

# Zur Auslegung von Faserverbund-Bandagen für Elektromotoren

Fakultät Maschinenwesen

der

Technischen Universität Dresden

zur

Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur (Dr.-Ing.)

von

Dipl.-Wi.-Ing. Peter Lucas

geboren am 24. Oktober 1983 in Bautzen

Tag der Einreichung: 23.09.2019

Tag der Verteidigung: 12.12.2019

Promotionskommission:

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. T. Wallmersperger

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. N. Modler

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. A. Höß

Beisitzer: Prof. Dr.-Ing. habil. M. Gude

Beisitzer: Prof. Dr.-Ing. habil. Y. Kyosev

# IMPRESSUM

**Titel**

Zur Auslegung von Faserverbund-Bandagen für Elektromotoren

**Autor**

Peter Lucas

**Band 7**

Schriftenreihe des Instituts für Leichtbau und Kunststofftechnik (ILK) der  
Technischen Universität Dresden

1. Auflage 2020

Dresden

ISBN: 978-3-86780-629-9

**Herausgeber**

Peter Lucas

Institut für Leichtbau und Kunststofftechnik der  
Technischen Universität Dresden

Das Werk, einschließlich aller seiner Teile, ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung ist ohne die Zustimmung des Verlages außerhalb der engen Grenzen des Urheberrechtes unzulässig und strafbar. Das gilt insbesondere für die Vervielfältigung, Übersetzung, Mikroverfilmung, die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.





# VORWORT

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Leichtbau und Kunststofftechnik der Technischen Universität Dresden. Meinem Doktorvater und hochgeschätzten Lehrer Prof. Dr.-Ing. Niels Modler, Inhaber der Professur für Funktionsintegrativen Leichtbau des Instituts für Leichtbau und Kunststofftechnik, möchte ich meinen besonderen Dank, für die Ermöglichung dieser Arbeit sowie für die stets wohlwollende Unterstützung aussprechen. Seine positive Art haben am ILK eine Atmosphäre geschaffen, die meine Arbeit, mein Schaffen und auch meine Persönlichkeit fortwährend positiv geprägt haben. Gleichwohl möchte ich mich herzlichst bei Prof. Dr.-Ing. habil. Maik Gude sowie Prof. Dr. rer. nat. Hubert Jäger bedanken, welche durch ihr unermüdliches Engagement das ILK zu einem der innovativsten und gleichzeitig vielseitigsten Institute in Deutschland gemacht haben.

Mein besonderer Dank gilt auch Prof. Dr.-Ing. Alfred Höß für die Übernahme des zweiten Gutachtens sowie seine vielfältige Unterstützung in den letzten Jahren. Mit seiner stets konstruktiven und vorausschauenden Art hat er mich gelehrt, schwierige Situationen zu lesen und zu lösen. Herrn Prof. Dr.-Ing. T. Wallmersperger gilt mein Dank für die Übernahme des Vorsitzes der Promotionskommission. Weiterhin möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Y. Kyosev für die Mitwirkung in der Promotionskommission danken.

Diese Arbeit wurde maßgeblich durch meinen Mentor Dr. Bernd Grüber geprägt. Ich möchte Ihm noch einmal innigst, für die unzähligen Stunden die wir in den letzten anderthalb Jahren in diese Schrift investierten, danken. Mit jedem seiner Vorschläge wurde diese Arbeit ein Stück besser. Ebenfalls bedanken möchte ich mich bei Dr. Martin Lepper für die wertvollen Hinweise und das kritische Lesen der Dissertation.

Meinen liebenswerten Kolleginnen und Kollegen vom ILK: Martin Helwig, Dr. Michael Stegelmann, Dr. Robert Kupfer, Dr. Marco Zichner, Dr. Michael Krahl, Dr. Martin Danneemann, Dr. Anja Winkler, Tony Weber, Jan Luft, Sebastian Prengel, Dr. Uwe Hentschel, Michael Birke, Jens Friedrich, Kurt Böhme, Moritz Neubauer, Michael Becker und Dr. Robert Gottwald, mit denen ich seit nun fast 10 Jahren zusammenarbeite, möchte ich ganz besonderes für ihre Freundschaft und ihr stets offenes Ohr danken. Ich schätze mich unendlich glücklich, dass ich von euch und mit euch in den letzten Jahren so viel lernen konnte.

Einen ganz herzlichen Dank möchte ich Reiner John und dem Team das hinter seinen Projekten steht: Dr. Mihai Nica, Dr. Vincent Lorenz, Dr. Wolfgang Wondrak, Prof. Pavel Vaclavek, Prof. Petr Blaha, Dr. Yves Burkhardt, Dr. Aristide Spagnolo, Wolfgang Schön und Lucia Isis ausprechen. Erst durch sie ist es möglich geworden, dass ich auf diesem Thema promovieren konnte.

Der innigste Dank jedoch gebührt meiner Familie, meiner lieben Frau Anika und unserem zaubernden Sohn Joshua, die ein ums andere Mal auf gemeinsame Stunden verzichten mussten. Aber natürlich auch meinen Eltern, meinem Bruder und meinen Großeltern die mich geprägt haben, immer hinter mir standen und mich unendlich viel gelehrt haben.



# INHALTSVERZEICHNIS

<b>1</b>	<b>Einleitung</b> .....	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Elektromotoren für Elektrofahrzeuge</b> .....	<b>4</b>
2.1	Elektromotoren .....	4
2.1.1	Aufbau und Wirkungsweise von Asynchronmaschinen.....	7
2.1.2	Aufbau und Wirkungsweise von Synchronmaschinen.....	8
2.2	Anforderungen des MotorBrain-Projekts an den Motor.....	9
2.3	Klauenpolrotoren .....	10
2.4	Soft-Magnetic-Composites .....	11
2.4.1	Herstellung von SMC-Bauteilen aus Somaloy Pulvern .....	12
2.4.2	Materialeigenschaften von SMC-Pressbauteilen.....	14
2.4.3	Mechanische Kennwerte von ausgewählten SMC .....	17
2.5	Hartferrit-Magnete.....	22
2.6	Ausgewählte Werkstoffe für die Rotorbandagierung .....	23
2.6.1	Nickelbasis-Legierungen .....	23
2.6.2	Edelstahl.....	25
2.6.3	Titan .....	26
2.6.4	Glasfaserverstärkter Kunststoff.....	26
2.6.5	Kohlenstofffaserverstärkter Kunststoff.....	29
<b>3</b>	<b>Neuartiger Klauenpolrotor mit axialen Ringmagneten</b> .....	<b>38</b>
3.1	Randbedingungen.....	38
3.2	Konzepte für neuartige Klauenpolrotoren.....	38
3.2.1	Klauenpolgrundkörper aus Soft-Magnetic-Composites .....	39
3.2.2	Numerische Analyse der vorgestellten Konzepte .....	42
3.2.3	Klauenpolgrundkörper aus Elektroblech mit eingesetzten SMC-Klauen.....	50
3.3	Weiterentwicklung des hybriden Klauenpolrotors .....	53
<b>4</b>	<b>Versagenskriterien für die Auslegung von dünnwandigen Faser-Kunststoff-Bandagen</b> .....	<b>55</b>
4.1	Phänomenologische Unterscheidung der Bruchformen .....	55
4.2	Makromechanische Versagenskriterien.....	56
4.2.1	Maximalspannungs- und Maximaldehnungshypothesen .....	56
4.2.2	Interaktionskriterium nach Hill .....	57
4.2.3	Interaktionskriterium nach Tsai-Wu .....	58
4.2.4	Kritische Würdigung der makromechanischen Versagenskriterien.....	59
4.3	Mesomechanische Kriterien .....	62
4.3.1	Versagenskriterium nach Hashin .....	62
4.3.2	Versagenskriterium nach Puck .....	63

4.3.3	Versagenskriterium nach Langley Research Center – LaRC 05.....	66
4.3.4	Versagenskriterium nach Cuntze .....	67
4.3.5	Versagenskriterium nach Vogler .....	68
4.3.6	Kritische Würdigung der mesomechanischen Versagenskriterien .....	69
<b>5</b>	<b>Auslegung des Rotors .....</b>	<b>71</b>
5.1	Vorstellung des Berechnungsmodells .....	71
5.1.1	Versagenskriterien .....	72
5.1.2	Materialkennwerte .....	72
5.1.3	Vernetzung und Elementtypen.....	72
5.1.4	Kontakt-Definition.....	73
5.1.5	Lagerung .....	74
5.2	Prinzipielles Spannungs-Verformungs-Verhalten.....	74
5.2.1	Einfluss der Rotationsgeschwindigkeit auf die Verformung .....	74
5.2.2	Einfluss der Rotationsgeschwindigkeit auf die Spannungen.....	75
5.3	Untersuchung der Bandagendicke.....	78
5.4	Einfluss der Haftreibung .....	81
5.5	Einfluss der magnetischen und rotatorischen Kräfte.....	82
5.6	Einfluss der Vorspannung sowie der Rotortemperatur .....	84
5.7	Einfluss des Bandagenaufbaus .....	88
<b>6</b>	<b>Fertigung und Test der Prototypen .....</b>	<b>93</b>
6.1	Gestaltung und Fertigung .....	93
6.2	Zerstörungsfreie Untersuchung.....	96
6.3	Zerstörende Untersuchung .....	96
<b>7</b>	<b>Gegenüberstellung der Berechnungs- und Testergebnisse.....</b>	<b>100</b>
7.1	Randbedingungen der Simulation .....	100
7.2	Einfluss der Modellierung.....	100
7.3	Vergleich der Simulationsergebnisse für Testrotor 1.....	103
7.4	Vergleich der Simulationsergebnisse für Testrotor 2.....	107
7.5	Schlussfolgerungen.....	111
<b>8</b>	<b>Empfehlungen .....</b>	<b>115</b>
8.1	Materialkennwerte.....	115
8.2	Numerische Analyse .....	115
8.3	Fertigung .....	116
8.4	Experimentelle Untersuchungen .....	116
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung.....</b>	<b>117</b>
<b>10</b>	<b>Literaturverzeichnis.....</b>	<b>120</b>
<b>11</b>	<b>Anhang.....</b>	<b>128</b>



# SYMBOLVERZEICHNIS

## *Abkürzungen*

2D	zweidimensional
3D	dreidimensional
AB	Aktiengesellschaft (Aktiebolag)
AG	Aktiengesellschaft
CF	Kohlenstofffaser
CFK	Kohlenstofffaserverstärkter Kunststoff
DC	Gleichstrom (direct current)
E-Glas	Standard Glasfaser für elektrische Anwendungen (electric)
E-Modul	Elastizitätsmodul
EESM	Fremderregte Synchronmaschine (externally excited synchronous machine)
EP	Epoxidharz
FB	Faserbruch
FEM	Finite-Elemente-Methode
FKV	Faserkunststoffverbund
FVG	Faservolumengehalt
GF	Glasfaser
GFK	Glasfaserverstärkter Kunststoff
HT	Hochfest (high tensile strenght)
ILK	Institut für Leichtbau und Kunststofftechnik
IM	Mittleres Modul (intermediate modulus)
I-PMSM	Synchronmaschine mit tangential vergrabenen Magneten (internal permanent magnet synchronous machine)
PA6	Polyamid 6
RI-PMSM	Synchronmaschine mit radial vergrabenen Magneten (radial arranged permanent magnet synchronous machine)
RTM	Resin-Transfer-Moulding
SMC	Soft-Magnetic-Composite
S-Glas	Festigkeitsoptimierte Glasfaser (strength)
SI-PMSM	Synchronmaschine mit integrierten Oberflächenmagneten (surface insert permanent magnet synchronous machine)
SM-PMSM	Synchronmaschine mit Oberflächenmagneten (surface mounted permanent magnet synchronous machine)

UD	Unidirektional
UHM	Ultrahochmodul (ultra high modulus)
VI-PMSM	Synchronmaschine mit V-förmig vergrabenen Magneten (v-shaped internal permanent magnet synchronous machine)
ZFB	Zwischenfaserbruch

***Lateinische Buchstaben***

$B$	Magnetische Flussdichte
$E_i$	Elastizitätsmodul in $i$ -Richtung
$E_m$	Elastizitätsmodul der Matrix
$E_i^f$	Elastizitätsmodul der Faser in faserparalleler-Richtung
$Eff_{res}$	Effektiver Reservefaktor nach CUNTZE
$EF^{mode}$	Effektive Anstrengung für definierte Modi nach CUNTZE
$F_1; F_{11}$	Längszug- und -druckfestigkeit nach TSAI-WU
$F_{12}$	Interaktionskoeffizient
$F_2; F_{22}$	Querzug- und -druckfestigkeit nach TSAI-WU
$F_{66}$	Schubfestigkeit
$F_i$	Bruchwahrscheinlichkeit des $i$ -Prüfkörpers
$FF1/2$	Faserbruch in Zug-/Druckrichtung nach CUNTZE (Fibre Failure)
$FI_{FT}$	Faserzugauslastung nach LARC 05
$FI_M$	Matrixauslastung nach LARC 05
$G_{ij}$	Schubmodul in $ij$ -Richtung
$G_m$	Schubmodul der Matrix
$I_i^c$	Invarianten nach CUNTZE
$I_i^H$	Invarianten nach HASHIN
$I_i^V$	Invarianten nach VOGLER
$IFF1/2/3$	Zwischenfaserzug-/schub-/druckbruch nach CUNTZE (Inter Fibre Failure)
$K_h$	Konstante der Hystereseverluste
$K_{PI}$	Konstante des partikelinhärenten Verlusts
$N$	Prüfkörperanzahl
$P_h$	Hystereseverluste
$P_{w-BI}$	Bauteilinhärenter Wirbelstromverlust
$P_{w-EB}$	Wirbelstromverluste Elektrolechpaket
$P_{w-PI}$	Partikelinhärenter Wirbelstromverlust
$P_{w-SMC}$	Wirbelstromverluste Soft-Magnetic-Composite-Bauteil
$p_{ij}^{(\pm)}$	Steigungsmaß im Zug-/Druckbereich in $ij$ -Richtung nach PUCK
$R$	Ruhegrad (Spannungsverhältnis aus Unterlast zu Oberlast)
$R_{\perp}^{(+)\lambda}$	Querzugbruchwiderstand in der Wirkebene gemäß PUCK

---

$R_{\perp\parallel/\perp\perp}^A$	Schubbruchwiderstand in der $\perp\parallel/\perp\perp$ -Wirkebene gemäß PUCK
$R_E$	Ertragbare Spannung
$R_i$	Zugfestigkeit in $i$ -Richtung
$R_i^{(\pm)}$	Zug-/Druckfestigkeit in $i$ -Richtung
$R_{ij}^{(\pm)}$	Zug-/Druckfestigkeit in $ij$ -Richtung
$R_B^{(\pm)}$	Biaxiale Materialparameter in Zug-/Druckrichtung gemäß VOGLER
$R_{ij}^{ls}$	In-Situ-Festigkeit in $ij$ -Richtung gemäß LARC 05
$R_j^{ls}$	In-Situ-Festigkeit in $i$ -Richtung gemäß LARC 05
$R_m^{(\pm)}$	Zug-/Druckfestigkeit der Matrix
$R_0$	Charakteristische Festigkeit
$V_B$	Bauteilvolumen
$V_P$	Prüfkörpervolumen
$b_2^c$	Curvefitting-Parameter nach CUNTZE
$b_{12}$	Curvefitting-Parameter nach CUNTZE
$c$	$\cos()$
$c_e$	Kompensationsfaktor des elektrischen Widerstands
$d$	Dicke des Elektroblechs
$f$	Frequenz des Wechselfeldes
$f_p$	Bruchebene (fracture plane)
$f_R$	Drehfrequenz des Rotors
$f_S$	Frequenz des Statorfelds
$i$	Prüfkörperanzahl
$k$	Kurze Seite des Querschnitts des Bauteils
$l$	Länge
$m$	WEIBULL-Modul
$\dot{m}$	Ausrundungsexponent nach CUNTZE
$m_{\sigma f}$	Spannungsüberhöhungsfaktor nach PUCK
$n$	Drehzahl
$r$	Radius
$r_L$	Radialer Luftspalt
$s$	Schlupf
$s$	$\sin()$

### ***Griechische Buchstaben***

$\Pi$	plastische Moduln
$\alpha_0$	Charakteristischer Bruchwinkel des Lamiant unter faserparalleler Druckbelastung
$\alpha_i$	Thermischer Wärmeausdehnungskoeffizient in $i$ -Richtung

$\alpha_m$	Thermischer Wärmeausdehnungskoeffizient der Matrix
$\gamma_{ij}$	Schubdehnung in $ij$ -Richtung
$\varepsilon_i^{(\pm)}$	Dehnung im Zug-/Druckbereich in $i$ -Richtung
$\varepsilon_{Ri}^{(\pm)}$	Bruchdehnung im Zug-/Druckbereich in $i$ -Richtung
$\varepsilon_{Rm}^{(+)}$	Bruchdehnung der Matrix im Zugrichtung
$\eta_L$	Reibungsparameter nach LARC 05
$\eta_T$	Reibungsparameter nach LARC 05
$\theta$	Bruchwinkel
$\theta_{fp}$	Charakteristischer Bruchwinkel der Bruchebene gegenüber der Wirkebene
$\mu$	Magnetische Permeabilität
$\rho$	Dichte
$\rho_R$	Spezifischer elektrischer Widerstand
$\sigma$	Spannung
$\sigma_{\parallel/\perp}^{(\pm)}$	Zug-/Druckspannung in/quer zur Faserrichtung
$\sigma_{ci}$	Bruchspannung des Prüfkörpers $i$
$\sigma_N$	Normalspannung in der Bruchebene
$\tau_{\perp\parallel}$	Schubspannung in Faser-Quer-Längs-Richtung
$\tau_{\perp\perp}$	Schubspannung in Faser-Quer-Quer-Richtung
$\tau_{ij}$	Schubspannung in $ij$ -Richtung
$\tau_{n1}$	Schubspannung in der Bruchebene in $n1$ -Richtung
$\tau_{nt}$	Schubspannung in der Bruchebene in $nt$ -Richtung
$\nu_{12}^F$	Querkontraktionszahl in 1-2-Richtung der Faser
$\nu_m$	Querkontraktionszahl der Matrix

**Indizes und mathematische Akzente**

(+)	Größe im Zugbereich
(-)	Größe im Druckbereich
$\parallel$	Parallel zur Faserrichtung
$\perp$	Quer zur Faserrichtung
$\perp\parallel$	Schuborientierte Größe
$A$	Wirkebene (action plane)
$C$	CUNTZE
$H$	HASHIN
$R$	<i>Festigkeit/Bruchdehnung</i>
$V$	VOGLER
$\alpha, \beta, \gamma$	Laufender Index
$i, j, k, l, m, n$	Laufender Index
$\sigma$	Normalspannungsbezogene Größe

---

$\tau$  Schubspannungsbezogene Größe

***Koordinatensysteme***

$x, y, z$  Globales kartesisches Koordinatensystem

$1, 2, 3$  Materialhauptachsensystem



# 1 EINLEITUNG

## Motivation

Bandagen werden seit Jahrhunderten für statisch sowie dynamisch belastete Bauteile eingesetzt. Neben Metallen bietet sich auch die Nutzung von Faserkunststoffverbunden als Bandagenwerkstoff an, da diese über vergleichsweise hohe spezifische Festigkeiten und Steifigkeiten verfügen. Sehr häufig finden Bandagen bei rotationsbelasteten Körpern wie Zentrifugen, Elektromotoren und Schwungrädern Verwendung, da bei diesen aufgrund ihrer Funktionsweise der eigentliche Rotationskörper zumeist nicht aus hochfesten Werkstoffen bestehen kann. Dabei dienen Bandagierungen dazu, den sicher nutzbaren Einsatzbereich weiter zu steigern. In diesen Fällen werden zumeist Umfangsbandagen aus Faserkunststoffverbunden eingesetzt, welche die aus der Zentrifugalkraft resultierenden radialen Kräfte und die zusätzlichen aus der Funktionsweise resultierenden tangentialen oder axialen Kräfte aufnehmen. Diese Bandagen sind üblicherweise dünnwandig im Vergleich zur Rotorstruktur ausgeführt.

