[Vs/Am]	Permeabilität von Vakuum / relative Permeabilität
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Werkstoffdichte
$\rho(T)$	[Ω]	Temperaturabhängiger spezifischer Widerstand
$\rho_{0/e}$	[Ω]	Restwiderstand / spezifischer elektrischer Widerstand
$\sigma / \sigma_{\psi\psi}(y)$	[MPa]	Mechanischer Spannungstensor / Spannungsverläufe entlang y-Achse
$\sigma_{f2}$	[MPa]	Achsenabschnitt einer Formänderung mit linearer Verfestigung
$\sigma_{I/III}$	[MPa]	Maximale und minimale Hauptnormalspannung
$\sigma_{V,T/V,M}$	[MPa]	Vergleichsspannung nach Tresca / Mises
$\Omega_{syn}$	[1/s]	Erregerfrequenz
$\odot_{Stat}$	[mm]	Koaxialität des Stators und Rotors
$\emptyset_{1-4}$	[mm]	Biegekerndurchmesser der Biegestationen 1 bis 4
$\emptyset_{R,Ideal}$	[mm]	Idealer Rotoraußendurchmesser
$\emptyset_{S,Gauß/real}$	[mm]	Gaußdurchmesser / realer Verlauf der Innengeometrie des Stators

## Kurzfassung

Strenger werdende Emissionsauflagen führen im Individualverkehr zu einer erhöhten Nachfrage nach Elektromotoren mit höchsten Wirkungsgraden und Leistungsdichten. Vor allem in der Automobilindustrie zwingen aktuelle Vorschriften zur Begrenzung der Schadstoffemissionen die Hersteller dazu, mittels Verbrennungskraft angetriebene Fahrzeugkonzepte zu verlassen und den Antriebsstrang ihrer Fahrzeuge weiter zu elektrifizieren. Neben der Verwendung vollelektrischer Antriebe dienen auch Kombinationen aus herkömmlichen Verbrennungsmotoren mit Rekuperationssystemen, effizienteren Generatoren oder Hybridantrieben der Emissionsreduzierung. Trotz unterschiedlicher Anforderungen an Drehmoment, Drehzahlen und Gesamtleistung wird ein höherer Wirkungsgrad des Gesamtsystems angestrebt. Besonders wichtige Faktoren mit positivem Einfluss auf den Wirkungsgrad elektrischer Maschinen sind möglichst kleine Luftspalte zwischen Stator und Rotor sowie hohe Füllgrade der aktiven elektromagnetischen Komponenten, d. h. der leitfähigen Wicklungen in Stator und Rotor, die in der Regel aus Kupfer bestehen.

Um diese Herausforderungen zu meistern, werden herkömmliche Statorherstellungsmethoden zunehmend durch neuartige Produktionstechnologien wie die Hairpin- oder die Flachpakettechnologie abgelöst. Bei der Hairpin-Technologie werden U-förmige Drahtsegmente längs in die Nuten eines kreisförmigen Statorkerns geschoben, auf der Rückseite geschränkt und anschließend stoffschlüssig miteinander verbunden. Die Flachpakettechnologie basiert auf einem flachen, kammähnlichen Statorkern aus Siliziumeisen, dessen Nuten mit vorgeformten Wicklungen aus Kupferlackdraht und Isolationspapieren versehen werden. Anschließend führt eine mehrstufige Biegeabfolge der ganzen Baugruppe zur geforderten Kreisform des Stators. Jede Biegestufe, bestehend aus einem Biege- und Rückfederungsvorgang, erfolgt in einer separaten Biegemaschine, die nach VDI 3430 dem Rotationszugbiegen zugeordnet wird. Nach dem letzten Biegevorgang folgt eine Kalibrierung des Stators mit einer integrierten Fügeoperation durch Laserschweißen der beiden Statorenden.

Beide Technologien erreichen vergleichsweise hohe mechanische Füllgrade und damit eine höhere Leistungsfähigkeit des Stators. Im Gegensatz zur Hairpin-Technologie erfordert der Flachpaketprozess jedoch keine stoffschlüssigen Fügevorgänge an elektrischen Leitern, welche in der Massenproduktion von Rotoren oder Statoren zu einer geringeren Prozessrobustheit führen. Allerdings hängen die Rundheitseigenschaften des Stators von den Biegeparametern und den hochkomplexen mechanischen und geometrischen Eigenschaften der Flachpaketbaugruppe ab. Deswegen stellt die Gewährleistung enger Rundheitstoleranzen eine der größten Herausforderungen dieses Fertigungsverfahrens dar. Insbesondere die Vorhersage des Biege- und Rückfederungsverhaltens der Flachpaketbaugruppe in einzelnen Biegeoperationen war bisher nicht möglich, sodass aufwändige

Iterationen zur Auslegung des Prozesses nötig waren. Zudem mussten bisher vergleichsweise große Rundheitsabweichungen des fertigen Stators akzeptiert oder weitere Prozessschritte zur Rundheitskalibrierung vorgenommen werden. Die Untersuchungen der vorliegenden Arbeit entstanden in einer Zusammenarbeit zwischen der SEG Automotive Germany GmbH und dem Institut für Umformtechnik der Universität Stuttgart und zielten darauf ab, die Rundheitsabweichungen der Statoren mittels vertieften und quantifizierten Prozesswissens nachhaltig zu reduzieren.

Zu diesem Zweck wurden drei Berechnungsmodelle basierend auf der Finite-Elemente-Methode in ANSYS Workbench 18.2 entwickelt, verifiziert und validiert. Das Modell des Stator kernels enthält lediglich den flachen Stator kern als Werkstück in einem Biege- und Rückfederungsvorgang. Da dieser Aufbau die Grundlage für die Berechnung mehrerer Operationen sowie für die Analyse einer gesamten Flachpaketbaugruppe darstellt, wurde dieses Modell bezüglich dessen numerischer Konsistenz verifiziert und anhand von Vergleichen mit analytischen Rechnungen für plausibel erklärt. Im Rahmen der zweiten Modellgruppe wurden einzelne Segmente des mit den Kupferwicklungen und Isolationsfolien ausgestatteten Stator kernels modelliert, um deren Umformverhalten im Detail zu beschreiben. Insbesondere die Einflüsse der Wicklungseigenschaften auf das Biegeverhalten der gesamten Baugruppe erwiesen sich als relevant, um alle Biegestufen in der Prozessfolge der Produktionsanlage realistisch beschreiben zu können. Im Hinblick auf eine höhere Effizienz weiterer Simulationen konnten die Einflüsse der Wicklungen in Ersatzmodelle basierend auf Stabelementen überführt werden. Das dritte Berechnungsmodell, das Prozessmodell, fasst vier aufeinanderfolgende Biegestufen in einer einzigen Simulation zusammen, die jeweils aus einem Biege- und Rückfederungsvorgang bestehen. Dabei enthält die modellierte Baugruppe das verifizierte Stator kernmodell und die Stabelemente mit fiktiven Materialmodellen, die das komplexe Umformverhalten der Wicklung ersetzen. Auf Grundlage dieses Prozessmodells konnten alle vier Biegestufen einschließlich des abschließenden Kalibrier- und Fügevorgangs numerisch vollständig beschrieben werden. Damit war es möglich, Abhängigkeiten der kreisförmigen Statorgeometrie von den Werkstück- und Prozesseigenschaften zu ermitteln. Die elastisch-plastischen Eigenschaften der Flachpaketbaugruppe und die Vorspannkraft zwischen Biegekern und Werkstück zählen zu den wichtigsten Eigenschaften, die in dieser Arbeit untersucht wurden.

Bevor die gewonnenen Erkenntnisse aus den Simulationsmodellen genutzt werden konnten, wurden die FE-basierten Ergebnisse an den vier Biegemaschinen im Serienbetrieb experimentell validiert. In diesem Zusammenhang wurde eine Methodik entwickelt, um mittels 3D-Scan erzeugte Flächenmodelle des Flachpakets nach einzelnen Biegeoperationen ausrichten und mit den Vorhersagen aus den Finite-Elemente-Modellen vergleichen zu können. Darüber hinaus wurden geschlossene Statoren, die den vollständigen Biegeprozess auf der Produktionslinie bei der SEG durchlaufen hatten, mit bereits etablierten Messabläufen mittels eines Koordinatenmessgeräts

digitalisiert. Diese digitalen Messwerte erlauben die Analyse der Rundheit der kreisförmigen Muster und eine Validierung der Ergebnisse des FE-basierten Prozessmodells, welches den gesamten Flachpaketbiegeprozess beschreibt.

Zwei Aufgabenfelder weisen einen hohen Stellenwert für die Prozessentwicklung auf:

- Das systematische Einhalten festgelegter Toleranzwerten bei konstruktiven Neuerungen des Stator designs und chargenbedingten Schwankungen.
- Die Veränderung des Prozessablaufs, mit dem Ziel, engere Toleranzwerte zu erreichen.

Bezüglich beider Aufgabenfelder wurde festgestellt, dass sich die tangentiale Vorspannkraft zwischen Biegekern und Werkstück als einstellbarer Parameter eignet, da sich dieser flexibel an den jeweiligen Biegemaschinen verändern lässt. Deshalb wurden FE-basierte und experimentelle Untersuchungen durchgeführt, um die Sensitivitäten geometrischer Ergebnisse der vier Biegeoperationen bezogen auf Veränderungen der Vorspannkraft zu quantifizieren. Basierend auf diesen Analysen wurde das mehrstufige Prozessmodell hinsichtlich der Vorspannkraft validiert.

In der letzten Phase dieser Untersuchungen wurden die gewonnenen Erkenntnisse auf die Flachpaketbiegevorgänge im realen Fertigungsprozess übertragen. Die Sensitivitäten der Statorgeometrie bezüglich der Vorspannkraft jedes einzelnen Biegevorgangs wurden in ein mathematisches Optimierungsproblem überführt, wobei minimale Rundheitsabweichungen das Optimierungsziel bildeten. Die Vorspannkraft der vier Biegevorgänge stellen die Variablen dieser Optimierungsfunktion dar. Die mit diesem systematischen Optimierungsansatz berechneten Parameter prognostizierten eine Reduktion der Rundheitsabweichungen um mehr als 24 %. Diese Reduktion konnte für zwei verschiedene Stortypen experimentell bestätigt werden.

Die in dieser Arbeit vorgestellten Untersuchungen bieten systematische Ansätze, um anhand der Entwicklung, Verifizierung und Validierung von FE-Modellen, Erkenntnisse über einen komplexen Umformprozess der vormontierten Flachpaketbaugruppe, bestehend aus Stahllamellen, Kupferwicklung und Isolationsfolien, zu gewinnen. Die ermittelten Maschineneinstellungen resultierend aus der oben genannten Methodik zur Rundheitsoptimierung konnten erfolgreich auf die aktuelle Serienfertigung von Flachpaketstatoren übertragen werden. Die derzeit in den Biegestationen verwendbaren Bereiche der Vorspannkraft liegen zwischen 0 und 13 kN. Höhere Vorspannkraft führten zu einer unerwünschten Verformung der Statorzähne vor dem Biegen. Darüber hinaus beschränken die Geometrien der vorhandenen Werkzeuge für jede der vier Biegemaschinen das aktuelle Biegeverfahren, d. h. die minimalen und maximalen Biegewinkel, die während eines Biegevorgangs verwendet werden können. Sowohl der Vorspannbereich als auch die Geometrie der Biegewerkzeuge begrenzen die Statorrundheit, die derzeit mit der vorgestellten Methode erreicht werden kann.

---

## Abstract

Increasingly restricting emission regulations in the private transport sector are leading to a growing demand for electrical machines with highest efficiency levels and power densities. Especially in the automotive industry current regulations aiming to limit pollutant environmental emissions do push car manufacturers to leave vehicle concepts that are based on internal combustion engines and to further electrify their vehicles' powertrains. In addition to using fully electric vehicles, combinations of conventional internal combustion engines with recuperation systems, more efficient alternators or hybrid powertrains serve to reduce emissions. Despite different requirements regarding torque, rotational speed and power, the aim is higher efficiency of the overall system. Particularly crucial factors with high impact on the efficiency of electric machines are smallest air gaps between stator and rotor as well as highest fill factors of active electromagnetic components, i. e. conductive windings in stator and rotor usually consisting of copper.

To meet these challenges, conventional stator manufacturing methods are increasingly being replaced by novel production technologies such as “hairpin” or “flatpack” technology. Hairpin technology is based on inserting U-shaped conductors lengthwise into slots of a circular stator core as well as subsequently bending and joining the conductor ends. In flatpack technology insulation papers and preformed windings made of enamelled copper are inserted into the slots of a flat, comb-like stator core made of silicon steel. Subsequently, a multi-stage bending sequence of the entire assembly leads to the required circular shape of the stator. Each bending operation, containing a bending and a springback stage, takes place in a separate bending machine, which can be classified as rotary draw bending according to VDI 3430. The last bending operation is followed by a calibration of the stator with an integrated joining operation by laser welding of the two stator ends.

Both technologies do achieve comparatively high mechanical fill factors and thus better stator performance. In contrast to hairpin technology, however, flatpack bending does not require extensive welding operations of electrical conductors, which lead to lower process robustness in mass production of rotors or stators. Nevertheless, the roundness properties of the stator depend on bending parameters and complex mechanical and geometric properties of the flatpack assembly. Therefore, guaranteeing tight roundness tolerances poses one of the main challenges of this manufacturing process. In particular, the prediction of bending and springback behaviour of the flatpack assembly during every single bending operation was not possible until now. Therefore, time-consuming iterations were necessary to design the process. In addition, comparatively large roundness deviations of the finished stator had to be accepted or further process steps had to be carried out to calibrate the stator's roundness. The following investigations were carried out in a collaboration between SEG Automotive Germany GmbH and the Institute for Metal Forming Technology

at the University of Stuttgart and are aimed at sustainably reducing the roundness deviations of the stators by gaining deeper and quantified process knowledge. For this purpose, three numerical models based on the finite element method were developed, verified and validated using ANSYS Workbench 18.2. The model of the stator core solely includes a flat stator core as a workpiece in one single bending and springback operation. Since this setup provides the foundation for calculating multiple operations as well as analysing an entire flatpack assembly, this model was verified in detail on numerical and analytical level. Secondly, detailed models comprise multiple segments of the stator core equipped with copper windings and insulation papers to describe their forming i. e. bending behaviour more exactly. In particular, influences of winding properties on the bending behaviour of the entire assembly prove to be relevant to describe all bending stages in the process sequence of the production line realistically. With respect to higher efficiency of further simulations, the influences of the windings could be transferred into substitute models based on rod elements. The third model, the process model, combines four successive bending stages into one single simulation, each consisting of a bending and a springback phase. This assembled model includes the verified stator core model as well as previously mentioned rod elements with virtual material characteristics that substitute the complex forming behaviour of the winding. Based on this process model, it was possible to numerically describe all four bending stages including the final calibration and joining operation. The process model allowed for determining dependencies between the circular stator geometry and the workpiece and process properties. The elastic-plastic properties of the flatpack assembly as well as the preload force between the bending core and the workpiece pose the most important properties investigated in this thesis.

Before using the knowledge gained from the simulation models, the FE-based results were validated experimentally on bending machines in mass production lines. In this context, a methodology was developed to align 3D scanned surface models of the flatpack after single bending operations and compare them to predictions from the finite element models. Furthermore, circular stators that had passed the entire bending process on the production lines at SEG were digitized based on established coordinate measurement procedures. Those digital values allow for analysing the roundness of the circular samples and validating of the FE-based process model describing the entire flatpack bending process.

Two tasks are of high importance for process development:

- A systematic adaptation of the production sequence to new stator designs or batch-related variations to be able to match specified tolerance values.
- Change of the process sequence with the aim of achieving tighter tolerance values.

Regarding both tasks, changing the tangential preload force between the bending core and the flatpack can be evaluated as the most suitable parameter, since it can be adjusted at the bending machines effortlessly. Therefore, FE-based and experimental investigations have been performed to quantify sensitivities of geometric results of each of the four bending operations when changing preload conditions. Based on these analyses, the multistage FE-model was validated with respect to varying preload conditions.

During the final phase of these investigations, gained knowledge was applied to real flatpack bending operations in mass production lines. Sensitivities of geometric stator characteristics as a result of changed preload conditions of every single bending operation were transferred into a mathematical optimization problem, defining minimal roundness deviations as the objective equation. Preload values of four bending operations were used as variables of this function. The parameters calculated with this systematic optimization approach predicted a reduction in roundness deviations of more than 24 %. This reduction was confirmed experimentally for two different stator types.

The investigations presented in this thesis show systematic approaches to gain deeper knowledge on a complex bending process of the pre-assembled flatpack by developing, verifying and validating FE-models. The assembly consists of steel lamellas, copper windings and insulation papers. The acquired settings resulting from the previously mentioned optimization methodology were successfully applied to series production of flatpack stators. Currently applicable preload forces range between 0 and 13 kN. Higher preload forces resulted in undesired deformation of stator teeth before bending. Furthermore, geometries of existing tools for each of the four bending machines determine the current bending procedure, i. e. minimum and maximum bending angles applicable during one bending operation. Both, preload range and geometry of bending tools, limit the currently achievable stator roundness values using the presented method.



## 1 Einleitung

Die Automobilindustrie ist zu Beginn dieses 21. Jahrhunderts von einem gesellschaftlichen Paradigmenwechsel hin zu einer Reduzierung der Umweltbelastung u. a. durch Kraftfahrzeuge geprägt. Der Schadstoffausstoß bei der Verbrennung von Benzin und Diesel steht in der Kritik und wird seit Jahren mittels weiter eingrenzender Abgasnormen begrenzt [1]. Aktuelle Lösungswege bestehen beispielsweise darin, den Wirkungsgrad der Teilsysteme der Antriebstechnik oder der Bremsenergierückgewinnung des Fahrzeugs zu steigern, aber auch darin, das Fahrzeuggewicht und damit den Rollwiderstand zu senken [2]. So trägt die Effizienzsteigerung einer eingesetzten Lichtmaschine zu einer Reduktion der CO<sub>2</sub>-Flottenemission und damit zu einer höheren Bewertung der gesamten Fahrzeugflotte eines Automobilherstellers bei. Zusätzlich werden Entwicklungen in Richtung höherer Elektrifizierungsgrade des automobilen Antriebsstrangs weltweit durch immense Forschungsanstrengungen gefördert. Diese zielen darauf ab, Verbrennungskraftmaschinen durch elektrische Maschinen zu ergänzen oder zu ersetzen [1]. Mit diesen Entwicklungen gehen höhere Produktionszahlen elektrischer Maschinen für die Automobilindustrie einher [1, 3].

Aus dem genannten gesellschaftlichen Paradigmenwechsel lassen sich insgesamt Forderungen nach elektrischen Maschinen mit höchsten Wirkungsgraden und Leistungsdichten ableiten. Gleichzeitig werden größere Mengen dieser performanten Maschinen am Markt nachgefragt. Eine Qualitätssteigerung der Komponenten dieser Maschinen ist nötig, um diesen Forderungen begegnen zu können. Die Position innerhalb des automobilen Antriebsstranges, in der eine elektrische Maschine eingesetzt wird, beeinflusst die Anforderungen an die elektrische Maschine und damit dessen Bauform in großem Maße. So unterscheiden sich herkömmliche Starter und Generatoren sowie moderne Hybrid oder vollelektrische Antriebe in der Stromart (Gleich-, Wechsel- oder Drehstrom), im Wirkmechanismus (Stromwender-, Asynchron- oder Synchronmaschine) aber auch in der axialen Länge, im Rotordurchmesser, der Anzahl an Polpaaren, Drahtdurchmesser und der Verwendung von Permanentmagneten. Die Komponenten einer elektrischen Maschine lassen sich im Wesentlichen nach den Unterbaugruppen Stator, Rotor und Leistungselektronik kategorisieren. Grundsätzlich enthalten Statoren einen geblechten und genuteten Kern bestehend aus Blechwerkstoffen mit geringen Ummagnetisierungs- und Wirbelstromverlusten. Aktuell werden die Nuten der kreisförmigen Statorkerne üblicherweise mit Wicklungen aus Kupferlackdraht bestückt, um das elektromagnetische Wirkprinzip der Maschine zu realisieren. Zwischen Wicklungen und Stator Kern werden stets Isolationsfolien eingebracht, die neben der Lackschicht der Drähte eine zusätzliche elektrische Trennung dieser beiden Komponenten voneinander gewährleisten.

Fortschrittliche Stator designs mit kompakten Bauvolumina, geringen elektrischen Verlusten der Wicklungen und niedrigen Stückkosten stehen daher, technologisch gesehen, aktuell den

Prozessgrenzen der bekannten Fertigungsverfahren gegenüber. Dieses Spannungsfeld hat seit Beginn der Herstellung elektrischer Maschinen zu einer ständigen Weiterentwicklung der Statorherstellungsmethoden geführt. Beginnend mit der manuellen Wicklung von Statoren haben sich im Laufe des 20. Jahrhunderts Wicklungsverfahren mit höheren Automatisierungsgraden und geringeren Taktzeiten etabliert. Hier sind insbesondere das Flyer- und Nadelwickelverfahren sowie die Einziehtechnik zu nennen. In den letzten Jahren zeichnet sich ein Trend in Richtung Steckwickelverfahren ab [4]. Mit diesen Verfahren können äußerst hohe Füllfaktoren erreicht werden. Die freien Enden der zuvor U-förmig gebogenen Drähte werden hierbei axial in die vorgesehenen Nuten gesteckt. Anschließend werden die Drahtenden auf der gegenüberliegenden Statorseite verschränkt und mit anderen Drahtenden stoffschlüssig gefügt. Dieser Fügeprozess muss für alle Drähte durchgeführt werden, sodass eine hohe Anzahl an Kontaktieroperationen notwendig ist. Diese führen in der Serienfertigung aktuell zu Herausforderungen bezüglich der Sicherstellung einer hohen Prozessrobustheit bei geringen Taktzeiten, z. B. Abisolieren, hochgenaues Umformen und stoffschlüssiges Fügen der Leiter [5]. Die Leistungsfähigkeit der Statoren hängt direkt vom Leitwert der Wicklungen und damit auch von der Qualität aller Fügestellen ab [4].

In der vorliegenden Arbeit wurde ein alternatives Statorherstellungsverfahren - das Flachpaketbiegeverfahren - untersucht, welches im Gegensatz zu den genannten Verfahren auf einem flachen, kammähnlichen Stator Kern beruht [6]. Die Nuten des flachen Stator Kerns haben einen vergleichsweise großen Öffnungswinkel, sodass vorgeformte Wicklungen mit geringem Kraft- und Montageaufwand in den Stator Kern eingelegt werden können. Anschließend erfolgen in dem untersuchten Verfahren vier Biegezyklen, die die gesamte Baugruppe zu einem kreisförmigen Stator umformen. Bekannte Biegeverfahren für Statoren ähneln dem Rotationszugbiegen, dem Rundbiegen und dem klassischen Profilbiegen, die in VDI 3430 klassifiziert sind. Während eines Biegevorgangs kippen die Statorzähne der Innenseite des gebogenen Statorrings zueinander, sodass der Nutquerschnitt reduziert und folglich der Füllfaktor erhöht wird. Mit dieser Fertigungsstrategie können ähnliche Füllfaktoren wie mit Steckwickelfahren erreicht werden. Hierbei müssen jedoch keinerlei Wicklungsdrähte stoffschlüssig gefügt werden.

Eine aktuelle Herausforderung des Flachpaketbiegeverfahrens besteht darin, dass die Rundheit des Stators von den Biegestufen abhängt. Das Umformverhalten der flachen Baugruppe, bestehend aus dem Stator Kern, der bereits in seine Nuten eingelegten Kupferwicklungen und den Isolationsfolien, ist als komplex einzustufen. Einerseits weisen die Komponenten komplexe Geometrien und Kontaktsituationen zueinander auf. Andererseits bestehen erhebliche Differenzen in den mechanischen Eigenschaften der Werkstoffe dieser Komponenten. Im Ergebnis wird ein detailliertes Prozesswissen benötigt, um mit diesem Verfahren selbst unter Laborbedingungen einen präzisen kreisförmigen Stator mit geringer Rundheitstoleranz herstellen zu können. Neue konstruktive oder

werkstoffbedingte Flachpaketeigenschaften sowie chargenbedingte Schwankungen der zugelieferten Komponenten in der Serienproduktion erforderten bisher aufwändige Iterationen zur Ermittlung geeigneter Maschineneinstellungen. Außerdem konnten Rundheitsabweichungen des Statorradius von weniger als 0,4 mm bisher nicht systematisch und wiederholbar eingestellt werden, sodass bisher weitere Operationen (d. h. Rundheitskalibrierung) zur Reduzierung der Rundheitsabweichungen erforderlich waren. Diese Herausforderung unterscheidet das Flachpaketbiegeverfahren von anderen Verfahren, bei denen beispielsweise gestanzte Statorkerne mit engen Rundheitstoleranzen a priori verwendet werden können.

Das Ziel dieser Arbeit bildete daher die Schaffung einer systematischen Wissensbasis, mit der das Umformverhalten der Baugruppe eines anfangs noch ebenen und bestückten Statorkerns in den nachfolgenden Biegestufen präzise beschrieben werden kann. Dazu wurden verschiedene FE-Modelle entwickelt, verifiziert und validiert. Das gewonnene Prozesswissen und die in dieser Arbeit vorgestellten FE-Modelle sollen zukünftig genutzt werden, um Optimierungspotenziale dieses Prozesses bezüglich dessen Robustheit und der Eigenschaften gefertigter Statoren identifizieren und ausschöpfen zu können.

Vorarbeiten in Form einer systematischen Prozessanalyse (Kapitel 4) des mehrstufigen Flachpaketbiegeprozesses dienten zur Identifizierung relevanter Werkstückkennwerten und Prozessparametern sowie Ergebnisgrößen, anhand derer die Qualität der gefertigten Statoren bestimmt wird. Die aus dieser Analyse abgeleitete Grundstruktur stellte die Basis für die Modellbildung dar. Weitere Voruntersuchungen bestanden in der Materialcharakterisierung der Kupferlackwicklung und der Statorlamellen. Die Entwicklung des Prozessmodells sowie des Modells des Statorkerns und der Wicklungen (Kapitel 5) in ANSYS Workbench 18.2 ermöglichten eine numerische Beschreibung des Umformverhaltens in Abhängigkeit von eingeführten Werkstückkennwerten und Prozessparametern. Die experimentellen Untersuchungen (Kapitel 6) zu den einzelnen Biegeoperationen und dem mehrstufigen Flachpaketprozess lieferten Ergebnisse, die mit den FE-Ergebnissen verglichen werden konnten und damit zur Validierung der numerischen Modelle dienten. Die Forschungsarbeiten resultierten in einem systematischen Ansatz zur Rundheitsoptimierung basierend auf den entwickelten FE-Modellen. Abschließend wurde die Anwendung dieses Ansatzes in den realen Fertigungsbetrieb gezeigt und die Rundheitsabweichungen zweier konstruktiv verschiedener Statortypen um über 24 % reduziert (Kapitel 7). Insgesamt stellt die vorliegende Arbeit die systematische Generierung von Prozesswissen basierend auf FE-Modellen und experimentellen Untersuchungen dar und zeigt konkrete Lösungen für aktuelle technologische Herausforderungen beim Flachpaketbiegen von Statoren für elektrische Maschinen auf.



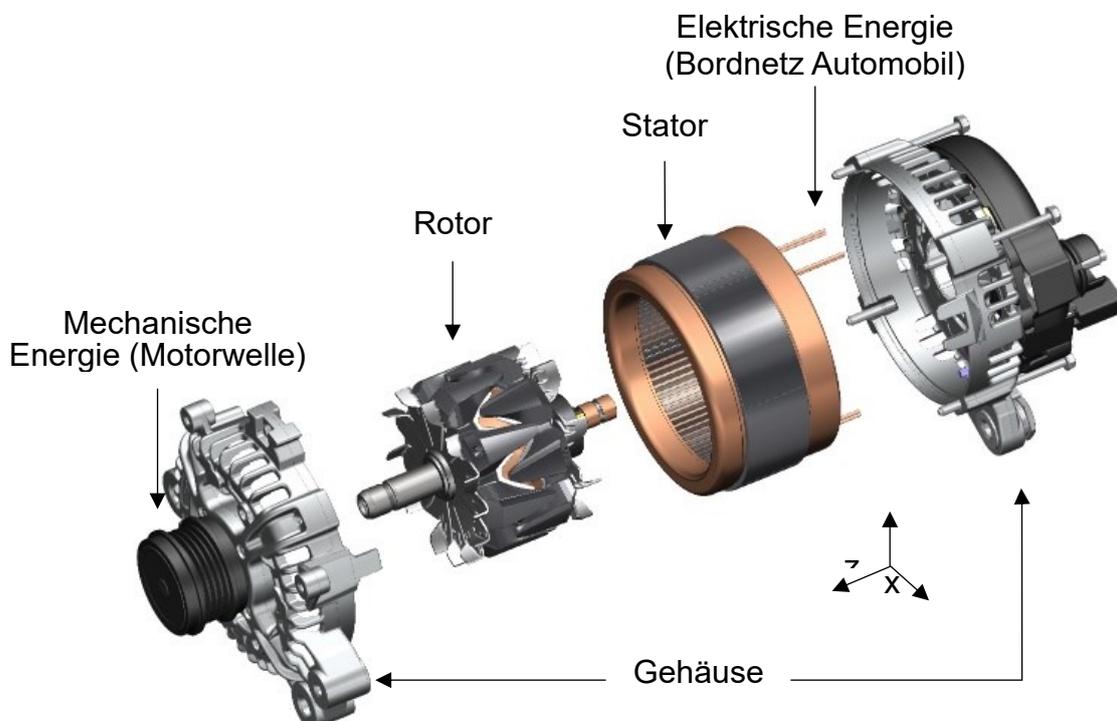
## 2 Stand der Technik

Dieses Kapitel enthält eine allgemeine Einführung in die Fertigung sich drehender elektrischer Maschinen mit Fokus auf Synchronmaschinen. Aus den elektromagnetischen Wirkprinzipien wird die Relevanz physikalischer und geometrischer Statoreigenschaften bezüglich Leistungsdichte und Effizienz der gesamten Maschine abgeleitet. Anschließend werden etablierte Statorherstellungsverfahren analysiert und mit dem im Folgenden vorgestellten Flachpaketbiegeverfahren verglichen. Vor dem Hintergrund, den Statorbiegevorgang mittels virtueller, numerischer Rechenmodelle voraussagen zu können, werden Grundlagen der Umformtechnik sowie der Umformsimulation mit entsprechender Verifizierung und Validierung erörtert.

### 2.1 Eigenschaften sich drehender elektrischer Maschinen

#### 2.1.1 Grundlagen der Synchronmaschine

Elektrische Maschinen dienen als Wandler zwischen mechanischer und elektrischer Energie auf der Grundlage von elektromagnetischen Wirkmechanismen [7]. Bei der Wandlung von mechanischer in elektrische Energie handelt es sich um einen elektrischen Generator und vice versa um einen Elektromotor. Bild 2-1 zeigt eine Explosionsdarstellung eines Generators der Firma SEG Automotive GmbH, die als fremderregte Synchronmaschine mit innenlaufendem Rotor produziert wird. Das Bild zeigt die Positionierung der einzelnen Unterbaugruppen Stator, Rotor und das Gehäuse der elektrischen Maschine.



**Bild 2-1:** Explosionsdarstellung einer fremderregten Innenpolmaschine der Firma SEG Automotive GmbH

Aufgrund der Vielzahl an heute bekannten Bauformen für rotierende elektrische Maschinen und den damit einhergehenden Wirkmechanismen wird vorerst ein Überblick über elektrische Maschinen mit einer anschließenden Einordnung der Synchronmaschinen gegeben. Kapitel 2.1.1.2 bietet eine Erläuterung der Funktion und der zugrundeliegenden elektrodynamischen Wirkprinzipien.

### 2.1.1.1 Einordnung der Synchronmaschinen

Die Wirkprinzipien elektrischer Rotations- und Linearmaschinen beruhen auf magnetischen Kräften und ermöglichen damit eine Wandlung zwischen elektrischer Leistung und rotatorischen bzw. linearen Bewegungen. Die im weiteren Verlauf dieser Arbeit betrachteten rotierenden elektrischen Maschinen bestehen stets aus einem rotierenden Läufer oder Rotor und einem feststehenden Ständer oder Stator. Bei Innenläufern wird der Rotor vom raumfesten Stator umschlossen, bei Außenläufern befindet sich der Rotor außen. Rotierende elektrische Maschinen lassen sich neben ihrer Bauform zudem durch ihre Stromart (Gleichstrom, Wechselstrom, Drehstrom und Impulsstrom) und den zugrundeliegenden Wirkmechanismen (Kommutator, Asynchron und Synchron) kategorisieren [8]. In Tabelle 2-1 sind einige Elektromotortypen beispielhaft aufgeführt und den genannten Kategorien zugeordnet. Eine grundlegende Bedingung für die Funktionalität im Motorbetrieb ist, dass entweder der Stator oder der Rotor ein rotierendes Magnetfeld abhängig von der anliegenden Bestromung aufbauen kann. Umgekehrt muss im Generatorbetrieb einer der beiden Unterbaugruppen fähig sein, ein sich änderndes Magnetfeld in elektrischen Strom umzuwandeln.

**Tabelle 2-1:** Rotierende elektrische Motoren kategorisiert nach Stromart und Wirkmechanismus in Anlehnung an [8]

		Wirkmechanismus		
		Stromwendermaschine	Asynchronmaschine	Synchronmaschine
Stromart	Gleichstrom	- Permanenterregter GSM - Reihen-, Neben- und Doppelschlussmotor - Fremderregter GSM		
	Wechselstrom	- Reihenschlussmotor	- Spaltnotor - Kondensatormotor	- Hysteresemotor - Reluktanzmotor
	Drehstrom	- Nebenschlussmotor	- Käfigläufermotor - Schleifringläufermotor	- Permanenterregte Synchronmaschine - Fremderregte Schenkel- und Vollpolmaschine
	Impulsstrom			- Schrittmotor - Elektronikmotor

Gleichstrommotoren (GSM) benötigen zusätzliche konstruktive Maßnahmen, um sowohl eine Umpolung als auch eine Drehung des Magnetfelds zu erzeugen. Der Kommutator ermöglicht diese Umpolung des Statorfelds, indem der Rotor über einen Schleifkontakt elektrisch mit der raumfesten Stromquelle verbunden ist. Die Wechselwirkung zwischen der Drehung des Rotors und der Funktion des Schleifkontakts ermöglicht eine drehzahlabhängige Umpolung und erzeugt damit den Wechselstrom in der Leiterspule [9]. Der prinzipielle Aufbau von elektrisch erregten Gleichstrommaschinen unterscheidet sich im Wesentlichen darin, ob die Rotorwicklung in Serie, parallel oder getrennt von der Statorwicklung geschaltet ist. Der Reihenschlussmotor zeichnet sich durch die in Serie geschalteten Stator- und Rotorwicklungen aus und kann aus diesem Grund mit Gleich- und auch mit Wechselstrom betrieben werden. Weitere elektrische Maschinen, basierend auf Wechselstromerregung, beruhen nicht auf dem Kommutator-, sondern entweder auf dem Asynchron- oder Synchronprinzip. Das Drehmoment von Asynchronmotoren resultiert stets aus einer Drehzahldifferenz zwischen dem umlaufenden magnetischen Stator- und Rotorfeld, dem sogenannten Schlupf [8]. Diese Relativbewegung zwischen Stator- und Rotorfeld induziert eine Spannung in der Wicklung des innen- oder außenliegenden Rotors, der auch Kurzschlussläufer genannt wird. Der daraus resultierende Stromfluss interagiert wiederum mit dem umlaufenden magnetischen Statorfeld und führt dadurch zu einer tangentialen Kraftwirkung auf den Rotor, also zu einem Drehmoment. Im belasteten Fall liegt somit immer eine Drehzahlasynchronität zwischen Rotor- und Statorfeld vor. Die Drehung des Statorfelds kann einerseits direkt durch einen eingespeisten Drehstrom, andererseits durch einen, mittels konstruktiver Maßnahmen umgewandelten, Wechselstrom erzeugt werden. Im Gegensatz zu den Asynchronmaschinen umfasst die Kategorie des synchronen Wirkmechanismus jene Maschinen deren Rotoren sich im Betrieb synchron zum Statorfeld drehen. Der Stator eines Synchronmotors wird mit phasenverschobenen Wechselströmen, also einem Drehstrom, gespeist. Die Anordnung der Statorwicklung führt bei der Bestromung zu einem magnetischen Drehfeld, dessen Drehzahl abhängig von der Drehstromfrequenz und der Anzahl an Polpaaren ist [9]. Der Rotor ist dabei entweder elektrisch fremderregt (FESM) oder mittels Dauermagneten, also als permanentmagneterregte Synchronmaschine (PMSM) ausgeführt. Während die vorher genannten Funktionsprinzipien auf regelmäßigen Wechselströmen basieren, zeichnet sich die letzte Kategorie der Impulsstrommaschinen dadurch aus, dass ein Steuergerät jede Umpolung einzeln generiert. Diese Antriebe werden vorrangig in hochpräzisen Stellmechanismen verwendet [8].

In der Elektrifizierung des automobilen Antriebsstrangs zählen sowohl permanent- und fremderregte Synchronmaschinen als auch Asynchronmaschinen zu den gebräuchlichsten Bauformen [1]. Typische Anwendungen sind Generatoren, Anlasser bzw. Starter sowie hybride und rein elektrische Antriebsstränge. Im Folgenden dient das Funktionsprinzip der Synchronmaschinen und

insbesondere das der permanenterregten Innenpolmaschine als Basis für Erläuterungen zum physikalischen Wirkprinzip. Nach [10] gilt die Wickeltechnik des Stators neben der Durchführung von Statorprüfungen und der Endmontage als Kostentreiber in der Produktion von elektrischen Maschinen. Kapitel 2.1.2 legt im Folgenden relevante Statormerkmale dar, insbesondere die elektrischen Verluste in den Wicklungen und die Ummagnetisierungsverluste im Eisenkern. Diese Merkmale weisen eine hohe Relevanz bei der Bewertung von Statorherstellungsverfahren auf (siehe Kapitel 2.1.3) und begründen die aktuellen Forschungsaktivitäten in diesem Bereich [11], beispielsweise um Nutzfüllgrade immer weiter zu steigern [10, 12].

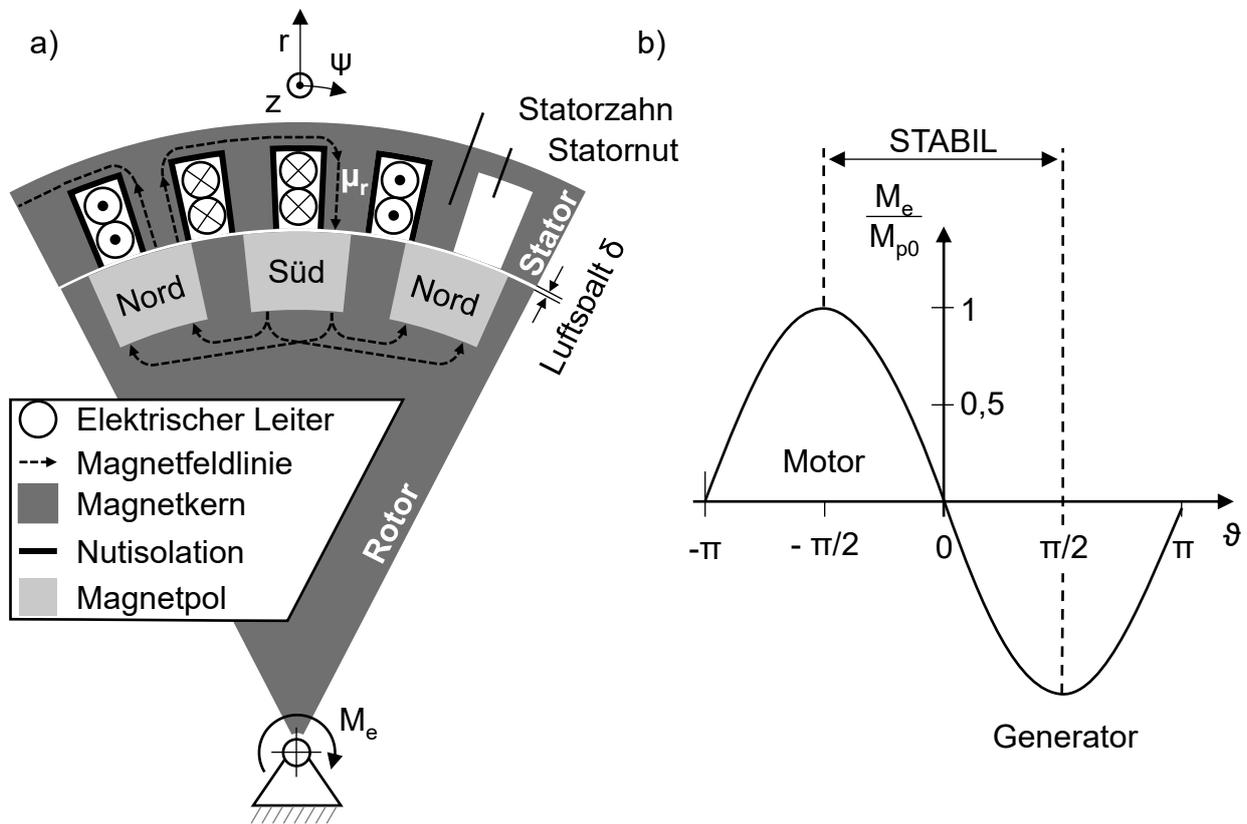
### 2.1.1.2 Physikalisches Wirkprinzip von permanenterregten Synchronmaschinen

Die Funktionsweise der Statoren von Synchronmaschinen beruht auf Wechselwirkungen zwischen elektrischen Strömen in den Statorwicklungen und den magnetischen Feldern im Stator Kern. Sie basiert demnach auf den elektromagnetischen Grundprinzipien. Um einen stromdurchflossenen Leiter befindet sich ein gerichtetes Magnetfeld mit der Feldstärke  $H$ , dessen Betrag vom Strom  $I$  abhängig ist. Gleichung (2-1) zeigt auf der linken Seite die 1. Maxwell'sche Gleichung [13]. Die Fläche  $A$  beschreibt die von der magnetischen Zirkulation eingeschlossene Fläche,  $g$  die Stromdichte im Leiter. Nach Vernachlässigung der zeitabhängigen Verschiebungsstromdichte  $\frac{\partial \vec{D}}{\partial t}$  ergibt sich das Durchflutungsgesetz auf der rechten Seite von Gleichung (2-1). Die Anwendung des Integrals auf eine angenommene, kreisförmige Magnetfeldlinie ergibt Gleichung (2-2), in der die Magnetfeldstärke  $H$  proportional zum Strom  $I$  und umgekehrt proportional zum Radius  $r$  ist. Die Integration der Magnetfeldstärke  $H$  über einen Wegabschnitt  $s$  liefert die sogenannte magnetische Spannung  $V_M$ . Bei einer Integration über einen geschlossenen Weg wird von der magnetischen Durchflutung  $\theta$  gesprochen.

$$\int_A \text{rot} H \cdot dA = \int_A \left( g + \frac{\partial D}{\partial t} \right) \cdot dA \rightarrow \oint_s \vec{H} \cdot d\vec{s} = I \quad (2-1)$$

$$\theta = \oint_s \vec{H} \cdot d\vec{s} = H \cdot 2\pi \cdot r = I \quad (2-2)$$

In einer Spule mit der Windungszahl  $N$  überlagern sich die magnetischen Durchflutungen  $\theta$  und es resultiert eine von  $N$  abhängige Magnetfeldstärke  $H$ . Die magnetische Flussdichte  $B$  ergibt sich aus der Magnetfeldstärke  $H$  und dem Produkt aus der Permeabilität von Vakuum  $\mu_0$  und der relativen Permeabilität des Magnetkerns  $\mu_r$ . Als Magnetkern wird jener Teil der Spule bezeichnet, in dem das Magnetfeld geführt und gebündelt wird. Das gilt sinngemäß für Statoren und ebenso für Rotoren. In Bild 2-2 a) ist ein Kreissektor einer permanenterregten Synchronmaschine mit innenliegendem Rotor schematisch dargestellt.



**Bild 2-2:** a) Segment einer idealisierten PMSM in Anlehnung an [1];

b) elektromagnetisches Drehmoment  $M_e$  bezogen auf das Kippmoment  $M_{p0}$  in Abhängigkeit vom Polradwinkel  $\vartheta$  nach [9]

Im Rotor sind Permanentmagnete mit wechselnder Polung Nord und Süd integriert. Der Rotor hat lediglich einen rotatorischen Freiheitsgrad um die z-Achse. Um den Magnetkern des Stators mit der Permeabilität  $\mu_r$  sind innerhalb der Statornuten mehrere elektrische Leiter in Form von Einzelspulen eingebracht. Die Richtung des Stromvektors innerhalb dieser Leiter wird üblicherweise durch einen eingekreisten Punkt bzw. durch ein eingekreistes Kreuz dargestellt [9, 12]. Mit der Anwendung des Durchflutungsgesetzes ergeben sich nach Gleichung (2-2) gerichtete magnetische Felder mit der magnetischen Feldstärke  $H$  im Stator Kern und bilden das Statorfeld. Diese hängen vom elektrischen Strom  $I$  ab.

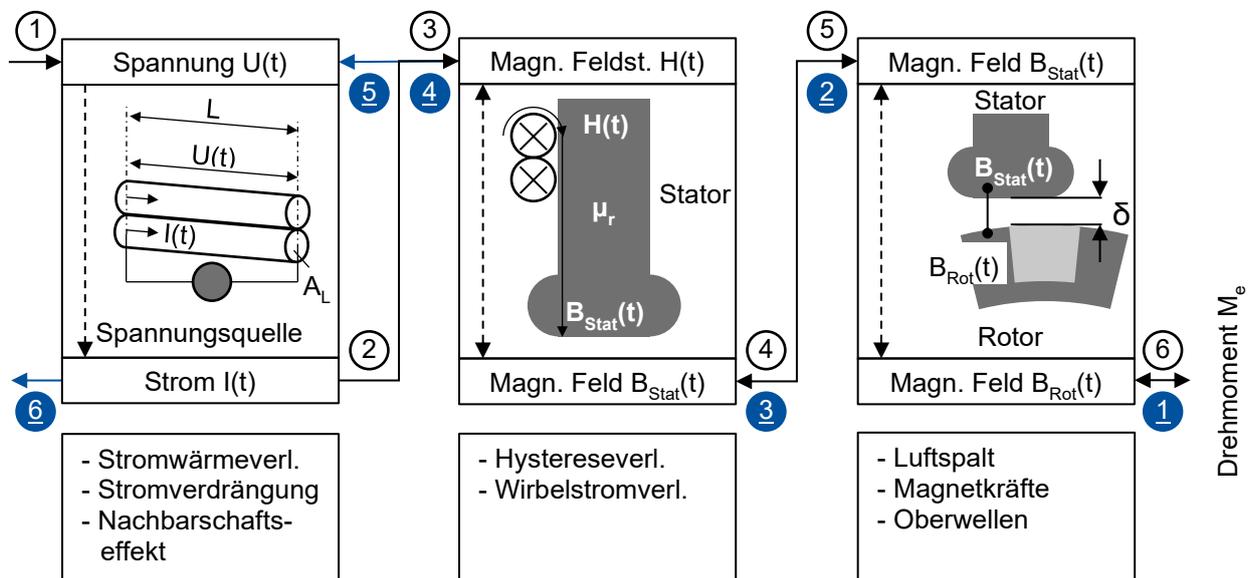
Je nach Aufbau und Schaltung der Wicklung können mehrere Nuten einen umlaufenden magnetischen Pol des Stators ergeben. Die Gründe für die Zusammenführen mehrerer Statorzähne zu einem umlaufenden Magnetpol liegen in der Verringerung von Sprüngen zwischen den magnetischen Polen, welche in einer Reduzierung der Drehmomentwelligkeit resultiert. Die dazu verwendeten verteilten Wicklungen werden näher in Kapitel 2.1.3.1 beschrieben. Im abgebildeten Beispiel gilt dies für die mittleren beiden Nuten. Die rechte Nut enthält aus darstellerischen Gründen keinen stromdurchflossenen Leiter. Der konstruktiv vorgesehene Luftspalt  $\delta$  zwischen Rotor und Stator ermöglicht die kontaktfreie Drehung des Stators, stellt aber gleichzeitig einen wesentlichen

Widerstand im magnetischen Kreis dar. Dies ist in der vergleichsweise niedrigen Permeabilität von Luft begründet, wodurch der magnetische Widerstand an dieser Stelle besonders hoch ist. Verluste im Luftspalt von rotierenden elektrischen Maschinen werden in Kapitel 2.1.2.3 dargelegt. Die Hauptfunktion des Stators in Synchronmotoren besteht in der Drehung des Statorfelds durch Änderungen der Bestromung der Statorwicklungen. Bei einer Phasenverschiebung zwischen dem Stator- und Rotorfeld, dem sogenannten Polradwinkel  $\vartheta$ , ergibt sich ein Hebelarm, der gemeinsam mit den magnetischen Anziehungs- und Abstoßungskräften zu einem Drehmoment auf den Rotor führt. Eine Vergrößerung des Polradwinkels etwa aufgrund einer Vergrößerung der Last resultiert in einer Zunahme des Hebelarms und damit in ein steigendes Drehmoment. Dieser Wirkzusammenhang wiederholt sich kreisförmig und ergibt damit das gesamte auf den Rotor wirkende elektromagnetische Drehmoment  $M_e$ . Die Abhängigkeit des elektromagnetischen Drehmoments  $M_e$  vom Polradwinkel  $\vartheta$  lässt sich nach [9] aus der Grundgleichung der elektrischen Wirkleistung und unter Vernachlässigung des elektrischen Widerstands in der Statorwicklung herleiten, siehe Gleichung (2-3). Bild 2-2 b) zeigt den Einfluss des Polradwinkels auf das Verhältnis aus Drehmoment  $M_e$  und Kippmoment  $M_{p0}$  in einem Bereich von  $-\pi$  bis  $\pi$ . Der stabile Bereich für den Motorbetrieb ist für  $-\pi/2 < \vartheta \leq 0$  gegeben und für den Generatorbetrieb für  $0 < \vartheta \leq \pi/2$ . Für Polradwinkel  $\vartheta > \pi/2$  und  $\vartheta < -\pi/2$  kommt es zum sogenannten Kippen der Synchronmaschine. In diesen Fällen wird die Maschine bis zum Stillstand gebremst, da die Magnetkräfte in die entgegengesetzte Richtung wirken. Innerhalb des Gültigkeitsbereichs führt eine betragliche Vergrößerung des Polradwinkels  $\vartheta$  zu einer entsprechenden Vergrößerung des Hebelarms sowie zu einer Zunahme des elektromagnetischen Drehmoments  $M_e$ . Eine konstante Drehung des Statorfelds führt somit zu einer synchronen Drehbewegung des Rotors mit einem konstanten Drehmoment  $M_e$  [9]. Eine Erhöhung der Last am Rotor führt lediglich zu einem größeren Polradwinkel  $\vartheta$ , jedoch nicht zu einer vom Statorfeld abweichenden Drehzahl des Rotors, womit sich diese Bauart besonders für drehzahlgeregelte Anwendungen eignet. An dieser Stelle wird auf die ausführliche Erläuterung der weiteren Faktoren Polradspannung  $U_P$ , Statorspannung  $U_S$ , Statorstrangzahl  $m_s$ , synchrone Längsreaktanz  $X_d$ , elektrischen Winkelgeschwindigkeit  $\Omega_{\text{syn}}$  und des synchronen Kippmoments  $M_{p0}$  sowie auf die Herleitung von Gleichung (2-3) in [9] verwiesen. In der Herleitung werden auftretende Verluste in der Maschine vernachlässigt, sodass die elektrischen und mechanischen Wirkleistungen betragsmäßig gleich groß sind.

$$M_e = -\frac{m_s}{\Omega_{\text{syn}}} \cdot \frac{U_S \cdot U_P}{X_d} \cdot \sin(\vartheta) \quad (2-3)$$

### 2.1.2 Verlustbetrachtung von Statorn in Innenpol-PMSM

Die in Kapitel 2.1.1.2 erläuterte Funktionsweise der PMSM basiert auf einer Idealisierung der Komponenten der elektrischen Maschine sowohl in geometrischer (z. B. ideale Rundheit des Stators) als auch in physikalischer Sicht (z. B. vernachlässigter elektrischer Widerstand der Leiter). Reale Komponenten in elektrischen Maschinen weichen von diesem Ideal ab. Dieses Kapitel widmet sich einer detaillierten Betrachtung der energetischen Verluste im Stator, um daraus Optimierungspotenziale für die Auslegung dieser Baugruppe abzuleiten und so aktuelle Forschungsaktivitäten in diesem Bereich zu begründen. Dabei werden Rotor und Leistungselektronik weiterhin als geometrisch und physikalisch ideal wirkend angenommen. Basierend auf den grundlegenden elektromagnetischen Wirkmechanismen zeigt Bild 2-3 den Wirkungspfad des Stroms an den Kontaktpunkten der Wicklung (1) bis zur kinematischen Drehbewegung des Rotors (6). Die blau markierte Nummerierung (1-6) beginnend beim Rotor ( $B_{\text{Rot}}$ ) kennzeichnet den Generatorbetrieb. In jedem Teilsystem findet ein verlustbehafteter Transport von Energie statt. Die Doppelpfeile deuten an, dass ein Teil der Statorfunktion in beiden Richtungen gleich funktioniert. Unterhalb der Teilsysteme werden die Verlustarten genannt, die während des Energietransports auftreten. Die Kenntnis über die Ursachen auftretender energetischer Verluste im Stator ermöglicht eine Bewertung von Herstellungsverfahren der erzeugten Statorn in Bezug auf deren Effizienz und stellt damit eine wesentliche Grundlage für die Weiterentwicklung vorhandener Fertigungsverfahren dar.



**Bild 2-3:** Funktionale Darstellung des Stators einer PMSM und der Verluste (1) bis (6) im Motorbetrieb und (1) bis (6) im Generatorbetrieb auf Basis elektromagnetischer Zusammenhänge zwischen Strom  $I(t)$ , Spannung  $U(t)$ , Leiterlänge  $L$  und -querschnitt  $A_L$  sowie magnetischer Feldstärke  $H(t)$ , Permeabilität  $\mu_r$  und Flussdichte im Stator  $B_{\text{Stat}}(t)$  und Rotor  $B_{\text{Rot}}(t)$

Das Anlegen einer Wechselspannung  $U(t)$  an einem elektrischen Leiter mit der Länge  $L$  führt zu einem Potenzialunterschied zwischen den beiden Anschlüssen des Leiters. Dieser Potentialunterschied wird ausgeglichen, indem die Elektronen innerhalb des Leiterwerkstoffs wandern und so einen Wechselstrom  $I(t)$  in Abhängigkeit von der angelegten Wechselspannung ausbilden. Aufgrund des werkstoff- und temperaturabhängigen elektrischen Widerstands in den Kupferwicklungen  $R(T)$  entstehen dabei u. a. Ohm'sche Verluste  $P_L$ . Durch die Umpolung der Wechselspannungen kommt es zu weiteren Verlusten. Diese Ursache der Kupfer- oder Wicklungsverluste wird in Kapitel 2.1.2.1 genauer beschrieben und tritt sowohl bei einer extern angelegten Spannung (1-2 im Motorbetrieb) als auch bei der Induktion einer Spannung aufgrund des bewegenden Rotors (5-6 im Generatorbetrieb) auf.

Auf Basis des elektrischen Stroms  $I$  wird im mittleren Teilsystem (siehe Bild 2-3) im Motorbetrieb ein magnetisches Feld mit der Feldstärke  $H$  erzeugt, im Magnetkern gebündelt und zur Zahnspitze des Stators ( $B_{Stat}$ ) geführt. Aufgrund der Beschaffenheit des Magnetkernwerkstoffes im Stator und der Umpolung des Magnetfelds kommt es bei diesem Vorgang hauptsächlich zu Hysterese-  $P_H$  und Wirbelstromverlusten  $P_W$ , die in Kapitel 2.1.2.2 näher beschrieben werden.

Trotz der Annahme eines ideal zylindrischen Rotors muss konstruktiv ein minimaler Luftspalt zwischen Stator und Rotor gegeben sein, damit ein mechanischer Kontakt bzw. Reibung im Betrieb in allen Drehzahlbereichen vermieden wird. Fertigungs- und Montagetoleranzen vergrößern den tatsächlichen Luftspalt um einen definierten Betrag. Der Luftspalt zwischen der Zahnspitze des Stators und der Spitze des Rotors stellt einen Widerstand  $R_{mag}$  im magnetischen Kreis von Stator und Rotor dar und gilt somit als Ursache für weitere Verluste. Diese werden in Kapitel 2.1.2.3 erläutert.

### 2.1.2.1 Elektrische Verluste der Statorwicklung

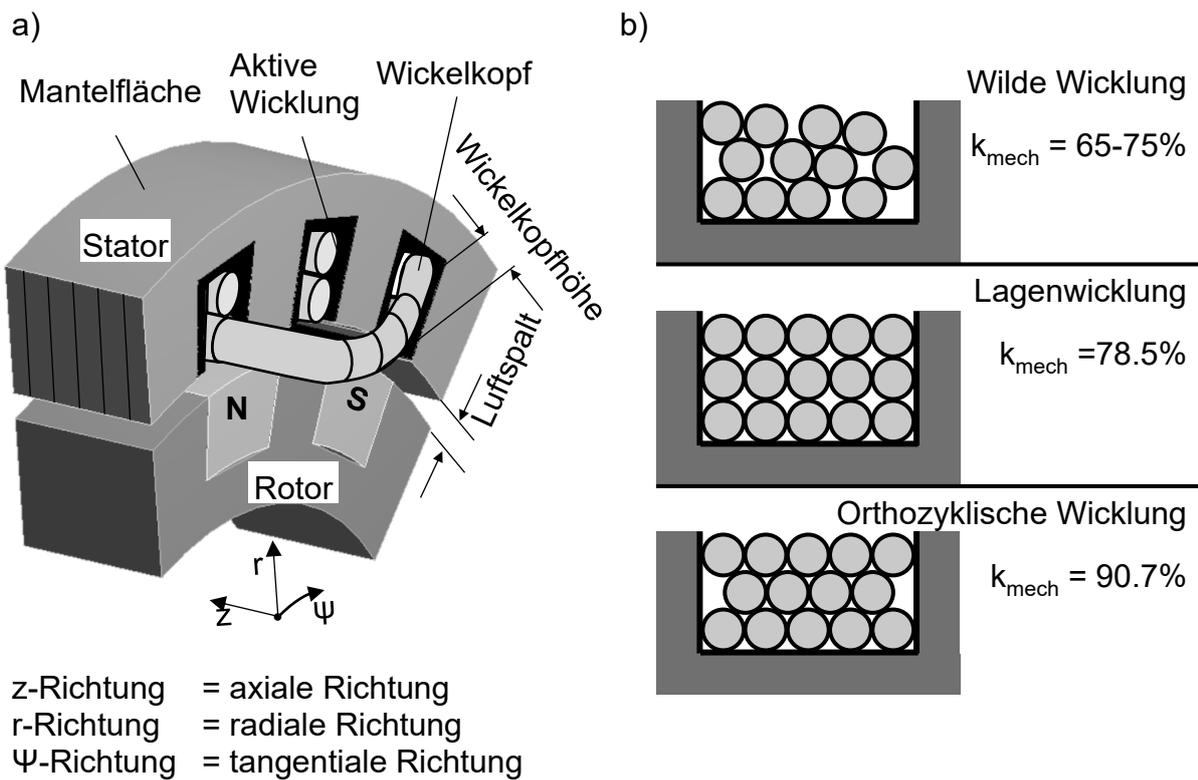
Innerhalb der Gitterstruktur metallischer Körper können freie Elektronen bewegt werden, wenn eine elektrische Potentialdifferenz erzeugt wird. Die Bewegungen der Elektronen im Leiterwerkstoff führen zu einem Ausgleich dieses Potentialunterschiedes. Bei der Bewegung der Ladungsträger kommt es zu zahlreichen Streueignissen, beispielsweise bei Wechselwirkungen zwischen Elektronen und Gitterfehlern sowie Gitterschwingungen (Phononen) im Material. Diese Streueignisse führen zu einer Reduktion der mittleren Driftgeschwindigkeit und bestimmen damit den spezifischen elektrischen Widerstand  $\rho_e$  [14]. Die Wechselwirkung mit Gitterfehlern ist unabhängig von der Temperatur und wird mit Restwiderstand  $\rho_0$  bezeichnet. Untersuchungen haben gezeigt, dass ein Anstieg der Gitterfehler durch Kaltverfestigungsvorgänge beim Umformen des Drahtes zu signifikanten Erhöhungen des spezifischen Widerstands  $\rho_e$  führten [12]. Die Wechselwirkungen mit den Gitterschwingungen sind abhängig von der Temperatur und nehmen bei

metallischen Werkstoffen mit der Temperatur zu. Die Zunahme des elektrischen Widerstands in Abhängigkeit von der Temperatur wird in gewissen Temperaturbereichen üblicherweise als linear mittels eines Temperaturkoeffizienten  $\alpha_{20}$  angenommen. Für reines Kupfer beträgt der Temperaturkoeffizient  $3,9 \cdot 10^{-3} \text{ 1/}^\circ\text{C}$  [3], durch Zulegieren anderer Elemente kann dieser erheblich gesenkt werden. Nach [12] und [9] werden für Statorwicklungen üblicherweise Kupferlackdrähte mit möglichst hohen Kupferanteilen verwendet, da das Zulegieren zwar den Temperaturkoeffizienten reduzieren kann, aber gleichzeitig auch die elektrische Leitfähigkeit bei Raumtemperatur senkt. So setzt sich CU-ETP1 (CW003A) nach DIN EN 13602 aus Kupfer mit maximal 0,04 Massen-% Sauerstoff und maximal 0,0065 Massen-% weiterer Elemente zusammen [15]. Gleichung (2-4) zeigt die Abhängigkeit der elektrischen Verluste  $P_L$  von dem geführten Strom  $I$  und dem Ohm'schen Widerstand  $R(T)$  [3, 12]. Dabei hängt der Ohm'sche Widerstand von dem temperaturabhängigen  $\rho(T)$  und dem -unabhängigen  $\rho_0$  spezifischen Widerstand, der gesamten Leiterlänge  $L$  und dem Leiterquerschnitt  $A_L$  ab. Es ist erkennbar, dass eine Erhöhung der Leiterlänge  $L$  bzw. eine Reduzierung des Drahtquerschnitts  $A_L$  zu einer Zunahme der Verlustleistung in Form von Wärme führt [3].

$$P_L = I^2 \cdot R(T) = I^2 \cdot \left( \rho_0 + \rho(T) \right) \cdot \frac{L}{A_L} \quad (2-4)$$

Bild 2-4 a) zeigt eine isometrische Darstellung eines Stators mit einem genuteten Eisenkern, den Isolationsfolien und den isolierten Leitern als gewickelte Spulen. Das Festlegen der Mantelfläche des Stators dient zur konkreten Zuordnung von Ergebnissen im weiteren Verlauf der Arbeit. Die Wicklung lässt sich in einen aktiven Abschnitt innerhalb der Nuten des Eisenkerns und in einen passiven Teil, den Wickelkopf mit einer gewissen Wickelkopfhöhe, unterteilen. Aus darstellerischen Gründen wird nur ein Verbinderdraht des Wickelkopfes gezeigt. Wendet man auf diese Anordnung Gleichung (2-4) an, ergeben sich für den Bau von Statoren konstruktive Anforderungen. Die wichtigsten sind:

1. Verwendung von Materialien für elektrische Leiter mit geringen spezifischen Widerständen  $\rho_e$  [12]
2. Geringe Kaltverfestigung bei der Fertigung der Wickelkopfgeometrie [16]
3. Minimieren der Leitergesamtlänge  $L$  durch Reduzieren der Wickelkopfhöhe [10]
4. Maximieren der Leiterquerschnitte  $A_L$  durch gesteigerte Nutausnutzung [17, 18, 19]
5. Konstruktive Möglichkeiten zur Kühlung der Wicklung [3]
6. Sicherstellung der elektrischen Isolierung zwischen den Leitern [12]



**Bild 2-4:** Statorquerschnitte a) Wickelkopf und aktive Wicklung; b) Darstellungen unterschiedlicher mechanischer Füllfaktoren [20]

Aktuelle nationale und internationale Forschungsaktivitäten im Bereich der Statorwicklung beschäftigen sich mit den Handlungsmaßnahmen, die sich aus den genannten konstruktiven Anforderungen ergeben. Während die elektrischen Leiter innerhalb der Nut einen positiven Beitrag zur Erzeugung des Statorfelds leisten, dienen die Verbinderdrahte im Wickelkopf lediglich zur Verschaltung der aktiven Wicklungsabschnitte des Stators bzw. des Rotors. Die Leiterabschnitte im Wickelkopf tragen trotzdem zu den beschriebenen Ohm'schen Verlusten und jenen aufgrund von „parasitären“ Magnetfeldern bei [10]. Folglich führt eine Reduzierung der Leiterlänge im Wickelkopf zu einem Herabsetzen der Statorverluste. Dies gilt unter Annahme einer gleichbleibenden plastischen Verformung des Leiters und eines entsprechend ausgelegten Kühlkonzepts. Außerdem ermöglicht die Reduzierung der Wickelkopfhöhe eine verringerte axiale Baulänge, ein geringeres Gewicht der elektrischen Maschine und eine Reduzierung des benötigten Kupfers, welche die Materialkosten herabsetzt [17]. Mögliche Wickelkopfstrukturen und damit auch die Wickelkopfabmessungen hängen von dem verwendeten Wickelverfahren ab (siehe Kapitel 2.1.3).

Die aktiven Leiter innerhalb der Statornuten werden hauptsächlich bezüglich ihres Querschnitts bewertet, da die axiale Länge des Statorkerns und damit die aktive Länge der Leiter durch die Auslegung der Maschine vorgegeben ist. Das Verhältnis zwischen der gesamten Leiterquerschnittsfläche  $A_{L,ges}$  innerhalb einer Nut und der verfügbaren Nutquerschnittsfläche  $A_{Nut} - A_{Folie}$  definiert den sogenannten mechanischen Füllfaktor  $k_{mech}$ . Da weder die Isolationsfolie noch die

Lackschicht des elektrischen Leiters einen Einfluss auf die Erzeugung des magnetischen Feldes haben, werden diese Querschnittsflächen ( $A_{\text{Folie}}$  und  $A_{\text{Lack}}$ ) in der Berechnung des elektrischen Füllfaktors  $k_{\text{el}}$  nicht berücksichtigt. Gleichungen (2-5) und (2-6) stellen eine vereinfachte Form der in [21] vorgestellten Definitionen des mechanischen  $k_{\text{mech}}$  und elektrischen  $k_{\text{el}}$  Füllfaktors dar.

$$k_{\text{mech}} = \frac{A_{\text{L,ges}} + A_{\text{Lack}}}{A_{\text{Nut}} - A_{\text{Folie}}} \cdot 100 \% \quad (2-5)$$

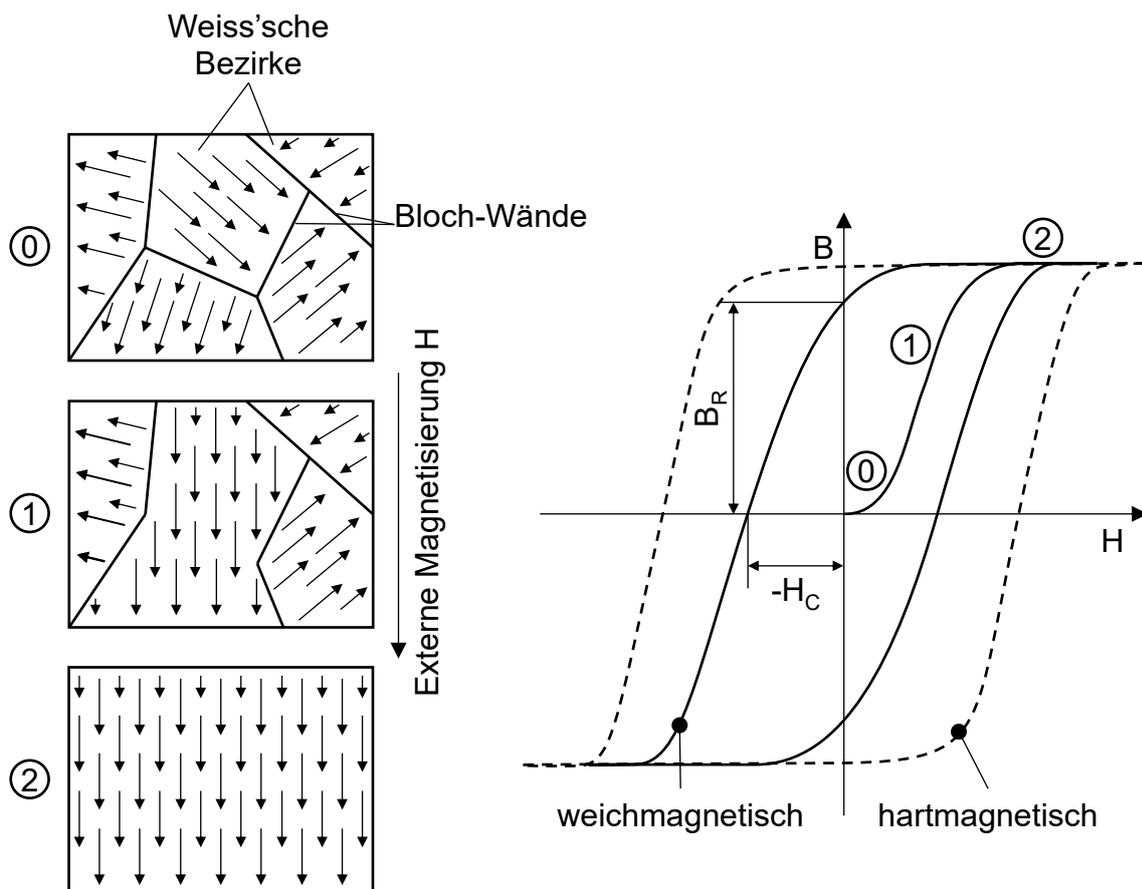
$$k_{\text{el}} = \frac{A_{\text{L,ges}}}{A_{\text{Nut}}} \cdot 100 \% \quad (2-6)$$

Der mechanische Kupferfüllfaktor bietet eine Möglichkeit zur Bewertung der Güte von Wickelstrategien, die in Kapitel 2.1.3 beschrieben werden. So unterscheiden sich die „Wilde“ und die „Orthozyklische“ Wicklung sowie die „Lagenwicklung“ dadurch, dass die Wicklungslagen in einer unterschiedlichen Packungsdichte aufeinander platziert werden, siehe Bild 2-4 b). Die „Wilde“ Wicklung weist geringere Prozessanforderungen bezüglich der Positionierung einzelner Leiter in der Nut auf und führt daher zu relativ geringen Nutfüllgraden. Die exakte Positionierung der Drähte innerhalb der verfügbaren Nutfläche bei der „Orthozyklischen“ Wicklung und bei der „Lagenwicklung“ erfordert eine hohe Präzision der entsprechenden Wickelwerkzeuge und kann dadurch auch einen Einfluss auf die Wickelleistung der Anlage zur Folge haben. Zudem besteht eine weitere Möglichkeit zur Steigerung der Füllfaktoren darin, Profildrähte an Stelle von Runddrähten zu verwenden. Daraus resultieren allerdings zusätzliche Herausforderungen in der Prozesskette, zum Beispiel erhöht ein Profildraht die Anforderungen an den Prozess zum Formen des Wickelkopfes signifikant [12]. Grundsätzlich legt die DIN EN 60317 [22] die Lieferbedingungen von Wickeldrähten mit verschiedener Geometrie und Beschichtung fest. Neben den Ohm'schen Verlusten kommt es bei höherfrequenten Wechselströmen zum sogenannten Stromverdrängungseffekt (engl.: skin effect) [3]. Die bewegten Elektronen befinden sich hierbei in Abhängigkeit von der Frequenz zunehmend in den äußeren Bereichen des Leiters und verursachen demnach eine verringerte Ausnutzung des zu Verfügung stehenden Leiterquerschnitts. Einfluss hat ebenfalls der Nachbarschafts-Effekt (engl.: proximity effect). Dieser ist begründet in der gegenseitigen Beeinflussung von benachbarten Spulendrähten oder Streuflüssen von Magnetfeldern, die Wirbelströme und damit zusätzliche elektrische Widerstände erzeugen. Die Einflüsse dieser Effekte auf die Effizienz und Leistungsdichte der Statoren elektrischer Maschinen sind Gegenstand aktueller Forschungsarbeiten [23–25].

### 2.1.2.2 Magnetfeldschwächung im Stator Kern

Die Güte der Führung eines externen Magnetfelds zwischen der Wicklung und Statorspitze  $B_{\text{Stat}}$  (im Motorbetrieb 3-4, siehe Bild 2-3) hängt von der verwendeten Materialzusammensetzung des

Statorkerns ab. Das Verhalten eines Werkstoffs innerhalb eines Magnetfelds wird u. a. beschrieben durch dessen relative magnetische Permeabilität  $\mu_r$  [26]. Dieser Kennwert kennzeichnet die Fähigkeit einer Ausrichtung der magnetischen Momente der Atome im inneren der Materie und ermöglicht damit eine Kategorisierung von Materialien in diamagnetisch ( $\mu_r < 1$ ), neutral ( $\mu_r = 1$ ), paramagnetisch ( $\mu_r > 1$ ) sowie, ferri- oder ferromagnetisch ( $\mu_r \gg 1$ ) [27]. In ferromagnetischen Materialien lassen sich sogenannte Weiss'sche Bezirke mit geordneten, parallelen Elementarmagneten identifizieren, die durch Bloch-Wände voneinander getrennt sind. Beim Anlegen eines externen Magnetfeldes übertragen sich die Magnetisierungen benachbarter Atome in der Weise aufeinander, dass sich Weiss'sche Bezirke zusammenschließen bis hin zur magnetischen Sättigung des Materials. Bild 2-5 stellt diesen Vorgang schematisch dar. Bild 2-5 zeigt außerdem die Hysteresekurve, die genutzt wird, um die Abhängigkeit zwischen der magnetischen Flussdichte  $B$ , dem verwendeten ferromagnetischen Werkstoff und der externen magnetischen Feldstärke  $H$  darzustellen. Wird das externe Magnetfeld entfernt, bleibt in ferromagnetischen Werkstoffen die Remanenzmagnetisierung  $B_R$  bestehen.



**Bild 2-5:** Verhalten von ferromagnetischen Werkstoffen bei externer Magnetisierung  $H$  in Anlehnung an [14]

Bei einer entgegengesetzten Magnetisierung muss diese Remanenzmagnetisierung  $B_R$  überwunden werden, dazu wird die werkstoffabhängige Koerzitivfeldstärke  $H_C$  benötigt. Ferromagnetische Werkstoffe werden anhand ihrer Koerzitivfeldstärke in hart- und weichmagnetisch eingestuft und begründen damit Verluste, die bei einer Ummagnetisierung auftreten. Die Hystereseverluste hängen ab von der Koerzitivfeldstärke  $H_C$ , der Induktionsamplitude  $\hat{B}$  und der Frequenz  $f$ . Die in [26] angegebene Gleichung für die Leistungsdichte wurde um das Volumen des im magnetischen Fluss befindlichen Werkstoffs  $V$  erweitert, um die tatsächlichen Hystereseverluste mit Gleichung (2-7) berechnen zu können.

$$P_H = 2 \cdot H_C \cdot \hat{B} \cdot f \cdot V \quad (2-7)$$

Aufgrund der hohen Anzahl an Ummagnetisierungsvorgängen eignen sich weichmagnetische Materialien mit einer geringen Koerzitivfeldstärke besonders für Statoren permanenterregter elektrischer Maschinen.

Neben den Hystereseverlusten entstehen bei der Ummagnetisierung im Eisenkern auch elektrische Verluste. Ein zeitlich veränderliches Magnetfeld induziert Spannungen, die in elektrisch leitfähigen Materialien zu Wirbelströmen senkrecht zur Magnetflussrichtung führen. Die lamellierte Ausführung des Eisenkerns ermöglicht eine Isolierung einzelner Schichten zueinander und verhindert dadurch die Ausbreitung großer energiereicher Wirbelströme. Die Wirbelstromverluste hängen ab von der Lamellendicke  $d$ , dem spezifischen elektrischen Widerstand  $\rho_e$ , der Induktionsamplitude  $\hat{B}$ , der Frequenz  $f$  und der Werkstoffdichte  $\rho$ . Die in [28] angegebene Gleichung für die gewichtsbezogene Leistung wurde um die Masse des betrachteten Werkstoffs  $m$  erweitert, um in Gleichung (2-8) die tatsächlichen Wirbelstromverluste  $P_W$  zu erhalten.

$$P_W = \frac{(\pi \cdot f \cdot s_0 \cdot \hat{B})^2}{6 \cdot \rho_e \cdot \rho} \cdot m \quad (2-8)$$

Da beide sogenannten Eisenverluste (Hysterese- und Wirbelstromverluste) abhängig von der Frequenz  $f$  sind, ist es möglich, dass die gleiche elektrische Maschine im niedrigen Drehzahlbereich überwiegend Ohm'sche Verluste und im hohen Drehzahlbereich überwiegend Eisenverluste aufweist. Die Kühlkonzepte des Stators müssen darauf abgestimmt sein.

In DIN EN 10106 sind die Anforderungen bezüglich magnetischer und geometrischer Eigenschaften von sogenannten nicht-kornorientierten Elektroblechen genormt [29]. Ebenso sind die Materialbezeichnungen des Kernmaterials festgehalten. Die Bezeichnung von Elektroblechen, z. B. M800-50A, ist gemäß DIN EN 10027-1 genormt [30]. Der erste Buchstabe M kennzeichnet den Werkstoff als Elektroband oder -blech. Die darauffolgende dreistellige Ziffer quantifiziert die höchstzulässigen Ummagnetisierungsverluste. Die Nenndicke des Blechs wird durch die Zahl

hinter dem Bindestrich festgelegt. Der abschließende Buchstabe A kennzeichnet den Werkstoff als nichtkornorientiertes Elektroblech. Diese Materialkennzeichnung entspricht nach DIN EN 10027-2 der Materialnummer 1.0816 [31]. Insgesamt zeichnen sich diese durch hohe Siliziumgehalte von bis zu 5 Massen-% aus [28]. Für Anwendungen in der Automobilindustrie liegen die Materialdicken üblicherweise zwischen 0,2 und 1,0 mm [1]. In der Herstellung wird der Kohlenstoffanteil der Elektrobleche daher auf 20-30 ppm begrenzt, um die magnetischen Eigenschaften möglichst hoch zu halten [28]. Nach [32, 33] führt das Einbringen von Aluminium zu einer signifikanten Steigerung des spezifischen Widerstands, was in eine geringere Wirbelstromausbildung resultiert. Die Verwendung von Silizium oder Aluminium als Legierungselemente begünstigen die Grobkornbildung und haben damit einen positiven Einfluss auf die Reduktion der Koerzitivfeldstärke  $H_C$  und damit der Hystereseverluste. Nach [27] tritt der positive Effekt bezüglich der Korngröße ab einer Siliziumkonzentration von 2,2 Massen-% ein und wird durch eine Zunahme der Korngröße durch vermehrt auftretende Wirbelstromverluste bei Korngrößen von 160  $\mu\text{m}$  begrenzt. Gleichzeitig steigt der spezifische Widerstand des Werkstoffs mit einer Zunahme der Legierungselemente, sodass ein geeigneter Kompromiss für den entsprechenden Anwendungsfall gefunden werden muss. Zusätzlich zur Zusammensetzung der Schmelze zeigen die nachfolgenden Bearbeitungsschritte Warmumformen, Kaltumformen und Schlussglühen in der Herstellung der Elektrobleche einen signifikanten Einfluss auf die Gefügestruktur und damit auf das magnetische Verhalten [34]. Zur Erzeugung der Lamellengeometrien werden hauptsächlich folgende Verfahren angewendet: Stanzen, Laser- und Wasserstrahlschnitt sowie in Sonderfällen Erodieren. Dabei hat die verfahrensbedingte Schnittkantenbeschaffenheit einen signifikanten Einfluss auf die magnetische Leitfähigkeit und muss in der Statorauslegung berücksichtigt werden [35–37]. Beispielsweise kann es aufgrund des Trennverfahrens zu übermäßiger Gratbildung und damit zu ungewollten elektrischen Kurzschlüssen zwischen den Blechen oder zu einer Abnahme der Magnetisierbarkeit durch die entstandenen Gefügeänderungen im Material kommen. Zusätzliche Einflüsse auf den Magnetfluss in Stator und Rotor aufgrund von Vorgängen zur Erzeugung des Lamellenpakets durch Schweißen, Verbacken [36] oder Stanzpaketieren sowie die Montagevorgänge beispielsweise Einschrumpfen sind ebenfalls Gegenstand aktueller Forschungsarbeiten. Richtwerte für die Verluste typischer Elektrobleche liegen je nach Blechdicke zwischen 1,0 und 5,8 W/kg bei 50 Hz und 1,5 T [38].

### 2.1.2.3 Luftspaltverluste

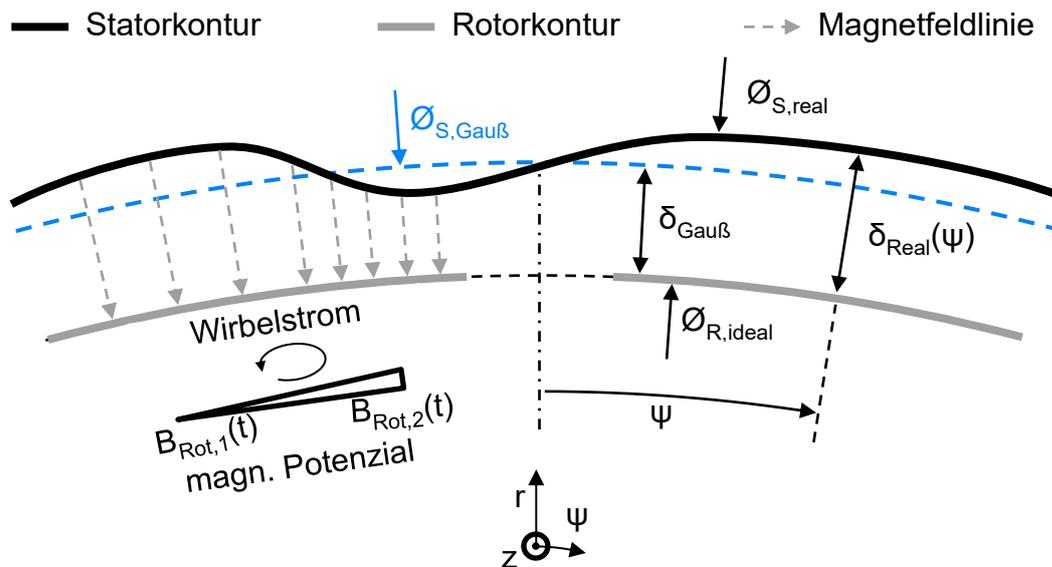
Zur Vermeidung eines Kontakts zwischen dem beweglichen Rotor und dem feststehenden Stator im Betrieb ist ein Luftspalt zwischen den beiden Unterbaugruppen der elektrischen Maschine konstruktiv vorgesehen. Die Veränderungen des Außendurchmessers des Rotors, welche die

Fliehkräfte im Betrieb und Maßabweichungen in der Fertigung und Montage verursachen, sind bei den konstruktiven Vorgaben des Luftspalts berücksichtigt. Statorseitig sind demnach die Zylindrizität des Innendurchmessers und die Lagetoleranz des Innendurchmessers bezüglich der Anschlusskonstruktionen relevant. Gemäß DIN EN ISO 1101 [39] beschreibt die Zylindrizität die Mantelflächen zweier coaxialer Zylinder, die den bemaßten Durchmesser einschließen. Diese Definition umfasst somit die Rundheit (Kreisform) einer zweidimensionalen Geometrie als auch eine Begrenzung der Konizität einer dreidimensionalen Fläche. Das bedeutet, dass jede geometrische Abweichung des Stators bezüglich seines Minimaldurchmessers die Dimension des tatsächlichen Luftspalts zwischen Stator und Rotor vergrößert. Im magnetischen Kreis erweist sich der Luftspalt als besonders relevant, da die magnetische Permeabilität von Luft um einige Zehnerpotenzen geringer ist als die Permeabilität des Stator- und Rotorkerns [9]. Im Umkehrschluss bedeutet dies, dass der magnetische Widerstand nahezu vollständig im Luftspalt gebildet wird. Diese Annahme ist nur im magnetisch ungesättigten Bereich gültig. Unter Vernachlässigung der magnetischen Widerstände von Stator und Rotor zeigt sich der Zusammenhang zwischen Luftspalt  $\delta$  und dem erzeugten Magnetfeld  $B_\delta$  nach Überwindung des Luftspalts in Gleichung (2-9) [20], wobei  $N$  die Windungszahl,  $I$  die Stromstärke und  $\mu_0$  die magnetische Feldkonstante in Luft darstellen.

$$B_\delta \approx \frac{\mu_0 \cdot N \cdot I}{\delta} \quad (2-9)$$

Im Motorbetrieb ist das für den Rotor verfügbare Magnetfeld demnach direkt abhängig von der Dimension des Luftspalts. Im Generatorbetrieb ist das auf den Stator übertragene Magnetfeld direkt abhängig vom Luftspalt. Für beide Betriebsarten gilt, dass die erreichbare Leistungsfähigkeit der Maschine steigt, wenn der Luftspalt reduziert wird. Die konstruktive Festlegung des Luftspaltes ergibt sich aus der inneren Statorkontur und der äußeren Rotorkontur, siehe Bild 2-6.

Die Statorkontur mit dem Verlauf  $\varnothing_{S,real}$  zeigt eine schematische Schnittdarstellung der inneren Mantelfläche eines Stators. Der Verlauf dieser Mantelfläche weist Rundheitsabweichungen auf, ein Ausgleichskreis nach Gauß mit dem Durchmesser  $\varnothing_{S,Gauß}$  lässt sich anhand der Methode der kleinsten Fehlerquadrate ermitteln [40]. Bei der nachfolgenden Bewertung von Statorherstellungsverfahren wird angenommen, dass die Rotorkontur  $\varnothing_{R,ideal}$  eine idealen Zylinderfläche beschreibt. Der mittlere Luftspalt  $\delta_{Gauß}$  ergibt sich aus dem Abstand zwischen dem inneren Gaußdurchmesser des Stators  $\varnothing_{S,Gauß}$  und dem äußeren Durchmesser des Rotors  $\varnothing_{R,ideal}$  und dient zur überschlägigen magnetischen Auslegung der elektrischen Maschine.



**Bild 2-6:** Schematischer Ausschnitt eines ideal zylindrischen Rotors ( $\varnothing_{R,ideal}$ ), eines Stators mit Rundheitsabweichungen ( $\varnothing_{S,real}$ ), der resultierenden Luftspaltverteilung  $\delta_{Real}(\psi)$  und der daraus folgenden Bildung eines magnetischen Potentials zwischen  $B_{Rot,1}(t)$  und  $B_{Rot,2}(t)$  in Abhängigkeit von der Zeit  $t$  im Rotorvolumen

Zusätzlich zur Betrachtung des mittleren Luftspaltes führen Rundheitsabweichungen des Stators in der Produktionspraxis zu weiteren relevanten Effekten des Luftspaltfeldes. Infolge der Rundheitsabweichungen des Stators ergibt sich ein ungleichmäßiger Luftspalt  $\delta_{Real}(\psi)$ , der von der Winkelkoordinate  $\psi$  abhängt. Diese ungleichmäßige Verteilung des Luftspaltes führt zu ungleichmäßigen Verteilungen der magnetischen Flussdichte im Luftspaltfeld ( $B_{Rot,1}(t) < B_{Rot,2}(t)$ ), die von der Winkelgeschwindigkeit und der relativen Orientierung des Rotors zum Stator abhängen, siehe linke Seite in Bild 2-6. Daraus folgen wechselnde Potenzialunterschiede, welche insbesondere bei nicht-geblechten Rotorkernen zu elektrischen Wirbelströmen und damit zu zusätzlichen Wärmeverlusten führen. Die ungleichmäßige Ausbildung der Luftspaltbreite hat außerdem eine ungleichmäßige Kraftwirkung zwischen Rotor und Stator zur Folge und erzeugt dadurch periodische Vibrationen im hörbaren Bereich, deren Frequenzen von der Drehzahl abhängen. Diese Vibrationen sind bei Anwendungen in der Automobilindustrie als relevant einzustufen.

#### 2.1.2.4 Gesamtbetrachtung der Statorverluste

Die große Anzahl an Einsatzbereichen und den daraus folgenden Lastprofilen von elektrischen Maschinen lassen eine allgemeingültige Bewertung einzelner Einflussfaktoren der Statormerkmale auf Effizienz und Leistungsdichte der gesamten Synchronmaschine nicht zu. Trotzdem lässt sich analytisch ableiten, welchen Einfluss die Verbesserung eines einzelnen konstruktiven Merkmals der elektrischen Maschine, z. B. des Füllfaktors bei ansonsten unveränderter Beschaffenheit

des Stators, bezogen auf die Leistungsfähigkeit der gesamten elektrischen Maschine aufweist. Das verwendete Verfahren zur Herstellung des Stators bestimmt direkt dessen Merkmale und damit die Eigenschaften der Maschine. Kapitel 2.1.3 widmet sich der Beschreibung von bekannten Wickelverfahren und bewertet diese anhand der bereits aufgeführten Statormerkmale (Nutfüllfaktor, Wickelkopfhöhe, Belastung der Drähte und Rundheit). Zusätzlich werden mögliche Automatisierungsgrade und Taktzeiten erörtert.

### **2.1.3 Wicklungstypen und Herstellungsmethoden von Statoren**

Aus der Verlustbetrachtung des Stators (Kapitel 2.1.2) lassen sich nach dem Stand der Technik technologische Ziele für die industrielle Statorherstellung ableiten (z. B. hohe Füllfaktoren oder enge Rundheitstoleranzen des Innenmantels des Stators  $\varnothing_{S,real}$ , siehe Bild 2-6). Der Grad des Erreichens dieser Ziele hängt von der gewählten Fertigungsstrategie und deren Umsetzung ab [41]. Diese unternehmensinternen Prozessentscheidungen gehen selbstverständlich auch mit wirtschaftlichen Aspekten, wie beispielsweise der Taktzeit, der Prozessrobustheit, der Anschaffungskosten der Anlagen und der Halbzeugkosten einher. Dieses Kapitel soll einen Überblick über bekannte Wickelverfahren geben und die Vor- und Nachteile aufzeigen. Die Spulenwickeltechnik lässt sich in das Fügen durch Umformen innerhalb der DIN 8593-5 [42] einordnen. Beginnend bei handgewickelten Statoren in den Anfängen des Elektromotorenbaus haben sich im Laufe des 20. Jahrhunderts Wickelverfahren mit gesteigerten Automatisierungsgraden etabliert. Diese werden im Folgenden kurz vorgestellt, bevor sie in Kapitel 2.1.4 hinsichtlich den damit erreichbaren Stator-eigenschaften bewertet werden. Vorab werden zwei grundsätzlich verschiedene Wicklungstypen erläutert, die sowohl den Ablauf als auch die Komplexität des Wickelvorgangs maßgeblich bestimmen.

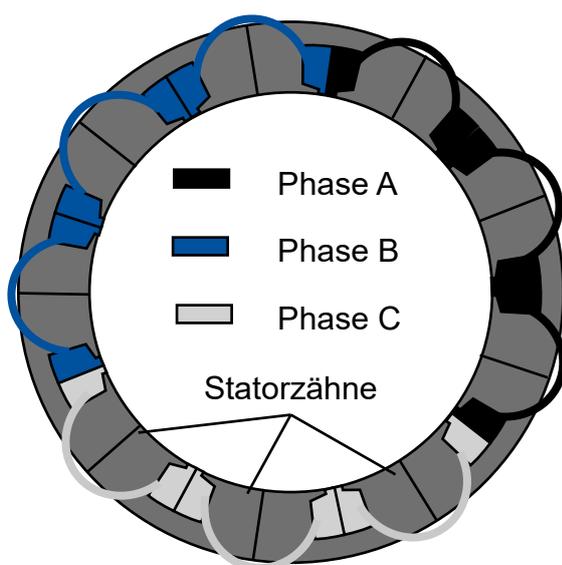
#### **2.1.3.1 Konzentrierte und verteilte Wicklungen**

In der Spulenwickeltechnik für elektrische Maschinen unterscheidet sich die Anordnung der Wicklungen in konzentrierte und verteilte Wicklungen [12]. Gemäß den Erläuterungen in Kapitel 2.1.1 besteht der Stator aus einem geblechten und genuteten Eisenkern. Bei konzentrierten Wicklungen reicht eine Leiterspule von einer in die nächste Nut und umschließt damit genau einen Statorzahn, siehe Bild 2-7 a). Die einzelnen Spulen enthalten jeweils eine phasenverschobene Bestromung, sodass sich magnetische Nord- und Südpole zeitlich verschoben ausbilden [43]. Die genannten Phasen sind in der Grafik durch Phase A, B und C angedeutet. Der Wickelkopf erstreckt sich bei dieser Bauweise nur von einer Statornut zur benachbarten Statornut und ermöglicht aus diesem Grund ein vergleichsweise geringes Wickelkopfvolumen und ebenfalls geringere Ohm'sche Verluste, die aus der geringen Leiterlänge im Wickelkopf folgen [17].