Ausgehend von rotationssymmetrischen Bauteilen mit über den Umfang homogener rotationssymmetrischer Masseverteilung, rotationssymmetrischem Materialverhalten, etwa isotrop oder polarorthotrop, und zentrischer Drehachse kann idealisiert von einer rein radialen Verformung (Aufweitung) ausgegangen werden. Etwaige zusätzliche Bandagierungen haben in diesem Fall zum Ziel, die erreichbaren Rotationsgeschwindigkeiten zu erhöhen oder die Aufweitung des Rotationskörpers zu verringern.

In Abweichung zu den idealisierten Annahmen weisen technische Anwendungen, wie etwa Elektromotoren und Zentrifugen häufig keine homogene rotationssymmetrische Masseverteilung auf (Abbildung 1-1). Dies führt zwangsläufig dazu, dass die Aufweitungen dieser Körper unter Rotationslast inhomogen sind. Dadurch werden in applizierten Umfangsbandagen lokale Spannungserhöhungen induziert, welche zu einem vorzeitigen lokalen Materialversagen führen können.

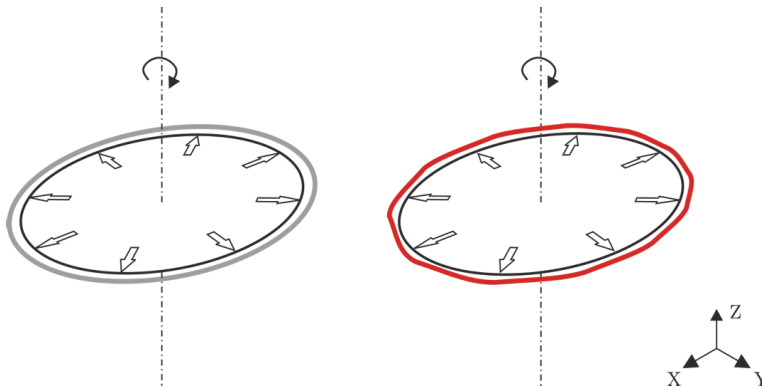


Abbildung 1-1: Schematische Darstellung der Aufweitung einer Bandage eines homogen (links) und inhomogen (rechts) rotationssymmetrischen Scheibenrotors

Im Bereich typischer isotroper Werkstoffe sind für derartige lokale Belastungen Berechnungsmethoden basierend auf dem Nennspannungskonzept sowie, aktuell gebräuchlicher, auf dem örtlichen Spannungskonzept bekannt, die eine sichere zeitfeste Dimensionierung der Bauteile ermöglichen, vgl. [26, S. 144 ff], [111]. Im Falle von Faserkunststoffverbunden (FKV) sind bei diesen Belastungen weder Gestaltfestigkeitswerte gemäß dem Nennspannungskonzept noch aus dem örtlichen Spannungskonzept abgeleitete Berechnungsmethoden zur sicheren Bauteilauslegung bekannt. Daher ist es derzeit notwendig, für die Auslegung bandagierter inhomogener Rotorstrukturen umfangreiche experimentelle Untersuchungen durchzuführen, um die Funktionsicherheit der Bauteile über die geplante Lebensdauer hinweg abzusichern.

#### *Zielstellung*

Ziel dieser Arbeit ist es, ein grundlegendes Verständnis für die auftretenden Effekte innerhalb einer dünnwandigen FKV-Bandage – am Beispiel eines Rotors für einen Elektromotor – zu entwickeln, die durch die inhomogene Masseverteilung innerhalb des Rotors induziert werden. Mit Hilfe dieser Arbeit sollen die Grundlagen für eine effiziente und sichere Auslegung von dünnwandigen Bandagen für Rotoren mit inhomogener Masseverteilung geschaffen werden. Dabei sollen zusätzlich die multidisziplinären Aufgabenstellungen beleuchtet werden, die sich bei der Auslegung von Rotoren für Elektromotoren ergeben.

#### *Vorgehen*

Das Vorgehen innerhalb dieser Arbeit ist zusammenfassend in Abbildung 1-2 dargestellt. Ausgehend von der kurzen Vorstellung von Elektromotoren für Elektrofahrzeuge werden die dieser Arbeit zugrundeliegenden Rahmenbedingungen erläutert. Anschließend erfolgt die Charakterisierung der Werkstoffe. Hierbei wird zum einen auf die Besonderheiten der Bandagierungswerkstoffe für verschiedene Rotortypen eingegangen, zum anderen auf die mechanischen Eigenschaften der eingesetzten hart- und weichmagnetischen Werkstoffe.

Am Beispiel eines Klauenpol-Rotors, der aus dem ENIAC JU Projekt „MotorBrain“ [68] hervorgegangen ist, werden zuerst entsprechende Rotordesignkonzepte entwickelt und die auftretenden konzeptinhärenten dreidimensionalen Belastungen für die Bandagierung abgeleitet. Im Rahmen dieser Entwicklung werden erstmals Soft-Magnetic-Composites sowie Ferrit-Magneten in Elektromotoren für Fahrzeuge eingesetzt, siehe Kapitel 3.

Anschließend erfolgt – im Rahmen des Kapitels 4 – eine kritische Auseinandersetzung mit dem aktuellen Stand der Technik zur Auslegung von Faser-Kunststoff-Verbunden mittels makro- und mesomechanischer Versagenskriterien. Diese werden gezielt auf ihre Anwendbarkeit bei inhomogenen 3D-Belastungszuständen untersucht, wie sie in Bandagen für Elektromotoren auftreten.

Im Rahmen des Kapitels 5 erfolgt die detaillierte Analyse der Spannungszustände in der Rotorbandage. Hierfür wird die Finite-Elemente-Methode (FEM) genutzt. Dabei werden insbesondere die durch die unterschiedlichen mesomechanischen Versagenskriterien vorausgerechneten Faserzugauslastungen und Gesamtauslastungen betrachtet, gegenübergestellt und kritisch diskutiert.

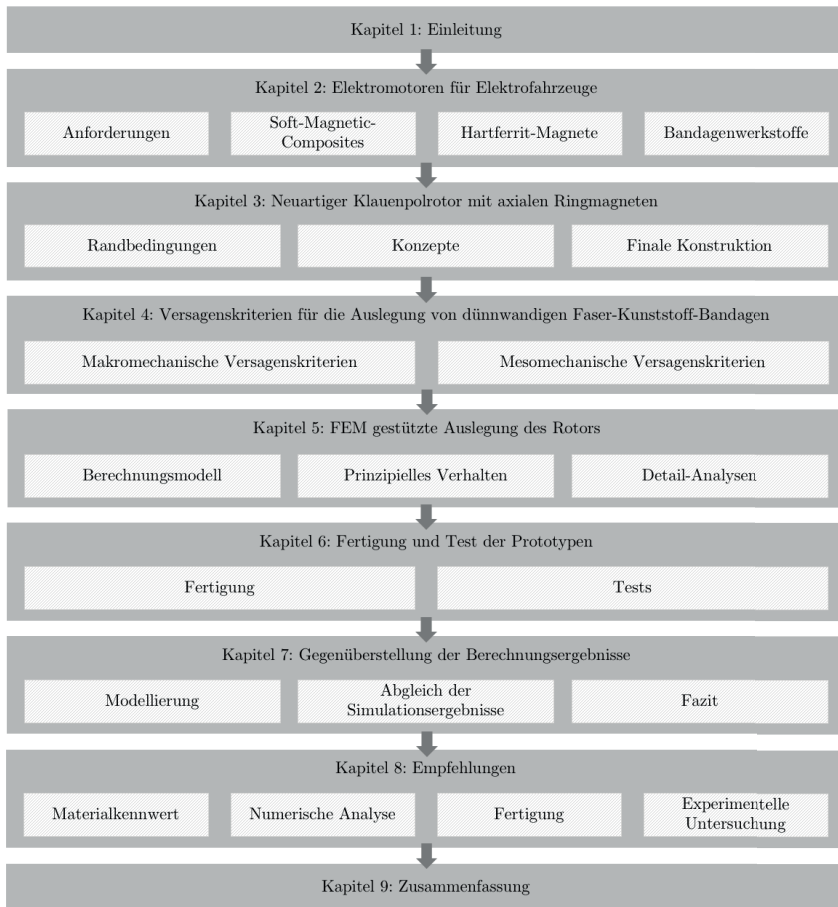
Zur Verifikation der numerischen Ergebnisse werden experimentelle Untersuchungen herangezogen. Hierzu wird in Kapitel 6 zuerst auf die Fertigung und die sich anschließenden experimentellen Testreihen an den Probekörpern eingegangen. Dabei werden zum einen die Besonderheiten der großseriengerechten Fertigung von Bandagen für Rotoren diskutiert,



zum anderen wird der Versuchsaufbau sowie die Versuchsdurchführung für die Prototypen detailliert beschrieben.

Im Anschluss findet der Vergleich der berechneten numerisch und experimentell ermittelten Ergebnisse statt. Auf Grundlage dieser Untersuchungen werden Empfehlungen bezüglich der Werkstoffcharakterisierung, numerischen Auslegung, Fertigung und Prüfung von UD-Bandagen für Elektromotoren abgeleitet.

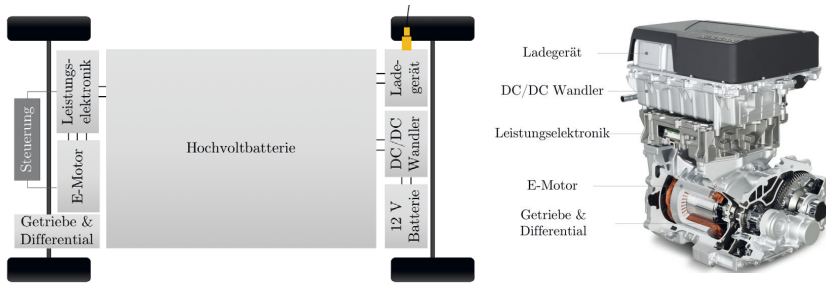
Die Zusammenfassung der Arbeiten, die kritische Würdigung der Arbeitsergebnisse sowie ein Ausblick bilden den Abschluss der Arbeit.



**Abbildung 1-2: Vorgehen zur Ermittlung eines Auslegungskonzepts zur Dimensionierung von dünnwandigen Faser-Kunststoff-Verbund Bandagen für Rotoren von Elektromotoren**

## 2 ELEKTROMOTOREN FÜR ELEKTROFAHRZEUGE

Mit dem Übergang von rein Verbrennungsmotor basierten Fahrzeugen hin zu elektrifizierten und rein batterieelektrischen Fahrzeugen ändert sich der Aufbau des Antriebsstrangs von Fahrzeugen signifikant. Der elektrische Antriebsstrang von batterieelektrischen Fahrzeugen besteht zumeist aus den folgenden Kernkomponenten: Hochvoltladegerät, Hochvoltbatterie, DC/DC-Wandler<sup>1</sup>, 12 V-Batterie, Leistungselektronik, Elektromotor, Getriebe und Differential sowie der notwendigen Steuerung, siehe Abbildung 2-1. Dabei werden von den Automobilherstellern verschiedenste Integrationsansätze bzgl. der zusammenhängenden Gestaltung der Komponenten verfolgt. Ziel ist es, durch die Integration mehrerer Komponenten Kosten, Bauraum sowie Gewicht zu sparen und die Effizienz der Einzelkomponenten weiter zu steigern. Dieser Ansatz wird im allgemeinen als Hochintegration bezeichnet und kann bis hin zur Auflösung klassischer physischer Komponentengrenzen führen, vgl. [44], [102], [104], [144].



**Abbildung 2-1:** Schematischer Aufbau des Antriebsstrangs eines rein elektrischen Fahrzeugs (links), Integrationsansatz des Nissan Leaf (rechts) [102]

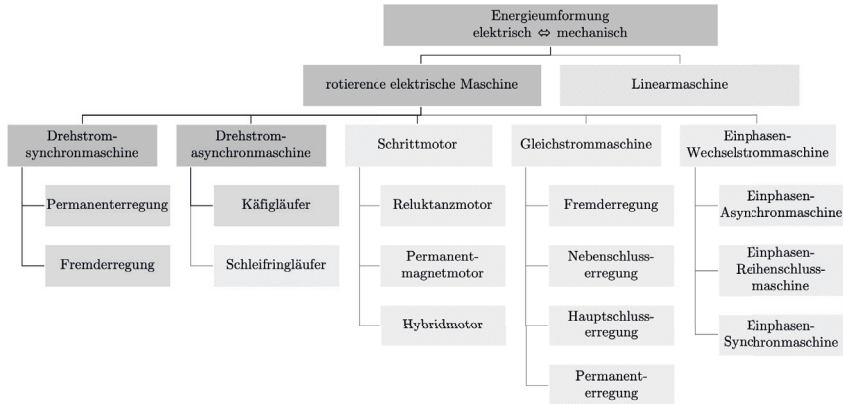
### 2.1 ELEKTROMOTOREN

Die Entwicklung von Elektromotoren basiert auf der Entdeckung und Nutzung der Lorentzkraft. Ab 1821 begann die Entwicklung erster – meist Gleichstrom basierter – elektrischer Maschinen [41], [42]. Mit der Erfindung des Wechselstrommotors durch WALTER BAILY begann ab 1887 die Entwicklung von mehrphasigen, heute üblichen dreiphasigen, elektrischen Motoren [7], [92].

Elektrische Maschinen werden im Allgemeinen als elektromechanische Energiewandler aufgefasst, welche elektrische Energie in mechanische Bewegungsenergie und umgekehrt umwandeln [8, S. 1]. Elektrische Maschinen können somit, im Gegensatz zu Verbrennungsmaschinen, sowohl im Generator- als auch im Antriebsbetrieb genutzt werden. Dies ist ein entscheidender Vorteil für Elektrofahrzeuge, da somit direkt über den Antriebsstrang ein Großteil der kinetischen Energie beim Bremsvorgang rekuperiert werden kann und nicht mehr ausschließlich in thermische Energie umgewandelt wird.

<sup>1</sup> Für Spannungswandlung vom 400 V ins 12 V Bordnetz

Die Ausführung von elektrischen Maschinen für elektrifizierte Antriebe erfolgt heutzutage meist in Form von dreiphasigen Motoren. Dabei werden je nach Anwendungsfall verschiedene Motortypen eingesetzt. Die folgende Abbildung gibt einen Einblick in die Vielzahl der gebräuchlichen Motortypen.



**Abbildung 2-2: Übersicht über typische Elektromotortypen [87, S. 362]**

Für Antriebsmotoren im Automobilbau werden zumeist Drehstromsynchron- und -asynchronmaschinen genutzt (in Abbildung 2-2 dunkelgrau gekennzeichnet). Diese weisen ein vorteilhaftes Eigenschaftsspektrum hinsichtlich der äußeren Abmaße, der Masse, der erzielbaren Drehmomente und Drehzahlen, des erzielbaren Wirkungsgrads und der Herstellungskosten auf [93, S. 12], [94, S. 30]. Weitere häufig genutzte Maschinentypen wie Reluktanzmaschinen konnten bisher noch nicht die für den Automobilbau erforderlichen Leistungsdichten erreichen, sind aber weiterhin Gegenstand der Forschung [35], [77], [113]. Bei batterieelektrischen Fahrzeugen werden meist Hochdrehzahlmotoren eingesetzt, die je nach Elektromotorentyp maximale Betriebsdrehzahlen von 11.400 bis 17.500 1/min erreichen [141]. Die folgende Tabelle gibt einen Überblick über die bisher am Markt befindlichen Serienmotoren mit deren Charakteristika.

**Tabelle 2-1: Übersicht über die derzeit gebräuchlichen Maschinentypen in Elektrofahrzeugen**

Hersteller	Fukuta Electric & Machinery [19], [23], [46], [127]	Continental [44]	EM-motive [39], [118], [123]	BMW [6], [11], [49]	VW [138]	ZF [141]
Nutzer	Tesla	Renault	Smart	BMW	VW	ZF
Modell	Model S	Zoe	Smart electrical drive	i3	E-Golf	ZF Innovation Car
Jahr der Vorstellung	2012	2012	2012	2013	2013	2014
Maschinentyp	Asynchronmaschine, Käfigläufer	Synchronmaschine, gleichstromerregt	Synchronmaschine, permanent-erregt	Synchronmaschine, permanent-erregt	Synchronmaschine, permanent-erregt	Asynchronmaschine, Käfigläufer
Maximale Betriebsdrehzahl in 1/min	16.000	12.000	12.000	11.400	12.000	17.500
Spitzen-/Dauerleistung in kW	310/69	70/50	55/35	125/75	85/51	115/55
Verhältnis von Spitzen- zu Dauerleistung	4,5	1,4	1,6	1,7	1,7	2
Spitzen-/ Dauerdrehmoment in Nm	600/k.A.	180/70	130/k.A.	250/k.A.	270/k.A.	156/k.A.
Masse inkl. Getriebe und Differential in kg	k.A.	k.A.	k.A.	k.A.	99,5	73,0
Übersetzung zwischen Motor und Rad	9,73:1	9,33:1	9,92:1	9,7:1	9,75:1	16,00:1
Phasenanzahl	3	3	3	3	3	3
Höchstgeschwindigkeit in km/h	225	135	125	150	140	k.A.

### 2.1.1 AUFBAU UND WIRKUNGSWEISE VON ASYNCHRONMASCHINEN

Die bisher in Elektrofahrzeugen verwendeten Asynchronmaschinen erreichen meist deutlich höhere Drehzahlniveaus als vergleichbare Synchronmaschinen, dies kann exemplarisch Tabelle 2-1 entnommen werden. Die Gründe hierfür sind vor allem in der elektrischen Wirkungsweise und dem daraus resultierenden mechanischen Aufbau der Maschinen zu sehen. Dabei gelten Asynchronmaschinen im Allgemeinen als sehr robuste und preisgünstige aber masseintensive Maschinen mit hoher, aber nicht höchster Effizienz.

Asynchronmaschinen beruhen auf dem Prinzip des Induktionsgesetzes. Dabei unterscheidet sich der Aufbau des Stators einer Asynchronmaschine prinzipiell nicht vom Aufbau eines Stators für Synchronmaschinen. Vielmehr bezieht sich die Unterscheidung hinsichtlich Asynchronmaschine und Synchronmaschine auf den eingesetzten Rotor. Dieser besteht bei einer Asynchronmaschine im einfachsten Fall aus einer kurzgeschlossenen Leiterschleife, welche innerhalb des Stators um ihre Längsachse rotieren kann. Wird der Stator an ein heute übliches 3-phasiges Wechselstromnetz angeschlossen, so bildet dieser ein rotierendes elektro-magnetisches Feld, kurz Drehfeld, aus, welches periodisch zu starken Änderungen des von ihm umfassten magnetischen Flusses führt. Dabei rotiert das Drehfeld mit der Frequenz  $f_s$  des angelegten Wechselstromnetzes. Dieses schnell rotierende Drehfeld induziert gemäß Induktionsgesetz in den anfänglich stillstehenden kurzgeschlossenen Leiterschleifen des Rotors Spannungen, welche wiederum zu hohen Strömen innerhalb der Leiterschleife führen. Gemäß LENZ'scher Regel erzeugt der nun innerhalb der Leiterschleife fließende Strom ebenfalls ein Magnetfeld, welches bestrebt ist, die Ursache der Induktion abzubauen. Folglich beginnt sich der Rotor mit der Frequenz  $f_R$  zu drehen. Dabei erreicht die Rotorfrequenz allerdings nie die Frequenz des Statorfelds ( $f_R < f_s$ ), da mit Erreichen dieser Frequenz keine Spannung mehr in den Rotor induziert würde und folglich auch kein Magnetfeld mehr ausgeprägt werden könnte. Die dem Konzept inhärente Differenz zwischen Frequenz des Statorfelds und Frequenz des Rotors verleiht dem Motorentyp den Namen Asynchronmaschine und wird als Schlupf  $s$  bezeichnet: [17, S. 346ff], [121, S. 230ff]

$$s = \frac{f_s - f_R}{f_s}. \quad (2.1)$$

Für Elektrofahrzeuge bietet sich insbesondere der Aufbau der Asynchronmaschine als sogenannter Käfigläufer an, da dieser auf einer vergleichsweise einfachen Bauweise ohne Schleifkontakte für den Rotor beruht, siehe Abbildung 2-3. Dabei wird als Leiterschleife ein leitfähiger Käfig aus Aluminium oder Kupfer eingesetzt. Dieser wird von einem weichmagnetischen Material – üblicherweise laminiertem Elektroblech – umgeben. Die Elektrobleche fixieren den leitfähigen Käfig in radialer und tangentialer Richtung. Durch eine stoff- bzw. formschlüssige Verbindung der einzelnen Käfigleiter mit leitfähigen massiven Endkappen wird der notwendige elektrische Kurzschluss erreicht. Zur besseren Wärmeabfuhr werden die Endkappen häufig als Lüfterrad ausgeführt oder gar aktiv in Fluiden gekühlt. Das aus der Lenz'schen Regel hervorgerufene Drehmoment wird dabei vom Kurzschlusskäfig aus an die laminierten Elektrobleche und weiter über eine kraftschlüssige Verbindung an die Rotorwelle geleitet. [9, S. 1–2], [53, S. 138–140], [87, S. 422]

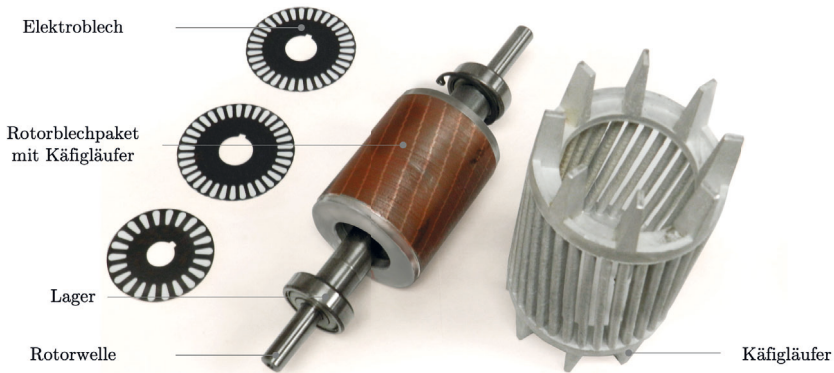


Abbildung 2-3: Schematischer Aufbau eines Käfigläufers [43]

### 2.1.2 AUFBAU UND WIRKUNGSWEISE VON SYNCHRONMASCHINEN

Synchronmaschinen unterscheiden sich in Aufbau und Funktionsweise von Asynchronmaschinen vor allem durch den Rotor. Im Gegensatz zu Asynchronmaschinen weist dieser eine feste magnetische Polung, entweder durch den Einsatz von Magneten oder Elektromagneten, auf. D.h. das Magnetfeld des Rotors muss nicht erst von außen aufgeprägt werden. Dadurch richtet sich der Rotor entsprechend dem Drehfeld des Stators aus, ohne dass eine Differenz zwischen der Frequenz des Rotors und des Statorfeldes auftritt. Da der Rotor synchron mit der Frequenz des Netzes dreht  $f_R = f_s$  spricht man von Synchronmaschinen. [17, S. 360ff], [121, S. 327ff]

Heutzutage werden im Automobilbau zumeist permanenterregte Synchronmaschinen (PMSM) mit Neodym-Eisen-Bor (NdFeB)-Magneten verwendet, siehe Abbildung 2-4. Bei Maschinen im stationären Hochleistungsbetrieb hingegen werden üblicherweise fremderregte Synchronmaschinen eingesetzt.



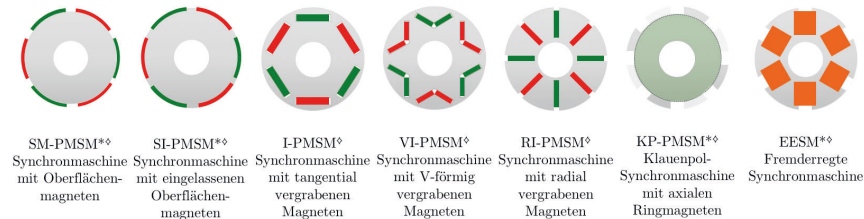
Abbildung 2-4: Detailansicht einer permanenterregten Synchronmaschine mit radial orientierten Magneten (links), Detailansicht einer fremderregten Synchronmaschine mit Elektromagneten (rechts) [70, S. 7]

Im Falle des permanenterregten Innenläufers ist es somit notwendig, diesen mit entsprechenden Magneten zu versehen, wobei sich hierfür die folgenden beiden Bauweisen anbieten.

**Vergrabene Magnete:** die Magnete werden in voreingebrachte Nuten im Blechpaket des Rotors eingeschoben. Die bei der Rotation des Rotors entstehenden Radialverschiebungen der Magneten werden durch das Blechpaket behindert, sodass in den Magneten vorrangig Druckspannungen in radialer Richtung induziert werden. Üblicherweise wird durch eine gezielte Gestaltung der Taschen für die Magnete versucht, auch das Reluktanzmoment auszunutzen, um somit das benötigte Magnetvolumen zu senken, vgl. elektrische Maschine des BMW i3 [38, S. 3].

**Oberflächlich fixierte Magnete:** die Magnete werden an der Oberfläche des Rotors aufgeklebt und ggf. mit einer zusätzlichen Bandage gesichert. Diese Bauweise hat den Vorteil, dass keine zusätzliche Umlenkung der magnetischen Felder durch einen entsprechenden Zuschnitt der Blechpakete notwendig ist, bedingt allerdings die Nutzung von entsprechendem Klebstoff oder das Aufbringen hochfester Bandagen zur Fixierung der Magnete bei höheren Drehzahlen, Beispiel: Siemens SP260D Motor [116].

Einen schematisierten Überblick über die derzeit üblichen Rotoraufbauten bei Synchronmaschinen gibt Abbildung 2-5. Es ist ersichtlich, dass alle Rotoren unterschiedliche Anforderungen an die Fixierung der Magneten bzw. der integrierten Kupferspulen stellen. Insbesondere bei den Typen: Synchronmaschine mit Oberflächenmagneten (SM-PMSM), Synchronmaschine mit eingelassenen Oberflächenmagneten (SI-PMSM), Klauenpol-Synchronmaschine mit axialen Ringmagneten (KP-PMSM) und fremderregte Synchronmaschine (EESM) kann durch eine Bandagierung die zulässige Drehzahl gesteigert werden, da entweder die (Elektro-)Magneten oder das magnetfeldleitende Material konstruktionsbedingt am Außendurchmesser des Rotors angebracht sind. Allerdings ist bei diesen Rotortypen in der Bandage mit erheblichen lokalen Spannungskonzentrationen in Folge der Kerbwirkung an den Rändern der Magnete bzw. der Magnetfeldumlenkung zu rechnen, sodass über den Rotorumfang hinweg inhomogene Belastungen auftreten, wie in Abbildung 1-1 skizziert.



\* Betriebsdrehzahl kann durch eine Bandagierung gesteigert werden kann

◇ Gebräuchliche englische Abkürzung

**Abbildung 2-5: Schematischer Aufbau verschiedener permanenterregter Synchronmaschinen, in Anlehnung an [45, S. 1]**

## 2.2 ANFORDERUNGEN DES MOTORBRAIN-PROJEKTS AN DEN MOTOR

Der im Rahmen dieser Arbeit betrachtete Elektromotor soll den Anforderungen des europäischen Forschungsprojekts MotorBrain genügen [71]. Eine wesentliche Forderung im Rahmen des Forschungsprojektes war, dass Magnete ohne seltene Erden im Rotor eingesetzt werden. Deswegen wurde mit den Projektpartnern SIEMENS AG und HÖGANÄS AB festgelegt, dass im Rotor erstmals Soft-Magnetic-Composites eingesetzt werden sollen, um eine

dreidimensionale Magnetfeldführung zu ermöglichen. Ferner bestand die Forderung, dass alle zum Rotoraufbau genutzten Prozesse großserienfähig sind.

Die Leistungsanforderungen des Motors wurden vom Projektpartner Volkswagen AG vorgegeben. Der Antrieb war für ein Fahrzeug des B-Segments vorgesehen. Dieses weist ein typisches Leergewicht von ca. 1.200 kg auf. Die Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeuges sollte 140 km/h betragen. Ausgehend von den Hintergrundinformationen wurden die Eckdaten für den Motor und die daraus resultierenden Anforderungen für den Rotor abgeleitet, siehe Tabelle 2-2.

**Tabelle 2-2: Angestrebte Leistungs- und Eckdaten des Motors**

Maximale Betriebsdrehzahl	10.300	1/min	Übersetzungsverhältnis	8,5 : 1	
Schleuderdrehzahl	12.000	1/min	Länge des Blechpakets	180	mm
Maximales Drehmoment	216	Nm	Maximaler Rotoraußendurchmesser	158,2	mm
Spitzenleistung	61,7	kW	Maximaler Luftspalt	1,4	mm
Dauerleistung	40,4	kW	Resultierende Oberflächengeschwindigkeit	99,4	m/s

Basierend auf den gestellten Anforderungen wurde entschieden, eine Synchronmaschine aufzubauen, da sich diese durch eine konstante Leistungsabgabe über einen breiten Drehzahlbereich, hohe Effizienz und eine geringe Masse gegenüber Asynchronmaschinen auszeichnet. Dabei rückten insbesondere Klauenpolmaschinen in den Fokus der Arbeit; zum einen weil der Einsatz von Soft-Magnetic-Composite Materialien eine endkonturnahe Fertigung von komplexen Bauteilgeometrien ermöglicht, zum anderen weil alternative hartmagnetische Werkstoffe, etwa Ferrit-Magnete, bei diesem Rotortyp vorteilhaft eingesetzt werden können. Dies beruht vor allem auf der Tatsache, dass bei Klauenpolrotoren auf die Nutzung von vergrabenen oder oberflächlich fixierten Magneten verzichtet werden kann. Ferner werden heute schon Klauenpolmaschinen als fremderregte Synchronmaschinen aufgebaut, da der Bauraum für die Elektromagneten vergleichsweise groß gewählt werden kann. Diesem Gedankengang folgend wurde entschieden, den Klauenpolrotor als Ansatzpunkt zu wählen, um zu analysieren, ob diese Bauweise auch mit alternativen Magnetwerkstoffen eingesetzt werden kann. Der Rotor wird unter üblichen Betriebszuständen bis zu 10.000 1/min erreichen und soll im Rahmen von Überlasttests eine sog. Schleuderdrehzahl von bis zu 12.000 1/min sicher standhalten.

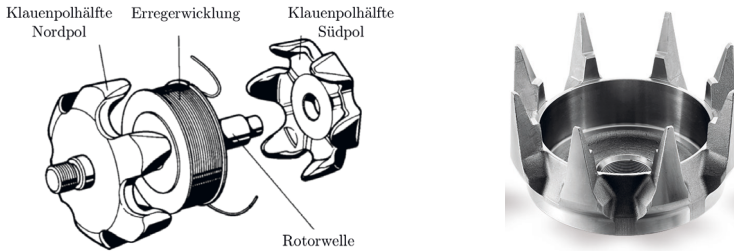
### 2.3 KLAUENPOLROTOREN

Klauenpolsynchronmaschinen<sup>2</sup> werden seit Jahrzehnten für Elektromotoren kleiner und großer Leistung mit meist begrenzter Drehzahl genutzt, hauptsächlich als sogenannte Lichtmaschinen für PKWs. Sie gelten aufgrund ihrer robusten Bauweise als vergleichsweise kostengünstig und können sowohl als permanenterregte als auch als fremderregte Synchronmaschine mit entsprechenden Schleifringen und Kupferspulen ausgeführt werden.

<sup>2</sup> Teilweise auch als Schenkelpolmaschinen bekannt



Als Lichtmaschinen werden häufig Klauenpol-Maschinen mit Innenläufer genutzt. Dabei sitzt der Konstant-Magnetfelderzeuger (Magnet oder Spule) im Inneren des Rotors. Der Magnetfelderzeuger ist sowohl starr mit der Welle als auch mit den ihn umschließenden Klauenpolgrundkörpern verbunden. Das erzeugte Magnetfeld ist axial orientiert und wird über die Klauenpolgrundkörper zum Luftspalt des Stators geleitet. Um einen direkten Magnetfluss zwischen benachbarten Klauen zu unterbinden, ist ein umlaufender Luftspalt ausgebaut. Infolgedessen bildet sich aus dem ursprünglich axial orientierten Magnetfeld ein über den Umfang gestaffeltes Magnetfeld aus, in dem die einzelnen Klauen abwechselnd einen Nord- oder Südpol ausprägen, siehe Abbildung 2-6.



**Abbildung 2-6: Aufbau einer fremderregten Klauenpol-Synchronmaschine (links) [13], Klauenpolgrundkörper (rechts) [78]**

Die elektrische Ausgangsleistung von Lichtmaschinen ist typischerweise auf  $\leq 5$  kW begrenzt und die Effizienz der Lichtmaschine meist von nachrangiger Bedeutung. Daher werden die Klauenpolgrundkörper meist aus massivem ferromagnetischem Material ausgeführt, vgl. Abbildung 2-6. D.h., diese werden entweder in mehrstufigen Kaltumformprozessen aus ferromagnetischem Band geformt oder per Warmumformung endkonturnah geschmiedet. Klauenpolmaschinen derartiger Bauart erreichen meist nur eine Effizienz von 20 % bis 60 %. Die Verluste sind dabei hauptsächlich auf Wirbelstrom- und Hystereseverluste im hochfrequenten elektromagnetischen Wechselfeld sowie auf Reibungsverluste der Motorkühlung zurückzuführen. [13], [22, S. 331], [36, S. 167 f], [103, S. 7]

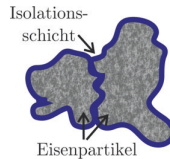
Es ist ersichtlich, dass derartige Klauenpolgrundkörper den Anforderungen eines modernen Zentralantriebs für Elektrofahrzeuge nicht gerecht werden können, da die Effizienz des Motors zu gering ist. In den nachfolgenden Abschnitten wird daher ein neuartiges Klauenpolmotordesign vorgestellt, welches es ermöglicht, die Vorteile der günstigen und effizienten Fertigung von Klauenpolmaschinen für Zentralantriebe von Elektromotoren nutzbar zu machen. Dabei bietet es sich an, per Materialsubstitution die Problemstellung der hohen Wirbelstrom- und Hystereseverluste zu adressieren.

## 2.4 SOFT-MAGNETIC-COMPOSITES

Soft-Magnetic-Composites (SMC) sind weichmagnetische Materialien, deren Einsatz für Elektromotoren seit Ende der 1990er Jahre erforscht wird [75], [76]. Diese Materialien unterscheiden sich maßgeblich von üblicherweise eingesetzten weichmagnetischen

Bandmaterialien, wie nicht kornorientiertem Elektroband, Mu-Metall<sup>3</sup> sowie amorphen und nanokristallinen Legierungen [129], [135]. So handelt es sich bei letztgenannten Materialien zumeist um Kaltbandwaren mit definierten Bandagendicken von  $< 1$  mm [129, S. 15]. Diese werden hauptsächlich in Form von geschnittenen, elektrisch voneinander isolierten, mehrfach gestapelten und abschließend gefügten Blechpaketen genutzt, sog. laminierten Elektroblechpaketen. Bei Soft-Magnetic-Composites handelt es sich hingegen um Metallpulver, die mithilfe von Press- oder Sinterprozessen in die gewünschte Form gebracht werden.

Die im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Soft-Magnetic-Composites stammen vom Unternehmen HÖGANÄS AB und firmieren unter dem Markennamen SOMALOY [62], [63]. Es handelt sich um Eisenoxid-Metallpulver mit einer Korngröße von ca. 50 bis 106  $\mu\text{m}$ , die aus einer hochreinen Eisenschmelze in einem Wasser-Luft-Zerstäubungsprozess hergestellt und anschließend per Phosphatierung mit einer ca. 6 bis 11 nm dünnen anorganischen, nicht elektrisch leitfähigen Phosphatschicht überzogen werden, siehe Abbildung 2-7 [95, S. 63 ff]. Die regellose Struktur der Metallpartikel sowie die elektrische Isolation der Partikel bildet die Grundlage für den breiten Einsatz von SMC-basierten Bauteilen in der Hochfrequenztechnik, da somit ein kostengünstiges Ausgangsmaterial geschaffen wurde, welches vergleichsweise geringe Eisenverluste (Summe der Hysterese<sup>4</sup>-, Wirbelstrom<sup>5</sup>, Exzess<sup>6</sup> und Nachwirkungsverluste<sup>7</sup>) im elektromagnetischen Wechselfeld aufweist.



**Abbildung 2-7: Schematische Darstellung von SMC-Partikeln**

#### 2.4.1 HERSTELLUNG VON SMC-BAUTEILEN AUS SOMALOY PULVERN

SMC-Bauteile durchlaufen üblicherweise eine fünfstufige Prozesskette von der Pulverherstellung bis zum fertigen Bauteil, vgl. Abbildung 2-8.

Im ersten Schritt wird das für den jeweiligen Anwendungsfall geeignete Material ausgewählt und hergestellt. Dabei unterscheiden sich die gewählten Metallpulver sowohl in der Materialzusammensetzung als auch in der Partikelgröße. Basis von SMC-Pulvern bildet hochreines Eisen ( $\geq 99$  % Fe), welches ggf. mit einem definierten Siliziumanteil (3 % - 6,8 %) legiert wird [64], [96]. Dies setzt die elektrische Leitfähigkeit herab und verringert somit Wirbelstromverluste. Zudem werden über einen Wasser-Luft-Zerstäubungsprozess die

<sup>3</sup> Mu-Metalle sind weichmagnetische Metalle auf Nickelbasis, die sich durch eine hohe magnetische Permeabilität auszeichnen.

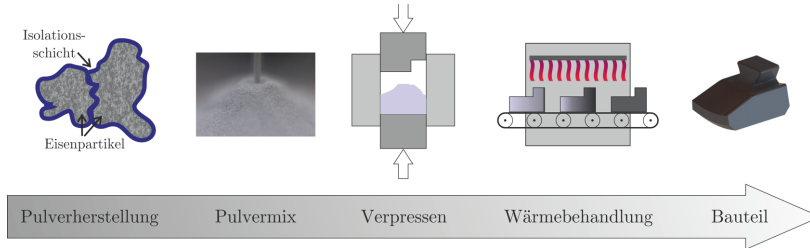
<sup>4</sup> Sind Verluste die den Energieaufwand für die Änderung der Ausrichtung der Weiss-Bezirke, aufgrund von externen magnetischen Wechselfeldern, bezeichnen.

<sup>5</sup> Sind Verluste die innerhalb der einzelnen Blechschichten, die durch die magnetischen Wechselfelder durchströmt werden, in Form von Wirbelströmen induziert werden.

<sup>6</sup> Sind Verluste die den Energieaufwand für die Verschiebung der Bloch-Wände aufgrund von externen magnetischen Wechselfeldern, bezeichnen.