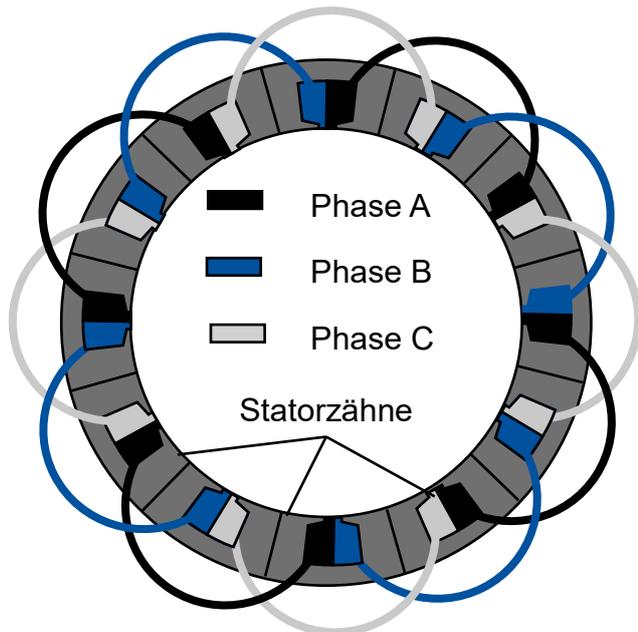
Bei der verteilten Wicklung (siehe Bild 2-7 b) erstreckt sich eine Leiterspule über mehrere Nuten hinweg, dieser Abstand wird Spulenweite genannt. In den Nuten kommt es zu einer Superkompensation der verschiedenen Phasen, wodurch ein Statorfeld erzeugt wird, das näher an einem sinusförmigen Feld liegt [43]. Die verteilte Wicklung kann dabei als Wellen- oder Schleifenwicklungen umgesetzt werden, die sich in der Verschaltung der einzelnen Windungen unterscheiden. Bei Schleifenwicklungen wird das Ende einer Spule mit dem Anfang der benachbarten Spule verbunden, sodass ein Versatz zwischen den Spulen von einer Nut entsteht. Bei einer Wellenwicklung wird das Ende einer Spule mit dem Anfang der fortlaufend nächsten Spule verbunden. In dieser Schaltung entspricht der Versatz zwischen zwei Spulen gleicher Phase genau der Spulenweite.

Aufgrund des vergleichsweise einfachen Aufbaus der konzentrierten Wicklungen lassen sich diese bereits mit kurzen Wickelköpfen und dadurch mit geringen erreichbaren Strangwiderständen industriell mit hohen Automatisierungsgraden herstellen [17]. Nichtsdestotrotz unterscheiden die beiden Wicklungstypen sich darin, dass konzentrierte Wicklungen trapezförmige und verteilte Wicklungen sinusförmige Signale zur Ansteuerung erfordern [44]. Nach [45] treten in Statoren mit konzentrierten Wicklungen Oberwellen im Luftspaltfeld auf, welche insbesondere bei hohen Frequenzen relevante Eisenverluste, Drehmomentwelligkeit und Vibrationen verursachen. Auch in [46] werden die genannten Nachteile konzentrierter Wicklungen als Begründung für den Trend in Richtung der Verwendung von verteilten Wicklungen für Anwendungen in der Automobilindustrie gesehen. Dieser Trend geht allerdings mit Forderungen nach kürzeren Wickelköpfen und höheren Füllfaktoren einher.

a) Konzentrierte Wicklung



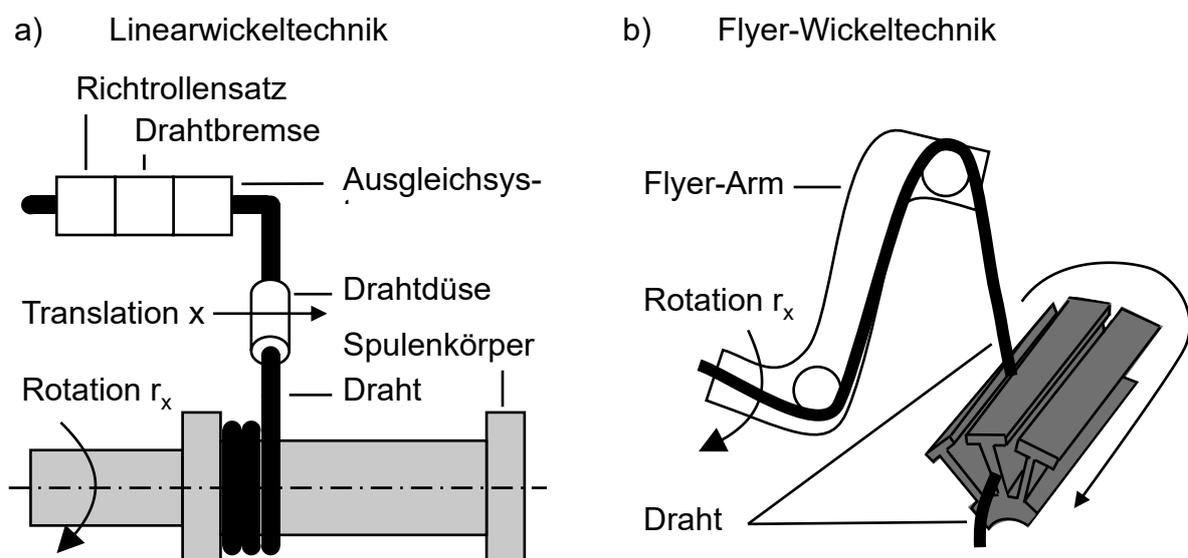
b) Verteilte Wicklung



**Bild 2-7:** a) Konzentrierte Wicklung; b) Verteilte Wicklung nach [43]

### 2.1.3.2 Linearwickeltechnik

Die Linearwickeltechnik beschreibt ein Verfahren zur Herstellung konzentrierter Wicklungen, die erst nach deren Vorkonfektionierung in den Stator oder in den Rotor eingebracht werden. Nachdem der Draht an einem Anwickelstift des runden oder eckigen Spulenkörpers befestigt und eindeutig positioniert wurde, wird der Spulenkörper mithilfe des Wickelwerkzeugs gedreht und so mit dem Draht umwickelt [21]. Nach einer Umdrehung verschiebt sich die drahtführende Düse des Drahtes in axialer Richtung des Wickelkörpers, um ein regelmäßiges Aufwickeln zu ermöglichen, siehe Bild 2-8 a). Vor allem aufgrund der Reduzierung der Taktzeiten durch hohe Drehzahlen von bis 30.000 1/min kommt der Drahtzuführung eine besondere Rolle zu [12]. Die Integration eines Richtrollensatz, Bremsrades und eines Ausgleichsystems ermöglicht eine nahezu konstante Drahtzugspannung, welche eine positionsgenaue Handhabung des Drahtes begünstigt und Störungen im Prozessablauf minimiert. Dabei ist die Drahtzugspannung abhängig von der Wickeldrehzahl und den mechanischen Drahteigenschaften, aber auch von dem zunehmenden Spulenradius und bei eckiger Spulenkörperausführung von der Spulenorientierung. Zur Sicherstellung einer geeigneten Drahtzugspannung beschäftigen sich aktuelle Forschungsarbeiten mit neuartigen Drahtbremstechnologien, die beispielsweise piezoelektrische oder elektromagnetische Effekte nutzen [47]. Außerdem beeinflussen Mechanismen zur Drahtführung die Eignung des Verfahrens zur Herstellung von Wicklungen mit höchsten Füllfaktoren (z. B. „Orthozyklische“ Wicklungen). Hier sind insbesondere Arbeiten basierend auf FE-Simulationen [48], Mehrkörpersimulationen [49, 50] und zu maschinellen Lernalgorithmen [51] zu nennen.



**Bild 2-8:** a) Linearwickeltechnik; b) Flyer-Wickeltechnik in Anlehnung an [52]

Die Bifilarwicklung und die Zwei-/Dreidrahttechnik stellen Weiterentwicklungen der Linearwickeltechnik dar. Hierbei werden von der Drahtführung mehrere Drähte gleichzeitig verlegt, um die Taktzeiten zu reduzieren. Nach dem Bewicklungsvorgang müssen die Enddrähte präzise getrennt und für die nachfolgende Kontaktierung fixiert werden.

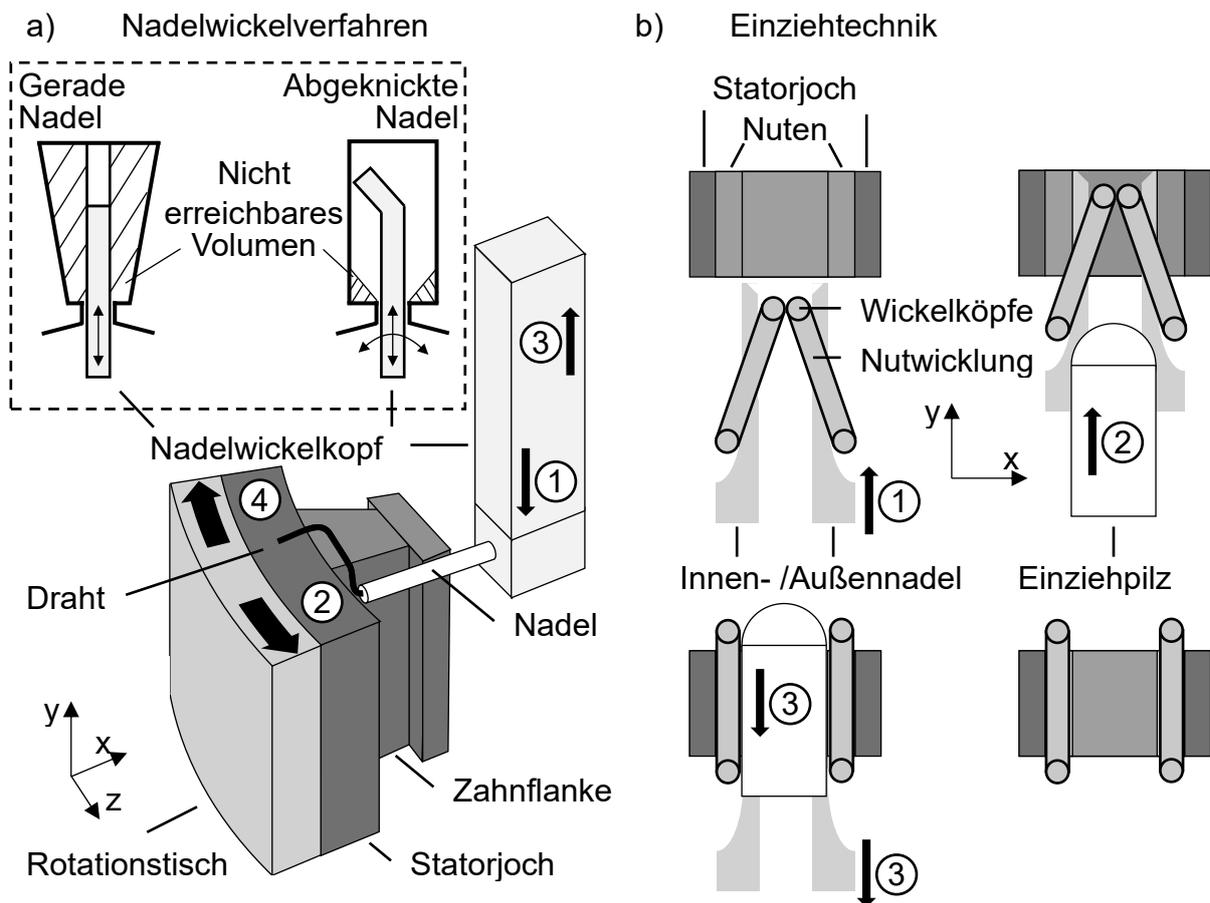
### 2.1.3.3 Flyer-Wickeltechnik

Beim Flyer-Wickelverfahren wird der Wickelvorgang von einem rotierenden Flyer-Arm durchgeführt, dessen Drahtführung sich um den Stator- oder Rotorzahn herumbewegt, siehe Bild 2-8 b). Auch bei dieser Technologie muss der Draht vor dem Wickelvorgang am Spulenkörper oder am Rundschalttisch befestigt werden. Die Drahtführung enthält Maschinenelemente bzw. Bremsen zur Sicherstellung einer möglichst konstanten Drahtzugspannung. Mithilfe einer Führungsbacke ermöglicht der Röhren- oder Rollendrahtführer ein positionsgenaues Ablegen des Drahtes in der Nut des Wickelkörpers [21]. Durch eine rotatorische Positionierung des Rundschalttisches lässt sich neben einer konzentrierten Wicklung ebenfalls eine verteilte Wicklung realisieren. Aufgrund der vergleichsweise hohen Umformgrade der Drähte im Bereich des Wickelkopfs werden bei höchster Prozessgeschwindigkeit Drahtdurchmesser kleiner als 0,6 mm empfohlen [12]. Dieses Verfahren bietet die Möglichkeit, auch Spulenkörper mit hohem Massenträgheitsmoment mit hohen Prozessgeschwindigkeiten herzustellen, da lediglich der „fliegende“ Draht und nicht die komplette Baugruppe für das Wickeln bewegt wird. Dieses Wickelverfahren wird unter anderem in der Herstellung von körperlosen Spulen, sogenannten Luftspulen, verwendet. Dabei wird der Wickelkörper nach dem Wickelvorgang aus der Drahtspule herausgezogen. Damit besteht die Möglichkeit, das Verfahren beispielsweise mit der Einziehtechnik zu kombinieren (vgl. Kapitel 2.1.3.5).

### 2.1.3.4 Nadelwickeltechnik

Das direkte Bewickeln innengenuteter Statoren oder Rotoren mit hohen Füllfaktoren wird heute in der Praxis u. a. mithilfe der Nadelwickeltechnik umgesetzt [12]. Bei diesem Verfahren ist der Spulenkörper um die z-Achse drehbar gelagert, siehe Bild 2-9 a). Die oszillierende Drahtführung ist so aufgebaut, dass die Düse oder die Nadel bis in die Statornut hineinreicht und so ein zielgenaues Ablegen des Drahtes ermöglicht [21]. Vor einem Wickelvorgang wird der Draht am Wickelkörper oder am Rotationstisch befestigt. Im ersten Schritt bewegt sich der Nadelwickelkopf in axialer Richtung (1) des Wickelkörpers entlang der Zahnflanke bis der Nadelwickelkopf aus der Nut austritt. Danach wird zuerst der Spulenkörper gedreht (2) und anschließend die Reversierbewegung des Nadelwickelkopfes (3) durchgeführt, siehe Abbildung 2-8 b). Die Rückdrehung des Rotationstisches (4) schließt den Wickelvorgang ab. Durch die Flexibilität des Nadelwickelkopfes in Wechselwirkung mit der Spulenkörperdrehung ist sowohl die Herstellung von konzentrierten als auch von verteilten Wicklungen möglich. Bei verteilten Wicklungen führen separate Halteme-

chanismen auf den Stirnseiten der Spulenkörper, sogenannte Deckscheiben, den Draht und vermeiden dessen Abrutschen während des Wickelns [45]. Aufgrund der aufwendigen Wickelbewegung und der damit reduzierten Dynamik eignet sich das Nadelwickelverfahren im Wesentlichen für orthozyklisch geordnete Wicklungen mit großen Drahtdurchmessern. Mit abgeknickten Nadeln, siehe Bild 2-9 a) [17] vergrößert sich das mechanisch erreichbare Nutvolumen. Allerdings zeigt sich, ähnlich wie bei den vorher genannten Verfahren, dass die Drahtzufuhr und die Drahtzugkraft entscheidend Einfluss auf die Prozesssicherheit und insbesondere Taktzeiten, Drahtbeschädigungen und Lagegenauigkeiten der Drähte nehmen. Aus diesem Grund konzentrieren sich aktuelle Forschungen im Wesentlichen auf Regelungssysteme der Drahtzufuhrsysteme [17, 53, 54]. Insgesamt zeichnet sich die Nadelwickeltechnik durch eine besonders hohe Flexibilität bezüglich möglicher Wickelschemata aus. Mit diesem Verfahren ist die Herstellung verteilter Wicklungen mit geringen Wickelkopfhöhen und hohen Nutfüllgraden realisierbar; die erreichbaren Taktzeiten erweisen sich als länger im Vergleich zu anderen Wickelverfahren [12].



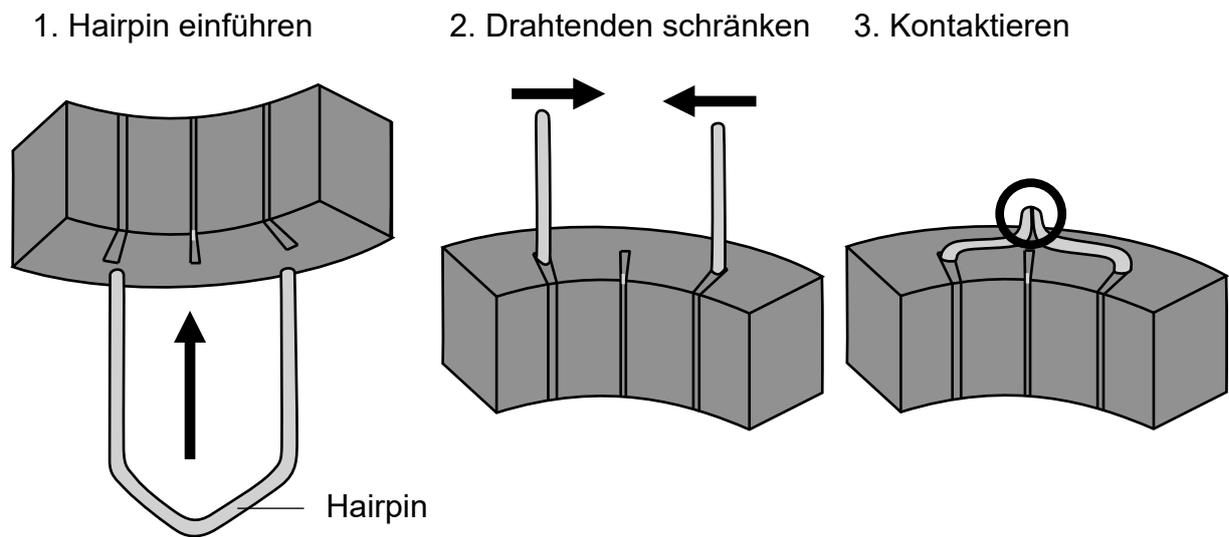
**Bild 2-9:** a) Nadelwickelverfahren sowie der Nutquerschnitt mit gerader und abgeknickter Nadel zur Erhöhung der Nutausfüllung in Anlehnung an [17, 52] ; b) Einziehtechnik mittels vorgeformter Luftspulen in Anlehnung an [52]

### 2.1.3.5 Einziehtechnik

Die Einziehtechnik basiert auf vorgeformten Luftspulen, die in einem mehrstufigen Fügeverfahren in das Statorpaket eingebracht werden. Bild 2-9 b) zeigt Schnittansichten der aufeinanderfolgenden Fügeoperationen. Anfangs wird die durch Flyer- oder Linearwickeln hergestellte Luftspule mithilfe einer Innen- und Außennadel linear (1) in den innengenuteten Spulenkörper hineingeschoben [12]. Am Ende dieser Operation befinden sich die aktiven Leiterabschnitte bereits teilweise innerhalb der vorgesehenen Nuten. Durch eine koaxiale Bewegung des Einziehpilzes (2) wird der obere Wickelkopf vollständig durch den Spulenkörper geschoben, gleichzeitig wird die Wicklung an den Nutgrund (radial nach außen) gedrückt. Nach dem Herausbewegen der Nadeln und des Einziehpilzes (3) sollen die Wicklungen möglichst parallel zu Rotationsachse des Spulenkörpers innerhalb der vorgesehenen Nuten liegen. Mit diesem Verfahren sind äußerst geringe Taktzeiten realisierbar [12]. Jedoch werden im Einziehvorgang signifikante Montagespalte zwischen Wicklung und Blechpaket vorgesehen, um einen robusten Prozessablauf zu gewährleisten. Außerdem können mit der Einziehtechnik lediglich „Wilde“ Wicklungsschemata (siehe Kapitel 2.1.2.1) erzeugt werden. Aus diesen Gründen ist der erreichbare Füllfaktor deutlich geringer als bei anderen Verfahren [17]. Mit Stand 2016 wurden etwa 80 % der elektrischen Maschinen mittels Einziehverfahren hergestellt [12]. Trotz der hohen Relevanz im industriellen Betrieb wurde für diese Wickeltechnik im Bereich der Simulation des Fertigungsprozesses nur eine einzige Forschungsarbeit gefunden [55]. In der aktuellen Forschung zeichnet sich ein klarer Trend in Richtung Statoren mit höchsten Füllfaktoren und geringsten Wickelkopfhöhen ab [56, 57].

### 2.1.3.6 Formspulentechnik

Grundlage für dieses Verfahren bilden sogenannte Steckspulen, die U-förmig ähnlich einer Haarnadel (engl.: Hairpin), schleifenförmig (D-Pin) oder stabförmig (I-Pin) ausgeführt sein können [1]. Bild 2-10 zeigt den Ablauf der Formspulentechnik beispielhaft mit Hairpins. Diese werden üblicherweise von einem kontinuierlichen Lackdraht abgetrennt, gegebenenfalls profiliert, gebogen und an den Enden (z. B. per Laser) abisoliert. Anschließend werden sie sequenziell oder gleichzeitig axial in die vorgesehenen Nuten geschoben, sodass die Enden auf der gegenüberliegenden Stirnseite hervorstehen. In der Folgeoperation werden die überstehenden Hairpin-Enden entsprechend des Wickelschemas umgeformt und schließlich stoffschlüssig mit einem anderen Hairpin-Ende verbunden. Dieses Verfahren ermöglicht die Herstellung von Statoren mit hohen Füllgraden bei gleichzeitig hoher Prozessautomatisierung [46]. Allerdings erweist sich die hohe Anzahl an Fügeoperationen der Hairpin-Enden als technologisch große Herausforderung, da die elektrische Leitfähigkeit und die mechanische Dauerfestigkeit von den Schweißspaltvorbereitungen und den Prozessbedingungen des Kontaktierprozesses abhängen [58].



**Bild 2-10:** Ablauf Hairpin-Technik nach [59]

An deutschen Forschungseinrichtungen haben die Aktivitäten zur Hairpin-Technologie in den letzten Jahren aufgrund der erreichbaren Effizienz der elektrischen Maschine sowie deren Eignung für hohe Automatisierungsgrade in der Herstellung zugenommen. Aktuelle Arbeiten auf diesem Gebiet zeigen, dass sich die Auswahl der elektrischen Leiter [16, 60], deren rückstandsfreies Absolieren [18] und die Präzision des Ablängens der Leiter [61] signifikant auf die Qualität der Fügestellen auswirken. Weiterer Gegenstand aktueller Forschungsarbeiten stellt der Umformprozess der U-förmigen Steckspulen dar. Zur Herstellung der U-Form kommen unter anderem die Biegeverfahren des 3-Punkt-, Rund-, 3-Rollen-Profilbiegens sowie das Gesenk- und Schwenkbiegen zur Erzeugung eines Versatzes zwischen beiden Drahtenden zum Einsatz [16]. Simulative Untersuchungen beschäftigen sich mit der Lagetoleranz bzw. mit der Parallelität der Hairpin-„Beine“ [19] und der Reduzierung des Drahtquerschnitts [62]. Vor allem bei kleineren Drahtdurchmessern und den damit einhergehenden geringeren Eigensteifigkeiten stellt die exakte Positionierung der Drahtenden eine besondere Herausforderung in der Großserie dar. Ein weiterer Fokus aktueller Arbeiten ergibt sich aus der Kontaktieroperation. Hier bestehen hohe Anforderungen bezüglich minimaler Taktzeiten, hoher Robustheit und der Fähigkeit der Bestückungsautomaten, auch in engen Räumen innerhalb des Wickelkopfs agieren zu können [18].

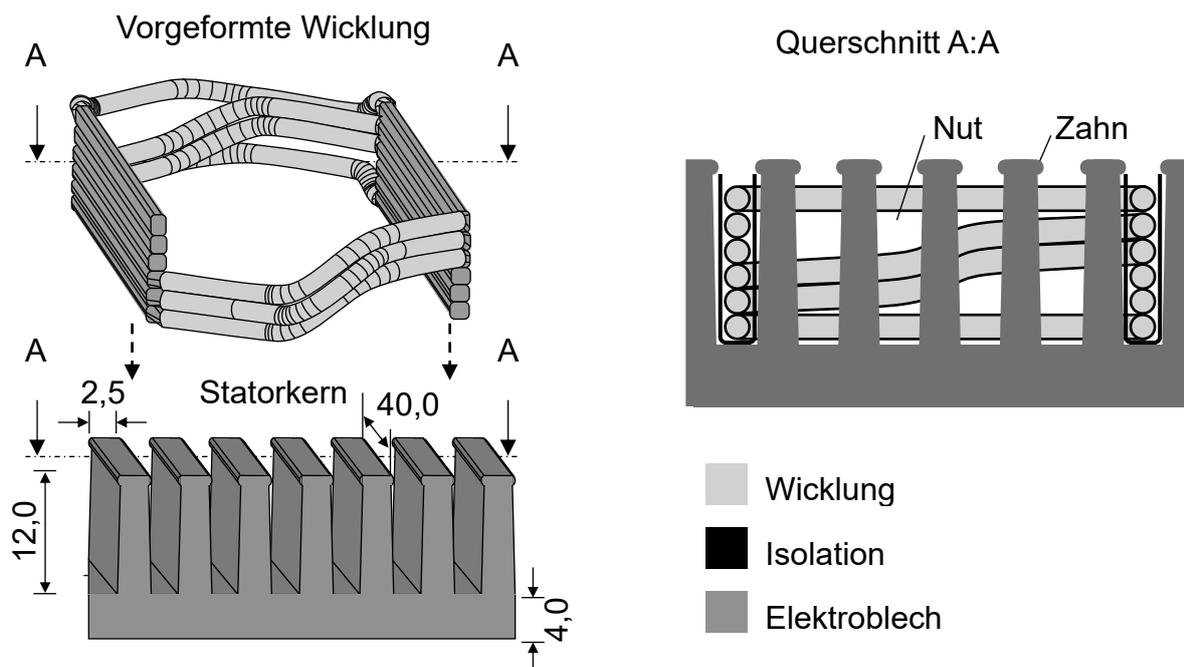
Bei der Kontaktierung herrschen zudem hohe Anforderungen bezüglich geringer elektrischer Widerstände der Kontaktstelle und geringer Spritzerbildung während des Schweißvorgangs. Aktuell wird vorrangig die Eignung des Laserstrahlschweißens untersucht [18]. Schließlich erfordern der Umformvorgang am geschränkten Wickelkopf und die hohe Anzahl an Kontaktstellen pro Stator umfangreiche elektrische Prüfungen, die in kürzester Zeit während des getakteten Produktionsprozesses durchzuführen sind [63]. Aufgrund der hohen erreichbaren Nutzfüllgrade, der geringen Wickelköpfe und des hohen Automatisierungsgrades in der Produktion begegnen führende Hersteller

von elektrischen Maschinen in der Automobilindustrie diesen Herausforderungen mit der Entwicklung von Statorn und Anlagen basierend auf Steckwickelverfahren und stellen ihre Fertigungslinien entsprechend um [10, 64, 65].

### 2.1.3.7 Flachpakettechnik

Die Flachpakettechnik ermöglicht ebenfalls ein automatisiertes Bewickeln von Spulenkörpern mit hohen Füllfaktoren. Der entscheidende Vorteil gegenüber dem Hairpin-Verfahren besteht darin, dass die hohe Anzahl an Kontaktoperationen vermieden wird. Zur geschichtlichen und technischen Entwicklung des Statorbiegens auf Basis von flachen Paketen aus Elektroblechen mit eingelegten Wicklungen sind bisher nur wenige Publikationen bekannt. Relevante Patente die von den Firmen Mitsubishi Electric Corp und Robert Bosch GmbH angemeldet wurden, stammen aus den Jahren 2000 bis 2013 [6, 66]. Mit diesen Patenten zu den Verfahrensabläufen gehen zahlreiche weitere Patente zu speziellen Komponenten einher, die sich besonders für die jeweiligen Abläufe eignen. Auf die Unterschiede im Verfahrensablauf wird im weiteren Verlauf dieses Kapitels 2.1.3.7 eingegangen.

Vorgeformte Luftspulen und - im Gegensatz zu den bisher genannten Verfahren - ein zunächst flacher, kammähnlicher Stator Kern stellen die Halbzeuge für dieses Verfahren dar, siehe Bild 2-11. Die Luftspule kann mit dem Linear- oder Flyer-Wickelverfahren erzeugt werden. Die Lamellen des flachen, quasi abgewickelten Stator Kerns werden bei großen Stückzahlen in der Regel gestanzt, paketiert und anschließend genietet, geschweißt oder verbacken. Dazu werden ferritische Blechlegierungen mit Blechdicken zwischen 0,2 – 1,0 mm verwendet [28] (siehe Kapitel 2.1.2.2).

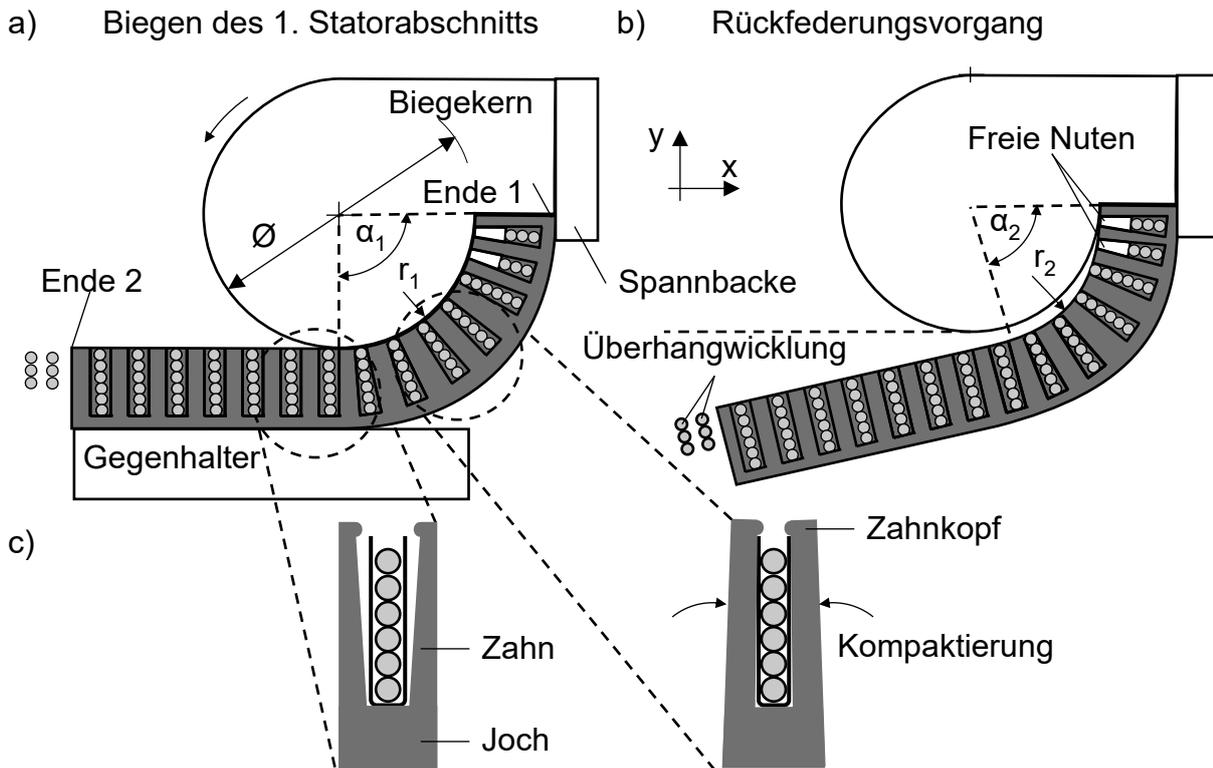


**Bild 2-11:** Einfügen der vorgeformten Luftspulen in den flachen, genuteten Eisenkern

Bei der SEG Automotive GmbH werden, je nach Bauform des Stators, 50 bis 100 Elektrobleche miteinander gefügt, sodass sich axiale Statorlängen von 30 bis 50 mm ergeben [67]. Aufgrund der vergleichsweise großen Nutöffnung lässt sich die Wicklung ohne großen Widerstand vertikal in das Lamellenpaket bzw. in die parallelen Nuten einführen, siehe Bild 2-11.

In diesem Zustand ist der Füllfaktor des Statorkerns noch klein. Nach dem Einführen der Wicklung und der Nutisolation wird ein Abschnitt des Lamellenpakets mit eingelegter Wicklung zu einem Ringsegment gebogen [68], siehe Bild 2-12 a). Eine Drehung des Biegekerns um dessen Rotationsachse zieht die befestigte Flachpaketbaugruppe mit sich. Der horizontal bewegliche Gegenhalter des Biegeautomaten dient als Widerlager und nimmt die aus dem Biegevorgang hervorgerufenen Kräfte in vertikaler Richtung auf. Dadurch entsteht eine Biegebelastung auf die Flachpaketbaugruppe, die eine Verkürzung der Abstände zwischen den Zahnköpfen und eine Längung des Statorjochs zur Folge hat. Infolge dieser Biegeumformung kommt es zu einer Kompaktierung des Nutinhaltes, wodurch der Füllfaktor erheblich zunimmt [67], siehe Bild 2-12 c). Bei detaillierter Betrachtung der Kompaktierung der Zähne kommt es zu einem Kontakt zwischen Leiter und Zahnflanke. In [69] wird simulativ gezeigt, dass dieser Kontakt zu einem Zusammendrücken des Wickelkopfes und für extreme Kippwinkel auch zu einer Stauchung der aktiven Leiter innerhalb der Nut führen kann.

Insgesamt ruft der Biegevorgang jedes Flachpaketabschnitts elastische und plastische Formänderungen im Stator Kern hervor. Ein Wegbewegen des Gegenhalters führt zu einer Entlastung der Baugruppe und folglich zu einer elastischen Rückfederung des Flachpakets, welche in Bild 2-12 b) zu sehen ist. Die zylindrische Geometrie des Stators entsteht durch ein mehrfaches sequenzielles Biegen mehrerer Abschnitte des flachen Pakets. Patente in [6, 66] zeigen alternative Biegestrategien, die sich durch das Biegeverfahren selbst (ähnlich dem Rotationszug-, Rund- oder klassischen Rohrbiegen) sowie die Reihenfolge und Ausprägung der Teilsegmente unterscheiden. Nach der letzten Biegeoperation des verbleibenden Umfangsabschnitts werden beide Enden des Statorkerns stoffschlüssig gefügt. In [68] und [69] wurde gezeigt, dass die Geometrie des Flachpaketes nach einer Biegeoperation signifikant von dem Prozess des Biegewinkels und z. B. der Auslegung der Wicklung (Material, Drahtdurchmesser und Wickelkopfgeometrie) abhängt. Weitere Untersuchungen haben Abhängigkeiten der Statorgeometrie von den verwendeten Stahllamellen im Stator Kern gezeigt [70]. In [71] wurde erstmals der vollständige mehrstufige Biegeprozess inklusive der anschließenden Fügeoperation vorgestellt. Eine übereinstimmende Schlussfolgerung der aufgeführten Studien bestand darin, dass die Vorhersage des Biege- und Rückfederungsverhaltens der Baugruppe die primäre Herausforderung des Flachpaketverfahrens darstellt.



**Bild 2-12:** a) Biegeoperation des ersten Ringsegments mit Biegekern nach [70];  
 b) Rückfederung nach dem Biegen des ersten Ringsegments nach [67];  
 c) Zunahme des Füllfaktors aufgrund der Kompaktierung

Die bekannten Rundheitsabweichungen der Flachpaketstatoren ergeben einen Nachteil des Verfahrens bezüglich der in Kapitel 2.1.2.3 dargelegten Auslegung eines minimalen und gleichzeitig konstanten Luftspalts zwischen Stator und Rotor. Andere Wickelverfahren nutzen gestanzte Bleche dessen Konturen verfahrensbedingt erheblich geringere Rundheitsabweichungen aufweisen. Der Nachteil ist in der Praxis bekannt und führt aktuell dazu, dass größere Rundheitsabweichungen entweder akzeptiert oder mittels weiterer Prozessschritte aufwändig reduziert werden müssen [67]. Neben der quantitativen Vorhersage der rückgefederten Ringgeometrien erschwert die Schließung des gebogenen Flachpakets am Ende der Biegesequenz die Prozessauslegung zusätzlich [71]. Dies hängt damit zusammen, dass nach dem Biegen ein Einfädeln der sogenannten Überhangwicklung am Ende 2 des Flachpakets in die freien Nuten am anderen Ende 1 erforderlich wird (siehe Bild 2-12 b). Dazu müssen die Geometrien der gebogenen Statorsegmente als Ergebnis aller Biegestufen exakt aufeinander abgestimmt sein.

#### 2.1.4 Zusammenfassung der Statorherstellung

Permanent- und fremderregte Synchronmaschinen bestehen grundsätzlich aus den Unterbaugruppen Stator, Rotor und Steuerelektronik. Basierend auf den physikalischen Wirkprinzipien elektrischer Maschinen lassen sich den einzelnen Unterbaugruppen charakteristische Verluste

(vgl. Kapitel 2.1.2) zuordnen. Diese zeigen bis heute Entwicklungspotenziale in der Auslegung der Komponenten auf, wie die zitierten Arbeiten zum diesbezüglichen Stand der Technik zeigen. Daraus ergeben sich komplexe Stator designs, die sich direkt auf die Anforderungen an die Statorfertigung auswirken. Das gemeinsame Ziel der diesbezüglichen Produkt- und Prozessauslegung besteht daher in der Erhöhung von Leistungsdichte und Effizienz der Maschinen bei einer gleichzeitigen Sicherstellung höchster Prozessrobustheit und Automatisierbarkeit, damit in der Serienproduktion hohe Stückzahlen in möglichst kurzer Zeit hergestellt werden können.

Tabelle 2-2 zeigt einen qualitativen Vergleich ausgewählter Wickelverfahren, die sich für das Einbringen verteilter Wicklungen eignen. Der qualitative Vergleich in Tabelle 2-2 setzt sich aus recherchierten Daten (keine Schattierung) [12, 41, 46, 67] und eigenen Erfahrungswerten (hellgrau schattiert) zusammen. Aufgrund der hohen Anzahl an Stator designs und Applikationen in der heutigen Praxis kann an dieser Stelle keine absolute Bewertung der Verfahren gegeben werden. Die Autoren der genannten Veröffentlichungen vergleichen die Verfahren anhand von einzelnen Anwendungsfällen der Automobilindustrie und ermöglichen damit einen Rückschluss auf die allgemeinen Eigenschaften dieser Verfahren.

Die folgenden Abschnitte beschreiben die in der Tabelle aufgeführten Kriterien und die Bewertung des jeweiligen Verfahrens bezüglich dieses Kriteriums. Die Leistungsdichte und Effizienz des gefertigten Stators sowie die Prozesseigenschaften des jeweiligen Wickelverfahrens wurden als übergeordnete Kategorien aufgeführt.

**Tabelle 2-2:** Qualitative Prozessvergleiche verschiedener Wickelverfahren für innengenutete Statoren mit verteilten Wicklungen [12, 41, 46, 67]

Eigenschaften		Wickelverfahren			
		Nadel	Einzieh	Hairpin	Flachpaket
Leistungsdichte / Effizienz	Verwendete Draht- durchmesser [mm]	< 2,5	< 2,0	> 1,5	1,0 – 2,0
	Wickelkopfhöhe	Klein	Groß	Klein	Klein
	Elektrischer Füllfaktor	Groß	Klein	Groß	Groß
	Rundheitstoleranz	Eng	Eng	Eng	Groß
Prozesseigenschaften	Taktzeit	Groß	Klein	Mittel	Mittel
	Mechanische Belastung der Wicklungen	Hoch	Hoch	Mittel	Gering

In der Herstellung elektrischer Maschinen werden die verwendeten Drahtdurchmesser in der Regel durch minimal mögliche Biegeradien begrenzt. Eine Überschreitung dieser Grenzen resultiert einerseits im Risiko von Rissen im Lack der Drähte und damit einer fehlenden Isolation [5, 72]. Andererseits führen diese beispielsweise beim Flachpaketverfahren [69] zu hohen Prozesskräften, die das Risiko von Beschädigungen der Isolationsfolie zwischen Drahtpaket und Zahnflanke erhöhen. Für die Hairpin-Technologie sind formstabile Drähte essenziell, da die Drahtenden nach dem Schränkvorgang definierte Positionen im Raum einnehmen müssen [73]. Hier steigen die prozesstechnischen Herausforderungen bei kleineren Drahtdurchmessern erheblich. Die Wickelkopfhöhe weist einen Zusammenhang zu den elektrischen Verlusten der Wicklung auf. Dabei leisten die Leiterabschnitte im Bereich des Wickelkopfs keinen Beitrag zur Leistungsfähigkeit der Maschine [17]. Aus diesem Grund werden in der Statorfertigung möglichst kleine bzw. kurze Wickelköpfe mit minimalen Leiterlängen angestrebt. Bei der Herstellung von Statorn mit der Einziehtechnik besteht ein hohes Kontaktrisiko zwischen elektrischen Leitern insbesondere im Wickelkopf und dem Wickelwerkzeug. Deswegen weist dieses Verfahren bezüglich dieses Kriteriums eine vergleichsweise schlechte Bewertung auf [41]. Die Relevanz hoher Füllfaktoren zur Begrenzung elektrischer Verluste von Statorn wurde in Kapitel 2.1.2.1 dargelegt. Auch bezüglich der erreichbaren Füllfaktoren zeigen sich bei der Einziehtechnik deutliche Nachteile verglichen mit anderen Wickelverfahren. Dies wurde in der zitierten Literatur durch die Beschränkung des Verfahrens auf „Wilde“ Wickelschemata und das notwendige Werkzeugvolumen begründet [12]. Gemäß der Erläuterung in Kapitel 2.1.3.7 können enge Rundheitstoleranzen der Innenkontur des Stators beim Flachpaketverfahren aktuell nicht eingehalten werden. In der Serienproduktion sind deshalb weitere Prozessschritte zur Kalibrierung der Innenkontur des Stators erforderlich, um konkurrenzfähige Rundheitstoleranzen erreichen zu können [67]. Die engen Rundheitstoleranzen mittels anderer Verfahren hergestellter Statorn werden z. B. durch ringförmig gestanzte Statorlamellen gewährleistet.

Nach [12] kann das gesamte Wicklungspaket bei der Einziehtechnik in einem Montagezyklus montiert werden. Aus diesem Grund ermöglicht dieses Verfahren üblicherweise die geringsten Taktzeiten. Im Gegensatz dazu erfordert das Nadelwickelverfahren hohe Taktzeiten, da die Leiter einzeln in die vorgesehenen Nuten eingelegt werden [12]. Das letztgenannte Kriterium in Tabelle 2-2 ordnet die mechanische Belastung der Leiter während des Herstellungsprozesses ein. Diese wurden bei Verwendung der Nadel- und Einziehtechnik in [46] und [72] als in Tabelle 2-2 als hoch bewertet. Die Flachpakettechnologie kommt ohne Fügevorgang der Wicklungen aus und weist nach eigener Einschätzung vernachlässigbare mechanische Belastungen der Wicklungen während der Biegevorgänge auf. Entsprechende Untersuchungen zum Vergleich der mechanischen Belastung des Drahtes während der Herstellung von Hairpins mit anderen Verfahren wurden

nicht gefunden. Diese Belastung wurde als mittel hoch eingestuft, da alle Leiter sowohl einem Umform- als auch einem Fügevorgang ausgesetzt sind.

Insgesamt zeigt die Analyse aktueller Forschungsaktivitäten zur Weiterentwicklung elektrischer Maschinen einen klaren Trend hin zu Statoren mit verteilten Wicklungen und hohen Füllfaktoren auf. Diese können insbesondere mit der Hairpin-Technologie und der Flachpakettechnologie innerhalb geringer Taktzeiten erreicht werden. Die hohe Anzahl an Kontaktieroperationen in der Hairpin-Technologie stellt aktuell eine wesentliche Herausforderung in Bezug auf die Prozessrobustheit in der Großserienproduktion dar. Eine wesentliche Herausforderung des Flachpaketverfahrens besteht im Erreichen enger Rundheitstoleranzen der Innenkontur des Stators.

## **2.2 Umformsimulation des Flachpaketbiegeprozesses**

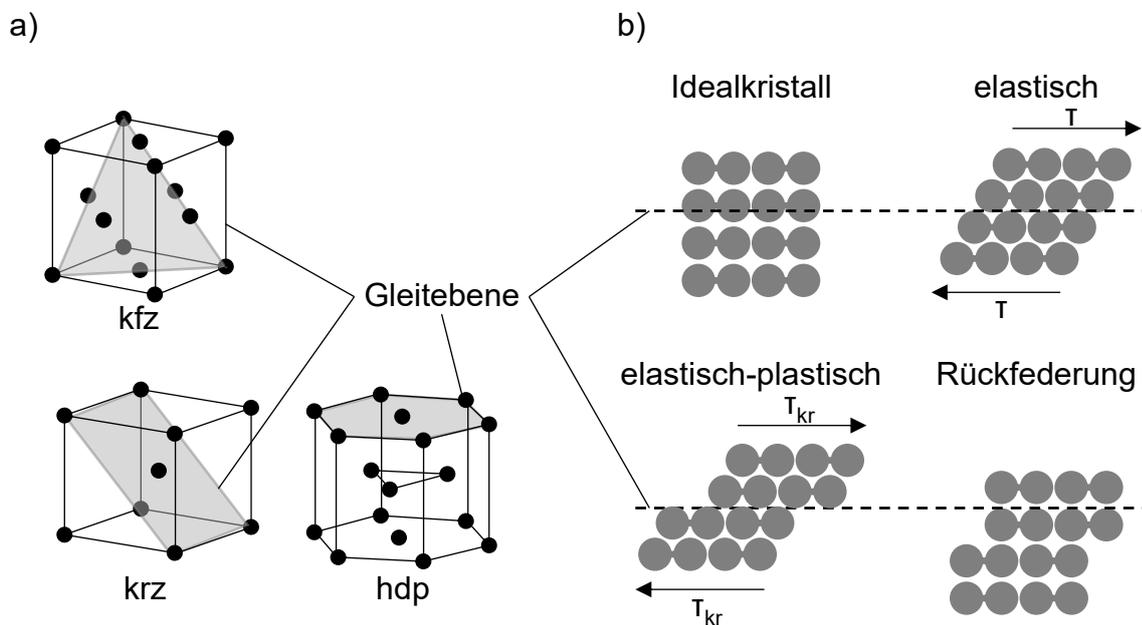
Das Flachpaketverfahren ist durch das Runden des mit Kupferleitern bestückten Statorkerns mittels sequenzieller Biegeumformvorgänge gekennzeichnet [6]. Dabei setzt sich jeder Umformvorgang aus einer Biegebelastungs- und einer Entlastungsphase zusammen. Kapitel 2.2 widmet sich der Beschreibung analytischer Methoden zur Berechnung von Biegevorgängen sowie den Grundlagen zur Auswahl, Entwicklung und Validierung von geeigneten Modellen basierend auf der Finite-Elemente-Methode.

### **2.2.1 Grundlagen des Biegeumformens**

DIN 8580 definiert sechs Hauptgruppen zur Gewinnung von Formen aus einem formlosen Zustand sowie zur Veränderung der Form und der Stoffeigenschaften des Werkstücks. Die zweite Hauptgruppe der DIN 8580 definiert das Umformen als gezielte Formänderung eines festen Körpers unter Beibehaltung der Masse und des Werkstoffzusammenhalts [74]. Das Biegeumformen unterscheidet sich nach DIN 8586 von anderen Umformverfahren dadurch, dass die Geometrieänderung hauptsächlich durch eine Biegebelastung, also einem Zusammenwirken von Zug- und Druckspannungen im selben Werkstückquerschnitt, in der Umformzone hervorgerufen wird [75]. Das Aufbringen mechanischer Belastungen auf das kristalline Gitter eines Metalls führt dazu, dass die Lage benachbarter Atomkerne relativ zueinander verändert wird. Infolge atomarer Wechselwirkungen ergeben sich dadurch resultierende Kräfte, die den örtlichen Veränderungen entgegenwirken. Diese resultieren aus der Summe abstoßender Kräfte zwischen positiv geladenen Atomkernen und anziehender Kräfte zwischen Atomkernen und Elektronen. Die Ordnung vollständiger metallischer Gitterstrukturen ohne Fehler (Idealkristall) lässt sich auf Elementarzellen mit spezifischen Eigenschaften zurückführen. Dabei gelten das kubisch-raumzentrierte (krz), das kubisch-flächenzentrierte (kfz) und das hexagonal-dichtgepackte (hpd) Gitter als besonders relevant für die Umformtechnik. Innerhalb der Elementarzellen definieren Ebenen oder Reihen mit der höchsten Dichte an Atomen die Gleitebenen des Kristallgitters. Bild 2-13 a) zeigt solche Elementarzellen

nebst beispielhafter Gleitebenen. Bild 2-13 b) zeigt den rein elastischen und den elastisch-plastischen Gleitvorgang mit Rückfederung infolge einer Schubbelastung anhand dieser theoretischen Idealvorstellung von Idealkristallen. Ab einer theoretischen kritischen Schubspannung  $\tau_{kr}$  würden die Atome ihren ursprünglichen Gitterplatz verlassen. Experimentelle Untersuchungen haben gezeigt, dass die gemessene kritische Schubspannung um den Faktor 100 bis 1000 unter der theoretischen liegt. Dies liegt darin begründet, dass reale Metalle Gitterfehler enthalten, wie beispielsweise Zwischengitteratome, Leerstellen und Versetzungen. So lassen sich plastische Formänderungen im realen Werkstoff durch ein Wandern der Versetzungen im Gitter entlang der Gleitebenen beschreiben. Außerdem bestehen reale Metalle aus einer Vielzahl an Kristalliten (bzw. Körner), deren Orientierungen sich untereinander unterscheiden und sich damit durch Korngrenzen eindeutig voneinander abgrenzen. Zur Beurteilung des Widerstands eines metallischen Werkstoffes gegenüber externen mechanischen Belastungen gelten u. a. die mittlere Ausrichtung der Körner, die Anzahl an Versetzungen innerhalb der Körner, die Größe der Körner sowie die Menge an gelösten Atomen und hochfesten Ausscheidungen als relevant [76].

Eine Fließbedingung beschreibt, bei welcher Beanspruchung ein Werkstoff zu fließen beginnt und stellt damit einen wichtigen Grenzwert für Umformvorgänge dar. Bei mehrachsigen Spannungszuständen wird die Fließbedingung angewendet, in den einfachsten Fällen mithilfe der Vergleichsspannungen nach Tresca  $\sigma_{V,T}$  oder von Mises  $\sigma_{V,M}$  [78, 79].



**Bild 2-13:** a) kubisch-flächenzentriertes (kfz), kubisch-raumzentriertes (krz) und hexagonal-dichtgepacktes (hdp) Gitter nach [79]; b) elastisch-plastische Umformung eines Idealkristalls mit Rückfederung bei mechanischer  $\tau$  (und kritischer  $\tau_{kr}$ ) Schubspannung nach [79]

Gleichungen (2-10) und (2-11) zeigen die Fließbedingungen nach Tresca und von Mises im Hauptspannungssystem mit den Hauptnormalspannungen  $\sigma_I$ ,  $\sigma_{II}$  und  $\sigma_{III}$ . Die Vergleichsspannung nach Tresca wird durch die Differenz zwischen dem größten  $\sigma_{\max}$  und kleinsten  $\sigma_{\min}$  Hauptnormalspannungswert bestimmt. Im ebenen Spannungszustand ergeben die Gleichungen sogenannte Fließflächen.

$$\sigma_{V,T} = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} = k_f \quad (2-10)$$

$$\sigma_{V,M} = \sqrt{\frac{1}{2}((\sigma_I - \sigma_{II})^2 + (\sigma_{II} - \sigma_{III})^2 + (\sigma_{III} - \sigma_I)^2)} = k_f \quad (2-11)$$

Sobald die Vergleichsspannung die Fließspannung  $k_f$  erreicht, beginnt der Werkstoff zu fließen und vollzieht damit eine plastische Formänderung. Die Fließspannung realer Metalle stellt üblicherweise keinen konstanten Werkstoffkennwert dar, sondern eine von der Formänderung, Formänderungsgeschwindigkeit, Temperatur und dem Werkstoff selbst abhängigen Kenngröße des Fließbeginns. Der Grund für die Materialverfestigung besteht darin, dass bei plastischen Formänderungen Versetzungen entstehen, wandern und sich an Korngrenzen oder anderen Hindernissen im Gitter des Kristallits aufstauen. Infolge rücktreibender Kräfte aus den aufgestauten Versetzungen der vorherigen Umformung kommt es bei Lastwechseln zu einer Veränderung des Verfestigungsverhaltens des Werkstoffs. Das Modell der isotropen Verfestigung lässt sich durch eine nicht richtungsabhängige Vergrößerung der Fließfläche bei wiederholter Belastung erklären. Die kinematische Verfestigung basiert auf dem Bauschinger-Effekt, d. h. auf einer Verschiebung der Fließfläche (ohne Veränderung der Abmessung der Fließfläche) bei einer Lastumkehr.

Das Verfestigungsverhalten unter Raumtemperatur und quasistatischer Umformung wird beispielsweise mit dem Zugversuch nach DIN EN ISO 6892-1 charakterisiert [80]. Aus der gemessenen Kraft-Weg-Kurve lässt sich eine Spannungs-Dehnungs-Kurve und daraus die Fließkurve ableiten. Mithilfe von Exponentialfunktionen für metallische Werkstoffe beispielsweise nach Hollomon, Ludwik, Swift, Gosh, Hockett-Sherby oder Voce werden diese Kurven mathematisch extrapoliert um das Umformverhalten über die Gleichmaßdehnung hinaus beschreiben zu können [78]. Aus diesem Grund ist vor der detaillierten Analyse von Umformvorgängen der zu erwartende Umformgrad und damit die Notwendigkeit einer Fließkurvenextrapolation zu prüfen. Zur Beschreibung der Formänderung aufgrund eines Umformvorgangs werden die Dehnung  $\varepsilon$  (auch technische Dehnung; engl.: engineering strain) und die logarithmische Formänderung  $\varphi$  (auch wahre Dehnung; engl.: true strain) herangezogen. Diese Dehnwerte berechnen sich aus den Bauteilabmessungen vor (Index 0) und nach (Index 1) dem Umformen. Die Gleichungen (2-12) und (2-13) sind für die Anfangs- und Endhöhe eines Beispielkörpers  $h_1$  und  $h_0$  [79, 81] hergeleitet.

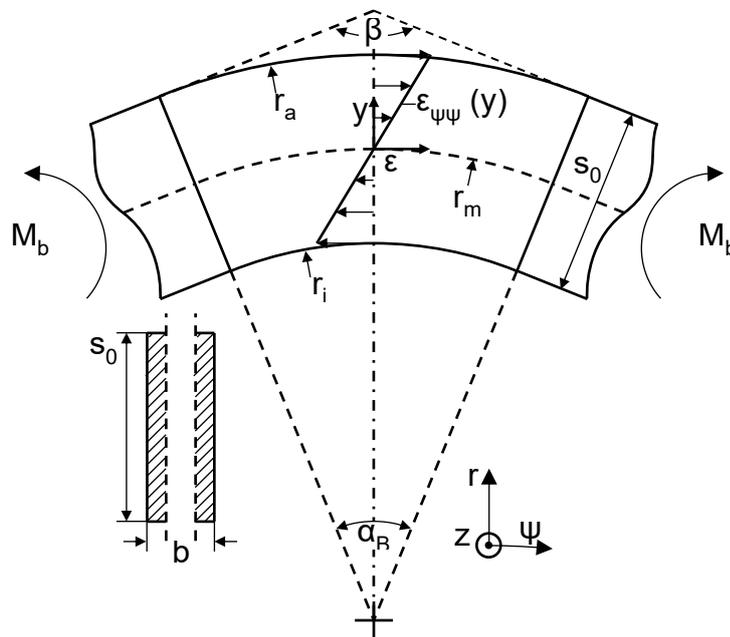
$$d\epsilon_h = \frac{dh}{h_0} \rightarrow \epsilon_h = \int d\epsilon_h = \int_{h_0}^{h_1} \frac{dh}{h_0} = \frac{h_1 - h_0}{h_0} = \frac{\Delta h}{h_0} \quad (2-12)$$

$$d\varphi_h = \frac{dh}{h} \rightarrow \varphi_h = \int d\varphi_h = \int_{h_0}^{h_1} \frac{dh}{h} = \ln\left(\frac{h_1}{h_0}\right) = \ln(1 + \epsilon_h) \quad (2-13)$$

Insbesondere bei großen oder mehrstufigen Verschiebungen führen die Berechnungen der Dehnung und der logarithmischen Formänderung zu unterschiedlichen Ergebnissen, sodass in der Umformtechnik die logarithmische Formänderung  $\varphi$  bevorzugt wird [78]. Bei der Beschreibung von Umformvorgängen von 2D- oder 3D-Körpern wird die Volumenkonstanz zugrunde gelegt, siehe Gleichung (2-14). Dabei beschreiben  $b$  die Breite,  $h$  die Höhe und  $l$  die Länge im Anfangs- und Endzustand des betrachteten Beispielkörpers.

$$V = \text{const.} \rightarrow \varphi_b + \varphi_h + \varphi_l = \ln\left(\frac{b_1}{b_0}\right) + \ln\left(\frac{h_1}{h_0}\right) + \ln\left(\frac{l_1}{l_0}\right) = 0 \quad (2-14)$$

Biegevorgänge sind durch ein gleichzeitiges Auftreten von Dehnungen und Stauchungen in der Umformzone definiert. Bild 2-14 stellt eine idealisierte Geometrie eines Biegebalkens während eines Biegevorgangs im zweidimensionalen Raum dar [82]. Die Orientierungen der geraden Schenkel unterscheiden sich durch den Biegewinkel  $\alpha_B$  oder den Scheitelwinkel  $\beta$  voneinander.



**Bild 2-14:** Biege- und Scheitelwinkel  $\alpha_B$  und  $\beta$  sowie Innen-, Mittel- und Außenradien  $r_i$ ,  $r_m$  und  $r_a$  der elementaren Biegetheorie eines Balkens mit der Blechdicke  $s_0$  und Breite  $b$  in Anlehnung an [82]. Darstellung einer linearen Dehnungsverteilung  $\epsilon(y)$  infolge einer reinen Biegung mit dem Biegemoment  $M_b$ .

Infolge einer Stauchung der Innen- und einer Dehnung der Außenfaser des Werkstücks ergeben sich zwei betragsmäßig verschiedene Radien  $r_i$  und  $r_a$ , die von der Blechdicke  $s_0$  abhängen. Zwischen diesen beiden Fasern befindet sich eine neutrale Faser mit der Länge  $l_0$  und dem Radius  $r_m$ , die keine Dehnung  $\varepsilon(y)$  erfährt. Bei isotropen Materialien befindet sich die neutrale Faser im geometrischen Schwerpunkt der Querschnittsfläche des Objektes. Bei anderen Querschnittsgeometrien des Ausgangswerkstücks aufgrund von Stauchung und Verjüngung während eines Biegevorgangs verschiebt sich die neutrale Faser zu einer anderen Position.

Die elementare Biegetheorie liefert mithilfe der folgenden vereinfachenden Annahmen analytische Lösungen zur Berechnung des Biegeverhaltens von flach- oder hochkant belasteten Rechteckquerschnitten mit definierter Geometrie und definierten Werkstoffeigenschaften [82].

1. Der Querschnitt wird durch ein reines Biegemoment belastet, woraus sich eine kreisförmige Biegelinie ergibt.
2. Die Blechbreite ist im Verhältnis zur Blechdicke sehr groß, sodass im Biegequerschnitt ein ebener Formänderungszustand angenommen werden kann.
3. Ebene Blechquerschnitte bleiben eben und senkrecht zur Blechoberfläche sowie parallel zur Biegeachse (Bernoulli-Hypothese).
4. Es werden nur Spannungen in Umfangsrichtung berücksichtigt. Die auch bei reiner Biegung auftretenden Spannungen in Breiten- und Dickenrichtung werden vernachlässigt.
5. Der Blechwerkstoff ist homogen, isotrop und sowohl im elastischen als auch im plastischen Bereich inkompressibel.
6. Die Spannungs-Dehnungs-Verläufe des metallischen Werkstoffs für Zug und Druck sind symmetrisch zum Nullpunkt.
7. Die Blechdicke bleibt während des Biegens unverändert.

Zur Darstellung der Dehnungszustände wird ein Koordinatensystem ( $\varepsilon$  abhängig von  $y$ ) auf Höhe der neutralen Faser eingeführt, siehe Bild 2-14. Infolge des angenommenen reinen Biegemoments (Regel 1) ist die folgende Berechnung für alle Ortspunkte innerhalb des gebogenen Bereichs gültig. Auf Basis der berechneten Faserlänge  $l$  eines Kreisbogens mit Gleichung (2-15) und in Gleichung (2-16) ergibt sich der Zusammenhang zwischen dem Radianten des Biegewinkels  $\widehat{\alpha}_B$ , dem mittleren Biegeradius  $r_m$  sowie dem radialen Abstand  $y$ . Dieser lineare Zusammenhang ist ebenfalls in Bild 2-14 zu sehen.

$$l(y) = r(y) \cdot \widehat{\alpha}_B = (r_m + y) \cdot \widehat{\alpha}_B \quad (2-15)$$

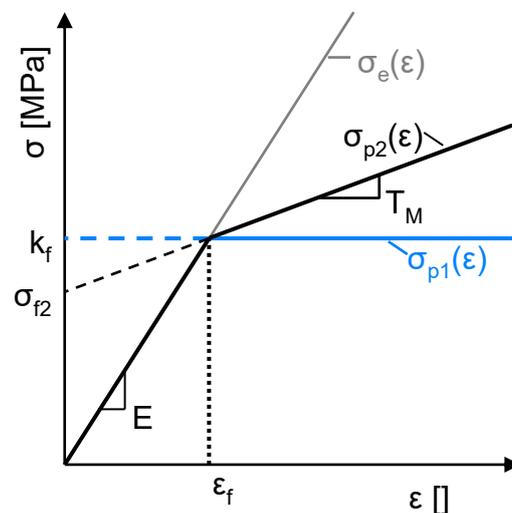
$$\varepsilon_{\psi\psi}(y) = \frac{\Delta l(y)}{l_0} = \frac{l(y) - l_0}{l_0} = \frac{y}{r_m} \quad (2-16)$$

Unter der Annahme der elementaren Biegetheorie [77] ist eine Vernachlässigung der radialen (Index  $r$ ) und axialen (Index  $z$ ) Spannungskomponenten des Spannungstensors  $\sigma$  zulässig, da die Spannungen in  $\psi$ -Richtung die Biegeformänderung im Wesentlichen bestimmen, siehe Gleichung (2-17).

$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_{rr} & \tau_{r\psi} & \tau_{rz} \\ \tau_{\psi r} & \sigma_{\psi\psi} & \tau_{\psi z} \\ \tau_{zr} & \tau_{z\psi} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_{\psi\psi} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} = \sigma_{\psi\psi} \quad (2-17)$$

Bild 2-15 zeigt verschiedene idealisierte Materialmodelle:

1. rein elastisch  $\sigma_e(\epsilon)$
2. elastisch-idealplastisch  $\sigma_{p1}(\epsilon)$
3. elastisch-plastisch Formänderung mit linearer Verfestigung  $\sigma_{p2}(\epsilon)$  [83]



**Bild 2-15:** Elastisches  $\sigma_e(\epsilon)$ , elastisch-idealplastisches  $\sigma_{p1}(\epsilon)$  und elastisch-plastisches  $\sigma_{p2}(\epsilon)$  Materialmodell mit der Fließspannung  $k_f$ , dem Achsenabschnitt  $\sigma_{f2}$ , dem E-Modul  $E$ , dem Tangentenmodul  $T_M$  und der Fließdehnung  $\epsilon_f$  in Anlehnung an [77] und [83]

Solche Materialmodelle werden für die Umrechnung der ermittelten Dehnungen im Material auf die vorliegenden Spannungen verwendet. Die Spannungen  $\sigma_{\psi\psi,e}(y)$  im elastischen Bereich lassen sich mithilfe der Dehnungen und dem Elastizitätsmodul  $E$  gemäß Gleichung (2-18) berechnen.

$$\sigma_{\psi\psi,e}(y) = E \cdot \epsilon_{\psi\psi}(y) = \frac{E \cdot y}{r_m} \quad (2-18)$$

Für die Annahme eines elastisch-idealplastischen Materialmodells  $\sigma_{p1}(\epsilon)$  wird Gleichung (2-19) herangezogen. In diesem Modell bestimmt ein konstanter Wert  $k_f$  die Fließspannung das Materialverhalten im plastischen Bereich.

$$\sigma_{\psi\psi,p1}(y) = \begin{cases} \frac{E \cdot y}{r_m} & \text{für } -y_{f0} < y < y_{f0} \\ k_f & \text{für } |y| \geq y_{f0} \end{cases} \quad (2-19)$$

Der Übergang zwischen elastischem und plastischem Bereich  $y_{f0}$  ergibt sich aus der Fließspannung  $k_f$ , dem Biegeradius  $r_m$ , und dem Elastizitätsmodul  $E$  gemäß Gleichung (2-20).

$$y_{f0} = \varepsilon_f \cdot r_m = \frac{k_f \cdot r_m}{E} \quad (2-20)$$

Das Materialmodell eines elastisch-plastischen Umformverhaltens mit linearer Verfestigung  $\sigma_{p2}(y)$  besteht ebenfalls aus den beiden Bereichen einer elastischen und einer plastischen Umformung, siehe Gleichung (2-21). Hier lässt sich die Verfestigungskurve im plastischen Bereich mit einer Steigung mit dem sogenannten Tangentenmodul  $T_M$  und dem Achsenabschnitt  $\sigma_{f2}$  beschreiben.

$$\sigma_{\psi\psi,p2}(y) = \begin{cases} \frac{E \cdot y}{r_m} & \text{für } -y_{f0} < y < y_{f0} \\ \frac{T_M \cdot y}{r_m} + \sigma_{f2} & \text{für } |y| \geq y_{f0} \end{cases} \quad (2-21)$$

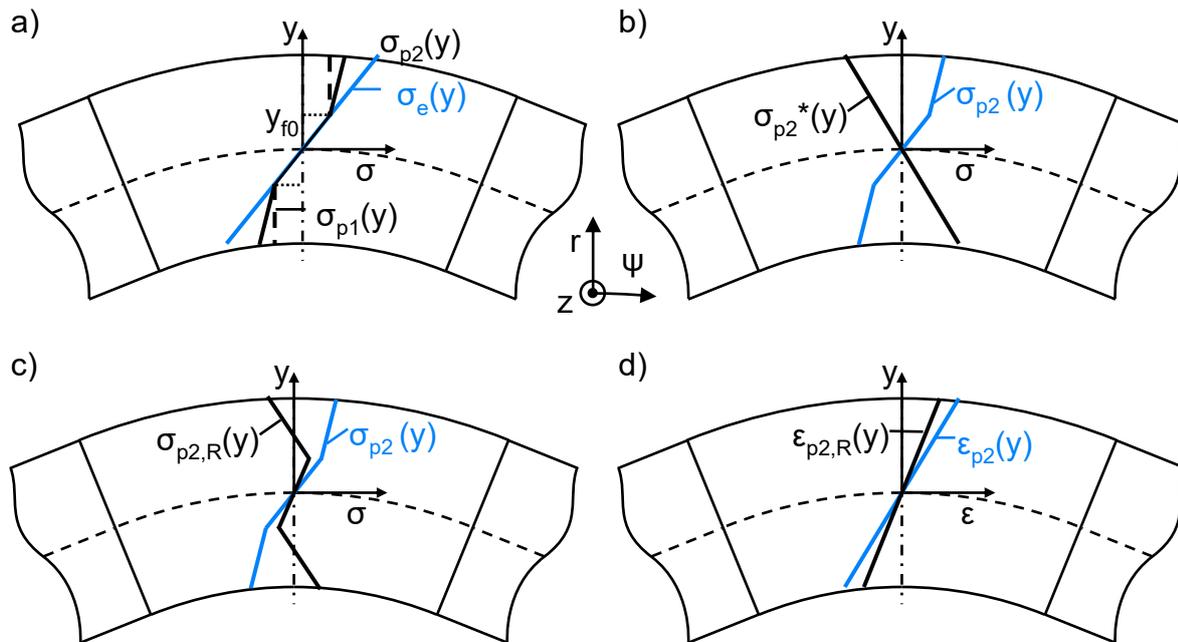
Der Achsenabschnitt  $\sigma_{f2}$  lässt sich dabei aus dem bekannten E-Modul  $E$ , Tangentenmodul  $T_M$  sowie der Fließspannung  $k_f$  wie folgt berechnen:

$$\text{mit } \sigma_{f2} = \left(1 - \frac{T_M}{E}\right) \cdot k_f \quad (2-22)$$

$y_{f0} = \varepsilon_f \cdot r_m = \frac{k_f \cdot r_m}{E}$  Bild 2-16 a) stellt die Spannungsverläufe der Materialmodelle aus Bild 2-15 im Biegebalken dar.

Das bestimmte Integral über dem Produkt aus der Spannungsfunktion, der axialen Länge  $b$  und dem Abstand  $y$  zur neutralen Faser ergibt das notwendige Biegemoment  $M_{be}$  während dieses theoretischen, rein elastischen Biegevorgangs nach Gleichung (2-23). Die Grenzen des Integrals reichen von der Innenfaser  $-s_0/2$  bis zur Außenfaser  $s_0/2$ .

$$M_{be} = \int_{-\frac{s_0}{2}}^{\frac{s_0}{2}} \sigma_{\psi\psi,e}(y) \cdot b \cdot y dy \quad (2-23)$$



**Bild 2-16:** Dehnungs- und Spannungsverläufe nach [82] a) Spannungsverläufe idealer Materialmodelle  $[\sigma_e(y), \sigma_{p1}(y), \sigma_{p2}(y)]$ ; b) fiktive Biegespannungen  $\sigma_{p2}^*(y)$ , die mit  $\sigma_{p2}(y)$  überlagert werden; c) Eigenspannungen nach Entlastung  $\sigma_{p2,R}(y)$ ; d) Dehnungen während des Biegevorgangs  $\epsilon_{p2}(y)$  und Restdehnungen nach Entlastung  $\epsilon_{p2,R}(y)$

Bei plastischen Materialmodellen setzt sich das gesamte Biegemoment aus einem elastischen  $M_{be}$  und einem plastischen  $M_{bp}$  Anteil zusammen:

$$M_b = M_{be} + M_{bp}$$

$$M_b = \int_{-y_{f0}}^{y_{f0}} \sigma_{\psi\psi,e}(y) \cdot b \cdot y dy + \int_{y_{f0}}^{\frac{s_0}{2}} \sigma_{\psi\psi,p}(y) \cdot b \cdot y dy + \int_{-\frac{s_0}{2}}^{-y_{f0}} \sigma_{\psi\psi,p}(y) \cdot b \cdot y dy \quad (2-24)$$

Wird das Werkstück nach einem Biegevorgang entlastet, kommt es stets zu einer elastischen Rückfederung des Bauteils, die zu einer Vergrößerung des Radius und des Scheitelwinkels führt. Damit gilt der Rückfederungsvorgang als relevant für die Auslegung von Biegeprozessen, insbesondere bei engen geometrischen Toleranzen des Werkstücks bezüglich des rückgefederten Radius und Winkels [84]. Darüber hinaus bleiben Eigenspannungen im Werkstück zurück, die die Eigenschaften des Bauteils beeinflussen [85]. Nach [82] lassen sich die Rückfederung und die Eigenspannungen mit der Überlagerung eines fiktiven Biegemomentes berechnen. Dieser Ansatz legt zugrunde, dass das resultierende Biegemoment des unbelasteten Werkstücks verschwinden muss [82]. Folglich wird ein fiktives, rein elastisches Biegemoment  $M_b^*$  berechnet, das betraglich gleich groß ist wie das Biegemoment  $M_B$  am Ende des Biegevorgangs. Eine Überlagerung der beiden Biegemomente kommt dieser Forderung nach: basierend auf der elastisch-plastischen Umformung mit den Spannungen  $\sigma_{p2}(y)$  ruft dieses eine fiktive Spannung  $\sigma_{p2}^*(y)$  hervor, siehe Bild 2-16 b). Die

Superposition der beiden Spannungs- und Dehnungsverläufe ergibt die Eigenspannungen  $\sigma_{p2,R}(y)$  und Restdehnungen  $\varepsilon_{p2,R}(y)$  wie sie in den Bildern 2-16 c) und d) dargestellt sind. Nach [86] ergibt sich ein Radius  $r_{m,r}$  der neutralen Faser aus Gleichung (2-25) und ein Winkel  $\alpha_R$  nach der Rückfederung nach Gleichung (2-26). Beide Gleichungen gelten in der Form nur für die Annahmen der elementaren Biegetheorie. Neben der reinen Biegerückfederung sind in der Wissenschaft noch die Membranrückfederung und die Rückbiegerückfederung bekannt [86], die für den weiteren Verlauf dieser Arbeit keine Relevanz aufweisen.

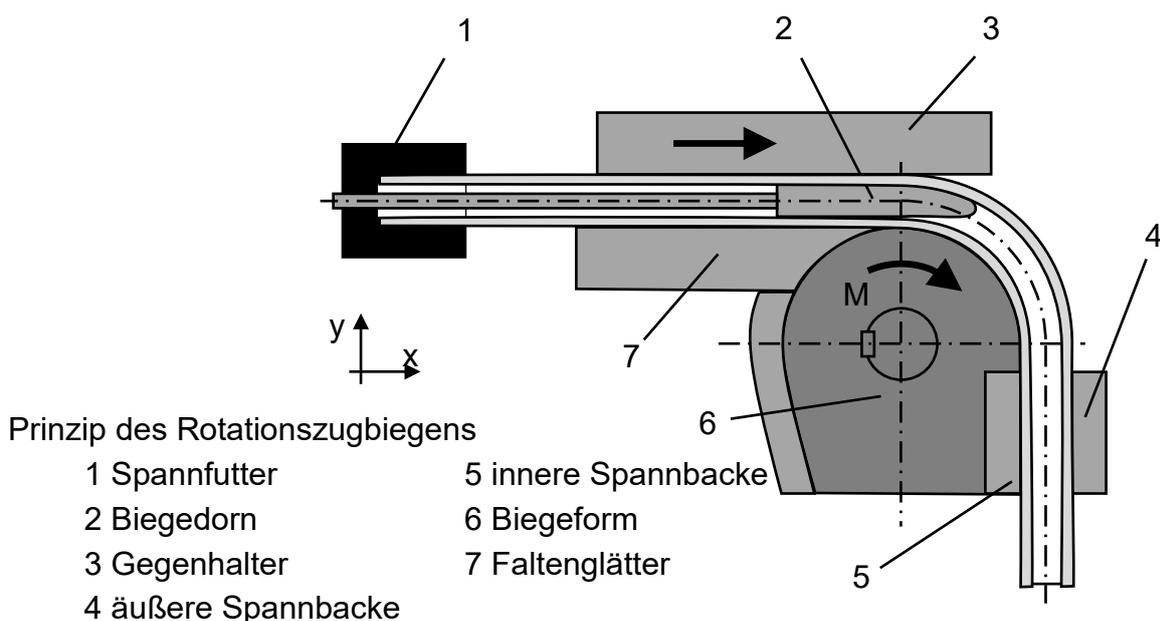
$$r_{m,r} = \frac{s_0}{2 \cdot \varepsilon_R \left( \frac{s_0}{2} \right)} \quad (2-25)$$

$$\alpha_R = \alpha_B - \alpha_B \cdot \frac{r_m \cdot \left( \sigma_{\psi\psi} \left( \frac{s_0}{2} \right) - \sigma_{\psi\psi} \left( \frac{-s_0}{2} \right) \right)}{s_0 \cdot E} \quad (2-26)$$

## 2.2.2 Grundlagen des Flachpaketbiegens

### 2.2.2.1 Einordnung und Abgrenzung

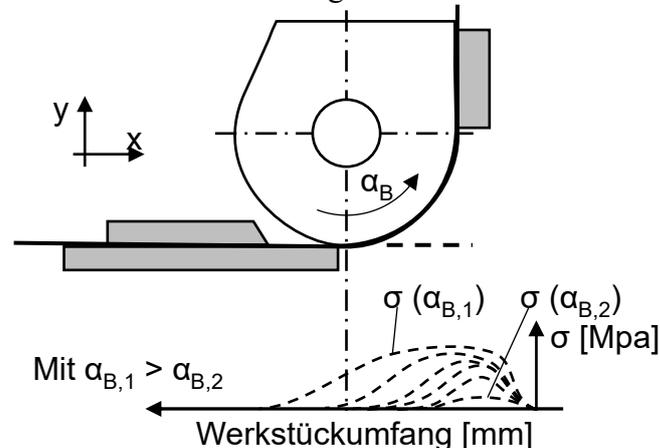
DIN 8586 definiert das Rundbiegen als Biegeverfahren mit drehender Werkzeugbewegung [75]. Eine weitere Unterteilung geht aus VDI 3430 hervor. Diese Norm klassifiziert Streckbiegen, Rundbiegen, klassisches Rohrbiegen und Rotationszugbiegen als formgebundene Biegeverfahren mit drehender Werkzeugbewegung [87]. Rotationszugbiegen wird üblicherweise für das Biegen von Rohren und Hohlprofilen angewendet, weist aber dennoch große Ähnlichkeiten mit dem Flachpaketbiegeprozess auf. In Bild 2-17 sind die wesentlichen Maschinenelemente mit den entsprechenden Begriffen gemäß VDI 3430 dargestellt [87].



**Bild 2-17:** Rotationszugbiegen mit Definitionen nach VDI 3430 [87]

Die inneren (5) und äußeren (4) Spannbacken fixieren das Werkstück. Eine gekoppelte Rotationsbewegung der Biegeform (6) und der beiden Spannbacken um die Biegeachse führen zu einer Rotation des Werkstücks. Der Gegenhalter (3) dient als Widerlager und nimmt die im Biegevorgang entstandenen Kräfte in  $y$ -Richtung auf. Insbesondere bei dünnwandigen Hohlprofilen kommen Faltenglätter (7) und Biegedorne (2) zum Einsatz, um die Faltenbildung und die Querschnittsdeformationen zu reduzieren [87]. Der Gegenhalter bzw. das Spannfutter (1) können entweder frei in axialer Richtung mitfahren oder gezielt angesteuert werden, um die Umformzone mit zusätzlichen Zug- oder Druckspannungen zu überlagern [88].

Zur analytischen Berechnung der auftretenden Vorgänge, z. B. Querschnittsdeformationen der Hohlprofile oder Rückfederung, werden in der Regel Annahmen getroffen, die der elementaren Biegetheorie (vgl. Kapitel 2.2.1) entsprechen. Beispielsweise zeigt [89] eine analytische Biegemomentabschätzung unter der Verwendung einer Fließkurve nach Swift/Krupkowski und [90] das Biegeverhalten von Werkstücken mit verschiedenen Querschnittsgeometrien. Unter Einbeziehung von Anisotropie (also dem Verzicht auf die vereinfachende Annahme der Isotropie, Regel 5 in Kapitel 2.2.1) lassen sich Werkstückwinkel und -radien nach der Rückfederung in Abhängigkeit der Belastungsrichtung berechnen [91]. Weitere Arbeiten beschäftigen sich mit Querschnittsdeformationen des Biegekörpers infolge einer Stauchung auf der Innen- und einer Längung auf der Außenseite. Einflüsse aus der daraus folgenden Verschiebung der neutralen Faser lassen sich ebenfalls analytisch bestimmen [92]. Außerdem beeinflusst das verwendete Biegeverfahren und damit die auftretende Biegebelastung die Spannungsverläufe im Biegequerschnitt des Werkstücks maßgeblich. In [93] werden Spannungsverläufe im Biegequerschnitt aufgrund unterschiedlicher Biegebelastungen entlang der Längsachse des Werkstücks erläutert. Bild 2-18 zeigt die schematische Darstellung einer Biegeoperation mit schwenkbaren Biegescheibe und die vom Biegevorgang hervorgerufenen mechanischen Spannungen  $\sigma$  im Werkstück. Jede Strichlinie stellt den Spannungsverlauf im Werkstück bei einem definierten Biegewinkel  $\alpha_B$  dar.

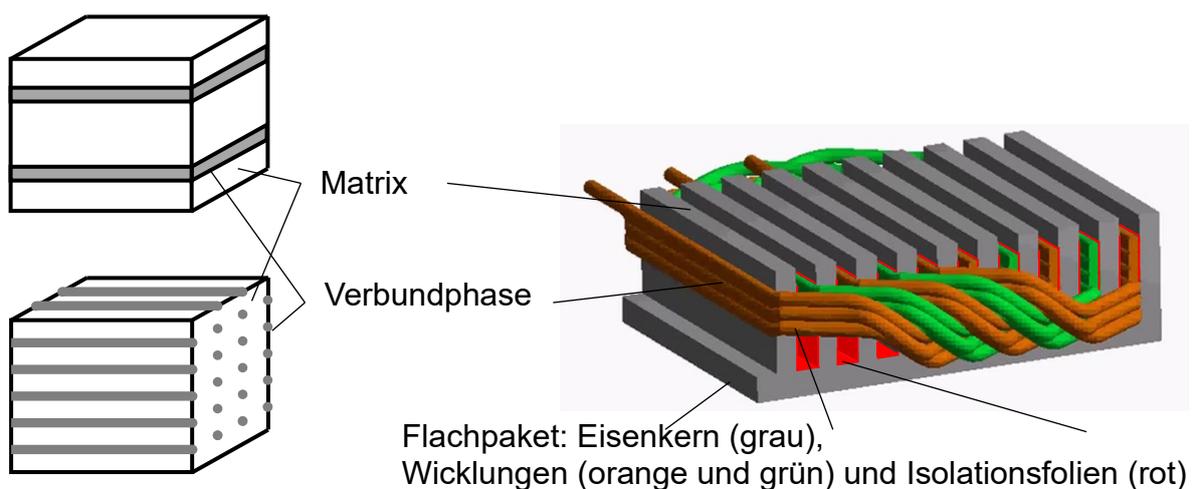


**Bild 2-18:** Schematische Darstellung der mechanischen Spannungen  $\sigma$  im Biegequerschnitt während des Biegens mit „schwenkbaren Biegescheibe“ in Anlehnung an [93]

### 2.2.2.2 Umformen der Statorkomponenten

Die analytischen Beschreibungen der vorangegangenen Kapitel setzen homogene Werkstücke mit idealen Querschnittsgeometrien voraus. Das Flachpaket besteht jedoch im Gegensatz dazu aus Komponenten mit unterschiedlichen Werkstoffeigenschaften und komplexen Geometrien, die bei einer Biegeumformung miteinander wechselwirken und so das Biegeverhalten der gesamten Baugruppe beeinflussen. Es liegt daher nahe, das Flachpaket als Verbundkonstruktion zu beschreiben. Das Trägermaterial einer Verbundstruktur ist dadurch definiert, dass es direkt mit der Umgebung (Werkzeuge oder andere Komponenten) interagiert und freie Räume für weitere Werkstoffvolumina aufweist, siehe Bild 2-19 links [94]. Die weiteren Werkstoffe sind per Stoff- oder Formschluss mit dem Trägermaterial verbunden.

Eine Zusammenführung mehrerer Komponenten mit verschiedenen Materialeigenschaften ermöglicht die modellhafte Bildung eines Werkstoffverbundes mit kombinierten Eigenschaften. Dies wird in beanspruchungsgerechten Konstruktionen und Auslegungen beispielsweise von Zahnrädern mit verschiedenen Stahl- oder Aluminiumlegierungen [95, 96] sowie von Werkstoffverbunden aus Metallen und Kunststoffen für beliebige Anbaukomponenten [97] und vibrationsdämpfende Sandwichbleche [98] genutzt. Gleichzeitig führt dies erwartungsgemäß zu einer erhöhten Komplexität der Beschreibung des Umformverhaltens solcher Bauteile. Nicht nur das elastisch-plastische Verhalten aller Komponenten muss erfasst werden, sondern auch die Wechselwirkungen während des Umformvorgangs zwischen diesen Komponenten. Bild 2-19 zeigt auf der rechten Seite eine Übertragung der allgemeinen Definition des Werkstoffverbundes auf die Flachpaketbaugruppe bestehend aus dem Eisenkern (grau) sowie den eingelegten Wicklungen (orange und grün) und Isolationsfolien (rot).



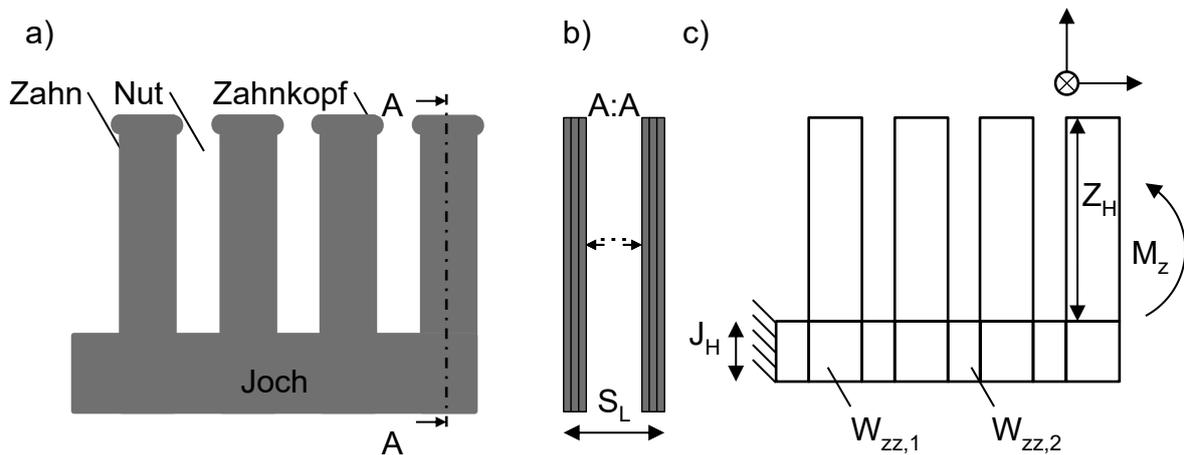
**Bild 2-19:** Links: Schematische Darstellung von Werkstoffverbunden mit Matrix- und Verbundphasen [94]; Rechts: Flachpaket mit Träger- und Verbundkomponenten

In [99] dienen Annahmen idealer Mehrschichtverbünde als Basis für die analytischen Beschreibungen der Dehnungsverteilung im Biegequerschnitt, wobei die Materialeigenschaften der jeweiligen Schichten voneinander abweichen. Die inhomogene Verteilung der Materialeigenschaften führt dazu, dass sich die neutrale Faser nicht – wie in der idealisierten, elementaren Biegetheorie vorausgesetzt – im geometrischen Schwerpunkt des Querschnitts befindet. Die Lage der neutralen Faser muss analytisch bestimmt werden, bevor die Dehnungs- und Spannungsverteilungen im Biegequerschnitt ermittelt werden können. Dazu wurde die Fügeverbindung zwischen den Schichten im Rahmen der analytischen Beschreibung als ideal starr angenommen. Der Biegebalken wurde deswegen als ein Körper mit lokalen Abweichungen der Werkstoffeigenschaften angenommen.

Untersuchungen zur Umformung von Mehrschichtverbänden mit komplexen Interaktionen zwischen den Schichten, beispielsweise Untersuchungen zu Delaminationseffekten, werden sowohl analytisch als auch mittels FE-Methoden durchgeführt [98, 100, 101]. Die Flachpaketbaugruppe enthält drei Komponenten: die Elektroblechlamellen, die Nutisulationsfolien und die Drahtwicklungen, siehe Bild 2-19 rechts. Beim Vergleich der Flachpaketbaugruppe mit dem allgemeinen Werkstoffverbund kann der Stator Kern als Matrix, die Wicklungen und die Isolationsfolien als Verbundkomponenten aufgefasst werden. Die Verbundkomponenten liegen frei in der Matrix, es besteht kein Stoffschluss. Erst bei fortschreitender Biegung entsteht ein vollständiger Formschluss, da sich die Zahnköpfe aufeinander zu bewegen und ein Herausgleiten der Wicklungen und Isolationsfolien aus den vorgesehenen Nuten verhindern. Vorher sichert die Schwerkraft die Lage der Wicklungen innerhalb der Nuten des flachen Stator Kerns.

### **Stator Kern**

Gemäß der Erläuterungen in Kapitel 2.1.2.2 bestehen Stator Kerne in der Regel aus Lamellen mit Blechdicken zwischen 0,2 und 1,0 mm, die einen genuteten Querschnitt aufweisen und in z-Richtung geschichtet sind, siehe Bild 2-20 a) und b). Daraus ergibt sich die axiale Statorlänge  $S_L$ . Ebenfalls wurde beschrieben, dass die Eigenschaften der Elektrobleche mithilfe von Legierungselementen hinsichtlich ihrer magnetischen Eigenschaften (das heißt magnetische Permeabilität, Koerzitivfeldstärke und elektrische Leitfähigkeit des Werkstoffs) optimiert werden. Diese Legierungsvorgänge beeinflussen ebenfalls die mechanischen Eigenschaften der Lamellen [102]. Das Umformverhalten hängt von der Größe der im Gefüge vorhandenen Körner sowie der Menge und Art der Einlagerungen im Kristallgitter und Gefüge ab. Während der Walzvorgänge zur Erzeugung der benötigten Blechdicke rufen die Prozessgrößen Umformgrad, -geschwindigkeit, -zeit und -temperatur sowie der Spannungszustand Veränderungen im metallischen Gefüge hervor [26]. Auch diese beeinflussen die mechanischen Eigenschaften der verwendeten Elektrobleche. In der Blechherstellung werden die Gefügeeigenschaften durch Glühvorgänge nach dem Walzen modifiziert, sodass auch die Kaltumformbarkeit verbessert wird [103].



**Bild 2-20:** a) Ausschnitt eines realen Statorkerns; b) Schnittdarstellung des geblechten Statorkerns; c) Vereinfachte Darstellung unter Biegebelastung  $M_z$  mit Widerstandsmomenten  $W_{zz,1}$  und  $W_{zz,2}$

Weiterhin führen die Vorgänge zur Erzeugung der Lamellengeometrien, z. B. Stanzen oder Laserschneiden, zu Materialverfestigungen an den Schnittkanten, die sich ebenfalls auf das Umformverhalten dieser Komponenten auswirken [104]. Schließlich besteht die Unterbaugruppe des Statorkerns aus einer Vielzahl dieser Lamellen, die mittels geeigneter Fügeverfahren miteinander verbunden werden. Die wichtigsten Fügeverfahren zur Herstellung von Statorkernen sind Stanzpaketieren, Laserschweißen und Verbacken nach dem Backlack-Verfahren. Die Positionen und Festigkeiten der Fügeverbindungen unterscheiden sich für jedes Verfahren und beeinflussen dadurch das Umformverhalten der Unterbaugruppe [21].