<sup>7</sup> Sind Verluste die den zeitlichen Verzög zwischen der magnetischen Feldänderung und der darauffolgenden Induktion bezeichnen.

Partikelgröße und -form eingestellt, die maßgeblich die zu erwartenden spezifischen Hystereseverluste und die mechanischen Eigenschaften beeinflussen [64, S. 4], [115, S. 3]. Hierbei ist für die späteren mechanischen Eigenschaften von gehobener Bedeutung, dass möglichst kreisförmige Partikel mit regelloser, zerklüfteter Oberflächenstruktur erzeugt werden. Im abschließenden Phosphatierungsprozess erhalten die von der HÖGANÄS AB hergestellten Pulver die benötigte elektrische Isolation [95, S. 8 f].



**Abbildung 2-8: Schematische Darstellung der Prozesskette zur Herstellung von Bauteilen aus SMC-Pulver**

Im Anschluss an die Herstellung des Metallpulvers wird dieses mit Binde- und Schmiermitteln für die Weiterverarbeitung versetzt. Ab diesem Zeitpunkt spricht man von einem fertigen Pulvermix. Die Binde- und Schmiermittel dienen dazu, die Urformbarkeit zu erleichtern, die mechanische Festigkeit des fertigen Bauteils zu verbessern sowie ein ggf. notwendiges trennendes Nacharbeiten zu ermöglichen. Die genaue Zusammensetzung der Binde- und Schmiermittel ist in der Regel nur dem Pulverhersteller bekannt. Mit steigendem Verhältnis von Binde- und Schmiermitteln zum Metallanteil sinkt der Metall-Volumengehalt, wodurch die magnetischen als auch mechanischen Eigenschaften beeinträchtigt werden. [64, S. 19]

Im dritten Schritt werden die fertigen SMC-Pulvermixe im konventionellen Pulverpressverfahren verarbeitet. Der Einsatz des Metallpulverpressverfahrens begründet die ökonomische Attraktivität der SMC-Bauteile. So können diese zum einen mit hoher Frequenz (bis zu 120 Teile pro Minute) zum anderen mit endkonturnaher Präzision (von  $\pm 20 \mu\text{m}$ ) und geringem Materialschwind hergestellt werden. Hierfür bietet sich der Einsatz entsprechender Werkzeuge mit aktiven Ober- und Unterstempeln sowie beidseitiger und ggf. mehrstufiger Kraftsteuerung an [2], [37]. Dabei werden teils mehrteilige Stempel genutzt, um den lokalen Pressdruck der Bauteilwanddicke anzupassen und somit lokale Dichteunterschiede zu vermeiden [65]. Um die gewünschten elektrischen und magnetischen Eigenschaften zu erreichen, sollte der Pressdruck möglichst gleichmäßig 800 MPa betragen und zudem die gewünschte magnetische Vorzugsrichtung in Pressrichtung liegen [65].

Im Anschluss an den Pressprozess werden die Bauteile einer definierten Wärmebehandlung unterzogen. Hierbei empfiehlt die HÖGANÄS AB für Bauteile aus SOMALOY den Einsatz eines heißdampfunterstützten Wärmeofens, wobei die Wärmebehandlungstemperatur für die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Materialien etwa 500 °C beträgt. Ziel der Wärmebehandlung ist es zum einen, die durch den Pressvorgang erzeugten und eingefrorenen Eigenspannungen abzubauen, um die mechanischen Eigenschaften zu verbessern, und zum anderen die Hystereseverluste zu senken [64]. Da Bauteile aus SOMALOY keinen

Sinterprozess durchlaufen, kann nicht davon ausgegangen werden, dass diese vergleichbare mechanische Eigenschaften erreichen wie konventionell hergestellte Metall- oder Sinterstrukturen. Mit Abschluss der Wärmebehandlung wird von einem einsatzbereiten Bauteil gesprochen, welches zur Anwendung bereitsteht.

#### 2.4.2 MATERIALEIGENSCHAFTEN VON SMC-PRESSBAUTEILEN

Aus den verschiedenartigen Herstellungsverfahren für weichmagnetische Materialien resultieren unterschiedliche Materialeigenschaften. Die Auswahl der weichmagnetischen Stoffe ist maßgeblich auf das Eigenschaftsverhältnis zwischen:

- magnetischer Polarisation,
- spezifischen Ummagnetisierungsverlusten,
- Permeabilitätszahl,
- Art der Magnetfeldleitung,
- Banddicke,
- Dichte,
- Streckgrenze und
- E-Modul

zurückzuführen. Dabei ist ein für den jeweiligen Anwendungsfall geeignetes Eigenschaftsspektrum aus elektromagnetischen, physikalischen und mechanischen Eigenschaften anzustreben. Für Elektromotoren wird üblicherweise laminiertes, nicht kornorientiertes Elektroband eingesetzt. Dieses zeichnet sich dadurch aus, dass es auf mikroskopischer Ebene eine nahezu ideale, regellose polykristalline Gefügestruktur mit Korngrößen von 20 bis 200  $\mu\text{m}$  aufweist [122, S. 5]. Die daraus resultierenden Eigenschaften unterscheiden sich von den mit SMC-Pulvern erzielbaren, vgl. Tabelle 2-3.

**Tabelle 2-3: Eigenschaftsvergleich von nicht kornorientiertem Elektroband und SOMALLOY SMC-Pulver**

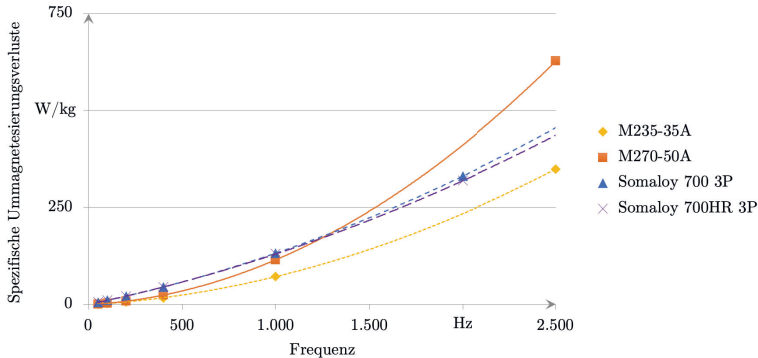
	Nicht kornorientiertes Elektroband		Somaloy SMC-Pulver bei 800 MPa Pressdruck	
	M235-35A	M270-50A	700 3P	700HR 3P
Magnetische Polarisation in T bei 10.000 A/m	1,76 [24]	1,77 [24]	1,61 [62]	1,57 [62]
Spezifische Ummagnetisierungsverluste in W/kg bei 1 T und 1.000 Hz	71,5 [24]	115 [24]	132 [63, S. 15]	130 [63, S. 13]
Permeabilitätszahl	610 [24]	770 [24]	850 [63, S. 15]	770 [63, S. 13]
Vorzugsrichtung der Magnetfeldleitung	Vorzugsweise in Blechebene	Vorzugsweise in Blechebene	Keine Vorzugsrichtung	Keine Vorzugsrichtung
Banddicken in mm	0,35 [24]	0,50 [24]	beliebig	beliebig
Dichte in g/cm <sup>3</sup>	7,6 [25, S. 8]	7,6 [25, S. 8]	7,57 [62]	7,52 [62]
Wärmeausdehnung in 10 <sup>-6</sup> 1/K	11,9 <sup>8</sup>	11,98	11 [63, S. 15]	11 [63, S. 13]
Streckgrenze in MPa	460 [24]	470 [24]	65 [63, S. 15]	65 [63, S. 13]
E-Modul in GPa	185-200 [24]	175-190 [24]	190 [63, S. 15]	150 [63, S. 13]

Es ist ersichtlich, dass sowohl die als sehr hochwertig geltende Elektroblech-Type M235-35A als auch die als üblicher Standard geltende Type M270-50A gegenüber entsprechenden gepressten Prüfkörpern aus SOMALLOY sowohl Vor- als auch Nachteile aufweisen. So ist die

<sup>8</sup> In Anlehnung an [1, S. 3]

zu erwartende magnetische Polarisation der gewählten Elektrobleche ca. 10 % höher als bei den SMC-Strukturen, die Permeabilität hingegen ist gleich oder bis zu 10 % geringer.

Im Hinblick auf die frequenzabhängigen Ummagnetisierungsverluste bei konstanter Flussdichte zeigt sich, dass die zu erwartenden Verluste von SMC unter hohen Frequenzen geringer ausfallen als bei Elektroblechen, die üblicherweise in Elektromotoren verwendet werden, siehe Abbildung 2-9.

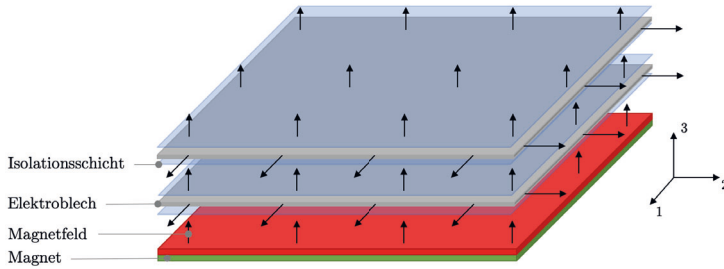


**Abbildung 2-9: Vergleich der frequenzabhängigen Ummagnetisierungsverluste bei 1 T, basierend auf [24], [63]**

In dem für Elektromotoren genutzten Grundwellenbereich von 0 bis 2.000 Hz [117, S. 2] schneidet die Verlustkurve von M270-50A sowohl die von SOMALOY 700 3P als auch von SOMALOY 700HR 3P ( $\approx 1.200$  Hz). Insbesondere bei höheren Motordrehzahlen ist daher beim Einsatz von SMC mit geringeren Ummagnetisierungsverlusten zu rechnen. Die Verlustkurven von M235-35A und SOMALOY 700HR 3P schneiden sich erst bei ca. 4.700 Hz, also oberhalb der derzeit für PKW-Antriebe nutzbaren Grundwellenfrequenz. Somit kann festgehalten werden, dass M235-35A derzeit den beiden gewählten SMC-Typen im Hinblick auf die Ummagnetisierungsverluste überlegen ist.

Um Wirbelstromverluste im Elektromotor zu vermeiden, werden sowohl Stator- als auch Rotorkerne geblecht ausgeführt, wobei die einzelnen Bleche quer zur magnetischen Hauptflussrichtung angeordnet werden. Die einzelnen Elektroblechschichten sind elektrisch voneinander isoliert [121, S. 79]. Die Isolation besteht meist aus einer 1 bis 3  $\mu\text{m}$  dicken organischen bzw. anorganischen Schicht mit einer Permeabilitätszahl von  $\approx 1$  [129, S. 26]. Aus magnetischer Sicht stellt die Isolation folglich einen Luftspalt dar.

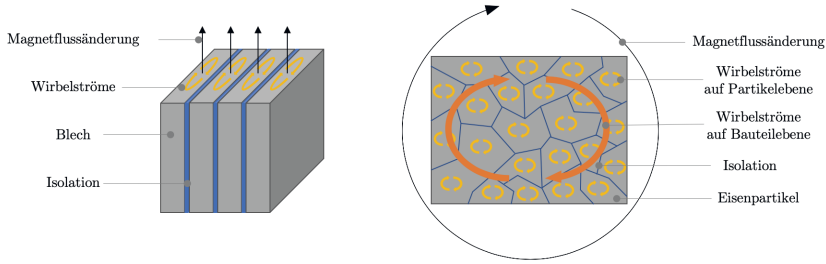
Im Hinblick auf die makroskopischen magnetischen Eigenschaften eines derartigen Schichtverbunds muss von transversalisotropem Materialverhalten ausgegangen werden, vgl. Abbildung 2-10. In 1- und 2-Richtung ist die Permeabilität identisch, in 3-Richtung hingegen von der gewählten Beschichtungsdicke abhängig. Es stellt sich somit eine magnetische Vorzugsrichtung innerhalb der Blechebene ein, während in Abhängigkeit von der Stärke der Isolationsschicht die magnetische Feldleitung in Dickenrichtung abgeschwächt wird. Dieses magnetische Verhalten ist vorteilhaft im Hinblick auf die effektive Verringerung von Wirbelstromverlusten, jedoch nachteilig in Bezug auf eine allseitig gleichmäßige Magnetfeldleitung.



**Abbildung 2-10: Schematische Darstellung der Magnetfeldleitung in Elektroblechen**

Strukturen aus SMC-Pulver zeigen aufgrund ihrer mesoskopischen Struktur isotropes magnetisches Materialverhalten. Daher eignet sich SMC insbesondere für die dreidimensionale Magnetfeldlenkung von hochfrequenten elektromagnetischen Feldern, wie sie in Klauenpolmaschinen benötigt werden. Ferner ist es nicht notwendig zusätzliche Maßnahmen zur Verringerung von Wirbelstromverlusten vorzusehen, da diese bereits effektiv durch die Isolation der einzelnen Partikel zueinander reduziert werden. Die dennoch auftretenden geringen Wirbelströme werden gemäß dem Modell von NORD in mikroskopische Wirbelströme  $P_{w-pI}$  (partikelinhärente) und makroskopische Wirbelströme  $P_{w-BI}$  (bauteilinhärente) unterschieden, siehe Abbildung 2-11. Ferner werden in die Berechnung der Gesamtwirbelstromverluste die Hystereseverluste  $P_h$  mit einbezogen, vgl. (2.2). Die Hystereseverluste werden über die Multiplikation der werkstoffspezifischen Konstante  $K_h$ , der Frequenz  $f$  des anliegenden elektromagnetischen Wechselfeldes sowie der magnetischen Flussdichte  $B^{1,75}$  errechnet. Die partikelinhärenten Wirbelstromverluste werden vergleichsweise ähnlich errechnet. Bei diesen wird  $K_h$  durch die werkstoffspezifische Konstante des partikelinhärenten Verlusts  $K_{pI}$  ersetzt und zusätzlich von einem quadratischen Zusammenhang in Bezug auf die Frequenz  $f^2$  und die magnetische Flussdichte  $B^2$  ausgegangen. Die Berücksichtigung der bauteilinhärenten Wirbelströme  $P_{w-BI}$  erfolgt über eine abgewandelte Form der MAXWELL-Gleichungen, welche typischerweise für Elektrobleche eingesetzt wird, vgl. (2.3). Der Größeneinfluss des Bauteils auf die Wirbelstromverluste geht in der MAXWELL-Gleichungen in den Zähler ein. Für SMC wird statt  $\pi$  und der Dicke  $d$  des Elektroblechs die kurze Seite  $k$  des Querschnitts sowie der Formfaktor  $F$  des Bauteils berücksichtigt. Ferner wird im Zähler statt des Faktors 6 für Elektrobleche ein werkstoffspezifischer Kompensationsfaktor  $c_e$  eingeführt. Zudem geht sowohl die Dichte  $\rho$  und der spezifische elektrische Widerstand  $\rho_R$  in den Nenner beider Gleichungen ein.

Es ist ersichtlich, dass über die Erhöhung der Dichte sowie die Steigerung des spezifischen elektrischen Widerstands die Wirbelstromverluste gesenkt werden können. Daher sind die von der HÖGANÄS AB vertriebenen SMC-Typen, die das Kürzel „HR“ im Namen führen, mit 3 % bis 6,8 % Silizium legiert. Dieses steigert den spezifischen elektrischen Widerstand um den Faktor 5 bis 10 und senkt somit die Wirbelstromverluste. [96, S. 3]



**Abbildung 2-11: Schematische Darstellung der Wirbelstromverluste in Elektrolechen (links) und Soft-Magnetic-Composites (rechts)**

Dem Vorteil der magnetischen Isotropie als auch den geringen Wirbelstromverlusten bei SMC-Bauteilen stehen als Nachteil deutlich geringere mechanische Eigenschaften gegenüber. So ist etwa die Steifigkeit von SMC-Strukturen laut Datenblatt bis zu 25 % geringer als die von Elektrolechen. Weitaus signifikanter ist der Festigkeitsunterschied, der im gewählten Beispiel bis zu 86 % beträgt. Daher wurde bisher davon abgesehen, SMC im Rotor von Elektromotoren zu verwenden.

$$P_{w-SMC} = P_h + P_{w-PI} + P_{w-BI} = K_h \cdot f \cdot B^{1,75} + K_{PI} \cdot f^2 \cdot B^2 + \frac{F \cdot (B^2 \cdot f^2 \cdot k^2)}{c_e \cdot \rho \cdot \rho_R}; \quad (2.2)$$

$$P_{w-EB} = \frac{(\pi \cdot B \cdot f \cdot d)^2}{6 \cdot \rho \cdot \rho_R}. \quad (2.3)$$

### 2.4.3 MECHANISCHE KENNWERTE VON AUSGEWÄHLTEN SMC

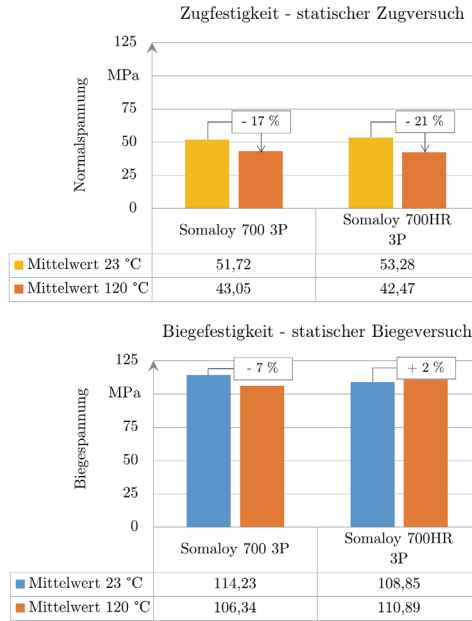
Im Rahmen der Konzepterarbeitung wurden die mechanischen Kennwerte für Strukturen aus den SMC-Typen: SOMALOY 700 3P und SOMALOY 700HR 3P ermittelt, da entsprechende Herstellangaben zum Zeitpunkt der Konzepterarbeitung nicht zur Verfügung standen. Hierfür wurden Probekörper für Druckversuche in Anlehnung an DIN 50106, für Zugversuche in Anlehnung an DIN EN ISO 6892-1<sup>9</sup> und für 4-Punkt-Biegeversuche in Anlehnung an DIN ISO EN 14125<sup>10</sup> gefertigt sowie die entsprechenden Versuche durchgeführt. Die 4-Punkt-Biegung wurde gewählt, da diese Methode durch die Einleitung eines konstanten Biegemoments zwischen den Druckfinnen sowie den vergleichsweise großen Prüfquerschnitt, im Bezug auf einen klassischen Zugprüfkörper, eine geringe Streuung der Messergebnisse erwarten lässt [10], [67]. Dieses Prüfverfahren wurde ferner gewählt, da es auch bei keramischen Werkstoffen bevorzugt eingesetzt wird, vgl. [83, S. 54 ff], bei welchen aufgrund ihrer Sprödhheit die ermittelten Kennwerte häufig stark schwanken.

Unter Berücksichtigung der in Kapitel 2.2 definierten Temperaturgrenzen für den Einsatz der SMC-Rotorstrukturen wurden statische Zugversuche in einem Temperaturbereich von -40 °C bis 120 °C durchgeführt. Es konnte beobachtet werden, dass die Zugfestigkeit der verschiedenen Typen abhängig von der Prüftemperatur ist. So variierte die Festigkeit der

<sup>9</sup> Test in Anlehnung an DIN EN ISO 6892-1, Vorkraft 20 N, Testgeschwindigkeit 0,1 mm/min

<sup>10</sup> Test nach DIN ISO EN 14125, Vorkraft 5 N, Testgeschwindigkeit 0,1 mm/min, L 66 mm

SMC-Type SOMALOY 700 3P im Zugversuch zwischen 81,39 MPa bei -40 °C und 43,05 MPa bei 120 °C. Dies entspricht einer Reduktion der Festigkeit um ca. 48 %. Gleichartiges Verhalten wies auch die Type SOMALOY 700HR 3P auf, wobei die temperaturabhängige Reduktion der Festigkeit mit ca. 37 % weniger stark ausfiel. Für die spätere Anwendung ist insbesondere die Festigkeit bei 120 °C entscheidend, daher wurden im Folgenden das Prüfprogramm angepasst und die Vergleiche auf 23 °C sowie 120 °C beschränkt, siehe Abbildung 2-12.