Neben den Materialeigenschaften der gefügten Lamellen innerhalb der Baugruppe des Statorkerns unterliegen diese Komponenten individuellen mechanischen Randbedingungen, die sich auf das Umformverhalten des Werkstoffverbundes auswirken. Diese Randbedingungen unterscheiden sich erheblich von der in Bild 2-14 vorgestellten idealen Balkengeometrie und ergeben aus diesem Grund einen besonderen Belastungsfall. Dies folgt insbesondere aus der genuteten und geblechten Ausführung des Statorkerns. Bild 2-20 c) zeigt eine idealisierte Querschnittsgeometrie der Statorlamellen. Das Widerstandsmoment  $W_z$  eines rechteckigen Querschnittes mit der Breite  $b$  und der Höhe  $h$  für Biegungen um die  $z$ -Achse ergibt sich nach Gleichung (2-28) [105] zu:

$$W_z = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad (2-28)$$

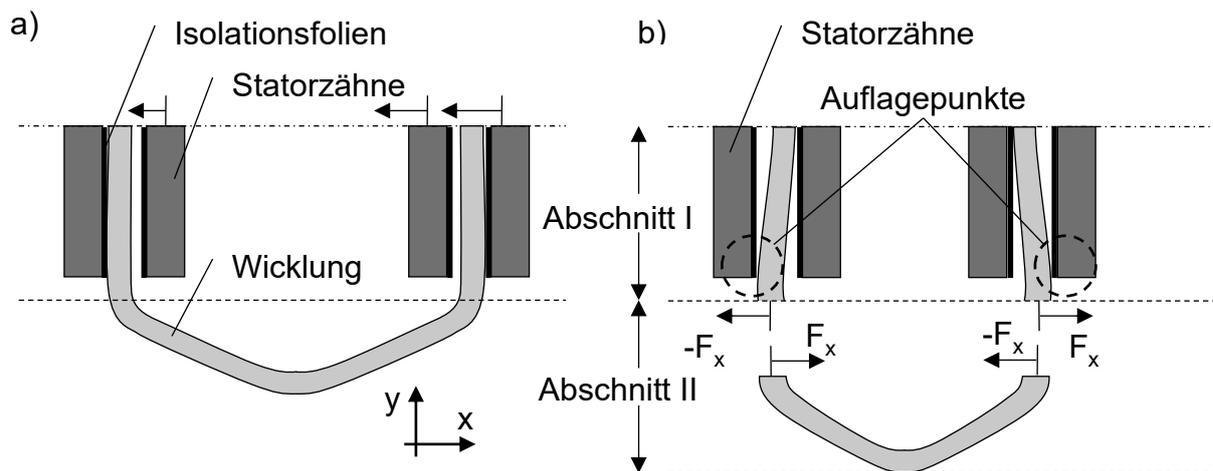
Bei einer angenommenen  $n$ -fachen Überhöhung der Zähne  $Z_H$  gegenüber dem Joch  $J_H$  ergibt sich ein  $n^2$ -fach höheres Widerstandsmoment im Zahn als im Joch, welches sich auf die Spannungs- und die Dehnungsverteilung in der Komponente auswirkt. Folglich kann angenommen werden, dass sich die Formänderung aufgrund der elastisch-plastischen Biegung im Wesentlichen im Joch

ausbildet. Nach [93] bestimmt das Verhältnis zwischen der Blechdicke  $b$  und der Höhe den Spannungszustand, der in der Umformzone angenommen werden kann. Bei der Einstufung eines Körpers als hochkantgebogenen Balken (also Höhe:Dicke  $> 1$ ) anstelle eines „idealen“ Balkens treten Deformationen auf, die zu einer nicht zu vernachlässigenden Veränderung des Biegequerschnitts führen. Die Streckung der äußeren Faser ergibt eine lokale Verjüngung, die Stauchung auf der inneren Faser eine lokale Aufdickung in Breitenrichtung des Biegequerschnitts. Weiterer Indikator für die Beurteilung des Spannungszustands ist das Verhältnis zwischen dem äußeren und inneren Biegeradius  $r_a$  und  $r_i$  [93].

### **Drahtwicklung und Nutisolation**

Im Verbund des Flachpakets stellen die Wicklungen eine weitere Unterbaugruppe dar, die üblicherweise aus dem Halbzeug Kupferlackdraht hergestellt werden, siehe Kapitel 2.1.2.1. Die Halbzeugherstellung des Drahtes beeinflusst dessen mechanisches Verhalten z. B. unter Zug- und Biegebelastung. Nach einem mehrstufigen Trenn- und Umschmelzvorgang liegt das Grundmaterial als Strang mit einem Durchmesser von 7 bis 8 mm und einem Kupferanteil von etwa 98 % vor [12]. Walz- und Ziehprozesse reduzieren das Ausgangsprodukt auf den geforderten Durchmesser oder auf ein gefordertes Querschnittsprofil. Die hohen Umformgrade erfordern Zwischen- und Schlussglühen, u. a. auch, um die mechanischen und elektrischen Eigenschaften des Blankdrahtes zu verbessern. Hierfür werden die Prozessgrößen des Durchlaufglühens optimiert, insbesondere Glühstrecke, Temperatur und Haltezeit. Die Reinigung der Drahtoberfläche reduziert die Anzahl an Fremdpartikeln, sodass die Isolationsschichten im nachfolgenden Vorgang prozesssicher aufgebracht werden können. Die Isolation besteht grundsätzlich aus drei Schichten: dem Grundlack, dem Isolierlack und dem Gleitmittel [12]. Je nach Isolationsgrad besteht die Lackschicht aus 12-30 einzelnen Teilschichten, die mittels Düsen oder Filz aufgetragen und mittels zugeführter Wärme während des Durchflutens in kurzer Zeit ausgehärtet werden. Die verwendeten Schichten bestehen meist aus Kunstharzen, die in einem definierten Volumenverhältnis in Lösungsmittel gelöst sind. Der Aufbau der Schichten, deren Lackschichtdicke und stoffliche Zusammensetzung zu den Umformeigenschaften des Kupferlackdrahtes und seiner Beschichtung beitragen.

Bevor der Kupferlackdraht als Wicklung in den flachen, genuteten Eisenkern eingelegt werden kann, wird dieser im Flyer- oder Linearwickelverfahren (vgl. Kapitel 2.1.3.2 und 2.1.3.3) geformt. Bei diesem Umformprozess entstehen insbesondere im Wickelkopf Zonen mit erheblicher Kaltverfestigung im Draht. Die mechanischen Randbedingungen der Wicklungen unterscheiden sich erheblich von denen der Elektroblechlamellen. Bild 2-21 a) zeigt eine Windung der Wicklung, die axial frei in der Nut des Statorkerns liegt. Beim Biegen des Stators nähern sich benachbarte Zähne aneinander an, siehe Bild 2-21 b). In einer Windung der Wicklung entstehen somit hauptsächlich zwei Biegezustände.



**Bild 2-21:** a) Schematische Draufsicht auf das Flachpaket; b) Freischnitte der beiden Wicklungsabschnitte im belasteten Zustand

Der aktive Leiter, hier Abschnitt I, lässt sich durch eine Dreipunktbiegung beschreiben, da Zahnflanken als Auflager dienen. In der Grafik ist lediglich eine Hälfte der Baugruppe des Stators zu sehen. Der Wickelkopf, hier Abschnitt II, gleicht dem Knickbiegen. Das Widerstandsmoment gegenüber Biegungen um die z-Achse der Leiter mit kreisförmigen Querschnitten und dem Durchmesser  $d$  berechnet sich nach Gleichung (2-29) [105].

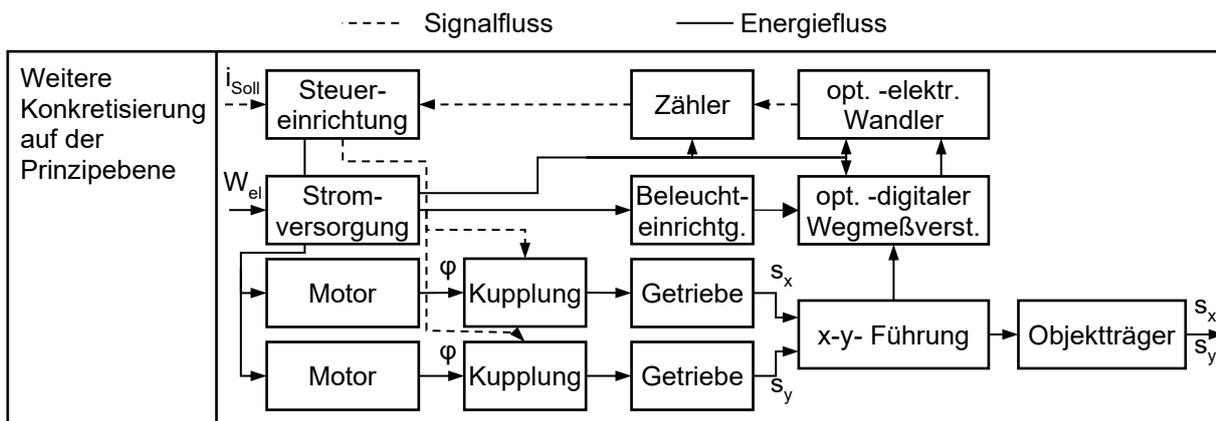
$$W_z = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (2-29)$$

Die Nutisolationsfolien bestehen üblicherweise aus mehreren Schichten zum Beispiel aus Polyesterfolie und Aramidpapier [12]. In Bild 2-21 a) und b) ist zu erkennen, dass sich die mechanische Belastung der Folien während des Biegeprozesses durch eine lokale Stauchung zwischen Leitern und Statorzähnen beschreiben lässt. Diese tritt in den Auflagepunkten der aktiven Wicklung ein. Der Einfluss der Folien auf das Biegeverhalten der Statorbaugruppe hängt damit von der Dicke und den mechanischen Eigenschaften der Folien ab.

### 2.2.3 Modellbildung von Umformvorgängen

Modelle dienen dazu, beobachtete Phänomene (z. B. aus der Natur oder Technik) maßstäblich oder skaliert abzubilden. Es werden Zusammenhänge zwischen bekannten Randbedingungen und Ergebnisgrößen hergestellt, mit dem Ziel, das Verständnis des Untersuchten zu erhöhen [106]. Bevor Modelle erstellt werden, ist eine Untergliederung des vorliegenden Sachverhaltes und die Erstellung eines Konzepts hilfreich. Es existieren Richtlinien zur nachvollziehbaren Erstellung von Funktionsstrukturen und der anschließenden Ableitung von Modellen. Die in VDI 2221 und VDI 2222 beschriebenen Richtlinien definieren zentrale Begriffe und Methoden im Ingenieurwesen, die sich zur Abstrahierung und Strukturierung von technischen Fragestellungen eignen [107, 108]. Nach dieser Vorgehensweise wird ein komplexes System in Teilsysteme zerlegt, welche

mittels Stoff-, Energie- und Informationsflüssen miteinander verbunden und damit Wechselwirkungen zueinander aufzeigen. Dies wird in der Norm exemplarisch anhand einer Positioniereinheit gezeigt, siehe Bild 2-22. Die spezifischen Funktionen und Formelzeichen dieses Bildes haben keinen Bezug zu dieser Arbeit. Beim Aufstellen einer Funktionsstruktur entscheidet der Ersteller, welche Merkmale als relevant aufgeführt und welche als irrelevant vernachlässigt werden. Die einzelnen Teilsysteme enthalten jeweils Eingangs-, Einfluss- und Ergebnisgrößen. Die Modellierung dient darauf aufbauend der Spezifikation physikalischer Zusammenhänge zwischen diesen Größen basierend auf der konzeptuellen Funktionsstruktur.



**Bild 2-22:** Beispielhafte Funktionsstruktur einer Positioniereinrichtung mit Eingangs-, Einfluss- und Ergebnisgrößen nach [108]. (Formelzeichen haben keinen Bezug zu dieser Arbeit)

### 2.2.3.1 Numerische Modellbildung von strukturmechanischen Systemen

Die Zusammenhänge zwischen Eingangs-, Einfluss- und Ergebnisgrößen vieler naturwissenschaftlicher Disziplinen liegen üblicherweise in Form von Differentialgleichungen mit spezifischen Eigenschaften und Randbedingungen vor. Entsprechend haben sich verschiedene Verfahren zur Lösung etabliert, beispielsweise das Finite-Volumen- (z. B. in der Strömungsmechanik) [109], das Finite-Elemente- (z. B. in der Strukturmechanik) oder das Finite-Differenzen- (z. B. in der Elektrostatik) [110] Verfahren. Die Verfahren unterscheiden sich hauptsächlich in der Diskretisierung der betrachteten physikalischen Systeme, welche Randbedingungen an den Übergängen und welche Gesetzmäßigkeiten innerhalb eines Abschnitts definiert werden können. Im Fall der Umformtechnik bildet die Abhängigkeit der Materialverschiebung von den aufgebrachtten Kräften und der Steifigkeit der Systemstruktur die Grundlage des zu lösenden Problems. Dabei wird der untersuchte Körper in sogenannte Finite Elemente unterteilt, dessen Form durch eine Anzahl an Knoten und Verbindungen definiert wird. Für die Verbindungen dieser Knoten werden Ansatzfunktionen festgelegt, die die physikalischen Gesetzmäßigkeiten des untersuchten Körpers enthalten bzw. modellhaft abbilden [111]. Für jedes Element ergibt sich aus den Ansatzfunktionen eine lokale Steifigkeitsmatrix  $[K]_e$ . Die gesamte Steifigkeitsmatrix  $[K]$  des diskretisierten Bauteils setzt sich aus

den lokalen Elementsteifigkeitsmatrizen zusammen. Die Dimension der Vektoren der Verschiebungen  $\{u\}$  und der äußeren Kräfte  $\{F\}$  sowie der Steifigkeitsmatrix hängt von der Anzahl an Knoten, den definierten Freiheitsgraden pro Knoten und dem Polynomgrad  $p$  der gewählten Ansatzfunktion ab. Randbedingungen (äußere Kräfte und Sperrungen von Freiheitsgraden) sind knotenweise in den Vektoren  $\{u\}$  und  $\{F\}$  enthalten. Damit beschreibt Gleichung (2-30) das allgemeine mathematische Problem.

$$[K] \cdot \{u\} = \{F\} \quad (2-30)$$

Die Steifigkeitsmatrix und die beiden Vektoren für Kraft und Verschiebung bilden ein Gleichungssystem mit unbekanntem Verschiebungs- und Reaktionskraftkomponenten, die anschließend durch Invertieren und Umstellen berechnet werden. Steifigkeitsmatrizen in der Strukturmechanik sind in der Regel symmetrisch, positiv definit und weisen eine Bandstruktur auf. Diese Eigenschaften sind relevant für den notwendigen Rechenaufwand und Speicherbedarf zur Lösung des Gleichungssystems [112]. Die primären Ergebnisse sind Knotenverschiebungen und Reaktionskräfte. Basierend auf den Knotenverschiebungen werden nachfolgend für jedes Element Spannungs- und Dehnungswerte (sekundäre Ergebnisse) ermittelt. Während die Verschiebungen definitionsgemäß einen kontinuierlichen Verlauf aufweisen, werden die sekundären Ergebnisse lediglich an den Integrationspunkten berechnet und haben aus diesem Grund einen diskreten Charakter [113]. Die Anzahl an Integrationspunkten pro Element steigt mit dem Grad der verwendeten Ansatzfunktion. Simulationsergebnisse mit vergleichsweise großen Sprüngen der Spannungswerte deuten auf eine unzureichende Approximation hin, folglich sollte die Anzahl an verwendeten Integrationspunkten erhöht werden. Dies ist durch eine Erhöhung des Grades der Ansatzfunktion ( $p$ -Methode) oder durch eine Zunahme an Elementen ( $h$ -Methode) möglich [112]. Trotz einer Erhöhung der Diskretisierung entstehen zwangsläufig Abweichungen zwischen einer analytischen („wahren“) und einer numerischen („approximierten“) Berechnung.

In der Strukturmechanik gelten Systeme als nichtlinear, wenn sie kontakt- oder materialbedingte oder geometrische Nichtlinearitäten enthalten [114]. Bei umformtechnischen Fragestellungen ist mindestens elastisch-plastisches (nichtlineares) Materialverhalten gegeben, oftmals sind alle drei Typen der Nichtlinearität erfüllt. Zur Lösung solcher Problemstellung wird in FE-Analysen eine zeitliche Diskretisierung angewendet. Es wird zwischen dem expliziten und dem impliziten Ansatz zur zeitlichen Diskretisierung unterschieden [114]. Das explizite Euler-Verfahren basiert auf einer vordefinierten Zeitschrittweite. Für jeden Zeitschritt wird die Steifigkeit des Systems berechnet und anhand dessen die Randbedingungen für den darauffolgenden Zeitschritt festgelegt. Es findet keine Rückrechnung zur Überprüfung des Systems bzgl. des aktuellen Gleichgewichtszustandes an jedem Zeitschritt statt, wodurch das Verfahren pro Berechnungsschritt einen vergleichsweise

geringen Rechenbedarf aufweist und stabil bis zum Ende der vorgesehenen Berechnung läuft. Aufgrund der vermiedenen Rückrechnung zur Überprüfung des Systems kann es dazu kommen, dass eine physikalische Abweichung zwischen dem berechneten und beabsichtigten Vorgang entsteht. Im Gegensatz dazu führt der implizite Ansatz nach jeder Berechnung eine Rückrechnung durch, um die Summe der äußeren Kräfte mit der Summe der inneren Kraftgrößen zu vergleichen. Die Relation dieses Kraftresiduums bezüglich der Kraftsumme stellt ein Kriterium zur Bewertung der durchgeführten Berechnung dar. Übersteigt das Kraftresiduum den benutzerdefinierten Vorgabewert, wird die Berechnung mit veränderter Steifigkeit wiederholt, bis das Kriterium erfüllt ist oder ein Abbruchkriterium erreicht wurde.

### **2.2.3.2 Numerische Modellbildung von Rotationszugbiegevorgängen**

Die verwendeten Biegeverfahren zur Umformung eines Flachpakets zu einem kreisförmigen Stator weisen große Ähnlichkeiten zum Rotationszug-, Rund- und zum klassischen Rohrbiegen auf, siehe Kapitel 2.1.3.7 und 2.2.2. Nationale und internationale Forschungsarbeiten zu diesen Verfahren konzentrieren sich fast ausschließlich auf das Biegen von Rohrprofilen [87] und nicht auf die Herstellung von Statoren oder ähnlichen Komponenten. Diese Wissenslücke kann geschlossen werden, indem relevante Erkenntnisse aus dem Bereich des Rohrbiegens auf den Flachpaketbiegeprozess übertragen werden. Insbesondere Untersuchungen zur Ermittlung von Biegeradien und -winkeln [115, 116] mit denen maßhaltige Rohrgeometrien unter Berücksichtigung von Rückfederungseffekten erreicht werden, stellen eine hohe Relevanz für diese Arbeit dar. So wird der Aufbau von Rotationszugbiegeanlagen mit den FE-Programmen LS-Dyna [115, 117] und Abaqus [118] sowie PAM-Tube [119] mit starren Biegekernen und Gegenhaltern beschrieben. Der Einfluss der Rückfederung auf die Werkstückgeometrie nach der Entlastung sowie die Deformation des Profilquerschnitts stellen wesentliche Merkmale der Untersuchungen dar. Das Alleinstellungsmerkmal der Arbeiten in [120] besteht in der numerischen Analyse von Rotationszugbiegevorgängen mit mehrkomponentigen Werkstücken. In diesen Untersuchungen werden relevante Biege- und Rückfederungseffekte von Mehrschichtverbundrohren aus Kupfer und Titan in herkömmlichen Rotationszugbiegeanlagen numerisch berechnet und experimentell validiert. Darüber hinaus stellen FE-basierte Untersuchungen zum Einfluss der Systemsteifigkeit einer Biegemaschine auf das Biegeverhalten von Werkstücken [121] eine hohe Bedeutung für die Inhalte dieser Arbeit dar.

### **2.2.3.3 Finite-Elemente-Methode mit ANSYS Workbench**

Die Plattform ANSYS Workbench 18.2 ist eine objektbasierte Software zur Erzeugung und Berechnung von FE-Modellen und wurde auf Basis der klassischen skriptbasierten Software ANSYS-APDL (engl.: *ANSYS Parametric Design Language*) entwickelt [122]. Die Software enthält eine Plattform, in der eine Vielzahl von Modellierungsumgebungen zur Berechnung von

verschiedenen physikalischen Wirkmechanismen verwendet werden kann. Durch ein Verknüpfen einzelner Modellierungsumgebungen kann ein Produkt oder ein Prozess innerhalb einer Plattform bezüglich verschiedener physikalischer Phänomene untersucht werden. Die Funktionen der Benutzeroberfläche von ANSYS Workbench 18.2 lassen sich den prinzipiellen Bestandteilen von FE-Programmen zuordnen: Pre-Prozessor, Löser (Solver) und Post-Prozessor [114].

Im Pre-Prozessor werden die Eigenschaften des Materialmodells (z. B. der Elastizitätsmodul oder die Verfestigungskurve) und die geometrischen Eigenschaften der untersuchten Komponenten, Baugruppen oder Systeme festgelegt [114]. Die Geometrie des untersuchten Modells kann entweder mit den implementierten CAD-Programmen DesignModeler oder Spaceclaim erstellt oder über Schnittstellen zu anderen CAD-Programmen implementiert werden. Weiterhin werden die Vernetzung sowie Kontaktformulierungen und Symmetriebedingungen festgelegt. In der ANSYS-Dokumentation [123] sind verfügbare Elementtypen und die entsprechenden physikalischen Eigenschaften beschrieben. So definieren beispielsweise 20 Knoten mit jeweils drei Freiheitsgraden das SOLID186-Element. Dieses eignet sich besonders für Umformsimulationen, da es große Formänderungen unterstützt [123]. Zuletzt ermöglicht die Festlegung der Randbedingungen in Form von externen Lasten, wie z. B. Kräfte, Drücke oder Momente sowie Lagerungen, wie z. B. fixierte Lagerungen oder Verschiebungen die eindeutige Bestimmung des betrachteten Systems.

Der Löser wird in ANSYS über die Analyseeinstellungen angepasst. Analyseeinstellungen mit hoher Relevanz für die Berechnung von Umformvorgängen sind die sogenannte *große Verformung* und die verwendeten Last- und Zwischenschritte auf [114]. Erstere ermöglicht eine Anpassung der Materialsteifigkeiten in Abhängigkeit von Dehnungswerten und damit plastischen Formänderungen. Die Festlegung der Lastschritte (engl.: *load steps*) ermöglicht die Berechnung mehrerer Belastungsszenarien innerhalb einer Simulationsumgebung, die Festlegung von Zwischenschritten auch *Substeps* eine gezielte Unterteilung des Berechnungsvorgangs eines einzelnen Belastungsszenarios.

Der Post-Prozessor enthält Funktionen zur grafischen Darstellung der Dehnungen, Spannungen, Kraftreaktionen, usw. bezogen auf das geometrische Modell. Außerdem können die berechneten Werte tabellarisch ausgegeben werden.

Im Programmsystem ANSYS Workbench 18.2 besteht die Möglichkeit zur automatischen Durchführung mehrerer Simulationsberechnungen ohne Eingriff des Nutzers. Dazu werden im Pre- und Post-Prozessor Ein- und Ausgabewerte als sogenannte Parameter deklariert. Diese Deklaration führt dazu, dass diese Werte in einer separaten Parametertabelle als Eingabe- und Ausgabeparameter überführt werden. Innerhalb dieser Tabelle können die Eingabewerte angepasst und mit mathematischen Zusammenhängen gekoppelt werden. So lässt sich eine parametergebundene

Versuchsplanung mit zahlreichen einzelnen Simulationsberechnungen erstellen. Diese enthalten individuelle Eingabewerte (z. B. Biegewinkel oder Biegeradius), die zu individuellen Ausgabewerten (z. B. Dehnung, Spannung oder Kraft an spezifischen Ortspunkten) führen [114].

Die objektbasierte Umgebung von ANSYS Workbench enthält lediglich einen begrenzten Teil der Funktionen des originalen textbasierten Systems ANSYS Classic. Durch Einfügen von sogenannten APDL-Befehlen innerhalb der ANSYS Workbench kann jedoch per Skriptsprache auf den vollen Funktionsumfang von ANSYS Classic zurückgegriffen werden [122]. Insbesondere bei der Erzeugung von parametergesteuerten Modellen mit mehreren Lastschritten bieten die skriptbasierten Befehle Vorteile in der Wegsteuerung von Werkzeugen.

#### **2.2.4 Verifizierung und Validierung**

Modelle sind definitionsgemäß vereinfachte Abbilder realer Phänomene. Deswegen besteht eine Notwendigkeit der Verifizierung und Validierung, um die Modellgüte zu bewerten und die Ergebnisse von Simulationsberechnungen für reale Anwendungen zu nutzen. Die Verifizierung beschreibt die Prüfung der mathematischen Konsistenz eines Modells in Bezug auf das zugrundeliegende Konzept. Die Validierung dient nachfolgend als Nachweis der Übereinstimmung zwischen FE-Modell und Messergebnissen von realen Versuchen in der Regel mit variierenden Versuchsparametern. Nach [124] ist die frühzeitige Integration von Verifizierungs- und Validierungsvorgängen in den Modellierungsablauf besonders zielführend. Das bedeutet, dass bereits bei der Erstellung des Konzepts Möglichkeiten zur Verifizierung und Validierung zu planen sind.

##### **2.2.4.1 Verifizierung von rechnergestützten Modellen**

Bei der Überführung eines Konzepts in ein zuverlässiges rechnergestütztes Modell können relevante Abweichungen zwischen dem Modellergebnis und der Erwartung entstehen. Diese Abweichungen sind abhängig von der verwendeten Software und den gewählten Einstellungen. In der Regel enthalten Programme wie ANSYS Workbench eine Vielzahl an Einstellungsmöglichkeiten, die für bestimmte Aufgabenstellungen anzuwenden sind. Der Software-Hersteller legt einen Satz an Grundeinstellungen im Pre-Prozessor und im Gleichungslöser fest, der für bestimmte Fälle sinnvoll ist, ohne dass Nutzer diese Einstellungen anpassen müssen. Der Verifizierungsvorgang dient dazu, Abweichungen, die durch solche Einstellungen entstehen, systematisch zu quantifizieren und bezüglich einer erforderlichen Anpassung zu bewerten. Nach [125] sind Einstellungen in folgenden Bereichen der Modellbildung besonders hervorzuheben:

- Pre-Prozessor: Randbedingungen, Vernetzungsdichte und Kontaktformulierungen
- Löser: *Große Verformungen*, Zeitschrittweite (Substeps) und Konvergenzkriterium

Zur Prüfung der Vernetzungsdichte, der Kontaktformulierungen und der Zeitschrittweite können Konvergenzuntersuchungen durchgeführt werden, die sich prinzipiell durch einen Vergleich zwischen den Ergebnissen von Simulationen mit unterschiedlichen Verfeinerungsgraden darstellen [114, 126]. Dabei bezieht sich der Verfeinerungsgrad in der Regel auf die örtliche oder die zeitliche Diskretisierung, also die Netzdichte oder die Zeitschrittweite (im impliziten Löser von ANSYS Substeps genannt, siehe Kapitel 2.2.3). Weiterhin können mit der Konvergenzanalyse beispielsweise geometrische (z. B. Vernachlässigung von Kantenradien) und physikalische (z. B. die angenommene Kontaktsteifigkeit) analysiert werden. Ziel der Konvergenzanalyse ist es schließlich, eine quantitative Entscheidungsbasis zu schaffen, um Einstellung im verwendeten Programmsystem vorzunehmen. Zur Bewertung des Verfeinerungsgrades werden Vergleichsgrößen bestimmt, welche in der Regel mit den Ergebnisgrößen der untersuchten Fragestellung übereinstimmen. So werden in vielen Fällen berechnete lokale Spannungswerte eines Körpers unter Belastung als Vergleichswerte herangezogen, um eine geeignete Vernetzung zu ermitteln.

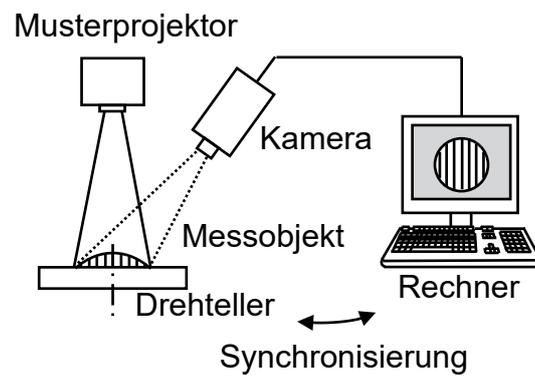
Während der Berechnung finden im impliziten Solver Kontrollrechnungen statt, die das Residuum zwischen äußeren und inneren Kräften (vgl. Kapitel 2.2.3.1) berechnen und anhand eines vorgegebenen Schwellwertes, dem Konvergenzkriterium, auswerten. Ist das Kriterium nicht erfüllt, muss die Iteration mit einer angepassten Steifigkeit wiederholt werden. Ansonsten wird der nächste Zeitschritt berechnet. Die Grundeinstellung für das Konvergenzkriterium in ANSYS Mechanical beträgt 0,5 %. Dieser Wert besagt, dass das Kraftresiduum kleiner als 0,5 % der berechneten externen Kraft ist. Durch die Bestimmung der Sensitivität der Ergebnisse bezüglich des verwendeten Konvergenzkriteriums lässt sich quantifizieren, welche Ungenauigkeit auf die getroffene Einstellung zurückzuführen ist. Die Angabe von Fehlerquellen (Vernetzung, Kontakt, Konvergenz, etc.) inklusive der zu erwartenden Ungenauigkeiten stellen die Güte der Verifizierung dar und tragen damit zur Beurteilung der Modellgüte bei [125].

#### **2.2.4.2 Experimentelle Validierung von rechnergestützten Modellen**

Während die Verifizierung auf die Konsistenz der Modellergebnisse abzielt, wird im Validierungsschritt die Übereinstimmung zwischen FE-Modell und experimentellen Messergebnissen untersucht. Für die Validierung ist eine frühzeitige Planung der notwendigen experimentellen Untersuchungen zweckmäßig, da die Integration der Messinstrumente und Sensorik für die benötigten experimentellen Daten in den untersuchten Prozess gewährleistet sein muss. Bei Umformprozessen eignen sich experimentelle Untersuchungen zu den Einflüssen der Prozesskräfte an den Werkzeugen auf die geometrischen Eigenschaften der Werkstücke [125]. Die virtuellen Vergleichsgrößen beider Messgrößen lassen sich mithilfe von Simulationsprogrammen wie ANSYS Workbench im Post-Prozessor ausgeben und evaluieren.

Die Messung von Kräften in realen Fertigungsmaschinen erfolgt beispielsweise mittels Kraftaufnehmer basierend entweder auf der Veränderung eines elektrischen Widerstandes, oder dem inversen Piezoeffekt, der Magnetoelastik oder elektrischen Induktivität [127]. In der Umformtechnik ist es üblich, Kraftaufnehmer in den Kraftfluss des Werkzeugs bzw. der Umformpresse oder des Umformaggregates zu integrieren, damit der Fertigungsprozess überwacht werden kann. So können beispielsweise veränderte Werkstückeigenschaften über abweichende Kraft-Weg-Kurven detektiert und direkt mit den numerisch berechneten Kurven verglichen werden. Die auftretenden Biegemomente in Biegevorgängen lassen sich einerseits aus einer gerichteten Kraft (mit einem entsprechend positionierten Kraftaufnehmer) und dem Hebelarm innerhalb des Biegevorgangs auswerten. Andererseits existieren Verformungskörper [127], die zwischen der Antriebswelle und dem Biegewerkzeug angebracht werden. Eine Messung der Geometrieänderung infolge einer Torsion des Verformungskörpers ermöglicht die Ermittlung eines Biegemoments. Bei DMS-Drehmomentaufnehmern erfolgt die Quantifizierung der Geometrieänderung anhand von Dehnungsmessstreifen üblicherweise in einer Vollbrückenordnung. Auch über den Vergleich dieser Messwerte mit den virtuell berechneten Biegemomenten lassen sich Plausibilität und Validität der Modelle bewerten. So zeigt [128] einen Vergleich zwischen FE-basierten und experimentell gemessenen Drehmomentverläufen beim Profilbiegen, um die Modellgüte nachzuweisen.

Neben der Messung der Prozesskräfte stellt die Messung gebogener und rückgefederter Werkstückradien und -winkel nach der Umformung ein wichtiges Hilfsmittel zur Validierung von Prozessmodellen für das Biegen dar [129]. Übereinstimmungen zwischen Modellergebnissen und Messungen von Werkstücken mit unterschiedlichen Materialeigenschaften oder Prozessen mit variierenden Einstellungen steigern die Modellgüte. Grundsätzlich lassen sich Geometriemessungen in taktile und berührungslose Verfahren einteilen. Im Bereich der optischen Messverfahren haben in den letzten Jahren rapide Entwicklungen stattgefunden, die sowohl den finanziellen Aufwand der Messinstrumente gesenkt, als auch die Genauigkeit und die Messgeschwindigkeit gesteigert haben [130]. Insbesondere mit dem 3D-Scannen mittels strukturierten Lichts (z. B. Streifenmuster) werden Objekte in kurzer Zeit digitalisiert, ohne dass dafür aufwendige Programmierarbeiten notwendig sind. Daraus ergeben sich kürzere Zeiten in der Auswertung von experimentellen Versuchen und den darauf basierenden Validierungsarbeiten. Das Messobjekt wird mit einem kodierten Streifenmuster beleuchtet, siehe Bild 2-23. Eine Kamera nimmt die Verzerrungen des projizierten Musters auf der Objektoberfläche auf und überträgt diese an einen Computer, auf dem die gemessene Geometrie des Körpers abgeleitet wird. Ein Weitertakten des Drehtellers ermöglicht die Aufnahme mehrerer Perspektiven, die im Rechner zu einem dreidimensionalen Objekt zusammengefügt werden. Dieses Messverfahren eignet sich besonders zur Digitalisierung von Objekten, deren geometrische Ausprägungen im Vorfeld nicht genau bekannt sind.



**Bild 2-23:** 3D-Scan mit synchronisiertem Drehteller in Anlehnung an [130, 131]

Neben solchen optischen Messverfahren hat sich die Taktile Messung mittels Koordinatenmessmaschine (engl.: Coordinate measuring machine, kurz CMM) als Standard in Industrie und Forschung seit Jahrzehnten etabliert [131]. Diese zeichnet sich durch eine hohe Messgenauigkeit aus und wird hauptsächlich bei Objekten eingesetzt, deren Geometrie innerhalb enger Toleranzen bekannt ist (z. B. aus einem CAD-Modell) [131]. Die Verfahren haben gemeinsam, dass sie als Ergebnis eine Punktwolke an detektierten Raumkoordinaten liefern, mit der auf die Ist-Geometrie des gemessenen Körpers geschlossen wird. Bei der taktilen Messung mittels CMM findet während der Programmierung des Bewegungsablaufes eine Reduktion der Anzahl an Messpunkten durch den Anwender statt. Bei optischen Messungen entstehen in der Regel größere Punktwolken, d. h. eine deutlich größere Menge an Datenpunkten im Raum, mit der ein quantitativer Vergleich mit dem Ergebnis des Prozessmodells erfolgen kann.

### 2.2.5 Zusammenfassung des Standes der Technik zum Flachpaketbiegeprozess

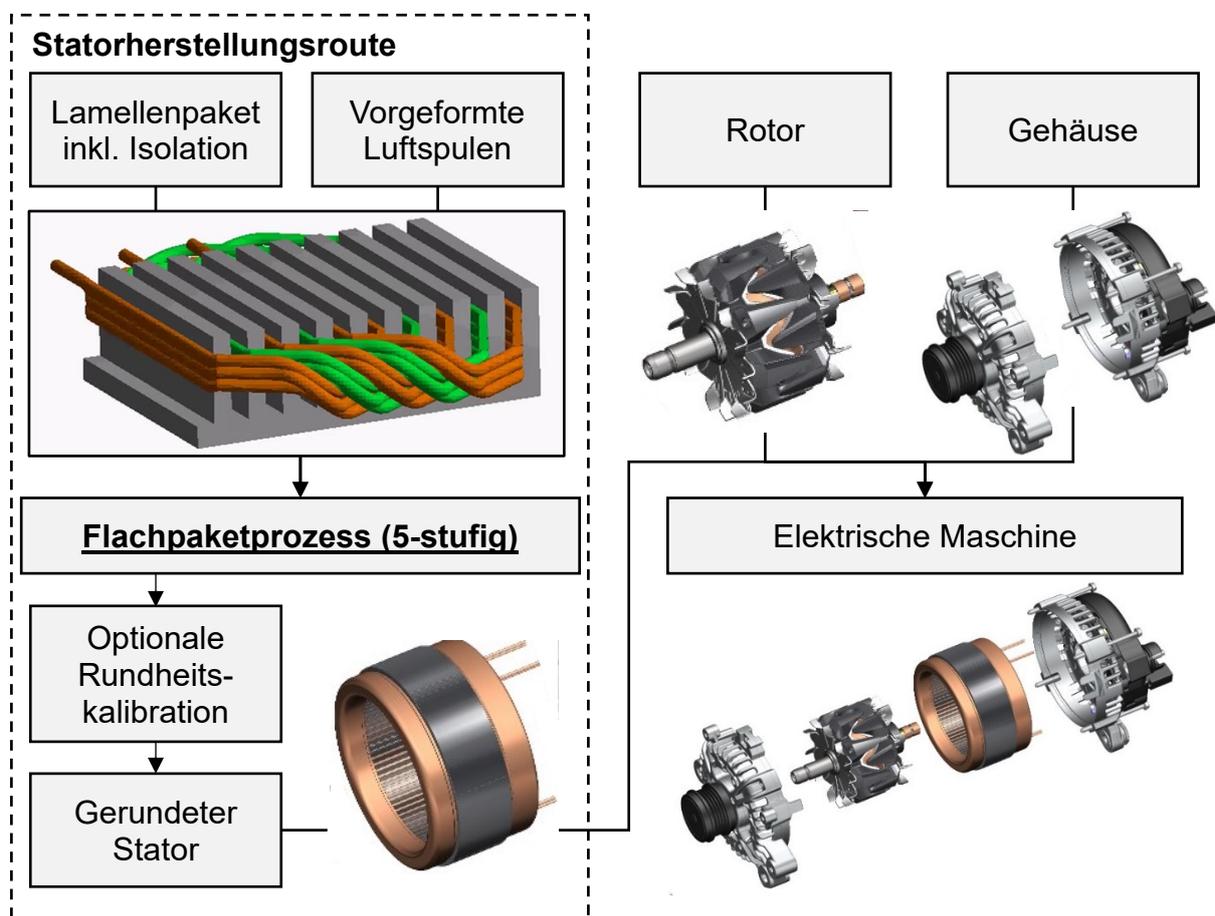
Kapitel 2.2 enthält eine Beschreibung der relevanten physikalischen Grundlagen zur Analyse von Biegeprozessen in allgemeiner Form und ordnete sowohl das Rundbiegen als auch das Rotationszugbiegen im Rahmen der Fertigungstechnik speziell ein. Der angetriebene, sich drehende Biegekern und der axial bewegliche Gegenhalter stellen die zentralen Werkzeuge zur Biegeumformung des bestückten Flachpaketes dar und bilden damit die Randbedingungen für dessen elastische Rückfederung bei der Entlastung. Weiterhin erfolgte eine Abgrenzung des Umformvorgangs des Flachpakets als Werkstoffverbund zu idealen Biegebalken, charakterisiert durch ideales Biegen von Blechen mit Rechteckquerschnitten. Hier wurden insbesondere die Spannungszustände im Joch des Statorkerns und in den Abschnitten der Drahtwicklung sowie den Kontaktbedingungen zwischen den Komponenten genannt. In einer Einführung in die Modellbildung wurden die Grundprinzipien zur numerischen Berechnung von elastisch-plastischen Biegevorgängen hervorgehoben. Die Finite-Elemente-Methode und die Software ANSYS Workbench 18.2 bildeten dabei den Schwerpunkt der Erläuterungen zur Modellbildung und Berechnung von Biegeprozessen. Das

Kapitel schließt mit relevanten Methoden zur Verifizierung von numerischen Modellen und zur experimentellen Validierung mittels Kraft- und Geometriemessungen ab.

Damit bilden die in Kapitel 2.2 aufgeführten umformtechnischen Grundlagen sowie die im Stand der Technik bekannten Methoden zur Berechnung von Umformvorgängen eine fundierte Basis zur Einordnung der Potentiale des Flachpaketverfahrens aus Kapitel 2.1. Insbesondere die Verwendung von numerischen Modellen zur Quantifizierung von physikalischen Wechselwirkungen im vorliegenden Biegeprozess bietet ein geeignetes Werkzeug zur Vertiefung der Prozesskenntnisse für das Runden dieser Statorkerne. Die beschriebenen Vorgehensweisen und Ergebnisse artverwandter Fragestellungen bezüglich der numerischen Vorhersage von Umform- und Rückfedervorgängen lassen den Schluss zu, dass die Potentiale bezüglich Statorrundheit und Prozessrobustheit beim Flachpaketverfahren noch nicht vollständig ausgeschöpft sind. Verschiedene Untersuchungen mit anderen Produkten (z. B. Rohrprofile beim Rotationszugbiegen aber auch Blechkomponenten beim Tiefziehen) zeigen, dass eine FE-basierte Quantifizierung solcher Vorgänge systematische Kompensationsmaßnahmen erlauben, mit denen eine Zunahme der Maßhaltigkeit und damit Qualitätssteigerungen im realen Betrieb realisierbar sind. Basierend auf dem in Kapitel 2 hergeleiteten wissenschaftlichen Handlungsbedarf folgt in Kapitel 3 eine Herleitung der Zielsetzung dieser Arbeit mit einem Überblick über die geplante Vorgehensweise zur Erreichung dieser Ziele.

### 3 Motivation, Zielsetzung und Vorgehensweise

Das gesellschaftliche Umdenken hin zu individueller Mobilität mit reduzierter Schadstoffemissionen erfordert in besonderem Maße eine Weiterentwicklung elektrischer Maschinen und deren Fertigungsstrategien. Dies gilt für Antriebe von rein elektrischen Fahrzeugen, aber auch für Systeme mit geringeren Elektrifizierungsgraden. Die Forderung nach höchster Effizienz und Leistungsdichte der elektrischen Maschinen überträgt sich auf die Entwicklung der Unterbaugruppen der elektrischen Maschine: Stator, Rotor und Steuereinheit. Neben der Hairpin-Technologie ermöglicht das in Bild 3-1 dargestellte Flachpaketverfahren die Herstellung von Statorn mit hohen Füllfaktoren und geringen Wickelkopfhöhen, die gemeinsam zu geringen Wicklungsverlusten und damit zu einer hohen Leistungsdichte der elektrischen Maschine führen. Gleichzeitig weist die Flachpakettechnologie eine hohe Robustheit in der Herstellung und Montage der Wicklungen auf, sodass eine automatisierte Fertigung mit hoher Mengenleistung realisierbar ist.



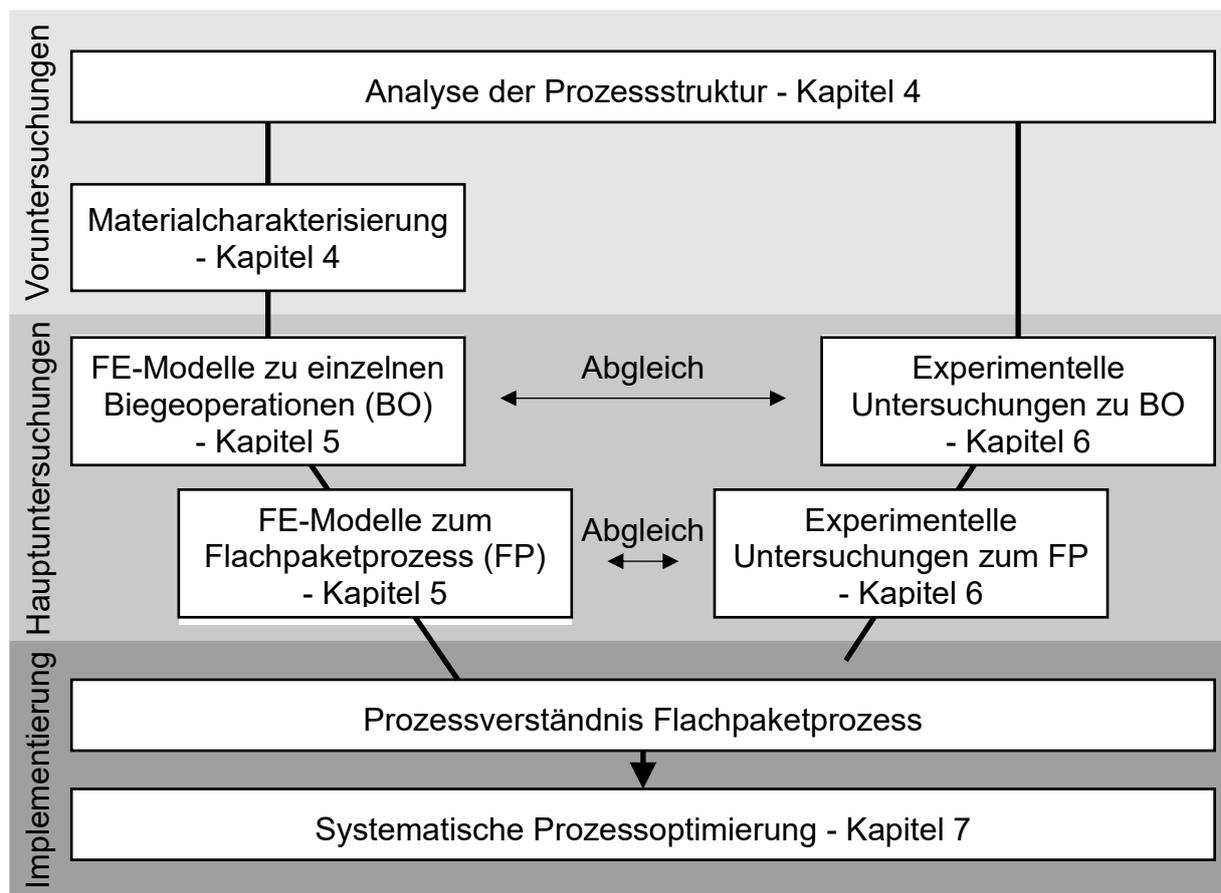
**Bild 3-1:** Aus dem flachen Lamellenpaket mit eingelegten Wicklungen folgt im Flachpaketprozess durch Biegen, Kalibrieren und Fügen ein kreisförmiger Stator. Stator, Rotor und Gehäuse werden zur elektrischen Maschine gefügt

Bild 3-1 gibt einen Überblick des Herstellungsprozesses einer elektrischen Maschine, die dieser Arbeit zu Grunde liegt. Die Fertigung von Statoren, Rotoren und Gehäuseelementen (z. B. Lager- schilde und Elektronikeinheiten) stellen die drei zentralen Stränge der Herstellung elektrischer Maschinen dar. Bei dem hier untersuchten Flachpaketbiegeprozess werden die vorgeformten Luftspulen in das noch ebene Lamellenpaket des Stators eingelegt (Kapitel 2.1.3.7). Es folgt der vierstufige Flachpaketbiegeprozess mit anschließender Kalibrier- und Fügeoperation als zentraler Produktionsschritt dieser Arbeit. Im realen Produktionsbetrieb sind bisher aufwendige Iterationen zur Ermittlung geeigneter Prozesseinstellungen für jede der vier Biegemaschinen nötig gewesen, um auf konstruktive Produktvarianten oder Chargenschwankungen spezifisch reagieren zu können. Die Maschineneinstellungen basierten stets auf Erfahrungswissen einzelner Mitarbeiter. Trotz des vorhandenen Erfahrungswissens verhinderte die hohe Komplexität des Biegeverhaltens die Realisierung von Statoren mit konkurrenzfähigen Rundheitseigenschaften. Aus diesem Grund mussten bisher vergleichsweise große Rundheitstoleranzen und damit vergleichsweise große Maße für den Luftspalt zwischen Stator und Rotor hingenommen oder weitere Prozessschritte zur Rundheitskalibration durchgeführt werden. Der Fokus dieser Arbeit liegt auf dem Umformprozess des Flachpakets, wobei das Lamellenpaket mit eingelegter Spule als Anfangszustand und der geschlossene Stator vor der optionalen Rundheitskalibration als Endzustand gesehen wird. Diese Anfangs- und Endzustände definieren die inhaltlichen Grenzen dieser Arbeit. Die Forschungsfrage lautet:

**Können die Rand- und Kontaktbedingungen für die Modellierung der sequenziellen Biegeoperationen von Flachpaketstatoren hinreichend genau definiert werden, um die sich einstellende Rundheitsabweichung numerisch zu optimieren?**

Die Flachpaketbaugruppe enthält einen Stator Kern aus Siliziumeisen, geometrisch aufwändigen Wicklungen aus Kupferlackdraht und eingelegten Isolationsfolien. Folglich ist die Vorhersage des Biegeverhaltens dieser Baugruppe im mehrstufigen Flachpaketprozess aufgrund der verschiedenen Materialeigenschaften und Geometrien der Komponenten sowie deren Interaktion untereinander als komplex einzustufen. Eine Steigerung und Systematisierung des Prozesswissens des Umformverhaltens der Flachpaketbaugruppe während des mehrstufigen Biegeprozesses könnte Optimierungspotenziale bezüglich der erreichbaren Rundheitstoleranzen aufdecken.

Die Zielsetzung dieser Arbeit besteht daher in der systematischen Analyse des mehrstufigen Biegeprozesses und der Beschreibung von Zusammenhängen zwischen Eingangs-, Prozess- und Ergebnisgrößen des Flachpaketverfahrens. Dazu wird ein mehrstufiges Simulationsmodell aufgebaut, verifiziert und mit Ergebnisgrößen experimenteller Versuche validiert. Das Umformsimulationsmodell dient als Wissensbasis zur Durchführung einer systematischen Prozessoptimierung mit dem Ziel, Rundheitsabweichungen gebogener Flachpakete im realen Fertigungsprozess zu senken. Bild 3-2 zeigt die Vorgehensweise zur Erreichung der Zielsetzung dieser Arbeit.



**Bild 3-2:** Inhaltliche Gliederung der Arbeit mit einer Unterscheidung der Biegeoperationen (BO) und des Flachpaketprozesses (FP)

Die detaillierte Prozessanalyse bildet den ersten Teil der Voruntersuchungen. Die hergeleitete Prozessstruktur fungiert als Rahmen für die Arbeiten mit dem Simulationsmodell zur Berechnung der vier Biege- und Rückfederungsvorgänge der Flachpaketbaugruppe. Innerhalb dieser Struktur werden die Werkstückgrößen und Prozessparameter sowie die geometrischen Ergebnisgrößen zur Beschreibung des Prozesses festgelegt. Eine Priorisierung der Prozessparameter dient zur Fokussierung der numerischen und experimentellen Untersuchungen auf die relevanten Randbedingungen des Prozesses. Die Werkstückgrößen stellen die Basis für die Materialmodelle der Finite-Elemente-Simulation dar. Aus diesem Grund werden die mechanischen Materialeigenschaften der Statorlamellen und der Kupferwicklungen im zweiten Teil der Voruntersuchungen mittels experimenteller Grundlagenuntersuchungen charakterisiert.

Der erste Teil der Hauptuntersuchungen gemäß Bild 3-2 besteht in der Erstellung eines Finite-Elemente-Modells, in dem alle Abschnitte des mehrstufigen Biegeprozesses von mit Kupferleitern ausgestatteten Flachpaketen enthalten sind. Dieses Prozessmodell umfasst vier Biege- und Rückfederungsvorgänge sowie eine finale Kalibrier- und Fügeoperation. Die Analyse einzelner Biegeoperationen (BO) ermöglicht eine nachvollziehbare Zuordnung der Einflüsse von Werkstückkennwerten und Prozessparametern auf die Ergebnisgrößen. Der Aufbau von Detailmodellen der

Wicklungen und die Übertragung auf Ersatzmodelle tragen weiter zu Senkung der Komplexität bei. Detailuntersuchungen erlauben eine systematische Beurteilung geometrischer und material-spezifischer Einflüsse der Wicklung auf das Biegeverhalten der Statorbaugruppe. Relevante prozessbedingte Einflussgrößen wie z. B. der Biegekerndurchmesser, Biegewinkel und die Vorspannkraft des Biegewerkzeugs auf das Werkstück sowie die Einflüsse der Wicklungen werden schlussendlich im mehrstufigen Prozessmodell berücksichtigt. Damit ermöglicht das Prozessmodell eine Berechnung des Umformverhaltens der Statorbaugruppe in allen einzelnen Biegevorgängen.

Der zweite Teil der Hauptuntersuchungen besteht in der Bewertung der Modellgüte, siehe Bild 3-2. Dazu werden experimentelle Untersuchungen zu den einzelnen Biegeoperationen sowie zum vollständigen Flachpaketprozess (FP) mit der finalen Kalibrier- und Fügeoperation beschrieben und mit den Resultaten entsprechender Simulationsrechnungen verglichen. Für die Bewertung gefügter Statorgeometrien wird auf bestehende Methoden, basierend auf Koordinatenmessungen und anschließender Auswertung, zurückgegriffen. Für die Quantifizierung der Ergebnisse einzelner Biegeoperationen werden im Rahmen dieser Forschungsarbeiten Handlungsvorschriften zur Ausrichtung von 3D-gescannten Facettenmodellen und zur anschließenden Auswertung entwickelt. Beide Methoden ermöglichen einen direkten Vergleich zwischen experimentellen Auswertungen und Simulationsergebnissen und tragen somit zur Bewertung der Modellgüte der erstellten FE-Modelle des Flachpaketprozesses bei.

Eine Bewertung der geschaffenen Wissensbasis, insbesondere der Modellgüte, stellt die Grundlage für Implementierung der Erkenntnisse in den realen Fertigungsprozess (siehe Bild 3-2) dar. Als Ergebnis dieser Bewertung wird eine Methodik zur Optimierung der Statorrundheit vorgestellt, die das gewonnene Wissen und die erarbeitete Quantifizierung des gesamten Prozesses voraussetzt. Das Ziel dieser Methodik ist die systematische Ermittlung von Maschineneinstellungen, mit denen im realen Fertigungsbetrieb mittels Flachpaketverfahren Statoren mit geringen Rundheitsabweichungen hergestellt werden können.

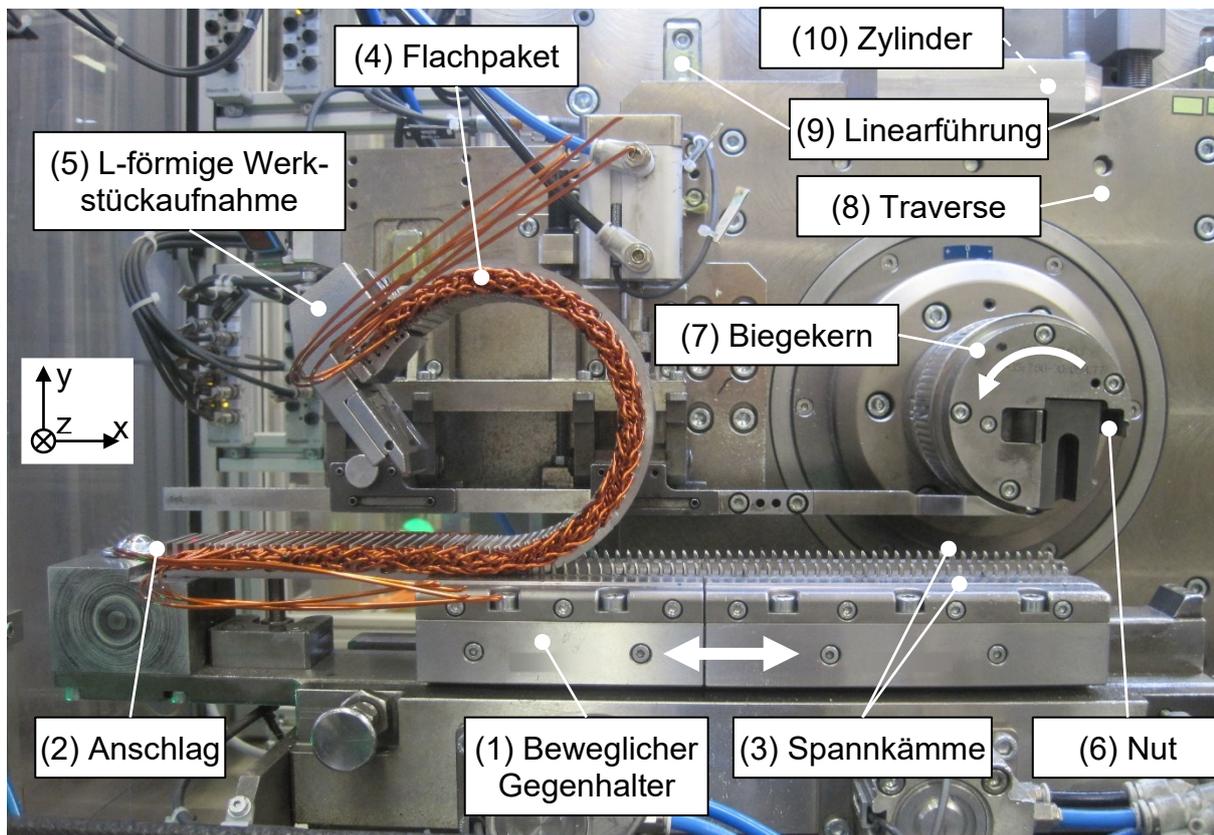
Zusammengefasst beschreiben die vorgestellten Forschungsarbeiten den FE-basierten Aufbau und die experimentelle Validierung eines Modells des Statorkerns, eines Detail- und Ersatzmodells der Wicklungen und eines Prozessmodells des vierstufigen Biegeprozesses mit anschließender Kalibrier- und Fügeoperation. Damit liefert diese Arbeit einen Weg, das Prozesswissen zu dem komplexen Flachpaketverfahren und die Qualität der Statoren systematisch zu steigern. So ist es möglich, zu einer Erhöhung der Relevanz dieses Verfahrens in der Statorfertigung beizutragen und damit die möglichen Bauformen zukünftiger Statoren und elektrischer Maschinen zu erweitern.

## 4 Prozessanalyse und Materialcharakterisierung

### 4.1 Analyse des realen mehrstufigen Statorbiegeprozesses

Die Fertigung von Statoren mit dem bereits eingeführten Flachpaketverfahren basiert auf einem mehrstufigen Biegeumformprozess. Der grundsätzliche Aufbau der verfügbaren Produktionsanlage der Firma SEG Automotive Germany GmbH wird seit über 10 Jahren im Serienbetrieb eingesetzt. Die folgenden Beschreibungen (Kapitel 4.1) stellen eine Analyse der Biegemaschinen und -sequenzen dar, die vor Beginn dieser Arbeit erarbeitet worden sind. Eine Biegesequenz besteht aus vier Umformstufen, die in einzelnen Biegemaschinen durchgeführt werden. Jede Biegemaschine enthält einen Biegekern mit einer individuellen Geometrie und speziellen Spannbacken sowie einen beweglichen Gegenhalter. Bild 4-1 zeigt eine reale Biegemaschine mit Markierungen der genannten Maschinenelemente, nachdem die erste Biegeoperation stattgefunden hat. Der Gegenhalter (1) besteht aus einer beweglichen Auflage, die mithilfe einer Führungsschiene in x-Richtung frei beweglich ist. Auf der linken Seite wird das vormontierte Flachpaket an einem Anschlag (2) angelegt. Die Fixierung in z-Richtung erfolgt durch eine pneumatische Spannvorrichtung. Die beiden Spannkämme (3) bewegen sich in z-Richtung aufeinander zu und klemmen den Stator Kern des Flachpakets (4) so beidseitig ein. Die Geometrie der Kämme ist konstruktiv auf den Querschnitt des Stator Kerns angepasst, damit die Zähne der Spannkämme nicht mit den Wicklungen des Flachpakets kollidieren. Das rechte Ende des Flachpakets hängt frei, damit eine L-förmige Werkstückaufnahme (5) manuell aufgesetzt werden kann.

Zu Beginn der maschinellen Fertigungssequenz wird der Gegenhalter gemeinsam mit dem Flachpaket und der L-förmigen Werkstückaufnahme in z-Richtung bewegt, bis diese in die vorgesehene Nut des Biegekerns (6) eingeschoben wurde und formschlüssig einrastet. Der Biegekern (7) in Bild 4-1 ist in einer Traverse (8) gelagert, die wiederum mittels zweier Linearführungen (9) in y-Richtung beweglich ist. Der Drehpunkt des Biegekerns befindet sich beabsichtigt oberhalb der Zielposition, damit eine Kollision des Flachpakets mit der Mantelfläche des Biegekerns während des Einschubens prozesssicher vermieden wird. Nach der Arretierung der Aufnahme im Biegekern wird die Traverse pneumatisch in negative y-Richtung bewegt, bis der Biegekern auf den Zahnköpfen des Stator Kerns aufliegt und eine festgelegte Vorspannung aufgebaut hat. Der Zylinder (10) zur Erzeugung dieser Vorspannung befindet sich hinter den in Bild 4-1 sichtbaren Maschinenelementen. Diese vertikal wirkende Kraft wird in dieser Arbeit als Vorspannkraft bezeichnet und mittels eines Kraftaufnehmers gemessen. Durch eine Veränderung des pneumatischen Drucks vor Beginn der Biegesequenz wird eine Veränderung der Vorspannkraft realisiert.



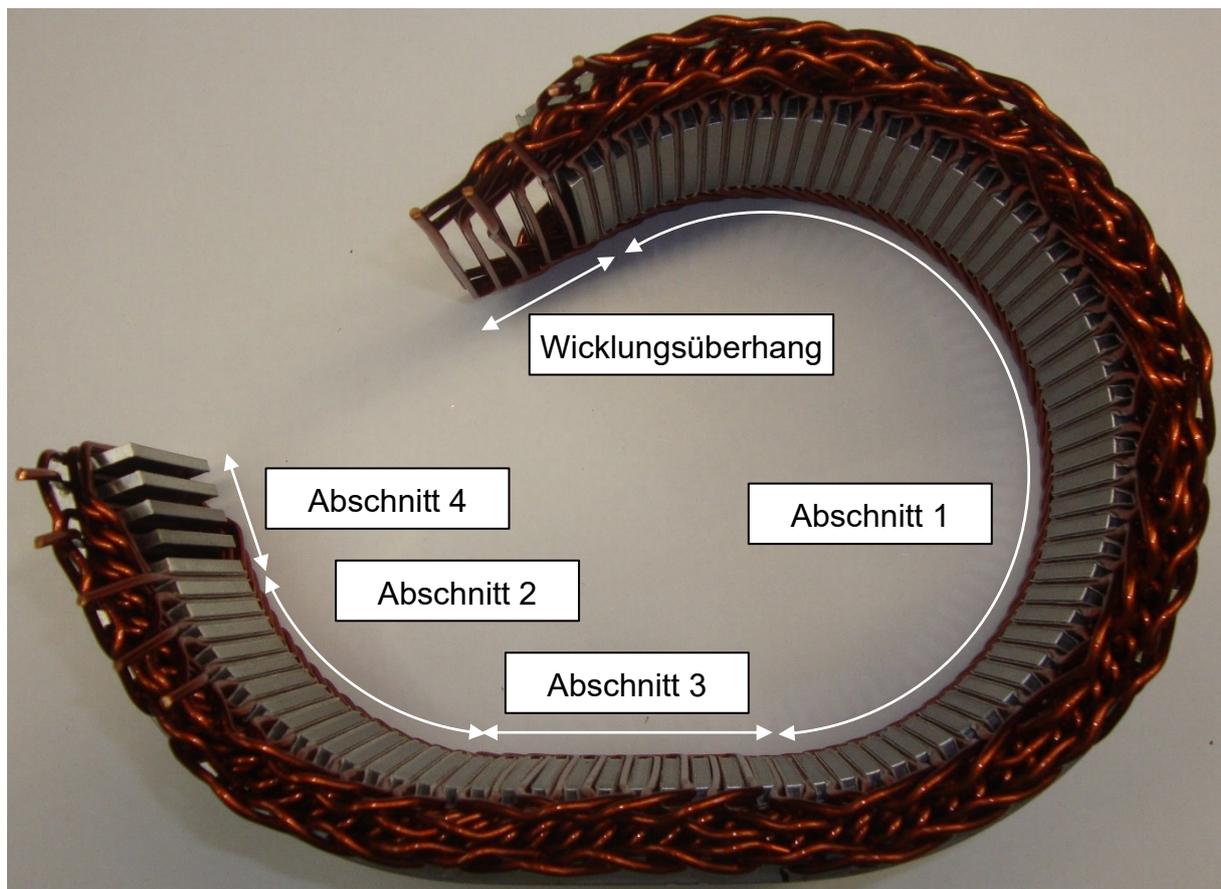
**Bild 4-1:** Reale Biegemaschine am Ende des ersten Biegevorgangs bestehend aus einem Biegekern mit einer Linearführung in vertikaler Richtung, einer horizontal beweglicher Gegenhalter mit Anschlag und Spannkämmen zur Fixierung des Flachpakets.

Die tatsächliche Biegeumformung wird anschließend durch eine winkelseuerte Drehung des Biegekerns vollzogen, welcher die L-förmige Werkstückaufnahme mit dem eingeklemmten Ende des Flachpakets mitzieht. Da die Biegemaschinen eine pneumatische Ansteuerung des Gegenhalters aufweist, wird die Maschine grundsätzlich dem Rotationszugbiegen zugeordnet (siehe Kapitel 2.2.2.1). In der aktuellen Serienfertigung von Statoren ist diese Funktion während des Biegevorgangs deaktiviert, sodass sich der Gegenhalter frei mit dem Werkstück, dem Flachpaket, mitbewegt. Somit tritt der Sonderfall auf, dass die erzeugten Biegespannungen nicht durch zusätzliche, durch den Gegenhalter induzierte, Zug- oder Druckspannungen überlagert werden.

Nach Erreichen des numerisch festgelegten Biegewinkels endet die Rotationsbewegung des Biegekerns. Anschließend wird der pneumatische Druck entfernt, sodass keine Vorspannkraft mehr anliegt. Der Biegekern wird in positive y-Richtung verfahren, nachdem die Arretierung der L-förmigen Aufnahme gelöst wurde. Es liegt kein Verbund zwischen Biegekern und der Aufnahme mehr vor. Während das unbelastete linke Ende des Flachpakets weiter im Gegenhalter fixiert ist, entlastet sich der bereits umgeformte Teil des Flachpakets und es kommt zu einer signifikanten Rückfederung. Der Gegenhalter wird mit dem eingespannten und teils gebogenen Flachpaket wieder maschinell in z- und x-Richtung zur Ausgangsposition geführt. Die Kämmen zur Fixierung des

Flachpakets am Gegenhalter werden geöffnet und das Flachpaket kann entnommen werden. Die formschlüssig verbundene L-förmige Aufnahme wird manuell entnommen. Damit ist die erste Biegeoperation des Flachpaketbiegeprozesses abgeschlossen.

Die weiteren Biegeoperationen finden mit separaten Biegemaschinen statt. Jede Biegemaschine enthält einen Biegekern und einen Gegenhalter mit individuellen Geometrien, die auf die jeweilige Geometrie des schrittweise weiter gebogenen Flachpakets angepasst sind. Insbesondere die Werkstückaufnahmen unterscheiden sich von der ersten Biegeoperation, da das Flachpaket nun nicht mehr am Ende fixiert wird. So sind in den letzten Jahrzehnten Werkzeuggeometrien entwickelt worden, die aufgrund ihrer geometrischen Beschaffenheit maximale Winkelstellungen zulassen. Im ersten Biegevorgang kann ein Winkel von  $270^\circ$ , im zweiten ein Winkel von  $80^\circ$ , im dritten ein Winkel von  $60^\circ$  und im vierten ein Winkel von  $30^\circ$  nicht kollisionsfrei überschritten werden. Eine der wesentlichen Aufgaben im realen Fertigungsbetrieb besteht in der korrekten Auslegung der Biegewinkel und der Positionen, an denen das Flachpaket eingespannt wird. Dabei müssen die Statoren schließlich derart zusammengeführt werden, dass ein kreisförmiger Stator entsteht. Dabei stellt das Einschieben der sogenannten Überhangwicklung eine besondere Herausforderung dar. Die Überhangwicklung ist in Bild 4-2 im realen Flachpaket zu sehen.



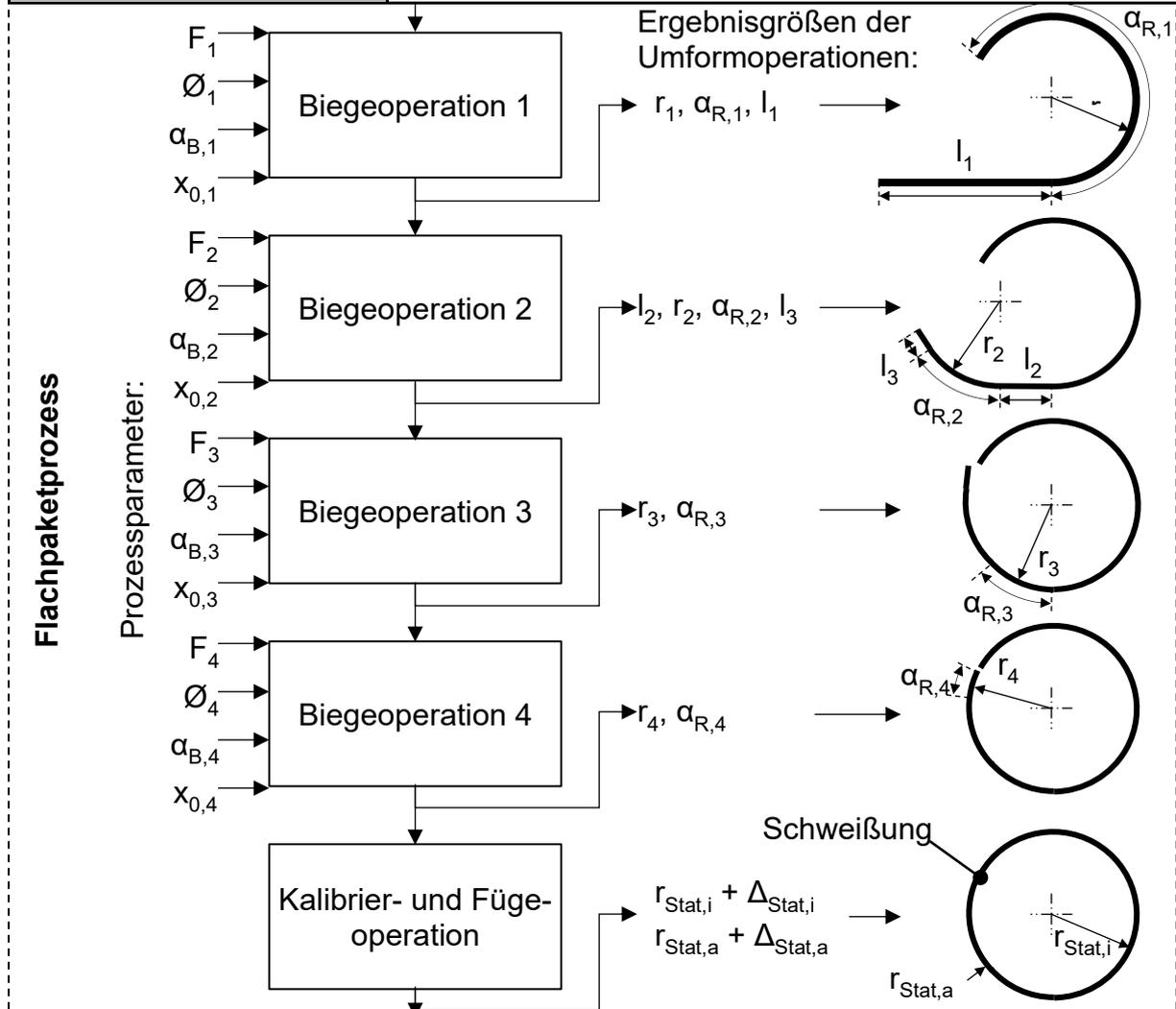
**Bild 4-2:** Markierung der Statorabschnitte und der sogenannten Überhangwicklung nach dem zweiten Biegevorgang

Aufgrund der Verwendung einer verteilten Wicklung befinden sich im fertigen Stator einige Windungen über der Fügestelle zwischen den beiden Enden des Statorkerns. Da in diesem Prozess auf ein nachträgliches Fügen der Wicklungsdrähte verzichtet wird, liegt eine Hälfte der betroffenen Windungen im flachen Zustand außerhalb des Flachpakets. Die Biegesequenz muss deshalb so ausgelegt werden, dass die überstehenden Drähte während des vorletzten Biegevorgangs in die vorgesehenen Nuten gleiten. In diesem Zustand darf der Abschnitt des Flachpakets mit den entsprechenden Nuten noch keine Umformung erfahren haben, da sich die benachbarten Statorzähne ansonsten bereits derart annähern, dass die Kupferlackdrähte nicht mehr in die Nuten passen würden. Mit diesen Randbedingungen ist eine Biegesequenz entwickelt worden, in der Abschnitt 1 bis 4 mit Biegewinkeln abnehmend von  $230^\circ - 245^\circ$ , über  $70^\circ - 80^\circ$ ,  $50^\circ - 60^\circ$  bis  $20^\circ - 30^\circ$  gebogen werden, siehe Bild 4-2. Mit dieser Biegesequenz ist die Herstellung von kreisförmigen Statoren mit höchsten mechanischen Füllfaktoren möglich, ohne dabei die Wicklungen nachträglich stoffschlüssig fügen zu müssen. Die Rundheit der Innenkontur des Statorkerns wurde in der Vergangenheit durch geometrische Änderungen der Statorkerndurchmesser verändert. Dies geschah mittels einer spanenden Nachbearbeitung von ungehärtet bestellten Biegekernen oder durch eine auf Erfahrungswerten basierenden Auslegung von neuen Biegekernen. Aufgrund des komplexen Biege- und Rückfederungsverhaltens der Flachpaketbaugruppe sowie des mehrstufigen Ablaufs des Herstellungsprozesses erweist sich diese Auslegung selbst für erfahrene Produktionsmitarbeiter als schwierig. Das nächste Kapitel 4.2 widmet sich einer systematischen Beschreibung dieser realen Anlagenstruktur und einer Unterteilung des gesamten Flachpaketprozesses in einzelne Biegeoperationen.

## 4.2 Überführung der Prozessanalyse in eine Funktionsstruktur

Die untersuchte Fertigungslinie besteht aus vier separaten Biegemaschinen, wobei in jeder Maschine ein Biegevorgang stattfindet. Aus dieser Verkettung ergeben sich äußerst komplexe Zusammenhänge zwischen Maschineneinstellungen und den Eigenschaften des final gebogenen Stators. Aus diesem Grund wurde eine Funktionsstruktur gemäß den Erläuterungen in Kapitel 2.2.3 erstellt, siehe Bild 4-3. Das Ziel dieser Funktionsstruktur besteht in der Unterteilung der mehrstufigen Biegesequenz in isolierte Teilsysteme, die verglichen mit dem vollständigen Prozess deutlich weniger komplex sind. Die Tabellen im oberen und unteren Teil des Bildes beschreiben relevante Merkmale der Anfangs- und Endzustände des Stators und dessen Komponenten. Während des Flachpaketbiegeprozesses wird das Werkstück in vier separaten Biegemaschinen viermal manuell eingespannt, be- und entlastet und wieder manuell ausgespannt. Diese Vorgänge ergeben vier Prozessabschnitte mit eigenen Anfangs-, Prozess- und Endbedingungen, die in Bild 4-3 mithilfe der Prozessparametern und Ergebnisgrößen quantitativ beschrieben werden.

Komponente	Werkstückkennwerte	
Vorbehandelte Stahllamellen	$\sigma_s(\epsilon)$	Elastisch-plastisches Materialverhalten
	$S_L$	Axiale Länge
	$Z_H, J_H, \dots$	Querschnittsgeometrie
Vorbehandelte Wicklungen	$\sigma_w(\epsilon)$	Elastisch-plastisches Materialverhalten
	$L_W, B_W, \dots$	Wickelkopfgeometrie
	$d$	Drahtquerschnitt (Durchmesser)
Isolationsfolien	$\sigma_{iso}(\epsilon)$	Elastisch-plastisches Materialverhalten
	$h_{iso}$	Dicke



Komponente	Ergebnisgrößen des Gesamtprozesses	Bewertung
Stator Kern	Innenradius $r_{Stat,i}$ + Rundheit $\Delta_{Stat,i}$	Luftspalt $\rightarrow$ Ausgangsleistung $P_{aus}$ & Wirkungsgrad $\eta$
	Außenradius $r_{Stat,a}$ + Rundheit $\Delta_{Stat,a}$	Montagetoleranz $\rightarrow$ Luftspalt $\rightarrow P_{aus}, \eta$
	Nutquerschnittsfläche	Kupferfüllfaktor $\rightarrow$ Leistungsdichte, $\eta$
	Max. Dehnung	Magnetischer Widerstand $\rightarrow P_{aus}, \eta$
Wicklung	Wickelkopfhöhe	Bauvolumen $\rightarrow$ Leistungsdichte
	Max. Dehnung	Leiterwiderstand $\rightarrow P_{aus}, \eta$
Isolationsfolien	Max. Dehnung	Sicherheit gegen Kurzschlüsse

**Bild 4-3:** Vierstufiger Statorbiegeprozess mit anschließender Kalibrier- und Fügeoperation (Prozessabschnitt 5) nebst Zusammenstellung der Werkstückkennwerte, Prozessparameter sowie der Teil- und Gesamtergebnisgrößen

Die Kalibrier- und Fügeoperation der beiden Statorenden bildet den fünften Prozessabschnitt. Alle fünf Prozessabschnitte werden im realen Fertigungsbetrieb bei der SEG Automotive Germany GmbH in einer verketteten Fertigungsanlage durchgeführt. Bei der nun folgenden Erläuterung dieser Funktionsstruktur wird die durch den Autor vorgenommene Unterscheidung zwischen relevanten und irrelevanten Einflüssen begründet.

Die Werkstückkennwerte des in Bild 4-3 dargestellten Flachpaketprozesses setzen sich aus den mechanischen und geometrischen Eigenschaften der Komponenten des Stators zusammen. Die Herstellungsrouten der Statorkomponenten (Stahllamellen, Wicklungen und Isolationsfolien) ergeben spezifische mechanische Eigenschaften, die in der oberen Tabelle des Bildes aufgeführt sind. Insbesondere die mechanischen Eigenschaften des Statorkerns  $\sigma_S(\varepsilon)$  und der Wicklungen  $\sigma_W(\varepsilon)$  erfordern eine detaillierte Charakterisierung. Die experimentellen Werkstoffcharakterisierungen stellen die Voruntersuchungen dar und bilden damit den Inhalt des Kapitels 4.3.

Die für die Biegeumformung relevanten geometrischen Eigenschaften des Statorkerns (Zahnhöhe  $Z_H$ , Jochhöhe  $J_H$ , usw.) und der Wicklung (Wicklungsbreite  $B_W$ , Wickelkopfüberstand  $L_W$ , usw.) müssen zu Beginn der Modellierung festgelegt werden. Dazu sind vertiefte Kenntnisse der verwendeten Komponenten notwendig, die in Kapitel 5.1.1 (Statorkern) und Kapitel 5.3.1 (Wicklung) dargelegt werden. Innerhalb der Prozessstruktur nach Bild 4-3 entspricht jede Biegeoperation einem separaten Prozessabschnitt mit eigenen Werkstückkennwerten, Prozessparametern und Ergebnisgrößen. Die Prozessparameter jeder Biegeoperation 1-4 werden dargestellt durch die Positionen der Werkstückaufnahme  $x_{0,1-4}$ , die Biegewinkel  $\alpha_{B,1-4}$ , die Biegekerndurchmesser  $\varnothing_{1-4}$  und die Vorspannkräfte des Biegekerns  $F_{1-4}$ . Auf die Bedeutung dieser Prozessparameter wird in Kapitel 5.1.2 näher eingegangen. Während einer Biegeoperation wird ein begrenzter Abschnitt des Flachpakets belastet. Folglich kommt es im Inneren des Werkstücks zu Zug- und Druckspannungen und zu elastisch-plastischen Dehnungen und Stauchungen des Werkstücks. Nach der Entlastung entsteht am Ende einer Biegeoperation ein vom Biegekernradius abweichender Statorradius  $r_{1-4}$  und ein vom Biegewinkel abweichender Werkstückwinkel  $\alpha_R$ . Diese Abweichung ist in der elastischen Rückfederung des Werkstücks begründet. Die geometrischen Ergebnisgrößen einer Biegeoperation lassen sich exemplarisch mithilfe der rechts im Bild 4-3 dargestellten Liniengeometrien beschreiben. Es wird angenommen, dass das Werkstück nach einer Biegeoperation aus ungebogenen Geraden und tangential anschließenden Kreisbögen besteht, die durch das Biegen und Rückfedern eines Werkstückabschnitts hervorgerufen wurden. So lässt sich ein geometrisches Teilergebnis durch eine definierte Anzahl an Kreisbogenradien  $r_{1-4}$ , Mittelpunktswinkeln  $\alpha_{R1-R4}$  und Restlängen  $L_{1-3}$  beschreiben. Der Zustand des Stators am Ende eines Biegevorgangs definiert wiederum den Eingangszustand der darauffolgenden Biegeoperation. Dabei können an den

Grenzen zwischen den Statorabschnitten Sonderfälle auftreten, falls bereits umgeformte Bereiche des Werkstücks einer weiteren Biegebelastung ausgesetzt werden.

Die gemittelten Innen- und Außenradien  $r_{St,i}$  und  $r_{St,a}$  des Statorkerns sowie deren Maximal- und Minimalwerte führen schließlich zu den Ergebnisgrößen des Flachpaketprozesses in Bild 4-3. Aus den inneren und äußeren Statorkonturen leiten sich die Rundheitstoleranzen der inneren und äußeren Statorgeometrie  $\Delta_{St,i}$  und  $\Delta_{St,a}$  sowie die erreichbare Koaxialität des Stators  $\odot_{Stat}$  bezüglich der Rotationsachse des Rotors ab. Diese haben einen direkten Einfluss auf den minimal möglichen Luftspalt zwischen Stator und Rotor und damit auf die Effizienz  $\eta_{ges}$  und die Ausgangsleistung  $P_A$  der gesamten Maschine. Der Nutquerschnitt zur Berechnung des tatsächlichen Füllfaktors sowie die Wickelkopfhöhe, die das Bauvolumen der elektrischen Maschine mitbestimmt, stellen weitere geometrische Ergebnisgrößen des Biegeprozesses dar. Zusätzlich zu den geometrischen Ergebnisgrößen fließen die maximal erreichbaren Umformgrade der Halbzeuge (Kupferlackdrähte, Stahllamellen und Isolationsfolien) in die Bewertung der elektrischen, magnetischen, akustischen und chemischen Eigenschaften des Stators ein.

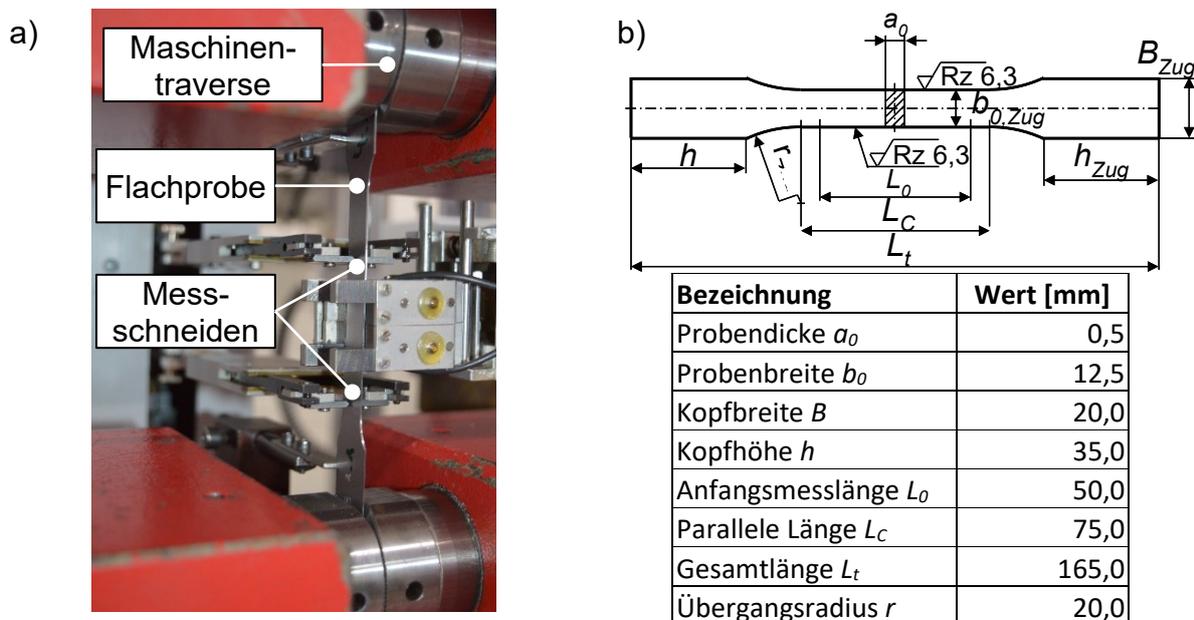
Die Funktionsstruktur des Flachpaketprozesses in Bild 4-3 stellt einen ersten Schritt in der systematischen Analyse dar und bildet damit den inhaltlichen Rahmen für den Hauptteil dieser Arbeit. Die Arbeitshypothese besagt, dass mithilfe von verifizierten und validierten numerischen Modellen Zusammenhänge zwischen den Werkstückkennwerten am Eingang, den Prozessparametern und den Ergebnisgrößen einzelner Biegeoperationen identifiziert und quantifiziert werden können. Die Zusammenführung der Teilergebnisse führt zu einem Modell des gesamten Flachpaketbiegeprozesses und liefert damit eine systematische Basis für aktuelle Fragestellungen zur Auslegung des Prozesses und zur Optimierung der einzelnen Biegevorgänge bezüglich der erreichbaren Rundheit von Statorn dieser Bauart. Der Erfolg dieser Vorgehensweise hängt von den Eingangsbedingungen der Flachpaketkomponenten ab. Die Charakterisierung der mechanischen Eigenschaften dieser Komponenten stellt den letzten Teil der Voruntersuchungen dar und wird nachfolgend beschrieben.

### **4.3 Charakterisierung der Materialeigenschaften der Statorhalbzeuge**

Die Modellierung von Umformprozessen basiert auf einer systematischen Identifizierung und Charakterisierung der initialen Werkstückeigenschaften für jede Biegeoperation. Wie bereits in Kapitel 2.2.1 erläutert, beeinflussen die mechanischen Eigenschaften von Werkstoffen zu Beginn und während des Umformens deren Umformverhalten maßgeblich. Dieses Kapitel widmet sich den experimentellen Voruntersuchungen zur Charakterisierung der mechanischen Eigenschaften der Statorlamellen und der vorgeformten Kupferlackdrahtwicklungen.

### 4.3.1 Einachsige Zugversuche von Elektroblechen

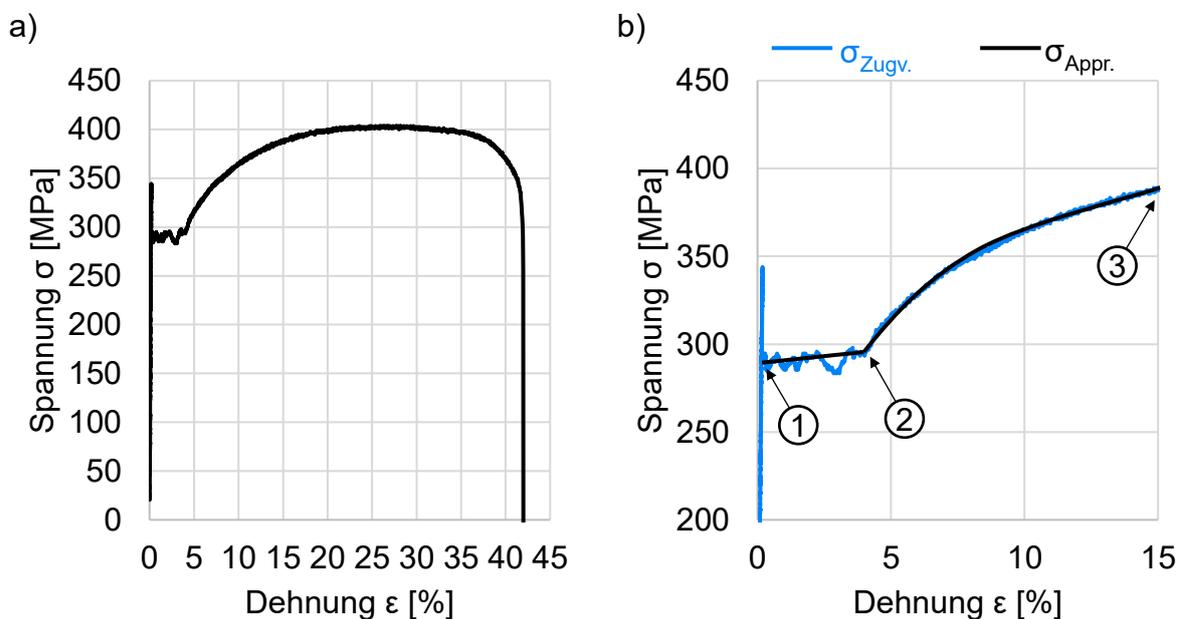
Die Charakterisierung der Statorlamellen erfolgte mittels genormter einachsiger Zugversuche in einer kalibrierten statischen Material-Prüfmaschine Zwick/Roell Z150, siehe Bild 4-4 a). Mechanische Anschläge in den Spannzangen dienen zur wiederholgenauen manuellen Positionierung der Probe in der Einspannung, bevor diese mit den hydraulischen Backen reibschlüssig fixiert wird. Die Messschneiden des taktilen Wegaufnehmers werden während des Versuchs pneumatisch an die Probe angelegt, um eine hochgenaue Detektion der Verlängerung der Probe zu gewährleisten. Der Abstand der Messschneiden im Anfangszustand entspricht dem genormten Wert von  $L_0 = 50$  mm. Gemeinsam mit der gemessenen Kraft im Kraftaufnehmer bilden diese Werte die Grundlage für die Ermittlung der werkstoffspezifischen Spannungs-Dehnungs-Kurve. Bild 4-4 b) zeigt die in DIN 50125 genormte Probengeometrie nach der Form H für Proben mit Blechdicken zwischen 0,1 mm und 3 mm [132]. Die im Bild angegebenen Formelzeichen stammen aus der Norm und haben keinen weiteren Bezug innerhalb dieser Arbeit. In einem ersten Arbeitsgang wurden Blechstreifen in  $0^\circ$ ,  $45^\circ$  und  $90^\circ$  zur Walzrichtung des Blechs mithilfe einer Schlagschere ausgeschnitten. Als nächstes führte eine zerspanende Bearbeitung zur endgültigen Probengeometrie mit den normseitig zulässigen Toleranzen. Die gefräste Probenbreite  $b_0$  sowie die Dicke  $a_0$  der gewalzten Bleche wurden per digitaler Bügelmessschraube nachgemessen. Diese ergeben die Querschnittsfläche, welche die Basis für die in der Software implementierte Spannungsberechnung bildet. Ausgegeben werden die Zeit, der Verfahrweg der Maschinentraverse, die Kraft, die technische Dehnung und die technische Spannung.



**Bild 4-4:** a) Versuchsaufbau einer Flachprobe in der Zwick/Roell Material-Prüfmaschine mit taktilen Wegaufnehmern; b) Geometrie der Zugprobe nach DIN 50125 Form H [132]

Bild 4-5 a) zeigt die Spannungs-Dehnungskurve über den gesamten Dehnungsbereich bis zum Bruch der Probe für das Elektroblech M800-50A und einer Blechdicke von 0,5 mm. Die Abszisse bildet die Dehnung  $\varepsilon$  basierend auf der taktil gemessenen Längenänderung der Probe ab. Die Ordinate gibt die Spannung  $\sigma$  an, die aus dem Verhältnis der gemessenen Kraft bezüglich der idealen Anfangsquerschnittsfläche Querschnittsfläche der Probe resultiert. Spannungs-Dehnungskurven der weiteren Proben aus den gleichen Blechen befinden sich in Anhang 9.1. Auf Basis von jeweils vier Messungen in  $0^\circ$ ,  $45^\circ$  und  $90^\circ$  zur Walzrichtung wurden die Mittelwerte und relativen Abweichungen  $\Delta_{\text{rel}}$  der charakteristischen Merkmale ermittelt und in Tabelle 4-1 zusammengefasst. Diese relativen Abweichungen ergeben sich in dieser Analyse aus der Spannweite der vier Messungen bezogen auf den berechneten Mittelwert.

Die relativen Abweichungen betragen maximal 6,3 %. Damit werden die experimentellen Kennwerte unter Berücksichtigung dieser Abweichungen als Grundlage für die numerischen Materialmodelle verwendet. Die Unterschiede in den Spannungs-Dehnungs-Kurven in  $0^\circ$ ,  $45^\circ$  und  $90^\circ$  zur Walzrichtung gehen auf die Technologie der Herstellung der Bleche zurück und müssen in der Erstellung des Materialmodells als Anisotropie berücksichtigt werden. Der E-Modul des Elektroblechs M800-50A mit einer Blechdicke von 0,5 mm ergab Werte zwischen 182 GPa und 202 GPa. Die obere Streckgrenze wird zwischen 317 MPa und 331 MPa gemessen. Die untere Streckgrenze variierte zwischen 268 MPa und 283 MPa, die Zugfestigkeit lag zwischen 399 MPa und 406 MPa.



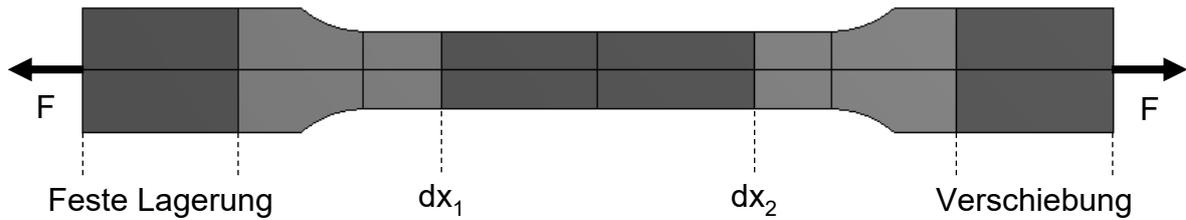
**Bild 4-5:** Spannungs-Dehnungs-Kurven des Zugversuchs für das Elektroblech M800-50A mit einer Blechdicke von 0,5 mm parallel zur Walzrichtung a) im vollständigen Dehnungsbereich; b) in einem Dehnungsbereich bis 15 % inklusive markanter Stellen zur Approximation der Verfestigungskurve

**Tabelle 4-1:** Ergebnisse der Zugprüfung in 0°, 45° und 90° zur Walzrichtung

Mechanische Größe	0°		45°		90°	
	Mittel	$\Delta_{rel.}$	Mittel	$\Delta_{rel.}$	Mittel	$\Delta_{rel.}$
E-Modul E [GPa]	181,62	4,2 %	201,77	3,0 %	188,79	4,7 %
Untere Streckgrenze $R_{eL}$ [MPa]	278,55	3,1 %	267,56	2,5 %	283,09	1,9 %
Obere Streckgrenze $R_{eH}$ [MPa]	321,92	5,5 %	317,25	3,9 %	330,68	6,3 %
Zugfestigkeit $R_m$ [MPa]	399,43	1,7 %	399,95	1,3 %	405,61	1,3 %

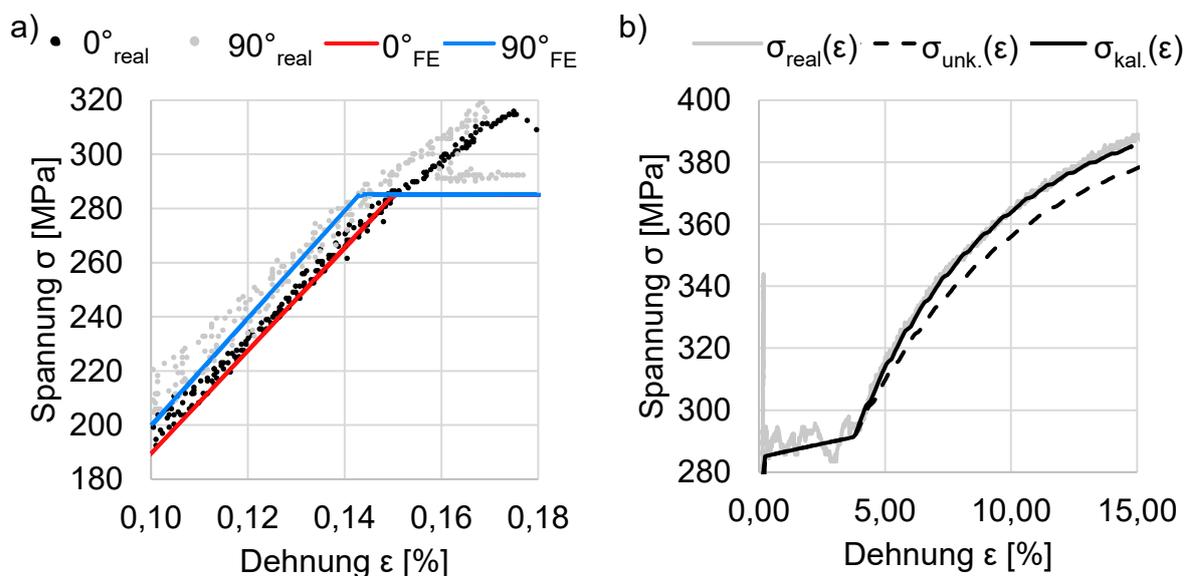
Zur Implementierung des aufgenommenen Materialverhaltens in ein FE-Modell ist eine Reduktion der Anzahl an Punkten der Funktion und damit eine Approximation der Kurve notwendig. In Bild 4-5 b) wird der betrachtete Dehnungsbereich auf 15 % begrenzt, um die Vorgehensweise der Approximation visualisieren zu können. Da die Verfestigungskurve sich lediglich auf den plastischen Bereich bezieht, beginnt diese in Punkt 1 (siehe Bild 4-5 b). Verfestigungskurven können im Programmsystem ANSYS Mechanical ausschließlich als stetig steigende Kurve implementiert werden. Das bedeutet, dass der lokale Ausschlag der gemessenen Spannungswerte bei Dehnungswerten von etwa 0,16 % vernachlässigt wird. Der weitere Lüdersbereich wird zwischen Punkt 1 und 2 linearisiert. Basierend auf Überschlagsrechnungen werden die Deformationen der Statorlamellen während des Biegevorgangs eine technische Dehnung von 15 % nicht überschreiten. Aus diesem Grund wird das Kaltverfestigungsverhalten lediglich bis Punkt 3 approximiert, auf eine Extrapolation durch Materialmodelle wird verzichtet. Zudem werden die wahren anstelle der technischen Dehnungs- und Spannungswerte verwendet. Die Umrechnung basiert auf Gleichung (2-11), siehe Kapitel 2.2.1. In ANSYS Mechanical können Verfestigungskurven als multilineare plastische Kurven implementiert werden. Das heißt, dass die nichtlineare Kurve in eine Anzahl an Geraden mit zwei Knotenpunkten basierend auf einem Wertepaar unterteilt wird. Die approximierten Spannungs-Dehnungs-Kurve zwischen Punkt 1 und 3 wird mittels 100 Wertepaaren als zweispaltige Textdatei gespeichert und direkt in das FE-Modell eingelesen.

Die richtungsabhängigen E-Moduln des Werkstoffs von 182 GPa bis 202 GPa lassen sich in ANSYS Mechanical mithilfe der anisotropen Elastizität im Materialmodell berücksichtigen. Dazu werden die Steifigkeiten in eine symmetrische 6x6-Matrix eingetragen. Drei FE-Modelle in 0°, 45° und 90° zur Walzrichtung des Zugversuchs dienen der Prüfung und der Kalibrierung des Materialmodells. Bild 4-6 zeigt den Grundkörper und dessen Randbedingungen als Simulationsmodell, sowie den modellierten Prüfbereich.



**Bild 4-6:** FE-Modell der Zugprobe mit einer festen Lagerung, Verschiebung und den Messpunkten ( $dx_1$  und  $dx_2$ ) an den Grenzen des Prüfbereichs

Das Modell der einachsigen Zugprobe ist auf der linken Seite eingespannt, die Verschiebung in horizontale Richtung wirkt am rechten Probenende. Die Verschiebungsrandbedingung auf der gegenüberliegenden Seite erzeugt die gesuchten Dehnungen an den Messpunkten  $dx_1$  und  $dx_2$ , welche den Prüfbereich darstellen. Die Relation zwischen den Reaktionskräften an den FE-Knoten mit gesperrten Freiheitsgraden und der Querschnittsfläche des Prüfbereichs der Probe ergibt FE-basierte Spannungswerte. Wertepaare aus den ermittelten Spannungs- und Dehnungswerten resultieren in ein FE-basiertes Spannungs-Dehnungs-Diagramm  $\sigma_{\text{unk.}}(\epsilon)$ . Die Geometrie der genormten Zugprobe (Bild 4-4 b) und das abgeleitete Materialmodell (anisotrope Elastizität und multilineare Verfestigungskurve) dienen als Basis für das unkalibrierte Modell ( $E\text{-Blech}_{\text{unk.}}$ ). So ergeben sich analog zum realen Versuch drei Kraft-Weg-Kurven, die das Materialverhalten in  $0^\circ$ ,  $45^\circ$  und  $90^\circ$  zur Walzrichtung beschreiben. Aus Gründen der Übersichtlichkeit werden in Bild 4-7 a) nur die Ergebnisse der Probenrichtung in  $0^\circ$ - und  $90^\circ$ -Richtung zur Walzrichtung dargestellt.



**Bild 4-7:** a) Anisotrope Elastizität am Beispiel von Messungen und Simulationen bei  $0^\circ$  und  $90^\circ$  zur Walzrichtung; b) Spannungs-Dehnungs-Kurven der realen Messung  $\sigma_{\text{real}}$  sowie der FE-Berechnung auf Basis des originalen ( $\sigma_{\text{unk.}}$ ) und kalibrierten ( $\sigma_{\text{kal.}}$ ) Materialmodells

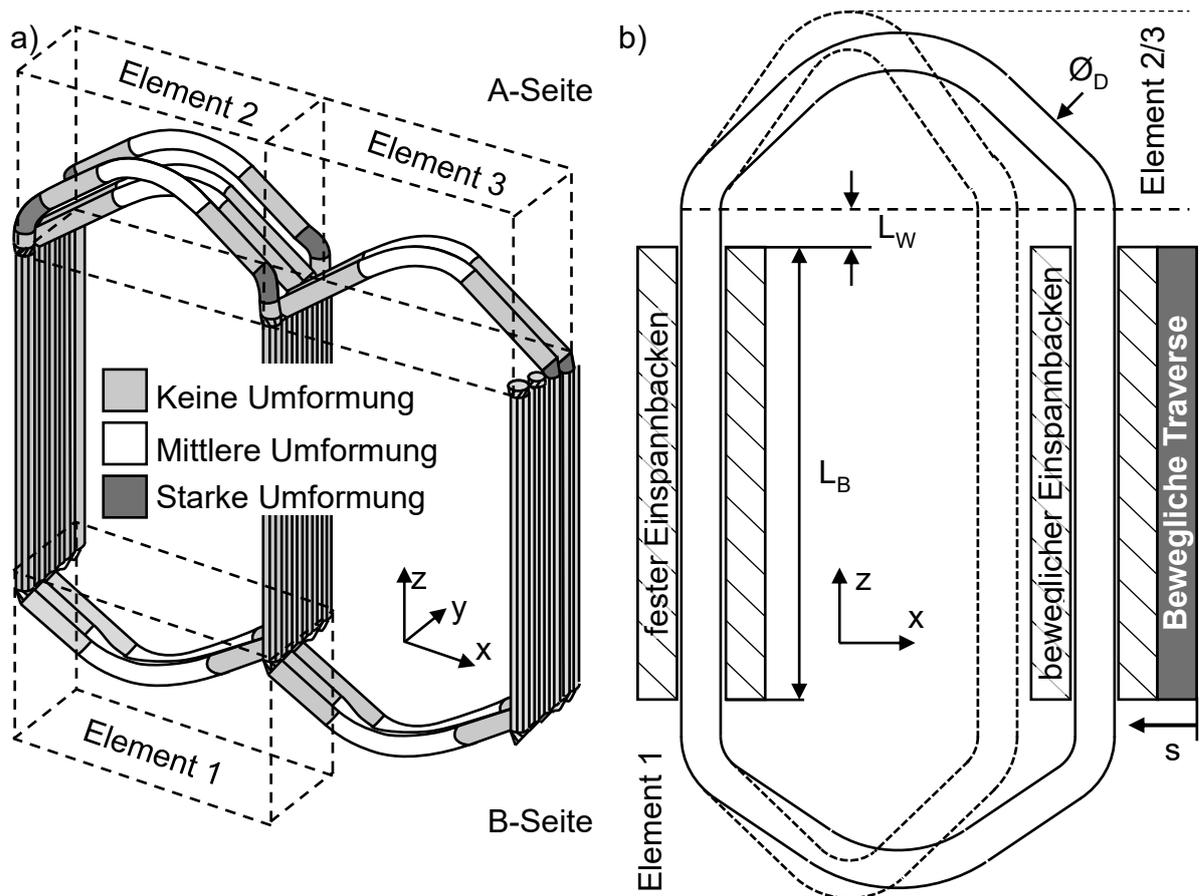
Die Implementierung der anisotropen Elastizität führte zu einer Reduzierung der Abweichungen zwischen FE-basierter Spannungs-Dehnungs-Kurve und den experimentellen Spannungs-Dehnungs-Kurven in allen drei Prüfrichtungen ( $0^\circ$ ,  $45^\circ$  und  $90^\circ$  zur Walzrichtung). Im Bereich der Lüdersdehnung wurden die realen Schwankungen durch eine Gerade approximiert, wobei Abweichungen von bis zu 1,3 % zwischen den experimentell ermittelten und der FE-basierten Werten ermittelt wurden. Im Bereich der Verfestigung zeigten sich größere durchschnittlich Abweichungen von etwa 1,9 %, siehe Bild 4-7 b).

Aufgrund der erheblichen Abweichungen zwischen der numerisch ermittelten  $\sigma_{\text{unk.}}(\epsilon)$  und gemessenen  $\sigma_{\text{real}}(\epsilon)$  Spannungs-Dehnungs-Kurven wurde eine weitere Verfestigungskurve basierend auf 100 tabellarischen Wertepaaren mit steilerem Anstieg erstellt und in das Materialmodell der FE-Simulation implementiert. Damit stellte dieses Materialmodell (E-Blech<sub>Kal.</sub>) ein kalibriertes Modell dar mit mittleren Abweichungen von maximal 0,8 % zu den realen Messungen.

### 4.3.2 Charakterisierung des Biegeverhaltens der Wicklungen

Die zweite Hauptkomponente des Stators bildet die Wicklung. Auch die Wicklung durchläuft eine Vielzahl an Prozessschritten, bevor sie in das Lamellenpaket eingelegt und weiter umgeformt wird. Zur Vorbereitung auf den Flachpaketprozess wird der Kupferlackdraht vorerst in einem Flyer-Wickelfahren (vgl. Kapitel 2.1.3.3) um ein Schwert mit definierter Dicke und einer Kantenverrundung gewickelt. Anschließend führen nachgelagerte Umformschritte zu der in Bild 4-8 a) gezeigten Geometrie. Das Ergebnis dieser Prozessroute ist ein Bauteil mit komplexer, asymmetrischer Geometrie und Bereichen mit relevanten Vorverfestigungen. Die Charakterisierung der mechanischen Eigenschaften von Halbzeugen aus Draht erfolgt üblicherweise anhand genormter Versuche, beispielsweise mittels Zugversuch gemäß DIN ISO 6892-1. Aufgrund der notwendigen Wickelvorgänge und der damit einhergehenden Verfestigung (insbesondere im Wickelkopf) zur Herstellung der Luftspule, ist mit einem relevanten Unterschied zwischen den im Drahtzugversuch gemessenen und den tatsächlichen mechanischen Eigenschaften zu rechnen. Aus diesem Grund wäre eine eigene Prozessmodellierung des Wickelvorgangs erforderlich, um von den gemessenen Eigenschaften auf die Einflüsse der Wicklungsstränge auf den Flachpaketbiegeprozess schließen zu können. Aus diesem Grund wird der Zustand der Luftspule in dieser Arbeit als Referenzzustand angenommen. Ein selbst entwickelter Versuchsaufbau dient zur Ermittlung der mechanischen Eigenschaften dieser Luftspule. Insbesondere die Kraft, die notwendig ist, um die beiden aktiven Leiterabschnitte einer Windung örtlich anzunähern, erscheint relevant für die Beschreibung des Flachpaketbiegeprozesses. Deswegen steht diese Kraft im Vordergrund der folgenden Untersuchungen.

Aus Bild 4-8 a) lässt sich entnehmen, dass der Wickelkopf auf den beiden axialen Seiten der Wicklung unterschiedlich ausgebildet ist. Auf der sogenannten B-Seite ist eine gleichartige Wiederholung einer Elementargeometrie zu sehen. Diese wird im Weiteren als Element 1 bezeichnet. Die A-Seite besteht aus einer alternierenden Wiederholung zweier verschiedener Elementargeometrien, im weiteren als Element 2 und 3 bezeichnet. Element 2 besteht in diesem Wickelschema aus vier, Element 3 lediglich aus zwei Verbinderdrahten. Im Flachpaketbiegeprozess bewegen sich die aktiven Wicklungsabschnitte aufeinander zu. Die Kraft, die für dieses Verschieben der aktiven Wicklungsabschnitte erforderlich ist, hängt ab vom initialen Biege widerstand der Wickelköpfe, vom Werkstoff der Wicklungen, von dessen Vorverfestigung sowie von der verwendeten Biegegeometrie der Elemente 1 bis 3 im Raum. Insbesondere die Einflüsse der Wickelgeometrie und des Drahtdurchmessers wurden experimentell untersucht. Die Untersuchungen wurden mit zwei Wicklungstypen des Materials Cu-ETP1 (CW003A) und verschiedener Geometrien durchgeführt, siehe Tabelle 4-2. Dabei enthielt jeder Wicklungstyp Proben mit einer Kombination aus Element 1 und 2 sowie Proben mit einer Kombination aus Element 1 und 3.



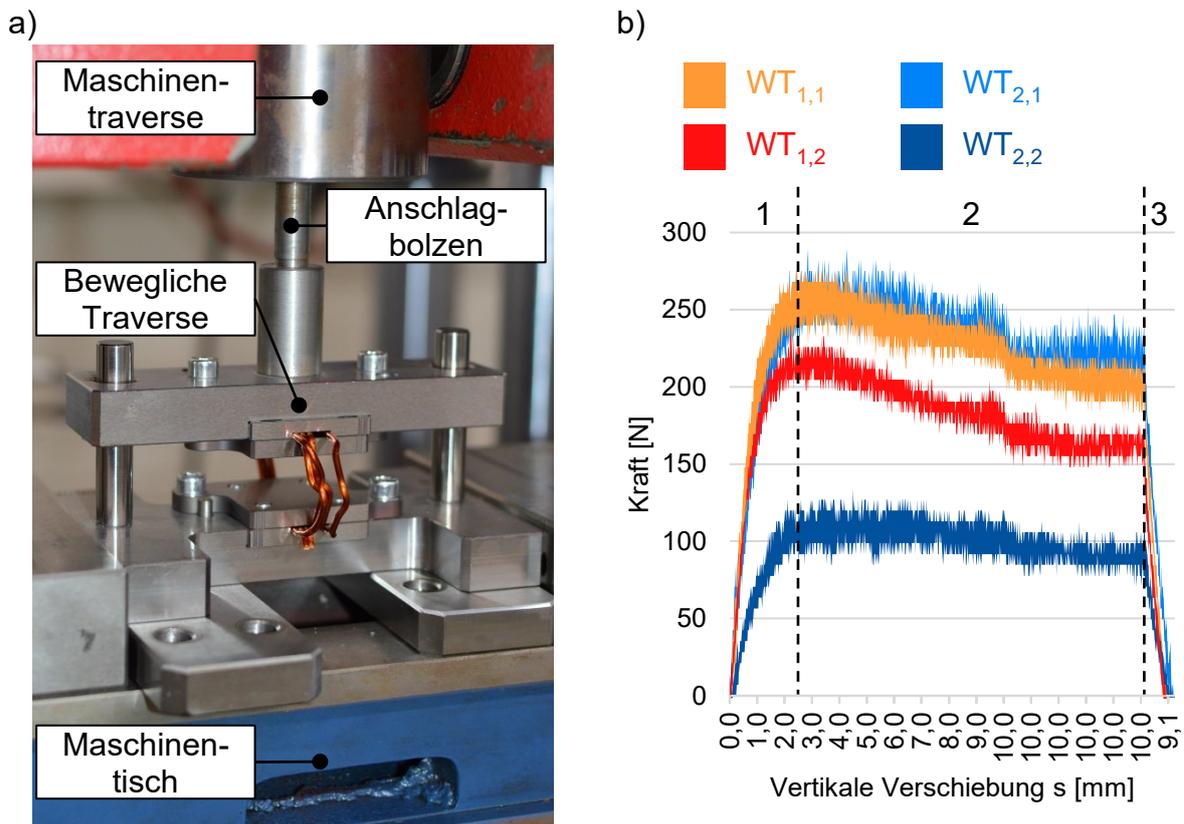
**Bild 4-8:** a) Aufbau einer Wicklungsphase ( $WT_{1,1}$  und  $WT_{1,2}$ ) inklusive Kategorisierung von Bereichen mit Vorverfestigung; b) Draufsicht des Versuchsaufbaus zur Charakterisierung des weiteren plastischen Verhaltens der Kupferwicklungen

Wicklungstyp  $WT_1$  weist einen Drahtdurchmesser  $d$  von  $1,9 \pm 0,02$  mm, einen Wickelkopfüberstand  $L_W$  von 0,5 mm und zwei Verbinderdrähte in Element 3 auf. Wicklungstyp  $WT_2$  weist einen Drahtdurchmesser  $d$  von  $2,0 \pm 0,02$  mm, einen Wickelkopfüberstand  $L_W$  von 2,5 mm und lediglich einen Verbinderdraht in Element 3 auf. Aus diesen geometrischen Unterschieden ergibt sich ein spezifisches Umformverhalten für jeden Wicklungstyp, die in realen Flachpaketen eingesetzt werden. Damit repräsentieren die folgenden Versuche den tatsächlichen Biege widerstand der Wicklung gegenüber den Randbedingungen innerhalb des Flachpakets. Der Versuchsaufbau besteht aus zwei speziell angefertigten Backen, die eine Fixierung der Wicklungen am aktiven Abschnitt ermöglichen. Die Länge der beweglichen und festen Einspannbacken  $L_B$  beträgt 34 mm. Bild 4-8 b) stellt die Fixierung der Wicklung in den genannten Backen schematisch dar, wobei die bewegliche Einspannung an einer linear angetriebenen Traverse montiert ist.

**Tabelle 4-2:** Eigenschaften der Wicklungstypen  $WT_1$  und  $WT_2$

Geometrieparameter	$WT_1$	$WT_2$
Drahtdurchmesser $d$ [mm]	$1,9 \pm 0,02$	$2,0 \pm 0,02$
Wickelkopfüberstand $L_W$ [mm]	0,5	2,5
Anzahl Verbinderdrähte in Element 1 [Stück]	3	3
Anzahl Verbinderdrähte in Element 2 [Stück]	4	4
Anzahl Verbinderdrähte in Element 3 [Stück]	2	1

Bild 4-9 a) zeigt eine Fotografie der realen Versuchssituation. Die feste Einspannung wird am Maschinentisch der statischen Material-Prüfmaschine Roell/Zwick Z150 befestigt. Nach dem Einspannen einer Probe in die Backen fährt die Traverse der Prüfmaschine nach unten, bis diese am Anschlussbolzen der beweglichen Traverse anliegt. An diesem Punkt wird die Prüfmaschine genullt. Anschließend fährt die Maschinentraverse um 10 mm abwärts, hält zwei Sekunden, um dynamische Effekte auszuschließen, und kehrt wieder zum Nullpunkt zurück. Nachdem die (elastische) Rückfederung der Probe vollständig eingetreten ist, löst sich die Maschinentraverse vom Anschlussbolzen der beweglichen Traverse ab. Der Kraftaufnehmer der Prüfmaschine zeichnet die Kraft mit einer Toleranz von  $\pm 7$  N auf. Bild 4-9 b) stellt die Kraftverläufe dar, die während eines gesamten Zyklus aufgezeichnet wurden. Die Ordinate beschreibt die gemessene Kraft, die Abszisse die Verschiebung der Maschinentraverse. Jede Konfiguration ( $WT_{1,1}$ ,  $WT_{1,2}$ ,  $WT_{2,1}$  und  $WT_{2,2}$ ) umfasst je fünf Proben zur Überprüfung der Wiederholgenauigkeit. Die farblich markierten Flächen spannen sich zwischen den Maximal- und Minimalwerten der fünf Messungen auf. Jeder Kraftverlauf lässt sich erwartungsgemäß in einen steilen Anstieg, ein „Plateau“ und einen steilen Abstieg unterteilen.



**Bild 4-9:** a) Versuchsaufbau zur Charakterisierung der elastisch-plastischen Biegebelastung der Wicklungen; b) Kraftverläufe der vier Probenkonfigurationen

Diese drei Abschnitte können einer nahezu rein-elastischen Umformung (1), einer überwiegend plastischen Weiterformung (2) sowie einer elastischen Rückfederung des Wicklungssegments (3) zugeordnet werden. Die Spanweiten der Kurven weichen im Durchschnitt zwischen 16,7 N und 24,0 N voneinander ab. Bezogen auf den maximalen Kraftwert der jeweiligen Kurven betragen diese Durchschnittswerte der Spannweiten 9,7 % bei WT<sub>1,1</sub>, 7,9 % bei WT<sub>1,2</sub>, 8,7 % bei WT<sub>2,1</sub>, und 19,7 % bei WT<sub>2,2</sub>. Diese Streuung der Messwerte wird isoliert betrachtet als groß eingestuft. Ein wesentlicher Anteil wird der Toleranz von  $\pm 7$  N des Kraftaufnehmers zugeordnet. Weitere Ursachen für die große Streuung der Messwerte können in der Ausrichtung der Wicklungselemente in z-Richtung (siehe Bild 4-8) innerhalb der Backen oder Reibungseffekte zwischen Backen und Draht darstellen. Weiterhin können die Streuungen auf ungleichmäßige Wicklungsvorgänge und Inhomogenitäten im Grundmaterial des Lackdrahtes zurückgeführt werden. WT<sub>1,1</sub> weist einen um 0,1 mm kleineren Drahtdurchmesser  $d$  und einen um 2 mm kleineren Wickelkopfüberstand auf als WT<sub>2,1</sub>. Ansonsten bestehen beide Wickelköpfe aus einer gleichen Anzahl an Verbinderdrähten. Die gemessenen Kraftkurven der Wicklungselemente unterscheiden sich nur geringfügig. Dies lässt den Schluss zu, dass ein Vergrößern des Drahtdurchmessers  $d$  um 0,1 mm und des beidseitigen Wickelkopfüberstands um 2 mm (und der damit einhergehenden Vergrößerung des Hebelarms) sich bezüglich der Biegekraft nahezu aufheben. Beim Vergleich der Elemente 2 und 3 der

---

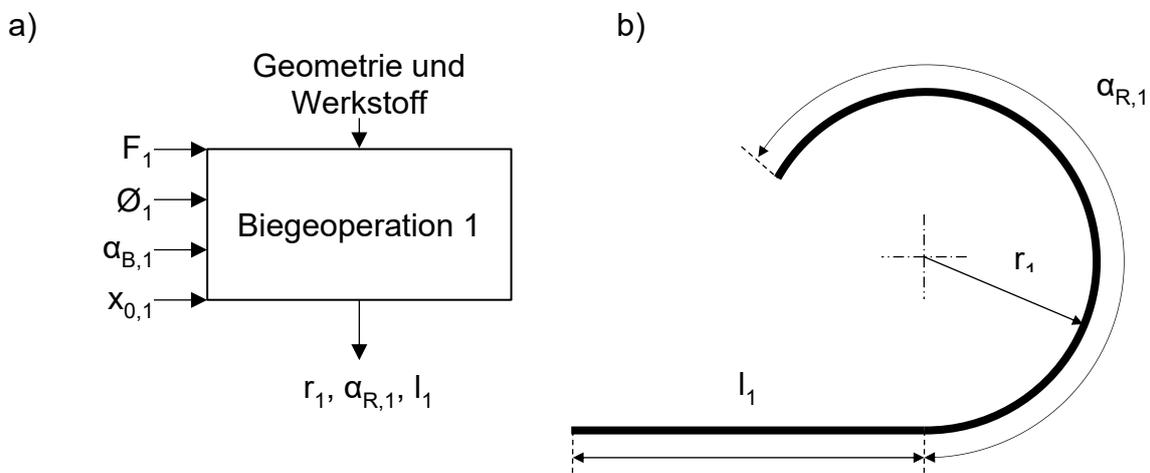
beiden Wicklungstypen zeigt sich ein signifikanter Einfluss auf den gemessenen Kraftverlauf bei der Reduktion der Anzahl an Verbinderdrähten von vier auf zwei sowie einer Reduktion von vier auf einen Verbinderdraht. Trotz der vergleichsweise großen Streuung der Messwerte dienen die gemittelten Kraft-Weg-Kurven aus Bild 4-9 a) im weiteren Verlauf dieser Arbeit zur Kalibrierung der Wicklungsmodelle, siehe Kapitel 5.3. In Kapitel 7.1 erfolgt eine detaillierte Analyse des Einflusses der Streuung auf das Biegeergebnis. Dazu werden die berechneten Biegeergebnisse verglichen, nachdem das Wicklungsmodell gemäß des minimalen und maximalen Kraft-Weg-Verlaufs kalibriert wurde. Die Erwartung ist, dass die vergleichsweise große Streuung der Kraft-Weg-Verläufe einen mittleren bis geringen Einfluss auf das Biegeergebnisse der gesamten Statorbaugruppe aufweist.

## 5 Numerische Untersuchungen des Flachpaketprozesses

Der Aufbau des mehrstufigen Umformsimulationsmodells in ANSYS Workbench 18.2 und die Verifizierung laufen sequenziell ab. Aufgrund der hohen Komplexität der Statorbaugruppe wird zuerst der Stator Kern ohne eingelegte Wicklungen innerhalb einer einzelnen Biegeoperation modelliert und verifiziert, siehe Kapitel 5.1 und 5.2. Anschließend behandelt Kapitel 5.3 den Aufbau von Detail- und Ersatzmodellen der Wicklungen, die einen nicht vernachlässigbaren Einfluss auf das Biege- und Rückfederungsverhalten der Flachpaketbaugruppe aufweisen. In Kapitel 5.4 wird ein mehrstufiges Umformmodell beschrieben, dass die vier sequenziellen Biegeoperationen und die anschließende Kalibrier- und Fügeoperation berechnet. Dies ermöglicht die numerische Berechnung der Zusammenhänge der gefügten Statorgeometrie von den Werkstückkennwerten und den Prozessparametern der einzelnen Biegeoperationen.

### 5.1 Erstellung eines Flachpaketmodells ohne Wicklung

Auf Basis der in Kapitel 4.2 eingeführten Prozessstruktur in Bild 4-3 legt die folgende Erläuterung den schrittweisen Aufbau des Prozessmodells und die vorgenommenen Idealisierungen dar. Zu Beginn wird die erste Biegeoperation betrachtet, siehe Bild 5-1 a). Ziel der Modellierung ist das im Folgenden beschriebene Generieren von Zusammenhängen zwischen dem Anfangs- und Endzustand des Werkstückes in Abhängigkeit von Prozessparametern.



**Bild 5-1:** a) Prinzipdarstellung der ersten Biegeoperation mit den Geometriedaten und Werkstoffkennwerten des unbearbeiteten Werkstücks, den Prozessparametern Vorspannkraft  $F_1$ , Biegewinkel  $\alpha_{B,1}$ , Biegekerndurchmesser  $\varnothing_1$  und Startposition  $x_{0,1}$  sowie den geometrischen Ergebnisgrößen; b) Darstellung der geometrischen Ergebnisgrößen von Biegeoperation 1: Kreisbogenradius  $r_1$ , Mittelpunktswinkel  $\alpha_{R,1}$  und unbearbeitete Restlänge  $l_1$

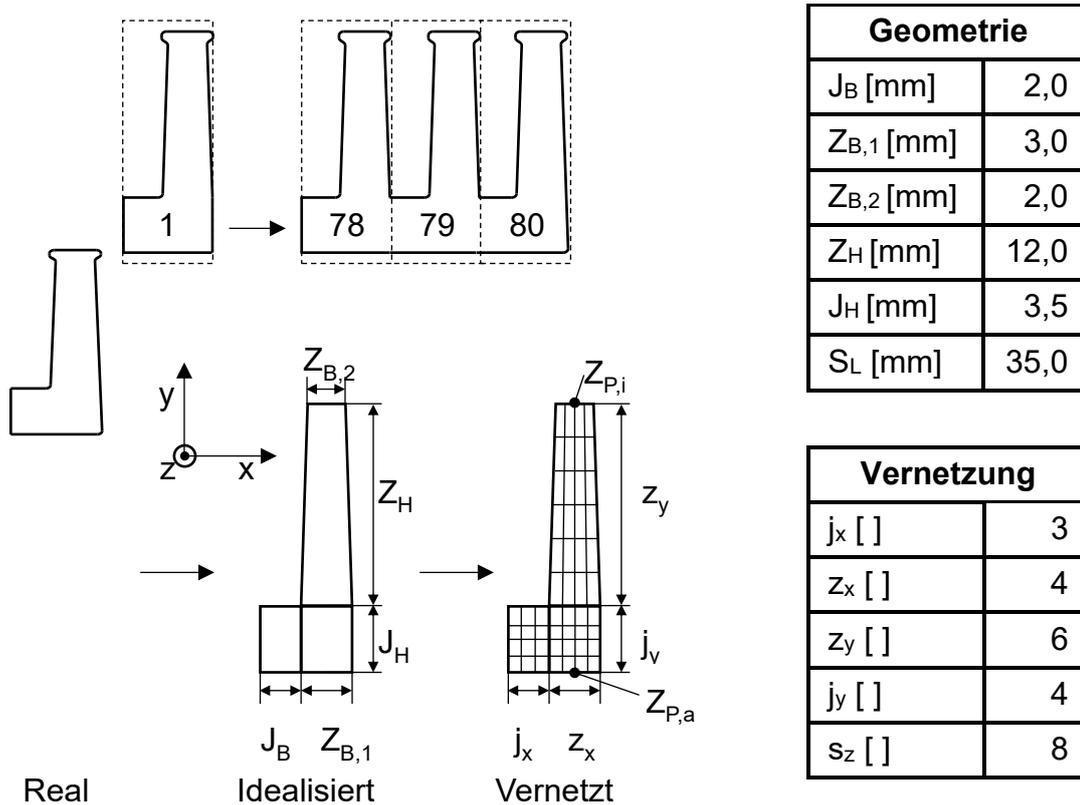
Der Anfangszustand wird durch die geometrischen und mechanischen Eigenschaften des vormontierten Flachpakets bestimmt. Die Prozessparameter in der ersten Biegestufe bilden: die Vorspannkraft  $F_1$ , der Biegewinkel  $\alpha_{B,1}$ , der Biegekerndurchmesser  $\emptyset_1$  und die Startposition  $x_{0,1}$ .

Bild 5-1 b) zeigt den Zustand der betrachteten Flachpaketbaugruppe nach der ersten Biegeoperation mit den folgenden Ergebnisgrößen: Kreisbogenradius  $r_1$ , Mittelpunktswinkel  $\alpha_{R1}$  des gebogenen Statorabschnitts und Länge  $l_1$  des restlichen Statorabschnitts. Diese Ergebnisgrößen entsprechen den in Bild 4-3 gezeigten Ergebnisgrößen von Biegeoperation 1 der Funktionsstruktur des mehrstufigen Biegeprozesses. Die FE-basierten Berechnungen der weiteren Ergebnisgrößen  $r_2, r_3, r_4$  sowie  $\alpha_{R2}, \alpha_{R3}, \alpha_{R4}$  und  $l_1, l_2, l_3$  folgen in Kapitel 5.4.

Dieses Kapitel 5.1 begrenzt sich auf die Beschreibung einer einzelnen Biegeoperation, in dem die Umformung eines Flachpakets ohne Wicklungen und Isolationsfolien modelliert wird. Dies ist möglich, da die äußeren Randbedingungen des gesamten Flachpakets ausschließlich am Stator Kern anliegen (siehe Definition Verbundkonstruktion in Kapitel 2.2.2.2). Zudem erleichtert diese Vorgehensweise die Verifizierung und die Plausibilitätsprüfung, siehe Kapitel 5.2. Daran anschließend erfolgt die Modellierung der Kupferwicklungen und der Isolationsfolie in Kapitel 5.3 sowie die Verkettung der vier Biegevorgänge zum gesamten FE-basierten Flachpaketbiegeprozess in Kapitel 5.4.

### 5.1.1 Implementierung der Geometriedaten und Werkstoffkennwerte des Werkstücks

Zu Beginn der Modellierung werden die Idealisierungen und wesentlichen Randbedingungen festgelegt mit dem Ziel, die Rechenzeit und den Modellierungsaufwand zu reduzieren, ohne dabei relevante Aspekte zu vernachlässigen. Die Querschnittsgeometrie des Statorkerns wird in axialer Richtung vereinfacht als Volumenkörper angenommen anstelle einer lamellierten Baugruppe. Die Querschnittsfläche des flachen Statorkerns ist eine 80-fache gleichartige Wiederholung einer Elementargeometrie, siehe Bild 5-2. Auf der linken Seite des Bildes ist die reale Kontur der Elementargeometrie bestehend aus dem Zahn, Kopf und Joch mit den entsprechenden Kantenradien dargestellt. Rechts daneben ist die idealisierte Elementargeometrie des numerischen Modells sowie die fünf Geometriegrößen dieser Kontur zu sehen. Die Jochbreite  $J_B$  und -höhe  $J_H$  legen die Abmessungen des Jochs fest, die Zahnbreiten  $Z_{B1}$  und  $Z_{B2}$  mit der Zahnhöhe  $Z_H$  beschreiben den Querschnitt des Statorzahns. Der untersuchte Stator Kern enthält insgesamt 80 dieser Elementargeometrien, folglich auch 80 Statorzähne. Nach dem Biege- und Rückfederungsvorgang werden anhand der Mittelpunkte der Zahnköpfe  $Z_{P,i}$  und den gegenüberliegenden Punkten  $Z_{P,a}$  Evaluierungen der Geometrie durchgeführt, siehe Kapitel 5.1.3. Aus diesem Grund werden diese Knoten bereits im Modellierungsvorgang als Bezugspunkte deklariert.



**Bild 5-2:** Wiederholung, Idealisierung und Vernetzung der Elementargeometrie sowie tabellarische Darstellung der Geometrie- (Jochbreite  $J_B$ , -höhe  $J_H$ , Zahnbreiten am Fuß  $Z_{B1}$  und am Kopf  $Z_{B2}$  sowie die Zahnhöhe  $Z_H$  und die axiale Statorlänge  $S_L$ ) und Vernetzungsparameter ( $j_x$ ,  $j_y$ ,  $z_x$ ,  $z_y$  und  $s_z$ )

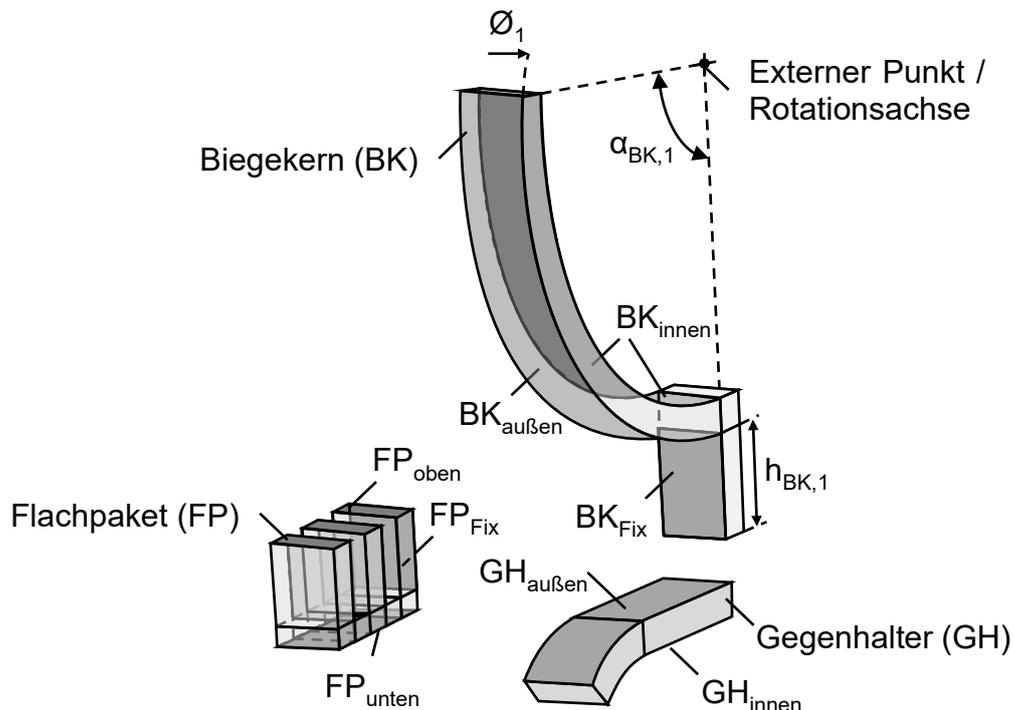
Zur systematischen Vernetzung des gesamten Statorkerns wird die idealisierte Elementargeometrie in kubische Elemente unterteilt. Die Elementsegmentierung wird mithilfe der Parameter  $e_{z,x}$ ,  $e_{z,y}$ ,  $e_{j,x}$ ,  $e_{j,y}$  und  $e_{s,z}$  wie folgt festgelegt: Die entsprechenden Kanten werden im Programmsystem selektiert und mit einer vom Nutzer vorgegebenen Anzahl an Elementen gleicher Größe unterteilt. Die axiale Länge des Stators in  $z$ -Richtung  $S_L$  ist für alle Körper gleich und wird in diesem Beispiel in acht kubische Elemente  $e_{s,z}$  unterteilt. Im Programmsystem ANSYS heißen diese Elemente „Solid186 Volumenelemente“ mit quadratischer Ansatzfunktion, sodass elastisch-plastische Umformvorgänge berechnet werden können. Das elastisch-plastische Materialverhalten wird im Pre-Prozessor über den E-Modul, die Querkontraktionszahl und eine multilineare isotrope Verfestigungskurve implementiert. Die Verfestigungskurve enthält 100 Wertepaare aus plastischen Dehnungen und entsprechenden Spannungen basierend auf den beschriebenen Materialcharakterisierungen in Kapitel 4.3.

### 5.1.2 Implementierung der Prozessparameter des Flachpaketbiegens

Eine Idealisierung der Werkzeuggeometrien und der Werkstückaufnahmen vereinfacht die numerische Berechnung und die Nachvollziehbarkeit des Modells für den Anwender. Bild 5-3 stellt das

Flachpaket (FP), den Biegekern (BK) und den Gegenhalter (GH) dar und enthält die für den Biegeprozess relevanten Funktionsflächen. Der Stator Kern des Flachpakets besteht aus Hexaedern, dessen Maße bereits in Kapitel 5.1.1 festgelegt wurden. Der Gegenhalter lässt sich in dieser Idealisierung durch einen Hexaeder mit einem Ringsegment als Auslaufradius darstellen. Der Biegekern setzt sich aus einem Ringsegment mit dem Durchmesser  $\varnothing_1$  und dem Winkel  $\alpha_{BK,1}$  sowie zwei Hexaedern zusammen. Die Höhe des Ringsegments ist frei wählbar, die Höhe des unteren Hexaeders  $h_{BK,1}$  entspricht der Höhe des Flachpakets. Die axiale Länge aller Bauteile stimmen mit der axialen Länge des Statorkerns  $S_L$  überein (siehe Kapitel 5.1.1).

Im Simulationsmodell erfolgt die Befestigung des Werkstücks am Biegekern mittels eines Verbundkontaktes zwischen den Flächen  $BK_{Fix}$  und  $FP_{Fix}$ . Der Kontakt zwischen den Zahnköpfen  $FP_{oben}$  und der äußeren Mantelfläche des Biegekerns  $BK_{außen}$  wird mit einem reibungsbehafteten Kontakt eingestellt, sodass ein Eindringen der Zähne in den Biegekern während des Umformvorgangs vermieden und ein realistisches Abheben während der Rückfederung ermöglicht wird. Die Kontaktsteifigkeit lässt sich über einen Faktor zwischen 0 und 1 einstellen und beträgt in der Standardeinstellung 1. Bei der Kontaktdefinition unterscheidet der FE-Code zwischen dem Kontaktkörper und dem Zielkörper. Die oberen Flächen der Zahnköpfe  $FP_{oben}$  wurden als Kontaktkörper und  $BK_{außen}$  als Zielkörper festgelegt.



**Bild 5-3:** Funktionsflächen der Werkzeuge ( $BK_{außen}$ ,  $BK_{innen}$ ,  $BK_{Fix}$ ,  $GH_{außen}$ ,  $GH_{innen}$ ) und des Werkstücks ( $FP_{oben}$ ,  $FP_{Fix}$ ,  $FP_{unten}$ )

Die in Bild 5-3 dargestellte Funktionsfläche  $GH_{\text{außen}}$  des Gegenhalters wird mit einem reibungsfreien Kontakt zur Unterseite des Flachpakets  $FP_{\text{unten}}$  modelliert, da der Gegenhalter im realen Prozess in einer Linearführung gelagert und frei beweglich ist. Insgesamt bewirkt die Überführung der realen Werkzeuggeometrien auf geometrische Grundkörper eine erhebliche Vereinfachung der Vernetzung und reduziert dadurch die Rechenzeit und den Modellierungsaufwand.

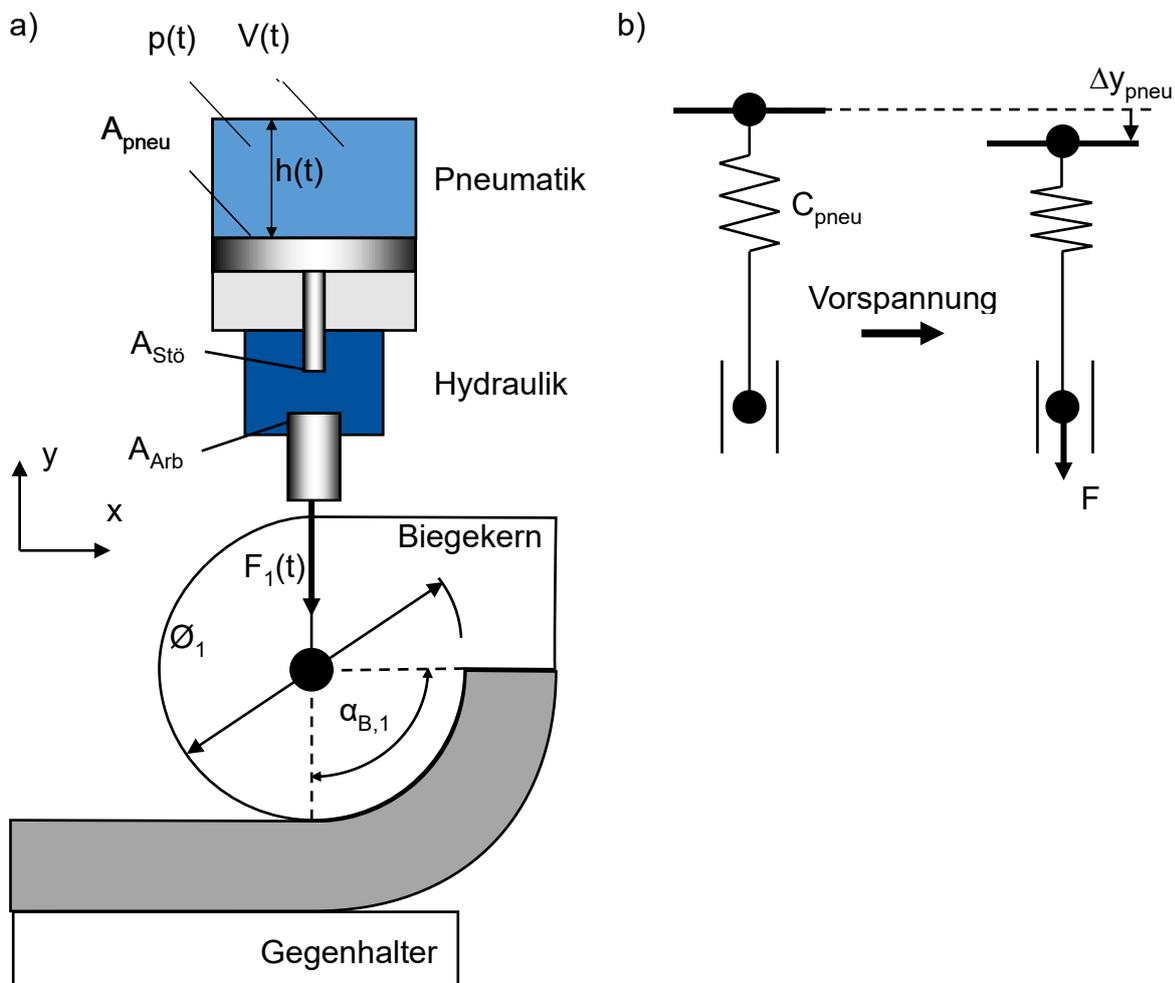
Randbedingungen werden in FE-Modellen u. a. über die Vorgabe oder das Sperren von Knotenverschiebungen festgelegt, siehe Kapitel 2.2.3.1. Dabei wird unterschieden zwischen einer Festlegung der drei Raumrichtungen und der drei räumlichen Lagewinkel. Wenn sich eine Randbedingung auf mehrere FE-Knoten eines Körpers gleichzeitig bezieht, reicht eine Festlegung der drei Raumrichtungen aus, um diesen Körper statisch vollständig zu bestimmen. Im Programmsystem ANSYS und im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird eine solche Randbedingung als *Verschiebung* bezeichnet. Wenn sich eine Randbedingung lediglich auf einen Knoten des Körpers bezieht, ist eine Festlegung der drei Raumrichtungen und zusätzlich der drei Lagewinkel notwendig, um den Körper statisch vollständig zu bestimmen. In ANSYS ist es möglich, mehrere Knoten eines Körpers mit einem externen, virtuellen Knotenpunkt zu koppeln und die drei Raumrichtungen sowie die drei Lagewinkel dieses externen Knotenpunkts festzulegen. Diese Funktion wird in ANSYS und in den folgenden Beschreibungen als *externe Verschiebung* bezeichnet. Die *externe Verschiebung* eignet sich als Verschiebungsrandbedingung für Rotationsbewegungen beispielsweise des Biegekerns. Die ausgewählten Knoten liegen auf der inneren Mantelfläche des Biegekerns  $BK_{\text{Innen}}$ , der *externe Punkt* im Mittelpunkt des Biegekerns.

Das Simulationsmodell wurde so aufgebaut, dass alle Biege- und Rückfederungsvorgänge der einzelnen Biegeoperationen innerhalb einer Simulationsumgebung implementiert sind. Damit wird ein notwendiges „mapping“ zwischen verschiedenen Simulationsrechnungen vermieden. ANSYS Mechanical bietet dafür die Möglichkeit, mehrere Lastschritte (LS) in Folge festzulegen, wobei jeder Lastschritt spezifische Randbedingungen enthält. Für einen Biegevorgang werden drei Lastschritte festgelegt: der Vorspannvorgang, der Biegevorgang, bedingt durch eine Rotation des Biegekerns, und die elastische Rückfederung als Folge einer Entlastung des Werkstücks. Im zweiten Lastschritt sind alle Freiheitsgrade bis auf den Rotationsfreiheitsgrad um die z-Achse des Biegekerns gesperrt, dieser ist durch den Biegewinkel definiert. Im dritten Lastschritt wird ausschließlich der vertikale Freiheitsgrad des Gegenhalters mit -80 mm vorgegeben, alle anderen Freiheitsgrade der Werkzeuge sind gesperrt. Der Wert von -80 mm wurde so gewählt, dass das Werkstück zurückfedern und damit vollständig entlasten kann. Das Aufbringen einer Vorspannkraft erfolgt bevor der Biege- und der Rückfederungsvorgang einsetzen, also in Lastschritt 1. Der folgende Abschnitt beschreibt die Implementierung der Vorspannkraft in das FE-Modell.

### Implementieren der Vorspannkraft in das Modell des Stator Kerns

Im realen Prozess ist die Biegekerneinheit in einer vertikal geführten Traverse gelagert. Diese Einheit kann im realen System technisch beispielsweise durch einen elektrischen, hydraulischen oder pneumatischen Antrieb verfahren werden. Bild 5-4 a) stellt das vereinfachte System zur Erzeugung der Vorspannkraft schematisch dar. Dieses enthält einen pneumohydraulischen Zylinder, welcher im untersuchten Prozess verwendet wird. Zum Zeitpunkt  $t_2$  erzeugt ein Druck  $p(t_2)$  im pneumatischen Zylinder eine vertikale Kraft auf die Kolbenfläche  $A_{\text{pneu}}$ . Das reale System enthält eine hydraulische Übersetzung  $i_{\text{ü}}$ . Die Übersetzung ergibt sich aus den Grundflächen des Stößels  $A_{\text{Stö}}$  und des Arbeitskolbens  $A_{\text{Arb}}$ . Gleichung (5-1) beschreibt den Zusammenhang des pneumatischen Druckes  $p(t_2)$  und der Kraft  $F_1(t_2)$  des Arbeitskolbens.

$$F_1(t_2) = p(t_2) \cdot A_{\text{pneu}} \cdot i_{\text{ü}} = p(t_2) \cdot \frac{A_{\text{pneu}} \cdot A_{\text{Arb}}}{A_{\text{Stö}}} \quad (5-1)$$



**Bild 5-4:** a) Biegevorgang und pneumohydraulische Vorspannung mit der Grundfläche des Stößels  $A_{\text{Stö}}$ , des Pneumatik-  $A_{\text{pneu}}$  und Arbeitskolbens  $A_{\text{Arb}}$ ; b) Idealisierte Vorspannung durch ein Federelement mit Ersatzfedersteifigkeit  $C_{\text{pneu}}$  und Vorspannungsweg  $\Delta y_{\text{pneu}}$

Anhang 9.2 enthält die vollständige Beschreibung des pneumohydraulischen Zylinders und die Herleitung der verwendeten Gleichungen. Im Folgenden wird die erzeugte Vorspannkraft mithilfe der Indizes den jeweiligen Biegestationen zugeordnet. In Bild 5-4 a) handelt es sich um die erste Biegestation, sodass die Vorspannkraft  $F$  mit dem Index 1 versehen wird. Diese Kraft führt zu einer Vorspannkraft  $F_1(t_2)$  zwischen Biegekern und Werkstück, die über die Lagerung des Gegenhalters aufgenommen wird.

Im realen Fertigungsprozess stellt die Veränderung des Zylinderdrucks eine Möglichkeit dar, die Randbedingungen des Biegevorgangs zu verändern und damit geometrisch veränderte Statoren zu erzeugen. Die erzeugte Kraft wird dabei in der realen Biegemaschine mithilfe einer Kraftmessdose zwischen dem Zylinder und der vertikal beweglichen Traverse detektiert, siehe Kapitel 4.1. In Anhang 9.3 sind Ergebnisse von experimentellen Untersuchungen an der realen Anlage bezüglich der gemessenen Vorspannkraft  $F_1(t_2)$  infolge variierender Druckeinstellungen aufgeführt. Diese pneumatische Vorspannkraft wird im Simulationsmodell durch eine vorspannbare Feder mit einer konstanten Ersatzfedersteifigkeit  $C_{\text{pneu}}$  und einem entsprechenden Vorspannweg  $\Delta y_{\text{pneu}}$  idealisiert. Die im Anhang 9.2 beigefügte Herleitung zeigt zum einen den Zusammenhang zwischen dem realen Zylinderdruck und der Ersatzfedersteifigkeit und zum anderen die Gültigkeit der Annahme einer linearen Federkennlinie für kleine Auslenkungen. Die Herleitung des Zusammenhangs zwischen Zylinderdruck und der Ersatzfedersteifigkeit des pneumatischen Systems führt zu Gleichung (5-2), welche im weiteren Verlauf zur Bestimmung der Ersatzfedersteifigkeit  $C_{\text{pneu}}$  dient. Die Ersatzfedersteifigkeit hängt von der hydraulischen Übersetzung  $i_{\text{ü}}$ , der Kolbenfläche des Pneumatikzylinders  $A_{\text{pneu}}$ , dem eingestellten Druck  $p(t_2)$  und der Höhe des Kolbens  $h(t_2)$  ab, siehe Bild 5-4.

$$C_{\text{pneu}} \approx \frac{i_{\text{ü}} \cdot A_{\text{pneu}} \cdot p(t_2)}{h(t_2)} \quad (5-2)$$

Dieses Vorgehen liefert eine Analogie zwischen der Steigerung des Druckes im realen Zylinder und der damit einhergehenden Steigerung der Vorspannkraft sowie der Achssteifigkeit der Traverse in vertikaler Richtung. Gemäß den Erläuterungen in Kapitel 4.2 ist der Biegekern in dieser Traverse gelagert. Im Modell wird ein vorspannbares Federelement angebracht, um den realen Vorspannvorgang nachzubilden. Aufgrund der einfacheren Umsetzung wird dieses Federelement mit dem Gegenhalter und nicht mit dem Biegekern verbunden. Der Vorgang des Vorspanns findet im ersten Lastschritt, also vor dem Biege- und Rückfederungsvorgang, statt. Die Modellierung des Vorspannvorgangs erhöht die Vergleichbarkeit des realen Prozesses mit dem FE-Modell und ermöglicht zudem eine numerische Berechnung des Zusammenhangs zwischen einer Veränderung der Vorspannkraft und der Statorgeometrie, siehe Kapitel 6.2.2 und 6.3.2. Dieser

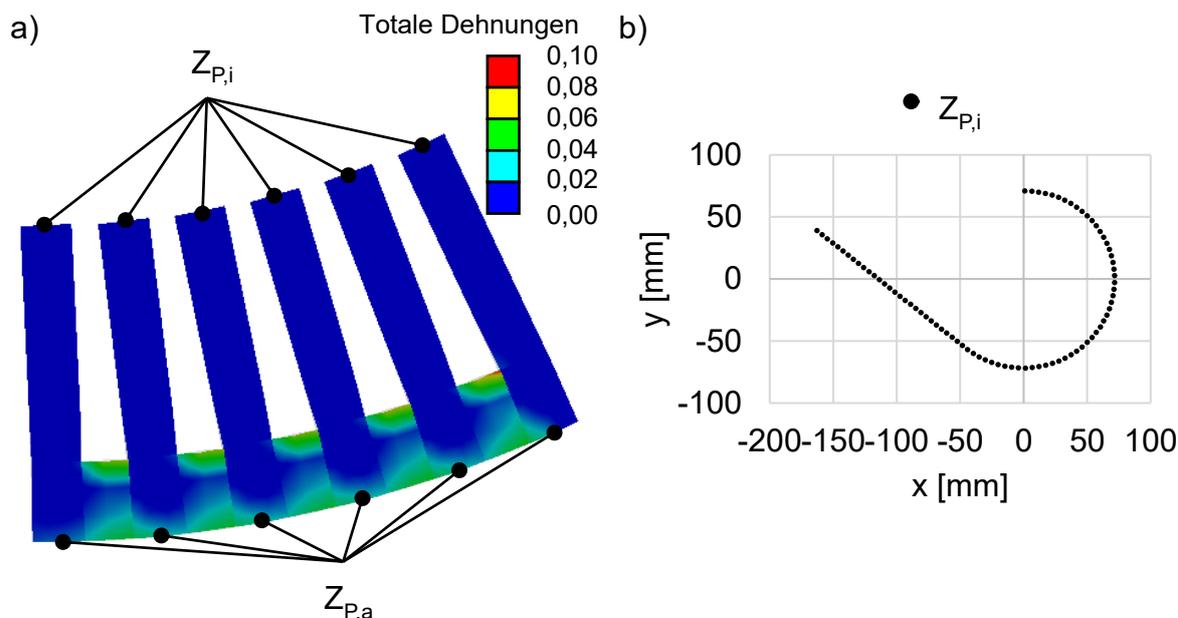
Zusammenhang lässt sich über eine Analyse der Kontaktflächen zwischen dem Stator Kern und dem Gegenhalter sowie dem Biegekern erklären, siehe Kapitel 7.2. Lastschritt 1 erzeugt die Vorspannkraft, Lastschritt 2 die Umformung und Lastschritt 3 die Rückfederung.

Auf Basis der Erläuterungen in Kapitel 2.2.3.3 werden ausschließlich die relevanten Geometriedaten und Werkstoffkennwerte des Werkstücks sowie die Prozessparameter im Pre-Prozessor der Simulationsrechnung als Parameter deklariert. Die Geometriedaten des flachen Stator Kerns sind:  $J_B$ ,  $J_H$ ,  $Z_{B1}$ ,  $Z_{B2}$ ,  $Z_H$  und  $S_L$  (Bild 5-2), die Prozessparameter sind:  $\emptyset_1$ ,  $\alpha_{B,1}$ ,  $x_{0,1}$ ,  $F_1$ . Dabei hängt die Vorspannkraft  $F_1$  von der Ersatzfedersteifigkeit  $C_{pneu}$  und dem Vorspannweg  $\Delta y_{pneu}$  ab. Das Deklarieren der Werkstückkennwerte und Prozessparameter als Parameter in ANSYS ermöglicht die Darstellung der relevanten Eigenschaften des Modells in einer übersichtlichen Tabelle. Weiterhin lässt sich diese Struktur zur Durchführung von automatisierten Parameterstudien verwenden, mit der zahlreiche Simulationsberechnungen mit individuellen Parameterkombinationen ohne Eingriff durch Anwender durchführbar sind.

### 5.1.3 Extrahieren der Ergebnisgrößen einer einzelnen Biegeoperation

Um die Nutzung des Simulationsmodells zur Berechnung der Zusammenhänge einer einzelnen Biegeoperation (siehe Bild 5-1 a) zu vervollständigen, müssen die in Kapitel 4.2 eingeführten geometrischen Ergebnisgrößen (Kreisbogenradius  $r_1$ , Mittelpunktswinkel  $\alpha_{R,1}$  und Restlänge  $l_1$ ) im Post-Prozessor evaluiert werden. Die Grundfunktionen des Post-Prozessors von ANSYS Workbench sehen die Möglichkeit vor, skalare Größen wie lokale Dehnungs- oder Spannungswerte für einen bestimmten Bereich und Zeitpunkt auszugeben. Mögliche Zeitpunkte in der Simulation ergeben sich aus den Lastschritten. Die Grundeinstellung der Software ist eine Sekunde pro Lastschritt, diese kann vom Nutzer angepasst werden. Nach einer Sekunde ist das Vorspannen abgeschlossen (Lastschritt 1), nach zwei Sekunden der Biegevorgang (LS 2) und nach drei Sekunden die Rückfederung (LS 3). Bild 5-5 a) zeigt eine Darstellung der totalen Dehnungen während des Biegevorgangs ( $t = 1,1$  s). Diese Darstellungen helfen bei der Interpretation der Ergebnisse.

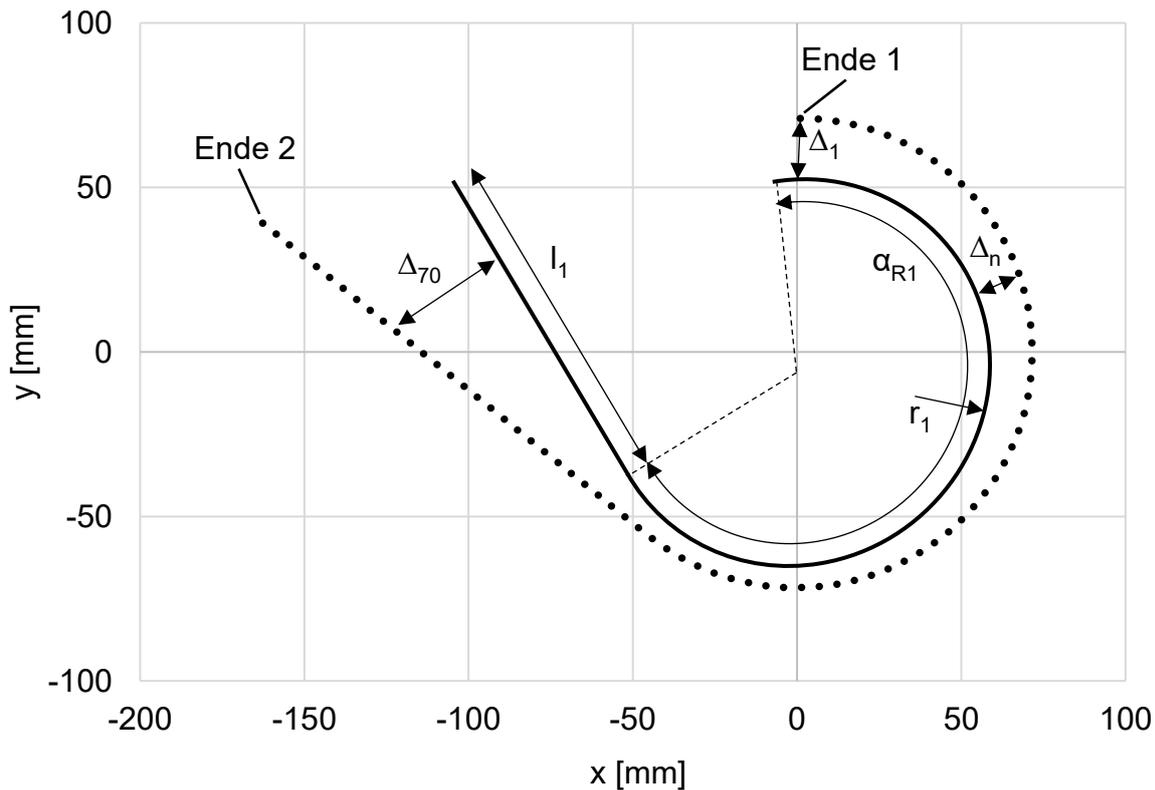
Eine Ausgabe der geforderten geometrischen Ergebnisgrößen ( $r_1$ ,  $\alpha_{R,1}$  und  $l_1$ ) ist mit den Standardfunktionen des Post-Prozessors von ANSYS Workbench nicht möglich. Die folgende Beschreibung zeigt eine Methodik, mit der die Raumkoordinaten der vorher festgelegten Bezugspunkte genutzt werden können, um diese Ergebnisgrößen zu erhalten. Dazu wurde ein APDL-Skript (ANSYS Parametric Design Language) erstellt, siehe Anhang 9.4. Dieses exportiert automatisiert drei Koordinaten der in Kapitel 5.1.1 eingeführten Bezugspunkte entlang der äußeren ( $Z_{P,a}$ ) und inneren ( $Z_{P,i}$ ) Werkstückkante und speichert diese in eine vierspaltige Textdatei. Die erste Spalte dieser Textdatei enthält die Knotennummern, die zweite den x-Wert, die dritte den y-Wert und die vierte den z-Wert.



**Bild 5-5:** FE-Ergebnisse eines Biegevorgangs des leeren Statorkerns mit einem Biege­winkel von  $250^\circ$  a) *totale Dehnungen* des Statorkerns während des Biegevorgangs ( $t = 1,1$  s); b) Diagramm mit Bezugspunkten  $Z_{P,a}$  ( $t = 3$  s) im 2D-Koordinatensystem

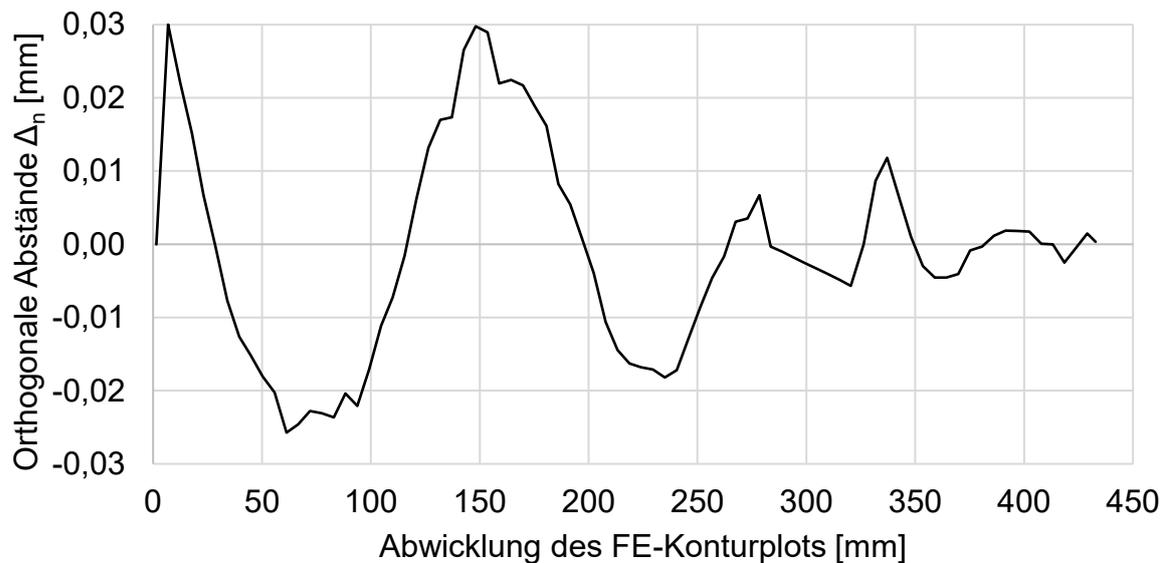
Bild 5-5 b) stellt die Koordinaten der exportierten Knoten ( $Z_{P,a,1}$  bis  $Z_{P,a,80}$ ) in einem zweidimensionalen Koordinatensystem mit x- und y-Achse grafisch dar. Bild 5-6 zeigt die exportierten Koordinaten in der x-, y-Ebene und einen FE-Konturplot, dessen Form durch drei Größen charakterisiert wird: Kreisbogenradius  $r_1$ , Mittelpunktswinkel  $\alpha_{R,1}$  und Länge  $l_1$ . Diese Form entspricht der in Kapitel 4.2 (siehe Bild 4.3) getroffenen Annahme, dass sich die Außenkontur des Stators am Ende eines Biegevorgangs mit Geraden und tangential anschließenden Kreisbögen beschreiben lässt. In Bild 5-6 weicht der Konturplot aus darstellerischen Gründen von den exportierten Koordinatenpunkten ab, damit der Plot, die Punkte und die Abstandsmarkierungen sichtbar werden. Die Größen  $\Delta_1$ ,  $\Delta_n$  und  $\Delta_{70}$  beschreiben die orthogonalen Abstände der Punkte zum Konturplot. Durch ein Variieren der geometrischen Größen  $r_1$ ,  $\alpha_{R,1}$  und  $l_1$  des FE-Konturplots ist es möglich, diese orthogonalen Abstände zu verändern. Gleichung (5-3) zeigt das zugrundeliegende mathematische Optimierungsproblem der Fehlerfunktion  $R$ , welche im Folgenden näher beschrieben wird. Die geometrischen Größen des Konturplots ( $r_1$ ,  $\alpha_{R,1}$  und  $l_1$ ) werden als Variablen aus der Menge der positiven reellen Zahlen deklariert. Der Zielwert der Zielfunktion wird nach dem Prinzip des kleinsten Abstandsquadrats reduziert, indem die Variablen verändert werden. Ein Stator enthält 80 Punkte, was die Summation von 1 bis 80 begründet.

$$R = \min_{r_1, \alpha_{R,1}, l_1 \in \mathbb{R}^+} \left( \sum_{n=1}^{80} (\Delta_n)^2 \right) \quad (5-3)$$



**Bild 5-6:** Berechnete Koordinatenpunkte des Biegebogens nach dem ersten Biegevorgang (entlastet,  $t = 3$  s) und FE-Konturplot ( $r_1$ ,  $\alpha_{R,1}$  und  $l_1$ ) vor der Optimierung mit einer Kennzeichnung der orthogonalen Abstände  $\Delta_1$ ,  $\Delta_n$  und  $\Delta_{70}$

Das Optimierungsproblem wurde mit dem *Generalized Reduced Gradient Solver* in MS Excel gelöst. Das Arbeitsprinzip des Lösers beruht auf dem Gradientenverfahren. Die Lösung dieses Optimierungsproblems führt zu jenen geometrischen Größen, mit denen der FE-Konturplot optimal an die exportierten Punkte angenähert werden kann. Mit diesem Vorgehen kann die Punktwolke bestehend aus den eingangs festgelegten Bezugspunkten durch drei Ergebnisgrößen beschrieben werden: dem Kreisbogenradius  $r_1$ , dem Mittelpunktswinkel  $\alpha_{R,1}$  und der Restlänge  $l_1$ . Die sich anschließende Erstellung eines Fehlerbildes ermöglicht eine Bewertung des gefundenen Optimums. In Bild 5-7 sind die orthogonalen Abstände  $\Delta_n$  der Punkte 1 bis 80 in mm nach der Optimierung aufgetragen. Die Abszisse entspricht der abgewickelten Länge des FE-Konturplots von Ende 1 bis Ende 2 (siehe Bild 5-6). Der FE-Konturplot weicht um maximal 0,03 mm von den exportierten Koordinatenpunkten der FE-Rechnung ab. Daraus kann geschlossen werden, dass die ermittelten geometrischen Ergebnisgrößen die Punktwolke mit hinreichender Genauigkeit repräsentieren. Diese Vorgehensweise kann in entsprechender Form auch auf die Analyse der Biegeoperationen 2, 3 und 4 übertragen werden.



**Bild 5-7:** Fehlerdiagramm zwischen Punktelwolke und dem Konturplot nach der Optimierungsrechnung von Ende 1 bis Ende 2

## 5.2 Verifizierung des FE-Modells des Statorkerns ohne Wicklungen

Umformsimulationen dienen zur Beschreibung des Endzustands einer plastischen Umformung eines Werkstücks in Abhängigkeit von dessen Anfangsgeometrie und den verwendeten Prozessparametern, wie etwa Kraftereinwirkung und/oder Wirkflächen der verwendeten Werkzeuggeometrien. Dabei stellen FE-Modelle lediglich Annäherungen an reale Strukturbelastungsprozesse dar. Damit enthalten die Simulationsergebnisse a priori Ungenauigkeiten, die von der Güte der verwendeten Modelle abhängen. Konvergenzanalysen stellen eine Möglichkeit dar, diese Ungenauigkeiten zu quantifizieren und damit die mathematische Konsistenz des FE-Modells zu überprüfen, siehe Kapitel 2.2.4. Weiterhin dient ein Vergleich der Modellergebnisse mit analytischen Berechnungen (z. B. auf Basis der klassischen Biegetheorie) im nächsten Schritt zur Prüfung der Plausibilität des Modells.

### 5.2.1 Konvergenzanalyse des FE-Modells zum ersten Biegevorgang

Bei der wissenschaftlichen Fragestellung dieser Arbeit handelt es sich um geometrische Eigenschaften des Produktes und deren Abhängigkeiten vom Biegeprozess. Aus diesem Grund werden die in Kapitel 5.1.3 festgelegten geometrischen Ergebnisgrößen  $r_1$ ,  $\alpha_{R,1}$  und  $l_1$  für die folgende Konvergenzuntersuchung als Vergleichswerte herangezogen. Am Ende der Konvergenzanalyse muss bekannt sein, welcher Verfeinerungsgrad (z. B. Netzdichte) mit welchem Konvergenzwert bezüglich der Ergebnisgrößen (z. B. Kreisbogenradius  $r_1$ ) einhergeht. Üblicherweise folgen aus einem höheren Verfeinerungsgrad eine verbesserte Genauigkeit der Ergebnisgrößen und gleichzeitig eine steigende Berechnungszeit des Löser. Im Folgenden wird dafür die CPU-Rechenzeit als Kennwert herangezogen. In den folgenden FE-basierten Berechnungen wird der

Verfeinerungsgrad stetig gesteigert, dabei zeigt die erste Simulationsrechnung  $V_1$  den niedrigsten Verfeinerungsgrad. In der Auswertung werden relative Abweichungen  $\Delta_{r/\alpha/l,i}$  zwischen den Ergebnisgrößen ( $r_1$ ,  $\alpha_{R,1}$  und  $l_1$ ) der aktuellen Berechnung ( $i$ ) und den Ergebnisgrößen der vorigen Berechnung ( $i-1$ ) berechnet. Gleichung (5-4) zeigt dies anhand des Statorradius  $r_1$ .

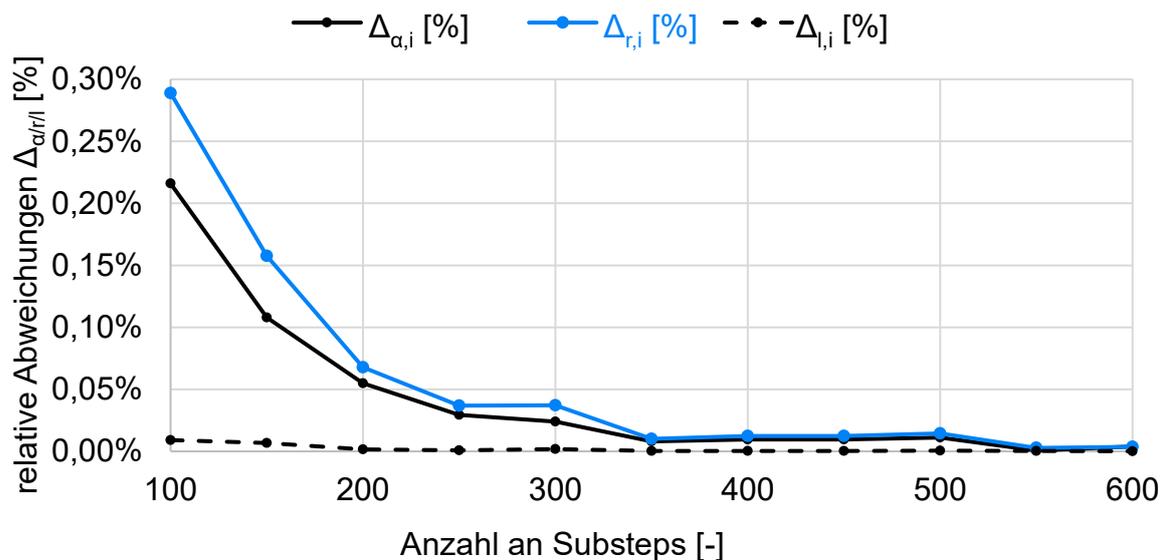
$$\Delta_{r,i} = \frac{r_{V,i} - r_{V,i-1}}{r_{V,i}} \cdot 100 \% \quad (5-4)$$

Mit zunehmendem Verfeinerungsgrad sind Reduktionen der relativen Abweichungen  $\Delta_{r/\alpha/l,i}$  und Erhöhungen der CPU-Rechenzeiten zu erwarten. Auf Basis der Konvergenzanalysen kann quantitativ entschieden werden, welche Konvergenzwerte akzeptiert werden und welche CPU-Rechenzeit dafür notwendig ist. In den folgenden Konvergenzuntersuchungen werden die zeitliche Diskretisierung (Anzahl der Substeps) und die örtliche Diskretisierung (Netzdichte) im Detail untersucht. Auf dieser quantitativen Basis kann der Nutzer anschließend anhand eines geforderten Genauigkeitswertes objektiv ableiten, welche Einstellungen für das beste Aufwand/Nutzen-Verhältnis zu treffen sind.

### **Festlegen erforderlicher Substeps zur numerischen Berechnung eines Biegevorgangs**

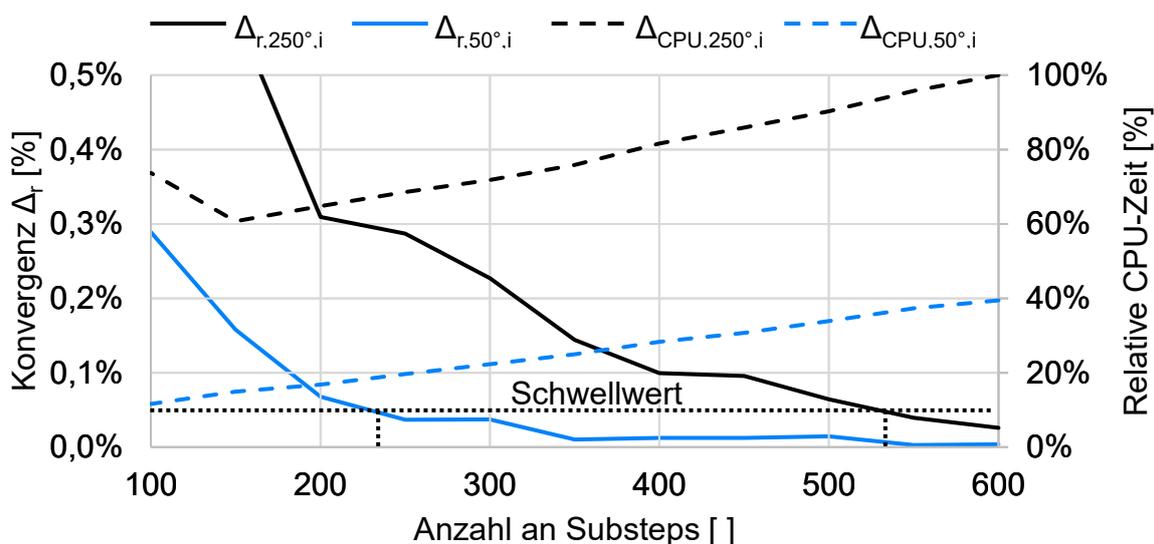
Der erste Biegevorgang nach Bild 4-3 stellt die Umformung des ersten Statorabschnitts dar, welcher aus einem Biege- und einem Rückfederungsvorgang besteht. Im Simulationsmodell ist jedem der beiden Vorgänge ein Lastschritt zugeordnet. Die Lastschritte werden wiederum in sogenannte Substeps (deutsch: Zwischenschritte) unterteilt. Eine größere Anzahl an Substeps führt dazu, dass sich der implizite Solver in kleineren Schritten an die Zielfunktion annähert. Wie in Kapitel 2.2.3.1 beschrieben, führt der Solver bei einer größeren Anzahl an Substeps mehr Rechen- und Rückrechenoperationen durch. Die Standardeinstellungen der Software ANSYS Mechanical sieht ein automatisches Detektieren der Substeps in Abhängigkeit von den Kraftresiduen vor und stellt damit einen Kompromiss zwischen CPU-Rechenzeit und Konvergenz bei der Berechnung des impliziten Löser in Aussicht. Alternativ besteht die Möglichkeit, die Anzahl der Substeps manuell einzustellen und damit die Genauigkeit des automatischen Detektionsalgorithmus auf den vorliegenden Anwendungsfall zu prüfen.

In den folgenden FE-basierten Berechnungen wird die Anzahl an Substeps innerhalb der Simulationsreihe stetig gesteigert. Bild 5-8 zeigt einen grafischen Vergleich der ermittelten relativen Abweichungen  $\Delta_{r/\alpha/l,i}$  der drei Ergebnisgrößen bei einem Biegewinkel  $\alpha_B$  von  $50^\circ$ . Auf der Abszisse ist die eingestellte Anzahl an Substeps aufgetragen, auf der Ordinate die relative Abweichung der aktuellen Berechnung zur vorigen Berechnung.



**Bild 5-8:** Grafische Darstellung der relativen Abweichungen (Radius  $\Delta_{r,i}$ , Rückfederungswinkel  $\Delta_{\alpha,i}$ , Restlänge  $\Delta_{l,i}$ ) in Abhängigkeit von der Anzahl an Substeps für einen Biege­winkel  $\alpha_B$  von  $50^\circ$

Wie erwartet nehmen die Abweichungen mit zunehmender Anzahl an Substeps ab. Die Ergebnis­größe des Radius zeigt die höchste Sensitivität bezüglich der Substeps. In weiteren Simulations­reihen wurden Biege­winkel von  $100^\circ$ ,  $150^\circ$ ,  $200^\circ$  und  $250^\circ$  untersucht und identisch ausgewertet. Die Ergebnisse der relativen Radiusabweichungen des kleinsten  $\Delta_{r,50^\circ,i}$  und größten  $\Delta_{r,250^\circ,i}$  Biege­winkels in Abhängigkeit von der Anzahl verwendeter Substeps werden in Bild 5-9 dargestellt.



**Bild 5-9:** Exemplarisches Diagramm der relativen Radiusabweichungen  $\Delta_{r,i}$  und der benötigten CPU-Zeit in Abhängigkeit der Anzahl an Substeps für Biege­winkel von  $50^\circ$  und  $250^\circ$

Die Abszisse zeigt die Anzahl an Substeps, die Ordinate die relativen Radiusabweichungen  $\Delta_r$ . Die Sekundärachse gibt die relativen CPU-Rechenzeiten bezüglich des größten ermittelten Wertes aller Berechnungen an.

Das Diagramm lässt folgende Schlussfolgerungen zu:

1. Die relativen Abweichungen der ermittelten Ergebnisgrößen zwischen einer und der nächsten Verfeinerungsstufe hängen von der Anzahl an Substeps ab.
2. Für die meisten ermittelten CPU-Rechenzeiten ist eine positive Korrelation zwischen der Anzahl verwendeter Substeps und der benötigten CPU-Rechenzeit zu sehen.
3. Der eingestellte Biegewinkel beeinflusst die benötigte CPU-Rechenzeit und die benötigten Substeps zur Erreichung eines festgelegten Schwellwerts der Konvergenz.

Diese erste Konvergenzanalyse stellt eine quantitative Entscheidungsbasis für die Festlegung der Substeps in Abhängigkeit vom Biegewinkel im ersten Lastschritt dar. Für die folgenden Untersuchungen wird ein Schwellwert von 0,05 % der relativen Abweichungen der Ergebnisgrößen zur Bestimmung der Substeps festgelegt. Bild 5-9 zeigt exemplarisch, dass der Schwellwert bei einem Biegewinkel von  $50^\circ$  ab einer Anzahl an Substeps von 225 unterschritten wird. Diese Zahl wird auf 250 Substeps aufgerundet und als Einstellung im Solver für alle Biegevorgänge mit Biegewinkeln  $\leq 50^\circ$  verwendet. Die gleiche Vorgehensweise liefert bei einem Biegewinkel von  $250^\circ$  einen Wert von 540 Substeps, somit werden alle Biegevorgänge mit Biegewinkeln zwischen  $200^\circ$  und  $250^\circ$  mit 550 Substeps berechnet. Die fünf rechten Spalten in Tabelle 5-1 zeigen aufsteigend fünf Intervalle des Biegewinkels mit einer Intervallbreite von  $50^\circ$ . Die zweite Zeile enthält jeweils die Anzahl an Substeps mit denen der Schwellwert unterschritten wurde. Mit dieser ersten Konvergenzanalyse wird sichergestellt, dass Einstellungen bezüglich der Anzahl an Substeps im Simulationsprogramm einen Einfluss von weniger als 0,05 % auf die untersuchten geometrischen Ergebnisgrößen haben. Außerdem zeigt die Tabelle die Abweichungen zwischen dem Radiuswert mit der manuell festgelegten und der automatischen detektierten Anzahl an Substeps. In allen fünf Kategorien der Biegewinkel wurden Differenzen der Ergebnisgrößen von 1 % bis 3 % ermittelt. Diese Abweichungen zeigen sich somit erheblich größer als die festgelegten 0,05 %. Im weiteren Verlauf werden die Substeps anhand der in Tabelle 5-1 dargestellten Werte eingestellt.

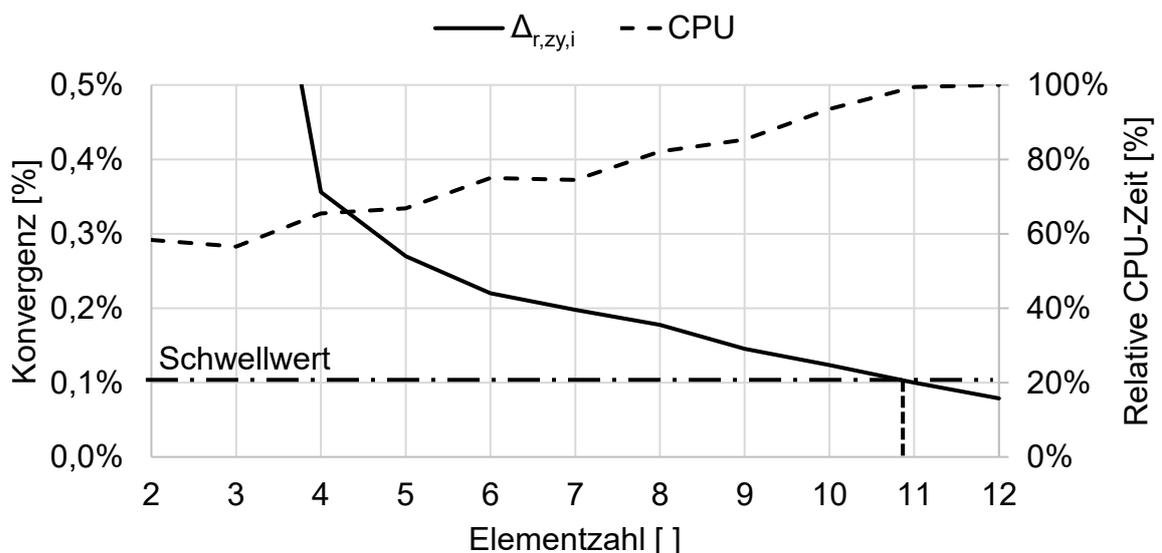
**Tabelle 5-1:** Intervalle der Biegewinkel mit minimaler Anzahl an Substeps bei einer Konvergenz von  $< 0,05\%$  und den relativen Abweichungen der automatischen Detektion

FE-Einstellung	Intervalle des Biegewinkels [°]				
	0 - 50	50 - 100	100 - 150	150 - 200	200 - 250
Anzahl Substeps [-]	250	300	400	500	550
$\Delta_{r,i}$ bei automatischer Detektion [%]	2,90	1,98	1,46	1,19	1,18

### Festlegen der Netzdichte des Stator Kernmodells

Die nächste Untersuchung befasst sich mit der Vernetzung der Werkstücke und Werkzeuge. In Bild 5-2 wurde die Vernetzung der Elementargeometrie des Statorkerns skizziert. Eine feinere Elementsegmentierung pro Kante hat ein engeres Netz des gesamten Bauteils zur Folge. Auch diese FE-basierte Analyse wird gemäß der in Kapitel 2.2.3.3 genannten Möglichkeiten des parameterbasierten Modellaufbaus nahezu vollständig automatisiert.

In der ersten Reihe an Simulationsrechnungen wurde die Elementsegmentierung des Statorzahns in vertikaler Richtung  $e_{z,y}$  beginnend bei einem Element verfeinert. Dabei basierte jede Berechnung auf gleichen Geometrien des Werkstücks und der Werkzeuge. Bis auf  $e_{z,y}$  blieben alle Einstellungen zur Vernetzung ebenso wie die Materialdaten unverändert. Entsprechend der ersten Simulationsreihe wurden die relativen Abweichungen der Ergebnisgrößen  $\Delta_{r/\alpha/1,zy}$  bezüglich der vorherigen Berechnung ausgewertet. Bild 5-10 stellt die benötigte CPU-Rechenzeit dieser Berechnungen dar. Analog zur Untersuchung des Einflusses der Anzahl an Substeps wurden die geometrischen Ergebnisgrößen des Kreisbogenradius  $r_1$ , des Mittelpunktwinkels  $\alpha_{R,1}$  und der Restlänge  $l_1$  bewertet. Die Simulationsreihe wurde ebenfalls mit Biegewinkeln von  $50^\circ$  bis  $250^\circ$  durchgeführt. Exemplarisch zeigt die Abbildung lediglich die Berechnungen mit variiert Elementanzahl für den Statorzahn in vertikaler Richtung  $z_y$ . Weitere Diagramme dazu sind in Anhang 9.5 zu finden. Die primäre Ordinate in Bild 5-10 zeigt den Zusammenhang zwischen der eingestellten Elementsegmentierung und der relativen Radiusabweichungen. Die Strichpunktlinie stellt den Schwellwert der Konvergenz von 0,1 % grafisch dar.