**Abbildung 2-12: Mechanische Eigenschaften von SMC im Vergleich, temperaturabhängige Zugfestigkeit (oben), temperaturabhängige Biegefestigkeit (unten)**

Da die statische Zugfestigkeit der getesteten SMC-Materialien stark streute, wurden 4-Punkt-Biegeversuche durchgeführt. Im Rahmen der statischen Biegeversuche zeigte sich, dass die ermittelte Biegefestigkeit doppelt so hoch ist wie die gemessene Zugfestigkeit, vgl. Abbildung 2-12. Dies wird zurückgeführt auf die in Kapitel 2.4.1 vorgestellten Charakteristika der Fertigung. So beruht die Festigkeit des Materials maßgeblich auf Hinterschnitten zwischen den einzelnen Metallkörnern und nicht wie bei Sintermetallen üblich auf der Festigkeit der Grenzschichten. Unter der bei Keramiken üblichen Annahme, dass die messbare Festigkeit maßgeblich von der Anzahl und Verteilung der Fehlstellen im Prüfquerschnitt, die quer zur Belastungsrichtung vorliegen, abhängig ist<sup>11</sup>, stellt der einachsige Zugversuch eine besonders ungünstige Belastungsform dar, die zwangsläufig zu frühzeitigem Bauteilversagen führt.

<sup>11</sup> Sogenannte Weakest-Link-Theorie



$$F_i = \frac{i - 0,5}{N}; \quad (2.4)$$

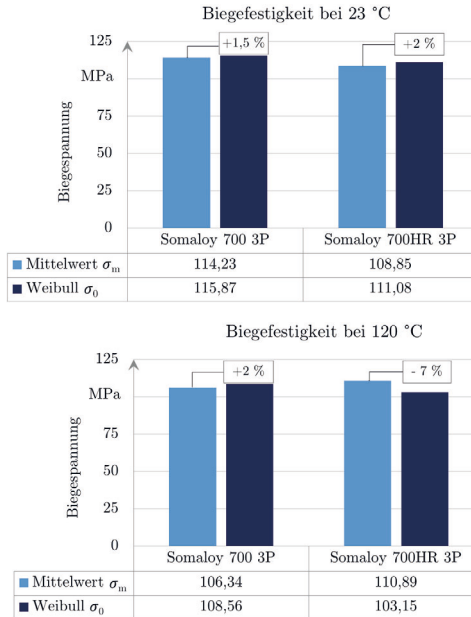
$$m = \frac{\ln \ln \left( \frac{1}{1 - F_N} \right) - \ln \ln \left( \frac{1}{1 - F_1} \right)}{\ln \sigma_{cN} - \ln \sigma_{c1}}; \quad (2.5)$$

$$R_0 = \left( \frac{1}{N} \sum_i \sigma_{ci} \right)^{\frac{1}{m}}; \quad (2.6)$$

$$F(\sigma) = 1 - \exp \left[ - \left( \frac{\sigma}{R_0} \right)^m \right]. \quad (2.7)$$

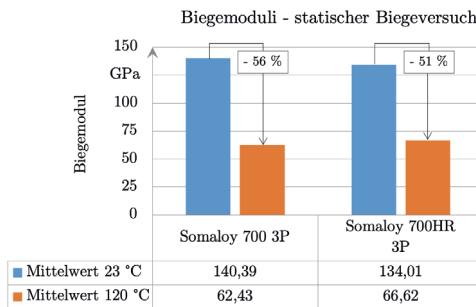
Für die Auswertung der Biegeversuche wird, wie bei Keramiken üblich, im Folgenden eine WEIBULL-Verteilung angenommen [67, S. 64f]. Entsprechend der mathematischen Formulierung geht in die Bruchwahrscheinlichkeit  $F(\sigma)$  das WEIBULL-Modul  $m$ , die ermittelte charakteristische Festigkeit  $R_0$  und die vorliegende Spannung  $\sigma$  ein, siehe (2.7) [83, S. 55]. Dabei steht das WEIBULL-Modul  $m$  für den Anstieg einer gedachten Geraden zwischen den doppelt logarithmisch aufgetragenen Bruchwahrscheinlichkeiten  $F_i$  der Prüfkörper und den zugehörigen logarithmisch aufgetragenen Bruchspannungen  $\sigma_{ci}$ , siehe (2.5). Das WEIBULL-Modul  $m$  ist ein Maß der Streuung, wobei im allg. von einer geringen Streuung gesprochen wird, wenn  $m \geq 20$ , und umgekehrt von einer großen Streuung, wenn  $m \leq 10$  ist [83, S. 55]. Die charakteristische Festigkeit  $R_0$  (2.6) entspricht gemäß den Annahmen der WEIBULL-Verteilung der Festigkeit der Prüfkohorte bei einer Bruchwahrscheinlichkeit von 63,2 % [83, S. 59].

Das WEIBULL-Modul beträgt für SOMALLOY 700 3P bei Normtemperatur 30,3 resp. 16,3 bei 120 °C. Für SOMALLOY 700HR 3P betragen die Werte 19,2 resp. 40,4. Der Vergleich des Mittelwerts der gemessenen Biegefestigkeiten  $\sigma_m$  und der charakteristischen Festigkeit  $\sigma_0$  gemäß WEIBULL zeigt Abweichungen im einstelligen MPa-Bereich, siehe Abbildung 2-13. Zudem ist festzustellen, dass bei beiden Materialien die Festigkeiten bei 120 °C nur um 7 resp. 8 MPa gegenüber Normtemperatur abfällt. Die Biegesteifigkeit zeigt hingegen eine signifikante Temperaturabhängigkeit. So reduzieren sich die Biegemoduli bei 120 °C Prüftemperatur gegenüber Normtemperatur um über 50 %, wobei SOMALLOY 700 3P in den experimentellen Untersuchungen einen etwas stärkeren Abfall der Steifigkeit als SOMALLOY 700HR 3P aufweist, siehe Abbildung 2-14. Dieses Verhalten lässt sich unter Umständen durch das genutzte Fertigungsverfahren, vgl. Abschnitt 2.4.1, und die sich dabei einstellenden Haftmechanismen der einzelnen Partikel miteinander erklären, wobei jedoch nicht sofort eindeutig ersichtlich ist, warum die Steifigkeitswerte signifikant stärker als die Festigkeitswerte abfallen. Eine weitere Aufklärung dieser Mechanismen ist jedoch für das Ziel dieser Arbeit nicht erforderlich, sodass hier auf weitere Untersuchungen verzichtet wurde.



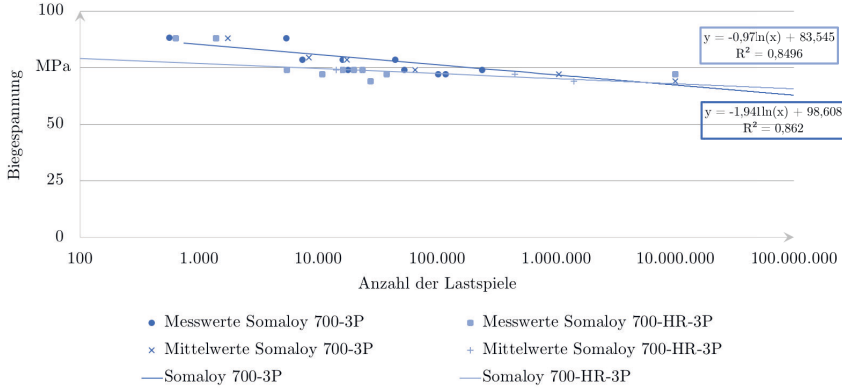
**Abbildung 2-13: Biegefestigkeit von SOMALOY 700 3P und SOMALOY 700HR 3P im Vergleich, Mittlere- und WEIBULL-Festigkeit bei 23 °C (oben) und 120 °C (unten)**

Ausgehend von den statischen Versuchsergebnissen wurden zur Ermittlung der Zeitfestigkeit zyklische 4-Punkt-Biegeversuche durchgeführt. Dabei wurde in Anlehnung an die im Rotor vorherrschenden Lastbedingungen eine dynamische schwelende Belastung mit  $R = 0,1$  aufgebracht. Das obere Spannungsniveau wurde schrittweise gesenkt und betrug: 88; 74; 72 und 69 MPa. Das zugehörige untere Spannungsniveau betrug jeweils 10 % des oberen Spannungsniveaus: 8,8; 7,4; 7,2 und 6,9 MPa. Die Prüffrequenz betrug 50 Hz, wobei keine signifikante Erwärmung des Prüflings festgestellt werden konnte.



**Abbildung 2-14: Biegemoduli von Somaloy 700 3P und Somaloy 700HR 3P im Vergleich, bei 23 °C und 120 °C**

Die Auswertung der Prüfung zeigt, dass ab einem oberen Lastniveau von  $\leq 69$  MPa sowohl die SMC-Type SOMALLOY 700 3P als auch SOMALLOY 700HR 3P bei der maximalen Lastwechselzahl von  $10^7$  Lastwechseln keinen Sprödbruch aufweisen, siehe Abbildung 2-15. Das ertragbare zyklische Lastniveau beträgt damit ca. 69 % des statischen Lastniveaus. Die Verläufe der ermittelten Wöhlerkurven für SOMALLOY 700 3P und SOMALLOY 700HR 3P zeigen in logarithmischer Darstellung einen nahezu linearen Verlauf, wobei die Kurven für beide Typen nahezu deckungsgleich sind.



**Abbildung 2-15: Biegefestigkeit von SMC unter zyklischer 4-Punkt-Biegebelastung**

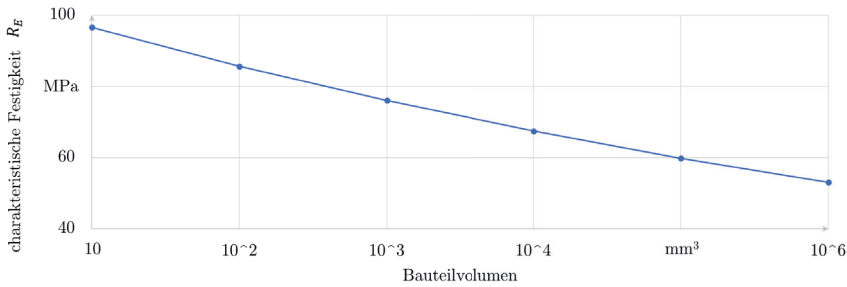
Ausgehend von den Ergebnissen der statischen und dynamischen Versuchsreihen zur Materialcharakterisierung fiel die Entscheidung, SOMALLOY 700HR 3P als Ausgangsmaterial für den Rotor zu nutzen, da dieses nahezu identische mechanische Eigenschaften, jedoch bessere elektromagnetische Eigenschaften im Vergleich zu SOMALLOY 700 3P besitzt, siehe Tabelle 2-3.

Da bei der bisherigen Betrachtung der sog. Volumeneffekt in Bezug auf die charakteristische Festigkeit  $R_0$ , d.h. der Volumenquotient zwischen Prüfkörper  $V_P$  und Bauteil  $V_B$ , nicht betrachtet wurde, ist es notwendig, diesen einzuführen. Gemäß (2.8) [83, S. 56] ist zur Berechnung der bauteilspezifischen Festigkeit  $R_E$  der Volumenquotient, die charakteristische Festigkeit  $R_0$  und das WEIBULL-Modul  $m$  notwendig.

Für die weitere Dimensionierung der SMC-Bauteile wird die WEIBULL-Funktion mit dem ermittelten Materialkennwert der Zeitfestigkeit nach  $10^7$  Lastwechseln angepasst (2.8). Die ertragbare Festigkeit schwankt folglich zwischen ca. 96 MPa bei  $10 \text{ mm}^3$  und 53 MPa bei  $10^6 \text{ mm}^3$ , siehe Abbildung 2-16.

$$R_E = R_0 \left( \frac{V_P}{V_B} \right)^{\frac{1}{m}}, \quad (2.8)$$

$$R_E = 69 \text{ MPa} \left( \frac{6480 \text{ mm}^3}{V_B} \right)^{\frac{1}{19,2}}.$$



**Abbildung 2-16: Ertragbare Zugspannung in Abhängigkeit des Bauteilvolumens**

## 2.5 HARTFERRIT-MAGNETE

Im Inneren des Rotors sollen axial magnetisierte Ringmagnete aus hartferritischem Werkstoff (Hartferrit-Magnet) eingesetzt werden. Hartferrit-Magnete weisen im Vergleich zu Seltene-

Erden basierten Neodym-Eisen-Bor-Magneten eine um ca. den Faktor 3 geringere Remanenz und Koerzitivfeldstärke auf, vgl. [128, S. 8,22]. Hartferrit-Magnete basieren größtenteils auf kostengünstigem Eisenoxid in Verbindung mit Strontium- oder Bariumoxid. Um im Vergleich zu Neodym basierten Magneten eine äquivalente Feldstärke zu erreichen, ist es notwendig, das Volumen der Ferritmagnete entsprechend zu vergrößern.

Die im Rahmen dieser Arbeit für den Rotor ausgewählten Magnete bestehen aus Hartferriten auf Strontium-Basis<sup>12</sup>. Mit einer Remanenz von 470 mT und einer Koerzitivfeldstärke von 340 kA/m zählen sie gegenwärtig zu den höherwertigen Ferritmagneten [126, S. 2]. Derartige Hartferritmagnete werden in der Regel im Magnetfeld unterstützten Nasspressverfahren in Form gebracht und anschließend gesintert.

Da die Angaben der mechanischen Kennwerte von Hartferrit-Magneten, die von den Herstellern bereitgestellt werden, stark schwanken und häufig sogar unvollständig sind, wurden im Rahmen dieser Arbeit die benötigten mechanischen Werkstoffkennwerte in Zugversuchen, in Anlehnung an die DIN ISO EN 527, experimentell ermittelt. Dabei wurde festgestellt, dass die durchschnittliche Zugfestigkeit im Bereich von 40 MPa liegt und die Standardabweichung 6,8 MPa beträgt. Unter der Annahme, dass auch hier die Festigkeiten WEIBULL verteilt sind, wurde zusätzlich die charakteristische Festigkeit  $R_0$  sowie das WEIBULL-Modul  $m$  bestimmt. Ein WEIBULL-Modul von 6,1 deutet auf eine vergleichsweise große Streuung der Materialparameter hin. Mit ca. 40 MPa liegen die charakteristische Festigkeit und der Mittelwert der Zugfestigkeit dicht beieinander.

**Tabelle 2-4: Mechanische Eigenschaften des Hartferrit Magnet im Überblick, Zugversuch**

	Mittelwert der Zugfestigkeit in MPa	Charakteristische Festigkeit $R_0$ in MPa	WEIBULL-Modul	Mittelwert des E-Modul in GPa
Hartferrit	40,67	40,33	6,1	202,77

<sup>12</sup> Chemische Summenformel: SrO<sub>6</sub>Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, [126, S. 5]

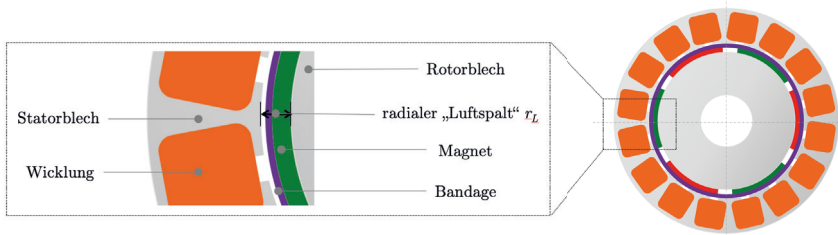
Gemäß der in Kapitel 2.4.3 umrissenen Grundlagen wird zur Ermittlung der ertragbaren Festigkeiten  $R_E$  der Ferrit-Magnete (2.9) genutzt:

$$R_E = 40,33 \text{ MPa} \cdot \left( \frac{8610 \text{ mm}^3}{V_B} \right)^{\frac{1}{6,1}}. \quad (2.9)$$

Ausgehend von den Versuchsergebnissen kann geschlussfolgert werden, dass auch die Hartferrit-Magnete aufgrund ihrer geringen Zugfestigkeit nur eine sehr begrenzte Eignung zum Einsatz unter Zugbelastung aufweisen. Da die Einbaubedingungen im Klauenpolrotor allerdings die Möglichkeit einer zusätzlichen Bandagierung der Hartferritmagnete bieten, wodurch diese selbst bei Auftreten eines lokalen Versagens an ihrer Stelle gehalten werden können, wird der Einsatz derartiger Magnete im Rahmen dieser Arbeit weiterverfolgt.

## 2.6 AUSGEWÄHLTE WERKSTOFFE FÜR DIE ROTORBANDAGIERUNG

Für die Bandagierung von Rotoren für Elektromotoren können verschiedenste Materialien genutzt werden. Allen gemein ist, dass die magnetische Permeabilität  $\mu$  möglichst 1 betragen sollte, um eine etwaige Beeinflussung des Magnetfeldes zu vermeiden. Bandagen können aus elektrisch leitfähigem Material aufgebaut werden. Bei diesen ist insbesondere auf die Streufelder des Stators zu achten, um gewünschte Abschirmeffekte (sog. Dämpferschirm) auszunutzen und ungewünschte Wirbelstromverluste zu vermeiden, vgl. [81].



**Abbildung 2-17: Luftspalt  $r_L$  einer SM-PMSM Maschine**

Aus elektrotechnischer Sicht wird mit dem Begriff „Luftspalt“, im Kontext von Stator und Rotor, die radiale Distanz zwischen der metallischen Oberfläche des Rotors und dem Innenradius des metallischen Stators bezeichnet. Zum Luftspalt zählen somit alle oberflächlich applizierten Magnete, etwaige Bandagen sowie die notwendige radiale Distanz, um Berührungen zwischen Stator und Rotor auszuschließen, siehe Abbildung 2-17. Im Rahmen der folgenden Untersuchungen wurden ausschließlich nicht ferromagnetische Bandagenwerkstoffe betrachtet, die im Folgenden kurz vorgestellt werden.

### 2.6.1 NICKELBASIS-LEGIERUNGEN

Ein häufig für Bandagierungen eingesetzter Werkstoff, welcher den Anforderungen eines Rotors für Elektromotoren gerecht wird, sind nicht ferromagnetische Nickelbasis-Legierungen. Diese zeichnen sich unter anderem durch hohe E-Moduli und gute Schweißbarkeit aus. In der industriellen Praxis gebräuchlich sind unter anderen Legierungen, die unter dem Handelsnamen HASTELLOY<sup>®</sup>, INCONEL<sup>®</sup> und HAYNES<sup>®</sup>, des Unternehmens HAYNES INTERNATIONAL INC., firmieren.

## HASTELLOY®

Unter diesem Handelsnamen firmieren Nickelbasis-Legierungen, die sich durch hohe Korrosions- und Temperaturbeständigkeit auszeichnen. Üblicherweise wird zwischen den Typen HASTELLOY-B, HASTELLOY-C, HASTELLOY-BC, HASTELLOY-G und HASTELLOY-N unterschieden [56]. Für Bandagen von Elektromotoren von besonderer Bedeutung sind die Typen, die als Bandmaterial (mit einer Dicke  $\leq 2$  mm) geliefert werden können und neben der geringen Permeabilität eine hohe Streckgrenze sowie eine gute Schweißbarkeit aufweisen.