**Bild 5-10:** Abhängigkeit der CPU-Zeit und der Konvergenz der Radiuswerte von der Elementsegmentierung des Statorzahns  $e_{z,y}$  und Festlegung eines Schwellwerts von 0,1 %

Anhand dieses Beispiels lässt sich die größte Elementsegmentierung mit 11 Elementen auf dieser Kante ermitteln, mit der ein relativer Fehler von 0,1 % unterschritten wird. Die Sekundärachse zeigt eine Veränderung der relativen Rechenzeit in Abhängigkeit der Elementzahl des Statorzahns in vertikaler Richtung. Es ist erwartungsgemäß eine Zunahme der Rechenzeit bei einer Erhöhung der Netzdichte zu erkennen. Im Anhang 9.6 sind alle Simulationsreihen der in Kapitel 5.1 genannten Elementsegmentierungen  $e_{z,x}$ ,  $e_{z,y}$ ,  $e_{j,x}$ ,  $e_{j,y}$  und  $e_{s,z}$  für die Elementgeometrie des Statorkerns aufgeführt (siehe Bild 5-2). Allen Diagrammen lässt sich ein Wert für die größte Elementsegmentierung entnehmen, mit der eine relative Abweichung  $\Delta_r < 0,1 \%$  zur vorherigen Berechnung ermittelt wurde. Tabelle 5-2 zeigt diese Werte.

**Tabelle 5-2:** Elementzahl pro Kante mit relativen Radiusabweichungen  $\Delta_{r,i} < 0,1 \%$

Elementsegmentierung	$e_{j,x}$	$e_{j,y}$	$e_{z,x}$	$e_{z,y}$	$e_{s,z}$
Elementzahl	5	8	4	11	5

Die hier gezeigte Analyse stellt eine quantitative Entscheidungsbasis für die manuelle Vernetzung des Simulationsmodells dar. Insgesamt ist die Wahl der Vernetzung ein Kompromiss zwischen CPU-Rechenzeit und der Konvergenz der geometrischen Ergebnisgrößen bezogen auf die nächste Verfeinerungsstufe. Diese Einstellungen bilden die Basis für den weiteren Verlauf der Untersuchungen.

### 5.2.2 Plausibilitätsprüfung der numerischen Berechnung eines Biegevorgangs

Anhand der in Kapitel 5.2.1 beschriebenen Konvergenzanalyse wird das FE-Modell des Biegevorgangs eines Statorkerns ohne Wicklung als in sich stimmig bewertet. Diese bedeutet jedoch nicht, dass das FE-Modell den realen Vorgang physikalisch korrekt abbildet. Eine analytisch geschlossene Lösung unter Berücksichtigung der Annahmen der klassischen Biegetheorie würde bspw. einen Nachweis dafür liefern. Trotz einer Fokussierung auf den Statorkern (ohne die Wicklungen und Isolationsfolien) besteht jedoch eine erhebliche Komplexität bei der Berechnung einer analytisch geschlossenen Lösung des Biegeverhaltens dieser Komponente. Dies hat zwei wesentliche Gründe:

- Komplexes Materialverhalten gemäß Kapitel 4.3.1.
- Querschnittsgeometrie, die deutlich von einem Biegebalken abweicht.

Deswegen wird einerseits das Materialverhalten zu einem elastisch-linearplastischen Materialmodell vereinfacht und andererseits angenommen, dass sich die Umformzone im Wesentlichen im Joch befindet. Diese beiden Vereinfachungen gelten jedoch nur in diesem Kapitel 5.2.2, in allen weiteren Kapiteln werden die Werkstoffkennwerte gemäß den Charakterisierungen in Kapitel 4.3.1 verwendet.

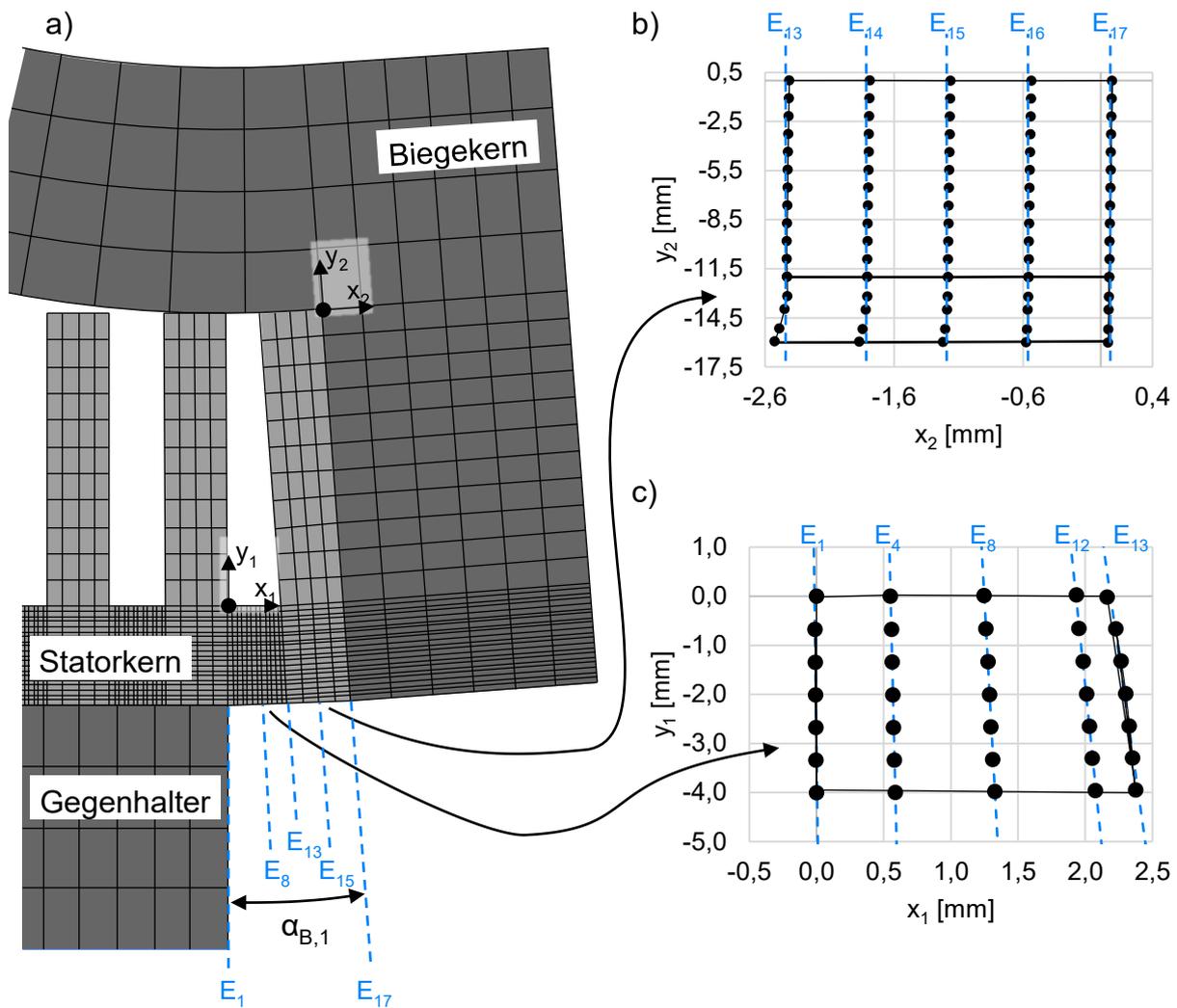
Für die Plausibilitätsprüfung des FE-Modells zur Berechnung eines Biegevorgangs wird ein Materialmodell analog zum elastisch-plastischen Materialmodell mit Verfestigung  $\sigma_{p2}(\varepsilon)$  in Kapitel 2.2.1 verwendet. Dieses Modell lässt sich durch den E-Modul  $E$ , die Fließspannung  $k_f$  und den Tangentenmodul  $T_M$  beschreiben. Die zweite Zeile in Tabelle 5-3 zeigt die verwendeten Werte, die bewusst nahe an den ermittelten Werten der Zugversuche liegen.

**Tabelle 5-3:** Werkstückgrößen mit Definitionsbereich für die Sensitivitäts- und Plausibilitätsanalyse: E-Modul  $E$ , Fließspannung  $k_f$ , Tangentenmodul  $T_M$ , Jochhöhe  $J_H$  und Jochbreite  $J_B$

Werkstückgrößen	$E$ [GPa]	$k_f$ [MPa]	$T_M$ [MPa]	$J_H$ [mm]	$J_B$ [mm]
Referenzwert	190	285	1100	4	2,3
Minimalwert	90	245	600	3	1,7
Maximalwert	290	325	1600	4	2,9

Neben den Materialkennwerten zeigt die Geometrie des Jochs eine hohe Relevanz für die weiteren Analysen, deswegen werden hier ebenfalls die Referenzwerte der Jochbreite und -höhe angegeben. Die letzten beiden Zeilen in Tabelle 5-3 dienen der Begrenzung der untersuchten Werte für die nun folgende Analyse.

Die Statorlamellen weisen eine komplexere Querschnittsgeometrie auf als die des idealen Biegebalkens. Basierend auf den Erläuterungen in Kapitel 2.2.2.2 und Bild 2-20 lässt sich die Statorgeometrie in einen Zahn- und Jochabschnitt unterteilen, die sich bezüglich der Widerstandsmomente erheblich unterscheiden. Bei einer Höhe des Zahns von 12 mm und einer Jochhöhe von bis zu 4 mm ist das Widerstandsmoment des Zahnabschnitts mindestens 16-fach größer als das Widerstandsmoment des Jochabschnitts. Daraus lässt sich schließen, dass die Umformung im Wesentlichen im Joch stattfindet. Diese Annahme wurde anhand der Ergebnisse der Finite-Elemente-Simulation überprüft. Aufgrund der Wiederholung von 80 einzelnen Statorsegmenten wiederholt sich auch der Umformvorgang des zunächst leeren Statorkerns. Bild 5-11 a) zeigt eine numerisch berechnete Momentaufnahme des Biegevorgangs bei einem Biegewinkel  $\alpha_{B,1}$  von etwa  $4,3^\circ$ . Bei diesem Biegewinkel befindet sich das linke Ende eines Statorsegments in der Nullposition. Bild 5-11 a) deutet außerdem die Querschnittsebenen  $E_2$  bis  $E_{12}$  im Joch und die Querschnittsebenen  $E_{14}$  bis  $E_{17}$  im Zahn des Stators an, Ebene  $E_{13}$  stellt die Kontaktfläche dar. Zur weiteren Erläuterung wurde je ein Koordinatensystem am Zahn und am Joch des ersten Statorsegments eingeführt. Basierend auf der Lage der Knotenpunkte und diesen Koordinatensystemen lassen sich die Geometrien auswerten, die in den Bildern 5-11 b) und c) dargestellt sind. Aus Darstellungsgründen enthält die Detailansicht nicht jeden Knoten.

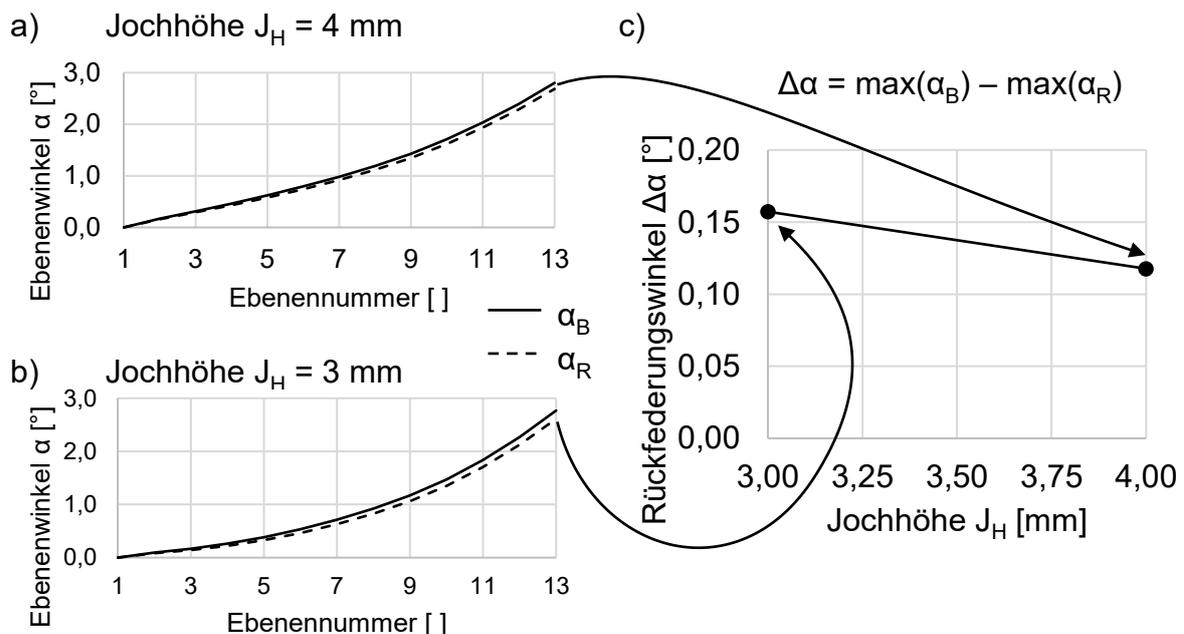


**Bild 5-11:** a) FE-basierte Biegung (Biegewinkel  $\alpha_{B,1} = 4,3^\circ$ ) eines Statorsegmentes; b) Detailansicht der Knoten im Zahn mit den Ebenen  $E_{13}$  bis  $E_{17}$ ; c) Detailansicht der Knoten im Joch mit den Ebenen  $E_1$  bis  $E_{13}$ ;

Die detaillierte Analyse der Zahngeometrie in Bild 5-11 b) zeigt, dass sich die linke untere Ecke deformiert und legt damit die Randbedingungen für die Umformung des Jochabschnitts fest. Bild 5-11 c) visualisiert die Knotenpunkte und die Querschnittsebenen ( $E_1$ ,  $E_4$ ,  $E_8$ ,  $E_{12}$  und  $E_{13}$ ) des umgeformten Jochabschnitts, die jeweils unter einem bestimmten Winkel zum definierten Koordinatensystem stehen. Aus der Quantifizierung dieser Winkel lassen sich folgende Schlussfolgerungen ableiten:

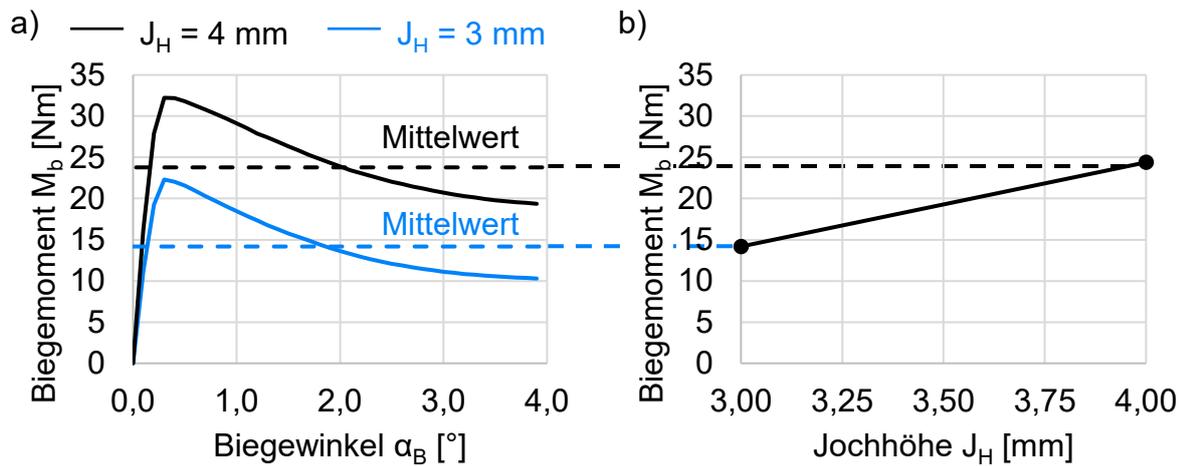
- Der Winkel von Ebene  $E_{13}$  bezüglich Ebene  $E_1$  beträgt in diesem Beispiel  $2,8^\circ$  und weicht damit um  $1,5^\circ$  vom Biegewinkel des Biegekerns ( $\alpha_B = 4,3^\circ$ ) ab.
- Die Beträge der Winkel zwischen einer und der darauffolgenden Ebene nehmen von  $E_1$  bis  $E_{13}$  zu.

Die Diagramme in Bild 5-12 a) und b) enthalten die Nummern der Ebenen auf der Abszisse und die berechneten Winkelwerte bezogen auf Ebene  $E_1$  auf der Ordinate. Bild 5-12 a) zeigt die Werte bei einer Jochhöhe von 4 mm, b) die Werte bei einer Jochhöhe von 3 mm. Beide Diagramme weisen keinen linearen Anstieg des Winkels auf, somit weicht das Verhalten von der reinen Momentenbiegung mit einer kreisförmigen Biegelinie nach der klassischen Biegetheorie ab. Obwohl sich die beiden Diagramme sichtbar kaum unterschieden, zeigt der berechnete Rückfederungswinkel  $\Delta\alpha$  eine signifikante Abhängigkeit von der Jochhöhe, siehe Bild 5-12 c).



**Bild 5-12:** Winkelstellung der Querschnittsebenen  $E_2$  bis  $E_{13}$  des Jochs bezüglich Ebene  $E_1$  bei einer Belastung ( $\alpha_B$ ) und nach der Rückfederung ( $\alpha_R$ ) bei einer Jochhöhe von a) 4 mm und b) 3 mm; c) Rückfederungswinkel  $\Delta\alpha$  in Abhängigkeit von der Jochhöhe

Hier wird die Differenz des maximalen und minimalen Winkels des Jochs vor und nach der Rückfederung auf der Ordinate des Diagramms aufgetragen und bildet damit die Abhängigkeit von der Jochhöhe  $J_H$  auf der Abszisse ab. Die Berechnung des zur Biegung notwendigen Moments  $M_b$  aus dem FE-Modell ist als vordefinierte Funktion in der Software enthalten und kann beispielsweise an der Rotationsrandbedingung des Biegekerns abgefragt werden. Aufgrund der genutzten Geometrie des Statorkerns ist dieses Biegemoment nicht konstant, sondern wiederholt sich zyklisch bei jedem Zahn- bzw. Jochabschnitt. Die in Bild 5-13 a) dargestellten Verläufe zeigen einen Zyklus des FE-basierten Biegemoments. Auf der Abszisse ist der Biegewinkel  $\alpha_B$  des Biegekerns aufgetragen, auf der Ordinate das Biegemoment  $M_b$ . Für dieses Beispiel wurden die Biegemomente in Abhängigkeit von Jochhöhen  $J_H$  von 4 mm und 3 mm ausgewertet. Im Biegemomentverlauf ist deutlich zu erkennen, dass zuerst der Zahn mit großem und anschließend das Joch mit kleinerem Widerstandsmoment gebogen wird.



**Bild 5-13:** a) Mittels FEM berechnetes Biegemoment  $M_b$  in Abhängigkeit vom Biegewinkel  $\alpha_B$  für Jochhöhen  $J_H$  von 3 und 4 mm und Mittelwerte; b) Überführen der Mittelwerte in ein Biegemoment-Jochhöhe-Diagramm

Für den weiteren Verlauf werden die Mittelwerte dieser Biegemomentkurven als Referenzwerte für den Vergleich zwischen FE-Simulation und analytischer Berechnung verwendet, so wie es in Bild 5-13 b) exemplarisch dargestellt ist. Die Abszisse beschreibt die Werkstückgröße (hier die Jochhöhe  $J_H$ ) und die Ordinate den Ergebniswert (hier das Biegemoment  $M_b$ ).

Trotz der bekannten Abweichung des Flachpaketbiegens von einer reinen Biegung wird für die folgenden analytischen Berechnungen angenommen, dass die Umformung ausschließlich im Joch stattfindet und dort eine kreisförmige Biegelinie entsteht. Das Joch kann in dieser Vereinfachung als Balken mit der Jochhöhe  $J_H$ , der Jochbreite  $J_B$  und der axialen Länge des Statorpakets  $S_L$  angenommen werden. Das Einsetzen dieser Parameter in Gleichung (2-24) liefert die Gleichung zur Berechnung des notwendigen Biegemoments.

$$M_b = M_{be} + M_{bp} = 2 \cdot S_L \left( \int_0^{y_{f0}} \sigma_e(y) \cdot y \, dy + \int_{y_{f0}}^{\frac{J_H}{2}} \sigma_{p2}(y) \cdot y \, dy \right) \quad (2-24)$$

Mit den Teilfunktionen aus Gleichung (2-18)

$$\sigma_e(y) = \frac{E \cdot \widehat{\alpha}_B \cdot y}{J_B} \quad (2-18)$$

und

$$\sigma_{p2}(y) = \frac{T_M \cdot \widehat{\alpha}_B \cdot y}{J_B} + \sigma_{f2} \quad (2-21)$$

ergibt sich

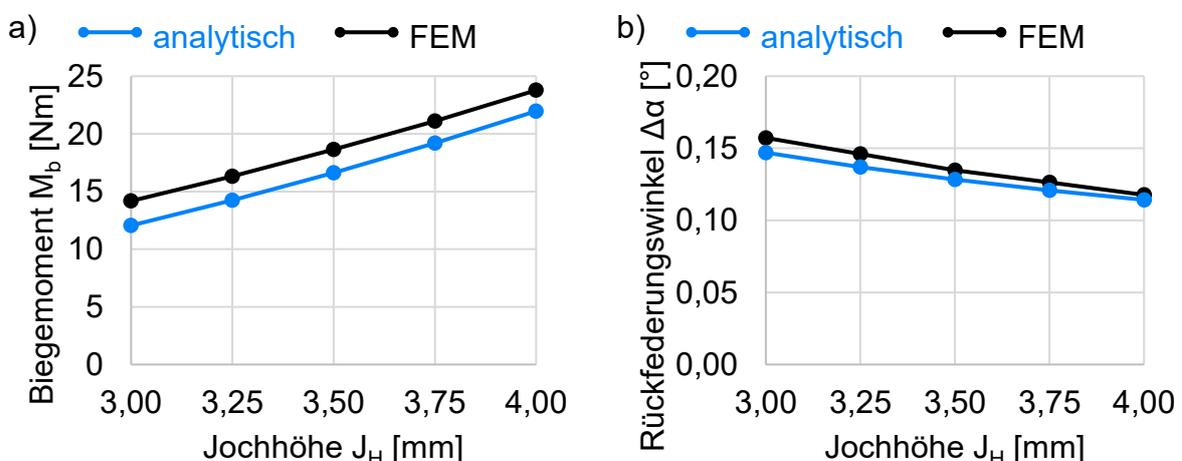
$$M_b = 2 \cdot S_L \cdot \left( \frac{k_f^3 \cdot J_H^2}{3 \cdot E^2 \cdot \widehat{\alpha}_B^2} + \frac{T_M \cdot \widehat{\alpha}_B \cdot J_H^3}{24 \cdot l_B} + \frac{\left(1 - \frac{T_M}{E}\right) \cdot k_f \cdot J_H^2}{8} - \frac{T_M \cdot k_f^3 \cdot l_B^2}{3 \cdot E^3 \cdot \widehat{\alpha}_B^2} - \frac{\left(1 - \frac{T_M}{E}\right) \cdot k_f^3 \cdot l_B^2}{2 \cdot E^2 \cdot \widehat{\alpha}_B^2} \right) \quad (5-5)$$

Aus der Umformulierung von Gleichung (5-5) und dem Einsetzen der Spannung der Außen- und Innenfasern in Gleichung (5-6) lässt sich der Rückfederungswinkel  $\Delta\alpha$  analytisch berechnen.

$$\Delta\alpha = \alpha_B - \alpha_R = \frac{2 \cdot l_B \cdot \left( \frac{T_M \cdot \widehat{\alpha}_B \cdot J_H}{2 \cdot J_B} + k_f \left(1 - \frac{T_M}{E}\right) \right)}{E \cdot J_H} \quad (5-6)$$

Die vollständigen Rechenwege für Gleichung (5-5) und (5-6) befinden sich in Anhang 9.7. Basierend auf diesen Gleichungen werden notwendige Momente zur Biegung des Jochs und die resultierenden Rückfederungswinkel analytisch berechnet und mit den Ergebnissen der Simulation verglichen. Dazu werden einzelne Größen der Geometrie (z. B. die Jochhöhe  $J_H$  und -breite  $J_B$ ) und des Materialmodells (der Elastizitätsmodul  $E$ , die Fließgrenze  $k_f$  und der Tangentenmodul  $T_M$ ) variiert, um deren Sensitivität bezüglich des Biegemoments und des Rückfederungswinkels zu berechnen. Die Ergebnisse sind in Kapitel 9.8 dargestellt.

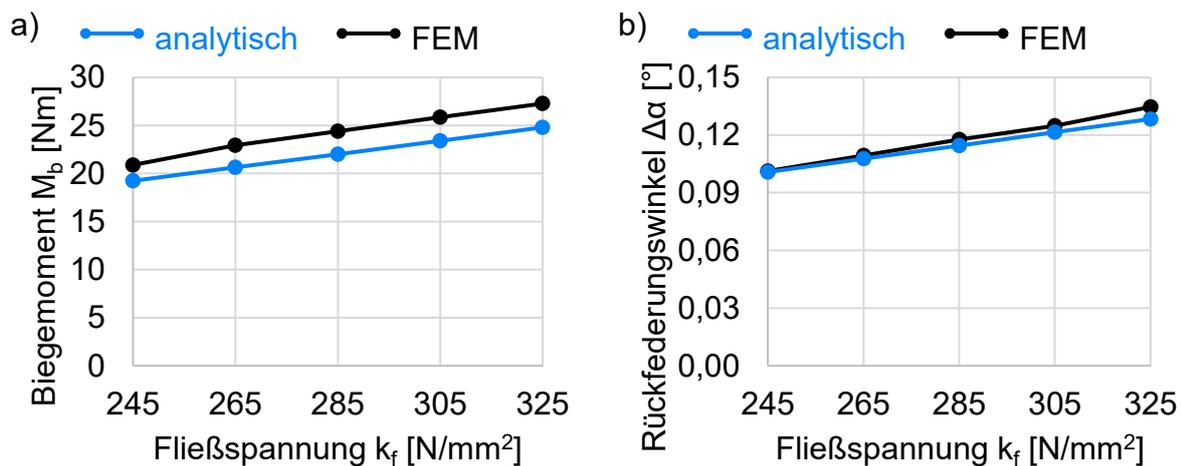
Die Diagramme in Bild 5-14 a) und b) zeigen die Abhängigkeit des Biegemoments  $M_b$  und des Rückfederungswinkels  $\Delta\alpha$  auf den Ordinaten von der Jochhöhe  $J_H$  auf der Abszisse. Erwartungsgemäß ist eine Zunahme des notwendigen Biegemoments bei zunehmender Jochhöhe sowohl bei den analytischen als auch bei den FE-basierten Ergebnissen zu sehen.



**Bild 5-14:** FE-basierte und analytisch berechnete Sensitivitätskurven des Zusammenhangs zwischen Jochhöhe  $J_H$  a) und Biegemoment  $M_b$ ; b) und Rückfederungswinkel  $\Delta\alpha$

Insbesondere die Steigungen der Kurven zeigen mit 9,94 N/mm (analytisch) und 10,14 N/mm (FEM) eine hohe Übereinstimmung. Die Abweichungen der Absolutwerte von bis zu 2,47 N sind erheblich, werden für den weiteren Verlauf dieser Plausibilitätsprüfung aber den getroffenen Annahmen zur Vereinfachung zugeschrieben. Die berechneten Rückfederungswinkel zeigen eine stetige Abnahme von  $-0,033 \text{ }^\circ/\text{mm}$  (analytisch) und  $-0,040 \text{ }^\circ/\text{mm}$  (FEM) bei einer Vergrößerung der Jochhöhe. Die Rückfederungswinkel  $\Delta\alpha$  liegen mit einer Maximaldifferenz von  $0,010^\circ$  relativ gesehen näher beieinander als die Biegemomente.

Die beiden Diagramme in Bild 5-15 a) und b) zeigen exemplarisch eine weitere Auswertung basierend auf einer Änderung der Fließgrenze  $k_f$  von 245 MPa bis 325 MPa. Die Steigungen der Biegemomente in Abhängigkeit der Fließgrenze betragen 6,95 Nm/100 MPa (analytisch) und 7,86 Nm/100 MPa (FEM) und eine maximale Abweichung der Vergleichswerte von 2,48 Nm. Bezüglich des Rückfederungswinkels sind  $0,034 \text{ }^\circ/100 \text{ MPa}$  (analytisch) und  $0,041 \text{ }^\circ/100 \text{ MPa}$  (FEM) sowie eine maximale Abweichung von  $0,006^\circ$  zwischen den Vergleichswerten. Die restlichen Auswertungen (zur Jochbreite  $J_B$ , dem E-Modul  $E$  und dem Tangentenmodul  $T_M$ ) haben den gleichen Aufbau und befinden sich im Anhang 9.7. Unter Berücksichtigung der getroffenen Annahmen zur Vereinfachung der Berechnungen wird die Übereinstimmung zwischen den Ergebnissen der Simulationsrechnungen und den analytischen Berechnungen als hoch eingestuft und bestätigt damit die Plausibilität des Simulationsmodells. Auf eine Erweiterung der analytischen Untersuchungen auf eine nicht-kreisförmige Biegelinie und das Umformverhalten des Zahnabschnitts (insbesondere der linken unteren Ecke) wird in dieser Arbeit verzichtet.



**Bild 5-15:** FE-basierte und analytisch berechnete Sensitivitätskurven des Zusammenhangs zwischen Fließspannung  $k_f$  a) und Biegemoment  $M_b$ ; b) und Rückfederungswinkel  $\Delta\alpha$

### 5.3 Erstellung von Wicklungsmodellen

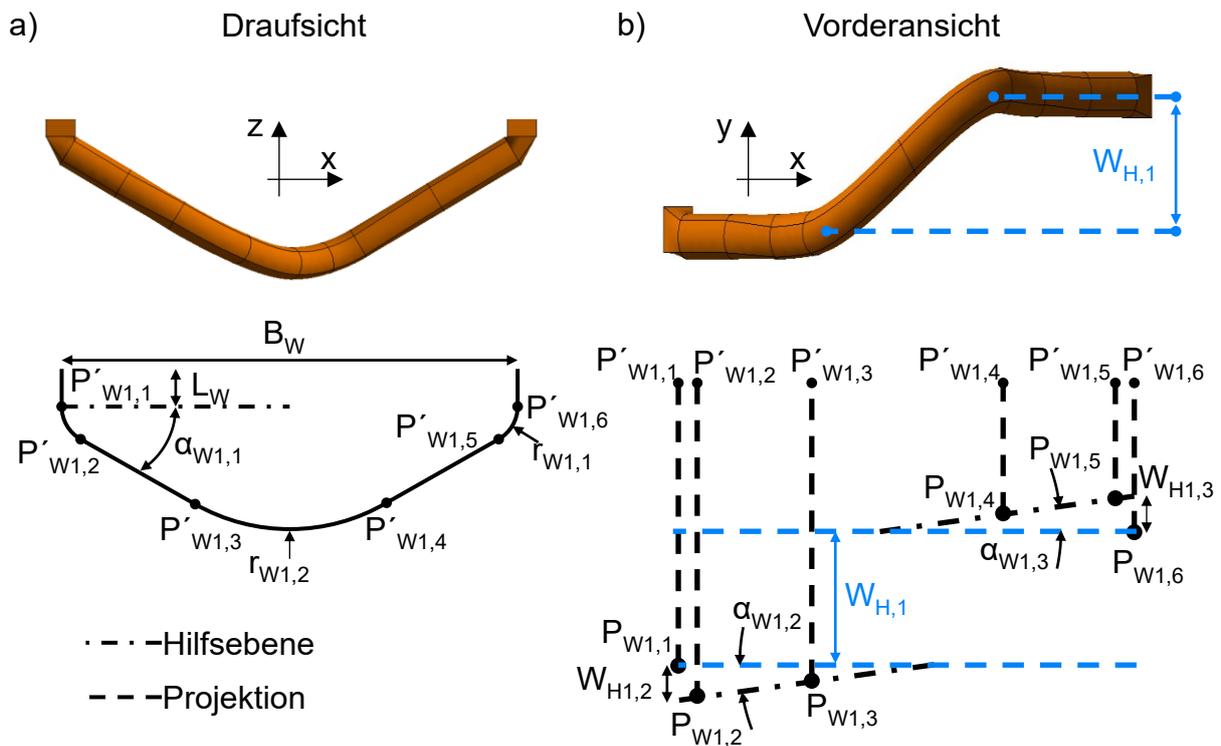
Die Voruntersuchungen in Kapitel 4.3.2 zeigen die notwendigen Kräfte zur weiteren Umformung der vorgeformten Wicklungen und die elastische Energie, die dadurch in den Wicklungen gespeichert wird. Aufgrund der Bewegung der Statorzähne während des Biegevorgangs kommt es zu Interaktionen zwischen der Wicklung und dem Stator Kern, die zu einer weiteren Umformung der Wicklung führen. Damit beeinflusst die Unterbaugruppe der Wicklungen das Biegeverhalten der gesamten Statorbaugruppe. Dieser Einfluss wird in diesem Kapitel untersucht. Nach der Erstellung eines Detailmodells und einer Kalibrierung auf Basis der Ergebnisse der Voruntersuchungen werden Ersatzmodelle der Wicklung entwickelt. Das Heranziehen ebendieser Ersatzmodelle ermöglicht eine Berücksichtigung des Einflusses der Wicklungen auf die Biegeeigenschaften der Flachpaketgruppe und gewährleistet, im Vergleich zum Detailmodell, deutlich kürzere Rechenzeiten.

#### 5.3.1 Aufbau und Kalibrierung eines Detailmodells der Wicklung

Zur Erstellung leistungsfähiger strukturmechanischer Modelle ist es wirksam, die Geometrien parametrisch aufzubauen, sodass im Anschluss beispielsweise Sensitivitätsanalysen automatisiert durchgeführt werden können. Im Gegensatz zur Geometrie der Statorlamellen erweist sich die dreidimensionale Biegegeometrie der Wicklung als deutlich komplexer. Erstens benötigt die Wicklung eine große Anzahl an Parametern zur vollständigen geometrischen Definition. Zweitens besteht ein größeres Risiko von Überschneidungen verschiedener Drahtkörper, die vom Anwender während der Modellierung nicht erkannt werden und zu Definitionsproblemen in der FE-Berechnung führen. Diese Komplexität führt dazu, dass der Aufbau eines allgemeinen Wicklungsmodells für eine parameterbasierte Simulationsstudie mit einer Vielzahl automatisch durchgeführten Berechnungen vergleichsweise aufwändig ist. Im Folgenden wird zuerst die Geometrie der drei Wickelkopfelemente 1-3 (siehe Kapitel 4.3.2) beschrieben. Abschließend erfolgt eine gezielte Reduktion der Anzahl geometrischer Parameter, die zur Beschreibung der Drahtkörper dienen. Die Wicklungsbaugruppe wird mit 15, die einzelnen Verbinderdrähte mit jeweils 7 geometrischen Parametern beschrieben.

#### Geometrie eines Verbinderdrahtes

Wie in Kapitel 4.3.2 beschrieben, besteht die B-Seite der Statorwicklung aus einer 80-fachen gleichartigen Wiederholung eines Wickelkopfmusters. Bild 5-16 a) zeigt einen Verbinderdraht und dessen Geometriedaten aus der Draufsicht. Der Linienzug zur Beschreibung des Verbinderdrahtes aus der Draufsicht besteht aus Geraden und sich tangential anschließenden Kreisbögen. So kann der spiegelsymmetrische Linienzug durch die Länge der ersten Geraden  $L_W$ , den beiden Radien  $r_{w,1}$  und  $r_{w,2}$  sowie dem Öffnungswinkel  $\alpha_{w,1}$  und der Wicklungsbreite  $B_W$  vollständig definiert werden.

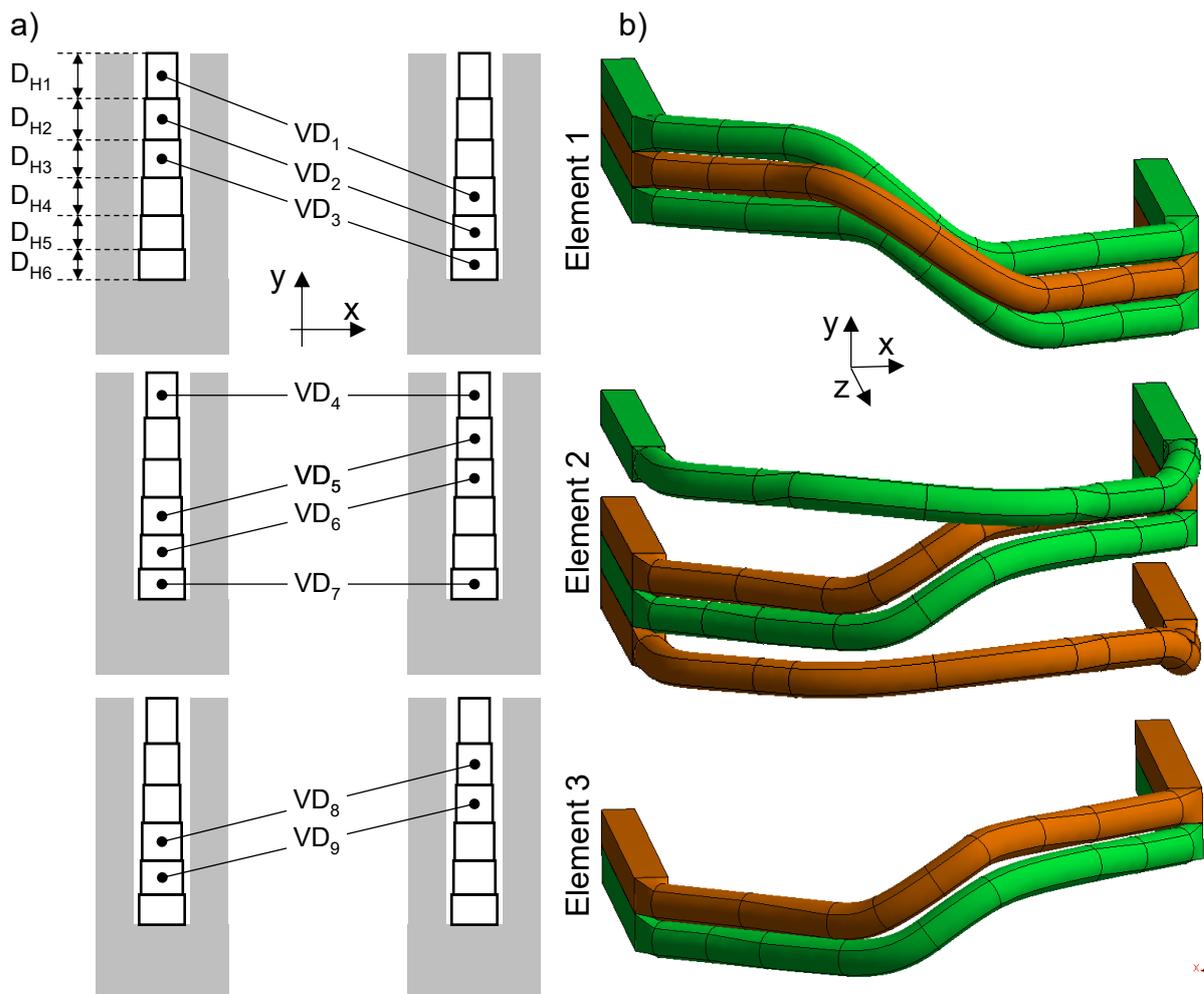


**Bild 5-16:** Parametrisierung eines Verbinderdrahtes unter Verwendung von Projektionspunkten ( $P'_{W1,1-6}$ ), Bezugspunkten ( $P_{W1,1-6}$ ) und geometrischen Größen (Radien  $r_{W1,1-2}$ , Winkel  $\alpha_{W1,1-3}$ , Höhenversätze  $W_{H1,1-3}$ , dem Wickelkopfüberstand  $L_W$  und der Wicklungsbreite  $B_W$ ) in der a) Draufsicht; b) Vorderansicht

Die Endpunkte der Geraden und Kreisbögen  $P'_{W1,1} - P'_{W1,6}$  dienen im nächsten Schritt als Projektionspunkte. In der Vorderansicht ist zu sehen, dass der Wickelkopf in y-Richtung einen Höhenversatz  $W_{H1,1}$  aufweist, welcher von der Schaltung der Wicklungslagen abhängig ist. Zusätzlich erfährt der Draht einen Sprung, welcher durch zwei versetzte Hilfsebenen im Bild 5-16 b) auf der linken Seite durch  $W_{H1,2}$  und auf der rechten Seite durch  $W_{H1,3}$  festgelegt wird. Die Orientierungen dieser Hilfsebenen werden durch Winkel  $\alpha_{W1,2}$  und  $\alpha_{W1,1}$  vorgegeben. Eine Projektion der Punkte  $P'_{W1,1-6}$  von der Draufsicht auf die Hilfsebenen der Vorderansicht ergibt die Bezugspunkte  $P_{W1,1-6}$  und definiert den 3D-Linienzug des Verbinderdrahtes damit vollständig. Die notwendigen geometrischen Größen lauten:  $B_W$ ,  $L_W$ ,  $\alpha_{W1,1}$ ,  $r_{W1,1}$ ,  $r_{W1,2}$ ,  $W_{H1,1}$ ,  $W_{H1,2}$ ,  $W_{H1,3}$ ,  $\alpha_{W1,2}$ ,  $\alpha_{W1,3}$ .

### Geometrie der Gesamtwicklung

Bild 5-17 a) zeigt schematisch die Querschnitte der drei Wicklungselemente. Bei der Herstellung der Luftspule werden die aktiven Abschnitte der Wicklungen in eine rechteckige Form gepresst und dadurch profiliert. Die geprägten Querschnitte können durch Rechtecke mit einer Drahtbreite  $D_{B1-6}$  und einer Drahthöhe  $D_{H1-6}$  dargestellt werden.



**Bild 5-17:** a) Wickelschema von Wickelkopfelement 1 bis 3; b) CAD-Modelle der entsprechenden Wickelkopfelemente

Die erreichte Anzahl an Geometrie­größen der Wicklung wird weiter reduziert, da einige Größen eines Verbinderdrahtes für mehrere Verbinderdrahte gültig sind. Beispielsweise ist die Breite  $B_W$  bei allen Verbinderdrahten gleich und wird durch die Querschnittsgeometrie des Statorkerns vorgegeben. Der Höhenversatz  $W_{H,1}$  der Verbinderdrahte ergibt sich aus den Draht­höhen  $D_{H,1-6}$  und dem vorgegebenen Wickelschema. Die hier verwendeten Wickelschemata der drei Wickelkopfelemente werden in der Grafik durch die Verbindungslinien  $VD_{1-9}$  gekennzeichnet. Alle Verbinderdrahte in Element 1 überspringen zwei Drähte in vertikaler Richtung, damit ergibt sich der Höhenversatz von Verbinderdraht  $VD_1$  exemplarisch aus:

$$W_{H,1} = D_{H2} + D_{H3} + \frac{1}{2}(D_{H1} + D_{H4}) \quad (5-8)$$

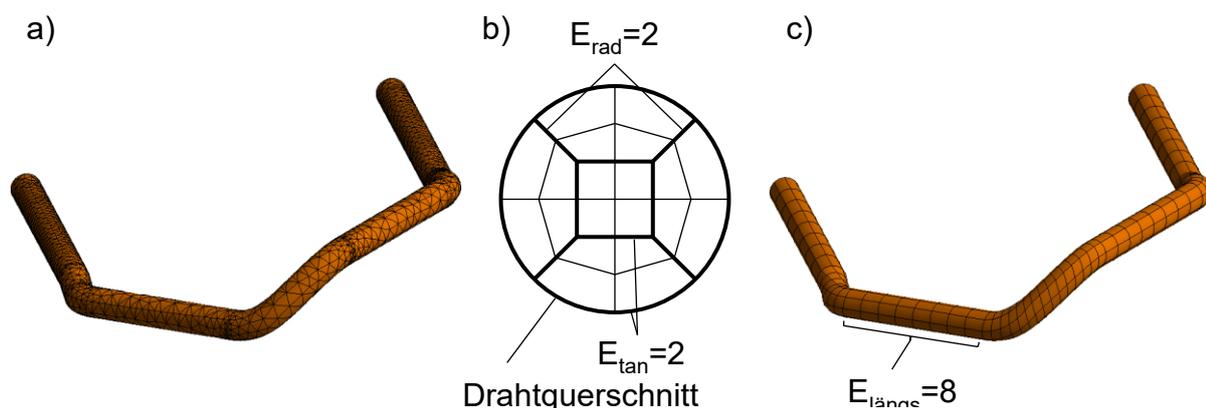
In Wickelkopfelement 2 und 3 überspringen die diagonalen Drähte ( $VD_5$ ,  $VD_6$ ,  $VD_8$  und  $VD_9$ ) jeweils nur einen Draht in vertikaler Richtung. Damit gilt exemplarisch für den Höhenversatz  $W_{H,5}$  von Verbinderdraht  $VD_5$  Gleichung (5-9).

$$W_{H5,1} = D_{H3} + \frac{1}{2}(D_{H2} + D_{H4}) \quad (5-9)$$

Die Verbinderdrähte VD<sub>4</sub> und VD<sub>7</sub> weisen in diesem Wickelschema keinen Höhenversatz auf. Bild 5-17 b) zeigt den dreidimensionalen Verlauf der Verbinderdrähte im Wickelkopf. Aus Gründen der Nachvollziehbarkeit wurden die Drähte mit verschiedenen Farben versehen, obwohl sie aus dem gleichen Material bestehen. Alle Wicklungen enthalten 15 gemeinsame Geometriegrößen: die Drahthöhen  $D_{H,1-6}$  und -breiten  $D_{B,1-6}$  sowie die Breite der Wicklung  $B_W$ , den Wickelkopfüberstand  $L_W$  und den Drahtdurchmesser  $d$ . Hinzu kommen sieben Geometriegrößen ( $\alpha_{W,1}$ ,  $r_{W,1}$ ,  $r_{W,2}$ ,  $W_{H,2}$ ,  $W_{H,3}$ ,  $\alpha_{W,2}$ ,  $\alpha_{W,3}$ ) für jeden der neun Verbinderdrähte.

### Vernetzung der Verbinderdrähte

Volumenkörper mit kreisförmigen Querschnittsgeometrien wirken sich in ANSYS Mechanical nachteilig auf eine strukturierte Vernetzung auf Basis der Kanten aus. Dies liegt im Wesentlichen daran, dass ein Kreisquerschnitt nur die Kontur des Querschnitts als Kante enthält. Bild 5-18 a) stellt das Ergebnis der automatischen Vernetzung des Verbinderdrahtes dar. Für die strukturierte Vernetzung wird der Kreis in ein Quadrat in der Mitte sowie vier gleiche Segmente bestehend aus drei Geraden und einem Kreisbogen unterteilt, siehe Bild 5-18 b). Daraus ergeben sich vier radiale und acht tangentiale Kanten. Im Pre-Prozessor wurden diese Kanten genutzt zur Festlegung einer Elementsegmentierung in radialer  $E_{rad}$  und in tangentialer  $E_{tan}$  Richtung. Ein weiterer Vorteil dieser Vorgehensweise besteht darin, dass bei der Sweep-Methode an den Schnittpunkten zwischen radialen und tangentialen Kanten ebenfalls acht Kanten in Längsrichtung entstehen, die für die Elementsegmentierung  $E_{längs}$  genutzt wurden. Bild 5-18 c) zeigt ein Beispiel des erzeugten FE-Netzes in Abhängigkeit von den voreingestellten Parametern  $E_{rad}$ ,  $E_{tan}$  und  $E_{längs}$ .

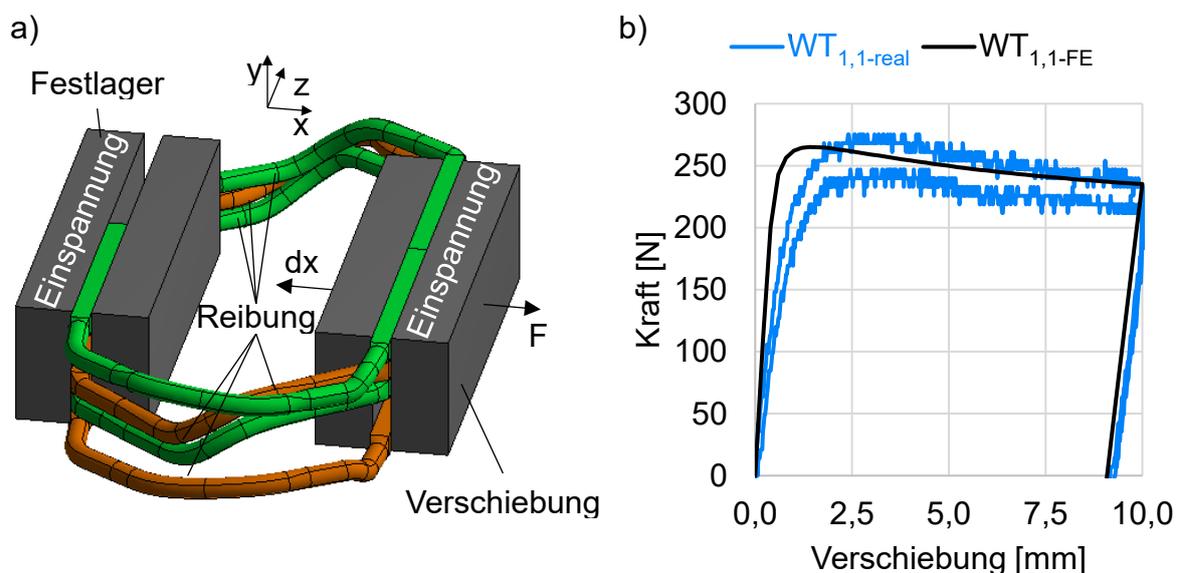


**Bild 5-18:** a) Automatische Vernetzung eines Verbinderdrahtes im Programmsystem ANSYS; b) Geometrische Segmentierung des Drahtquerschnittes und parameterbasierter Vernetzung; c) Parameterbasierte Vernetzung des gesamten Verbinderdrahtes

### Vergleich mit experimentellen Vorversuchen

Auf Basis der gezeigten Voreinstellungen wurden vier numerische Modelle aufgebaut, vergleichbar zu den experimentellen Vorversuchen in Kapitel 4.3.2, siehe Bild 5-19 a). Dazu wurden die Spannvorrichtungen numerisch nachgebildet und per Verbundkontakt mit den Wicklungen verbunden. Die rechte Spannvorrichtung in Bild 5-19 a) enthielt eine Verschiebungsrandbedingung von 10 mm in negative x-Richtung, die linke Spannvorrichtung eine fixierte Lagerung. Während die Backen ein starres Materialverhalten aufweisen, zeigen die Wicklungen im Rahmen dieser Untersuchungen ein elastisch-linearplastisches Materialverhalten. Dieses ist durch Streckgrenze, Elastizitäts- und Tangentenmodul vollständig beschrieben. Die Verbinderdrähte weisen untereinander reibungsbehaftete Kontakte auf, sodass ein Eindringen der Drähte ineinander vermieden wird. In ANSYS Mechanical kann die notwendige Kraft zur Durchführung einer Verschiebung der Drähte für jeden Zeitpunkt des Vorgangs direkt im Post-Prozessor ausgegeben werden. Bild 5-19 b) zeigt ein Diagramm mit den experimentellen und den FE-basierten Kraft-Weg-Kurven des Wicklungstyps  $WT_{1,1}$ . Die Abszisse bildet die Verschiebung der Spannvorrichtung in x-Richtung ab, die Ordinate die ermittelte Kraft. Die weiteren Diagramme zum Vergleich der experimentellen und FE-basierten Ergebnisse befinden sich im Anhang 9.9.

Die betrachteten Wicklungsmodelle weisen alle das gleiche Materialverhalten mit einem E-Modul von 59 GPa, einer Fließgrenze von 172 MPa und einem Tangentenmodul von 434 MPa auf. Diese Werte wurden durch eine Kalibration des Simulationsmodells bezüglich der experimentellen Resultate ermittelt.



**Bild 5-19:** a) Wicklungsmodell von  $WT_{1,1}$  mit modelliertem Versuchsaufbau und Verschiebungsrandbedingungen  $dx$ ; b) Experimentelle und numerische Kraft-Weg-Kurven am Beispiel von Wicklungstyp  $WT_{1,1}$

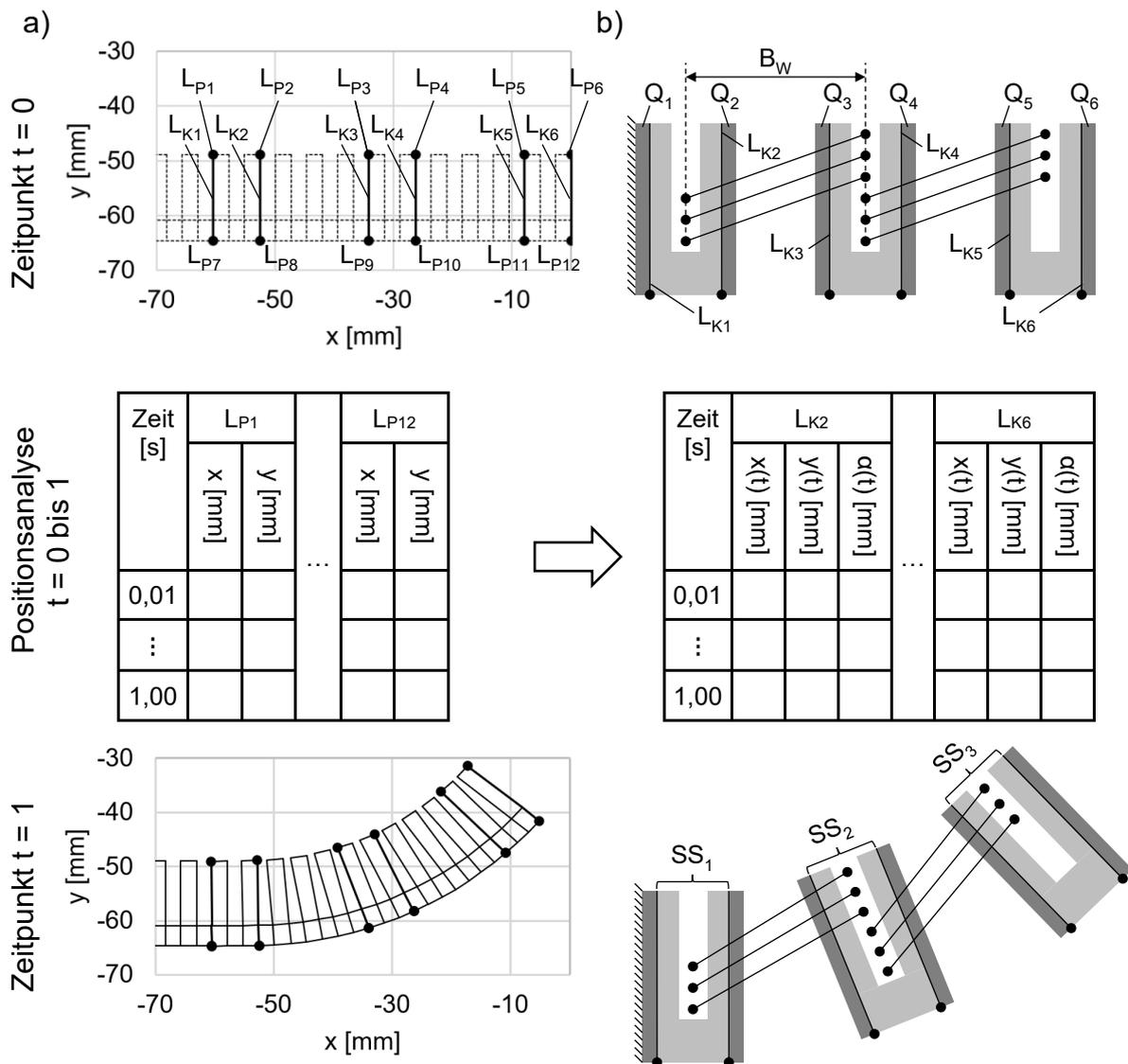
Die numerisch ermittelten Kraft-Weg-Kurven zeigen ähnliche Verläufe mit den größten Abweichungen der Verschiebungen von weniger als 2 mm. Auch das elastische Potenzial bei der Rückbewegung der Spannvorrichtung zeigt hohe Übereinstimmungen. Kapitel 7.1 zeigt schließlich eine detaillierte Analyse der Abweichungen einzelner Messergebnisse und deren Einflüsse auf das Berechnungsergebnis des gesamten Flachpaketprozesses. In zukünftigen Untersuchungen mit Fokus auf den Wicklungen wäre es zielführend, das Verhalten der Wicklungen basierend auf genormten Versuchen, zum Beispiel Drahtzugversuchen, herzuleiten. In diesem Fall, müsste ebenfalls die Herstellung der Luftspulen und dessen Einfluss auf das Materialverhalten untersucht werden. Auch der Einfluss der Lackschichten auf das mechanische Verhalten des Drahtes müssten dazu untersucht werden.

Kapitel 5.3.2 beschreibt die Verwendung des o.g. des Detailmodells der Wicklung. Anschließend behandeln Kapitel 5.3.3 die Berücksichtigung der Wicklungseinflüsse mittels einer Integration von Ersatzmodellen in das Prozessmodell des Flachpaketprozesses.

### **5.3.2 Analyse des Detailmodells der Wicklung im Statorbiegevorgang**

Der Aufbau und die Kalibrierung des Detailmodells einer Statorwicklung ermöglicht die Berechnung des Einflusses der Wicklung auf das Biegeverhalten der Flachpaketbaugruppe. Aufgrund der zu erwartenden hohen Rechenzeiten zur Berechnung eines Lamellenpakets mit 40 Wicklungselementen und zahlreichen Kontaktbedingungen zwischen den Komponenten wurde vorerst ein Teilmodell erstellt. Bild 5-20 a) zeigt das leere Flachpaket während eines Biegevorgangs basierend auf den numerischen Arbeiten der Kapitel 5.1 und 5.2. Dabei werden die Eckpunkte von drei Segmenten des Statorkerns visuell hervorgehoben. Ein Segment besteht dabei jeweils aus zwei Zähnen, die von einem Joch verbunden werden. Zwischen den Statorsegmenten befinden sich vier Nuten für die anderen Wicklungsphasen. Aus diesem Abstand ergibt sich die Wicklungsbreite  $B_W$ . Für die folgende Analyse werden die Koordinaten der Punkte am Zahnkopf ( $L_{P1-6}$ ) und die gegenüberliegenden Jochpunkte ( $L_{P7-12}$ ) zu jedem Zeitpunkt der Umformung aufgezeichnet und anschließend exportiert. In ANSYS ist dies mithilfe eines eigens programmierten APDL-Kommandos möglich. Der zugehörige Quellcode befindet sich in Anhang 9.10.

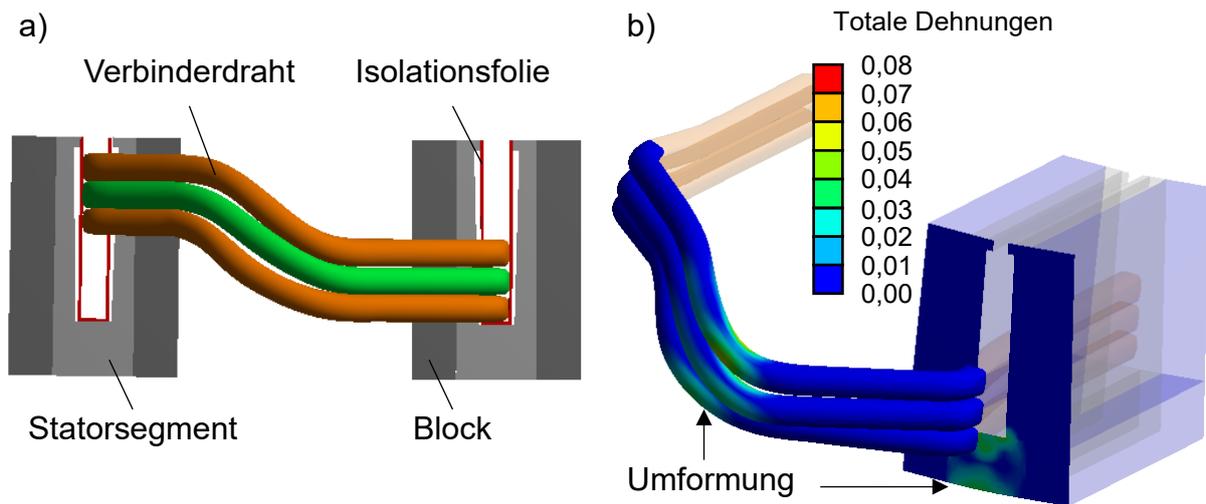
Aus der beschriebenen Vorgehensweise ergibt sich eine Tabelle mit einer Spalte für die Angabe der Zeit von 0 s bis 1 s und jeweils einer Spalte für die x und y Koordinaten aller Punkte  $L_{P1-12}$ . Mithilfe dieser Daten können die Bewegungen der Punkte  $L_{P8-12}$  in x- und y-Richtung in Bezug auf  $L_{P7}$  und die Orientierung der Kanten  $L_{K2-6}$  in Bezug auf  $L_{K1}$  abgeleitet werden. Diese werden in der Tabelle in Bild 5-20 b) zusammengeführt. Die Tabelle gibt die externen Verschiebungen (d. h. Rotation und Translation eines gekoppelten externen Punktes, siehe Kapitel 5.1.2) wieder, die den Bewegungsablauf der Statorsegmente  $SS_1$ ,  $SS_2$  und  $SS_3$  des Detailmodells bestimmen.



**Bild 5-20:** a) FE-basiertes Ableiten der Translations- und Rotationsbewegungen der Statorsegmente  $SS_{1-3}$  aus dem leeren Modell des Statorkerns; b) Überführung auf die Randbedingungen des Detailmodells mit drei Statorsegmenten, zwei Wicklungen und starren Blöcken  $Q_{1-6}$ , die das Flachpaket in diesem Abschnitt darstellen

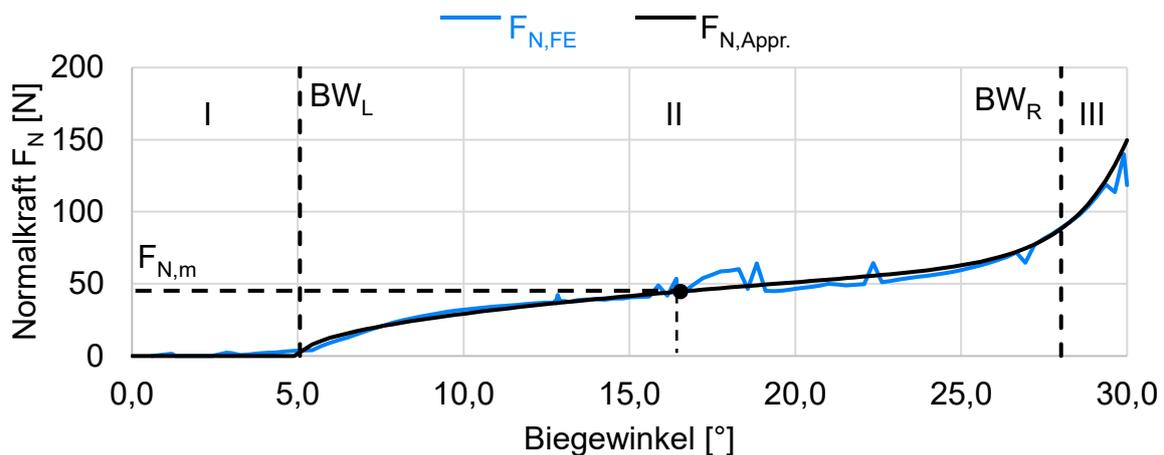
Im numerischen Modell werden diese Randbedingungen auf starre Blöcke  $Q_{1-6}$  projiziert, die per Verbundkontakt mit den Statorsegmenten verbunden sind, siehe Bild 5-20 b). Da alle Bewegungen relativ zum Jochpunkt  $LP_7$  und zur Kante  $L_{K1}$  ermittelt wurden, können die Freiheitsgrade dieser Kante  $L_{K1}$  im Detailmodell mithilfe einer fixierten Lagerung gesperrt werden. Damit führen die Statorsegmente des Detailmodells die gleichen Translations- und Rotationsbewegungen aus wie die Statorsegmente im Modell des Statorkern ohne Wicklungen (siehe Kapitel 5.1). Da die realen Wicklungen in den Statorkern eingelegt werden und keinen direkten Kontakt zu den Umformwerkzeugen aufweisen, bilden die Bewegungen der Statorsegmente die Randbedingungen für den Umformvorgang der Wicklungen, insbesondere der Verbinderdrahte im Wickelkopf. Die

Wicklungsmodelle in Kapitel 5.3.2 werden in den Nuten des Statorkerns positioniert. Reibungsbehaftete Kontakte zwischen den Drähten, den Isolationsfolien und den Statorsegmenten unterbinden ein Eindringen der Komponenten ineinander. In Bild 5-21 a) ist eine Hälfte des Detailmodells von Element 1 zu sehen. Bild 5-21 b) zeigt die *totalen Dehnungen* im Statorsegment und in den Verbinderdrähten, welche direkt im Post-Prozessor der Software ausgegeben werden können. Infolge der Biegeumformung der einzelnen Verbinderdrähte ergeben sich Normalkräfte auf die Zahnflanken.



**Bild 5-21:** a) Detailmodell der Wicklung mit zwei Statorsegmenten, Isolationsfolien und Verbinderdrähten, die infolge der Bewegung der Blöcke umgeformt werden; b) *Totale Dehnungen* des Statorsegments und der Verbinderdrähte bei einer Biegung um 30°

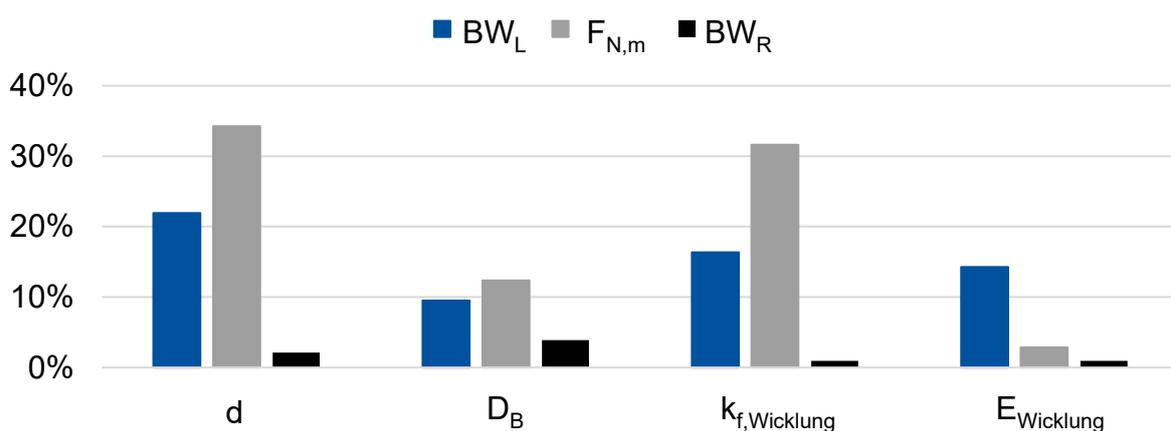
Die Auswertung der Reaktionskraft  $F_{N,FE}$  im Kontaktpunkt zwischen dem Verbinderdraht  $VD_3$  und der Zahnflanke ist in Bild 5-22 dargestellt. Diese wurde durch einen Normalkraftverlauf  $F_{N,Appr.}$  angenähert und lässt sich in drei Bereiche einteilen. Anfangs liegt der Draht frei in der Nut (Bereich I) bis Kontaktsituationen zwischen Draht, Isolationsfolie und Zahnflanke entstehen. Ab diesem Kontakt erfährt der Wickelkopf eine Biegebelastung, wodurch sich die Normalkraft auf die Zahnflanke erhöht (Bereich II). Aufgrund der Bewegung der Zähne zueinander kann der Draht zwischen den beiden Zahnflanken gestaucht werden, was zu einer erheblichen Steigerung der Normalkraft (Bereich III) führt. Diese Steigerung der Normalkraft hängt vom Querschnitt des gepressten Drahtes und dem Umformverhalten der Statorsegmente ab. Infolge dieser Normalkraft können lokale Schwächungen der Isolationsfolie und damit inakzeptable Kurzschlüsse entstehen. Die Analyse der Normalkraft ermöglicht so eine Bewertung, an welchen Stellen die Isolationsfolie besonders stark belastet und somit gefährdet ist. Außerdem hängt die Reaktionskraft der Wicklungen auf die Zahnflanken vom elastischen Potenzial der Spulen ab. Dieses elastische Potenzial liefert einen Beitrag zur Rückfederung des gesamten Flachpakets.



**Bild 5-22:** Normalkraft  $F_{N,FE}$  und  $F_{N,Appr.}$  vom Verbinderdraht  $VD_3$  auf die Zahnflanke in Abhängigkeit des Biegewinkels und einer Kategorisierung in drei Bereiche ohne Kontakt (I), Biegung des Wickelkopfes (II) und Stauchung des Drahtes (III) sowie Festlegung von drei Kennwerten: mittlere Normalkraft  $F_{N,m}$ , Biegewinkel links  $BW_L$  und rechts  $BW_R$

Das Detailmodell ermöglicht die numerische Ermittlung der Abhängigkeiten von den Normalkräften aufgrund der mechanischen und geometrischen Eingangsgrößen der Wicklungen. Die mittlere Normalkraft  $F_{N,m}$  wird mittig zwischen der linken ( $BW_L$ ) und rechten ( $BW_R$ ) Biegewinkelgrenze des Bereiches II (siehe Bild 5-22) abgelesen.

Bild 5-23 zeigt die Einflüsse von geometrischen Größen des Drahtes (Drahtdurchmessers  $d$  und der Breite des Drahtes  $D_B$ ) sowie von dessen Werkstoffkennwerten (Fließgrenze  $k_{f,Wicklung}$  und Elastizitätsmodul  $E_{Wicklung}$ ) auf markante Stellen des Kraftverlaufs ( $BW_L$ ,  $F_{N,m}$ ,  $BW_R$ ) siehe Bild 5-22.

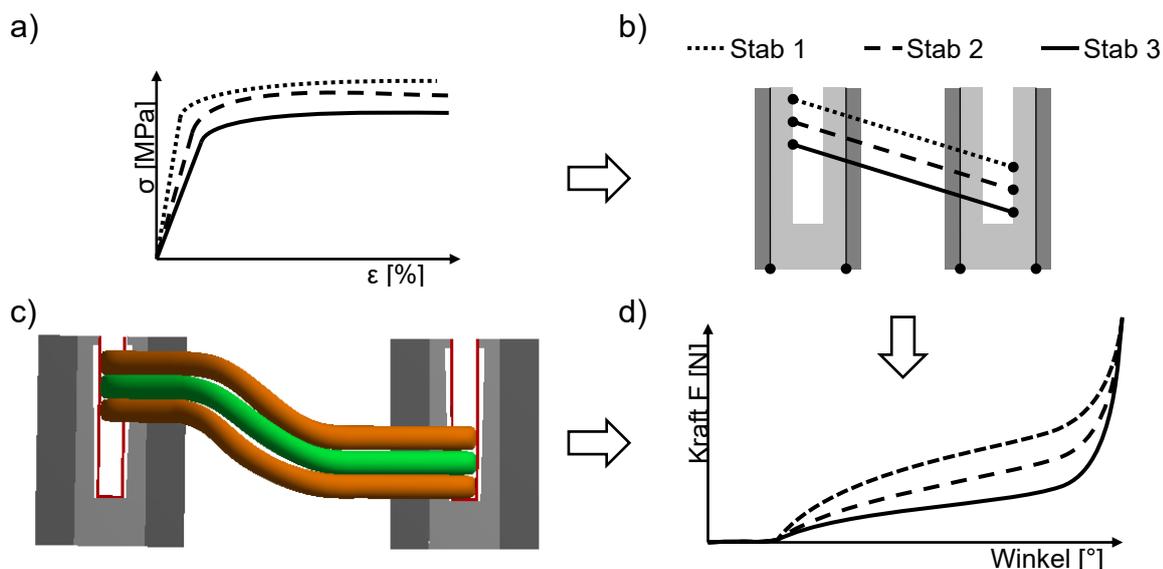


**Bild 5-23:** Sensitivität der linken und rechten Grenze von Kategorie II ( $BW_L$  und  $BW_R$ ) sowie der mittleren Normalkraft  $F_{N,m}$  bezüglich des Drahtdurchmessers  $d$ , der Drahtbreite  $D_B$  und der Fließgrenze  $k_{f,Wicklung}$  und dem E-Modul  $E_{Wicklung}$  des Wicklungswerkstoffes

Damit können verschiedene Wicklungsgeometrien und -werkstoffe hinsichtlich ihrer Eignung für das Biegeverfahren bewertet werden. Der systematische Aufbau der Wicklungsmodelle ermöglicht die Erstellung einer parameterbasierten Studie von mehreren Umformsimulationen ohne Eingriff des Anwenders. Damit liefern Analysen, basierend auf diesen Detailmodellen, relevante Aussagen zu Fragestellungen die Auslegung der Wicklung betreffend und können losgelöst vom Prozessmodell genutzt werden. Zusätzlich beeinflussen die Wechselwirkungen zwischen dem Lamellenpaket und der Wicklung das elastisch-plastische Biegeverhalten der gesamten Baugruppe. Folglich ist die Realitätsnähe des Prozessmodells abhängig von der Überführung dieser Effekte auf das Verhalten der gesamten Flachpaketbaugruppe.

### 5.3.3 Aufbau von Ersatzmodellen

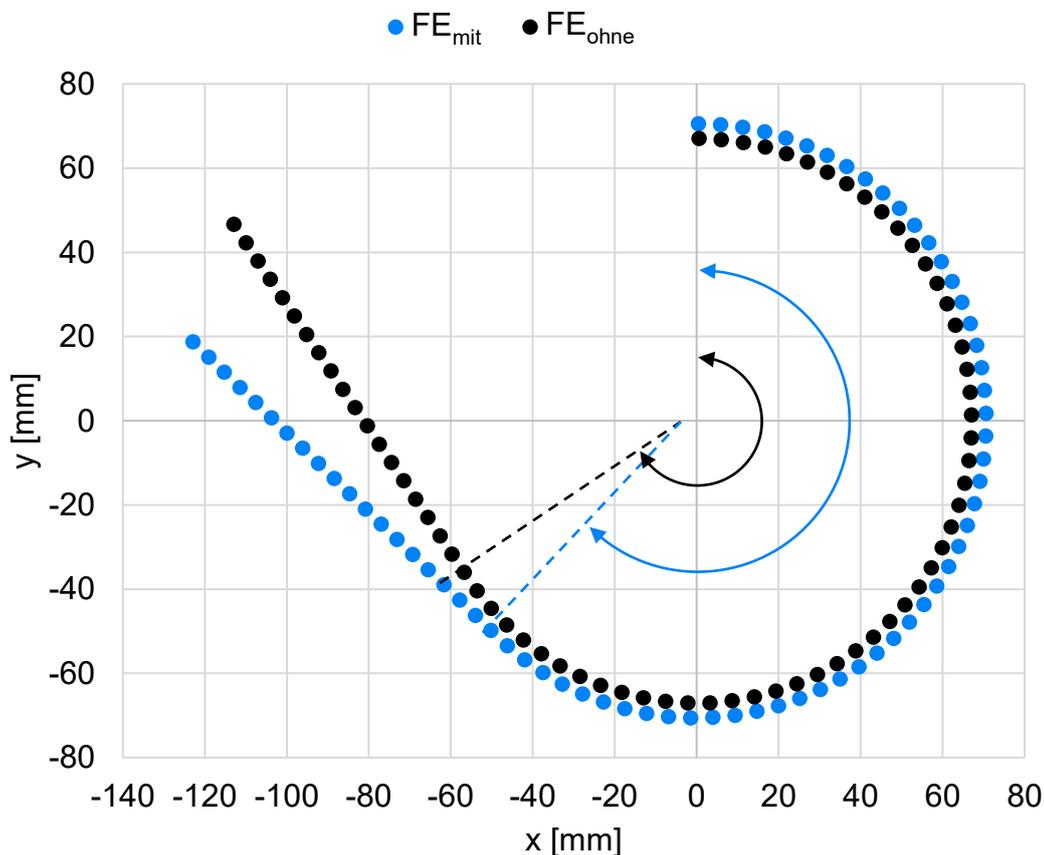
Die gesamte Flachpaketbaugruppe besteht aus dem Stator Kern und den eingelegten, vorgeformten Wicklungen. Der Stator Kern enthält 80 Zähne, in jeder Nut zwischen zwei Statorzähnen befinden sich Wicklungen. Für ein vollständiges Modell des Flachpakets bedeutet das, dass 160 Wickelkopfelemente (80x Element 1, 40x Element 2 und 40x Element 3) mit elastisch-plastischem Materialverhalten und jeweils einer Vielzahl an nichtlinearen Kontaktbedingungen in jedem Zeit- oder Lastschritt der Biegevorgänge berechnet werden müssen. Aufgrund der gleichartigen Wiederholung der Wicklungselemente ist der Aufbau eines Modells mit dem Stator Kern und allen Wicklungen vergleichsweise einfach, die numerische Berechnung einer einzelnen Biegeoperation jedoch recht rechenintensiv. Für das Prozessmodell bietet es sich an, Ersatzmodelle der Wicklungen anstelle der Detailmodelle zu entwickeln, die das Verhalten abbilden, aber deutlich einfacher aufgebaut sind. In diesem Abschnitt wird der Ansatz verfolgt, jeden Verbinderdraht durch Stabelemente mit charakteristischem Materialverhalten zu ersetzen, siehe Bild 5-24 a) bis d).



**Bild 5-24:** a) Fiktive Materialmodelle der Stäbe 1,2 und 3; b) Stabelemente in Statorbiegemodell als Ersatzmodell; c) Detailmodell gemäß Kapitel 5.3.2; d) Vergleichbarer Kraftverlauf

Bei einer numerischen Untersuchung der Einflüsse verschiedener Wicklungskonfigurationen auf das Umformverhalten der gesamten Baugruppe, werden im ersten Schritt Detailmodelle erstellt und die entsprechenden Kraftverläufe berechnet. Als nächstes wird das Materialverhalten jedes Stabelements mit der Bezeichnung „BEAM188“ (siehe Bild 5-24 c) an den entsprechenden Verbinderdraht angepasst. Im dritten Schritt wird das Materialverhalten der Stabelemente in das Prozessmodell des gesamten Flachpaketbiegeprozesses implementiert. Mit dieser Methode ist es möglich, die vier Biegeoperationen (vgl. Bild 4-3) mit einem Stator Kern und Stabelementen als Wicklung zu simulieren.

Bild 5-25 zeigt die mittels FE berechneten Statorgeometrien mit und ohne Stabelemente als Wicklung. Es ist ein signifikanter Einfluss bezüglich des Kreisbogenradius ( $r_{1,mit}$  verglichen mit  $r_{1,ohne}$ ) und des Mittelpunktswinkels ( $\alpha_{R,1,mit}$  verglichen mit  $\alpha_{R,1,ohne}$ ) zu sehen. Diese Unterschiede werden im Rahmen der Validierung in Kapitel 6 weiter untersucht.



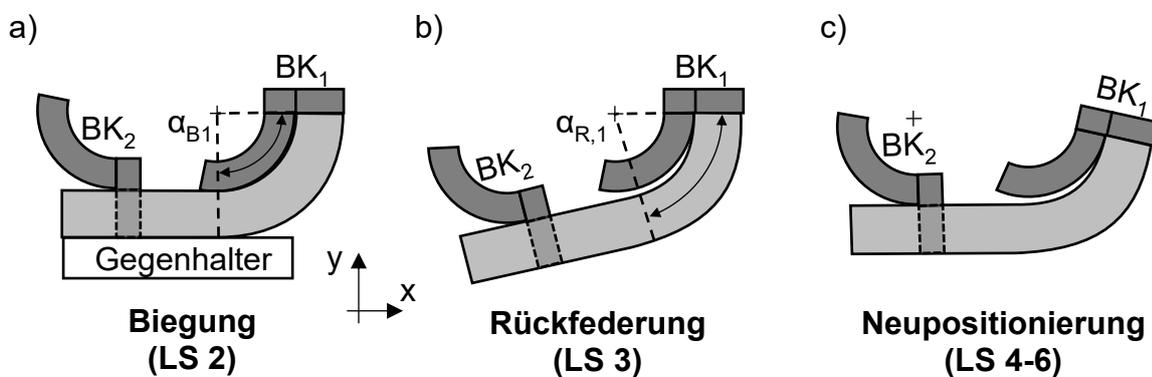
**Bild 5-25:** Vergleich des gebogenen Konturverlaufs nach dem ersten Biegeschritt der FE-Modelle ohne ( $FE_{ohne}$ ) und mit Wicklung ( $FE_{mit}$ )

## 5.4 Simulation des vollständigen Flachpaketprozesses

Auf Basis der in Kapitel 4.2 entwickelten Prozessstruktur, widmet sich dieses Kapitel der sequenziellen Berechnung aller Umform- und Rückfederungsvorgänge bis zur Erreichung einer geschlossenen kreisförmigen Statorgeometrie. Die fünf Prozessabschnitte in Bild 4-3 bilden dabei die Grundlage für den Aufbau des numerischen Simulationsmodells in ANSYS Workbench 18.2. Während die ersten vier Prozessabschnitte die vier Biege- und Rückfederungsvorgänge darstellen, umfasst Prozessabschnitt 5 die gemeinsame Kalibrier- und Fügeoperation. Diese Prozessfolge führt zu einer kreisförmigen Statorgeometrie mit charakteristischen Rundheitsabweichungen. Im realen Fertigungsprozess wird jeder der fünf Prozessabschnitte in einer separaten Anlage durchgeführt.

### 5.4.1 Implementierung der vier Biegeoperationen

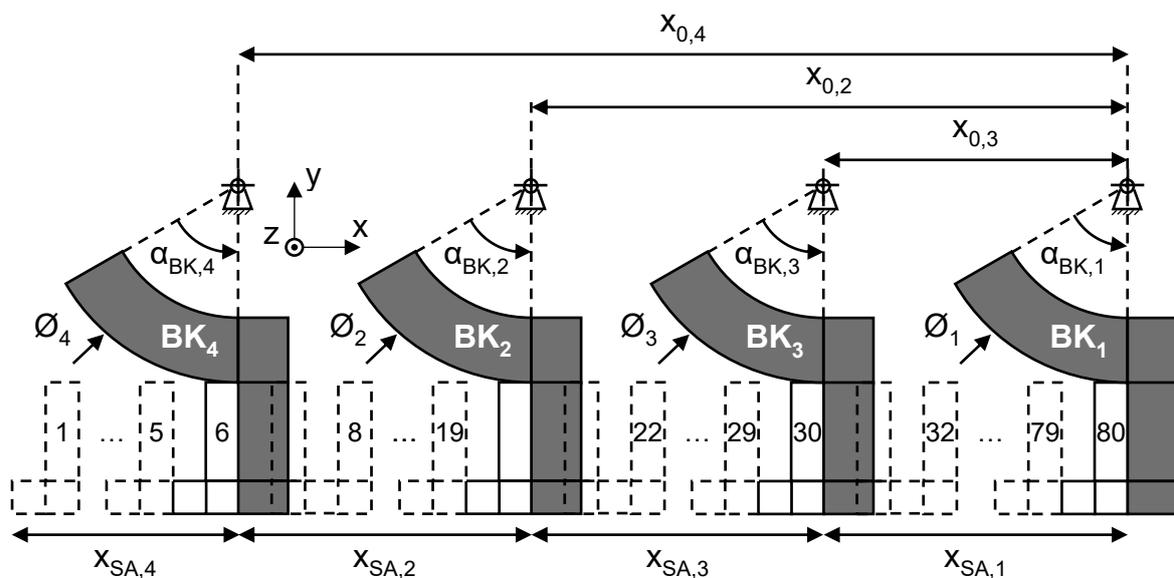
Die vier Biegeoperationen wurden innerhalb einer Modellumgebung aufgebaut, sodass ein „mapping“ zwischen verschiedenen Umformprozessen vermieden wird. In ANSYS ist dies durch das Hinzufügen weiterer Biegekernmodelle und Lastschritte möglich. Bilder 5-26 a) und b) zeigen die Querschnittsgeometrien zweier Biegekernmodelle und des Werkstücks im ersten Biege- und Rückfederungsvorgang. Wie in Kapitel 5.1.2 beschrieben, fixieren Verbundkontakte jeden Biegekern mit der rechten Flanke eines bestimmten Statorzahns. Die Biegekernmodelle werden in diesem Simulationsmodell während der numerischen Berechnung mitgeführt. Das heißt, dass die Verbundkontakte zwischen den Biegekernen und dem Werkstück in allen Lastschritten bestehen bleiben. Die Verschiebungsrandbedingungen der Biegekernmodelle sind jedoch nur aktiviert, wenn damit ein Umformvorgang durchgeführt wird. Somit muss zwischen den Umformoperationen sowohl eine Deaktivierung des ersten als auch eine Aktivierung des zweiten Biegekerns stattfinden. Am Ende des dritten Lastschritts (also nach dem Vorspannen, Biegen und Rückfedern) ist die Position und Orientierung des nächsten Biegekerns (BK<sub>2</sub>) abhängig vom ersten Biege- und Rückfederungsvorgang.



**Bild 5-26:** Mitführen des inaktiven Werkzeugs (BK<sub>2</sub>) während a) des ersten Biegevorgangs; b) des Rückfederungsvorgangs; c) anschließende Neupositionierung von BK<sub>2</sub>

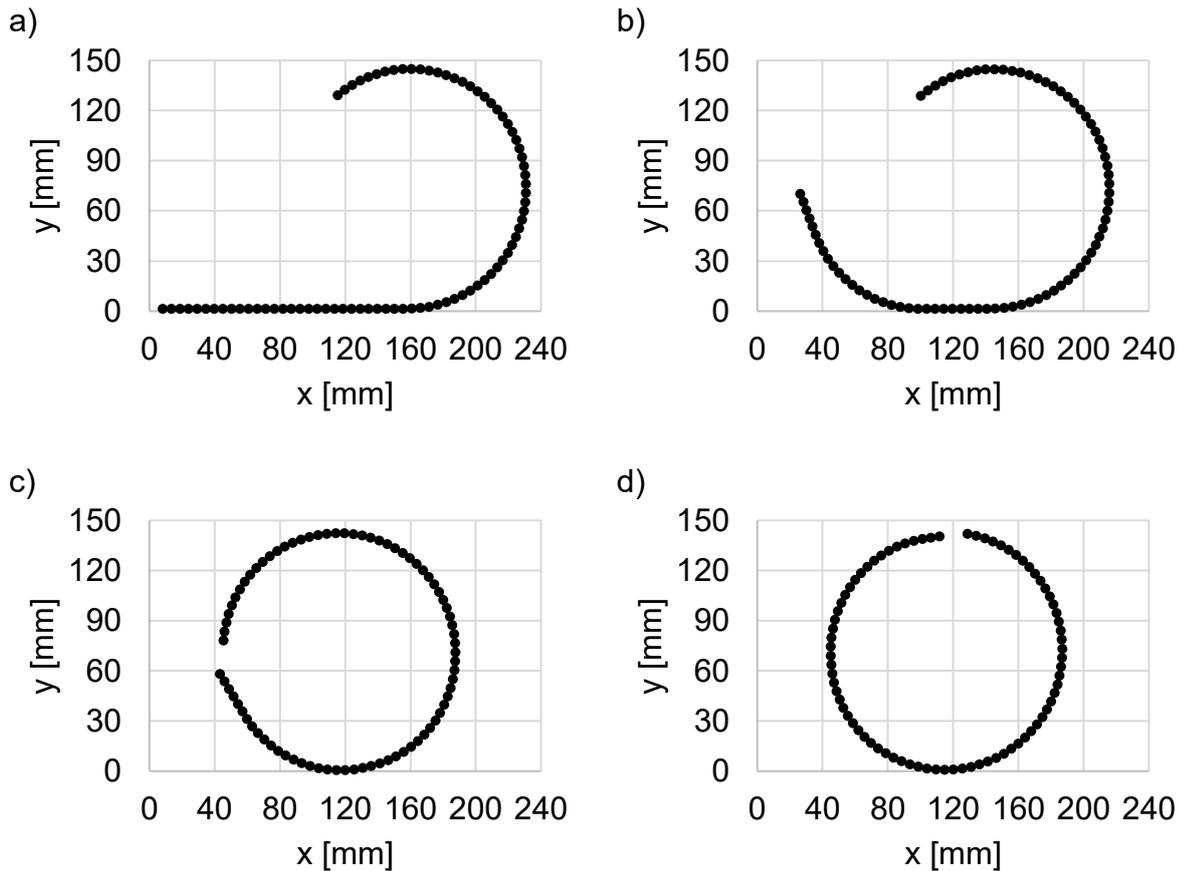
Die „Werkzeugübergabe“, d. h. die Deaktivierung des ersten und Aktivierung des nächsten Werkzeugs, erfolgt in drei weiteren Lastschritten, siehe Bild 5-26 c). Lastschritt 4 fixiert den zweiten Biegekern an der aktuellen Position. In Lastschritt 5 wird das erste Werkzeug deaktiviert. In Lastschritt 6 wird das zweite Werkzeug zu seiner Ausgangsposition bewegt, wobei das Flachpaket und alle anderen Biegekern sich widerstandsfrei mitbewegen. Im Rahmen dieser Forschungsarbeiten wurden diese Werkzeugübergaben mithilfe von APDL-Befehlen umgesetzt. Die sogenannten D-Befehle (engl.: *D commands*) dienen der individualisierten Anpassung von Freiheitsgraden und erweitern damit die objektbasierte Oberfläche in ANSYS Workbench.

Bild 5-27 stellt die Biegewerkzeuge und nummerierten Statorzähne des Flachpakets im Anfangszustand dar. Die Anfangspositionen der Biegekern  $x_{0,2-4}$  (vgl. Bild 4-3) unterteilen das Flachpaket in vier Abschnitte mit den Anfangslängen  $x_{SA,1-4}$ . Die Biegekerndurchmesser  $\varnothing_{1-4}$  und Winkel  $\alpha_{BK,1-4}$  legen die Geometrien der Biegekern fest. Die verschiedenen Biegevorgänge (Biegeoperationen 1-4) dienen dazu, jeden dieser Statorabschnitte rundzubiegen. Bevor jeder Biege- und Rückfederungsvorgang berechnet werden kann, muss die eben beschriebene Werkzeugübergabe stattgefunden haben. Während jedes Biegevorgangs ist demnach lediglich ein Biegekern aktiv. Die Zwischenergebnisse (vgl. Ergebnisgrößen der Biegeoperationen in Bild 4-3) werden gemäß der in Kapitel 5.1.3 vorgestellten Vorgehensweise ausgewertet. Am Ende eines Biegevorgangs werden die Koordinaten aller 80 Zahnkopfmittelpunkte  $Z_{P,1-80}$  extrahiert und mithilfe des Optimierungsalgorithmus (siehe Kapitel 5.1.3) ausgewertet. Diese Auswertung resultiert in zwei bis vier geometrischen Ergebnisgrößen für jede Biegeoperation, wie diese in Bild 4-3 festgelegt wurde.



**Bild 5-27:** Biegekern  $BK_{1-4}$  mit Startpositionen  $x_{0,2-4}$  und Statorabschnitten  $x_{SA,1-4}$

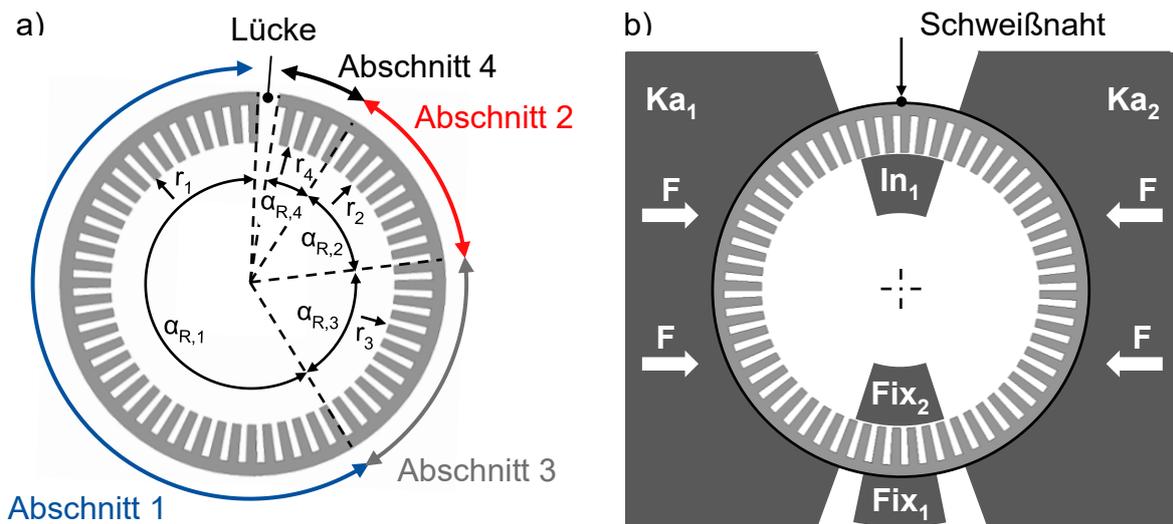
Bilder 5-28 a) - d) zeigen die Ergebnisse der Auswertung aller 80 numerisch ermittelten Zahnkopfmittelpunkte anhand der Werkstückkennwerte und Prozessparameter. Als Folge der Vorgabe, dass jeder Statorabschnitt gerundet werden soll, besteht ein Zusammenhang zwischen der Länge der Statorabschnitte  $x_{SA,1-4}$  und den Biegewinkeln  $\alpha_{B,1-4}$ . Das Ziel der weiteren Untersuchung ist es, den Zusammenhang Biegekerndurchmesser, neutraler Faser und umgeformter Werkstückgeometrie numerisch berechnen zu können und anhand dieser Berechnung Werte für die Länge der Statorabschnitte  $x_{SA,1-4}$ , die Biegewinkel  $\alpha_{B,1-4}$  und die Biegekerndurchmesser  $\varnothing_{1-4}$  abzuleiten.



**Bild 5-28:** Darstellung der exportierten Zahnkopfmittelpunkte  $Z_{P,i}$  aus dem FE-Modell nach  
a) Biegeoperation 1; b) Biegeoperation 2; c) Biegeoperation 3; d) Biegeoperation 4

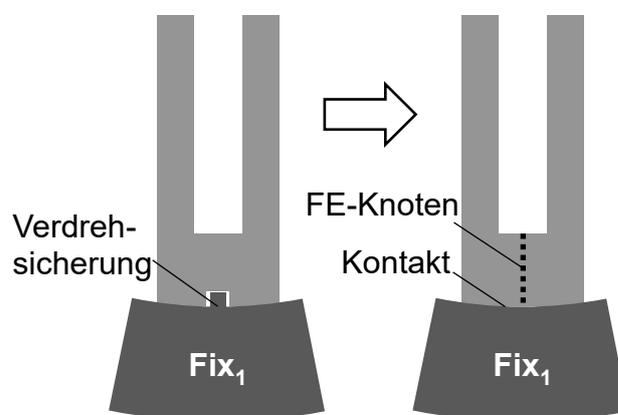
#### 5.4.2 Implementierung einer idealisierten Kalibrier- und Schweißoperation

Aufgrund der elastischen Rückfederung des Werkstücks kann der Biegeprozess nur so ausgelegt werden, dass nach dem letzten Biegevorgang eine Lücke zwischen beiden Statorenden entsteht, siehe Bild 5-29 a). Im realen Prozess wird diese Umformungslücke durch ein radiales Zusammendrücken des Stators während des Kalibrierprozess geschlossen. Dieser Kalibriervorgang ist nicht identisch mit der möglichen Rundheitskalibration (siehe Bild 4-1).



**Bild 5-29:** a) Stator mit gebogenen Statorabschnitten 1 bis 4 und den geometrischen Ergebnisgrößen einzelner Biegeoperationen; b) Kalibrierprozess zur Schließung der Anfangslücke mittels äußerer Backen ( $Ka_{1/2}$ ) und die Fixier- ( $Fix_{1/2}$ ) und Führungswerkzeugen ( $In_1$ )

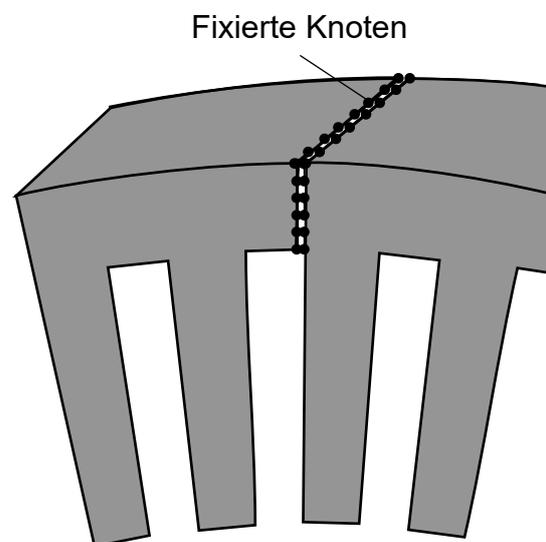
Vor der Entlastung des Werkstücks, wird der Stoß des Stators mittels Laserschweißverfahren auf der äußeren Mantelfläche stoffschlüssig verbunden. Daraus ergibt sich schlussendlich der kreisförmige Stator mit Rundheitsabweichungen. Mit dem Ziel die Rundheitsabweichungen vorausberechnen zu können, wird auch dieser fünfte Prozessabschnitt modelliert. Bild 5-29 a) zeigt den anfangs noch offenen Stator, in dem die einzeln gerundeten Statorabschnitte hervorgehoben sind. Bild 5-29 b) stellt die Werkzeuge des Kalibrierprozesses und den geschlossenen Stator schematisch dar. Die Ausrichtung des Werkstücks erfolgt mittels zwei Backen  $Fix_1$  und  $Fix_2$  mit definiertem Innen- und Außendurchmesser sowie einem quaderförmigen Passelement zur Verdrehsicherung. Das Lamellenpaket hat an einer definierten Position eine außenliegende Nut (ca.  $2 \times 2$  mm), das Passelement stellt die rotatorische Ausrichtung sicher, siehe Bild 5-30.



**Bild 5-30:** Idealisierung der Statoraußennut zur Ausrichtung und Verdrehsicherung

Mithilfe der beiden äußeren Backen  $Ka_1$  und  $Ka_2$  wird die Außengeometrie weggesteuert auf einen vordefinierten Wert kalibriert. Dabei dient ein zweiter innenliegender Gegenhalter  $In_1$  dazu, dass beide Statoren nicht nach innen einknicken können. Das Werkzeug  $In_1$  wird als Teil eines Rings mit definiertem Innen- und Außendurchmesser modelliert. Im Simulationsmodell wird auf die außenliegende Nut im Stator verzichtet. Stattdessen wird die Ausrichtung des Werkstücks durch eine Fixierung der Knotenpunkte an der identischen Stelle realisiert, siehe Bild 5-30.

Während des Kalibrierens wird die Außengeometrie des Flachpakets in die Innengeometrie der Kalibrierwerkzeuge gepresst. Bei dem Vorgang nähern sich die beiden Statoren ständig weiter an und berühren sich, je nach Auslegung des Werkstücks und der Kalibrierwerkzeuge. Dazu werden im Modell reibungsbehaftete Kontakte zwischen beiden Statoren aufgebracht. Am Ende des Kalibriervorgangs stehen beide Statoren direkt voreinander. Abhängig vom Ergebnis der vorgelagerten Biegeoperationen kommt es jedoch zu einer Lücke mit Höhenversatz in  $y$ -Richtung, siehe Bild 5-29 a). Dieser Höhenversatz wirkt sich negativ auf die nachfolgende Schweißoperation aus. Im Produktionsprozess ist aus diesem Grund ein Pressvorgang integriert worden, bei dem ein Stößel über die axiale Länge des Stators mit einer definierten Kraft auf die höhere Stoßstelle drückt. Auch dieser Vorgang wurde in das Modell übernommen. Bild 5-31 b) hebt die Knotenpunkte an der Stoßstelle hervor, deren Freiheitsgrade im FE-Modell anschließend gesperrt werden, um den Schweißvorgang nachzubilden. Das abschließende Wegfahren aller Kalibrierwerkzeuge führt zu einer elastischen Entlastung des gefügten Stators und damit zur Fertigstellung der Statorgeometrie. Die Vereinfachung der Fügeoperation dient hauptsächlich dazu, Einflüsse auf die globale Geometrie des Stators ermitteln zu können. Lokale Abweichungen in der direkten Umgebung der Schweißstelle, beispielsweise der Verzug durch Temperatureinwirkungen, werden in der beschriebenen FE-Modellierung vernachlässigt.



**Bild 5-31:** Fixierte FE-Knotenpunkte an der Stoßstelle

### 5.4.3 Export und Evaluierung der resultierenden Geometriedaten

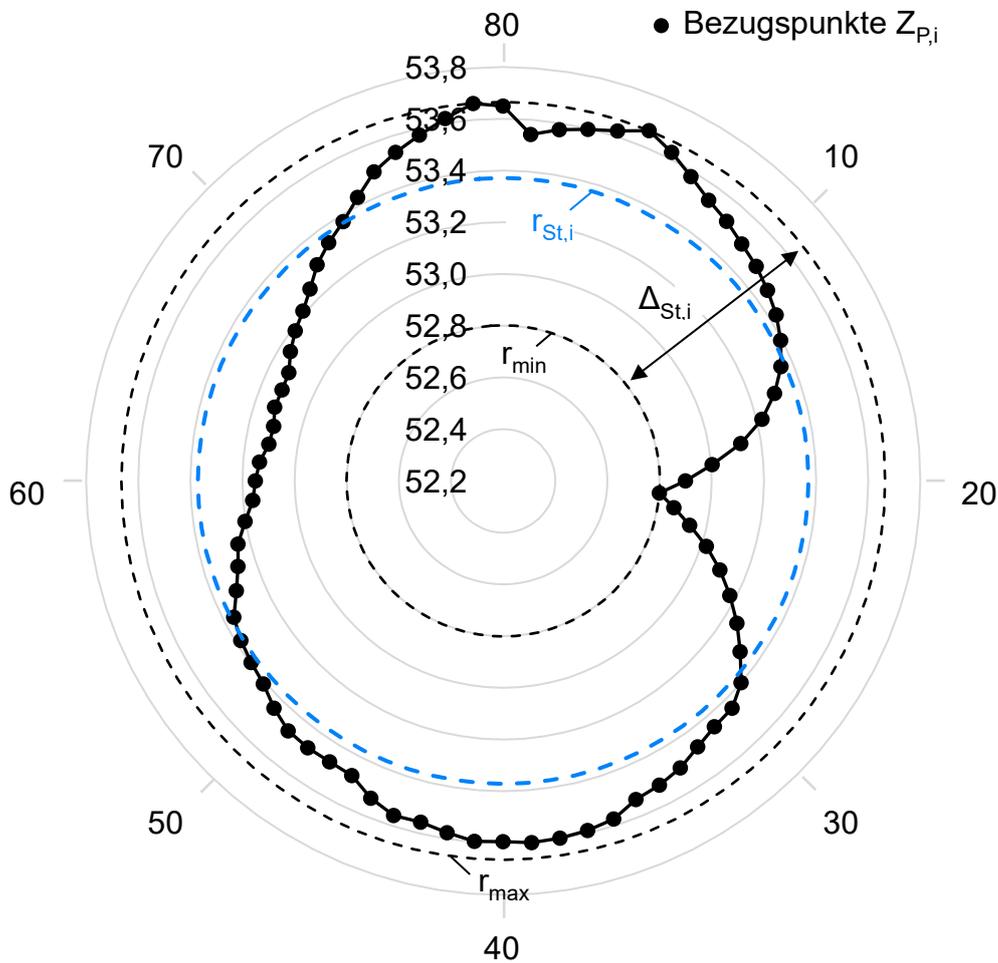
Der in dieser Arbeit betrachtete Fertigungsprozess schließt mit einer kombinierten Kalibrier- und Fügeoperation ab. Die relevanten geometrischen Ergebnisgrößen nach diesem Vorgang setzen sich aus dem mittleren Radius  $r_{St,i}$  und den inneren Rundheitsabweichungen  $\Delta_{St,i}$  des Stators zusammen. Diese Ergebnisgrößen lassen mit den Standardfunktionen des ANSYS-Post-Prozessors nicht ermitteln. Mittels einer Analyse der bereits beschriebenen und deklarierten Bezugspunkte  $Z_{P,i,1-80}$  lässt sich eine Berechnungen dieser geforderten Ergebnisgrößen jedoch durchführen. Die Bezugspunkte befinden sich gemäß Kapitel 5.1.1 in der Mitte der Zahnköpfe des genuteten Eisenkerns. Für den Export dieser Koordinaten wird das APDL-Skript des Kapitels 5.1.3 auf die Zahnkopfmittelpunkte angewendet. Das Ergebnis ist eine 4-spaltige Tabelle mit jeweils 80 Werten für die Punktnummern, die x-, y- und z-Koordinaten. Wird die Rundheit an einer axialen Position ausgewertet, kann angenommen werden, dass sich alle Bezugspunkte in einer Ebene befinden. Aus diesem Grund werden in dieser Analyse lediglich die x- und y-Werte weiter untersucht. Mithilfe des Optimierungsalgorithmus in Gleichung (5-10) werden nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate ein bestangepasster Mittelpunkt (best fit; mit  $x_0$  und  $y_0$ ) und ein Radius  $r_{St,i}$  ermittelt, welche zur exportierten Punktemenge den optimalen Kreis beschreiben. Dabei sind die Koordinaten der 80 Bezugspunkte mit  $x_n$  und  $y_n$  deklariert.

$$\min_{x_0, y_0, r_{St,i} \in \mathbb{R}^+} \left( \sum_{n=1}^{80} \left( (x_n - x_0)^2 + (y_n - y_0)^2 - r_{St,i}^2 \right)^2 \right) \quad (5-10)$$

Das Netzdiagramm in Bild 5-32 zeigt den Abstand zwischen jedem der n Bezugspunkte ( $x_n$  und  $y_n$ ) des FE-Modells und dem berechneten Mittelpunkt ( $x_0$  und  $y_0$ ) als Funktion an. Weiterhin dienen diese Radiuswerte zur Berechnung des mittleren Radius  $r_{St,i}$  und der Differenz  $\Delta_{St,i}$  zwischen dem größten und dem kleinsten Wert. Dieser Differenzwert stellt sich als essenzieller Referenzwert für die Auslegung des Luftspalts zwischen Stator und Rotor dar (siehe Kapitel 2.1.2.3). Damit ist dieses Diagramm von zentraler Bedeutung für die Analyse und die Optimierung des Flachpaketprozesses.

Das Simulationsmodell zur Berechnung des gesamten Flachpaketprozesses setzt sich aus den folgenden Modellen zusammen: das verifizierte und verkettete Biegemodell des Statorkerns (Kapitel 5.1), das validierte Ersatzmodell der Statorwicklungen (Kapitel 5.3) sowie die abschließenden Kalibrier- und Fügeoperation (Kapitel 5.4.2). Damit besteht nun die Möglichkeit, Abhängigkeiten der Ergebnisgrößen (mittlerer Statorradius  $r_{St,i}$  und Rundheitsabweichungen  $\Delta_{St,i}$ ) von Werkstückkennwerte und Prozessparametern zu berechnen. Die Werkstückgrößen werden unterteilt in die Materialeigenschaften des Statorkerns und der Wicklungen sowie in die geometrischen Eigenschaften der beiden Komponenten. Die berücksichtigten Prozessparameter setzen sich zusammen

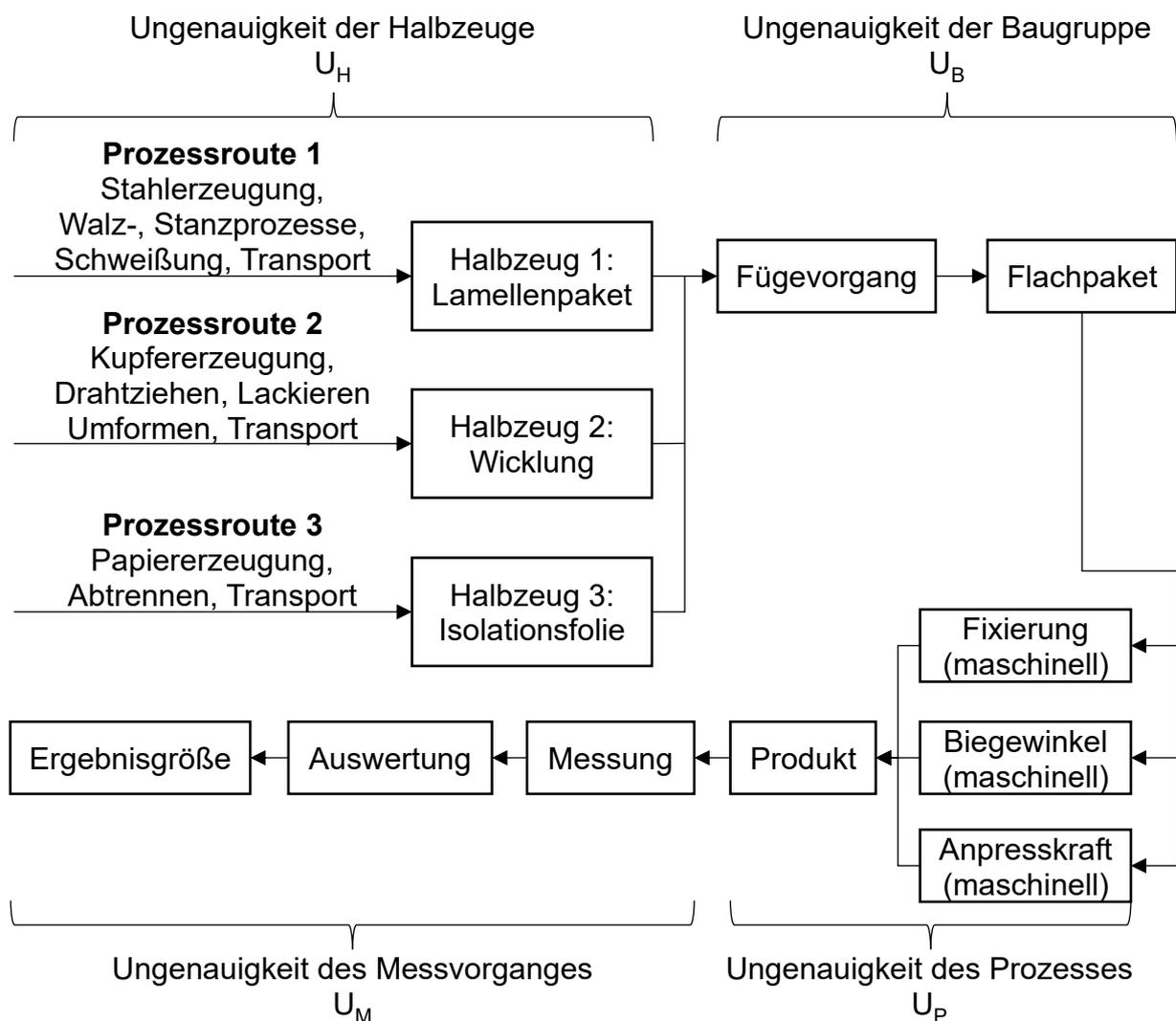
aus dem Durchmesser des Biegekerns, den eingestellten Biegewinkeln, den Vorspannkraften der Biegekerne und den Positionen, an denen die Biegekerne mit dem Werkstück interagieren (siehe Kapitel 5.1.2). In Kapitel 6 werden Methoden zur Validierung des Prozessmodells vorgestellt und in Kapitel 7 folgen dann Maßnahmen zur Optimierung des Flachpaketprozesses in der realen Großserienproduktion auf Basis des vorgestellten FE-Modells.



**Bild 5-32:** Darstellung der mittels FE berechneten Abstände zwischen den Bezugspunkten  $Z_{P,i}$  und dem dazugehörigen, bestangepassten Mittelpunkt (best fit) sowie des mittleren Radius  $r_{St,i}$  und den maximalen Rundheitsabweichungen  $\Delta_{St,i}$

## 6 Validierung mittels experimenteller Untersuchungen

Die entwickelten FE-Modelle dienen der Berechnung der Ergebnisgrößen des realen Prozesses in Abhängigkeit von Werkstückkennwerte und Prozessparameter. Aus den Verlustbetrachtungen von Statoren in Kapitel 2.1.2 lassen sich Fragestellungen bezüglich des Einflusses von Werkstückeigenschaften (z. B. die Magnetisierbarkeit des Statorwerkstoffes oder die Querschnittsgeometrie der Lamellen) und Prozessgrößen (z. B. der erreichbare Füllfaktor und die prozessbedingte Beschädigung von Komponenten) auf die Leistungsfähigkeit des Stators ableiten. Dieses Kapitel widmet sich der experimentellen Validierung der modellbasierten Vorhersage bezüglich der bereits eingeführten geometrischen Ergebnisgrößen und liefert damit einen weiteren qualitativen Beitrag zur Erreichung der Zielsetzung dieser Arbeit.



**Bild 6-1:** Prozessablauf von der Halbzeugherstellung bis zur fertigen Baugruppe mit Kategorien auftretender Ungenauigkeiten (Halbzeug  $U_H$ , Baugruppe  $U_B$ , Prozess  $U_P$  und Messvorgang  $U_M$ )

Die Bestimmung der Ergebnisgrößen wie etwa der mittlere Radius oder die Rundheitsabweichungen des gebogenen Stators in Abhängigkeit von der Werkstückkennwerte und Prozessparameter durch experimentelle Versuche und die Sicherstellung der notwendigen Wiederholgenauigkeit unterliegt einer Kette von möglichen Fehlerquellen. Deren Auswirkungen müssen in der Versuchsplanung berücksichtigt und minimiert werden. Bild 6-1 stellt die Kette von der Halbzeugherstellung, über den Versuch bis zur Ermittlung der o. g. Ergebnisgrößen dar. So durchlaufen die Stator-komponenten Stator-kern, Wicklung und Isolationsfolie jeweils eine mehrstufige Herstellungsrouten, wobei jede Stufe eine zusätzliche Unsicherheit darstellt. Anhand der in Kapitel 4.3 beschriebenen Vorversuche lassen sich Wiederholgenauigkeiten identifizieren, die in die Gesamtbetrachtung der Modellgüte einfließen. Weiterhin ist eine Ermittlung der Maschineneinstellung, also der Versuchsbedingungen, unumgänglich. Letztendlich birgt der Mess- und Auswertevorgang weitere Risiken für Ungenauigkeiten in der Bestimmung der gesuchten Zusammenhänge.

## **6.1 Vorgehensweise der experimentellen Geometriemessung und -auswertung**

Der mehrstufige Flachpaketbiegeprozess enthält eine Vielzahl an Einflussgrößen, welche die Komplexität des betrachteten Prozesses ausmachen. Ein erster Schritt zur Reduktion dieser Komplexität wurde bereits in Kapitel 4.2 vorgestellt, indem Biegeoperationen mit spezifischen Ergebnisgrößen bestimmt wurden. Im Vergleich zu einer Betrachtung des gesamten Fertigungsprozesses der vollständigen Statorbaugruppe, ermöglicht diese systematische Unterteilung eine einfachere Zuordnung von Prozessparametern zu den korrelierenden Ergebnisgrößen. In einem Biegevorgang wird der Einfluss von lediglich vier Prozessparametern auf drei geometrische Ergebnisgrößen untersucht. Im gesamten Prozess muss der Einfluss von 16 Prozessparametern auf die Ergebnisgrößen mittlerer Statorradius und Rundheitsabweichungen bewertet werden.

Im Folgenden findet eine Unterscheidung zwischen der Validierung der FE-Modelle einzelner Biegeoperationen und der Validierung des mehrstufigen Prozessmodells mit abschließender Kalibrier- und Fügeoperation (Prozessschritt 5) statt. Die geometrischen Ergebnisgrößen realer Statoren in den einzelnen Biegeoperationen 1 bis 4 (siehe Bild 4-3) wurden mittels 3D-Scan-Technologie bestimmt (Kapitel 6.1.1). Aufgrund der hohen Genauigkeitsanforderungen bezüglich der Rundheit des gefügten Stators nach Beendigung des fünften Prozessabschnitts (direkter Zusammenhang zum Luftspalt) wurden der mittlere Statorradius und die Rundheitsabweichungen basierend auf Koordinatenmessungen erhoben (Kapitel 6.1.2). Die Ergebnisse der beiden experimentellen Versuchsreihen mit realen Statoren werden direkt mit den FE-Ergebnissen verglichen.

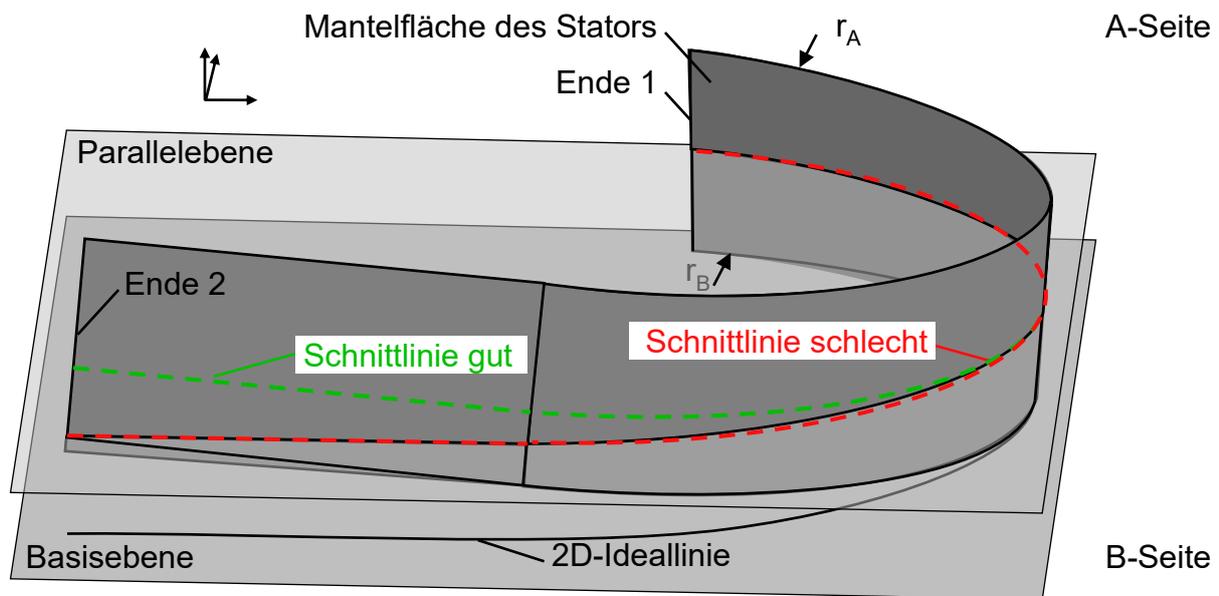
### **6.1.1 Bestimmung der Werkstückgeometrien nach einzelnen Biegeoperationen**

Die 3D-Scan-Technologie eignet sich für die schnelle Digitalisierung von Objekten, deren geometrische Ausprägungen vorab nicht zwingend bekannt sein müssen. Der hier verwendete

Einscan-Pro der Firma Shining 3D basiert auf der in Kapitel 2.2.4.2 eingeführten Streifenprojektion und detektiert Abstände zu opaken Körpern mit einer Toleranz von 0,05 mm. Zusammenwirkend mit einem computergesteuerten Drehtisch kann die Oberfläche von Objekten automatisiert aus einer vordefinierten Anzahl an Ansichten berührungslos erfasst werden. Dabei entsteht in jeder Winkelstellung eine Punktwolke infolge der Triangulationsberechnungen. Mithilfe der integrierten Mustererkennung fügt die Software Shining 3D die Einzelaufnahmen zu einer dreidimensionalen Punktwolke zusammen. Abschließend wird die Punktwolke mithilfe von Dreiecksfacetten zu einem Oberflächenmodell des Objektes umgewandelt und als STL-Datei gespeichert. Am Beispiel der erzeugten Werkstückgeometrie nach der zweiten Biegeoperation wurde in Kapitel 4.2 die Annahme postuliert, dass sich die Mantelfläche des Stators durch zwei Kreisbögen mit jeweils einem Radius und einem Mittelpunktswinkel sowie zwei tangential anliegenden Geraden mit jeweils einer spezifischen Länge definieren lässt. Weiterhin wurde angenommen, dass dieser Linienzug eine konstante Ausprägung in z-Richtung aufweist. Das Ziel der Messung ist es, diese Annahmen zu überprüfen und anschließend die gewünschten Ergebnisgrößen zu ermitteln, sodass diese mit den Simulationsergebnissen verglichen werden können. Die weitere Auswertung der Statorgeometrie wurde in der Software GOM Inspect vollzogen.

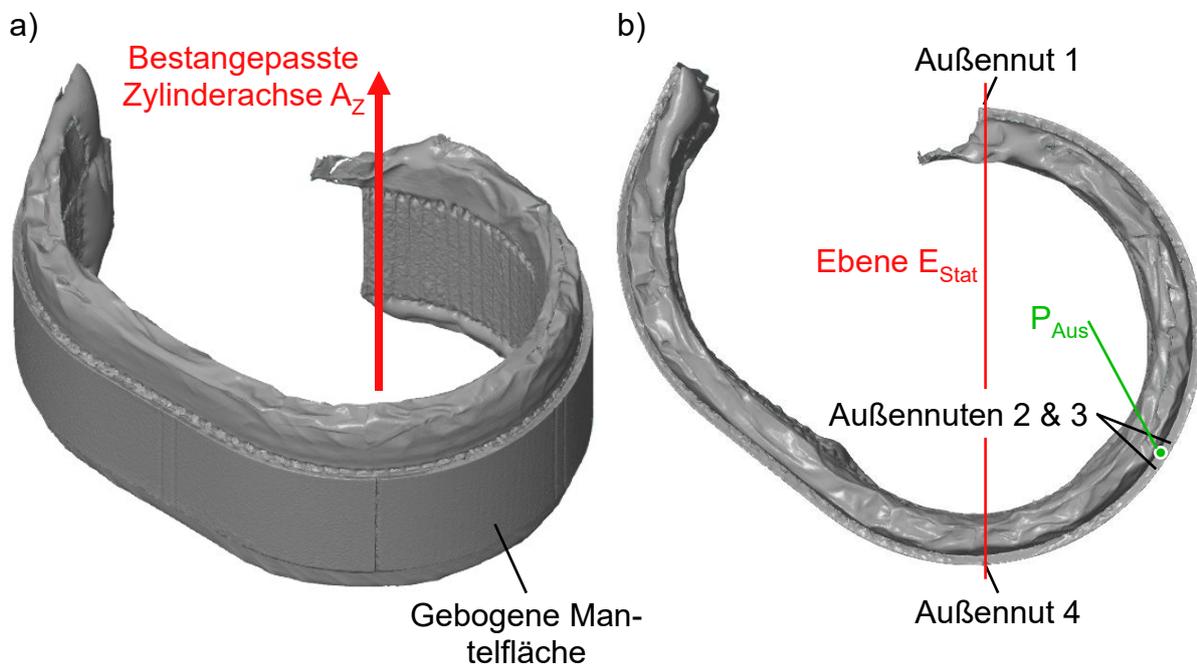
Nach dem Import der STL-Datei in das Programm erfolgt die Ausrichtung des Oberflächenmodells im Raum. Eine Forderung für die Geometrieauswertung besteht darin, dass die Ausrichtung ausschließlich in Abhängigkeit vom zuerst gebogenen Statorabschnitt erfolgen muss. Nur so kann die gleiche Vorgehensweise zur Ausrichtung des Facettenmodells für die Ergebnisse der verschiedenen Biegeoperationen verwendet werden. Bild 6-2 stellt die Mantelfläche eines Stators nach Beendigung der ersten Biegeoperation schematisch dar. Eine orthogonale Ausrichtung der Kante, mit Ende 1 bezeichnet, zur x-y-Ebene im Koordinatenursprung zeigt die Herausforderungen, die bei der Geometrieauswertung des realen Stators auftreten.

Insbesondere der gebogene Abschnitt weist - entgegen der Annahme einer zylindrischen Mantelfläche - eine konische Form auf. Es besteht eine Radiusdifferenz ( $r_A$  und  $r_B$ ) zwischen der A- und B-Seite. Damit weicht die Geometrie von der 2D-Ideallinie mit einer konstanten Ausprägung in z-Richtung ab. Bei genauer Betrachtung führt dies dazu, dass die Lamellen nach der Umformung nicht parallel zur Basisebene liegen, sondern sich leicht spiralförmig von dieser abheben. Folglich würde aufgrund der schlechten Ausrichtung der Schnittebene parallel zur Basisebene eine schlechte Schnittlinie (rot) entstehen und eine nicht repräsentative 2D-Kontur ergeben. Die grüne gute Schnittlinie in Bild 6-2 deutet hingegen einen Verlauf an, der die Kontur des gebogenen Stators deutlich besser repräsentieren würde. Für die reproduzierbare Erstellung einer solchen Schnittlinie wurden im Rahmen dieser Arbeit Handlungsvorschriften zur Ausrichtung des Facettenmodells im Raum entwickelt.



**Bild 6-2:** Schematische Extremdarstellung der Mantelfläche und der Abweichungen von der angenommenen Idealgeometrie

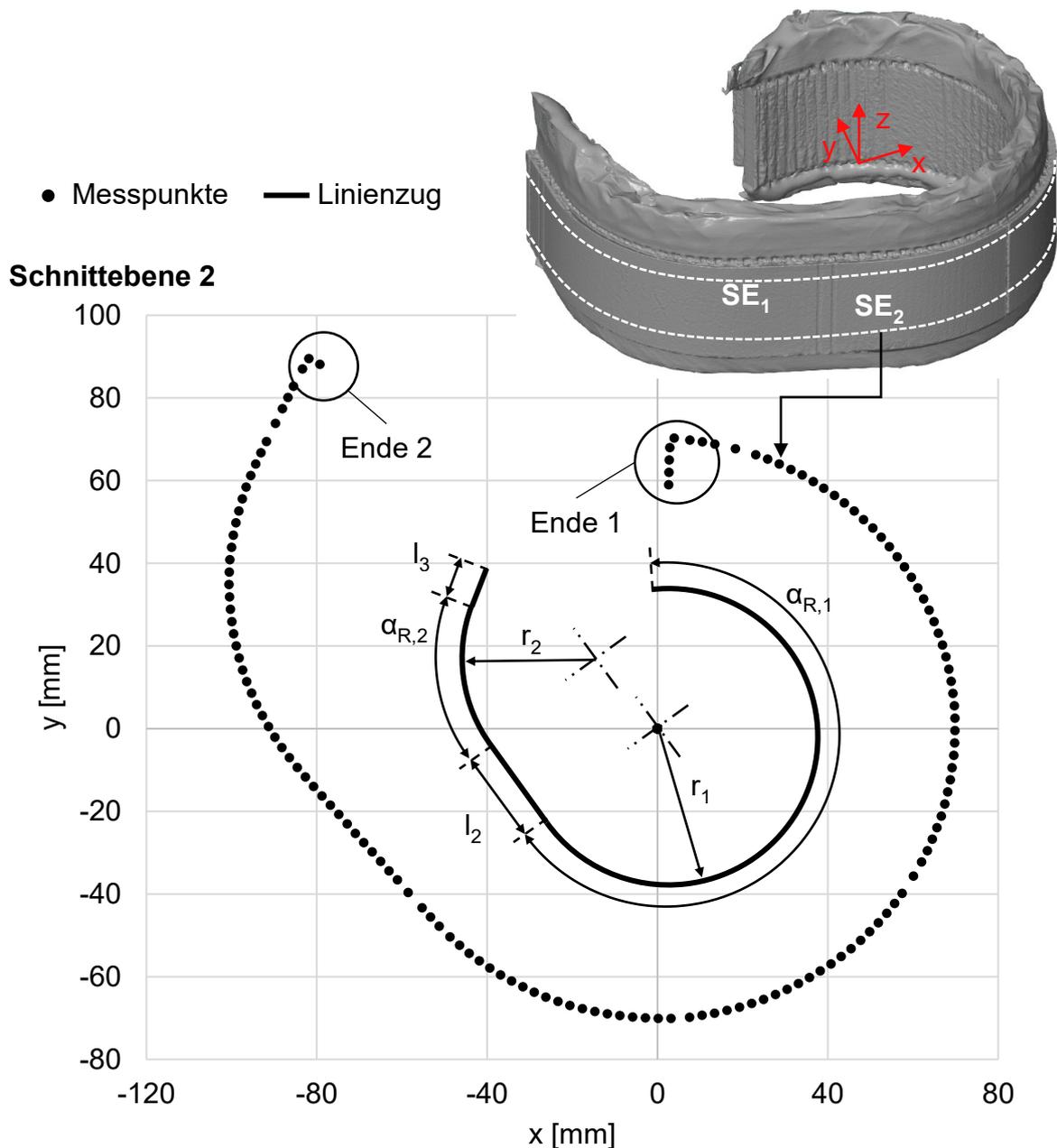
In GOM Inspect lassen sich Facettenmodelle ausrichten. Am Beispiel des Facettenmodells eines Stators nach Beendigung der zweiten Biegeoperation in Bild 6-3 a) werden Dreiecksfacetten auf der bereits gebogenen Mantelfläche selektiert. Die Software enthält Algorithmen zur Ermittlung eines bestangepassten Zylinders mit einer Zylinderachse  $A_z$ .



**Bild 6-3:** a) Ermittlung einer bestangepassten Zylinderachse  $A_z$  auf Basis der Dreiecksfacetten auf der gebogenen Mantelfläche; b) Draufsicht auf die Deckfläche mit Außennuten 1 bis 4 sowie die Ermittlung der Ebenen  $E_{Stat}$  und Punkt  $P_{Aus}$

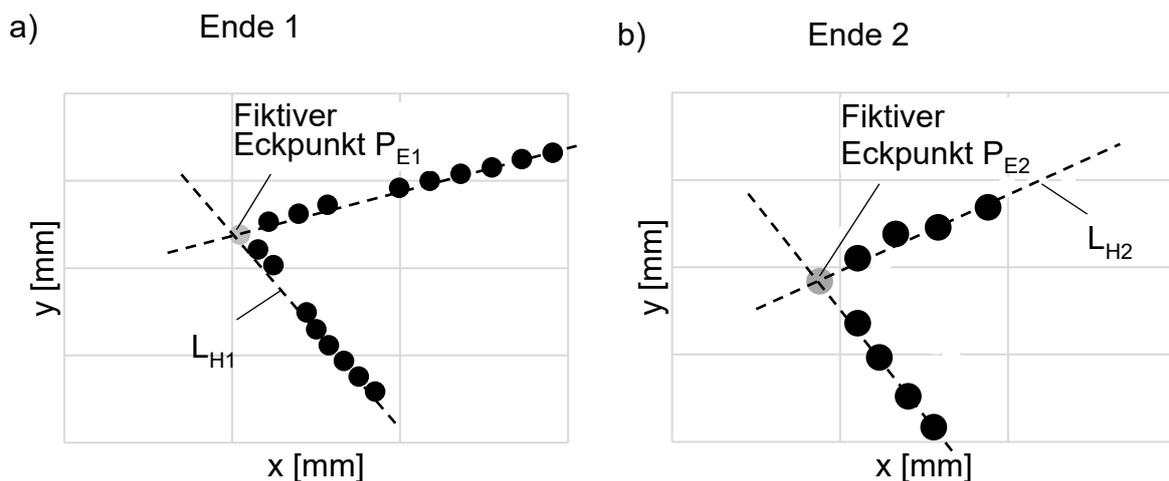
Diese Zylinderachse wird entlang der z-Achse des Referenzkoordinatensystems ausgerichtet. Aus konstruktiven Gründen befinden sich entlang der Mantelfläche des Stators mehrere Nuten mit verschiedenen Querschnitten. Diese werden für den weiteren Verlauf als Außennut 1 bis 4 bezeichnet, siehe Bild 6-3 b). In der Software wird eine Ebene  $E_{\text{Stat}}$  durch die nach rechts gerichteten Flanken der Außennuten 1 und 4 gelegt. Im nächsten Schritt der Ausrichtung des Modells erfolgt eine Vorgabe, dass diese Ebene parallel zur y-z-Ebene des Referenzkoordinatensystems liegen muss. Abschließend erfolgt eine Selektion des Punktes  $P_{\text{Aus}}$  auf der Deckfläche des Stator kernels (zwischen Außennut 2 und 3). Dieser Punkt wird deckungsgleich an die x-y-Ebene des Referenzkoordinatensystems ausgerichtet. Mit diesen Handlungsvorschriften liegt der erste Biegeabschnitt des Stators immer im Mittelpunkt des Referenzkoordinatensystems. Die Lage des Modells ist unabhängig von der Anzahl bereits durchgeführter Biegeoperationen. Die Reproduzierbarkeit zeigt eine hohe Abhängigkeit vom Anwender, da dieser die Dreiecksfacetten selektiert. Aus diesem Grund wurden Bereiche ermittelt, in denen die Selektion der Dreiecksfacetten liegen muss, damit das Ergebnis um weniger als 0,2 mm durch den Anwender beeinflusst wird.

Im nächsten Schritt ermöglicht die Software eine Extraktion von Schnittpunkten zwischen einer vorgegebenen Schnittebene und dem Facettenmodell. Bild 6-4 zeigt das ausgerichtete Facettenmodell des Stators nach dem 2. Biegevorgang mit zwei Schnittebenen  $SE_1$  und  $SE_2$  parallel zur x-y-Ebene. Jede Schnittebene ergibt eine Anzahl von etwa 450 Messpunkten auf der Mantelfläche des Stators, die mittels Koordinatentransformation intuitiv umpositioniert werden. Außerdem zeigt das Bild exemplarisch ein Diagramm mit den x- und y-Werten der Messpunkte von Schnittebene  $SE_2$  sowie einen Messkonturverlauf zur Auswertung der geometrischen Ergebnisgrößen der zweiten Biegeoperation. Die Auswertung erfolgt nach dem gleichen Prinzip wie die geometrische Auswertung der FE-Ergebnisse in Kapitel 5.1.3. Die geometrischen Größen ( $\alpha_{R,1}$ ,  $r_1$ ,  $l_2$ ,  $\alpha_{R,2}$ ,  $r_2$  und  $l_3$ ) werden in einer Excel-basierten Optimierungsrechnung variiert, bis der Messkonturverlauf optimal an die Messpunkte angenähert ist. Zusätzlich zum Messkonturverlauf hebt Bild 6-4 die beiden Enden des gebogenen Flachpakets hervor.



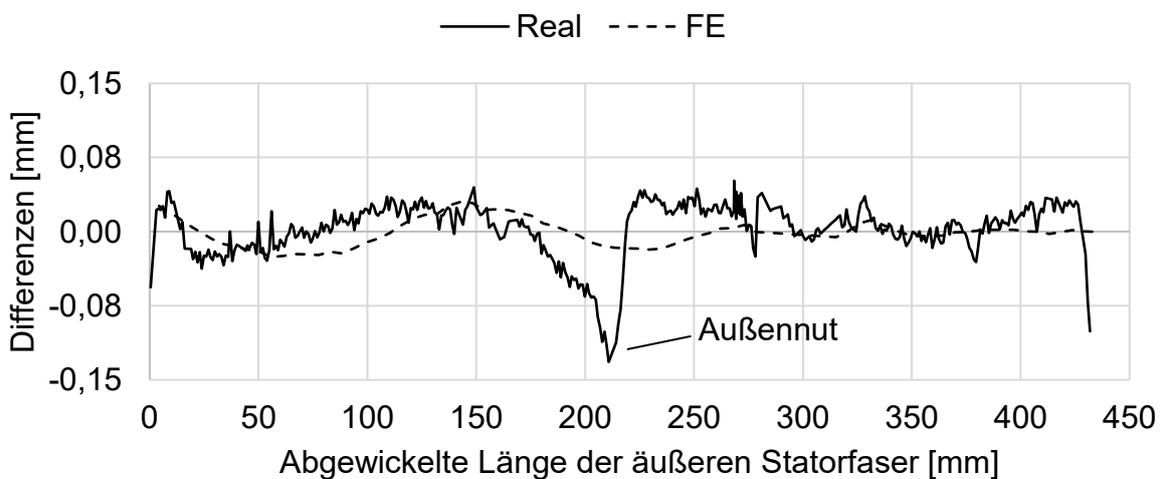
**Bild 6-4:** Ausgerichtetes Modell mit Schnittebenen  $SE_1$  und  $SE_2$ . 2D-Darstellung des Schnittverlaufs nach Koordinatentransformation auf Schnittebene  $SE_2$  mit Messpunkten und dem Messkonturverlauf basierend auf geometrischen Ergebnisgrößen

Aufgrund von störenden Reflexionseffekten an den Kanten war eine reproduzierbare Messung der exakten Position der Eckpunkte  $P_{E1}$  und  $P_{E2}$  nicht möglich. Bilder 6-5 a) und b) zeigen Beispiele der gemessenen Punkte an den beiden Statorenden. Aus diesem Grund wurden dem Optimierungsalgorithmus die Randbedingungen hinzugefügt, dass eine unbekannte Anzahl (größer als 0) an Punkten orthogonal zum Ende des Messkonturverlaufs liegen muss. Die Schnittpunkte zwischen dem Messkonturverlauf und den beiden orthogonalen Hilfslinien  $L_{H1}$  und  $L_{H2}$  ergeben die fiktiven Eckpunkte  $P_{E1}$  und  $P_{E2}$ .



**Bild 6-5:** Analyse der Lage der fiktiven Eckpunkte des Stators  $P_{E1}$  und  $P_{E2}$  anhand der Hilfslinien  $L_{H1}$  und  $L_{H2}$  von a) Ende 1; b) Ende 2 gemäß Bild 6-4

Das Identifizieren der Eckpunkte mit einer wiederholbaren Prozedur ist Grundlage für die Längenberechnung der äußeren Faser des digitalisierten Stators am Ende der einzelnen Biegevorgänge. Ähnlich wie bei der Auswertung der FE-Ergebnisse (Kapitel 5.1.3) ermöglicht auch diese Vorgehensweise die Erstellung eines Fehlerbildes. Dabei wird ebenfalls der orthogonale Abstand zwischen den Messpunkten und dem Messkonturverlauf berechnet und in einem Diagramm ausgegeben, siehe Bild 6-6. Die zurückgelegte Strecke auf der betrachteten Außenfaser, beginnend in Eckpunkt  $P_{E1}$ , ist auf der Abszisse aufgetragen, der orthogonale Abstand zwischen Messkonturverlauf und Messpunkt auf der Ordinate. Der Verlauf zeigt größere Unstetigkeiten als das FE-basierte Ergebnis, welches beispielhaft als gestrichelte Linie zu sehen ist. Diese Unterschiede sind in der Messungengenauigkeit und in Oberflächenfehlern des gebogenen Statorkerns begründet.



**Bild 6-6:** Darstellung des orthogonalen Abstands zwischen Messkonturverlauf und den Messpunkten beginnend im Eckpunkt  $P_{E1}$  am rechten Ende des Stators

Größere negative Ausschläge sind im Bereich der Außennut 4 und im Bereich der Statorenden zu sehen. Die Außennuten wurden im FE-Modell vernachlässigt. Mit Ausnahme der Differenzen im Bereich der Außennut 4 werden die Verläufe der beiden Kurven als ähnlich bewertet. Während der Auswertung experimenteller Ergebnisse konnte festgestellt werden, dass die Querschnittsgeometrien in den Schnittebenen  $S_{E1}$  und  $S_{E2}$  (siehe Bild 6-4) voneinander abweichen. Diese Tatsache erschwerte ebenfalls die Ausrichtung des Stators (siehe Bild 6-3). Die abschließende Quantifizierung der Statorgeometrie erfordert daher die geometrische Größe der Konizität. Tabelle 6-1 gibt die Werte zahlreicher weiterer geometrischer Ergebnisgrößen auf den beiden Schnittebenen in der ersten und zweiten Zeile exemplarisch an.

**Tabelle 6-1:** Experimentelle, geometrische Ergebnisgrößen ( $\alpha_{R,1}$ ,  $r_1$ ,  $l_2$ ,  $\alpha_{R,2}$ ,  $r_2$ ,  $l_3$  und  $l_{ges}$ ) zweier Schnittebenen  $S_{E1}$  und  $S_{E2}$  eines einzelnen Stators nach der 2. Biegeoperation (Bild 6-4) mit Angabe der absoluten und relativen Differenzen

Ergebnisgröße	$\alpha_{R,1}$	$r_1$	$l_2$	$\alpha_{R,2}$	$r_2$	$l_3$	$l_{ges}$
$S_{E1}$ [mm]	226,66	70,06	45,85	67,36	70,04	26,48	431,83
$S_{E2}$ [mm]	227,28	69,89	45,83	68,01	70,08	26,22	432,46
Differenz [mm]	-0,63	0,18	0,02	-0,65	-0,03	0,26	-0,63
Differenz [%]	-0,28	0,25	0,04	-0,96	-0,05	0,97	-0,15

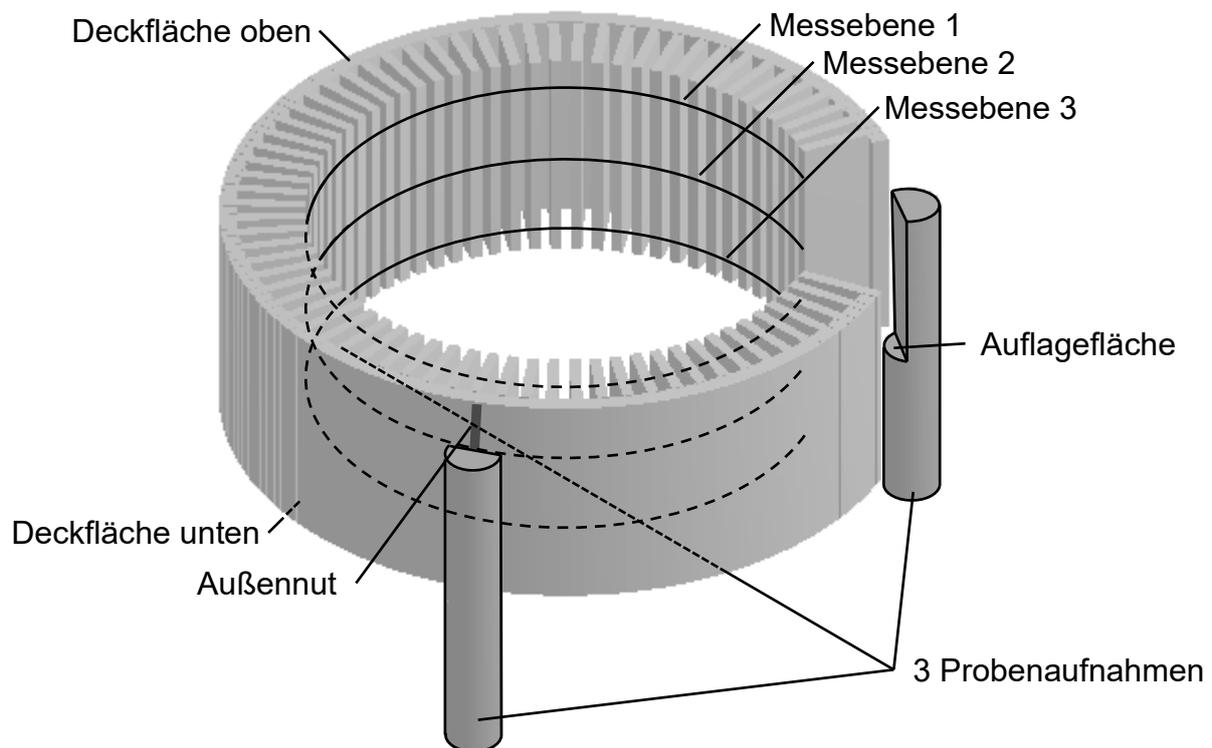
Zeile drei und vier zeigen die absoluten und relativen Differenzen zwischen den Ergebnisgrößen der beiden Schnittebenen. Bei den folgenden Auswertungen der experimentellen Untersuchungen wird der größte Betrag der relativen Differenzwerte (in diesem Beispiel 0,97 %) angegeben, um die Konizität des Facettenmodells zu beschreiben. Die beschriebene Vorgehensweise zur Digitalisierung und Überführung der Punktwolken in Ergebnisgrößen ermöglicht eine reproduzierbare Bewertung der Statorgeometrie am Ende einzelner Biegevorgänge und damit einen direkten Vergleich mit den Ergebnissen der FE-Berechnungen. Kapitel 6.2 behandelt die Validierung des Prozessmodells anhand des hier gezeigten Ablaufs.

### 6.1.2 Rundheitsmessung des geschlossenen Stators

Die finale Geometrie des Werkstücks nach Beendigung aller Biegeoperationen sowie des Kalibrier- und Fügevorganges wurde mithilfe einer Koordinatenmessmaschine der Firma Renishaw mit einer Messgenauigkeit von  $\pm 0,01$  mm ermittelt. Aufgrund des Kalibriervorgangs beim Fügen des Stators liegen die Statorinnendurchmesser in einem Toleranzfeld von  $\pm 0,5$  mm.

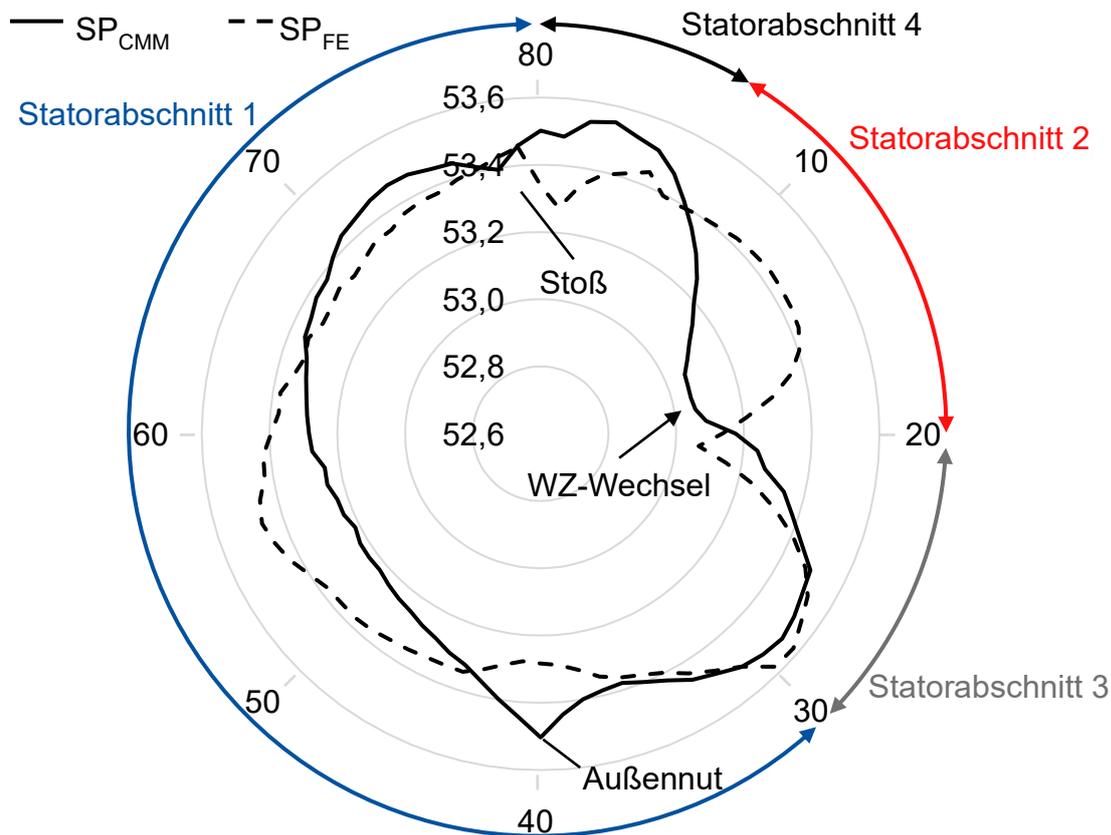
Der Messvorgang beginnt mit dem Einlegen des Stators in die drei rotationssymmetrischen Probenaufnahmen, siehe Bild 6-7. Auch hier dient die Nut in der Mantelfläche des Stators (vgl. Bild 5-31 a) zur Verdrehsicherung. Durch die Kalibrieroperation weist der Stator eine nahezu

ebene untere Deckfläche auf, die in diesem Messvorgang die Positionierung vervollständigt. Das CNC-Programm zur Steuerung der Achsen des Kugeltasters enthält Programmabschnitte zur Rundheitsmessung der inneren und äußeren Mantelfläche und Abschnitte zur Messung der Ebenheit sowie Parallelität der oberen und unteren Deckfläche. Die Rundheitsmessung der inneren Statorgeometrie unterteilt sich in drei Messebenen, eine mittlere und zwei Ebenen jeweils in 5 mm Entfernung zur A- und B-Seite. In jeder Messebene wird der Kugeltaster einzeln an die Zahnköpfe gefahren. Bei einer Kontaktdetektion zwischen Prüfkörper und Kugeltaster werden die Koordinaten aufgezeichnet. Jede Messebene enthält 80 x- und y-Koordinaten, welche in einer Text-Datei gespeichert werden.



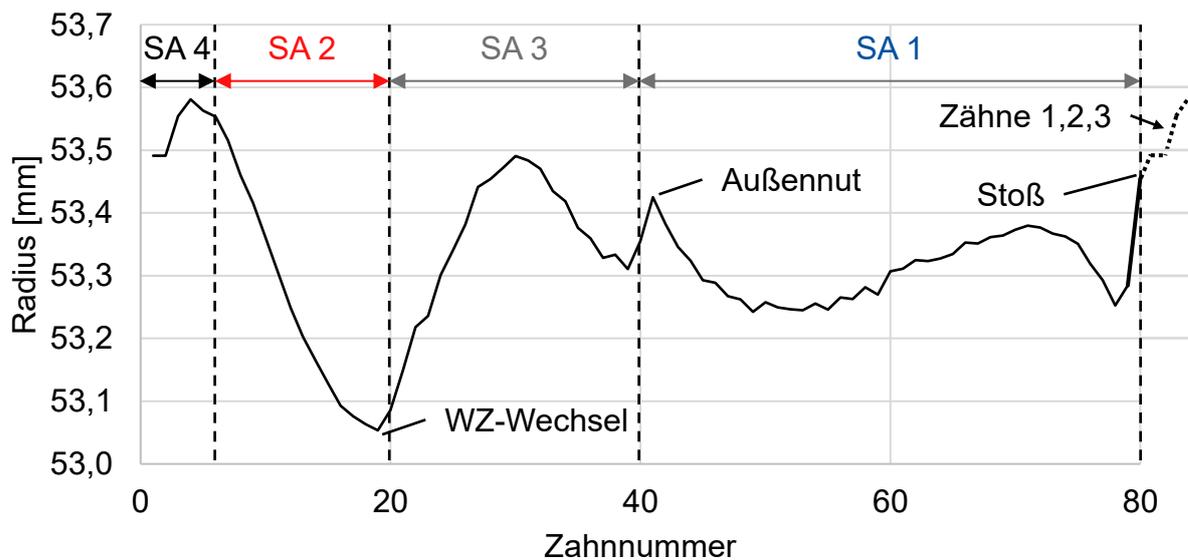
**Bild 6-7:** Dreiteilige Probenaufnahme für wiederholgenaue Positionierungen auf drei Auflageflächen und Messebenen für Koordinatenmessung der Statorzähne in schematischer Darstellung

Die weiteren Analysen dieser Messpunkte finden innerhalb einer Messebene statt, sodass ein zweidimensionales Schnittprofil als Grundlage für die Bewertung der Rundheit verwendet werden kann. Die Bestimmung der Konizität erfolgt durch eine Analyse der Ergebnisse der drei Messebenen. In der zweidimensionalen Analyse ergeben sich Radiuswerte zu jedem Messpunkt aus dem Abstand zu einem bestangepassten Mittelpunkt. Dieser Mittelpunkt wird nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate berechnet und weist damit eine Abhängigkeit von der Lage der gemessenen Punkte auf. Die experimentell ausgewerteten ( $PS_{CMM}$ ) und FE-basierten ( $PS_{FE}$ ) Radiuswerte sind im Netzdiagramm als Profilschnitt in Bild 6-8 aufgetragen, vergleichbar mit Bild 5-32.



**Bild 6-8:** Netzdiagramm mit FE-basierten und experimentell ermittelten Radiuswerten bezogen auf einen bestangepassten Messbezugspunkt in der Statormitte inklusive der Bezeichnung der Statorabschnitte und weiterer markanter Stellen

Das Netzdiagramm bietet eine intuitive Darstellung der Statorgeometrie. Umlaufend sind die Zahnnummern des Stators von 1 bis 80 aufgetragen. Der Abstand zum berechneten Mittelpunkt, der Radiuswert, ist in radialer Richtung in einem Bereich von 52,6 mm bis 53,6 mm angegeben. Anhand dieser Diagramme hat sich gezeigt, dass sich aus Profilschnitten Charakteristiken des mehrstufigen Biegeprozesses identifizieren lassen. Eine Übertragung der bereits eingeführten Statorabschnitte 1 bis 4 aus den Bildern 5-27 und 5-29 a) ermöglichen Rückschlüsse zwischen der Geometrie des Stators und dem Biegeprozess. Die Übergänge zweier benachbarter Statorabschnitte zeigen besonders auffallende Unstetigkeiten im Profilschnitt, z. B. am Stoß und beim Werkzeugwechsel (WZ-Wechsel) vom zweiten auf das dritte Biegewerkzeug. Außerdem stellt die bereits erwähnte Nut im Außenmantel des Stators eine lokale Schwächung und damit eine Unstetigkeit im Verlauf der Radiuswerte. Trotz der intuitiven Darstellung des Profilschnittes im Netzdiagramm werden im weiteren Verlauf dieser Arbeit vorwiegend die linear aufgetragenen Radiuswerte gemäß Bild 6-9 verwendet. Die Zahnnummern befinden sich auf der Abszisse und die Radiuswerte bezüglich des bestangepassten Mittelpunktes auf der Ordinate. Insbesondere bei der grafischen Darstellung von verschiedenen Profilschnitten und deren Unterschiede erhöht sich durch diese Darstellung die Nachvollziehbarkeit konkreter Prozesseffekte.

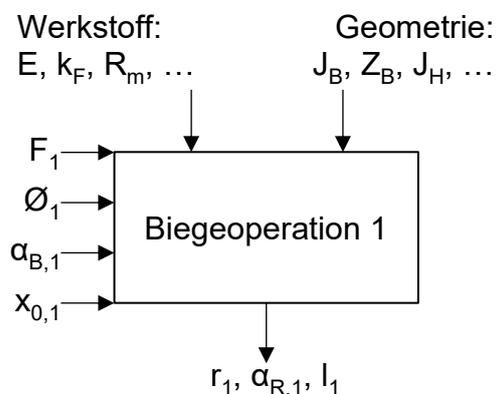


**Bild 6-9:** Linear aufgetragene Radiuswerte bezogen auf die Zahnnummern

### 6.1.3 Versuchsrandbedingungen

Die vier in Kapitel 4.2 beschriebenen Biegeoperationen bilden die Grundlage für die experimentellen Versuche zur Validierung des Prozessmodells. Das Modell einer Biegeoperation enthält Werkstückkennwerte, Prozessparameter und Ergebnisgrößen, die über Wirkzusammenhänge miteinander verknüpft sind. Bild 6-10 a) stellt die erste Biegeoperation gemäß Bild 4.3 grafisch dar. Die experimentellen Untersuchungen zielen dabei auf eine Quantifizierung dieser Zusammenhänge ab. Bild 6-10 b) zeigt eine Priorisierung der Prozessparameter. Dabei wurde insbesondere der Einfluss des jeweiligen Prozessparameters auf die Statorrundheit und dessen Eignung für eine potenzielle Prozessregelung berücksichtigt.

a)



b)

Prio	Größe	Begründung
+	$F_{1-4}$	variabel + Einfluss auf $\Delta_{Stat,r}$
0	$\alpha_{B,1-4}$	variabel
0	$X_{0,1-4}$	bedingt variabel
-	$\varnothing_{1-4}$	nicht variabel

**Bild 6-10:** a) Erste Biegeoperation entsprechend Bild 4-3 mit den Werkstückkennwerten ( $E$ ,  $k_F$ ,  $R_m$ ,  $J_B$ ,  $Z_B$ ,  $J_H$ ), Prozessparametern ( $F_1$ ,  $\varnothing_1$ ,  $\alpha_{B,1}$ ,  $x_{0,1}$ ) und Ergebnisgrößen ( $r_1$ ,  $\alpha_{R,1}$ ,  $l_1$ );  
b) Priorisierung der zu untersuchenden Prozessparameter

Diese Eigenschaften sind als relevant für die gesetzten Ziele (Prozessstabilisierung und Rundheitsoptimierung, vgl. Kapitel 3) einzustufen. Infolge der FE-basierten Voruntersuchungen zeigen die Biegekerndurchmesser  $\varnothing_{1-4}$  einen Einfluss auf den Radius eines Statorabschnitts nach der Entlastung des Werkstücks und damit auf den Profilschnitt des Stators nach Beendigung des Flachpaketprozesses. Die Biegekerndurchmesser können nur durch eine spanende Bearbeitung verkleinert oder alternativ durch neue, größer gefertigte Biegekerne vergrößert werden. Aufgrund der mangelnden Regelbarkeit dieses Prozessparameters wurde die Notwendigkeit einer Untersuchung zu den prozessseitigen Einflüssen des Biegekerndurchmessers auf die Statorrundheit als gering eingestuft.

Die Biegewinkel  $\alpha_{B,1-4}$  lassen sich computergesteuert an der Biegevorrichtung einstellen und bieten damit potenzielle Möglichkeiten zur Regelung des Biegevorgangs. Die aktuell verwendete Abfolge der Biegeoperationen (vier sequenzielle Biegeoperationen, siehe Bild 4-3) bestimmt die Geometrie der Werkzeuge und damit den Eingriffsbereich der Biegewinkel. Mit der aktuellen Abfolge des Prozesses können die Biegewinkel um maximal  $\pm 15^\circ$  geändert werden, ohne die Werkzeuge umzukonstruieren. Voruntersuchungen haben gezeigt, dass der Einfluss des eingestellten Biegewinkels in diesem Bereich einen vernachlässigbaren Einfluss auf den Radius eines Statorabschnitts nach der Rückfederung hat. Deshalb erhält der Biegewinkel eine mittlere Priorität.

Die Eingriffpositionen der Werkzeuge am Werkstück  $x_{0,1-4}$  hängen, ähnlich wie der Biegewinkel, mit den verwendeten Werkzeuggeometrien zusammen. Das bedeutet, dass Änderungen von ca.  $\pm 13$  mm möglich sind, ohne konstruktive Änderungen an den Biegewerkzeuge durchführen zu müssen. Auch die Position des Werkzeugeingriffs zeigt schließlich einen vernachlässigbaren Einfluss auf den Statorradius am Ende eines Biegevorgangs. Die Eingriffpositionen müssen zwangsläufig mit den Biegewinkeln abgestimmt werden, damit jeder Statorabschnitt eine Biegeumformung erfährt. Daher liegt eine Abhängigkeit der Statorrundheit von der Kombination aus Biegewinkeln und Werkzeugeingriffspositionen vor. Dieser Fehler kann vom Maschinenbediener jedoch optisch identifiziert und durch eine Änderung des entsprechenden Biegewinkels oder der entsprechenden Eingriffsposition des Werkzeugs behoben werden.

Die Prozessparameter der Vorspannkräfte  $F_{1-4}$  im Betrieb kann zu Beginn einer Biegeoperation manuell verändert. Deswegen kann dieser Prozessparameter zum Adaptieren der Biegemaschinen auf chargenbedingte Schwankungen oder eine Optimierung der Grundeinstellungen verwendet werden. In Voruntersuchungen hat sich gezeigt, dass die eingestellte Vorspannkraft einen sichtbaren Einfluss auf den Radius eines Statorabschnitts nach Beendigung einer Biegeoperation und damit auch auf die Rundheit des gefügten Stators aufweist. Aus diesen Gründen wird dieser Prozessparameter hoch priorisiert.

Neben den in Bild 6-10 b) priorisierten Prozessparametern sind Untersuchungen zu weiteren Kenngrößen oder Prozessparametern denkbar, dazu können die vorgestellten Methoden und Abläufe zur Validierung (Kapitel 6.1.1 und 6.1.2) ebenfalls verwendet werden.

In den folgenden experimentellen Versuchsreihen inklusive des Vergleichs mit Simulationsrechnungen wird zwischen zwei Statortypen unterschieden. Diese beiden Statortypen wurden im Entstehungszeitraum dieser Arbeit auf den betrachteten Biegemaschinen in großer Stückzahl produziert. Die Abmessungen der Statorkerne folgen aus der elektromagnetischen Statorauslegung und unterscheiden sich deshalb. Die in Tabelle 6-2 genannten Prozessparameter wurden in der Vergangenheit basierend auf Erfahrungswissen festgelegt und ermöglichen den realen Statorbiegeprozess inklusive des Fügevorgangs der beiden Statorenden. Tabelle 6-2 zeigt die Geometriedaten des Werkstücks ( $J_B$ ,  $Z_{B,1}$ ,  $Z_{B,2}$ ,  $Z_H$ ,  $J_H$ ,  $S_L$ ) gemäß den Vorgaben in Kapitel 5.1.1 und die Grundeinstellungen der Prozessparameter ( $\emptyset_1$ ,  $\alpha_{B,1}$ ,  $F_1$ ,  $x_{0,1}$ ,  $\emptyset_2$ ,  $\alpha_{B,2}$ ,  $F_2$ ,  $x_{0,2}$ ).

**Tabelle 6-2:** Geometriedaten der beiden untersuchten Statortypen ( $J_B$ ,  $Z_{B,1}$ ,  $Z_{B,2}$ ,  $Z_H$ ,  $J_H$ ,  $S_L$ ) mit den entsprechenden Prozessparameter ( $\emptyset_1$ ,  $\alpha_{B,1}$ ,  $F_1$ ,  $X_{0,1}$ ,  $\emptyset_2$ ,  $\alpha_{B,2}$ ,  $F_2$ ,  $X_{0,2}$ ) der ersten beiden Biegevorgänge

	Bezeichnung	Typ 1	Typ 2
Geometriedaten	$J_B$ [mm]	2,36	2,38
	$Z_{B,1}$ [mm]	2,90	2,52
	$Z_{B,2}$ [mm]	2,30	2,35
	$Z_H$ [mm]	11,91	10,71
	$J_H$ [mm]	3,96	3,96
	$S_L$ [mm]	34,00	32,00
Prozessparameter	$\emptyset_1$ [mm]	97,83	94,77
	$\alpha_{B,1}$ [°]	246,00	246,00
	$F_1$ [kN]	12,00	12,00
	$x_{0,1}$ [mm]	0,00	0,00
	$\emptyset_2$ [mm]	97,83	94,77
	$\alpha_{B,2}$ [°]	76,00	76,00
	$F_2$ [kN]	8,50	8,00
	$x_{0,2}$	-315,60	-294,00

Die nachfolgenden Kapitel legen die durchgeführten Versuche zur Validierung des Prozessmodells basierend auf den beiden Statortypen (Typ 1 und Typ 2) dar. Gemäß der Priorisierung in Bild 6-10 b) lag der Fokus der experimentellen Versuchsreihen auf dem Nachweis des Einflusses

der Vorspannkraft auf das Biegeverhalten des Flachpakets. Der erste Schritt der Validierung (Kapitel 6.2) besteht aus Analysen einzelner Biegeoperationen, die einen Vergleich der 3D-Scans mit Ergebnisgrößen der FE-Simulationen zugrunde legen. Diese Analysen umfassen Biegevorgänge von Flachpaketen mit und ohne Wicklung sowie Biegevorgänge mit variierender Vorspannkraft. Der zweite Schritt (Kapitel 6.3) der Beschreibungen stellt Untersuchungen zu experimentellen und numerischen Geometriegrößen des vollständig gebogenen Flachpakets dar.

## **6.2 Validierung der FE-Modelle einzelner Biegeoperationen**

Die Beschreibung und Quantifizierung physikalischer Zusammenhänge des mehrstufigen Flachpaketbiegeprozesses, wie dies im Kapitel 3 als Ziel dieser Arbeit formuliert wurde, ist von hoher Komplexität gekennzeichnet. Basierend auf einer Unterteilung des gesamten Prozesses in fünf Abschnitte ist es möglich, diese kleineren Prozessabschnitte mit einer geringeren Anzahl an Prozessparametern und Ergebnisgrößen und damit einer sinkenden Komplexität zu beschreiben. Dieses Kapitel widmet sich den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten experimentellen Versuchen zur Ermittlung der geometrischen Daten, die für Vergleiche mit den numerisch berechneten Ergebnisgrößen benötigt werden.

### **6.2.1 Basisvalidierungen ohne und mit Wicklungen**

#### **6.2.1.1 Stator Kern Typ 1 ohne Wicklungen**

Wie in Kapitel 5.1.1 beschrieben, stellt der Stator Kern bei der Umformung die Basis der Statorbaugruppe dar, somit wird dieser auch im ersten experimentellen Versuch isoliert betrachtet. Die geometrischen Eigenschaften des untersuchten Stator Kerns basieren auf Typ 1 der definierten Stator Kerngeometrien und Prozessparameter (siehe Tabelle 6-2). Ohne die überlagerten Rückfederungseffekte der Wicklung verhält sich das Werkstück im Biegeprozess signifikant anders als mit der Wicklung. Folglich kann der Biegeprozess mit den beschriebenen Prozesseinstellungen (siehe Tabelle 6-2) und einem leeren Flachpaket nicht kollisionsfrei beendet werden. Aus diesem Grund wird die erste Validierung anhand der ersten und zweiten Biegeoperation (siehe Bild 4-3) vollzogen. Die Auswertung der geometrischen Teilergebnisse erfolgte anhand der in Kapitel 6.1.1 vorgestellten Methode zur Überführung der 3D-Scan-Daten in geometrische Ergebnisgrößen. Nach der Ausrichtung des Facettenmodells, der Erzeugung von zwei Schnitten in einer Entfernung von jeweils 5 mm zur A- und B-Seite des Stators und dem Export der Messpunkte wurden die Messkonturverläufe berechnet. Die Mittelwerte der Ergebnisgrößen dieser beiden Schnitte dienen im Folgenden als Referenz für die experimentelle Validierung der FE-Ergebnisse und sind für drei Proben in den ersten drei Zeilen von Tabelle 6-3 zu sehen. Die vierte Zeile gibt den Mittelwert der Ergebnisgrößen aus drei Proben an. Die fünfte Zeile zeigt die relativen Abweichungen zwischen maximalem und minimalem Wert bezüglich dieses Mittelwerts zur Bewertung der

Wiederholgenauigkeit. Die letzten beiden Zeilen der Tabelle enthalten die Ergebnisgrößen der FE-Simulation und die relative Abweichung zwischen den Mittelwerten der experimentellen Ergebnisgrößen sowie den FE-basierten Ergebnisgrößen (FE) und den Abweichungen zwischen der Simulation und der 3D-Scan-Messung ( $\Delta_{\text{FE-Scan}}$ ).

Die experimentellen Ergebnisse zeigen untereinander Abweichungen von bis zu 3,21 % bei der unbearbeiteten Länge  $l_2$ . Die beiden gemessenen Kreisbogenradien  $r_1$  und  $r_2$  der gebogenen Statorabschnitte der drei Proben liegen mit relativen Abweichungen von 0,08 % und 0,34 % vergleichsweise nah beieinander, die Mittelpunktwinkel nach der Rückfederung  $\alpha_{R,1}$  und  $\alpha_{R,2}$  zeigen relative Abweichungen von 0,16 % und 1,13 %. Auch die Gesamtlänge zeigt mit einer relativen Abweichung von 0,21 % eine hohe Übereinstimmung dieser drei Proben. Die FE-basierten Ergebnisgrößen weisen Abweichungen von 0,10 % bei dem Mittelpunktwinkel  $\alpha_{R,1}$  bis 1,01 % bei dem Kreisbogenradius  $r_2$  im Vergleich zu den experimentell ermittelten Größen auf. Damit wird der erste Schritt der Validierung des Simulationsmodells von mehrstufigen Umformvorgängen eines Stators ohne Wicklungen als erfolgreich gewertet. Im weiteren Verlauf dient der quantitative Vergleich der geometrischen Ergebnisgrößen als Grundlage der Validierung.

**Tabelle 6-3:** Geometrische Ergebnisgrößen dreier realen Proben nach den ersten beiden Biegeoperationen sowie Mittelwerte und relative Abweichungen  $\Delta_{\text{Scan}}$ . Außerdem sind modellbasierte Ergebnisgrößen (FE) mit relativen Abweichungen zur experimentellen Auswertung ( $\Delta_{\text{FE-Scan}}$ ) genannt

	$r_1$ [mm]	$\alpha_{R,1}$ [°]	$l_1$ [mm]	$r_2$ [mm]	$\alpha_{R,2}$ [°]	$l_2$ [mm]	$l_{\text{ges}}$ [mm]
Probe 1	69,96	226,79	46,29	70,30	67,91	26,51	433,05
Probe 2	69,92	227,16	45,76	70,14	68,46	25,66	432,43
Probe 3	69,98	226,97	45,84	70,06	67,68	26,35	432,14
Mittel	69,95	226,98	45,96	70,17	68,02	26,17	432,54
$\Delta_{\text{Scan}}$ [%]	0,08	0,16	1,13	0,34	1,13	3,21	0,21
FE	69,37	227,20	46,23	69,46	68,53	26,30	430,68
$\Delta_{\text{FE-Scan}}$ [%]	0,83	0,10	0,58	1,01	0,74	0,49	0,43

### 6.2.1.2 Stator Kern Typ 1 mit Standardwicklungen

Nach der Validierung des FE-Modells des Stator kerns anhand der ersten beiden Biegeoperationen wird im weiteren Verlauf der Vergleich der Ergebnisgrößen von Stator kerns mit montierten Wicklungen zur Validierung herangezogen. Dem FE-basierten Prozessmodell wurden gemäß den Erläuterungen in Kapitel 5.3.3 Ersatzmodelle der Wicklung in Form von Stabelementen hinzugefügt. Die zusätzliche rücktreibende Kraft der Wicklungen führt im Entlastungsvorgang zu einer

Vergrößerung des Rückfederungswinkels und des Radius des Statorabschnitts. Die Dimensionen der Änderungen werden mit den Auswertungen aus den experimentellen Untersuchungen verglichen. Tabelle 6-4 führt die Mittelwerte und relativen Abweichungen der in Tabelle 6-3 vorgestellten Ergebnisgrößen des leeren Flachpakets ( $Mittel_{leer}$  und  $\Delta_{leer}$ ) und die Ergebnisgrößen von Flachpaketen mit Wicklungen ( $Mittel_w$  und  $\Delta_w$ ) zusammen. Die Probenanzahl für die Versuchsreihen mit den Proben mit Wicklung beträgt drei. Die vollständige Auswertung der Ergebnisgrößen befindet sich im Anhang 9.12. Die relativen Abweichungen sind bei fast allen Werten erheblich kleiner als bei den Flachpaketen ohne Wicklung. Die sechste Zeile von Tabelle 6-3 zeigt die absolute Differenz zwischen den Mittelwerten der Ergebnisgrößen von Flachpaketen mit und ohne Wicklung. Die Auswertungen der experimentellen Untersuchungen zeigen Vergrößerungen der Radien  $r_1$  und  $r_2$  um 1,42 mm und 1,32 mm. Die Mittelpunktswinkel der gebogenen Statorabschnitte reduzieren sich aufgrund der zusätzlichen Rückfederung um  $-4,35^\circ$  und  $-0,64^\circ$ . Die unbearbeiteten Längen  $l_1$  und  $l_2$  weisen mit  $-0,55$  mm und  $-0,48$  mm sowie die äußere Faser  $l_{ges}$  mit  $-0,24$  mm eine vergleichsweise geringfügige Längenänderung auf.

Ähnlich wie bei der Auswertung der experimentellen Untersuchungen wurden die Differenzen zwischen den Ergebnisgrößen der Flachpaketmodelle mit und ohne Wicklung berechnet und in der letzten Zeile von Tabelle 6-4 aufgeführt. Sowohl die Auswertung der experimentellen als auch der FE-basierten Ergebnisse zeigen, dass die Radien  $r_1$  und  $r_2$  bei beiden Biegevorgängen nahezu um den gleichen Betrag größer werden. Auch beim Vergleich der gebogenen Flachpakete mit und ohne Wicklung unterscheiden sich die Mittelpunktswinkel ( $\alpha_{R,1}$  und  $\alpha_{R,2}$ ) sowohl beim FE-Ergebnis als auch beim experimentellen Ergebnis erheblich.

**Tabelle 6-4:** Mittelwerte ( $Mittel_{leer}$  und  $Mittel_w$ ) und relative Abweichungen ( $\Delta_{leer}$  und  $\Delta_w$ ) der geometrischen Ergebnisgrößen experimenteller Untersuchungen basierend auf Werkstücken ohne und mit Wicklung. Die Tabelle zeigt zudem die absoluten Differenzen zwischen den experimentellen ( $\Delta_{Scan}$ ) und FE-basierten ( $\Delta_{FE}$ ) Ergebnisgrößen ohne und mit Wicklung

Parameter	$r_1$ [mm]	$\alpha_{R,1}$ [°]	$l_1$ [mm]	$r_2$ [mm]	$\alpha_{R,2}$ [°]	$l_2$ [mm]	$l_{ges}$ [mm]
$Mittel_{leer}$	69,95	226,98	45,96	70,17	68,02	26,17	432,54
$\Delta_{leer}$ [%]	0,08	0,16	1,13	0,34	1,13	3,21	0,21
$Mittel_w$	71,37	222,63	45,41	71,49	67,38	25,69	432,30
$\Delta_w$ [%]	0,07	0,17	0,31	0,13	0,65	0,24	0,13
$\Delta = Mittel_w - Mittel_{leer}$	1,42	-4,35	-0,55	1,32	-0,64	-0,48	-0,24
$\Delta_{FE}$	1,31	-4,20	0,12	1,28	-0,92	0,04	0,50

Die Restlängen  $l_1$  und  $l_2$  sowie die Gesamtlängen der Außenkontur der Statoren  $l_{ges}$  werden von der Implementierung der Wicklung demnach nur geringfügig beeinflusst. Die letzten beiden Zeilen der Tabelle 6-4 zeigen die experimentell ausgewerteten und die FE-basierten Einflüsse der Wicklung auf die geometrischen Ergebnisgrößen nach der zweiten Biegeoperation. Aufgrund der geringfügigen Abweichungen zwischen den Ergebnisgrößen insbesondere bei den relevanten Statorwinkeln und -radien wird die Validierung des FE-Modells als erfolgreich gewertet.

### 6.2.2 Isolierte Variation der Vorspannkkräfte

Basierend auf der in Kapitel 5.1.2 beschriebenen Vorspannkraft zwischen Biegekerne und Werkstück dienen die folgenden Untersuchungen dazu, diesen prozessbedingten Einfluss auf das Umformverhalten im Detail zu ermitteln. Bei dieser Untersuchung bleiben sowohl die Kennwerte des Werkstücks als auch der Biegewinkel und der Durchmesser des Biegekerns unverändert. In der verfügbaren Anlage können die Zylinderdrücke manuell mit einem Druckregler in einem Bereich von 0 bis 4 bar eingestellt und mittels Manometer geprüft werden, siehe Kapitel 4.1. Daraus resultieren Vorspannkkräfte von bis zu 13 kN, die mit einer Kraftmessdose gemessen werden. Höhere Drücke und daraus folgende Vorspannkkräfte haben in der Vergangenheit zu Beschädigungen am Stator Kern geführt, sodass diese im Bearbeitungszyklus gesperrt wurden.

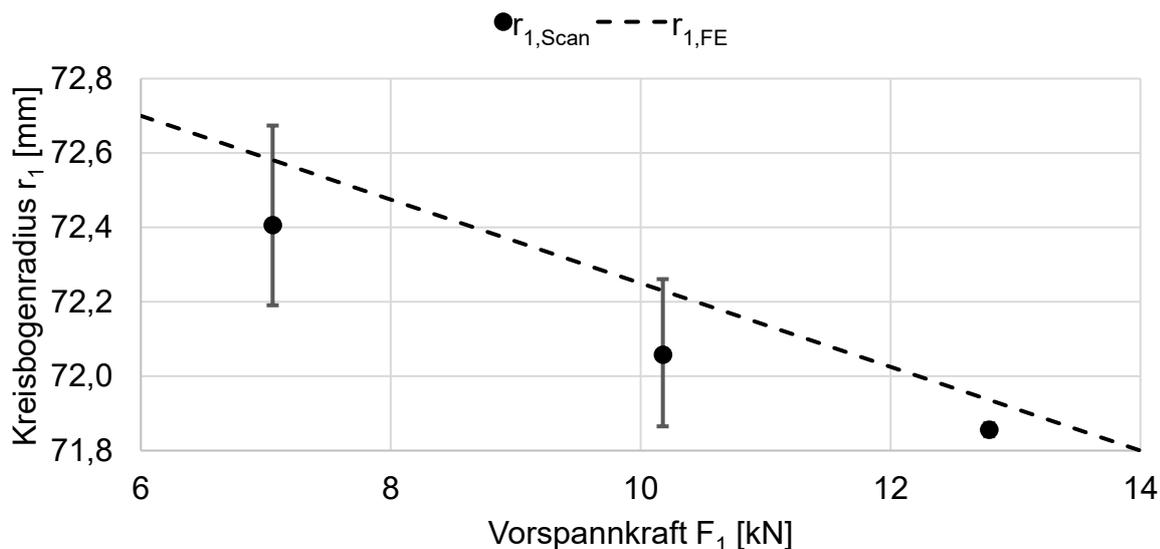
In der Serienproduktion wird die Vorspannkraft auf das Werkstück zur Steigerung der Wiederholgenauigkeit mithilfe eines digitalen Kraftaufnehmers vor jeder Biegeoperation geprüft und gegebenenfalls angepasst. Die gemessene Kraft (und nicht der abgelesene Druck) dient in der folgenden Versuchsreihe als Referenzwert für aufgebrachte Vorspannung. Die Korrelation zwischen Vorspannkraft und den geometrischen Ergebnisgrößen werden sowohl experimentell als auch numerisch bestimmt und verglichen. Die eingestellten Zylinderdrücke  $p_{1-4}(t=0)$  und Vorspannkkräfte  $F_{1-4}$  sowie analog die Steifigkeitswerte  $C_{pneu}$ , Vorspannwege  $\Delta y_{pneu}$  und die FE-basierten Vertikalkräfte  $F_{FE,1-4}(t)$  während der Vorspannung (zum Zeitpunkt  $t = 1$  s) sind in Tabelle 6-5 aufgeführt.

**Tabelle 6-5:** Werte für den Druck  $p_1(t=0)$  und die Vorspannkraft  $F_1$  in der Versuchsreihe sowie die Ersatzfedersteifigkeit  $C_{pneu}$ , Vorspannweg  $\Delta y_{pneu}$  und ausgewertete Vertikalkraft  $F_{FE,1}(t)$  zum Zeitpunkt  $t = 1$  s Wicklung

Nr.	Experimentell		FE-Simulation		
	$p_1(t=0)$ [bar]	$F_1$ [kN]	$C_{pneu}$ [N/mm]	$\Delta y_{pneu}$ [mm]	$F_{FE,1}(t=1)$ [kN]
1	1,8	7,2	557,6	12,9	7,2
2	2,5	9,9	774,5	12,8	9,9
3	3,2	12,7	991,4	12,8	12,7

Gemäß den Erläuterungen in Kapitel 5.1.2 wurde die Vorspannkraft des Biegekerns in y-Richtung am Ende des ersten Lastschritts zum Zeitpunkt  $t = 1$  s ausgelesen. Die nächsten beiden Lastschritte sind der Biegevorgang ( $t = 2$  s) und die Entlastung ( $t = 3$  s).

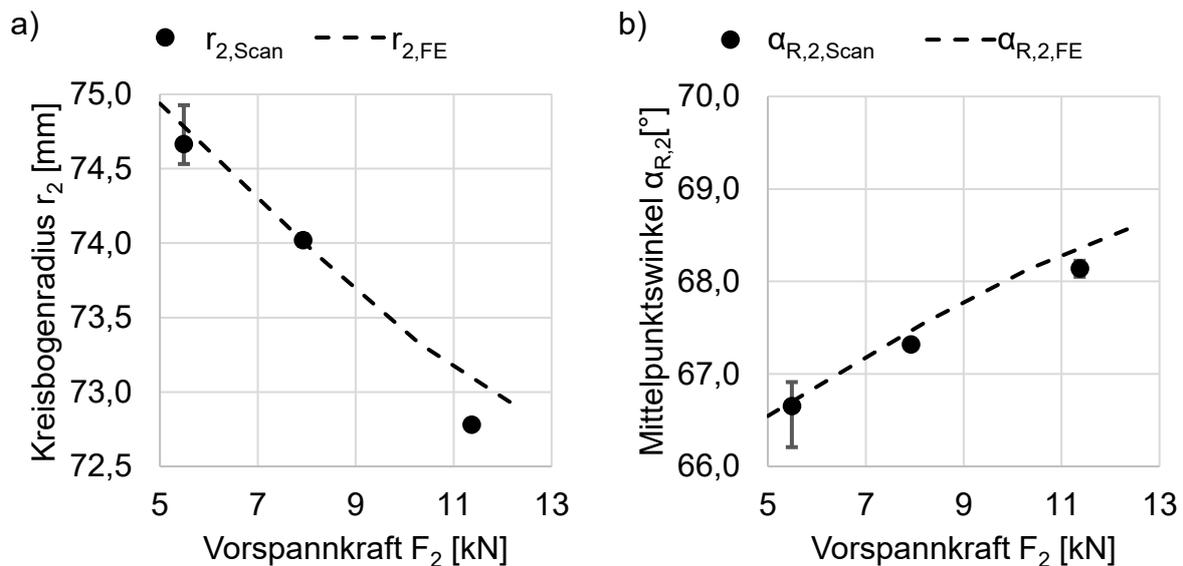
Die Vermessung der angerundeten Werkstücke am Ende einzelner Biegevorgänge erfolgte erneut mittels 3D-Scan Technologie. Die Abszisse in Bild 6-11 enthält die untersuchten Vorspannkraften  $F_1$ , die Ordinate den Radius  $r_1$  des umgeformten Statorabschnitts auf dessen Mantelfläche. Es zeigt drei Ergebniswerte, die jeweils einen Mittelwert der gemessenen Radiuswerte  $r_1$  von drei Proben darstellen. Die Fehlerindikatoren zeigen dabei den maximalen und minimalen Wert an.



**Bild 6-11:** Experimentell ermittelter ( $r_{1,Scan}$ ) und FE-basierter ( $r_{1,FE}$ ) Einfluss der Veränderung der Vorspannkraft  $F_1$  auf den Radius  $r_1$  des ersten Statorabschnitts im entlasteten Zustand

Die Ermittlung der Rückfederungswinkel  $\alpha_{R,1}$  konnte in dieser Analyse nicht durchgeführt werden, da das Ende 1 des Stators nicht in den Scan-Ergebnissen enthalten war. Es zeigt sich, dass eine Erhöhung des Druckes im realen Prozess um ca. 0,3 bar und der damit einhergehenden Erhöhung der Vorspannkraft um etwa 6 kN zu einer Reduktion des Radius von ca. 0,55 mm führte. Im untersuchten Bereich ist für den Radius eine negative Korrelation bezüglich der Vorspannkraft zu erkennen. Die Steigung einer Geraden, die entlang der Mittelwerte approximiert wurde, beträgt  $-0,96$  mm/10 kN. Die FE-Ergebnisse werden mithilfe einer Strichlinie dargestellt und weisen einen näherungsweise linearen Verlauf mit Steigungen von  $-1,1$  mm/10 kN auf.

Eine vergleichbare Analyse wurde nach Beendigung der zweiten Biegeoperation durchgeführt, siehe Bilder 6-12 a) und b). Es werden für die Vorspannkraften und die geometrischen Ergebnisgrößen die Indizes mit der Zahl „2“ verwendet. Auch hier sind drei Ergebniswerte der experimentellen Untersuchung zu sehen, die jeweils den Mittelwert aus den geometrischen Ergebnisgrößen von drei Proben bilden. Die Fehlerindikatoren sind in den Bildern aufgrund des geringen Fehlers teilweise vom Diagrammpunkt verdeckt.