Ein Vergleich der mechanischen Kennwerte der üblicherweise eingesetzten Sorten zeigt, dass die Streckgrenze zwischen 359 und 421 MPa und die E-Moduli zwischen 205 und 216 GPa bei Raumtemperatur liegen, vgl. Tabelle 2-5 [56]. Da für die Bandage eines Elektromotors die Zeitfestigkeit von gehobener Bedeutung ist, wird diese im Folgenden als Referenzwert genutzt. Bei Berücksichtigung der Zeitfestigkeiten, nach  $10^7$  Zyklen unter schwelender Last ( $R=0$ ), zeigt sich, dass diese mit 196 bis 284 MPa nur ungefähr den halben Betrag der Streckgrenze erreichen, die in der Regel bei statistischer Belastung als dimensionierende Größe herangezogen wird.

**Tabelle 2-5: Mechanische Eigenschaften von HASTELLOY im Überblick [51], [56]**

	HASTELLOY B-3	HASTELLOY C-22	HASTELLOY C-276	HASTELLOY C-2000
	2.4600	2.4602	2.4819	2.4675
Permeabilität	k.A.	k.A.	1,0002	k.A.
Streckgrenze (23 °C) in MPa	421	407	356	359
Zugfestigkeit (23 °C) in MPa	862	800	792	752
Zeitfestigkeit bei $10^7$ Zyklen in MPa ( $R = 0$ )	k.A.	196-284	196-284	k.A.
E-Modul (23 °C) in GPa	216	206	205	207

## INCONEL® und HAYNES®

Eine weitere Nickelbasis-Legierung, die nicht ferromagnetisch ist, firmiert unter den Handelsnamen INCONEL® bzw. HAYNES®. Im Vergleich zu HASTELLOY weist diese eine gesteigerte Temperaturfestigkeit bei verringerter Schweißbarkeit auf. Im Folgenden werden daher nur Typen dieser Legierung betrachtet, die eine für den Einsatz als Bandagenmaterial noch hinreichende Schweißbarkeit aufweisen. Die für den Vergleich mit HASTELLOY wesentlichen Kennwerte sind in Tabelle 2-6 zusammengestellt.

Die Legierungen weisen gegenüber HASTELLOY deutlich höhere Zugfestigkeiten auf. Insbesondere die Typen HAYNES 263 und HAYNES 282 besitzen mit einer Streckgrenze von bis zu 699 MPa vorteilhafte Eigenschaften für den Einsatz als Bandagerungsmaterial von Rotoren [56]. Die Kennwerte für die Type INCONEL 625 sind gesondert zu betrachten, da diese an bauteilnahen geschweißten Prüfkörpern ermittelt wurden und somit den Einfluss der Schweißnaht bereits berücksichtigen [120, S. 15]. Bei näherer Betrachtung der Zeitfestigkeit, nach  $10^7$  Zyklen unter schwelender Last ( $R = 0$ ) wird wiederum deutlich, dass die Zeitfestigkeit unterhalb der Streckgrenze liegt. Mit 282 bis 332 MPa resp. 236 bis 365 MPa sind diese gegenüber HASTELLOY zwar gesteigert, jedoch weiterhin als vergleichsweise gering anzusehen.

**Tabelle 2-6: Mechanische Eigenschaften von INCONEL im Überblick [51], [56], [120]**

	INCONEL 625 <sup>13</sup> 2.4856	HAYNES 263 2.4650	HAYNES 282 k.A.	HAYNES 556 k.A.
Permeabilität	1,0006	k.A.	k.A.	k.A.
Streckgrenze (23 °C) in MPa	420	520	699	410
Zugfestigkeit (23 °C) in MPa	814	870	1132	815
Zeitfestigkeit bei 10 <sup>7</sup> Zyklen in MPa (R = 0)	282-332	236-365	k.A.	k.A.
E-Modul (23 °C) in GPa	205	215	217	205

### 2.6.2 EDELSTAHL

Es existieren ebenfalls nicht bzw. schwach ferromagnetische Edelstähle, die häufig Anwendung in Elektromotoren, etwa in Form von Wuchtscheiben, finden. Hierzu zählen beispielsweise die in Tabelle 2-7 aufgelisteten Typen. Die Magnetisierbarkeit von Edelstählen ist maßgeblich auf die vorhandene Gefügestruktur zurückzuführen. Dabei weisen austenitische, korrosionsbeständige Edelstähle eine magnetische Permeabilität von  $\mu \approx 1,01$  auf. Die Restpermeabilität ist auf geringe Anteile von Deltaferrit im Gefüge zurückzuführen, die für die Herstellung und die spätere Schweißbarkeit von gehobener Bedeutung sind. Im Allgemeinen sind diese austenitischen Stähle durch einen hohen Nickel- und Chromanteil geprägt. [72, S. 2]

**Tabelle 2-7: Mechanische Eigenschaften von Edelstahl im Überblick [51], [72], [73]**

	X5CrNi18-10 1.4301	X2CrNi18-9 1.4307	X2CrNiMo18-14-3 1.4435	X2CrNiMoN22-5-3 1.4462
Permeabilität	1,012	1,056	1,007	76
Streckgrenze (23 °C) in MPa	205	175	280	460
Zugfestigkeit (23 °C) in MPa	510	480	580	640
Zeitfestigkeit bei 10 <sup>7</sup> Zyklen in MPa (R = 0)	146 – 194	162 - 220	152 - 235	150 - 290
E-Modul (23 °C) in GPa	190	190	195	195

Die in Tabelle 2-7 exemplarisch aufgeführten Edelstähle sind aufgrund ihrer Schweißbarkeit und Verfügbarkeit als dünnwandiges Blechmaterial grundsätzlich als Bandagenmaterial geeignet. Allerdings wird beim Vergleich der Streckgrenze gegenüber HASTELLOY und INCONEL deutlich, dass diese mit 175 bis 240 MPa vergleichsweise gering ist. Die Type 1.4462 weist mit 460 MPa eine deutlich höhere Streckgrenze auf, dies ist auf eine nicht rein austenitische, sondern eine austenitisch-ferritische Gefügestruktur, sog. Duplexstahl, zurückzuführen. Bei diesem Stahl ist ein angepasstes Glühen notwendig, um das gewünschte Ferrit/Austenit-Verhältnis einzustellen und somit eine Permeabilität von  $\mu \leq 100$  zu erreichen. Es wurde allerdings, nach Rücksprache mit den Experten von Siemens, entschieden, für die

<sup>13</sup> Kennwerte basieren auf Prüfungen mit geschweißten Prüfkörpern

Bandagierung nur Stähle zu untersuchen, deren Permeabilität nahezu 1 beträgt. Unter Berücksichtigung der Zeitfestigkeit nach  $10^7$  Zyklen unter schweller Last ( $R = 0$ ), zeigt sich, dass mit minimal 146 und maximal 235 MPa die nutzbare Festigkeit der Edelmetalle deutlich eingeschränkt werden muss. [72, S. 11f]

### 2.6.3 TITAN

Titan erfüllt ebenfalls die Anforderungen an eine Rotorbandagierung. Es ist: nicht magnetisierbar, schweißbar, als dünnwandiges Blech ( $\leq 2$  mm) erhältlich und verfügt über exzellente Temperaturstabilität. Beim Schweißen ist auf das Vorhandensein einer Schutzgasatmosphäre zu achten, da ansonsten alle Titan Typen zur Bildung von Titanhydrid neigen, wodurch die Schweißnaht versprödet und die Gefahr eines Risses der Bandage gegeben ist. Zudem muss beim Schweißen im Bereich der Naht darauf geachtet werden, dass der Kontakt mit Eisen vermieden wird, da hierdurch die Festigkeit der Schweißnaht negativ beeinflusst werden kann. Um die Versprödung der Schweißnaht zu vermeiden, kann die Titanbandage zunächst separat geschweißt und in einem anschließenden Schrumpfprozess auf den Rotor aufgebacht werden.

**Tabelle 2-8: Mechanische Eigenschaften von Titan im Überblick [51]**

	Titan Grade 2	Titan Grade 5	Titan Grade 7	Titan Grade 12
	Ti2	Ti6Al-4V	Ti2Pd	TiNi0,8Mo0,3
	3.7035	3.7165	3.7235	3.7105
Permeabilität	1,000178	1,00005	1,000178	k.A.
Streckgrenze (23 °C) in MPa	276	786	276	345
Zugfestigkeit (23 °C) in MPa	345	862	345	483
Zeitfestigkeit bei $10^7$ Zyklen in MPa ( $R = 0$ )	126-205	279-448	125-211	166-253
E-Modul (23 °C) in GPa	100	110	100	100

In Tabelle 2-8 sind die wesentlichen Titan-Sorten zusammengestellt, die in der Praxis üblicherweise gut verfügbar sind und sich durch eine gute Schweißbarkeit auszeichnen. Insbesondere die Type Ti 6Al-4V weist einen leicht gesteigerten E-Modul (110 GPa) und eine vergleichsweise hohe Streckgrenze von 786 MPa auf. Bei den weiteren Typen ist jedoch die Streckgrenze mehr als 50 % geringer. Bei Betrachtung der Zeitfestigkeit der Type Ti 6Al-4V unter schweller Last ( $R=0$ ) und 107 Zyklen zeigt sich, dass diese mit 279 bis 488 MPa um ca. 67 % gegenüber der Streckgrenze abfällt. Folglich ist auch bei der Nutzung von höchstfestem Titan mit keiner signifikanten Steigerung der Festigkeit gegenüber Inconel, vgl. Tabelle 2-6, zu rechnen.

### 2.6.4 GLASFASERVERSTÄRKTER KUNSTSTOFF

Faserverstärkte Kunststoffe bieten eine hohe Variabilität bei der Gestaltung des Aufbaus von Bandagen. Zum einen kann durch die geeignete Wahl der Faserorientierung in der Bandage diese gezielt auf die vorherrschende Beanspruchung in Umfangsrichtung eingestellt werden, zum anderen kann aus einer Vielzahl von Faser-Matrix-Kombinationen gewählt werden, wodurch weitere anwendungsspezifische Optimierungen möglich sind. Im Folgenden



werden die gebräuchlichsten Typen aus endlosfaserverstärkten Glasfaserkunststoff (GFK) und kohlenstofffaserverstärktem Kunststoff (CFK) betrachtet.

Die Nutzung von Bandagen aus endlosfaserverstärktem Glasfaserkunststoff (GFK) für Elektromotoren erfolgt bereits seit mehreren Jahren [74]. Dabei wird vor allem die hohe spezifische Festigkeit der Materialpaarung ausgenutzt. Als Matrixsysteme kommen zumeist Epoxidharze zum Einsatz, da diese durch entsprechende Modifikation eine Temperaturstabilität von 100 bis 140 °C ermöglichen und über ein vergleichsweise günstiges Zeitfestigkeitsverhalten verfügen [86, S. 24].

Die üblicherweise eingesetzten Glasfasertypen sind E- und S-Glas, wobei sich letzteres durch eine erhöhte Festigkeit auszeichnet. Bei Betrachtung der erzielbaren Verbundfestigkeiten in Faserrichtung, siehe Tabelle 2-9, zeigt sich, dass Verbunde aus diesen beiden Fasertypen in Faserrichtung eine mehr als doppelt so hohe Festigkeit wie die obig aufgeführten Metalle aufweisen. Allerdings liegt der E-Modul mit ca. 47 GPa deutlich unterhalb der vorgestellten Metalle, weshalb unter Rotationslast bei gleicher Bandagendicke mit einer deutlichen Steigerung der radialen Aufweitung zu rechnen ist. Die Betrachtung der Zeitfestigkeit zeigt, dass diese mit 339 bis 574 MPa vergleichsweise stark schwankt. Dies ist auf zwei Effekte bei der Kennwertermittlung zurückzuführen, die aus [14] abgeleitet werden können. Zum einen hat die Art der dynamischen Belastung (R-Verhältnis) einen signifikanten Einfluss auf die ermittelte Zeitfestigkeit, vergleiche Abbildung 2-18. Zum anderen zeigen sich auch zwischen Glasfaserverbunden unterschiedlicher Hersteller, aber gleichen Aufbaus, signifikante Unterschiede in der Zeitfestigkeit, siehe Abbildung 2-19 [14]. Mögliche Erklärungen können [12], [20], [82], [125], [136] entnommen werden; weitere in [86] bereitgestellte Untersuchungsergebnisse stützen diese Schlussfolgerungen.

**Tabelle 2-9: Mechanische Eigenschaften von GFK im Überblick [14],[51]**

	E-Glasfaser in Epoxid-Matrix	S-Glasfaser in Epoxid-Matrix
Faservolumengehalt in %	64	65
Zugfestigkeit (23 °C) in MPa	1370	1760
Zeitfestigkeit bei $10^7$ Zyklen in MPa	574 <sup>14</sup>	339 - 527 <sup>15</sup>
E-Modul (23 °C) in GPa	47	47,8

Basierend auf diesen Erkenntnissen sowie den nicht abschätzbaren Konsequenzen eines eventuellen Berstens des Rotors im Betrieb wird zur konservativen Abschätzung der Zeitfestigkeit die untere Grenze von 339 MPa für UD S-Glasfaser in Epoxid Matrix (GF/EP) angenommen, vgl. Tabelle 2-9. Aus den bei Elektromotoren zu erwartenden Belastungen kann geschlossen werden, dass insbesondere die Zeitfestigkeit unter den Spannungsverhältnissen  $R = 0,1$  berücksichtigt werden muss.

<sup>14</sup>  $R = 0$ ; Werte bis  $2 \times 10^6$  aus [14], Extrapolation für Kennwert nach  $10^7$  Zyklen

<sup>15</sup>  $R = -1$

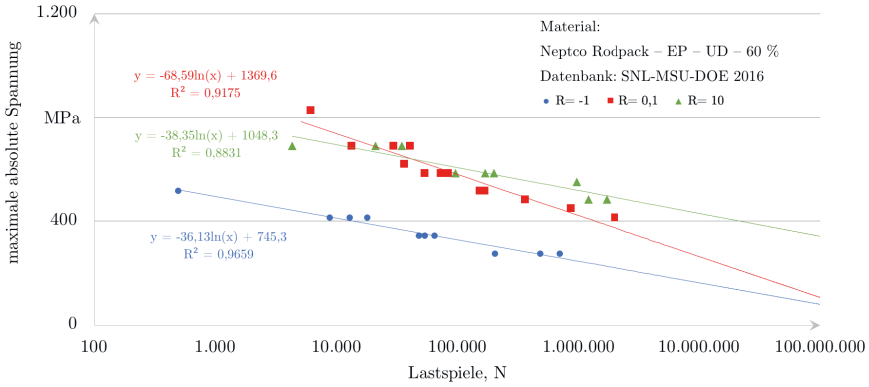


Abbildung 2-18: Zeitfestigkeit von UD-GF/EP im Vergleich bei R=-1; 0,1 ; 10 [14]

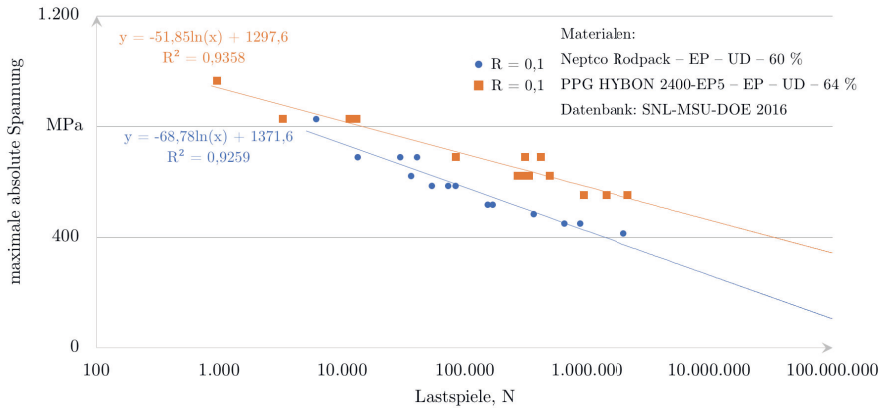


Abbildung 2-19: Zeitfestigkeit von unterschiedlichen UD-GF/EP Verbunden im Vergleich bei R=0,1 [14]

### 2.6.5 KOHLENSTOFFFASERVERSTÄRKTER KUNSTSTOFF

Kohlenstofffaserverstärkte Kunststoffe können ebenfalls als Bandagenwerkstoff für Rotoren von Elektromotoren eingesetzt werden. Sie weisen im Vergleich zu Metallen einen höheren spezifischen Widerstand ( $2,2 \leq \rho \leq 30 \mu\Omega\text{m}$ ) [54, S. 59] auf und sind nicht magnetisch ( $\mu \approx 1$ ). Die im Vergleich zu Metallen und GFK erreichbaren hohen spezifischen Festigkeiten und Steifigkeiten sowie die Vielzahl der zur Verfügung stehenden Fasertypen rücken CFK in den Fokus dieser Arbeit.

Im Rahmen der vorliegenden Dissertation wurden drei Fasertypen, TENAX UMS 40 [130], TORAYCA T800SC [131] und PYROFIL MR 60H 24P [89] mit der Epoxidharz/-härter Kombination ARALDITE LY 556 und XB 3473 von HUNTSMAN untersucht. Das Harzsystem erreicht eine Glasübergangstemperatur von ca.  $T_g = 185 \text{ °C}$ , eine Zugfestigkeit von 110 bis 120 MPa und einen E-Modul von 2,7 bis 2,9 GPa, vgl. [69, S. 3]. Dabei stellt insbesondere der  $T_g \geq 160 \text{ °C}$  eine Grundvoraussetzung für den Einsatz im Luftspalt von Elektromotoren dar, da dies einer der thermisch höchst belasteten Bereiche des Motors darstellt und durchaus Temperaturen von  $>140 \text{ °C}$  auftreten können. Somit muss der gewählte Faserverbund in der Lage sein diesen Temperaturen dauerhaft standzuhalten.

Die gewählten Fasern können der Kategorie Intermediate (IM) und Hoch-Modul (HM) zugeordnet werden. Im Vergleich zur gebräuchlichen hochfesten Kohlenstofffaser Torayca T300 (HT) weisen die gewählten Fasern eine um ca. 1.000 bis 2.340 MPa höhere Festigkeit und einen um ca. 60 bis 165 GPa höheren E-Modul auf, siehe Tabelle 2-10. Ebenfalls gebräuchliche Ultrahochmodulkohlenstofffasern (UHM) erreichen zwar einen Zugmodul der mit  $\geq 500 \text{ GPa}$  noch einmal deutlich oberhalb der Zug-Moduli der betrachteten Kohlenstofffasern liegt, jedoch weisen die UHM-Fasern eine deutlich geringere Zugfestigkeit auf. Da die Zugfestigkeit für die Auslegung der Bandage eine wesentliche dimensionierende Größe ist, wurden UHM-Fasern nicht in die Untersuchung einbezogen.

Zudem galt bei der Faserauswahl die Anforderung, dass diese herstellerseitig drallfrei aufgewickelt werden, um eine möglichst homogene Faserablage zu erzielen und die Entstehung von Harznestern während der Ablage zu vermeiden. Dies ist bei den drei ausgewählten Fasertypen gegeben.