**Bild 6-12:** FE-basierte ( $r_{2,FE}$  und  $\alpha_{2,FE}$ ) und experimentell ermittelte ( $r_{2,Scan}$  und  $\alpha_{2,Scan}$ ) Ergebnisgrößen der zweiten Biegeoperation infolge einer Änderung der Vorspannkraft  $F_2$

Bei dem zweiten Biegevorgang ist eine negative Korrelation zwischen Radius und Vorspannkraft zu sehen. Die Steigung einer approximierten Geraden beträgt hier etwa  $-3,2 \text{ mm}/10 \text{ kN}$ . Eine approximierte Gerade entlang der FE-basierten Ergebnisse weist eine Steigung von nur  $-2,8 \text{ mm}/10 \text{ kN}$  auf und unterscheidet sich damit geringfügig von dem experimentell ermittelten Wert. Die Auswirkung einer Änderung der Vorspannkraft  $F_2$  in der zweiten Biegeoperation auf den Statorwinkel nach der Rückfederung lässt sich anhand einer approximierten Geraden mit einer Steigung von  $2,5^\circ/10 \text{ kN}$  beschreiben. Die Steigung einer approximierten Geraden entlang den FE-basierten Ergebnisse von  $2,8^\circ/10 \text{ kN}$  weicht davon ebenfalls nur wenig ab. Der Vergleich der Sensitivitäten der Statorwinkel und der Statorradien bezüglich einer Änderung der Vorspannkraft ergab eine hohe Übereinstimmung zwischen den experimentell ausgewerteten und den mittels FE berechneten Ergebnissen. Daraus lässt sich schließen, dass das FE-Modell die Veränderung der Vorspannkraft und dessen Auswirkungen auf den Biegeprozess gut abbildet.

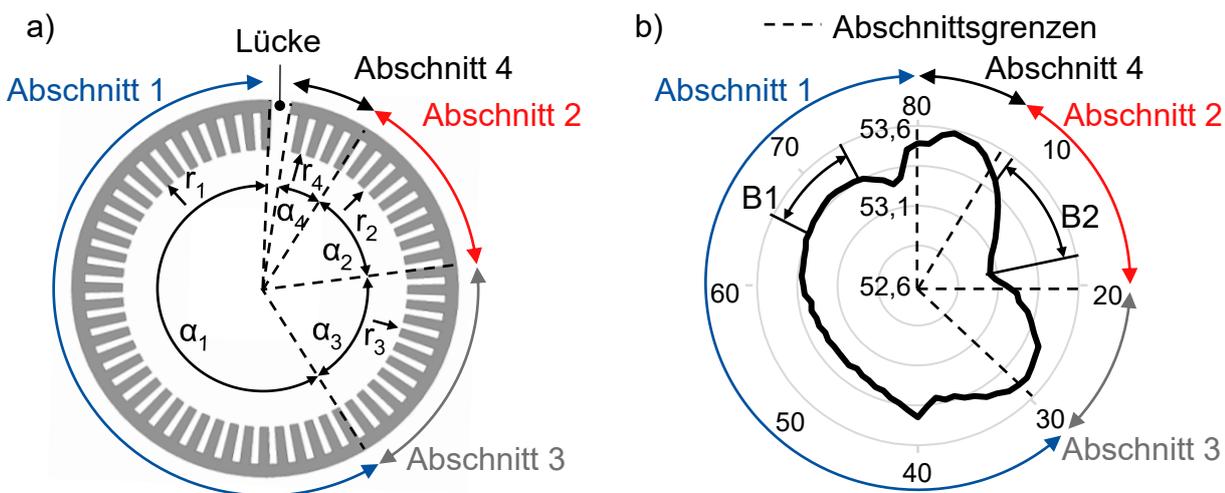
## 6.3 Validierung der Gesamtsimulation

### 6.3.1 Exemplarische Bestimmung von Residualkurven anhand der Vorspannkraft

Die Bewertung des geschlossenen Stators nach Vollendung aller vier Biegeoperationen und der anschließenden Kalibrier- und Fügeoperation (Prozessabschnitt 5) basiert auf der in Kapitel 6.1.2 vorgestellten Koordinatenmessung und dem Statortyp 2 (siehe Tabelle 6-2). Jedes Messergebnis setzt sich aus 80 Messpunkten zusammen, die bezogen auf einen bestangepassten Mittelpunkt 80 Radiuswerte ergeben. Aufgrund dieser hohen Anzahl Messgrößen erweist sich das Ermitteln von Zusammenhängen zwischen Änderungen eines Prozessparameters (z. B. Biegewinkel  $\alpha_{B,1}$  oder Vorspannkraft  $F_1$ ) und Veränderung der geschlossenen Statorgeometrie als komplexer, verglichen mit den geometrischen Ergebnisgrößen der vier Biegeoperationen (z. B.  $r_1$ ,  $\alpha_{R,1}$  und  $l_1$ ). Es wird

angenommen, dass die Geometrie vor dem Kalibrier- und Fügevorgang die Charakteristik der finalen Statorgeometrie bestimmt. Folglich würden Untersuchungen in Bezug auf bestehende Zusammenhänge zwischen der Anordnung der Statorabschnitte und dem Radius innerhalb eines Statorabschnitts vor und nach der Kalibrier- und Fügeoperation das Prozessverständnis steigern, siehe Bild 6-13 a) und b). Im Zuge der Forschungsarbeiten wurden vier Prozessparameter für jede Biegeoperation festgelegt und über die Indizes zugeordnet: die Biegekerndurchmesser  $\varnothing_{1-4}$ , die Biegewinkel  $\alpha_{R,1-4}$ , die Vorspannkraften  $F_{1-4}$  und die Startpositionen  $x_{0,1-4}$ .

Die Biegekerndurchmesser  $\varnothing_{1-4}$  und die Vorspannkraften  $F_{1-4}$  beeinflussen den Werkstückradius während der Umformung und damit auch den Radius nach der Rückfederung. Aus diesem Grund wird angenommen, dass diese beiden Prozessparameter die Konzentrität des Profilschnittes beeinflussen. Folglich werden beide Prozessparameter als relevant für Untersuchungen zur Rundheitsoptimierung des gefügten Stators (nach Beendigung der Kalibrier- und Fügeoperation) eingestuft. Die Biegekerndurchmesser können in einem großen Bereich variiert werden und haben gemäß der FE-basierten Voruntersuchungen einen nahezu proportionalen Einfluss auf den resultierenden Radius des gefertigten Statorabschnitts. Wie bereits in Kapitel 6.1.3 angedeutet, sind konstruktive Änderungen des Statorkerndurchmessers mit erheblichem Aufwand verbunden. Im Gegensatz zum Biegekerndurchmesser lässt sich die pneumatisch gesteuerte Vorspannkraft in einem Bereich von 0 bis 4 bar und damit in einem Kraftbereich von 0 bis etwa 15 kN einstellen. Basierend auf den Ergebnissen in Kapitel 6.2.2 ist eine Veränderung der Statorradien bis etwa 2 mm möglich. Diese Tatsache bietet damit gute Möglichkeiten für experimentelle Versuche und insbesondere für die Auslegung einer geeigneten Prozessregelung. Daher dient folgende experimentelle Untersuchung zur Validierung des Prozessmodells bezüglich Veränderungen der Vorspannkraft.



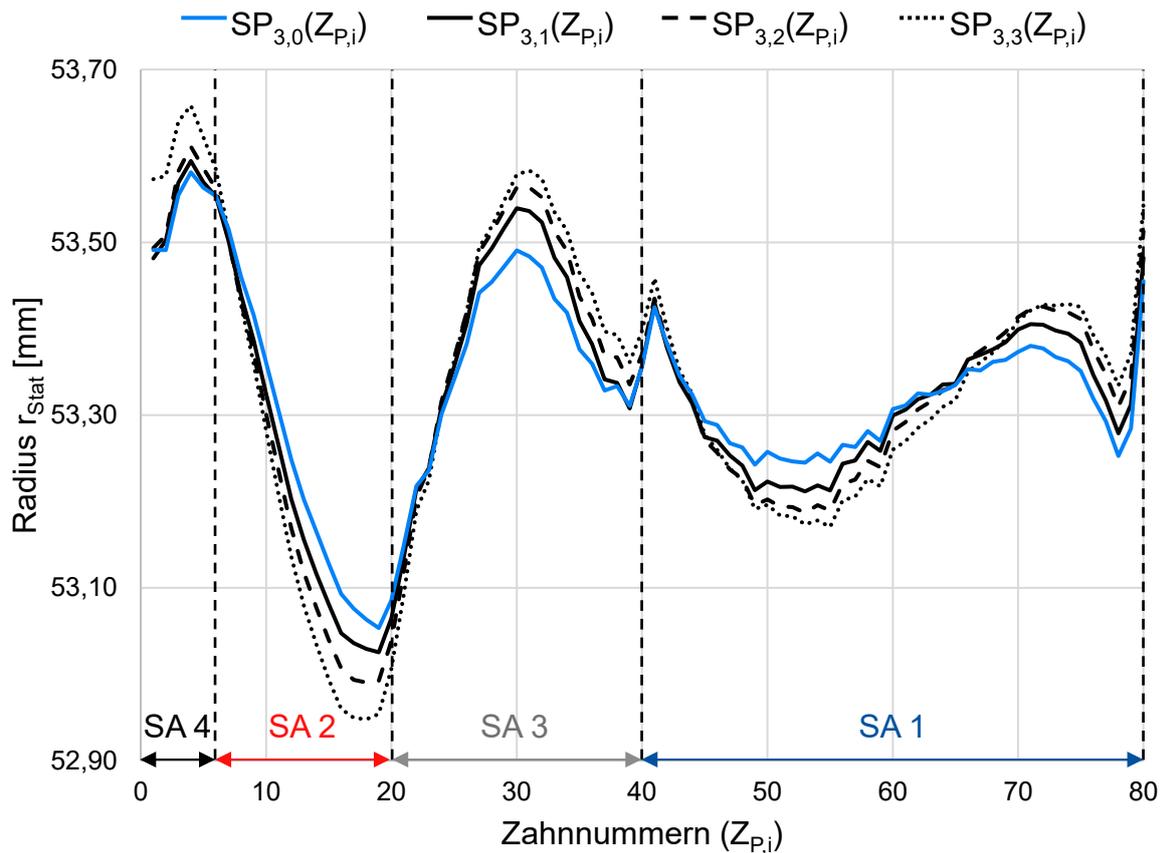
**Bild 6-13:** Zuordnung der Statorabschnitte a) vor Prozessabschnitt 5 am Statormodell; b) nach Prozessabschnitt 5 am Profilschnitt mit hervorgehobenen Bereichen B1 und B2

Mithilfe des aufgebauten Simulationsmodells (siehe Kapitel 5.4) ist es möglich, die Wirkung der Vorspannkraft  $F_{1-4}$  in den vier Biegestationen auf die jeweiligen Biegevorgänge und auf den finalen Profilschnitt zu untersuchen. Tabelle 6-6 zeigt exemplarisch die Prozessparameter der dritten Biegestation der ersten rein numerischen Versuchsreihe zur Überprüfung der Annahme. Im Vordergrund steht die Ersatzfedersteifigkeit, die mit der Vorspannkraft zwischen Biegekern und Flachpaket korreliert. Alle anderen Werkstück- und Prozessparameter bleiben unverändert. Während einer Biegeoperation wird die Vorspannung im ersten numerischen Lastschritt aufgebracht, sodass ein Auslesen der Kraft in  $y$ -Richtung am Biegekern die tatsächliche Vorspannkraft liefert. Nach Beendigung der fünf Prozessabschnitte exportiert die Software automatisch die Positionen der 80 Zahnkopfmittelpunkte ( $Z_{P,1-80}$ ), die anschließend in Excel ausgewertet werden. Basierend auf dem in Kapitel 5.1.3 beschriebenen Vorgehen lassen sich so die Profilschnitte  $PS_{1-4}(Z_{P,i})$  ermitteln.

**Tabelle 6-6:** Prozessparameter des FE-Modells mit einer Variation der Ersatzfedersteifigkeit  $C_{pneu,3}$  und der Vorspannkraft  $F_3$  sowie den Ergebnissen der Profilschnitte  $PS_{3,0-3}$  und Residualkurven  $\Delta_{3,1-3}$

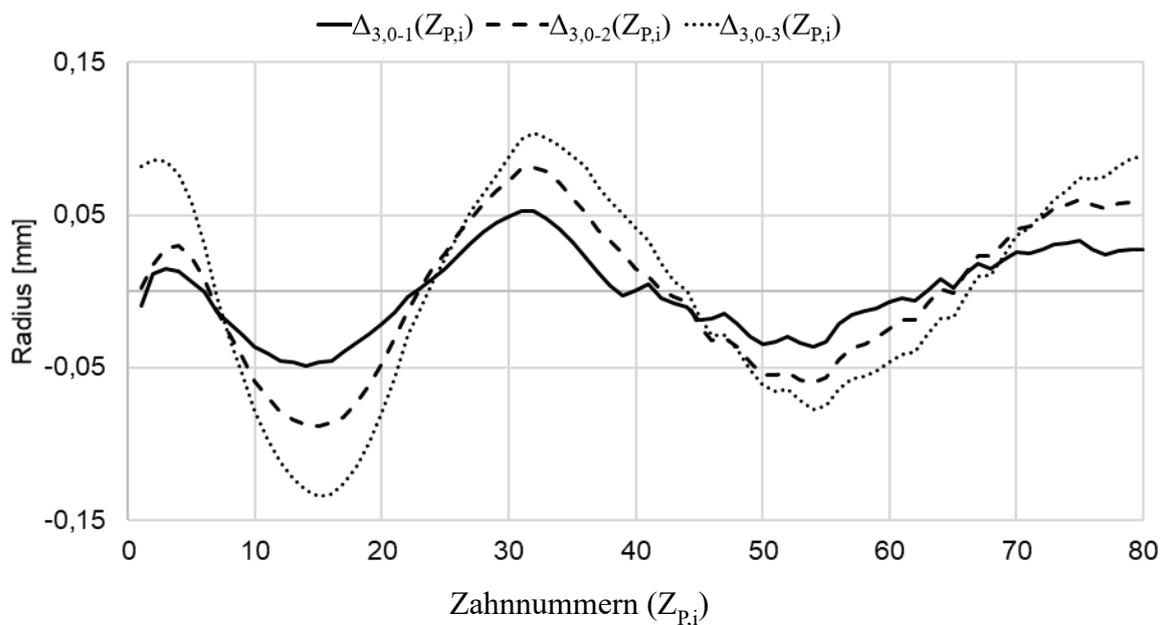
Nr.	Prozessparameter BO 3		Ergebnisse	
	$C_{pneu,3}$ [N/mm]	Vorspannkraft $F_3$ ( $t = 1$ s) [kN]	Profilschnitte [mm]	Residualkurven [mm]
0	542	7	$PS_{3,0}(Z_{P,i})$	-
1	492	6,4	$PS_{3,1}(Z_{P,i})$	$\Delta_{3,0-1}(Z_{P,i})$
2	442	5,7	$PS_{3,2}(Z_{P,i})$	$\Delta_{3,0-2}(Z_{P,i})$
3	392	5,1	$PS_{3,3}(Z_{P,i})$	$\Delta_{3,0-3}(Z_{P,i})$

In einer Versuchsreihe entstehen vier Profilschnitte, die in Bild 6-14 dargestellt sind. Die Abszisse enthält die Zahnnummern, die Ordinate den entsprechenden Radiuswert zum berechneten Mittelpunkt. Der Versuch mit der Nummer 0 wurde mit einer Vorspannkraft  $F_{3,0}$  von 7 kN durchgeführt. Diese Vorspannkraft wird in der Serienproduktion verwendet. In den Untersuchungen dient der mit dieser Vorspannkraft ermittelte Profilschnitt  $PS_{3,0}(Z_{P,i})$  als Basis zur Berechnung der Residualkurven. Diese beschreiben die absolute Differenz in jedem Punkt zwischen der Referenzkurve und der aktuellen Kurve des Profilschnittes.



**Bild 6-14:** Linear aufgeführte Darstellung der Profilschnitte  $PS_{3,0}(Z_{P,i})$ ,  $PS_{3,1}(Z_{P,i})$ ,  $PS_{3,2}(Z_{P,i})$  und  $PS_{3,3}(Z_{P,i})$  der inneren Statorgeometrie nach einer Veränderung der Vorspannkraft nach Tabelle 6-6 in der dritten Biegeoperation

Bild 6-15 zeigt die Residualkurven der exemplarischen Versuchsreihe, in der der Einfluss der Vorspannkraft des dritten Biegevorgangs experimentell quantifiziert wurde. Auf der Abszisse sind erneut die Zahnnummern aufgetragen, auf der Ordinate das Residuum. Insbesondere die Extrempunkte dieser Verläufe sind relevant für die Ermittlung des Einflusses der Vorspannkraft auf die Statorrundheit, da in diesen Bereichen die größten Änderungen des Profilschnittes stattfinden. Die Tatsache, dass die Extrempunkte aller Kurven jeweils näherungsweise übereinstimmen, deutet auf annähernd reproduzierbare Funktionsweise der Biegesysteme in Bezug auf die Veränderung der Vorspannkraft hin. Diese Phänomene stellen die Grundlage der weiteren Validierung dar.



**Bild 6-15:** Residualkurven  $\Delta_{3,0-1}(Z_{P,i})$ ,  $\Delta_{3,0-2}(Z_{P,i})$  und  $\Delta_{3,0-3}(Z_{P,i})$  des dritten Biegeprozess mit veränderten Vorspannkraften

### 6.3.2 Vollständige Prozessanalyse auf Basis der Vorspannkraften

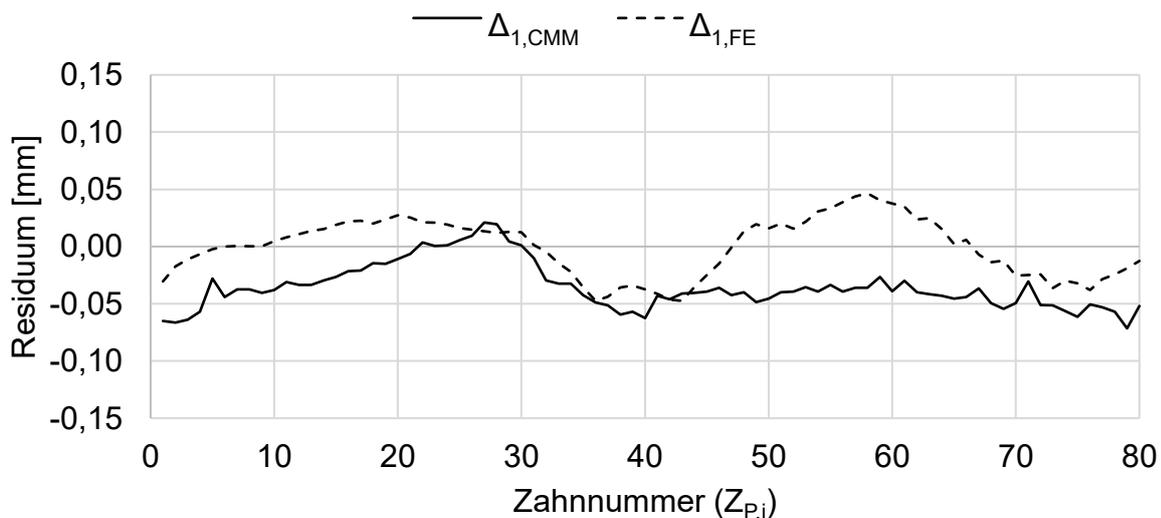
Zur Validierung dieser numerischen Zusammenhänge zwischen Vorspannkraft des Biegekerns und Veränderung des Profilschnittes der inneren Statorgeometrie wurden experimentelle Untersuchungen mit entsprechenden Veränderungen des Zylinderdrucks in der ersten Biegeoperation durchgeführt. Wie bereits in Kapitel 6.2.3 erwähnt, lassen sich die Vorspannkraften infolge des Zylinderdrucks im realen Prozess mithilfe eines Druckreglers und eines Manometers manuell einstellen und mittels eines digitalen Kraftaufnehmers überprüfen. Tabelle 6-7 zeigt die Versuchsnummern und die entsprechend eingestellten Vorspannkraften in den jeweiligen Biegeoperationen 1 bis 4. Mit einer Einstellung werden jeweils drei Statoren hergestellt, diese durchlaufen jeweils fünf Prozessabschnitte und werden abschließend mittels Koordinatenmessung ausgewertet. So entstehen gemäß der in Kapitel 6.1.3 beschriebenen Vorgehensweise drei Verläufe der Profilschnitte, die zu einer Gesamtkurve gemittelt werden. Schließlich entstehen in einer Versuchsreihe zwei Kurven: eine gemittelte Kurve basierend auf einer Erhöhung der Vorspannkraft um 3 kN und eine gemittelte Kurve basierend auf einer Senkung der Vorspannkraft um 3 kN.

Ziel der Untersuchungen ist es, den Einfluss der Vorspannkraften auf den Profilschnitt im FE-Modell mit den Ergebnissen der experimentellen Versuche zu vergleichen. Eine hohe Übereinstimmung bestätigt die hohe Güte des FE-Modells. Bezogen auf die tatsächliche Auswertung bedeutet das, dass die Residualkurven der Messungen eine vergleichbare Anzahl und Lage der Extrempunkte aufweisen wie die numerisch berechneten Residualkurven. Im Rahmen dieser Untersuchung wurden vier experimentelle Versuchsreihen durchgeführt.

**Tabelle 6-7:** Experimentelle und FE-basierte Versuchsplanung mit einer Veränderung der Vorspannkraften in den einzelnen Biegeoperationen (BO 1 bis 4), inklusive Bezeichnungen der CMM- und FE-basierten Residualkurven

Nr.	Veränderung der Vorspannkraften [kN]				Ergebnisse	
	BO 1	BO 2	BO 3	BO 4	Residuen CMM	Residuen FEM
1	3	-	-	-	$\Delta_{1,CMM}(Z_{P,i})$	$\Delta_{1,FE}(Z_{P,i})$
	-3	-	-	-		
2	-	3	-	-	$\Delta_{2,CMM}(Z_{P,i})$	$\Delta_{2,FE}(Z_{P,i})$
	-	-3	-	-		
3	-	-	3	-	$\Delta_{3,CMM}(Z_{P,i})$	$\Delta_{3,FE}(Z_{P,i})$
	-	-	-3	-		
4	-	-	-	3	$\Delta_{4,CMM}(Z_{P,i})$	$\Delta_{4,FE}(Z_{P,i})$
	-	-	-	-3		

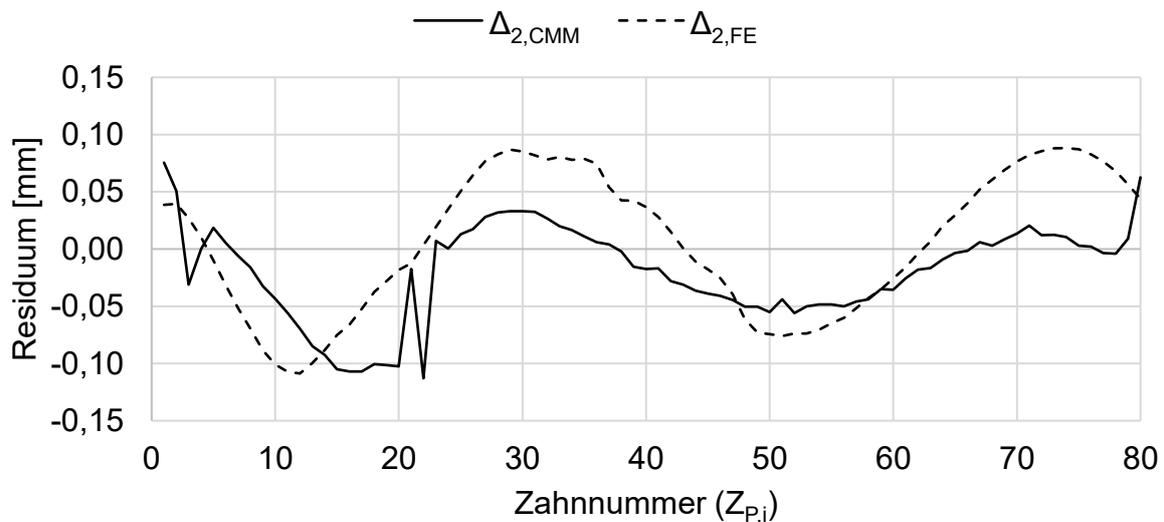
In jeder Versuchsreihe befinden sich drei der vier Biegemaschinen im Referenzzustand (Biege­winkel, Biegekerndurchmesser, Vorspannkraft und Startposition). In der übrigen Biegemaschine wird die Vorspannkraft gezielt durch Erhöhen und Senken des pneumatischen Drucks um etwa  $\pm 1,5$  bar, also um etwa  $\pm 60\%$  verändert. Die Differenz zwischen beiden Kurven ergibt die Residualkurve einer Versuchsreihe, die den Einfluss der Vorspannkraft einer Biegeanlage auf den Profilschnitt des Stators charakterisiert. Bild 6-16 stellt die FE-basierte  $\Delta_{1,FE}$  und die experimentell ausgewertete  $\Delta_{1,CMM}$  Residualkurve gegenüber. Diese resultiert aus der Änderung der Vorspannkraft in der ersten Biegeoperation (Statorzähne 30 bis 80).



**Bild 6-16:** Experimentell ( $\Delta_{1,CMM}$ ) und FE-basierte ( $\Delta_{1,FE}$ ) Residualkurven resultierend aus einer Veränderung der Vorspannkraft in der ersten Biegeoperation

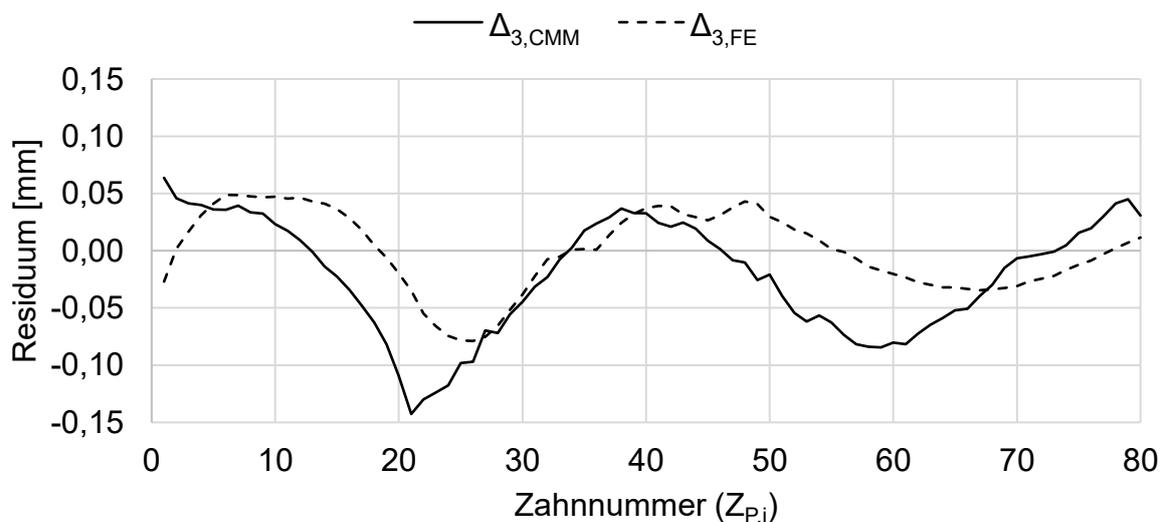
Die Messungen enthalten größere Unstetigkeiten, die auf die kleinen Messgrößen zurückzuführen sind. Die FE-basierte Kurve zeigt vier Bereiche mit Extremwerten, davon stimmen drei näherungsweise mit den Ergebnissen der experimentellen Versuche überein.

Bild 6-17 zeigt die Residualekurven der zweiten Versuchsreihe nach Tabelle 6-7 (Statorzähne 6 bis 20). Die Veränderung der Vorspannkraft in der zweiten Biegestation beeinflusst den Profilschnitt vor allem im Bereich der Zähne 10 bis 20 betragsmäßig stärker als die Veränderung der Vorspannkraft im ersten Biegevorgang. Auch in diesem Vergleich liegen die Extremstellen der FE-basierten  $\Delta_{2,FE}$  und der experimentellen  $\Delta_{2,CMM}$  Ergebnisse nahe beieinander, sodass von einer vergleichbaren Charakteristik ausgegangen werden kann.



**Bild 6-17:** Experimentell ( $\Delta_{2,CMM}$ ) und FE-basierte ( $\Delta_{2,FE}$ ) Residualekurven resultierend aus einer Veränderung der Vorspannkraft in der zweiten Biegeoperation

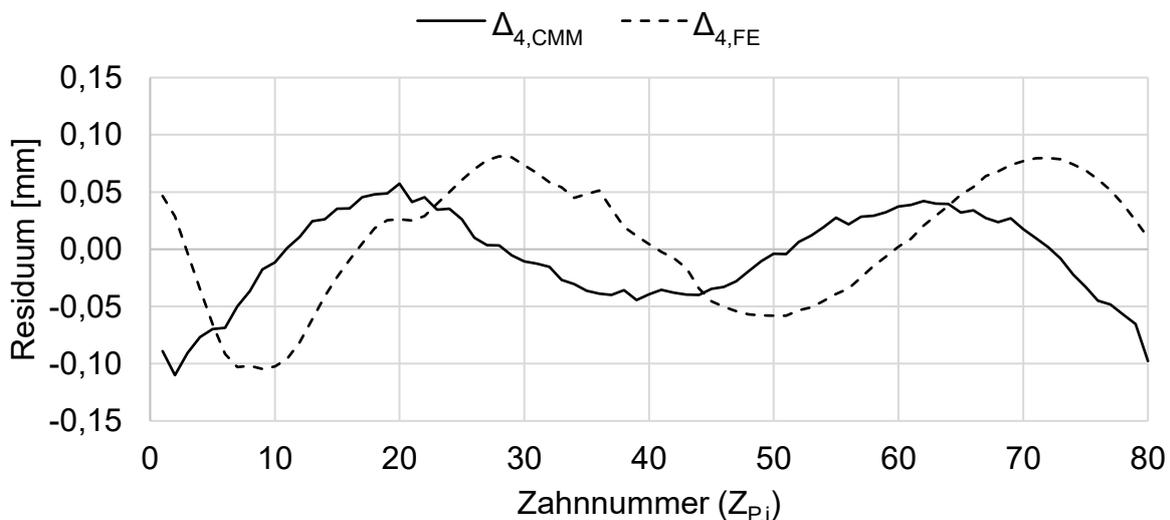
In Bild 6-18 werden die experimentellen ( $\Delta_{3,CMM}$ ) und numerischen ( $\Delta_{3,FE}$ ) Ergebnisse des dritten Versuchs nach Tabelle 6-7 gegenübergestellt.



**Bild 6-18:** Experimentell ( $\Delta_{3,CMM}$ ) und FE-basierte ( $\Delta_{3,FE}$ ) Residualekurven resultierend aus einer Veränderung der Vorspannkraft in der dritten Biegeoperation

Verändert wurde die Vorspannkraft des 3. Biegevorgangs (Statorzähne 20 bis 30). Beide Kurven weisen vier Extrempunkte auf, die in einem Versatz zueinander liegen. Die Beträge der Maxima weisen geringe Abweichungen auf, die Beträge der Minima unterscheiden sich deutlicher um ca. 0,05 mm.

Die Ergebnisse des vierten Versuchs nach Tabelle 6-7 zeigt Bild 6-19 (Zähne 0 bis 6). Die Kurven zeigen einen größeren Versatz von etwa acht Statorzähnen zwischen der FE-basierten ( $\Delta_{4,FE}$ ) und der experimentell ausgewerteten Kurve ( $\Delta_{4,CMM}$ ). Die Extrempunkte unterscheiden sich in dieser Analyse um etwa 0,03 mm voneinander und liegen damit näher zusammen als die Ergebnisse der ersten drei Biegeoperationen.



**Bild 6-19:** Experimentell ( $\Delta_{4,CMM}$ ) und FE-basierte ( $\Delta_{4,FE}$ ) Residualeurven resultierend aus einer Veränderung der Vorspannkraft der vierten Biegeoperation

Bei der Validierung des Prozessmodells beeinflussten die Veränderung der Vorspannkraft die Ergebniswerte um maximal 0,15 mm. Diese geringen Abweichungen stellen eine Herausforderung für die Auswertung dar, insbesondere bei der Vermessung der realen Statoren. Trotzdem konnten Übereinstimmungen und ähnliche Charakteristika zwischen Modell und Realität identifiziert werden. Neben der Steigerung der Modellgüte durch die Analyse des Gesamtprozesses konnten aus dieser Untersuchung Erkenntnisse zum Einfluss des Prozesses auf die Statorrundheit gewonnen werden. Da die Rundheit von Statoren basierend auf der Flachpakettechnologie verglichen mit anderen Herstellungsverfahren signifikante Nachteile aufweist, haben diese Ergebnisse einen hohen Stellenwert für diese Arbeit. Aus diesem Grund widmet sich Kapitel 7 der Implementierung dieser Erkenntnisse in der realen Serienfertigung. Nach einer Bewertung der Validierungsarbeiten wird der systematische Optimierungsansatz vorgestellt, der im Rahmen dieser Arbeit entwickelt wurde und in der Praxis Bestätigung fand.

## 7 Übertragung der Erkenntnisse auf den realen Fertigungsbetrieb

Die erzeugten (siehe Kapitel 5) und validierten (siehe Kapitel 6) FE-Modelle dienen zur Beschreibung der Zusammenhänge zwischen Werkstückeigenschaften, Prozessparametern und Ergebnisgrößen. Kapitel 7.1 widmet sich der Bewertung der Güte der FE-Modelle und deren Eignung zur Verwendung für reale Fragestellungen aus der Biegetechnik von Flachpaketstatoren. Weiterhin wird ein experimentell bestätigter Ansatz zur Rundheitsoptimierung vorgestellt, siehe Kapitel 7.2. Dieser systematische Optimierungsansatz hebt hervor, wie das gewonnene Wissen auf den realen Prozess übertragen werden kann und geht damit über den reinen Erkenntnisgewinn hinaus. Zuletzt wird in Kapitel 7.3 gezeigt, wie aus den FE-Modellen Konzepte für die Integration einer weiteren Umformoperation und eines Messvorgangs des Versatzes der beiden Statorenden abgeleitet werden können, um die Qualität und die Robustheit des Prozesses zu steigern.

### 7.1 Bewerten der numerischen und experimentellen Ergebnisse

Die Bewertung der Modellgüte der entwickelten Modelle ergibt sich aus dem Vergleich zwischen den berechneten und experimentell ermittelten Ergebnisgrößen. Die Ergebnisgrößen der experimentellen Untersuchungen unterliegen den in Bild 6-1 dargestellten Prozesseinflüssen einerseits und den damit verbundenen Messungenauigkeiten andererseits. Tabelle 7-1 zeigt eine Zusammenfassung der entwickelten Modelle inklusive der Kapitel, in denen der Aufbau und die Validierung der Modelle beschrieben wurden. In dieser Arbeit wurde zuerst ein Modell des Statorkerns ohne Wicklungen beschrieben, dieses wurde ausführlich verifiziert und validiert. Die anschließende Modellierung der Wicklung ermöglichte eine Berechnung des Wicklungsverhaltens, insbesondere des Wickelkopfes, und eine Übertragung auf Ersatzmodelle dieser Wicklung. Abschließend wurde eine Berechnung des Flachpaketprozesses im Prozessmodell realisiert und validiert. Die folgende Erörterung begründet die in Tabelle 7-1 vorgenommenen Bewertung der Modelle.

**Tabelle 7-1:** Zusammenfassung der Bewertungen der aufgebauten FE-Modelle und deren experimentelle Validierung

Modell	Kapitel	Bewertung	Einschränkungen / Grenzen
Statorkern (leer)	5.1, 5.2 & 6.2.1	Hoch	Statorkern ohne Wicklungen Ausschließlich 1. und 2. Biegeoperation
Detailmodell der Wicklung	5.3.1 & 5.3.2	Mittel	Nur Biegeverhalten der Wicklung Keine Umformsimulation des Statorkerns
Ersatzmodell der Wicklung	5.3.3	Mittel	Vereinfachung des Detailmodells Mechanische Eigenschaften basieren auf Detailmodell
Prozessmodell	5.4, 6.2 & 6.3	Hoch	Keine Berechnung einzelner Drahtumformungen Abstraktes Modell des Flachpakets

### **Untersuchungen mit leeren Flachpaketen**

Die Grundlagenuntersuchungen zu den Statorlamellen und den Wicklungen in Kapitel 4 zeigten erhebliche Unterschiede bezüglich der Schwankungen. Der genormte Zugversuch mit Proben aus Elektroblechen zeigte eine maximale Streuung des E-Moduls von 4,7 %, eine der unteren Streckgrenze von 3,1 %, eine der oberen Streckgrenze von 6,3 % und eine der Zugfestigkeit von 1,7 %. Die FE-Modelle ermöglichen eine Analyse der Einflüsse der genannten Streuungen auf die geometrischen Ergebnisse, indem die jeweiligen Maximal- und Minimalwerte der Materialkennwerte einzeln in das Materialmodell eingesetzt und die Biegevorgänge berechnet werden. Die Auswertung ergab maximale Streuungen der Ergebnisgrößen einzelner Biegeoperationen von 0,4 % in Bezug auf den Radius, 0,5 % in Bezug auf den Statorwinkel und 0,1 % in Bezug auf die Restlängen des Stators.

Das Fügen der vorgeformten Wicklungen in das leere Flachpaket findet vor dem Biegeprozess statt. Die daraus resultierenden Streuungen  $U_B$  wurden nicht ermittelt. Die Streuungen der eingestellten Vorspannkraft während des Biegeprozesses konnten mithilfe der integrierten Kraftaufnehmer auf maximal 0,2 % bestimmt werden. Die Wiederholgenauigkeit der Winkelstellung des weggesteuerten Biegekerns wurde nicht ermittelt. Auch wurde für die Wiederholgenauigkeit der Aufnahme des Werkstücks in den vorgesehenen Biegewerkzeugen im Rahmen dieser Arbeit keine Größe bestimmt, sodass auch hier keine Quantifizierung vorliegt. Trotzdem wird aufgrund zahlreicher Messungen innerhalb des Bearbeitungszeitraums dieser Arbeit von einer Streuung der Ergebnisgrößen infolge des Prozesses  $U_P$  von weniger als 0,3 % ausgegangen.

Die zu erwartende Streuung durch den Messvorgang  $U_M$  konnte durch ein wiederholtes Messen und Auswerten des gleichen Objektes mit maximal 0,1 % bezüglich des Statorradiuses, mit 0,1 % bezüglich des Statorwinkels und mit 0,2 % bezüglich der ungebogenen Restlängen beziffert werden. Eine wichtige Grundlage hierfür bilden die aufgestellten Handlungsvorschriften zur Ausrichtung des Facettenmodells innerhalb der Software GOM Inspect, siehe Kapitel 6.1.1.

Die Ergebnisgrößen der Biegeoperationen mit leeren Flachpaketen in Kapitel 6 enthalten Abweichungen von bis zu 0,4 % bezüglich der Radien, bis zu 1,2 % bezüglich der Statorwinkel und bis zu 3,2 % bezüglich der Restlängen. Aufgrund der hohen Übereinstimmungen zwischen den Ergebnisgrößen des Statorkernelmodells und der Messergebnisse, wird die Modellgüte als hoch eingestuft.

### **Untersuchungen zu Flachpaketen mit Wicklungen**

Die gemessenen Kräfte zur Charakterisierung des Biegeverhaltens der vorbereiteten Wicklungen mit dem nicht genormten Versuch (siehe Kapitel 4.3.2) zeigten Streuungen im Bereich von 16,7 N bis 24,0 N bei Messreihen mit gleichartigen Wicklungssegmenten. Je nach Typ der Wicklung

ergaben sich Streuungen von etwa 8,7 % bis 19,7 % bezogen auf die Messgrößen. Simulationsrechnungen mit entsprechenden Maximal- und Minimalwerten des Materialverhaltens der detaillierten Wicklungsmodelle (siehe Kapitel 5.3.2) führt zu einer Streuung der Kräfte, die zwischen Drähten und Zahnflanken wirken. Aufgrund der vergleichsweise geringen Verdichtung des Wickelkopfs während des Biegeprozesses ergibt sich daraus eine Abweichung der mittleren Normalkraft  $F_{N,m}$  eines einzelnen Drahtes auf die jeweilige Zahnflanke von etwa 2,5 N, was 5,8 % bezogen auf den Mittelwert entspricht. Daher wird die Modellgüte des detaillierten Wicklungsmodells als mittel eingestuft. Bei der Verwendung des detaillierten Wicklungsmodells, beispielsweise zur Auslegung der Draht- und Nutgeometrien oder zur Beurteilung der mechanischen Belastungen der Isolationsfolien, müssen die Abweichungen von 5,8 % berücksichtigt werden. Ist dies nicht möglich, muss der Versuch zur Charakterisierung der Wicklungen neu aufgesetzt werden, um die Wiederholgenauigkeit zu steigern.

Eine Überführung der Streuungen der gemessenen Normalkräfte auf Stabelemente mit fiktiven Materialmodellen (siehe Kapitel 5.3.3) ermöglicht die Ermittlung des Einflusses auf die geometrischen Ergebnisgrößen der Statorabschnitte. Die Eigenschaften der Wicklung haben zwar einen Einfluss auf die geometrischen Ergebnisgrößen des Flachpakets nach dem entsprechenden Biegeprozess, jedoch ist dieser, verglichen mit den mechanischen Eigenschaften des Stator kernels, gering. Die Ergebnisgrößen streuen lediglich zwischen 0,6 % und 1,7 %. Damit wird die Modellgüte des Prozessmodells mit den verwendeten Ersatzmodellen der Wicklung als hoch eingestuft. Der Einfluss der Vorspannkraft wurde anhand von zwei Biegevorgängen mit jeweils drei Proben pro Ergebnisgröße experimentell validiert, siehe Kapitel 6.2. Aufgrund der hohen Übereinstimmung zwischen den Simulationsergebnissen und den experimentell ermittelten Ergebnissen sowie der hinreichenden Anzahl an Proben zur Sicherstellung der Reproduzierbarkeit wird die Modellgüte in Bezug auf die Vorspannkraft als hoch eingestuft. Der Einfluss der Vorspannkraft gemäß des Simulationsmodells wurde zusätzlich nach Beendigung des vollständigen Prozesses mittels Koordinatenmessungen an realen Statornuten belegt, siehe Kapitel 6.3. Auch hier wurden pro Ergebniswert drei Proben hergestellt, gemessen und ausgewertet. Es zeigten sich geringfügige Abweichungen, sodass dieser Beleg weiter zur Bestätigung der Modellgüte beiträgt.

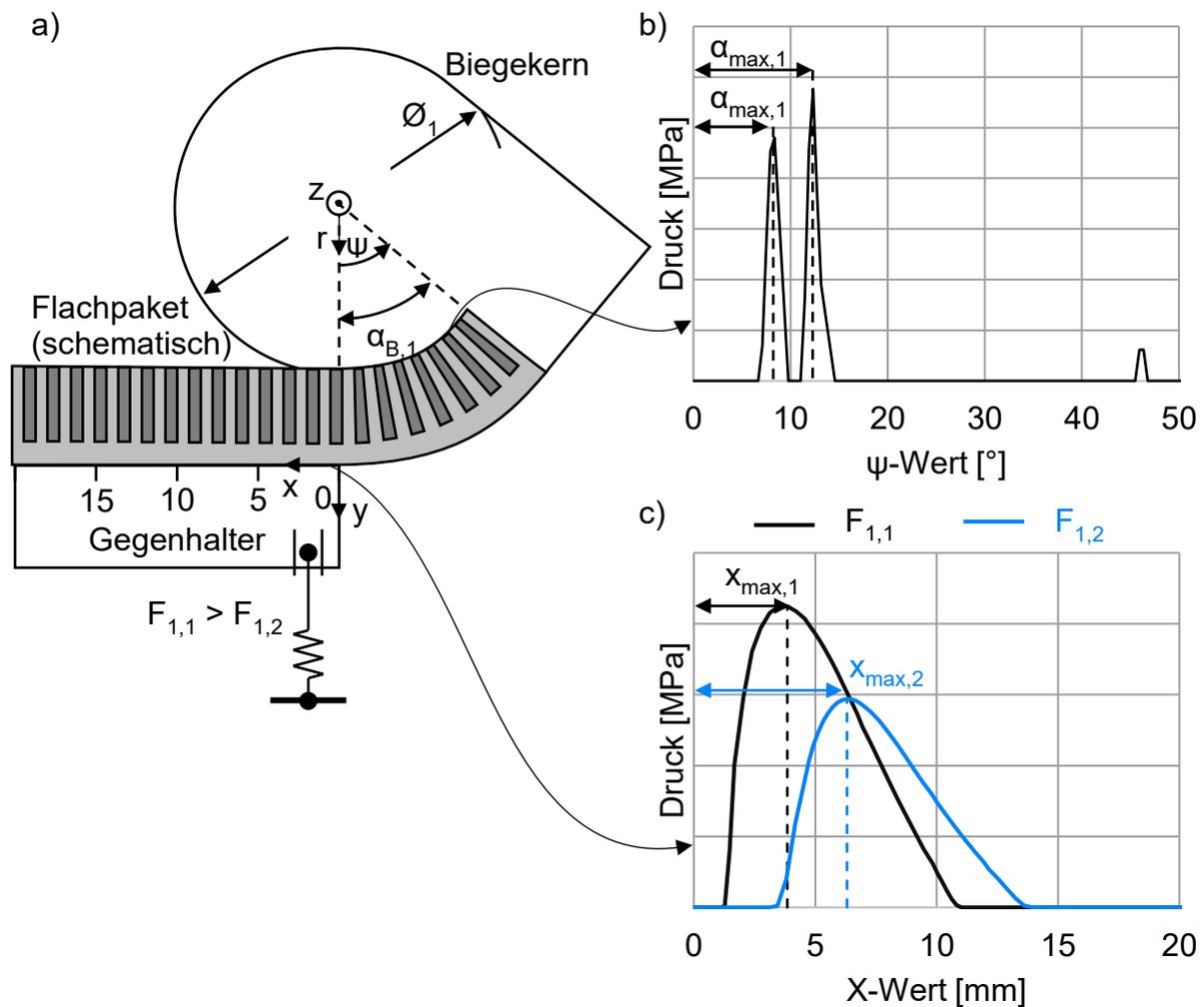
## 7.2 Implementierung eines Ansatzes zur Rundheitsoptimierung

Der Profilschnitt der inneren Statorgeometrie stellt ein wesentliches Statormerkmal in der Auslegung des Luftspalts zwischen Stator und Rotor dar und gilt als Indikator für die Leistungsfähigkeit der elektrischen Maschine, siehe Erläuterungen in Kapitel 2.1.2.3. Im Vergleich zu anderen Statorherstellungsverfahren zeichnet sich das Flachpaketverfahren durch hohe Füllfaktoren der Wicklungen in den vorgesehenen Statornuten und durch eine hohe Prozessrobustheit aus. Eine

Herausforderung des Verfahrens besteht jedoch in der Auslegung des Biegeprozesses, da diese einen wesentlichen Einfluss auf die Rundheit des Stators aufweist. Die Forderung nach geringeren Rundheitsabweichungen setzt ein hohes Prozessverständnis voraus auf dessen Basis gezielte Veränderungen der Prozessparameter vorgenommen werden können. Unter Verwendung der gewonnenen Erkenntnisse aus Kapitel 5 und 6 lässt sich ableiten, dass die Vorspannkraft in jeder Biegeoperation einen signifikanten Einfluss auf das Biegeergebnis aufweist und sich somit für eine Optimierung der Statorrundheit eignet. In Kapitel 6.2.2 wurde eine Korrelation zwischen der eingestellten Vorspannkraft und dem Radius des Werkstücks (nach der Rückfederung gemessen) ermittelt. In Kapitel 6.3.2 wurden diese Auswirkungen der Vorspannkraft auf den Profilschnitt eines geschlossenen Stators untersucht. Mithilfe des FE-Modells kann einerseits ein Verständnis für diese Auswirkungen der Vorspannkraft geschaffen und weiterhin ein Ansatz zur Nutzung abgeleitet werden.

### **Analyse des Kontaktdrucks während eines Biegevorgangs**

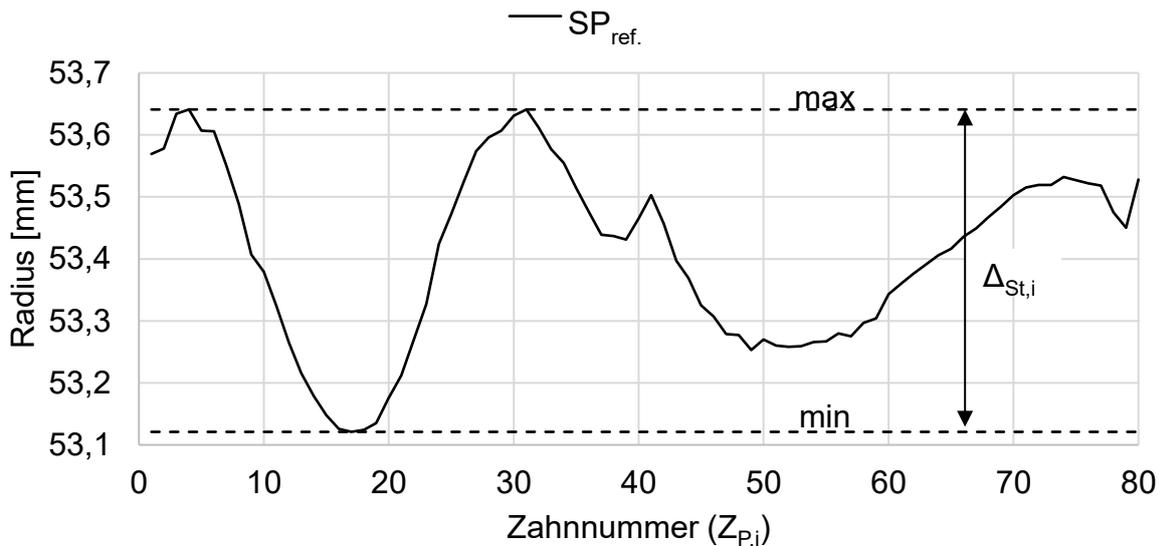
Eine detaillierte Analyse der Kontaktflächen zwischen Werkstück und Biegewerkzeugen ermöglicht eine Erklärung für die in Kapitel 6 beobachteten Effekte. Bild 7-1 zeigt den Stator Kern, den Gegenhalter und einen Biegekern während eines Biegevorgangs. Gemäß den Erläuterungen in Kapitel 5.1.2 dient ein vorgespanntes Federelement zur Erzeugung der Vorspannkraft. Für die weiteren Erläuterungen wurde ein kartesisches Koordinatensystem am rechten Ende des Gegenhalters und ein Zylinderkoordinatensystem im Mittelpunkt des Biegekerns eingeführt. Zusätzlich zeigt das Bild die Flächenpressung (Druck) zwischen Werkstück und Biegekern sowie zwischen Werkstück und Gegenhalter. Sowohl auf der Mantelfläche des Biegekerns als auch auf der Funktionsfläche des Gegenhalters liegt eine Druckverteilung mit einem eindeutigen Maximum vor. Die verzahnte Geometrie des Stators führt auf dem Biegekern zu zwei Maxima direkt nebeneinander. Daraus lässt sich schließen, dass die Kräfte des Biegevorgangs im Wesentlichen über die Kopfbereiche der Zähne in die Biegewerkzeuge eingeleitet werden. Eine Analyse dieser Druckverteilungen über den vollständigen zeitlichen Verlauf eines Biegevorgangs zeigt, dass sich diese Maxima  $x_{\max,1}$  am Beispiel des Gegenhalters in einem Bereich von etwa 3 mm verschieben. Ein Grund dafür liegt in der inhomogenen Geometrie des Flachpakets. Eine weitere FE-basierte Analyse mit reduzierter Vorspannkraft  $F_{1,2}$  ergibt eine dauerhafte Verschiebung dieser Druckmaxima  $x_{\max,2}$  und ein Herabsetzen des maximalen Druckwertes, siehe Bild 7-1. Eine Erhöhung der Vorspannkraft verschiebt das Maximum zu kleineren  $x$ -Werten. Daraus lässt sich schließen, dass die Biegerandbedingungen (in Form eines veränderten Hebelarms) eine deutliche Abhängigkeit von der Vorspannkraft aufweisen.



**Bild 7-1:** a) Biegevorgang mit zwei verschiedenen Vorspannkraften  $F_{1,1}$  und  $F_{1,2}$ ;  
 b) Drucklinien an den Funktionsflächen des Biegekerns mit maximalen Druckwerten bei Winkelstellungen  $\alpha_{max,1}$ ; c) Drucklinien an den Funktionsflächen des Gegenhalters mit  $x$ -Positionen  $x_{max,1}$  und  $x_{max,2}$  der maximalen Druckwerte

### Ansatz zur systematischen Rundheitsoptimierung beim Flachpaketbiegen

Der Einfluss der Vorspannkraft auf das Biegeergebnis wurde im Rahmen dieser Forschungsarbeiten experimentell und simulativ nachgewiesen sowie basierend auf den FE-Ergebnissen rechnerisch nachvollzogen. Die Messungen haben gezeigt, dass der Radius eines Statorabschnitts infolge einer Veränderung der Vorspannkraft um bis zu  $\pm 1$  mm verändert werden kann. Basierend auf einer Grobauslegung der Biegekerndurchmesser kann die Vorspannkraft damit als Parameter genutzt werden, um eine Feinjustierung des effektiven Biegeradius durchzuführen. Die Untersuchungen in Kapitel 6.3.2 zeigten, dass dadurch lokale Änderungen des Radiuses vom geschlossenen Stator bis zu  $\pm 0,15$  mm möglich sind. Das Diagramm in Bild 7-2 zeigt den Profilschnitt des Stators eines Referenzversuchs  $PS_{ref.}(Z_{P,i})$ . Nach Kapitel 5.4.3 stellen die Werte des Profilschnittes Radiuswerte bezüglich eines gemeinsamen bestangepassten Mittelpunkts dar.



**Bild 7-2:** Linear aufgetragener Profilschnitt des Referenzversuchs  $PS_{ref.}(Z_{P,i})$  mit einer Angabe der Rundheitsabweichungen  $\Delta_{St,i}$

In diesem zweidimensionalen Verlauf ergibt sich die Rundheit gemäß den Definitionen der DIN EN ISO 1101 aus der Differenz  $\Delta_{St,i}$  zwischen dem globalen Minimum und Maximum, siehe Kapitel 2.1.2.3. Diese Differenz beträgt im Referenzzustand  $\Delta_{St,i,ref.}$  0,52 mm. Die gemessenen Residualkurven in Kapitel 6.3.1 (Bilder 6-21 bis 6-24) zeigen die Veränderung des Profilschnittes infolge der Veränderung der Vorspannkraft in einer Biegeoperation, ohne die anderen Biegeoperationen anzupassen.

Der im Folgenden beschriebene Optimierungsansatz enthält die genannten Residualkurven, um die optimale Vorspannkraft für jede der vier Biegeoperationen zu berechnen. Dazu werden die einzelnen Residualkurven  $\Delta_{1-4}$  mit den Faktoren  $g_{1-4}$  gewichtet und mit dem Profilschnitt des Referenzversuchs  $PS_{ref.}(Z_{P,i})$  addiert. Dies ergibt einen berechneten Profilschnitt  $PS_{rechn.}(Z_{P,i})$ , welcher von den Gewichtungsfaktoren  $g_{1-4}$  abhängt, siehe Gleichung (7-1).

$$PS_{rechn.}(Z_{P,i}) = \Delta_1(Z_{P,i}) \cdot g_1 + \Delta_2(Z_{P,i}) \cdot g_2 + \Delta_3(Z_{P,i}) \cdot g_3 + \Delta_4(Z_{P,i}) \cdot g_4 + PS_{ref.}(Z_{P,i}) \quad (7-1)$$

Die Rundheit entspricht weiterhin der Differenz  $\Delta_{St,i}(g_1, g_2, g_3, g_4)$  zwischen dem Maximal- und Minimalwert des berechneten Profilschnittes in Gleichung (7-2).

$$\Delta_{St,i}(g_1, g_2, g_3, g_4) = \max(PS_{rechn.}(Z_{P,i})) - \min(PS_{rechn.}(Z_{P,i})) \quad (7-2)$$

Das Anpassen eines Gewichtungsfaktors, beispielsweise  $g_1$ , von 0 auf 1 entspricht einer Zunahme der Vorspannkraft in der ersten Biegeoperation vom Referenzwert um +3 kN (siehe Tabelle 6-7). Basierend auf diesem Zusammenhang wird ein mathematisches Optimierungsproblem mit der Zielgröße einer minimalen Rundheitsabweichung des berechneten Profilschnittes  $\Delta_{St,i}$  aufgestellt,

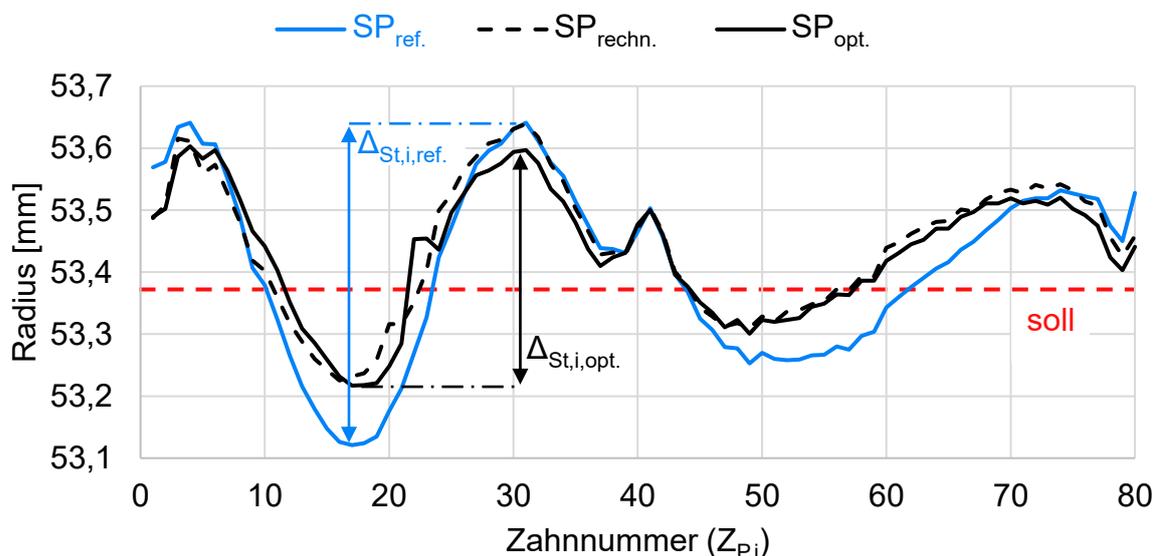
siehe Gleichung (7-3). Die Gewichtungsfaktoren stellen dabei die Variablen dar. Eine Suche der Lösung innerhalb des validierten Versuchsraums wird durch eine Festlegung des Wertebereichs der Gewichtungsfaktoren von -1 bis +1 gewährleistet.

$$\min_{g_1, g_2, g_3, g_4 \in [-1, 1]} (\Delta_{St,r}(g_1, g_2, g_3, g_4)) \quad (7-3)$$

Die Hypothese des Optimierungsansatzes besagt, dass eine Kombination von Vorspannkräften  $F_{1-4}$  für alle Biegeoperationen gefunden werden kann, die zu minimalen Rundheitsabweichungen führt.

### Rundheitsoptimierung des realen Flachpaketbiegeprozesses

Am Beispiel des Stators Typ 2 (siehe Tabelle 6-2) wurde der Optimierungsansatz für einen realen Fertigungsprozess geprüft. In Excel wurde ein Optimierungsrechner auf Basis des Gradientenverfahrens eingesetzt mit den vier Gewichtungsfaktoren, die als Variablen deklariert wurden. Die 80 Radiuswerte der Innenkontur des Stators ergeben sich aus dem in Gleichung (7-1) berechneten Profilschnitt  $PS_{\text{rechn.}}(Z_{P,i})$ . Das Ziel der Optimierungsrechnung bildet die Minimierung der Rundheitsabweichung  $\Delta_{St,i}$ . Innerhalb des Versuchsraums konnte ein mathematisches Optimum mit den Gewichtungsfaktoren  $g_1 = -1$ ,  $g_2 = +1$ ,  $g_3 = +1$  und  $g_4 = +1$  gefunden werden. Der Profilschnitt des Referenzzustandes  $PS_{\text{ref.}}(Z_{P,i})$  und der berechnete optimale Profilschnitt  $PS_{\text{rechn.}}(Z_{P,i})$  mit den optimalen Gewichtungsfaktoren sind in Bild 7-3 zu sehen. Das Ergebnis prognostiziert einen Profilschnitt mit Rundheitsabweichungen von 0,41 mm, welche 0,11 mm geringer sind als der Referenzstator. Die größten Veränderungen werden im Bereich zwischen Zahn 10 und 20 vorhergesagt.

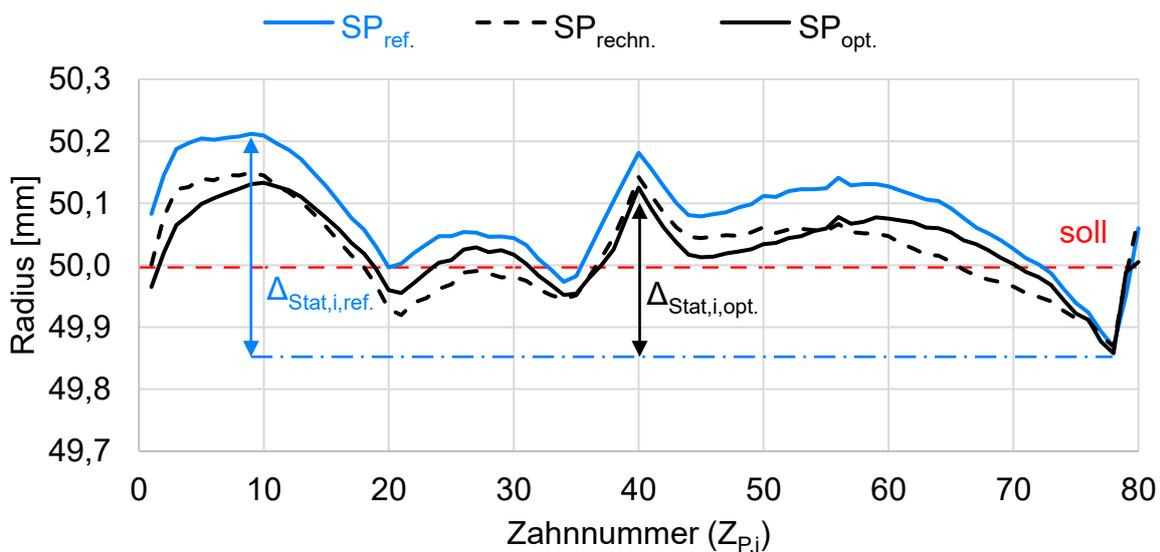


**Bild 7-3:** Linear aufgetragene Profilschnitte des Referenzzustandes  $PS_{\text{ref.}}(Z_{P,i})$ , der Optimierungsrechnung  $PS_{\text{rechn.}}(Z_{P,i})$  und des experimentellen Versuchs mit optimierten Vorspannkräften  $PS_{\text{opt.}}(Z_{P,i})$  für Statortyp 2

Die Übertragung der Gewichtungsfaktoren auf die Vorspannkkräfte im realen Biegeprozess erfolgt auf Basis der Tabelle 6-7. Ein Gewichtungsfaktor von +1 bedeutet eine Veränderung der Vorspannkraft um +3 kN. Daraus ergeben sich folgende Änderungen der Vorspannkkräfte bezüglich der Referenzeinstellungen:  $F_1 = -3$  kN,  $F_2 = +3$  kN,  $F_3 = +3$  kN und  $F_4 = +3$  kN. Mit diesen Einstellungen wurden drei neue Proben erzeugt, vermessen und ausgewertet. Die gemittelte Kurve der Profilschnitte  $PS_{opt.}(Z_{P,i})$  ist ebenfalls in Bild 7-3 abgebildet. 71 der 80 experimentellen Radiuswerte unterscheiden sich damit um weniger als 0,04 mm von der Prognose. Die größte Abweichung liegt bei Statorzahn 22 mit 0,10 mm vor.

Die Übereinstimmungen zwischen den Messergebnissen der experimentellen Untersuchung und dem berechneten Profilschnitt liefern eine Bestätigung für die Prognose. Die Verwendung der ermittelten Vorspannkkräfte führt somit zu einer erheblichen Verbesserung der Statorrundheit. In der praktischen Versuchsreihe wurden unter Produktionsbedingungen Rundheitsabweichungen  $\Delta_{St,i,opt.}$  von 0,39 mm gemessen, welche eine Reduktion um 25 % (siehe Bild 7-3) darstellen. Mithilfe dieses Optimierungsansatzes ist es gelungen, eine systematische Vorgehensweise zur Steigerung der Prozessqualität zu entwickeln.

Im Anschluss wurde der gleiche Ansatz mit Statoren nach Typ 1 (siehe Tabelle 6-2) durchgeführt. Die linear aufgetragenen Profilschnitte der Referenzmessung  $PS_{ref.}(Z_{P,i})$ , der Optimierungsrechnung  $PS_{rech.}(Z_{P,i})$  und des experimentellen Versuchs mit optimierten Vorspannkkräften  $PS_{opt.}(Z_{P,i})$  sind in Bild 7-4 zu sehen. Im Rahmen dieses zweiten Optimierungsdurchlaufs wurden die Rundheitsabweichungen von 0,34 mm auf 0,28 mm, also um etwa 18 %, herabgesetzt.



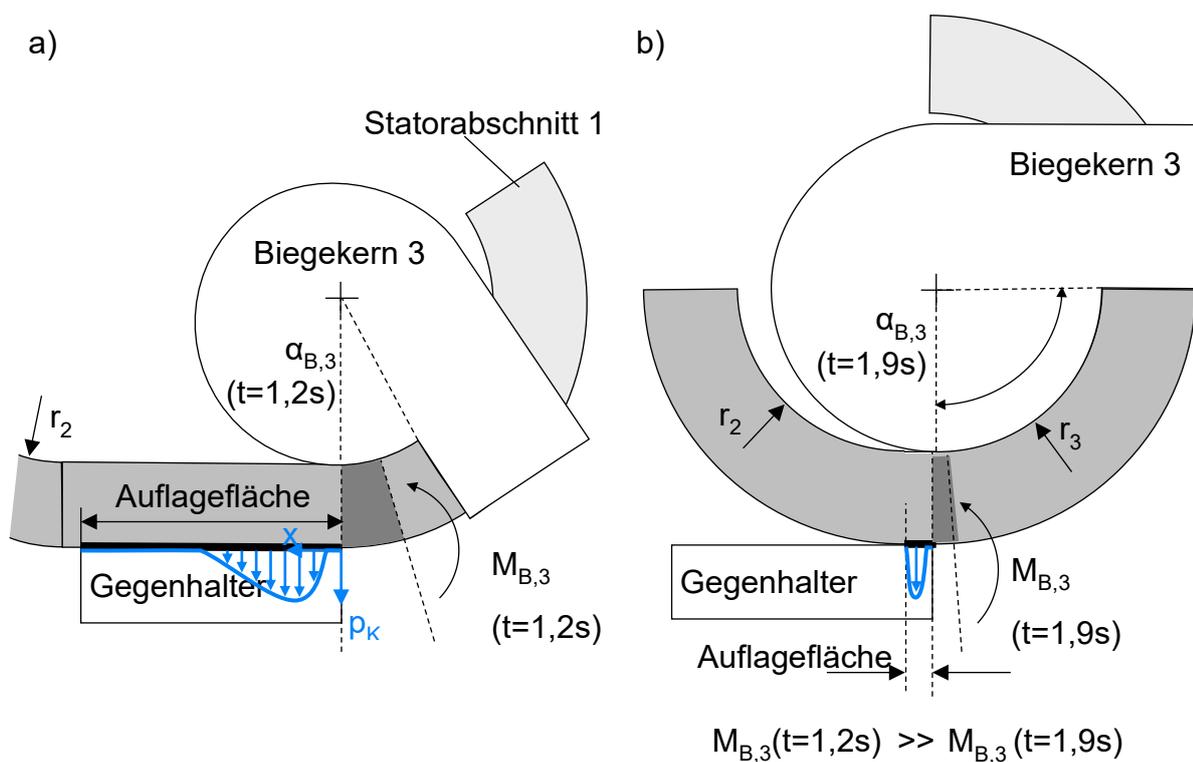
**Bild 7-4:** Linear aufgetragene Profilschnitte des Referenzzustandes  $PS_{ref.}(Z_{P,i})$ , der Optimierungsrechnung  $PS_{rech.}(Z_{P,i})$  und des experimentellen Versuchs mit optimierten Vorspannkkräften  $PS_{opt.}(Z_{P,i})$  für Statortyp 1

Bei beiden Optimierungsdurchläufen wurden die bewusst gesetzten Grenzen der Gewichtungsfaktoren von -1 und +1 erreicht. Eine Optimierungsrechnung mit Statortyp 1 ohne diese Grenzen führte erwartungsgemäß zu Gewichtungsfaktoren, die sich betragsmäßig größer als 1 eingestellt hatten. Die entsprechenden Vorspannkräfte befanden sich allerdings noch in dem realisierbaren Bereich von 0 bis 15 kN der Biegeanlagen. Mit diesen Vorspannkräften konnte eine weitere Reduzierung der Rundheitsabweichungen des Statortyps 1 auf 0,26 mm erzielt werden. Insgesamt entspricht dies einer Verbesserung von etwa 24 % im Vergleich zur Referenzmessung.

### 7.3 Optimierungspotenziale des Statorbiegeprozesses

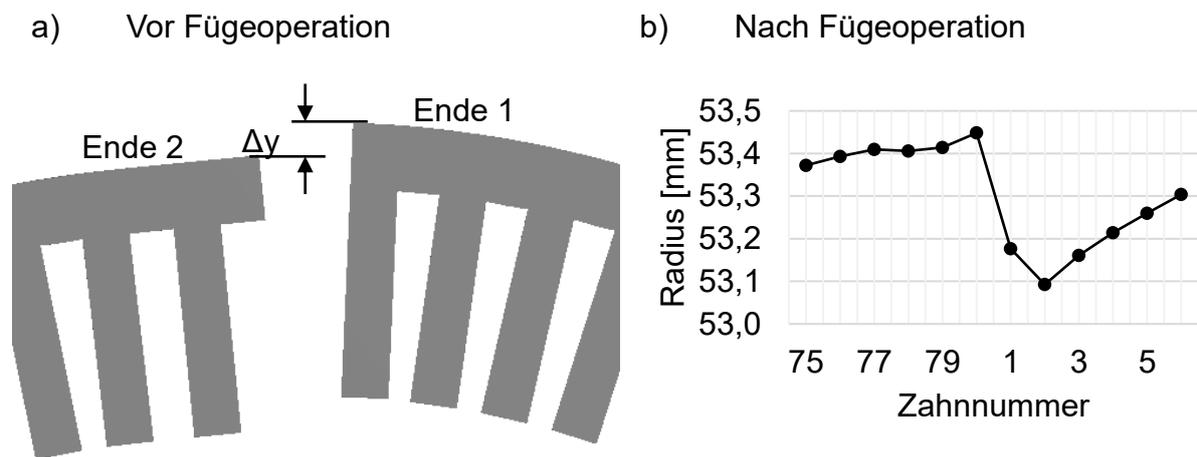
Die erzeugten Simulationsmodelle ermöglichen zum einen die Visualisierung und zum anderen die Bestimmung zentralen Prozessparameter des Flachpaketbiegeprozesses, die in der Realität teilweise nur durch aufwändige Versuchsaufbauten und integrierte Messtechnik realisierbar wären. Mit diesen Visualisierungen können Vorgänge detailliert betrachtet werden, bevor experimentelle Versuchsreihen zur Validierung durchgeführt werden. Anhand solcher Analysen lassen sich spezifische Prozessgrenzen, aber auch weitere Optimierungspotenziale identifizieren.

Ein Beispiel für ein Optimierungspotenzial des Prozessablaufs stellt der Werkzeugwechsel zwischen der zweiten und dritten Biegeoperation dar. Die Biegereihenfolge sieht vor, dass zuerst ein großer Abschnitt des Stators beginnend bei Ende 1 gebogen wird. Darauf folgt Biegeoperation 2 zur Umformung des zweiten Statorabschnitts. Übrig bleiben zwei unbearbeitete Statorabschnitte, einer am Ende 2 des Flachpaketes und einer zwischen den beiden umgeformten Statorabschnitten. Bild 7-5 a) zeigt eine Detailansicht zu Beginn der dritten Biegeoperation, der erste Statorabschnitt ist bereits gebogen und befindet sich rechts vom Gegenhalter. Der zweite gebogene Statorabschnitt befindet sich links außerhalb des Sichtbereichs. Der Beginn von Abschnitt 3 befindet sich je nach Statortyp zwischen den Statorzähnen 28 und 32, das Ende zwischen den Statorzähnen 18 und 22. Bei den Auswertungen der Profilschnitte von geschlossenen Statoren fiel auf, dass im Bereich des 20. Statorzahns eine erhebliche Unstetigkeit auftritt (siehe Bild 7-2). Die Statorzähne haben sich in diesem Bereich deutlich weniger zueinander bewegt als im restlichen Stator. Die Auswertung des Biegemoments am Biegekern der dritten Biegeoperation lässt erkennen, dass sich vor Beendigung des dritten Biegevorgangs der bereits gebogene zweite Statorabschnitt auf dem Gegenhalter befindet. Es kommt zu einem signifikanten Abfall des Biegemoments, da der Auflagepunkt (idealisiert Punkt, in dem der Pressungsschwerpunkt angreift, siehe Bild 7-5 b) aufgrund der vorgebogenen Statorgeometrie nach rechts wandert. Der Übergang zwischen Statorabschnitt 2 und 3 wird daher nur geringfügig umgeformt.



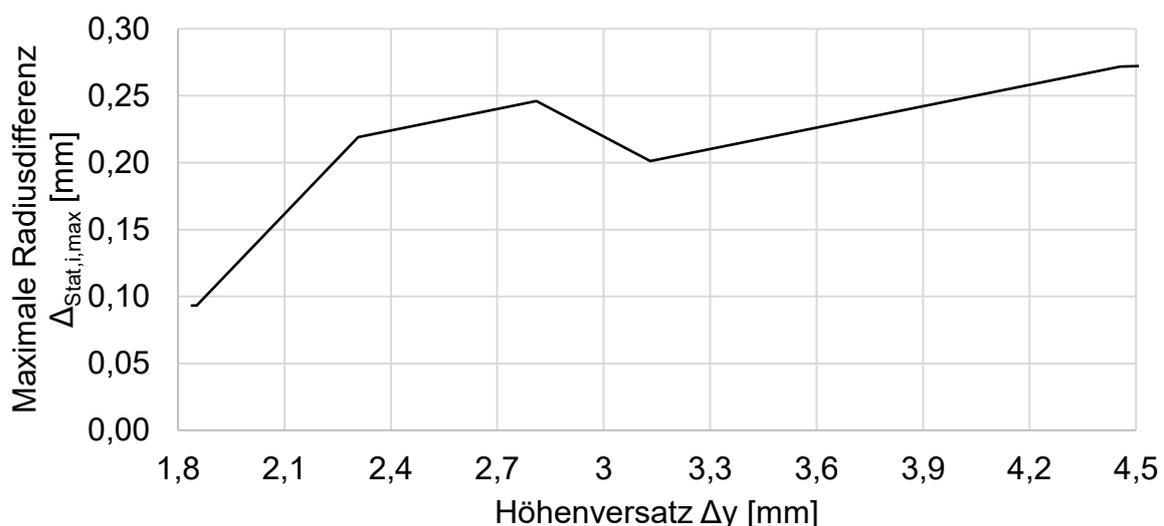
**Bild 7-5:** Auf- und Anlageverhältnisse des Werkstücks und Biegemoment  $M_{B,3}$  auf dem Gegenhalter während der dritten Biegeoperation a) zum Zeitpunkt  $t = 1,2 \text{ s}$ ;  
b) zum Zeitpunkt  $t = 1,9 \text{ s}$

Im Rahmen der FE-basierten Berechnungen wurden Untersuchungen durchgeführt, in denen die Vorspannkraft zum Ende des dritten Biegevorgangs gezielt gesteigert bzw. reduziert wurde. Diese Vorgehensweise konnte die beschriebene Problematik der fehlenden Umformung des Stators im Bereich der 18. bis 22. Nut nicht beheben. Zur Behebung dieser Problematik ist gemäß den ist ein Zwischenschritt zur Rundung dieses Bereichs, beispielsweise mit einer Presse oder eine drei-Rollen-Vorrichtung, denkbar. Die Stoßstelle (Statorzähne 79, 80, 1 und 2) der beiden Statorenden stellt eine weitere Unstetigkeit im Profilschnitt der geschlossenen Statoren dar. Dies kann durch den Höhenversatz  $\Delta y$  zwischen den beiden Statorenden kurz vor dem Fügevorgang begründet werden. Dieser kann gemäß einer Analyse der FE-Ergebnisse mehrere Millimeter betragen. Bild 7-6 a) zeigt die Auswertung der Radien in diesem Bereich. Die Zahnnummern sind auf der Abszisse, die Radiuswerte auf der Ordinate aufgetragen. Diese Unstetigkeit im Profilschnitt zeigt erhebliche Einflüsse auf das Schwingungsverhalten (Geräusentwicklung) der elektrischen Maschine und ist folglich ein relevantes Ergebnis des Flachpaketbiegeprozesses.



**Bild 7-6:** a) Höhenversatz  $\Delta y$  zwischen Ende 1 und Ende 2 des Stators nach der vierten Biegeoperation; b) Unstetigkeit im Profilschnitt im Übergangsbereich der Fügestelle von Zahn 79 bis Zahn 2 nach Beendigung des fünften Prozessabschnitts

Im FE-Modell war es möglich, den Höhenversatz der beiden Statorenden mit einer Veränderung der Vorspannkräfte in den vier Biegeoperationen und damit auch die Unstetigkeiten im Profilschnitt nach Vollendung der Kalibrier- und Fügeoperation zu verändern. Bild 7-7 zeigt den Zusammenhang zwischen der maximalen Differenz zweier Punkte im Profilschnitt  $\Delta_{St,i,max}$  und der vorher ermittelten Höhendifferenz der Statorenden  $\Delta y$ . Anhand dieser FE-basierten Untersuchungsergebnisse lässt sich ableiten, dass eine optische oder taktile Messung dieser geometrischen Eigenschaft vor der Kalibrier- und Fügeoperation auch im realen Fertigungsbetrieb eingesetzt werden sollte. Daraus ist eine Steigerung der Qualität und der Robustheit des Prozesses zu erwarten.



**Bild 7-7:** FE-basierter Zusammenhang zwischen Höhenversatz  $\Delta y$  und maximaler Radiusdifferenz  $\Delta_{St,i,max}$  zwischen zwei benachbarten Zähnen nach dem Kalibrieren und Schweißen

Zusammengefasst können die aufgebauten FE-Modelle bei der Identifizierung von Optimierungspotenzialen und der Prüfung von Weiterentwicklungen des Flachpaketprozesses verwendet werden. Konkrete Beispiele sind die Identifizierung der fehlenden Umformarbeit am Ende der dritten Biegeoperation und eine störende Höhendifferenz zwischen beiden Statorenden vor der Fügeoperation. Ein zwischengelagerter lokaler Pressvorgang und eine in den realen Prozess integrierte Höhenmessung würden Maßnahmen zur Weiterentwicklung des realen Serienprozesses darstellen.

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

### 8.1 Zusammenfassung

Die zunehmende Nachfrage nach effizienten elektrischen Maschinen, insbesondere in der Automobilindustrie, zeichnet sich in der Entwicklung und Fertigung der Unterbaugruppen Stator, Rotor und Leistungselektronik ab. Strategien zur Realisierung hoher Füllfaktoren der Statoren sowie hoher Automatisierungsgrade in der Statorfertigung sind häufig Gegenstand aktueller internationaler Forschungsarbeiten. Insbesondere Ansätze basierend auf Steckwicklungen (Hairpins) zeigen eine Erweiterung der bisher bekannten Grenzen in diesem Gebiet auf. Das Flachpaketbiegeverfahren ist lediglich in wenigen Publikationen zu finden, obwohl mit diesem Verfahren ebenfalls effiziente Statoren mit hoher Leistungsdichte hergestellt werden können. Die in dieser Arbeit beschriebenen Forschungsarbeiten zeigen Lösungsansätze zu aktuellen Herausforderungen des Flachpaketbiegeverfahrens und liefern damit einen Beitrag zu dessen Konkurrenzfähigkeit im Feld der Statorfertigung.

Aufgrund der hohen Komplexität des mehrstufigen Flachpaketbiegeprozesses begannen die Arbeiten zunächst mit einer systematischen Analyse, die in Kapitel 4 beschrieben wurde. Die reale Prozessfolge aus dem Produktionsbetrieb wurde in eine Funktionsstruktur überführt mit dem Ziel, die komplexen Zusammenhänge des mehrstufigen Biegeprozesses in einzelne sequenzielle Biegeoperationen zu trennen und damit die Komplexität zu senken. Jede Biegeoperation wurde mit Werkstückkennwerten, Prozessparametern und Ergebnisgrößen quantifiziert. Dabei enthalten die Werkstückkennwerte sowohl die Geometriedaten der Komponenten des Statorkerns, der Wicklungen und der Isolationsfolie als auch deren mechanische Kennwerte. Die Prozessparameter stellen Möglichkeiten zur Beeinflussung des Prozesses durch Verändern der Maschineneinstellungen dar. Die geometrischen Eigenschaften der Werkstücke mit ihren jeweiligen Zwischengeometrien nach Beendigung der einzelnen Biegestufen und nach Beendigung des vollständigen Prozesses beschreiben die Ergebnisgrößen. Diese Funktionsstruktur stellt die Basis der Hauptuntersuchungen in dieser Arbeit dar, insbesondere der Modellierungsarbeiten. Kapitel 4 enthält außerdem die Beschreibung der Grundlagenversuche zur Charakterisierung der mechanischen Kennwerte der Komponenten.

Zur systematischen Steigerung des Prozesswissens wurde für die Entwicklung der benötigten FE-Modelle der beschriebenen Biegeoperationen und des gesamten Flachpaketbiegeprozesses die Simulationssoftware ANSYS Workbench 18.2 gewählt. Zu Beginn des fünften Kapitels wird der Aufbau eines Simulationsmodells des Eisenkerns zur Berechnung des Vorspann-, Umform- und Rückfederungsvorgangs mit Flachpaketen ohne Wicklung beschrieben. Ausführliche Darlegungen der getroffenen Annahmen, der Idealisierungen der Werkzeuggeometrien sowie der durchgeführten

Konvergenz- und Plausibilitätsanalysen zur Verifizierung folgen in Kapitel 5.2 dieser Arbeit und liefern Beiträge zur Bewertung der Modellgüte von Umformsimulationen des leeren Flachpakets. In weiteren Schritten wurde die Entwicklung von Detailmodellen der geometrisch komplexen Wicklungen vorgestellt. Dabei lieferten Bewegungsanalysen des leeren Flachpakets während eines Biegevorgangs die Randbedingungen für Umformsimulationen einzelner Wicklungssegmente. Die drei Stadien der Kontaktsituationen (frei, 3-Punkt-Biegung und Stauchung) zwischen Stator kern und Wicklung konnten abhängig von den zuvor ermittelten Drahteigenschaften quantifiziert werden. Dies ermöglichte wiederum eine Überführung auf Ersatzmodelle der Wicklungen, die sich in das leere Modell des Stator kerns implementieren ließen und damit den Einfluss der Wicklungen auf das Umform- und Rückfederungsverhalten der montierten Baugruppe (Stator kern mit Kupferfüllung) abbilden. Im letzten Abschnitt des fünften Kapitels wird der Aufbau des FE-Modells für die vierstufige Biegesequenz, also einer Aneinanderreihung von einzelnen Biegemodellen des Stator kerns mit Ersatzmodellen der Wicklungen, beschrieben. Dieses Prozessmodell enthält ebenfalls die abschließende Kalibrier- und Fügeoperation. Dieses Prozessmodells ermöglicht die Berechnung von Zusammenhängen zwischen den in Kapitel 4.2 eingeführten Werkstückkennwerten, Prozessparametern und geometrischen Ergebnisgrößen.

In Kapitel 6 folgen die Beschreibungen zur Validierung der FE-Modelle basierend auf experimentellen Untersuchungen der einzelnen Biegeoperationen und des gesamten Flachpaketbiegeprozesses. Zur Auswertung der Statorgeometrie wurde eine Vorgehensweise entwickelt, in der die gebogenen Statoren mittels 3D-Scan-Technologie digitalisiert und anschließend in zweidimensionale Schnittgeometrien überführt werden können. Anhand dieser Geometrien wurden Ergebnisgrößen, also Radius und Mittelpunktswinkel der Kreisbögen sowie die Länge der tangential anliegenden Geraden, berechnet und mit den Ergebnisgrößen aus FE-Simulationen verglichen. Die Untersuchungen enthielten Versuche mit leeren Statoren, Statoren mit Standardwicklungen und Versuche mit variierenden Vorspannkräften zwischen Biegekern, Flachpaket und Gegenhalter. Insbesondere die Ergebnisse der Versuche mit veränderten Vorspannkräften lieferten neue Erkenntnisse zum Biegeprozess, die zudem Potenziale zur Prozessoptimierung aufdeckten. Aus diesem Grund wurden Einflüsse infolge von Veränderungen der Vorspannkraft auf die Statorgeometrie nach Beendigung des vollständigen Prozesses untersucht. Mit einer vorhandenen Messprozedur basierend auf Koordinatenmessung wurden Rundheitsabweichungen des Stators auf etwa 0,5 mm beziffert. Veränderungen der Vorspannkräfte einzelner Biegeoperationen zeigten charakteristische Residualkurven der Profilschnitte mit Extremwerten von bis zu  $\pm 0,15$  mm.

Kapitel 7 schließt mit einer Übertragung der gewonnenen Erkenntnisse auf den realen Fertigungsbetrieb ab. Die charakteristischen Einflüsse auf den Profilschnitt infolge einer Veränderung der Vorspannkraft in einer Biegeoperation ließen die Annahme zu, dass sich die Rundheitsabwei-

chungen des Profilschnittes reduzieren lassen, indem geeignetere Vorspannkräfte in allen vier Biegeoperationen eingestellt werden. Zu diesem Zweck wurden die Residualkurven in ein mathematisches Optimierungsproblem mit einem Gewichtungsfaktor pro Biegeoperation überführt. Die vier Gewichtungsfaktoren dienten als Variablen zum Erreichen eines Minimums an Rundheitsabweichungen im Profilschnitt der inneren Statorgeometrie. Die Ergebnisse der Optimierungsrechnungen wurden durch experimentelle Versuche bestätigt. Mit den gefundenen Maschineneinstellungen konnten die Rundheitsabweichungen von zwei Statortypen um ca. 25 % reduziert werden. Die optimierten Einstellungen fanden eine dauerhafte Anwendung im Betrieb. Zusätzlich zu dieser Reduzierung der Rundheitsabweichungen stellt der Optimierungsansatz einen systematischen Ablauf zur Ermittlung von Maschineneinstellungen im Serienbetrieb dar. Bei zukünftigen konstruktiven Änderungen der Statorgeometrie, der verwendeten Statorwerkstoffe oder bei chargenbedingten Schwankungen der Statoreigenschaften können innerhalb einer absehbaren Anzahl an Versuchen geeignete Prozesseinstellungen gefunden werden. Dies würde die angesprochenen Iterationen oder gar Prozessstillstände erheblich reduzieren oder vermeiden.

Diese Arbeit liefert einen Grundstein zur Modellierung des mehrstufigen Flachpaketprozesses. Mithilfe der hier entwickelten systematischen Vorgehensweise konnte die Komplexität des Prozesses reduziert werden. So konnte das Prozesswissen zu diesem neuartigen Herstellungsverfahren für Statoren gesteigert sowie ein Ansatz zur Optimierung des Prozesses entwickelt und bestätigt werden. Insgesamt ist mit diesen Ergebnissen eine Erhöhung der Relevanz des Flachpaketverfahrens und dessen Konkurrenzfähigkeit bezüglich anderer Statorherstellungsverfahren zu erwarten.

## 8.2 Ausblick

Die beschriebenen Methoden zur Auswertung der Statorgeometrien nach Beendigung einzelner Biegeoperationen bieten eine gute Grundlage für weitere Untersuchungen. Insbesondere Sensitivitätsstudien der Statorgeometrie bezüglich der mechanischen Eigenschaften der verwendeten Blechwerkstoffe für die Statorlamellen wurden im Rahmen dieser Arbeit nicht durchgeführt. Hier sind Versuchsreihen mit einer Anzahl an verschiedenen Blechwerkstoffen und Proben pro Blechwerkstoff denkbar. Eine solche Untersuchung könnte die FE-Modelle auch bezüglich der mechanischen Eigenschaften besser absichern und damit als Grundlage zur Festlegung von Lieferspezifikationen der Statorlamellen dienen.

Die Charakterisierung der Wicklungen wurde im Rahmen dieser Arbeit als Randthema eingestuft. Zwar wurden die Einflüsse der Wicklungen auf das Biegeverhalten der Gesamtbaugruppe untersucht, eine Quantifizierung des Einflusses der einzelnen Operationen innerhalb der Fertigungshistorie wurde jedoch nicht durchgeführt. Zukünftige Untersuchungen zu diesem Thema sollten die mechanischen Eigenschaften verschiedener Drähte im Drahtzugversuch charakterisieren und

anschließend in ein Prozessmodell zur Erzeugung der Luftspulen überführen. Eine Berücksichtigung der Lackschichten würde die Komplexität erhöhen, könnte aber auch das Wissen zu Grenzwerten realisierbarer Umformgrade der Kupferlackdrähte steigern. Dieses Wissen ist relevant für die Auslegung des Wickelprozesses, da Beschädigungen des Lacks zu Kurzschlüssen zwischen zwei Phasen oder zwischen Phase und Stator kern führen können.

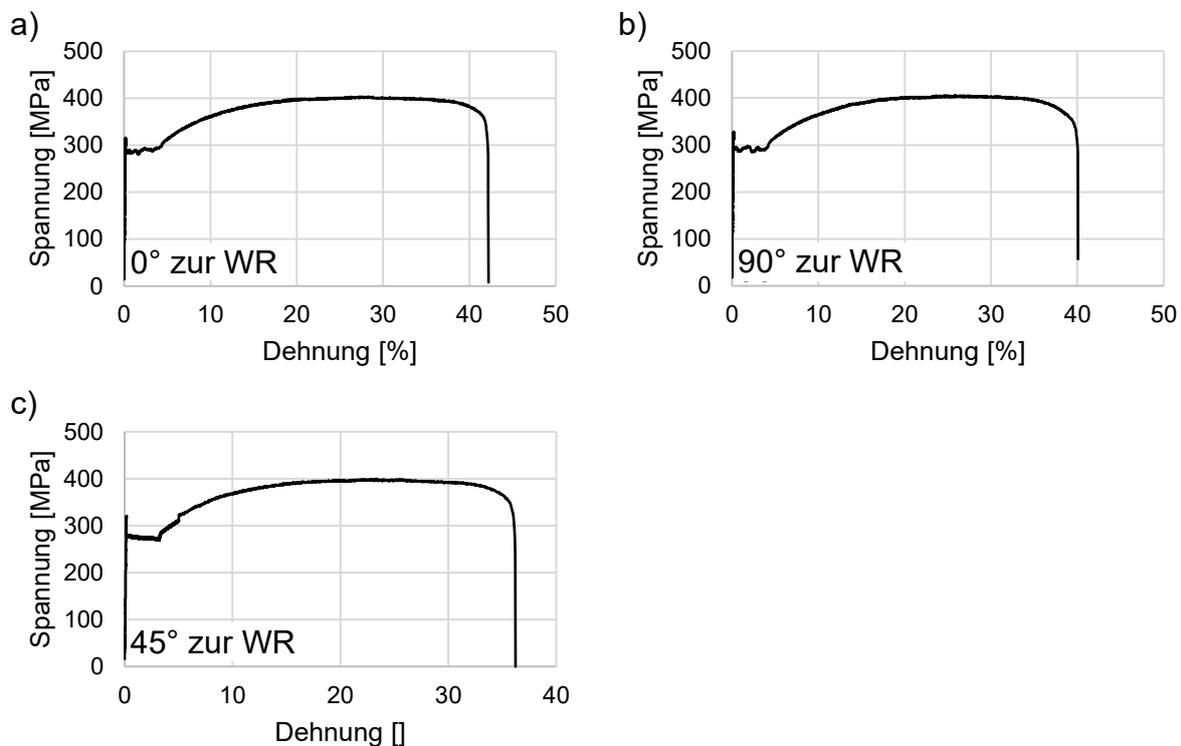
Die in dieser Arbeit vorgestellten Modelle können zudem zukünftig in ganzheitliche Analysen der elektrischen Maschine eingegliedert werden. Aus Theorie und Praxis ist bekannt, dass plastische Formänderungen in einer Komponente dessen Verhalten im Falle von Weiterbelastungen innerhalb einer Baugruppe beeinflussen. Insbesondere der magnetische Fluss in den Statorlamellen könnte von den umgeformten Zonen beeinflusst werden und damit die Leistungsfähigkeit des Stators senken. Außerdem ist bekannt, dass lokale Verfestigungen im Material die Steifigkeit der Komponente und das Schwingverhalten beeinflussen. Dieses ist im Automobilbereich als relevant einzustufen. Die Simulationsplattform ANSYS Workbench 18.2 bietet eine Vielzahl an Möglichkeiten zur Berechnung und Berücksichtigung solcher physikalischen Effekte. Aus diesem Grund wäre eine Übertragung der entwickelten Modelle auf elektromagnetische Simulationsstudien oder Schwingungsanalysen weiterführend denkbar.

Der Einfluss der Vorspannkraft auf die Randbedingungen im Flachpaketbiegeprozess stellt eine der wesentlichen Erkenntnisse dieser Forschungsarbeiten dar. Diese Erkenntnis könnte zukünftig zur Entwicklung einer Prozessregelung verwendet werden. Aus der Praxis ist bekannt, dass chargenbedingte Schwankungen der mechanischen Eigenschaften, besonders der Statorlamellen, das Maß der Rückfederung beeinflussen. Anhand der in Kapitel 6 gezeigten Versuchsergebnisse kann identifiziert werden, welche maximalen Änderungen der Statorgeometrie durch eine Änderung der Vorspannkraft im realen Fertigungsprozess auftreten können. Innerhalb dieser Grenzen könnten die Vorspannkraft automatisch in einer Prozessregelung angepasst werden, um stochastisch schwankende Rückfederungseffekte kompensieren zu können. In Kombination mit einer Überwachung der Statorgeometrie am Ende einer Biegeoperation ist zudem eine automatisierte Adaption des Prozesses auf neue Chargen vorstellbar. Bedingungen dafür sind digital einstellbare Vorspannkraft und Sensoren zur Ermittlung des Werkstückzustands. Vorspannkraft könnten beispielsweise mittels digitaler Druckregler der Pneumatikzylinder oder mittels Servopressen gesteuert werden. Mit Hilfe einer solchen Maßnahme ist eine Senkung der Rundheitsabweichungen und Erhöhung der Prozessrobustheiten zu erwarten.

## 9 Anhang

### 9.1 Spannungs-Dehnungs-Kurven der Zugversuche von Elektroblechen (Werkstoff M800-50A, Blechdicke 0,5 mm, DIN 50125 – Form H)

Die Diagramme in Bild 9-1 zeigen Messergebnisse der Zugversuche des Elektroblechs mit der Materialbezeichnung M800 – A50, die zur Modellierung des Werkstoffverhaltens in den FE-Rechnungen verwendet wurden. Bild 9-1 a) resultiert aus vier Blechproben in 0° zur Walzrichtung (WR). Das Diagramm in Bilder 9-1 b) resultiert aus vier Blechproben in 90° zur Walzrichtung. Das Diagramm in Bilder 9-1 c) resultiert aus vier Blechproben in 45° zur Walzrichtung. Die Ergebnisse dienen als Grundlage für die verwendeten Materialmodelle in den FE-Simulationen.

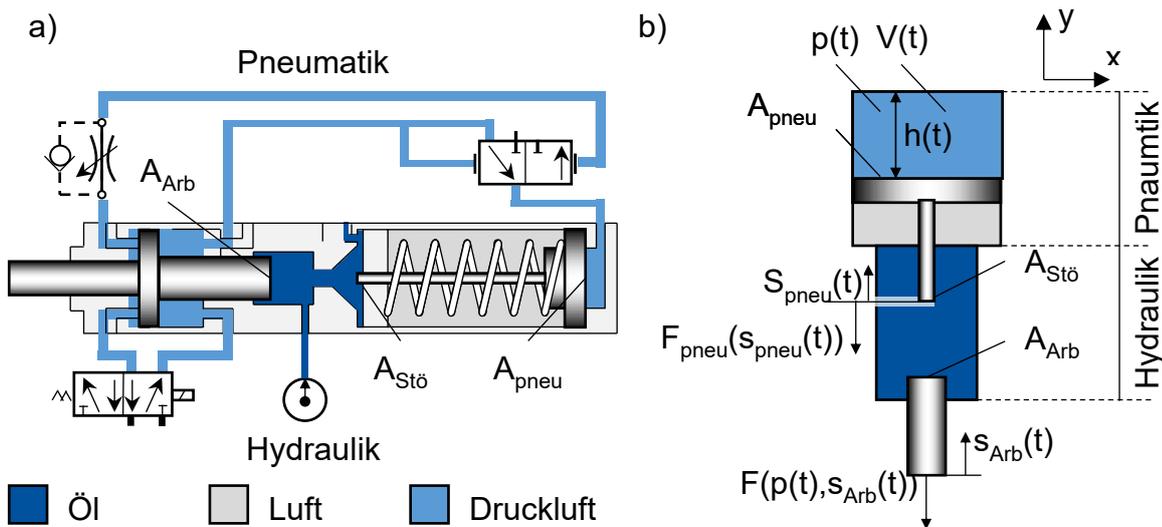


**Bild 9-1:** Ergebnisse der Zugversuche (DIN 50125 Form H, vgl. Kapitel 4.3.1) von Elektroblechen mit der Materialbezeichnung M800 - A50 und der Blechdicke 0,5 mm in a) 0° zur Walzrichtung; b) 90° zur Walzrichtung; c) 45° zur Walzrichtung

### 9.2 Herleitung des Zusammenhangs zwischen dem pneumatischen Zylinderdruck und der Vorspannkraft sowie der Achssteifigkeit

Bild 9-2 a) stellt die Funktion eines pneumohydraulischen Antriebs der Firma TOX® PRESSTECHNIK GmbH schematisch dar. Zylinder dieser Art zeichnen sich durch eine zweistufige Translation des Arbeitskolbens aus. In der ersten Stufe wird der Arbeitskolben in Form eines Eilgangs direkt und ohne Übersetzungsstufe, durch die von außen eingespeiste Druckluft bewegt.

Bild 9-2 a) stellt das Ende dieser Translation dar. In der zweiten Stufe erfolgt eine Translation des pneumatischen Kolbens auf der rechten Seite als Folge des pneumatischen Drucks  $p(t_2)$  auf die Fläche  $A_{\text{pneu}}$ . Dadurch verringert der Stößel mit der Stößelfläche  $A_{\text{Stö}}$  das Volumen in der mittleren Kammer und steigert damit den Öldruck in der Hydraulikkammer. Schließlich ergibt sich die Kraft des Arbeitskolbens aus dem hydraulischen Druck und der Fläche des Arbeitskolbens  $A_{\text{Arb}}$ . Aufgrund der Verwendung verschiedener Querschnittsflächen für den pneumatischen Kolben  $A_{\text{pneu}}$ , den Stößel  $A_{\text{Stö}}$  und den Arbeitskolben  $A_{\text{Arb}}$  findet in dieser zweiten Translationsstufe eine erhebliche Übersetzung statt.



**Bild 9-2:** a) Schematische Darstellungen eines pneumohydraulischen Antriebs der Firma TOX® PRESSOTECHNIK GmbH in Anlehnung an [133]; b) Vereinfachung des pneumohydraulischen Zylinders zur Berechnung Kraft  $F(p(t), s_{\text{Arb}}(t))$  in Abhängigkeit vom eingestellten Druck  $p(t)$  im pneumatischen Zylinder und dem zurückgelegten Weg  $s_{\text{Arb}}(t)$

Während des Biegevorgangs von Flachpaketen können drei Translationsstufen identifiziert werden: der Eilgang als Stufe 1 (Zeitpunkt  $t_1$ ), das Aufbringen der Vorspannkraft mithilfe der hydraulischen Übersetzung als Stufe 2 (Zeitpunkt  $t_2$ ) und eine Kraftwirkung auf den Arbeitskolben infolge einer Zunahme der Umformkräfte als Stufe 3 (Zeitpunkt  $t_3$ ). Bild 9-3 b) zeigt eine vereinfachte Darstellung des pneumohydraulischen Zylinders am Ende der zweiten Stufe. Aus einem pneumatischen Druck  $p(t_2)$  und der hydraulischen Übersetzung  $i_{ii}$  ergibt sich die Kraft des Arbeitskolbens  $F(t_2)$  nach Gleichung (5-1). Diese entspricht der Vorspannkraft zwischen Flachpaket und Biegekern bevor der tatsächliche Biegevorgang beginnt.

$$F(t_2) = p(t_2) \cdot A_{\text{pneu}} \cdot i_{ii} = p(t_2) \cdot \frac{A_{\text{pneu}} \cdot A_{\text{Arb}}}{A_{\text{Stö}}} \quad (5-1)$$

Während des Biegeprozesses, also in der dritten Belastungsstufe des Zylinders, werden zusätzliche Kräfte in positiver  $y$ -Richtung in die Achse des Biegekerns und damit in den pneumohydraulischen Zylinder geleitet. Bei einer Translation des Arbeitskolbens  $s_{\text{Arb}}$  kommt es zu einer Reduktion des Volumens auf  $V(t_3)$  des Pneumatikzylinders und damit, nach den Annahmen einer isothermen Zustandsänderung mit idealem Gas, zu einer Steigerung des pneumatischen Drucks auf  $p(t_3)$ .

$$p(t_2) \cdot V(t_2) = p(t_3) \cdot V(t_3) \quad (9-1)$$

Bei einer Betrachtung der Translation des pneumatischen Kolbens  $s_{\text{pneu}}$  und der Anfangshöhe des Kolbens  $h(t_2)$  führt dies zu Gleichung (9-2).

$$p(t_3) = \frac{p(t_2) \cdot V(t_2)}{V(t_3)} = \frac{p(t_2) \cdot A_{\text{pneu}} \cdot h(t_2)}{A_{\text{pneu}} \cdot h(t_2) - A_{\text{pneu}} \cdot s_{\text{pneu}}} = \frac{p(t_2) \cdot h(t_2)}{h(t_2) - s_{\text{pneu}}} \quad (9-2)$$

Der Druck  $p(t_3)$  auf die Grundfläche des pneumatischen Kolbens  $A_{\text{pneu}}$  erzeugt eine Kraft  $F_{\text{pneu}}(t_3)$  nach Gleichung (9-3).

$$F_{\text{pneu}}(s_{\text{pneu}}(t_3)) = p(t_3) \cdot A_{\text{pneu}} = \frac{A_{\text{pneu}} \cdot p(t_2) \cdot h(t_2)}{h(t_2) - s_{\text{pneu}}(t_3)} \quad (9-3)$$

Bezogen auf die Bewegung am Arbeitskolben muss die Übersetzung  $i_{\text{ü}}$  einbezogen werden und ergibt damit Gleichung (9-4):

$$F_{\text{pneu}}(s_{\text{Arb}}(t_3)) = \frac{A_{\text{pneu}} \cdot p(t_2) \cdot h(t_2)}{h(t_2) - i_{\text{ü}} \cdot s_{\text{Arb}}(t_3)} \quad \text{mit } s_{\text{pneu}}(t_3) = i_{\text{ü}} \cdot s_{\text{Arb}}(t_3) \quad (9-4)$$

und schließlich die Kraft  $F(p(t), s_{\text{Arb}}(t_3))$  am Arbeitskolben mit Gleichung (9-5):

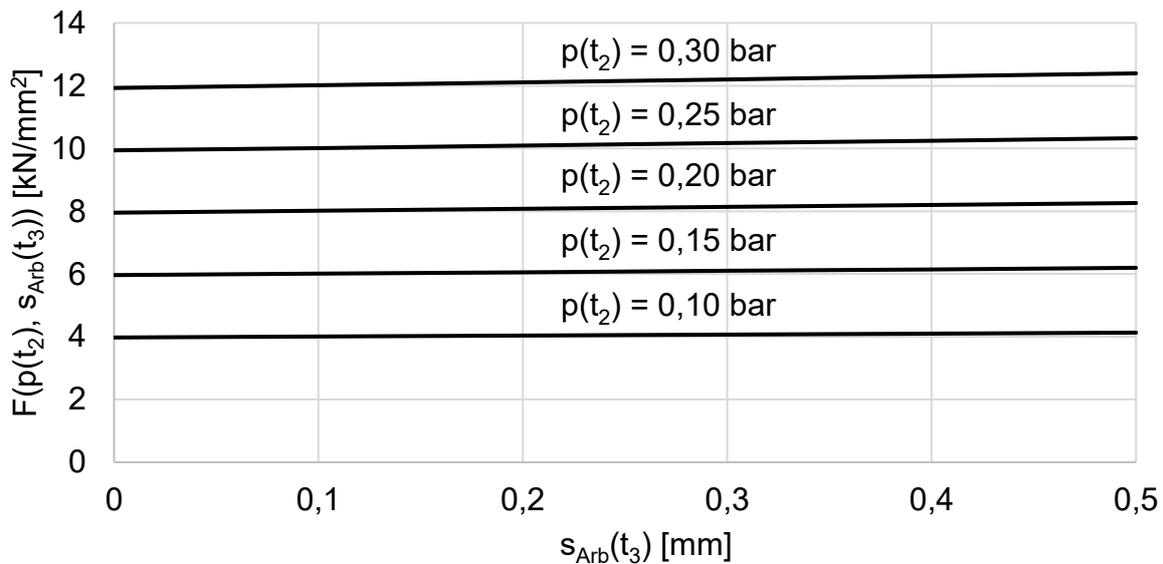
$$F(p(t_2), s_{\text{Arb}}(t_3)) = \frac{i_{\text{ü}} \cdot A_{\text{pneu}} \cdot p(t_2) \cdot h(t_2)}{h(t_2) - i_{\text{ü}} \cdot s_{\text{Arb}}(t_3)} \quad (9-5)$$

$$\text{mit } F(p(t_2), s_{\text{Arb}}(t_3)) = i_{\text{ü}} \cdot F_{\text{pneu}}(s_{\text{Arb}}(t_3))$$

Bild 9-3 zeigt die Kraftverläufe von  $F$  in Abhängigkeit des Wegs  $s_{\text{Arb}}(t_3)$  und des Anfangs eingestellten pneumatischen Drucks  $p(t_2)$ . Die nahezu linearen Verläufe ergeben eine Ersatzfedersteifigkeit  $C_{\text{pneu}}$  in Abhängigkeit des angelegten Drucks  $p(t_2)$ .

$$C_{\text{pneu}} = \frac{dF(p(t_2), s_{\text{Arb}}(t_3))}{ds} = \frac{i_{\text{ü}} \cdot A_{\text{pneu}} \cdot p(t_2) \cdot h(t_2)}{(h(t_2) - i_{\text{ü}} \cdot s_{\text{Arb}}(t_3))^2} \quad (9-6)$$

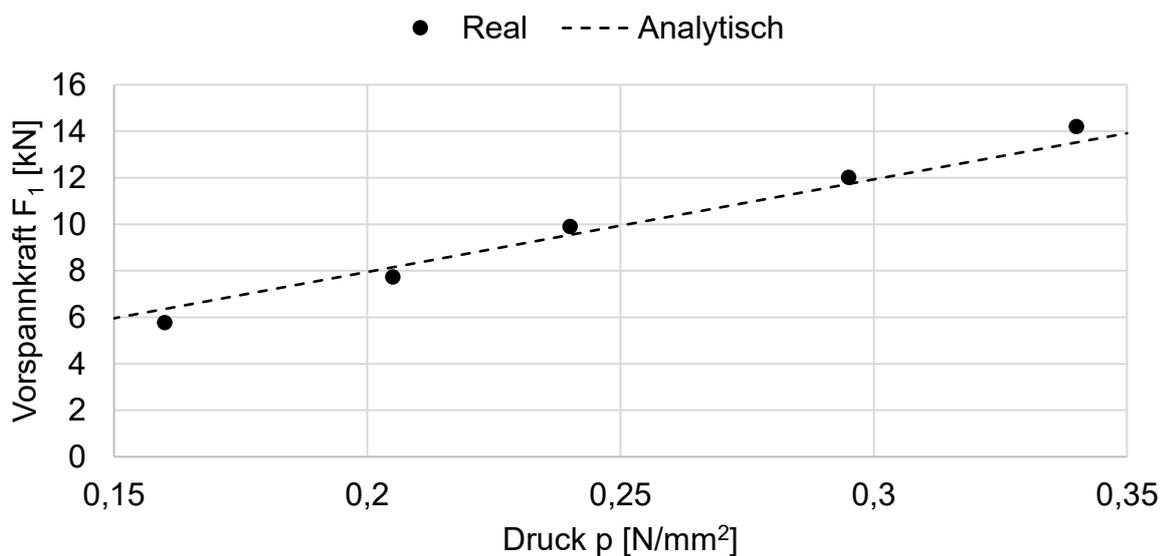
$$\approx \frac{i_{\text{ü}} \cdot A_{\text{pneu}} \cdot p(t_2) \cdot h(t_2)}{(h(t_2))^2} = \frac{i_{\text{ü}} \cdot A_{\text{pneu}} \cdot p(t_2)}{h(t_2)} \quad \text{für } s_{\text{Arb}}(t_3) < 1 \text{ mm}$$



**Bild 9-3:** Kraftverläufe  $F(p(t_2), s_{Arb}(t_3))$  in Abhängigkeit vom eingestellten Druck  $p(t_2)$  im pneumatischen Zylinder und dem zurückgelegten Weg  $s_{Arb}(t_3)$

### 9.3 Experimentelle Validierung der Vorspannkraft

Bild 9-4 zeigt die experimentell gemessenen Vorspannkraft basierend auf einer Veränderung des pneumatischen Drucks im pneumatisch/hydraulischen Zylinder. Die gestrichelte Linie zeigt den analytischen Zusammenhang zwischen dem Druck und der Vorspannkraft, die sich aus Gleichung (5-1) ergeben.



**Bild 9-4:** Vergleich zwischen realen Kraftmessungen bei einer Druckänderung im pneumatisch/hydraulischen Zylinder und der analytischen Berechnung basierend auf Gleichung (5-1)

## 9.4 APDL-Skript zum Export der Knotenpunkte

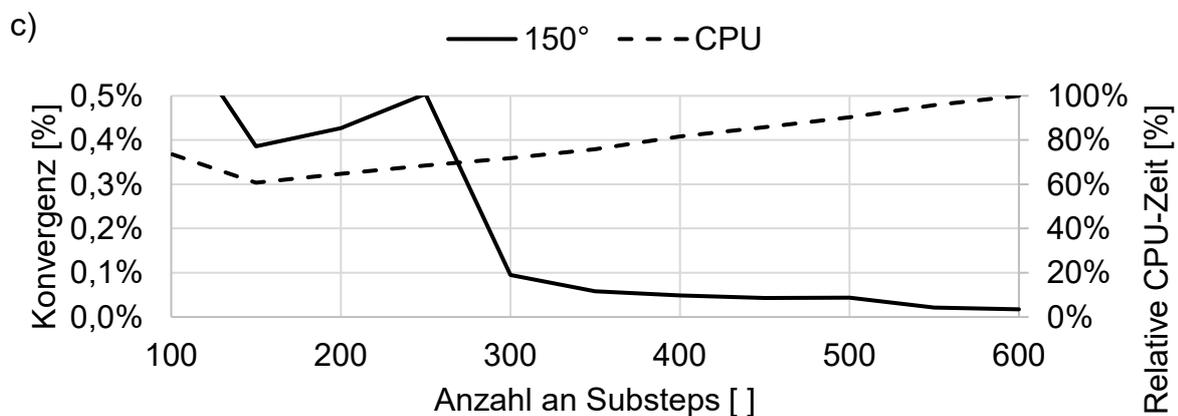
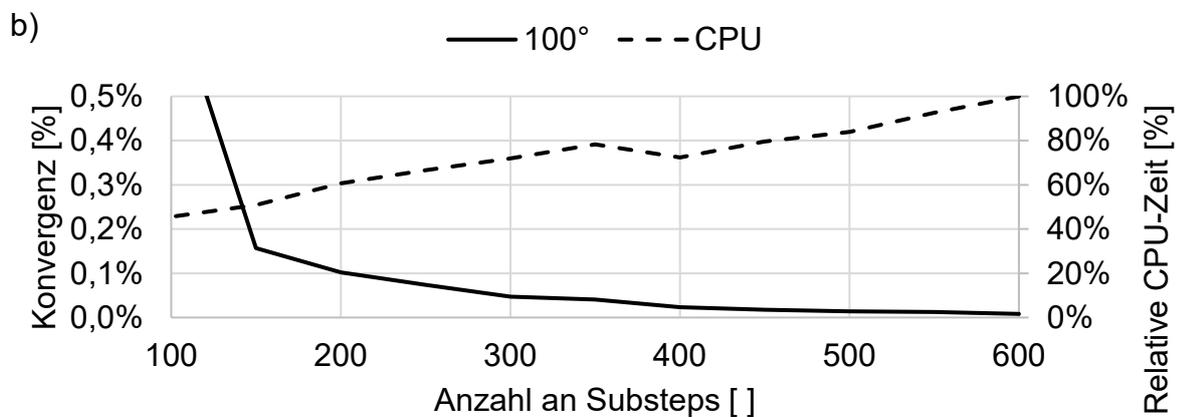
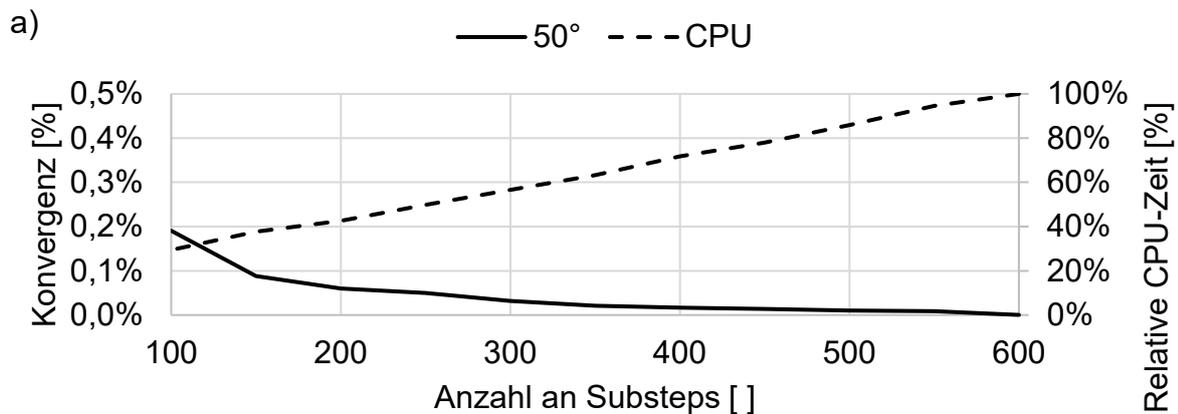
```

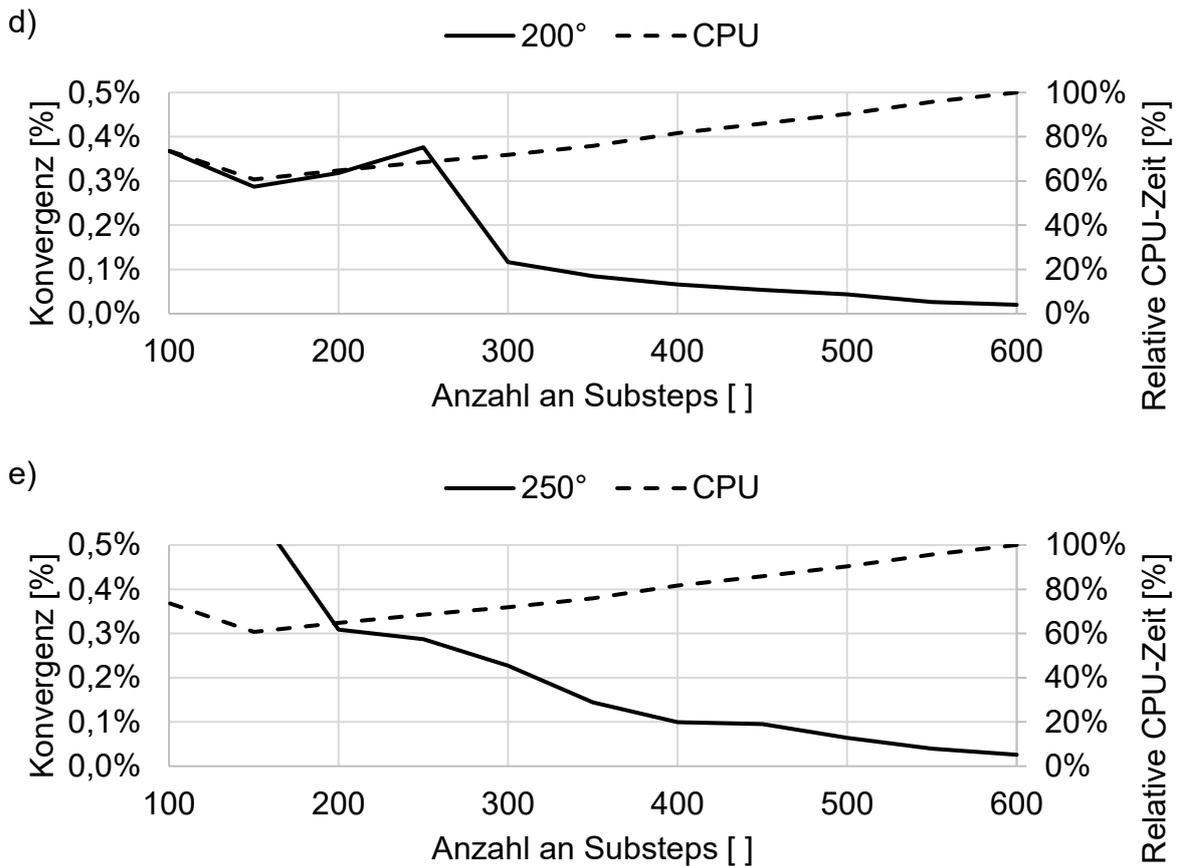
resume,file,db                ! ANSYS Database auf YES setzen
DesignPoint=ARG2              !DesignPoint Nummer wird von aussen eingetragen
/PREP7                          !Wechseln in den Preprocessor um die maximale Anzahl der Knoten zu erhalten
cmsel,s,points
*GET,points,NODE,0,COUNT        !Zaehlt die Knoten
/POST1
CSYS,0                          !Nutzt das globale Default Koordinatensystem
set,last
set,list
*get,TS,active,0,set,nset
*cfdopen,the_table_DP%DesignPoint%.txt !Schreiben des Arrays in ein Textfile
*vwrite
*cfdclose
*DIM,the_table,array,TS,(points*2) !Erstellt ein Array
cmsel,s,points
SET,FIRST
*do,kkk,1,TS
    ndn=0
    jjj=1
    *do,iii,1,points
        ndn=ndnext(ndn)
        the_table(kkk,jjj)=nx(ndn)+ux(ndn)
        jjj=jjj+1
        the_table(kkk,jjj)=ny(ndn)+uy(ndn)
        jjj=jjj+1
        iii=iii+1
    *enddo
    kkk=kkk+1
    SET,Next
*ENDDO
*cfdopen,the_table_DP%DesignPoint%.txt,,APPEND !Schreiben des Arrays in ein Textfile
*vwrite,the_table(1,1),the_table(1,2),the_table(1,3),the_table(1,4),the_table(1,5),the_table(1,6),the_table(1,7),the_table(1,8),the_table(1,9),the_table(1,10),the_table(1,11),the_table(1,12),
(18F8.1) !Floating Zahlenformat
*vwrite,
(F8.1) !Floating Zahlenformat
*vwrite,the_table(1,13),the_table(1,14),the_table(1,15),the_table(1,16),the_table(1,17),the_table(1,18),the_table(1,19),the_table(1,20),the_table(1,21),the_table(1,22),the_table(1,23),the_table(1,24),
(18F8.3) !Floating Zahlenformat
*cfdclose

```

## 9.5 Konvergenzanalysen zur Anzahl an Substeps

Die folgenden Diagramme beziehen sich auf die durchgeführten Konvergenzanalysen in Kapitel 5.2.1. Diese zielen darauf ab, den Zusammenhang zwischen eingestellten Substeps und der erreichbaren Konvergenz zu quantifizieren und bilden damit eine quantitative Entscheidungsbasis für den Anwender. Beispielsweise ergeben sich für die verschiedenen Biegewinkel bei einer geforderten Konvergenz von  $< 0,05\%$  spezifische Werte für die Substeps. Die minimale Anzahl solcher Substeps mit denen gerade noch die geforderte Konvergenz eingehalten wird, ergeben sich aus den Diagrammen und sind in Tabelle 5-1 in Kapitel 5.2.1 zusammengefasst. Bei geringeren Konvergenzwerten sind prinzipiell höhere CPU-Zeiten zu sehen.

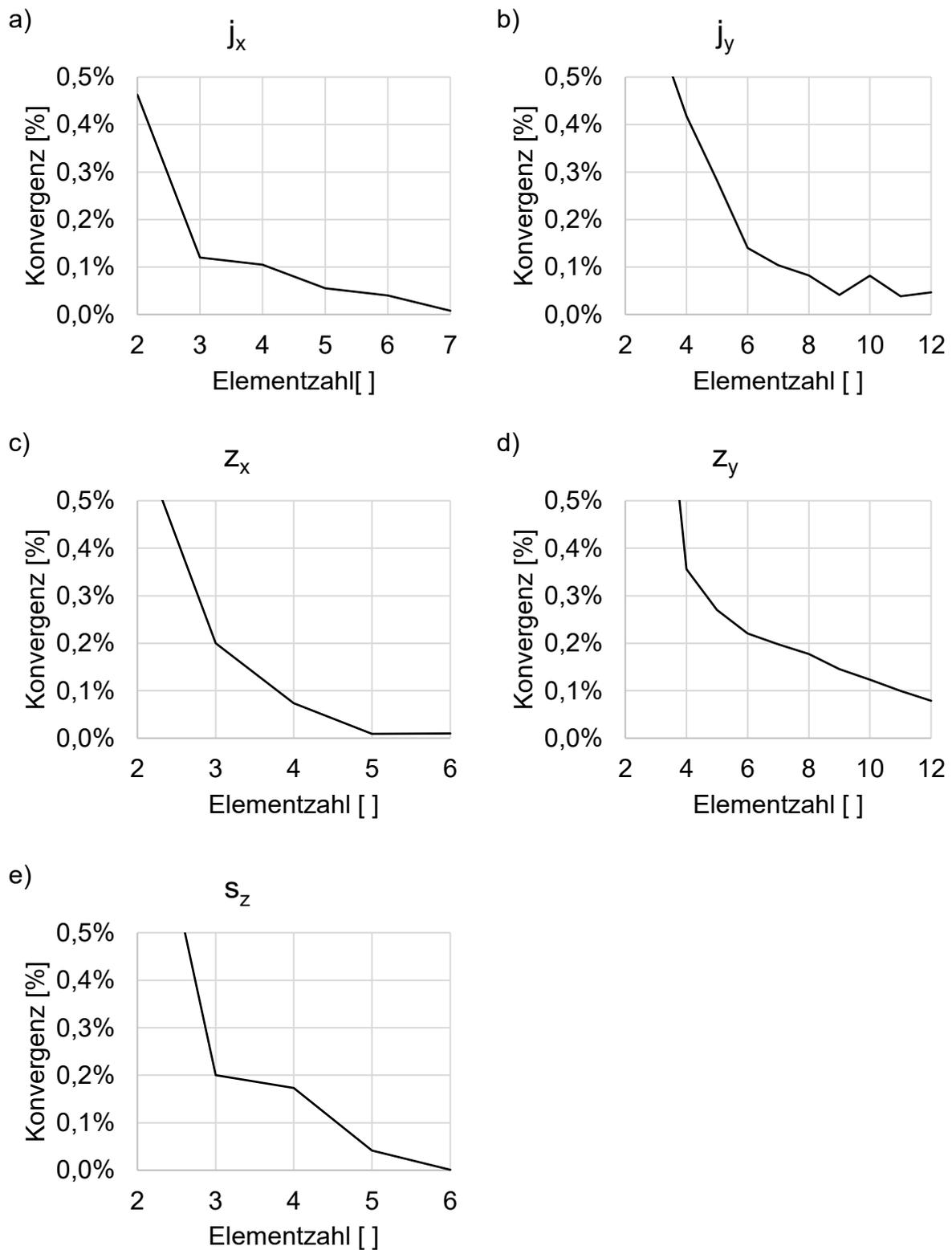




**Bild 9-5:** Variation der Anzahl an manuell eingestellten Substeps bei Biegewinkeln  $\alpha_{B,1}$  a) von 50°; b) von 100°; c) von 150°; d) von 200°; e) von 250°

## 9.6 Konvergenzanalysen zur Netzdichte

Die folgenden Diagramme in Bild 9-6 beziehen sich auf die durchgeführte Konvergenzanalyse zur Netzdichte in Kapitel 5.2.1. Das Ziel dieser Konvergenzanalyse besteht in der Ermittlung einer geeigneten Elementsegmentierung für jede der in Bild 5-2 festgelegten Kanten. Auch mit diesen Diagrammen können anhand eines vorgegebenen Schwellwertes quantitative Aussagen bezüglich der Konvergenz bei einer bestimmten Elementsegmentierung getroffen werden.



**Bild 9-6:** Variation der Elementzahl a) des Statorzahns in vertikaler Richtung; b) des Jochs in vertikaler Richtung; c) des Statorzahns in horizontaler Richtung; d) des Jochs in horizontaler Richtung; e) des Statorzahns und Jochs in z-Richtung

## 9.7 Herleitung des Biegemoments und des Rückfederungswinkels

### Biegemoment:

Die Ergebnisse der folgenden Herleitung dienen als Grundlage für die Plausibilitätsprüfung der FE-basierten Ergebnisse aus Kapitel 5.2.2. Die Herleitung des Biegemoments basiert auf den in Kapitel 2.2.1 zitierten analytischen Grundgleichungen der elementaren Biegetheorie. Es wird ein elastisch-linearplastisches Materialmodell mit Verfestigung herangezogen, welches in Bild 2-15 durch eine Spannungs-Dehnungskurve mit der Bezeichnung  $\sigma_{p2}(\varepsilon)$  eingeführt wurde.

Das Umformulieren der Gleichung (2-24) des gesamten Biegemoments bestehend aus einem elastischen  $M_{be}$  und einem plastischen  $M_{bp}$  Anteil unter Verwendung der Jochhöhe  $J_H$  und der Statorlänge  $S_L$  liefert:

$$M_b = M_{be} + M_{bp} = 2 \cdot S_L \left( \int_0^{y_{f0}} \sigma_e(y) \cdot y dy + \int_{y_{f0}}^{\frac{J_H}{2}} \sigma_{p2}(y) \cdot y dy \right) \quad (2-24)$$

Ein Einsetzen der Teilfunktionen aus Gleichung (2-18) in Abhängigkeit vom Elastizitätsmodul  $E$ , Radiannten des Biegewinkels  $\widehat{\alpha}_B$  sowie der Jochbreite  $J_B$ :

$$\sigma_e(y) = \frac{E \cdot \widehat{\alpha}_B \cdot y}{J_B} \quad (2-18)$$

und dem plastischen Anteil mit Verfestigung mit dem Tangentenmodul  $T_M$  und dem y-Achsenabschnittspunkt  $\sigma_{f2}$  des erwähnten Materialmodells in Bild 2-15

$$\sigma_{p2}(y) = \frac{T_M \cdot \widehat{\alpha}_B \cdot y}{J_B} + \sigma_{f2} \quad (2-21)$$

ergibt

$$M_b = 2 \cdot S_L \left( \int_0^{y_{f0}} \frac{E \cdot \widehat{\alpha}_B \cdot y}{J_B} \cdot y dy + \int_{y_{f0}}^{\frac{J_H}{2}} \left( \frac{T_M \cdot \widehat{\alpha}_B \cdot y}{J_B} + \sigma_{f2} \right) \cdot y dy \right)$$

Nach Ausführung der Integralfunktionen zur Berechnung des gesamten elastisch-plastischen Biegemoments  $M_b$ , welches sich aus einem elastischen  $M_{be}$  und einem plastischen  $M_{bp}$  Anteil des Biegemomentes zusammensetzt, ergibt sich

$$M_b = 2 \cdot S_L \left( \left[ \frac{E \cdot \widehat{\alpha}_B \cdot y^3}{3 \cdot J_B} \right]_0^{y_{f0}} + \left[ \frac{T_M \cdot \widehat{\alpha}_B \cdot y^3}{3 \cdot J_B} + \frac{\sigma_{f2} \cdot y^2}{2} \right]_{y_{f0}}^{\frac{J_H}{2}} \right)$$

und aus dem Einsetzen der Integrationsgrenzen folgt

$$M_b = 2 \cdot S_L \left( \frac{E \cdot \widehat{\alpha}_B \cdot y_{f0}^3}{3 \cdot J_B} + \frac{T_M \cdot \widehat{\alpha}_B \cdot J_H^3}{12 \cdot J_B} + \frac{\sigma_{f2} \cdot J_H^2}{8} - \frac{T_M \cdot \widehat{\alpha}_B \cdot y_{f0}^3}{3 \cdot J_B} - \frac{\sigma_{f2} \cdot y_{f0}^2}{2} \right)$$

Mit  $y_{f0}$  nach Gleichung (2-20)

$$y_{f0} = \varepsilon_f \cdot r_m = \frac{k_f \cdot r_m}{E} = \frac{k_f \cdot J_B}{E \cdot \widehat{\alpha}_B} \quad (2-20)$$

ergibt sich

$$M_b = 2 \cdot S_L \left( \frac{E \cdot \widehat{\alpha}_B \cdot k_f^3 \cdot J_B^3}{3 \cdot J_B \cdot E^3 \cdot \widehat{\alpha}_B^3} + \frac{T_M \cdot \widehat{\alpha}_B \cdot J_H^3}{24 \cdot J_B} + \frac{\sigma_{f2} \cdot J_H^2}{8} - \frac{T_M \cdot \widehat{\alpha}_B \cdot k_f^3 \cdot J_B^3}{3 \cdot J_B \cdot E^3 \cdot \widehat{\alpha}_B^3} - \frac{\sigma_{f2} \cdot k_f^2 \cdot J_B^2}{2 \cdot E^2 \cdot \widehat{\alpha}_B^2} \right)$$

und nach Vereinfachung der Gleichung

$$M_b = 2 \cdot S_L \left( \frac{k_f^3 \cdot J_B^2}{3 \cdot E^2 \cdot \widehat{\alpha}_B^2} + \frac{T_M \cdot \widehat{\alpha}_B \cdot J_H^3}{24 \cdot J_B} + \frac{\sigma_{f2} \cdot J_H^2}{8} - \frac{T_M \cdot k_f^3 \cdot J_B^2}{3 \cdot E^3 \cdot \widehat{\alpha}_B^2} - \frac{\sigma_{f2} \cdot k_f^2 \cdot J_B^2}{2 \cdot E^2 \cdot \widehat{\alpha}_B^2} \right)$$

sowie Einsetzen des Achsenabschnitts  $\sigma_{f2}$  der elastisch-linearplastischen Spannungs-Dehnungs-Kurve, nach Gleichung 2-21

$$\sigma_{f2} = \left( 1 - \frac{T_M}{E} \right) \cdot k_f \quad (2-22)$$

ergibt Gleichung (5-5)

$$M_b = 2 \cdot S_L \left( \frac{k_f^3 \cdot J_B^2}{3 \cdot E^2 \cdot \widehat{\alpha}_B^2} + \frac{T_M \cdot \widehat{\alpha}_B \cdot J_H^3}{24 \cdot J_B} + \frac{\left( 1 - \frac{T_M}{E} \right) \cdot k_f \cdot J_H^2}{8} - \frac{T_M \cdot k_f^3 \cdot J_B^2}{3 \cdot E^3 \cdot \widehat{\alpha}_B^2} - \frac{\left( 1 - \frac{T_M}{E} \right) \cdot k_f^3 \cdot J_B^2}{2 \cdot E^2 \cdot \widehat{\alpha}_B^2} \right) \quad (5-5)$$

Anhand dieser Gleichung lässt sich das gesamte Biegemoment  $M_b$  im Querschnitt des Jochs mit der Jochbreite  $J_B$ , der Jochhöhe  $J_H$  und der Länge  $S_L$  in Abhängigkeit der idealisierten Werkstoffkennwerte Elastizitätsmodul  $E$ , Tangentenmodul  $T_M$  und Fließgrenze  $k_f$  sowie des Radianten des Biegewinkels  $\widehat{\alpha}_B$  analytisch berechnen.

### Rückfederungswinkel:

Die Ergebnisse werden als Grundlage für die Plausibilitätsprüfung der FE-basierten Ergebnisse in Kapitel 5.2.2 verwendet. Die folgende Herleitung des Rückfederungswinkels basiert auf der in Kapitel 2.2.1 zitierten analytischen Gleichung (2-26). Ein Umformulieren dieser Gleichung und Einsetzen der Spannung der Außen- und Innenfasern ergibt

$$\alpha_R = \alpha_B - \alpha_B \cdot \frac{r_m \cdot 2 \cdot \sigma_{\psi\psi} \left( \frac{J_H}{2} \right)}{s_0 \cdot E} \quad (2-26)$$

wobei die separierte Angabe der Außen-  $S_a$  und Innenfasern  $S_i$  gemäß [86] wie folgt durch die Jochhöhe  $J_H$  ersetzt wurde  $\sigma_{\psi\psi}(S_a) - \sigma_{\psi\psi}(S_i) = 2 \cdot \sigma_{\psi\psi}(J_H/2)$ :

$$\alpha_R = \alpha_B - \alpha_B \cdot \frac{2 \cdot r_m \cdot \sigma_{\psi\psi} \left( \frac{J_H}{2} \right)}{s_0 \cdot E}$$

Anschließend werden  $\Delta\alpha = \alpha_B - \alpha_R$  und  $J_B = \alpha_B \cdot r_m$  eingesetzt

$$\Delta\alpha = \alpha_B - \alpha_R = \frac{2 \cdot J_B \cdot \sigma_{\psi\psi} \left( \frac{J_H}{2} \right)}{J_H \cdot E}$$

Die tangentielle Spannung in den Randfasern  $\sigma_{\psi\psi}(J_H/2)$  folgt aus dem Einsetzen von  $r_m = J_B / \alpha_B$  und  $y = J_H / 2$  in Gleichung (2-13) des elastisch-linearplastischen Materialmodells, siehe Kapitel 2.2.1

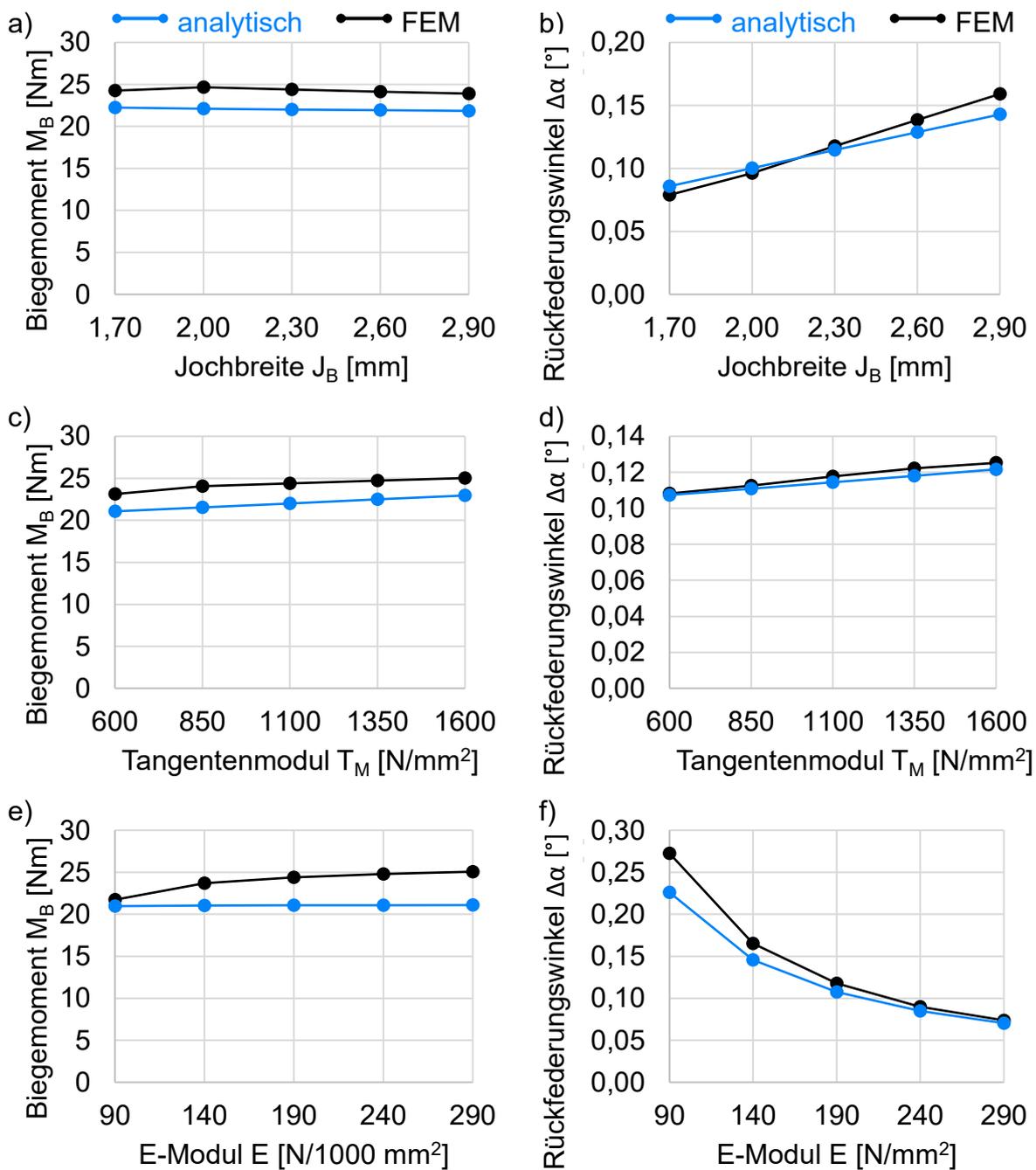
$$\sigma_{\psi\psi,p2}(y) = \frac{T_M \cdot y}{r_m} + \sigma_{f2} = \frac{T_M \cdot J_H}{2 \cdot r_m} + \sigma_{f2} = \frac{T_M \cdot J_H \cdot \widehat{\alpha}_B}{2 \cdot J_B} + \sigma_{f2}$$

Daraus ergibt sich schlussendlich die Gleichung für den Rückfederungswinkel in Grad, welche ausschließlich von bekannten Material- und Geometriedaten des Werkstücks sowie dem Radianten des Biege winkels  $\widehat{\alpha}_B$  abhängig ist. Diese Gleichung (5-6) wird in Kapitel 5.2.2 zur Plausibilitätsprüfung verwendet.

$$\Delta\alpha = \alpha_B - \alpha_R = \frac{2 \cdot J_B \cdot \left( \frac{T_M \cdot \widehat{\alpha}_B \cdot J_H}{2 \cdot J_B} + k_f \left( 1 - \frac{T_M}{E} \right) \right)}{E \cdot J_H} \quad (5-6)$$

## 9.8 FE-basierte und analytisch bestimmte Sensitivitäten

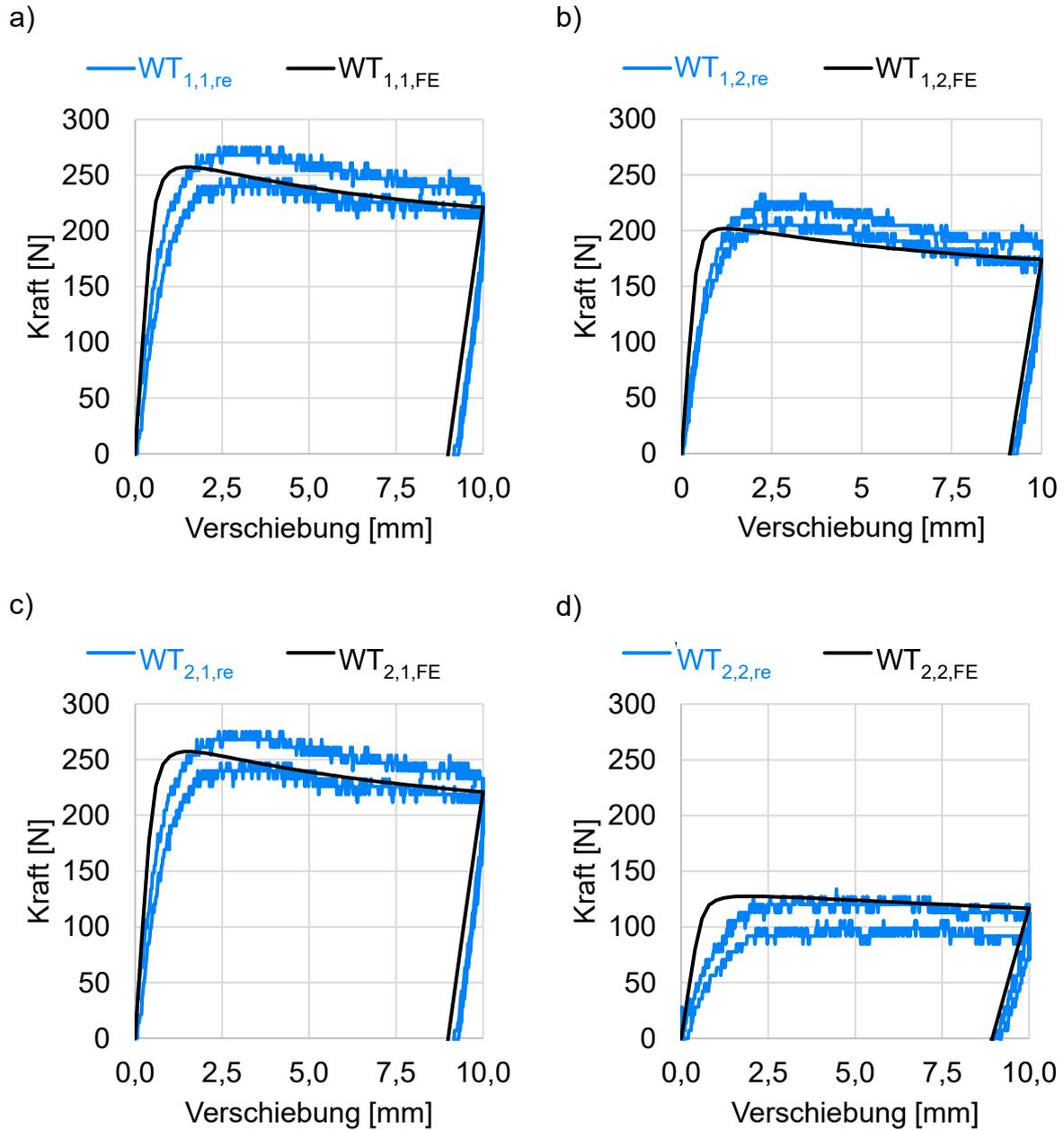
Die Diagramme in Bild 9-7 zeigen den Vergleich zwischen analytisch und numerisch berechneten Biegemomenten und Rückfederungswinkeln in Abhängigkeit von der Jochbreite  $J_B$ , dem Tangentenmodul  $T_M$  und dem E-Modul  $E$  für die Plausibilitätsprüfung in Kapitel 5.2.2. Die Legenden der Bilder 9-7 a) und b) gelten ebenfalls für die Bilder 9-7 c) bis f).



**Bild 9-7:** FE-basierte und analytisch berechnete Sensitivitätskurven des Zusammenhangs zwischen Jochbreite  $J_B$  und a) Biegemoment  $M_B$ ; b) Rückfederungswinkel  $\Delta\alpha$ ; zwischen Tangentenmodul  $T_M$  und c) Biegemoment  $M_B$ ; d) Rückfederungswinkel  $\Delta\alpha$ ; zwischen E-Modul  $E$  und e) Biegemoment  $M_B$ ; f) Rückfederungswinkel  $\Delta\alpha$

## 9.9 Vergleich der Wicklungskraft im realen und FE-basierten Versuch

Die Diagramme in Bild 9-8 stellen die gemessenen Kraftverläufe der experimentellen Untersuchungen zur Biegung der Wickelköpfe im Vergleich zu den Verläufen der kalibrierten FE-Modelle der Wicklungen dar, siehe Kapitel 5.3.1.

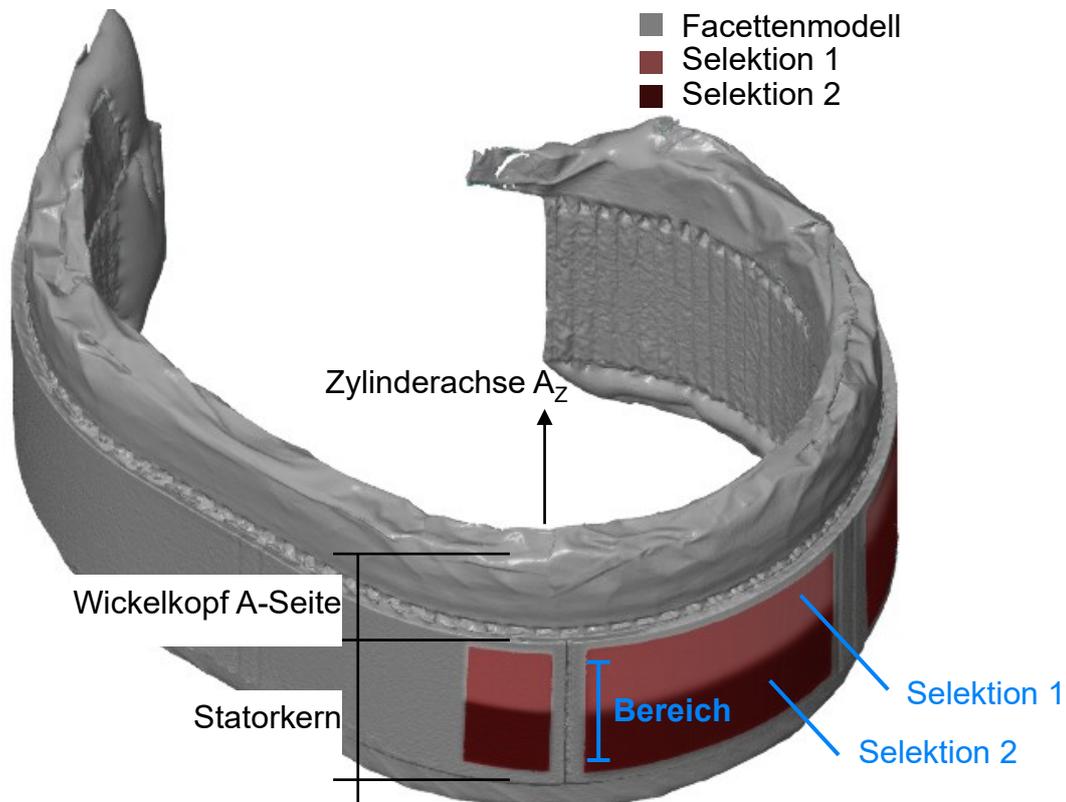


**Bild 9-8:** Vergleich zwischen FE-basierten und experimentell ausgewerteten Kraft-Weg-Kurven der verschiedenen Wickelkopftypen; a) WT<sub>1,1</sub>; b) WT<sub>1,2</sub>; c) WT<sub>2,1</sub>; d) WT<sub>2,2</sub>



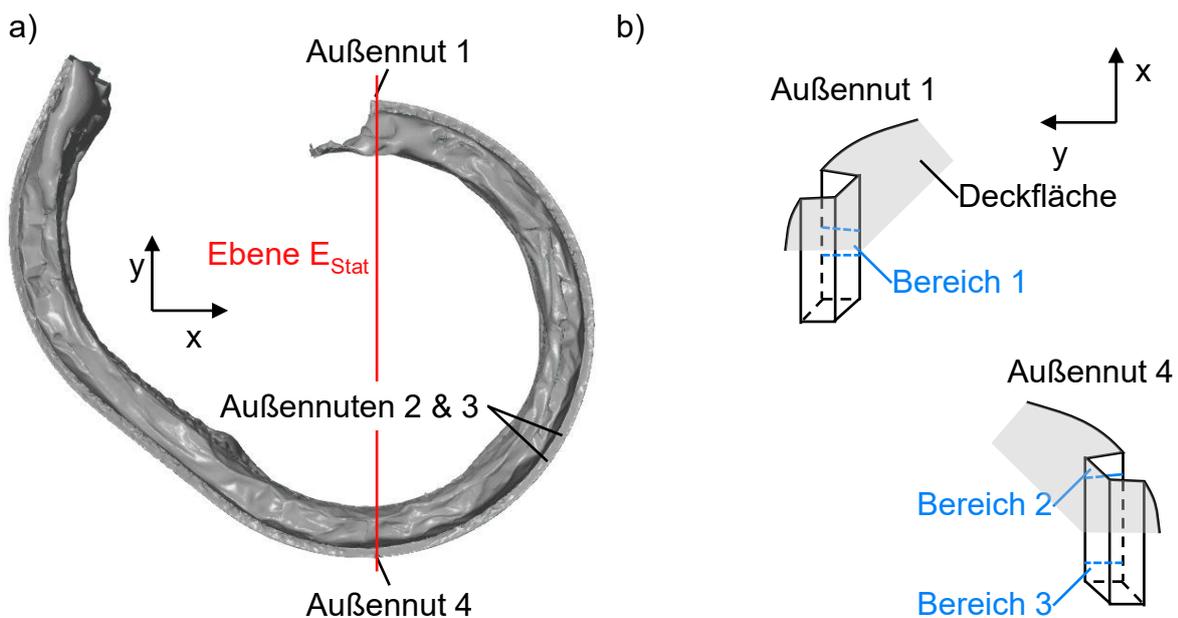
## 9.11 Prinzipien zum Ausrichten des Facettenmodells im Raum

In Kapitel 6.1.1 wurde der verwendete Ablauf zur Bewertung der Geometrie eines Stators nach Beendigung eines der vier Biegeoperationen beschrieben. Dieser Ablauf muss auf einer reproduzierbaren Ausrichtung des Flächenmodells basieren, um eine hohe Zuverlässigkeit der Messergebnisse gewährleisten zu können. Aus diesem Grund wurden geometrische Merkmale des Flachpakets genutzt, die sowohl nach der ersten als auch nach der letzten Biegeoperation vorhanden sind. Die gebogene Umfangsgeometrie des Werkstücks infolge der ersten Biegeoperation dient zur Erzeugung einer Zylinderachse  $A_z$ . Dazu werden Flächenelemente des gerundeten Werkstücksegments selektiert, welche von der Software durch einen Zylinder mit einer Zylinderachse approximiert werden können, siehe Bild 9-9. Im Rahmen dieser Forschungsarbeit wurden Prinzipien für das Selektieren der Flächenelemente aufgestellt, die eine Abweichung bezüglich der Ergebnisgrößen von weniger als 0,02 mm gewährleisten. Für diese Wiederholbarkeit ist die Selektion der Facetten auf der Mantelfläche des Stators besonders relevant. Beispielsweise würde eine Zylinderachse ausschließlich basierend auf Elementen in Selektion 1 zu einer Verkippung der Facettenmodells und damit zu gekippten Schnittebenen mit abweichenden Ergebnisgrößen von bis zu 0,2 mm führen.



**Bild 9-9:** Facettenmodell mit Markierungen auf der Außenseite des Stator Kerns und den A- und B-Seiten des Wickelkopfes sowie die Festlegung einer Zylinderachse  $A_z$

Der nächste Schritt des Ablaufs zur weiteren Ausrichtung des Facettenmodells besteht in einer reproduzierbaren Ermittlung einer geeigneten Ebene (siehe Kapitel 6.1.1) Die Umfangsgeometrie enthält aus konstruktiven Gründen mehrere Nuten, die im Folgenden als Außennuten 1 bis 4 bezeichnet werden, siehe Bild 9-10 a). Drei Punkte auf den Flanken der Außennuten 1 und 4 spannen eine Ebene  $E_{Stat}$  auf. Dabei liegt der Punkt in Außennut 1 möglichst mittig (in Bereich 1), siehe Bild 9-10 b). Die Punkte auf den Flanken der Außennut 4 müssen möglichst weit in Richtung der oberen und unteren Deckfläche des Flachpakets liegen, also in den Bereichen 2 und 3. Die vorher beschriebene Zylinderachse  $A_z$  wird entlang der z-Achse des Referenzkoordinatensystems orientiert, die Ebene  $E_{Stat}$  parallel zur y-z-Ebene. Diese Vorgehensweise gewährleistet eine reproduzierbare Orientierung von beliebigen Facettenmodellen nach der ersten bis vierten Biegeoperation und damit eine Vergleichbarkeit der Messkonturverläufe auf den Schnittebenen, wie dies in Kapitel 6.1.1 beschrieben wurde. Die Verwendung der gezeigten Selektionsbereich zur Ausrichtung des Facettenmodells führte zu maximalen Abweichungen der geometrischen Ergebnisgrößen von weniger als 0,5 %.



**Bild 9-10:** a) Draufsicht auf das Facettenmodell mit der benötigten Ebene  $E_{Stat}$  und den vorhandenen Außennuten 1-4; b) Schematische Darstellungen der Außennuten 1 und 4 mit drei Bereichen zur Selektion von drei Punkten mit der die Ebene  $E_{Stat}$  aufgespannt wird

## 9.12 Ergebniswerte Statortyp 1 mit Wicklung

Die folgenden Ergebnisse beziehen sich auf die Analysen in Kapitel 6.2.1.2 und fassen die Mess- und Berechnungsergebnisse eines Flachpakets nach der Vollendung von zwei Biegeoperationen zusammen.

**Tabelle 9-1:** Ergebnisgrößen (Kreisbogenradien  $r_1$  und  $r_2$ , Mittelpunktswinkel  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$ , Restlängen  $l_1$  und  $l_2$  und Gesamtlänge  $l_{\text{ges}}$ ) der experimentellen Untersuchung zum Statortyp 1 mit eingefügter Wicklung

	$r_1$ [mm]	$\alpha_{R,1}$ [°]	$l_1$ [mm]	$r_2$ [mm]	$\alpha_{R,2}$ [°]	$l_2$ [mm]	$l_{\text{ges}}$ [mm]
Probe 1	71,35	222,78	45,24	71,41	76,87	25,77	433,02
Probe 2	71,35	222,71	45,27	71,39	67,82	25,79	432,91
Probe 3	71,4	222,4	45,38	71,49	67,43	25,83	432,47
Mittel	71,37	222,63	45,3	71,43	67,71	25,79	432,8
$\Delta_{\text{Scan}}$ [%]	0,07	0,17	0,31	0,13	0,65	0,24	0,13
FE	70,68	223	46,35	70,74	67,61	26,34	431,18
$\Delta_{\text{FE-Scan}}$ [%]	0,97	0,17	2,27	0,97	0,15	2,09	0,37

## 10 Literaturverzeichnis

- [1] M. Doppelbauer. Grundlagen der Elektromobilität : Technik, Praxis, Energie und Umwelt. Wiesbaden: Springer Vieweg, ISBN 978-3-658-29729-9, 2020.
- [2] J. Wansart. Analyse von Strategien der Automobilindustrie zur Reduktion von CO<sub>2</sub>-Flottenemissionen und zur Markteinführung alternativer Antriebe. Wiesbaden: Springer Gabler, ISBN 978-3-8349-4498-6, 2012.
- [3] D. Bauer. Verlustanalyse bei elektrischen Maschinen für Elektro- und Hybridfahrzeuge zur Weiterverarbeitung in thermischen Netzwerkmodellen. Wiesbaden: Springer Vieweg, ISBN 978-3-658-24271-8, 2019.
- [4] J. Franke, T. Glaessel, M. Masuch, M. Weigelt und A. Kuehl. "Automatisierte Fertigungstechnologien zum Biegen, Montieren und Schalten von innovativen Formspulenwicklungen", Schlussbericht Pro-E-Traktion, 2020.
- [5] J. Franke et al. "Challenges of the hairpin technology for production techniques", in 21st International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS), 2018, pp. 2471-2476.
- [6] S. Didra, L. Toth und D. Gremmel, "Flachpaket zur Herstellung eines Stators." DE 10 2013 222 643 A1, 07.05.2015.
- [7] D. Göhlich und B. Bender. Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau 2: Anwendungen, 26. Auflage. Berlin: Springer Vieweg, ISBN 978-3-662-59712-5, 2020.
- [8] R. Fischer. Elektrische Maschinen, 17. aktualisierte Auflage. München: Hanser, ISBN 978-3-446-45218-3, 2017.
- [9] A. Binder. Elektrische Maschinen und Antriebe : Grundlagen, Betriebsverhalten, 2. aktualisierte Auflage. Berlin: Springer Vieweg, ISBN 978-3-662-53240-9, 2017.
- [10] A. Kampker, D. Vallée und A. Schnettler, Elektromobilität - Grundlagen einer Zukunftstechnologie, 2. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, ISBN 978-3-662-53137-2, 2018.
- [11] J. Franke et al., "Electric motor production 4.0 - application potentials of industry 4.0 technologies in the manufacturing of electric motors", in 2018 8th International Electric Drives Production Conference (EDPC), 2018, pp. 1-13.
- [12] J. Hagedorn, F. Sell-Le Blanc und J. Fleischer. Handbuch der Wickeltechnik für hocheffiziente Spulen und Motoren : Ein Beitrag zur Energieeffizienz. Berlin-Heidelberg: Springer Vieweg, ISBN 978-3-662-49209-3, 2016.
- [13] G. Lehner und S. Kurz, Elektromagnetische Feldtheorie : für Ingenieure und Physiker, 9. Auflage, Berlin: Springer Vieweg, ISBN 978-3-662-63068-6, 2021.
- [14] P. Wellmann. Materialien der Elektronik und Energietechnik : Halbleiter, Graphen, Funktionale Materialien, 2. erweiterte Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, ISBN 978-3-658-26991-3, 2019.
- [15] DIN EN 13602: Kupfer und Kupferlegierungen - Gezogener Runddraht aus Kupfer zur Herstellung elektrischer Leiter, Stand: 2013.
- [16] F. Wirth, C. Nguyen, J. Hofmann und J. Fleischer. "Characterization of Rectangular Copper Wire Forming Properties and Derivation of Control Concepts for the Kinematic Bending of Hairpin Coils", Procedia Manufacturing, vol. 47, pp. 678-685, 2020.
- [17] P. Stenzel, "Großserientaugliche Nadelwickeltechnik für verteilte Wicklungen im Anwendungsfall der E-Traktionsantriebe", Dissertation, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, 2017.
- [18] T. Glaessel, "Prozessketten zum Laserstrahlschweißen von flachleiterbasierten Formspulenwicklungen für automobile Traktionsantriebe", Dissertation, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, 2020.
- [19] F. Wirth, T. Kirgör, J. Hofmann und J. Fleischer. "FE-Based Simulation of Hairpin Shaping Processes for Traction Drives", in 8th International Electric Drives Production Conference (EDPC), 2018, pp. 1-5.

- [20] R. Fischer. Elektrische Maschinen, 12. neu bearbeitete Auflage. München-Wien: Hanser, ISBN 3-446-22693-1, 2004.
- [21] G. Spur, V. Schöppner und K. Feldmann. Handbuch Fügen, Handhaben und Montieren. München: Hanser, ISBN 978-3-446-42827-0, 2014.
- [22] DIN EN 60317: Technische Lieferbedingungen für bestimmte Typen von Wickeldrähten, Stand: 2019.
- [23] M. van der Geest, H. Polinder, J. A. Ferreira und D. Zeilstra. "Current Sharing Analysis of Parallel Strands in Low-Voltage High-Speed Machines", IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 61, no. 6, pp. 3064-3070, 2014.
- [24] D. Bauer, H. C. Reuss und E. Nolle. "Einfluss von Stromverdrängung bei elektrischen Maschinen für Hybrid- und Elektrofahrzeuge", in Tag des kooperativen Promotionskolleg HYBRID, 2014, pp. 1-17.
- [25] P. H. Mellor, R. Wrobel und N. McNeill. "Investigation of Proximity Losses in a High Speed Brushless Permanent Magnet Motor", Conference Record of the 2006 IEEE Industry Applications Conference Forty-First IAS Annual Meeting, vol. 3, pp. 1514-1518, 2006.
- [26] E. Hornbogen, H. Warlimont und B. Skrotzki, Metalle : Struktur und Eigenschaften der Metalle und Legierungen, 7. aktualisierte und überarbeitete Auflage, Berlin: Springer Vieweg, ISBN 978-3-662-57762-2, 2019.
- [27] W. Bleck and E. Moeller. Handbuch Stahl : Auswahl, Verarbeitung, Anwendung. München: Hanser, ISBN 978-3-446-44962-6, 2018.
- [28] C.-D. Wuppermann and A. Schoppa, "Elektroband und -blech", Merkblatt 401, pp. 1-23, 2017.
- [29] DIN EN 10106: Kaltgewalztes nicht kornorientiertes Elektroband und -blech im schlussgeglühten Zustand, Stand: 2016.
- [30] DIN EN 10027-1: Bezeichnungssysteme für Stähle - Teil 1: Kurznamen, Stand: Januar 2017.
- [31] DIN EN 10027-2: Bezeichnungssysteme für Stähle - Teil 2: Nummernsystem, Stand: Juli 2015.
- [32] V. Pricop, E. Helerea und M. D. Calin. "Influence of Alloy Elements on Magnetic Properties of Electrical Steels", in International Conference on Applied and Theoretical Electricity (ICATE), 2016, pp. 1-6.
- [33] C.-K. Hou, C.-T. Hu und S. Lee. "The Effect of Aluminum on the Magnetic Properties of Lamination Steels", IEEE Transactions on Magnetics, vol. 27, no. 5, pp. 4305-4309, 1991.
- [34] N. Brachthäuser. "Elektromobilität - Neue Herausforderungen an den Werkstoff Elektroband", Flexible Umformtechnik, 2012.
- [35] A. P. Schoppa. "Einfluss der Be- und Verarbeitung auf die magnetischen Eigenschaften von schlussgeglühtem, nichtkornorientiertem Elektroband." Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2001.
- [36] M. Veigel. "Ein neues Modell zur Berechnung der fertigungsabhängigen Ummagnetisierungsverluste in Synchronmaschinen." Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2018.
- [37] E. Lamprecht. "Der Einfluss der Fertigungsverfahren auf die Wirbelstromverluste von Stator-Einzelzahnblechpaketen für den Einsatz in Hybrid und Elektrofahrzeugen." Dissertation, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, 2014.
- [38] "Allgemeine Informationen zu Elektroblechen", Available: <https://www.emt-net.de/elektrobleche/Allgemeine-Informationen-zu-Elektroblechen.pdf>, Zugriff: 15.11.2021.
- [39] DIN EN ISO 1101: Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Geometrische Tolerierung - Tolerierung von Form, Richtung, Ort und Lauf, Stand: 2017.

- [40] C. P. Keferstein und M. Marxer. *Fertigungsmesstechnik - Praxisorientierte Grundlagen, moderne Messverfahren*, 8. vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, ISBN 978-3-834-82583-4, 2014.
- [41] J. Fleischer et al. "Coherences Between Production Technology and Performance of Electric Traction Drives", in 9th International Electric Drives Production Conference (EDPC), 2019, pp. 1-9.
- [42] DIN 8593-5: *Fertigungsverfahren Fügen - Teil 5: Fügen durch Umformen; Einordnung, Unterteilung, Begriffe*, Stand: 2003.
- [43] Y. Tang, J. J. H. Paulides, E. Kazmin und E. A. Lomonova. "Investigation of winding topologies for permanent magnet in-wheel motors", *COMPEL - The international journal for computation and mathematics in electrical and electronic engineering*, vol. 31, no. 1, pp. 88-107, 2012.
- [44] M. T. Lamchich. *Torque control*, IntechOpen, 2011.
- [45] T. Grosse, T. Hameyer und J. Hagedorn. "Needle winding technology for symmetric distributed windings", in 4th International Electric Drives Production Conference (EDPC), 2014, pp. 65-59.
- [46] M. Halwas et al. "Systematic development and comparison of concepts for an automated series-flexible trickle winding process", in 8th International Electric Drives Production Conference (EDPC), 2018, pp. 1-7.
- [47] F. Sell-Le Blanc, J. Fleischer, M. Schmitt, M. Unger und J. Hagedorn. "Analysis of Wire Tension Control Principles for highly dynamic Applications in Coil Winding", in 5th International Electric Drives Production Conference (EDPC), 2015, pp. 1-8.
- [48] J. Bönig, B. Bickel, M. Spahr, C. Fischer and J. Franke, "Simulation of Orthocyclic Windings using the Linear Winding Technique", in 5th International Electric Drives Production Conference (EDPC), 2015, pp. 1-6.
- [49] F. Sell-Le Blanc, J. Hofmann, R. Simmler und J. Fleischer. "Coil winding process modelling with deformation based wire tension analysis", *CIRP Annals*, vol. 65, no. 1, pp. 65-68, 2016.
- [50] J. Hofmann, A. Komodromos, J. Fleischer und A. E. Tekkaya. "Optimization of the Linear Coil Winding Process by Combining New Actuator Principles on the Basis of Wire Forming Analysis", in 8th International Electric Drives Production Conference (EDPC), 2018, pp. 1-6.
- [51] A. Mayr, D. Kißkalt, A. Lomakin, K. Graichen und J. Franke. "Towards an intelligent linear winding process through sensor integration and machine learning techniques", in *Procedia CIRP* 96, 2021, pp. 80-85.
- [52] J. Fleischer, S. Haag und J. Hofmann. "Quo Vadis Wickeltechnik", Eine Studie zum aktuellen Stand der Technologie und zur Recherche zukünftiger Trends im Automobilbau, *Karlsruher Institut für Technologie*, 2017.
- [53] J. Hofmann. "Prozessmodellierung des Fünf-Achs-Nadelwickelns zur Implementierung einer trajektorienbasierten Drahtzugkraftregelung." *Dissertation*, *Karlsruher Institut für Technologie (KIT)*, 2020.
- [54] P. Hermann, M. Gerngroß und C. Endisch. "NURBS based trajectory generation for an industrial five axis needle winding robot", in 4th International Conference on Control, Automation and Robotics, 2018, pp. 31-36.
- [55] J. Hofmann, F. Sell-Le Blanc, M. Krause, F. Wirth und J. Fleischer, "Simulation of the Assembly Process of the Insert Technique for Distributed Windings", in 6th International Electric Drives Production Conference (EDPC), 2016, pp. 144-148.
- [56] P. Hermann, P. Stenzel, U. Vögele und C. Endisch. "Optimization algorithms for maximizing the slot filling factor of technically feasible slot geometries and winding layouts", 6th International Electric Drives Production Conference, 2016, pp. 149-155.

- [57] M. Halwas, L. Hausmann, F. Wirth, J. Fleischer, B. Jux und M. Doppelbauer. "Influences of Design and Manufacturing on the Performance of Electric Traction Drives", International Conference on Electric Machines, 2020, pp. 488-494.
- [58] A. Kampker, K. D. Kreisköther, M. K. Büning und P. Treichel. "Herausforderung Hairpintechnologie Technologieschub für OEMs und Anlagenbauer", ATZelektronik, vol. 13, no. 5, pp. 62-67, 2018.
- [59] T. Glaessel, D. B. Pinhal, M. Masuch, D. Gerling und J. Franke, "Manufacturing Influences on the Motor Performance of Traction Drives with Hairpin Winding", in 9th International Electric Drives Production Conference (EDPC), 2019, pp. 1-8.
- [60] F. Wirth, J. Hofmann und J. Fleischer. "Einfluss geometrischer Materialtoleranzen auf die werkzeuggebundene Formgebung und Eigenschaften von Hairpin-Steckspulen", [Online] Available: [https://www.umformtechnik.net/binary\\_data/3387115\\_einflussgeometrischer-materialtoleranzen.pdf](https://www.umformtechnik.net/binary_data/3387115_einflussgeometrischer-materialtoleranzen.pdf). Zugriff: 5.7.2019.
- [61] A. Kampker, A. Heimes, S. Kawollek, P. Treichel und A. Kraus. "Produktionsprozess eines Hairpin-Stators", 2nd ed. [Aachen], Frankfurt am Main: PEM RWTH Aachen, VDMA, 2020.
- [62] M. Weigelt, C. Fröschl, M. Masuch, A. Riedel und J. Franke. "Simulative Betrachtung der Umformverfahren zur Herstellung von Hairpin Formspulenelementen", UTFscience I, pp. 1-22, 2018.
- [63] A. Kampker, S. Kawollek, P. Treichel, A. Kraus, M. Wendler und M. Linde. "Inline Testing Method Based On Paschen's Law With Integrated Machine Learning For Hairpin Stator Production", in 10th International Electric Drives Production Conference (EDPC), 2020, pp. 1-8.
- [64] F. Momen, R. Khwaja und Y. Son. "Electrical Propulsion System Design of Chevrolet Bolt Battery Electric Vehicle", in IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 55, No. 1, 2019, pp. 1-9.
- [65] S. Sano, T. Yashiro, K. Takizawa und T. Mizutani. "Development of New Motor for Compact-Class Hybrid Vehicles", World Electric Vehicle Journal, Vol. 8, No. 2, pp. 443-449, 2016.
- [66] M. Fujita, Y. Harada, N. Oketani und K. Adachi. "Iron core of rotating-electric machine and manufacturing method for the same." U.S. Patent 6,819,024, 2004.
- [67] D. Wüterich, M. Kopp und M. Liewald. "Numerical Simulation and Experimental Validation of Flatpack Bending and Joining Process", in 10th International Electric Drives Production Conference (EDPC), 2020, pp. 1-8.
- [68] D. Wüterich, M. Kopp und M. Liewald. "Numerical investigations on the influence of material properties on bending behavior of comb shaped stator bodies", in AIP Conference Proceedings, Vol. 2113, No. 1, 2019, pp. 1-6.
- [69] D. Wüterich, M. Kopp und M. Liewald. "FE-based sensitivity analysis of stator winding geometries regarding bending behavior using flatpack bending", in 20. Internationales Stuttgarter Symposium, 2020, pp. 197-207.
- [70] D. Wüterich, M. Kopp und M. Liewald. "Validation of Bending Simulation Models Based on Yield Strength Influences of Electrical Steel Sheets on Stator Core Radius", in 9th International Electric Drives Production Conference (EDPC), 2019, pp. 1-6.
- [71] D. Wüterich, M. Kopp und M. Liewald. "Simulation von Biege- und Schweißprozessen von Flachpaketen für die Fertigung von Statorpaketen", Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb, vol. 115, No. 11, pp. 779-782, 2020.
- [72] M. Schneider, B. Bickel, F. Risch und J. Franke. "Active Controllable and Flexible Winding Needle", in 4th International Electric Drives Production Conference (EDPC), 2014, pp. 1-5.
- [73] T. Glaessel, J. Seefried und J. Franke. "Challenges in the manufacturing of hairpin windings and application opportunities of infrared lasers for the contacting process", in 2017 7th International Electric Drives Production Conference (EDPC), 2017, pp. 1-7.

- [74] DIN 8580: Fertigungsverfahren - Begriffe, Einteilung, Stand: 2020.
- [75] DIN 8586: Fertigungsverfahren Biegeumformen - Einordnung, Unterteilung, Begriffe, Stand: 2003.
- [76] W. Bergmann. Werkstofftechnik 1: Struktureller Aufbau von Werkstoffen-Metallische Werkstoffe-Polymerwerkstoffe-Nichtmetallisch-anorganische Werkstoffe, 7. neu bearbeitete Auflage. München: Hanser, ISBN 978-3-446-43536-0, 2013.
- [77] H. Hoffmann, R. Neugebauer und G. Spur. Handbuch Umformen. München: Hanser, ISBN 978-3-446-42778-5, 2012.
- [78] E. Doege and B.-A. Behrens. Handbuch Umformtechnik, 3. Auflage. Berlin-Heidelberg: Springer Vieweg, ISBN 978-3-662-43891-6, 2016.
- [79] L. Nasdala. FEM-Formelsammlung Statik und Dynamik, 3. aktualisierte Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, ISBN 978-3-658-06629-1, 2015.
- [80] DIN EN ISO 6892-1:Metallische Werkstoffe - Zugversuch - Teil 1: Prüfverfahren bei Raumtemperatur, Stand: Juni 2020.
- [81] C.I.R.P. Office International Institution. Wörterbuch der Fertigungstechnik. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, ISBN 978-3-662-43960-9, 2014.
- [82] K. Lange. Umformtechnik: Handbuch für Industrie und Wissenschaft - Band 3: Blechbearbeitung, 2. Auflage. Berlin-Heidelberg: Springer Verlag, ISBN 3-540-50039-1, 1990.
- [83] J. Rösler, H. Harders und M. Bäker. Mechanisches Verhalten der Werkstoffe, 6. aktualisierte Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, ISBN 978-3-658-26801-5, 2019.
- [84] R. H. Wagoner, H. Lim und M.-G. Lee. "Advanced Issues in springback", International Journal of Plasticity, vol. 45, pp. 3-20, 2013.
- [85] G. E. Totten. "Handbook of residual stress and deformation of steel", ASM International, 2002.
- [86] A. Birkert, S. Haage und M. Straub. Umformtechnische Herstellung komplexer Karosserieteile: Auslegung von Ziehanlagen. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, ISBN 978-3-642-34669-9, 2013.
- [87] VDI 3430: Rotationszubiegen von Profilen, Stand Juni 2014, .
- [88] L. Borchmann, C. Kuhnhen, P. Frohn und B. Engel. "Sensitivity analysis of the rotary draw bending process as a database of digital equipping support", in SHEMET 18th International Conference on Sheet Metal, 2019, pp. 592-599.
- [89] B. Engel, C. Gerlach und S. Cordes. "Biegemomentenabschätzung des Dornbiegeverfahrens", UTF-Science, vol. 2, pp. 1-8, 2008.
- [90] A. El Megharbel, G. A. El Nasser und A. El Domiaty. "Bending of tube and section made of strain-hardening materials", Journal of Materials Processing Technology, vol. 203, no. 1-3, pp. 372-280, 2008.
- [91] D.-K. Leu. "A simplified approach for evaluating bendability and springback in plastic bending of anisotropic sheet metals", Journal of Materials Processing Technology, vol. 66, no. 1-3, pp. 9-17, 1997.
- [92] H. R. Hassan. "Plasto-Mechanical Model of Tube Bending in Rotary Draw Bending Process." Dissertation, Universität Siegen, 2017.
- [93] G. Oehler. Hochkantbiegen von Blechen, Westdeutscher Verlag, Köln und Opladen, 1967.
- [94] W. Weißbach, M. Dahms und C. Jaroschek. Werkstoffkunde: Strukturen, Eigenschaften, Prüfung, 19. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, ISBN 978-3-658-03918-9, 2015.
- [95] R. Meissner, M. Liewald, T. Benkert und W. Volk. "Lightweight gearwheel design using separate gear ring and wheel body Part II: Different manufacturing concepts for replacing a full body gearwheel", International Conference on Steels in Cars and Trucks. Amsterdam-Schiphol, 2017, pp. 1-9.
- [96] B. A. Behrens et al. "Tailored Forming of hybrid bulk metal components", International Journal of Material Forming, vol. 15, no. 42, pp. 1-15, 2022.

- [97] J. Walder, J. Wellekotter, A. Felde, M. Liewald und C. Bonten, "Numerical investigations for simultaneously processing metal and plastic using impact extrusion", NUMIFORM 2016: 12th International Conference on Numerical Methods in Industrial Forming Processes, vol. 80, 2016, pp. 1-6.
- [98] B. Engel und J. Buhl. "Metal Forming of Vibration-Damping Composite Sheets", steel research international, vol. 82, no. 6, pp. 626-631, 2011.
- [99] D. Sherman. "The mechanical behavior of layered brazed metal/ceramic composites", Material Letters, vol. 33, pp. 255-260, 1998.
- [100] B.-A. Behrens et al. "Development and numerical validation of combined forming processes for production of hybrid parts", in Technologies for economical and functional lightweight design, 2018, pp. 29-39.
- [101] M. Harhash, R. R. Gilbert, S. Hartmann und H. Palkowski. "Experimental characterization, analytical and numerical investigations of metal/polymer/metal sandwich composites - Part 2: Free bending", Composite Structures, vol. 232, pp. 1-15, 2020.
- [102] F. Rieg und R. Steinhilper. Handbuch Konstruktion, 2. aktualisierte. München: Carl Hanser Verlag, ISBN 978-3-446-45224-4, 2018.
- [103] H.-J. Bargel und G. Schulze. Werkstoffkunde. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, ISBN 978-3-642-17716-3, 2013.
- [104] S. Senn und M. Liewald. "Numerical investigation of a new sheet metal shear cutting tool design to increase the part quality by superposed compression stress", Journal of Physics: Conference Series, vol. 1063, no. 1, pp. 1-6, 2018.
- [105] W. H. Müller und F. Ferber. Technische Mechanik für Ingenieure, 5. überarbeitete Auflage. München: Carl Hanser Verlag, ISBN 978-3-446-46117-8, 2019.
- [106] C. Eck, H. Garcke und P. Knabner. Mathematische Modellierung, 3. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Spektrum, ISBN 978-3-662-54334-4, 2017.
- [107] VDI 2221; Entwicklung technischer Produkte und Systeme Modell der Produktentwicklung, Stand: November 2019.
- [108] VDI 2222: Konstruktionsmethodik - Methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien, Stand: Juni 1997.
- [109] E. Laurien und H. Oertel jr. Numerische Strömungsmechanik Grundgleichungen und Modelle - Lösungsmethoden - Qualität und Genauigkeit, 6. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, ISBN 978-3-658-21059-5, 2018.
- [110] T. Westermann. Modellbildung und Simulation: mit einer Einführung in ANSYS, 2. erweiterte Auflage. Berlin: Springer Vieweg, ISBN 978-3-662-63044-0, 2021.
- [111] P. Steinke. Finite-Elemente-Methode Rechnergestützte Einführung, 5. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, ISBN 978-3-642-53936-7, 2015.
- [112] J. Betten. Finite Elemente für Ingenieure 1: Grundlagen, Matrixmethoden, Elastisches Kontinuum, 2. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer, ISBN 978-3-642-62443-8, 2003.
- [113] M. Wagner. Lineare und nichtlineare FEM Eine Einführung mit Anwendungen in der Umformsimulation mit LS-DYNA®, 2. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, ISBN 978-3-658-25051-5, 2019.
- [114] C. Gebhardt. Praxisbuch FEM mit ANSYS Workbench Einführung in die lineare und nichtlineare Mechanik, 3. aktualisierte Auflage. München: Carl Hanser Verlag, ISBN 978-3-446-45001-1, 2018.
- [115] L. Sozen, M. A. Guler, D. Bekar und E. Acar. "Investigation and prediction of springback in rotary-draw tube bending process using finite element method", Journal of Mechanical Engineering Science, vol. 226, no. 12, pp. 2967-2981, 2012.
- [116] E. Daxin und Y. Liu. "Springback and time-dependent springback of 1Cr18Ni9Ti stainless steel tubes under bending", Materials & Design, vol. 31, no. 3, pp. 1256-1261, 2010.
- [117] J. Wang und R. Agarwal. "Tube Bending Under Axial Force and Internal Pressure", Journal of Manufacturing Science and Engineering, vol. 128, no. 2, pp. 598-605, 2006.

- [118] J. Liu, H. Yang, M. Zhan und Z. Jiang. "Accurate prediction of the profile of thick-walled titanium alloy tube in rotary-draw bending considering strength-differential effect", *Computational Materials Engineering*, vol. 60, pp. 113-122, 2012.
- [119] C. Heftrich, R. Steinheimer und B. Engel. "Rotary-draw-bending using tools with reduced geometries", in *17th International Conference on Metal Forming*, 2018, pp. 804-811.
- [120] Y. X. Zhu, W. Chen, W. B. Tu, Y. Guo und L. Chen. "Three-dimensional finite element modeling of rotary-draw bending of copper-titanium composite tube", *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 106, pp. 2377-2389, 2020.
- [121] L. Borchmann. "Regelung des Werkstoffflusses zur Erhöhung der Bauteilqualität beim Rotationszugbiegen." Dissertation, Universität Siegen, 2021.
- [122] M. K. Thompson and J. M. Thompson. *ANSYS mechanical APDL for finite element analysis*. Oxford: Butterworth-Heinemann, ISBN 978-0-128-12981-4, 2017.
- [123] "Ansys Workbench User's Guide", Available: <https://ansyshelp.ansys.com/>, Zugriff: 8.5.2019.
- [124] M. Rabe, S. Spieckermann und S. Wenzel. *Verifikation und Validierung für die Simulation in Produktion und Logistik*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, ISBN 978-3-540-35281-5, 2008.
- [125] A. E. Tekkaya. "A guide for validation of FE-simulations in bulk metal forming", *The Arabian Journal for Science and Engineering*, vol. 30, no. 1C, pp. 113-136, 2005.
- [126] B. Klein. *FEM: Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau*. Calden: Springer Vieweg, ISBN 978-3-658-06053-4, 2015.
- [127] S. Hesse and G. Schnell. *Sensoren für die Prozess- und Fabrikautomation Funktion - Ausführung - Anwendung*, 6. Auflage. Springer Vieweg, Wiesbaden, ISBN 978-3-658-21172-1, 2014.
- [128] A. E. Tekkaya, D. Hudovernik, M., Staupendahl, M. Gharbi, M. Hermes, K. Kuzman und J. M. Slabe, "3D Numerical Analysis of 2D Profile Bending with the Torque Superposed Spatial Bending Method", *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering*, vol. 59, no. 3, pp. 139-147, 2013.
- [129] M. Liewald et al., "Models and modelling for process limits in metal forming", *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, vol. 68, pp. 775-798, 2019.
- [130] M. Schuth und W. Buerakov. *Handbuch Optische Messtechnik Praktische Anwendungen für Entwicklung, Versuch, Fertigung und Qualitätssicherung*. München: Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, ISBN 978-3-446-43634-3, 2017.
- [131] H.-J. Gevatter und U. Grünhaupt. *Handbuch der Mess- und Automatisierungstechnik in der Produktion*, 2. vollständig überarbeitete Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, ISBN 3-540-21207-8, 2006.
- [132] DIN 50125: Prüfung metallischer Werkstoffe - Zugproben, Stand: August 2021.
- [133] "Übersicht pneumohydraulische Antriebe", Available: <https://de.tox-pressotechnik.com>, Zugriff: 12.07.2022.

## Curriculum Vitae

### PERSÖNLICHE DATEN

Name	<b>David Wüterich</b>
Geburtsdatum	<b>04.12.1991</b>
Geburtsort	<b>Zwolle, Niederlande</b>
Familienstand	<b>Ledig</b>

### SCHULISCHE AUSBILDUNG

2007 bis 2010	<b>Geschwister-Scholl-Gymnasium, Stuttgart</b> <b>Abschluss: Allgemeine Hochschulreife</b>
2004 bis 2007	<b>Het Stormink Gymnasium, Deventer, Niederlande</b>
1998 bis 2004	<b>Deventer Leerschool, Grundschule, Deventer, Niederlande</b>

### ZIVILDIENST

2010 bis 2011	<b>Zivildienst, Mehrgenerationenhaus Heselach, Stuttgart</b>
---------------	--

### UNIVERSITÄRE AUSBILDUNG

10/2015 – 11/2017	<b>Masterstudium Maschinenbau. Abschluss: M. Sc.</b> <b>Technischen Universität Berlin</b>
11/2011 - 10/2015	<b>Bachelorstudium Maschinenbau. Abschluss: B. Sc.</b> <b>Technischen Universität Berlin</b>

### PRAKTISCHE TÄTIGKEIT

09/2016 - 10/2016	<b>Berufspraktikum, Fraunhofer IPK, Berlin</b>
09/2013 - 06/2014	<b>Berufspraktikum, Toolmancustom, Berlin</b>
02/2011 - 03/2011	<b>Grundpraktikum, Daimler AG, Stuttgart</b>

### BERUFLICHER UND WISSENSCHAFTLICHER WERDEGANG

04/2022 – heute	<b>Maschinenbauingenieur, Innerio Heat Exchanger GmbH,</b> <b>Wien, Österreich</b>
12/2020 – 03/2022	<b>Maschinenbauingenieur, freiberufliche Tätigkeit, Berlin</b>
12/2017 – 11/2020	<b>Doktorand, SEG Automotive Germany GmbH, Stuttgart</b> <b>Wissenschaftliche Betreuung: Institut für Umformtechnik,</b> <b>Universität Stuttgart</b>
09/2012 - 11/2017	<b>Freier Mitarbeiter, Toolmancustom, Berlin</b>