**Tabelle 2-10: Mechanische Eigenschaften von ausgewählten Kohlenstofffasern im Überblick [89], [130], [131]**

	TORAYCA T300 (HT)	TORAYCA M60JB (UHM)	TENAX UMS 40 (HM)	PYROFIL MR 60H 24P (IM)	TORAYCA T800SC (IM)
Zugfestigkeit (23 °C) in MPa	3.530	3.820	4.560	5.680	5.880
E-Modul (23 °C) in GPa	230	588	395	280	294
Bruchdehnung in %	1,5	0,7	1,1	2	2

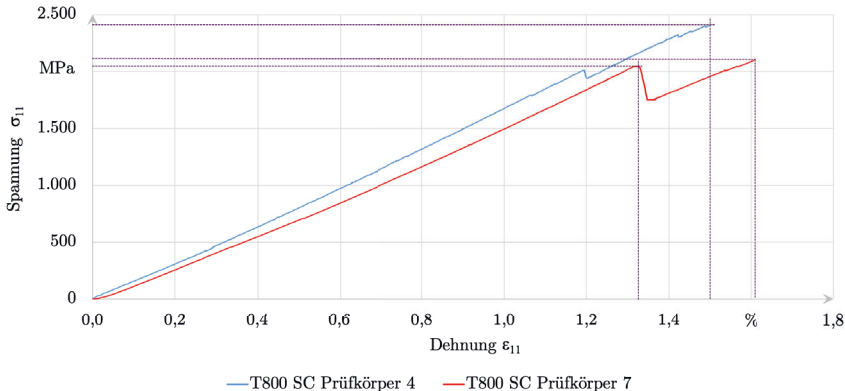
Während sowohl für die metallischen Werkstoffe als auch für die in Frage kommenden GFK-Verbunde umfangreiche Materialkennwerte in einschlägigen Datenbanken vorhanden sind, vgl. CES EDUPACK 2016 [51], ist dies für die betrachteten CFK-Werkstoffe nicht der Fall, sodass an dieser Stelle eine umfangreiche Materialcharakterisierung notwendig war. Für eine erste Abschätzung der erreichbaren E-Moduli und des Schubmoduls  $G_{12}$  wurden

die mikromechanischen Mischungsmodelle nach PUCK [90] und CHAMIS [21] herangezogen. Die berechneten Ergebnisse legen nahe, dass für alle hier betrachteten Faser-Matrix-Kombinationen hinreichende Steifigkeiten erreichbar sind. Ausgewählte Ergebnisse sind dem Anhang zu entnehmen, vgl. Tabelle 11-1.

Um die Materialauswahl weiter einzuschränken, wurden anschließend experimentelle Untersuchungen, insbesondere zur Ermittlung der erreichbaren Festigkeiten, durchgeführt. Hierfür wurde im Rahmen der Arbeit eigens ein Prüfkörperwerkzeug entwickelt, welches es ermöglicht, UD-Prüfplatten mittels eines Trocken-Wickelprozesses herzustellen und per nachgelagertem Resin-Transfer-Moulding(RTM)-Prozess zu infiltrieren, siehe Abbildung 11-2. Nach Konsolidierung und Temperung wurden die Prüfkörper per Wasserstrahlschneiden oder Nasstrennschleifen aus den Platten herausgearbeitet. Dabei schwankte der ermittelte Faservolumengehalt (FVG) der Prüfplatten zwischen 41 und 53 %.

### Zugversuche

Für die Charakterisierung der mechanischen Eigenschaften unter Zugbelastung in und quer zur Faserrichtung wurden Prüfkörper in Anlehnung an die DIN EN ISO 527-4 genutzt [97, S. 3 ff]. Die Charakterisierung erfolgte unter Normklima auf einer ZWICK-ROELL Z100 Zugprüfmaschine mit 100 kN-Kraftmessdose sowie Videoextensometer zur Messung der Dehnung in Längs- und Querrichtung.



**Abbildung 2-20: Unstetigkeit im Verlauf der Spannungs-Dehnungs-Kurve**

Aufgrund der hohen Festigkeiten der gewählten Fasern wurde die Dicke der Prüfkörper, abweichend von der Norm, von 2 mm auf 1 bis 1,3 mm reduziert, um die maximale Prüfkraft der zur Verfügung stehenden Prüfmaschine nicht zu überschreiten. Alle untersuchten Prüfkörper wiesen in Faserrichtung bis kurz vor dem Bruch ein lineares Materialverhalten auf, wobei die Verbunde mit TORAYCA T800SC-Fasern unter Faser-Zugbelastung teilweise signifikante Unstetigkeiten kurz vor Erreichen der maximalen Zuglast auftraten. Dies zeigt sich in einem schlagartigen Abfall der gemessenen Spannung um mehr als 70 MPa; die Bruchdehnung hingegen bleibt vergleichbar mit Prüfkörpern die diesen Spannungsabfall nicht aufweisen, siehe Abbildung 2-20. Da im Rahmen dieser Arbeit dieses Verhalten nicht weitergehend untersucht werden konnte, wird stattdessen die konservative Annahme getroffen, dass für die mittlere Zugfestigkeit die maximale Spannung diejenige ist, die vor

Eintreten eines Spannungssprungs mit  $\geq 70$  MPa aufgezeichnet wurde. Zusätzlich werden für die späteren Analysen die minimal und maximal gemessenen Spannungen betrachtet.

### Zugversuche in $0^\circ$ -Richtung

In Tabelle 2-11 wird ein Überblick über die ermittelten Zugfestigkeiten in Faserrichtung  $R_{11}^{(+)}$  für die drei ausgewählten Faserverbunde gegeben. Im Vergleich wird deutlich, dass sich die Zugfestigkeiten der Verbunde in Faserrichtung stark unterscheiden. So erreicht der Verbund mit der Faser TORAYCA T800SC die höchste mittlere Festigkeit von ca. 2354,9 MPa bei einer Standardabweichung von 243,0 MPa. Der mittlere E-Modul beträgt 151,1 GPa bei einer Standardabweichung von 12,1 GPa. Dies entspricht dem erwartbaren E-Modul nach Mischungsregel [114, S. 162 ff], vgl. Tabelle 11-1.

**Tabelle 2-11: Materialkennwerte der Verbunde bei Zugprüfung in Faserrichtung**

	TENAX UMS 40 mit ARALDITE LY 556 und XB 3473	PYROFIL MR 60H 24P mit ARALDITE LY 556 und XB 3473	TORAYCA T800SC mit ARALDITE LY 556 und XB 3473
Ermittelter Faservolumengehalt in %	41	43	52
Mittlere Zugfestigkeit $R_{11}^{(+)}$ (23 °C) in MPa	1.120	1.844	2.355
Standardabweichung der Zugfestigkeit $R_1$	132,7	60,1	243,0
Bruchdehnung $\epsilon_{R1}^{(+)}$ (23 °C) in %	0,64	1,35	1,48
Standardabweichung der Bruchdehnung $\epsilon_{R1}^{(+)}$	0,09	0,05	0,12
E-Modul $E_1^{(+)}$ (23 °C) in GPa	167,8	122,3	151,1
Standardabweichung des E-Moduls $E_1^{(+)}$	10,8	0,7	12,1
E-Modul $E_1^{(+)}$ nach Mischungsregel in GPa	196	146	148

Die im Rahmen der Arbeit hergestellten Prüfkörper mit der Faser PYROFIL MR 60H erreichen eine um ca. 500 MPa geringere Festigkeit und einen um ca. 29 GPa geringeren E-Modul als der obige Faserverbund. Dies erklärt sich vor allem durch den geringen FVG der Prüfkörper. Hervorgehoben sei, dass die Standardabweichungen der Kennwerte mit 60,1 MPa bzgl.  $R_{11}^{(+)}$  und 0,7 GPa bzgl.  $E_{11}^{(+)}$  die geringsten im gesamten Prüffeld darstellen. Der Vergleich des experimentell ermittelten und des per Mischungsregel errechneten E-Moduls zeigt ebenfalls eine gute Übereinstimmung, die innerhalb der experimentell ermittelten Standardabweichung liegt.

Mit einer Zugfestigkeit von 1.120 MPa bei einer Standardabweichung von 132,7 MPa weisen die Prüfkörper mit der Faser TENAX UMS40 die geringste Zugfestigkeit in Faserrichtung auf. Der E-Modul von 167,8 GPa hingegen ist der höchste der drei untersuchten Verbunde und weist eine vergleichbare Standardabweichung zum Verbund mit der Faser TORAYCA T800SC auf. Anzumerken ist, dass der Faservolumengehalt der Prüfplatten mit Tenax UMS40 Fasern mit 41 % am geringsten war.

Die Unterschiede im FVG sind vor allem auf fertigungsbedingte Ursachen zurückzuführen. So musste festgestellt werden, dass trotz eigentlich drallfreier Aufwicklung der Rovingspulen es teilweise zu einem Verdrehen des Rovings während der Ablage auf der Grundplatte kam.

Ferner variierte die Breite des Rovings teilweise bei Ablage. Beide Effekte führten dazu, dass die Überdeckung pro Lage nicht immer vollständig ist. Leider ist dies bereits ab der zweiten Lage optisch kaum mehr erfassbar und auch mittels der Maschinenprogramme lokal nicht ausgleichbar. Somit sind mittels aktuellem Stand der Wickeltechnik und der Halbzuge Schwankungen bei der Ablage der Rovings unumgänglich. Ein weiterer Effekt, der den FVG negativ beeinflusst, ist die Durchbiegung des RTM-Werkzeugs, während das Matrixsystem mit Nachdruck appliziert wird. Dieser beträgt üblicherweise 6 bar auf eine Fläche von ca. 560 x 560 mm, wodurch auch bei sehr biegesteifer Gestaltung des Werkzeugs die Prüfkörperdicke über die Länge resp. Breite des Prüfkörpers im Bereich weniger Hundertstel Millimeter schwankt. Dies bedingt eine weitere Verringerung des angestrebten FVG.

**Tabelle 2-12: Normierte Materialkennwerte der Verbunde in Faserrichtung**

	TENAX UMS 40 mit ARALDITE LY 556 und XB 3473	PYROFIL MR 60H 24P mit ARALDITE LY 556 und XB 3473	TORAYCA T800SC mit ARALDITE LY 556 und XB 3473
Normierter Faservolumengehalt in %	50	50	50
Theoretische Zugfestigkeit $R_1^{(+)}$ (23 °C) in MPa	1.369,2	2.206,2	2.244,5
Theoretischer E-Modul $E_1^{(+)}$ (23 °C) in GPa	205,1	146,6	144,3

Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu verbessern, wurde ausgehend von den experimentell ermittelten Kennwerten eine Normierung des FVG auf 50 % durchgeführt. Dabei wurden unter Zuhilfenahme der Mischungsregel die ermittelten E-Moduli und Festigkeiten linear skaliert, siehe Tabelle 2-12. Es zeigt sich, dass der Verbund mit der Faser TORAYCA T800SC gegenüber dem Verbund mit der Faser PYROFIL MR 60H nahezu identische Festigkeiten und Steifigkeiten aufweist, die innerhalb der ermittelten Standardabweichung der Ausgangsdaten liegen. Zudem wird deutlich, dass der Verbund mit der Faser TENAX UMS40 eine signifikant geringere Festigkeit bei einer deutlich höheren Steifigkeit aufweist.

Aufbauend auf diesen Ergebnissen, den gesammelten Erfahrungen bei der Faserablage sowie der guten wissenschaftlichen Veröffentlichungslage für TORAYCA T800SC Fasern wurde entschieden, im Rahmen dieser Arbeit die Faser-Matrix -Kombination TORAYCA T800SC in Verbindung mit dem gewählten Harzsystem ARALDITE LY 556 und XB 3473 vertiefend zu charakterisieren.

### ***Zugversuche in 90°-Richtung***

In den Zugversuchen quer zur Faserrichtung zeigt der Verbund ebenfalls ein linear-elastisches Materialverhalten bis zum Bruch. Die experimentell ermittelte Festigkeit des Verbunds  $R_{22}^{(+)}$  betrug 38,5 MPa bei einer Standardabweichung von 3,3 MPa. Das ermittelte E-Modul  $E_{22}^{(+)}$  beträgt 7,2 MPa bei einer Standardabweichung von 0,4 GPa, vgl. Tabelle 2-13.

**Tabelle 2-13: Materialkennwerte bei Zugprüfung quer zur Faserrichtung**

	TORAYCA T800SC mit ARALDITE LY 556 und XB 3473
Faservolumengehalt in %	52
Zugfestigkeit $R_2^{(+)}$ (23 °C) in MPa	38,5
Standardabweichung der Zugfestigkeit $R_2^{(+)}$	3,3
Bruchdehnung $\varepsilon_{R2}^{(+)}$ (23 °C) in %	0,55
Standardabweichung der Bruchdehnung $\varepsilon_{R2}^{(+)}$	0,04
E-Modul $E_2^{(+)}$ (23 °C) in GPa	7,2
Standardabweichung des E-Moduls $E_2^{(+)}$	0,4

**Druckversuche**

Die Bestimmung der mechanischen Eigenschaften unter Druckbelastung in und quer zur Faserrichtung erfolgte gemäß DIN EN ISO 14126:2000-12 [98, S. 6 ff] unter Verwendung von Prüfkörpertyp A mit metallischen Aufkleimern. Prüfkörper, bei denen der Druckbruch nicht im freien Prüfbereich erfolgte, wurden wie in der DIN vorgesehen, nicht ausgewertet.

**Druckversuche in 0°-Richtung**

Die Messdaten zeigen nahezu ideales linear-elastisches Materialverhalten, wobei die Drucksteifigkeit  $E_{11}^{(-)}$  gegenüber der Zugsteifigkeit  $E_{11}^{(+)}$  um ca. 13 % abfällt und die vergleichbaren Festigkeiten um ca. 38 %, siehe Tabelle 2-14. Dieses Verhalten ist auf unterschiedliche mikromechanische Effekte im Zug- und Druckfall zurückzuführen. Während bei Zugbelastungen die Fasern gestreckt werden und das Versagen letztlich durch Faserzugbruch auftritt, kommt es bei Druckbelastung zu einem Ausknicken der Fasern, sodass das Versagen in diesem Fall vielmehr ein Stabilitätsversagen darstellt. Eingehende Betrachtungen zu den Hintergründen können [107] entnommen werden.

**Tabelle 2-14: Materialkennwerte bei Druckprüfung in Faserrichtung**

	TORAYCA T800SC mit ARALDITE LY 556 und XB 3473
Faservolumengehalt in %	52
Druckfestigkeit $R_1^{(-)}$ (23 °C) in MPa	1.463
Standardabweichung der Zugfestigkeit $R_1^{(-)}$	94,4
Bruchstauchung $\varepsilon_{R1}^{(-)}$ (23 °C) in %	1,35
Standardabweichung der Bruchstauchung $\varepsilon_{R1}^{(-)}$	0,05
E-Modul $E_1^{(-)}$ (23 °C) in GPa	131,7
Standardabweichung des E-Moduls $E_1^{(-)}$	10,8

**Druckversuche in 90°-Richtung**

Ein Vergleich der ermittelten Verbundsteifigkeiten quer zur Faserrichtung bei Druck- und Zugbelastung zeigt ein ähnliches Verhalten. So fällt die Drucksteifigkeit  $E_{22}^{(-)}$  um ca. 6 % gegenüber der Zugsteifigkeit  $E_{22}^{(+)}$  ab, vgl. Tabelle 2-15. Diese geringe Abweichung der Moduli  $E_{22}^{(-)}$  und  $E_{22}^{(+)}$  kann dabei als Indiz für eine hohe Prüf- und Prüfkörperqualität gewertet werden. Der Vergleich der Festigkeiten des Verbunds unter Querdruckbelastung resp. Querdzugbelastung zeigt hingegen, dass die Druckfestigkeit  $R_{22}^{(-)}$  ca. 3x höher als die vergleichbare Zugfestigkeit  $R_{22}^{(+)}$  ist. Dies ist typisch für Faserverbunde.

**Tabelle 2-15: Materialkennwerte bei Druckprüfung quer zur Faserrichtung**

TORAYCA T800SC mit ARALDITE LY 556 und XB 3473	
Faservolumengehalt in %	52
Druckfestigkeit $R_2^{(-)}$ (23 °C) in MPa	156,2
Standardabweichung der Zugfestigkeit $R_2^{(-)}$	3,56
Bruchstauchung $\epsilon_{R2}^{(-)}$ (23 °C) in %	4,11
Standardabweichung der Bruchstauchung $\epsilon_{R2}^{(-)}$	1,33
E-Modul $E_2^{(-)}$ (23 °C) in GPa	6,8
Standardabweichung des E-Moduls $E_2^{(-)}$	0,7
Bruchwinkel	30°

**Schubversuche in der 1-2-Ebene**

Die Bestimmung der Schubkennwerte in der 1-2-Ebene erfolgte gemäß DIN EN ISO 14129 [99]. Hierfür wurden aus einem symmetrischen  $\pm 45^\circ$ -Verbund Prüfkörper hergestellt, wobei keine Aufleimer appliziert wurden. Die Prüfkörper wiesen eine Dicke von ca. 2,1 mm auf. Die Prüfung erfolgte auf einer Zug/Druck-Torsions-Prüfmaschine ZWICK-ROELL Z100 unter Verwendung eines Videoextensometers. Hierzu wurden die Prüfkörper mit einem stochastischen Muster versehen, sodass die Verzerrungen  $\epsilon_{11}$  und  $\epsilon_{22}$  durch Bildkorrelation ermittelt werden konnten. Die Schubverformung  $\gamma_{12}$  wurde anschließend gemäß DIN EN ISO 14129 errechnet.

Die Prüfergebnisse weisen in Bezug auf die Schubfestigkeit  $R_{12}$  sowie den Schub-Modul  $G_{12}$  eine sehr geringe Streuung auf, siehe Tabelle 2-16. Dabei ist zu beobachten, dass bis zu einer Schubverformung von ca. 0,02 linear-elastisches Materialverhalten vorliegt, wobei die ermittelten Kurven der einzelnen Prüflinge nahezu deckungsgleich verlaufen. Ferner ist die Schubfestigkeit  $R_{12}$  gemäß [99, S. 6] bei einer maximal zulässigen Schubverformung von ca. 0,05 zu ermitteln. Dies liegt bereits im plastischen Bereich, welcher sich über ein Spannungsniveau von 50 bis 60 MPa sowie eine Verformung von 0,02 bis 0,16 erstreckt. Ab einer Schubverformung von 0,16 kommt es zu Spontanbrüchen, wobei die erhöhte Standardabweichung von  $\gamma_{12}$  auf signifikante Unterschiede bzgl. der maximalen Schubverformung hinweist.



**Tabelle 2-16: Materialkennwerte unter 1-2-Schubbelastung**

	TORAYCA T800SC mit ARALDITE LY 556 und XB 3473
Faservolumengehalt in %	52
Schubfestigkeit $R_{12}$ (23 °C) in MPa	46,5
Standardabweichung der Schubfestigkeit $R_{12}$	0,6
Schubverformung $\gamma_{R12}$ (23 °C)	0,20
Standardabweichung der Schubverformung $\gamma_{R12}$	0,03
Schub-Modul $G_{12}$ (23 °C) in GPa	3,4
Standardabweichung des Schub-Moduls $G_{12}$	0,07

***Schubkennwerte in der 2-3-Ebene***

Die Bestimmung von Kennwerten in der 2-3-Ebene unter Schubbelastung bedingt den Einsatz von dickwandigen UD-Laminaten. Die Herstellung derartiger Bauteile und Prüfkörper gilt als äußerst aufwendig vgl. [3, S. 51]. Zudem werden in der Literatur unterschiedlichste Versuchsaufbauten zur Bestimmung von realistischen Kennwerten in der 2-3-Ebene diskutiert, wobei sich derzeit keine klare Präferenz herauskristallisiert, vgl. [119]. Da im vorliegenden Anwendungsfall nicht davon auszugehen ist, dass Schubbelastungen in der 2-3-Ebene relevant für das Versagen der Bandagen sind, wird im Folgenden der Mittelwert der Literaturkennwerte aus dem Verhältnis zwischen  $R_{12}$  und  $R_{23}$  zur Bestimmung von  $R_{23}$  gemäß [33, S. 5], [80, S. 12] genutzt.

**Tabelle 2-17: Materialkennwerte unter 2-3-Schubbelastung**

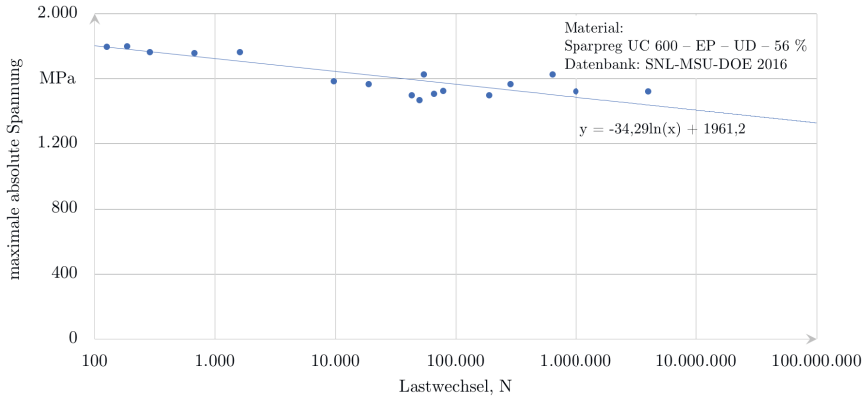
	TORAYCA T800SC mit ARALDITE LY 556 und XB 3473
Faservolumengehalt in %	50
Schubfestigkeit $R_{23}$ (23 °C) in MPa	32
Schub-Modul $G_{23}$ (23 °C) in GPa	2,4

***Thermische Ausdehnung von TORAYCA T800SC mit EP-Matrix***

Bandagen von Elektromotor-Rotoren sind neben mechanischen Lasten zusätzlich Temperaturlasten ausgesetzt. Um diese im späteren Auslegungsprozess berücksichtigen zu können, ist es eigentlich notwendig, die Wärmeausdehnungskennwerte zu bestimmen. Um den experimentellen Aufwand im Rahmen dieser Arbeit jedoch etwas einzuschränken, wurde an dieser Stelle auf Messwerte an T800/EP UD-Verbunden aus der Literatur zurückgegriffen, vgl. [139]. Damit ergeben sich die im weiteren Verlauf der Arbeit verwendeten Wärmeausdehnungskoeffizienten  $\alpha_1 = -0,4 \times 10^{-6}$  1/K in 0°-Richtung resp.  $\alpha_2 = 23,4 \times 10^{-6}$  1/K in 90°-Richtung.

### Zeitfestigkeit von UD-CF-Verbunden

Im Gegensatz zu GFK-Laminaten gilt die Zeitfestigkeit von CFK-Laminaten als ausgezeichnet [20, S. 91 ff]. Eine Vielzahl von vergleichenden Untersuchungen [15], [48], [86], [142], [143] belegt, dass für R-Werte im Bereich von 0,1 bis 0,2 CF-Verbunde einen sehr geringen Abfall der ertragbaren Spannung über die Schwingspielzahl zeigen. Exemplarisch ist dies für SPARPREG UC 600 auf Basis der Daten der SNL-MSU-DOE-Datenbank [14] dargestellt, siehe Abbildung 2-21.



**Abbildung 2-21: Exemplarische Zeitfestigkeit für UD-CF/EP-Verbunde unter  $R = 0,1$  [14]**

Es wird ersichtlich, dass die Zeitfestigkeit des UD-CF/EP-Laminats nach  $10^7$  Zyklen immer noch ca. 80 % der Ausgangsfestigkeit beträgt. Dies deckt sich mit den Erkenntnissen von ABDIN [20, S. 92], welcher von einer Abnahme der Zeitfestigkeit von ca. 3 % pro Schwingspieldekade ausgeht. Zudem kann davon ausgegangen werden, dass im selben Zeitraum der E-Modul  $E_{11}^{(+)}$  der Faser nicht degradiert [15].

Bezogen auf die hier ermittelten Verbundkennwerte kann daher davon ausgegangen werden, dass auch nach langjähriger Belastung die mittlere Zugfestigkeit  $R_{11}^{(+)}$  bei einem FVG von 52 % nicht unter 1.884 MPa absinkt und der E-Modul  $E_{11}^{(+)}$  weiterhin ca. 151 GPa betragen wird.

Der Vergleich mit den weiteren in Kapitel 2.6 vorgestellten Bandagierungsmaterialien zeigt, dass die Zeitfestigkeit in Faserrichtung von UD-CF-Laminat um den Faktor 3 über der von E-Glasfaser-Laminaten und gar um den Faktor 6 bis 10 über der von möglichen metallischen Bandagenwerkstoffen liegt, vgl. Tabelle 2-18.

Die Betrachtung der Zeitfestigkeit von FKV quer zur Faserrichtung ist zu diesem Zeitpunkt von nachrangiger Bedeutung, da ausschließlich Faserbrüche zu unerwünschtem fatalen Versagen des Rotors führen würden. Zwischenfaserbrüche sind bis zu einem bestimmten – bisher nicht festgelegten – Maß akzeptabel. Weiterführende Untersuchungen zum Zeitfestigkeitsverhalten von FKV können [20], [136] entnommen werden.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass das hier betrachtete Laminat aus TORAYCA T800SC mit ARALDITE LY 556 und XB 3473 ein sehr hohes werkstoffmechanisches Potential für den Einsatz als Bandagenmaterial für Elektromotoren aufweist. Daher wird

im weiteren Verlauf dieser Arbeit der Einsatz dieses Materials als Bandagenwerkstoff für den hier betrachteten neuartigen Klauenpolrotor untersucht.

**Tabelle 2-18: Vergleich der Zeitfestigkeit der betrachteten Bandagenmaterialien**

Material	Zeitfestigkeit nach $n$ Lastspielen in MPa		Abfall der Festigkeit
	0	$10^7$	
TS800SC-Faser in EP-Matrix (R = 0,1)	2.355	1.884	-20 %
E-Glasfaser in EP-Matrix (R = 0)	1.370	574	-58 %
Titan Grade 5 (R = 0)	786	279 bis 448	-43 % bis -65 %
X2CrNiMo18-14-3 (R = 0)	580	152 bis 235	-59 % bis -74 %
INCONEL 625 (R = 0)	814	282 bis 332	-59 % bis -65 %
HAYNES 263 (R = 0)	870	236 bis 365	-58 % bis -73 %
HASTELLOY C-276 (R = 0)	792	196 bis 284	-64 % bis -75 %

# 3 NEUARTIGER KLAUENPOLROTOR MIT AXIALEN RINGMAGNETEN

Im Folgenden werden neuartige Konzepte zum Aufbau von Klauenpolrotoren vorgestellt. Dabei liegen im Rahmen dieser Arbeit die Leistungsanforderungen entsprechend dem Forschungsprojekt MotorBrain (Kapitel 2.2) zugrunde. Die in dieser Arbeit verfolgten neuen Konzepte adressieren insbesondere die bisherigen Unzulänglichkeiten von Klauenpolmaschinen, vgl. Kapitel 2.3. Dazu wird hier erstmals die gezielte Kombination von Soft-Magnetic-Composites und Ferritmagneten im Klauenpolrotor untersucht. Darüber hinaus werden belastungsgerechte Bandagenformen konzeptioniert und vordimensioniert.

## 3.1 RANDBEDINGUNGEN

Entsprechend den Vorgaben des Projektpartners Siemens ist es möglich, den Rotor mit Polpaarzahlen von 4, 6 oder 8 aufzubauen. [16, S. 12] Der Rotoraußendurchmesser soll  $158 \text{ mm} \pm 1 \text{ mm}$  und die Länge des Blechpakets<sup>16</sup>  $180 \text{ mm}$  betragen. Die Nutkonfiguration<sup>17</sup> des Stators ist der ausgewählten Polpaarzahl anzupassen. [5] Die maximale Betriebsdrehzahl ist auf  $10.000 \text{ 1/min}$  begrenzt, die Schleuderdrehzahl soll  $20 \%$  über der Betriebsdrehzahl liegen und beträgt folglich  $12.000 \text{ 1/min}$ . Die Schleuderdrehzahl bezeichnet die Drehzahl, die der Rotor nach Fertigstellung in Versuchen mindestens  $1 \text{ min}$  standhalten muss, ohne dass sicht- und messbare Veränderungen auftreten.

Da SMC-Werkstoffe in Rotoren von Elektromotoren bisher kaum eingesetzt werden, sind grundlegende Untersuchungen zum werkstoffgerechten Design sowie zu den auftretenden thermomechanischen Belastungen erforderlich. Dabei erscheint ein möglichst großvolumiger Einsatz von SMC unter wirtschaftlichen Aspekten vorteilhaft, da dann eine kostengünstige Fertigung möglich ist. Ausgehend von den Festigkeitsuntersuchungen an SMC-Prüfkörpern, vgl. Kapitel 2.4.3, ist es notwendig, die maximal auftretende Zugspannung gemäß (2.8) in Abhängigkeit vom Bauteilvolumen zu begrenzen.

Der radiale Luftspalt der Maschine, vgl. Abbildung 2-17, soll ferner minimiert werden, um die Effizienz sowie die Leistungscharakteristik der Maschine zu optimieren. Dabei muss der Luftspalt  $\leq 1,5 \text{ mm}$  sein.

## 3.2 KONZEPTE FÜR NEUARTIGE KLAUENPOLROTOREN

Die Konzeption erfolgt unter oben genannten Randbedingungen, wobei in der Konzeptphase eine Polpaarzahl von 6 gewählt wurde. Die unterschiedlichen Konzepte müssen alle nachfolgend genannten Kriterien erfüllen:

- Maximal zulässige Spannungen innerhalb der Komponenten des Rotors werden bis zum Erreichen der Schleuderdrehzahl nicht überschritten,

---

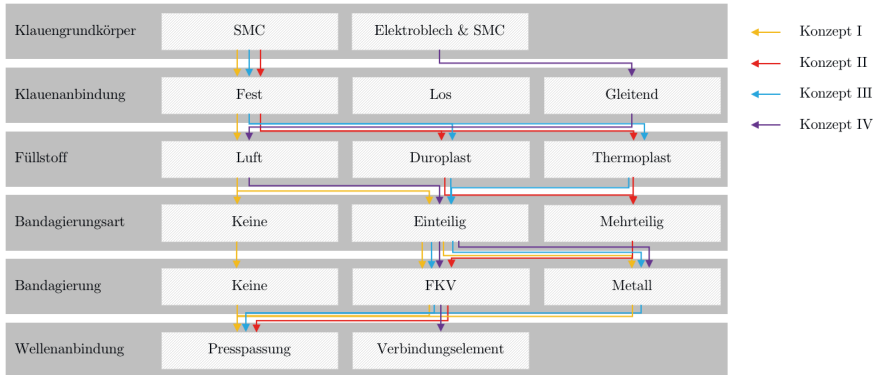
<sup>16</sup> Beim Bau von Rotoren ist es üblich, die axiale Länge der Magnetfluss führenden Teile im Rotor als Länge des „Blechpakets“ zu bezeichnen, auch wenn dieser nicht aus Elektroblech aufgebaut wird.

<sup>17</sup> Bei Elektromotor-Statoren werden als Nuten die Aussparungen im Stator bezeichnet, welche zur Aufnahme der Kupferspulen im Stator dienen. Diese dienen dazu, das von der Spule erzeugte elektromagnetische Feld geeignet zu lenken.

- sichere Fixierung aller Komponenten,
- sichere Weiterleitung des Drehmoments an die Welle,
- Temperaturstabilität des Systems im Bereich von -40 bis 80 °C und
- Herstellung mittels großserienfähiger, robuster Prozesse.

Zur methodischen Unterstützung der Ableitung unterschiedlicher Rotordesigns wird im Rahmen dieser Arbeit der nachfolgende morphologische Kasten genutzt. Die verschiedenen Designs unterscheiden sich dabei durch: Aufbau der Klauenpolgrundkörper, Anbindung der Klauen, etwaige Füllstoffe zwischen den Klauen, Bandagierungsart und Bandagierungsmaterialien sowie Art der Wellenanbindung.

Aufbauend auf dieser Unterscheidung werden vier verschiedene Konzepte erarbeitet, welche im morphologischen Kasten farblich akzentuiert sind. Konzept I wird dabei durch gelbe Pfeile, Konzept II durch rote Pfeile, Konzept III durch blaue und Konzept IV durch lila Pfeile symbolisiert. Bei näherer Betrachtung wird deutlich, dass die Konzepte I bis III den Ansatz verfolgen, die Klauenpolgrundkörper rein aus SMC zu fertigen, und Konzept IV einen Hybrid aus Elektroblech und SMC avisiert. Diese Reihenfolge wurde gewählt, da die Konzepte I bis III ein hohes Potential besitzen, Fertigungszeit sowie -kosten gegenüber den üblicherweise genutzten Fertigungsverfahren einzusparen.



**Abbildung 3-1: Morphologischer Kasten für Klauenpolrotor**

### 3.2.1 KLAUENPOLGRUNDKÖRPER AUS SOFT-MAGNETIC-COMPOSITES

Die urformende und endkonturnahe Verarbeitung von Soft-Magnetic-Composites ermöglicht neuartige Geometrien für die Klauenpolgrundkörper. Im Rahmen der Arbeit wurden unter Verwendung des morphologischen Kastens verschiedene Klauenpolgrundkörpergeometrien abgeleitet, siehe Abbildung 3-2.

Dabei stellt der Klauenpolgrundkörper gemäß Konzept I (gelber Pfad) die geometrisch einfachste Variante dar, siehe Abbildung 3-2 (links). Die Klauenpolgrundkörperdicke wird entsprechend der benötigten Bandagendicken zur Leitung des magnetischen Flusses ausgeführt sowie mit ausgeprägten Verrundungen im axialen Übergangsbereich versehen, um mechanische Spannungskonzentration unter Rotationslast zu reduzieren. Der Klauenpolgrundkörper weist unterhalb der Klauen eine ebene Oberfläche für die Aufnahme des Permanentmagneten auf. Das Volumen des Klauenpolgrundkörpers beträgt ca. 169.000 mm<sup>3</sup>, daher

sollte gemäß (2.8) die maximal zulässige erste Hauptspannung auf 58 MPa begrenzt werden. Das Konzept sieht ferner eine einteilige Bandage für den Gesamtrotor vor (Abbildung 3-3), wobei die Auswahl des Bandagematerials in dieser Konzeptphase offengelassen wird.

Einen weiteren Ansatz stellt Konzept II dar, welches dem roten Pfad des morphologischen Kastens folgt. Dieses Konzept sieht lokale Bandagierungen mittels mehrerer Reifen vor, welche an den axialen Enden der Klauen befestigt werden, vgl. Abbildung 3-2 (mitte) und Abbildung 3-4. Dabei kann das Konzept durch das Vergießen der Klauen mit einer Vergussmasse erweitert werden, um etwaige lokale Spannungsspitzen zu mindern. Wiederum beträgt das Volumen eines Klauenpolgrundkörpers ca. 169.000 mm<sup>3</sup>, daher sollte auch in diesem Konzept die erste Hauptspannung  $\approx 58$  MPa nicht überschreiten.

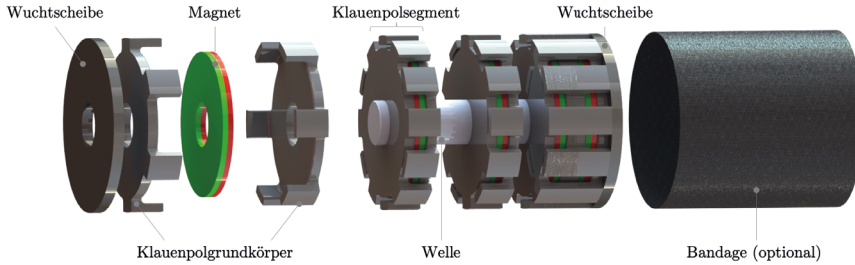


**Abbildung 3-2: Geometrievariationen von Klauenpolmotoren v.l.n.r.: Konzept I: Klauenpolgrundkörper für optionale Bandagierung; Konzept II: Klauenpolgrundkörper für lokale Bandagierung; Konzept III: Klauenpolgrundkörper für Verguss und optionale Bandagierung**

Eine Abwandlung von Konzept II stellt Konzept III dar, siehe Abbildung 3-2 (rechts) und Abbildung 3-5. Dieses resultiert aus der Umsetzung des blauen Pfades des morphologischen Kastens. Hierbei weist der Klauenpolgrundkörper keine Absätze für lokale Bandagen auf. Allerdings ist am Innenradius der Klaue ein zusätzlicher profilierter Steg ausgeführt, der zum einen eine mechanische Fixierung einer etwaigen Vergussmasse darstellt, zum anderen den benötigten Querschnitt für den magnetischen Fluss bereitstellt. Die Klaue per se kann in diesem Falle dünner ausgeführt werden. In diesem Konzept kann zusätzlich eine Bandage für den Gesamtrotor vorgesehen werden, wobei die Auswahl des Bandagematerials in dieser Konzeptphase vorerst offengelassen wird. Das Volumen des Klauenpolgrundkörpers, von ca. 158.000 mm<sup>3</sup>, ist etwas geringer als bei den anderen beiden Konzepten. Damit liegt die zulässige erste Hauptspannung theoretisch zwar oberhalb derer der beiden anderen Konzepte, die Abweichung ist jedoch so gering, dass auch bei diesem die zulässige erste Hauptspannung auf 58 MPa begrenzt wird.

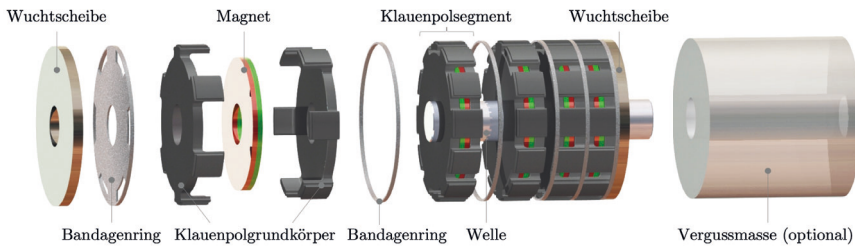
Die unterschiedlichen Klauenpolgrundkörper bedingen unterschiedliche Montagekonzepte für den Gesamtrotor. Die folgenden Explosionsdarstellungen – Abbildung 3-3 bis Abbildung 3-5 – zeigen die jeweils entwickelten Montagekonzepte. Alle Konzepte sehen den segmentierten Aufbau des Klauenpolrotors vor, dabei umschließen je zwei ineinandergreifende Klauenpolgrundkörper einen axial magnetisierten Ringmagneten. Folglich bildet sich ein über den Umfang alternierendes Magnetfeld aus, mit den jeweiligen Klauen als Pol. Die beiden Klauenpolgrundkörper des Rotorsegmentes werden dabei durch den innen liegenden Ringmagneten kraftschlüssig zusammengehalten. Diese einzelnen Segmente werden

anschließend auf die Welle aufgebracht und fixiert, wobei die Wellenanbindung zu einem späteren Zeitpunkt festgelegt wird. Dabei ist darauf zu achten, dass die einzelnen Segmente direkt nebeneinander liegen, um eine nahezu nahtlose Oberfläche in axialer Richtung und eine periodisch unterbrochene Oberfläche in Umfangsrichtung zu erzeugen. Dabei ist auf eine korrekte Positionierung der Klauen zu achten, damit sich entlang eines Klauenbandes eine konsistente Polarisierung ausbildet. Um diese bei der Montage sicherzustellen, könnte eine entsprechende Profilierung auf die Welle aufgebracht werden.



**Abbildung 3-3: Explosionsdarstellung des Konzepts I: Klauenpolgrundkörper mit optionaler Bandagierung**

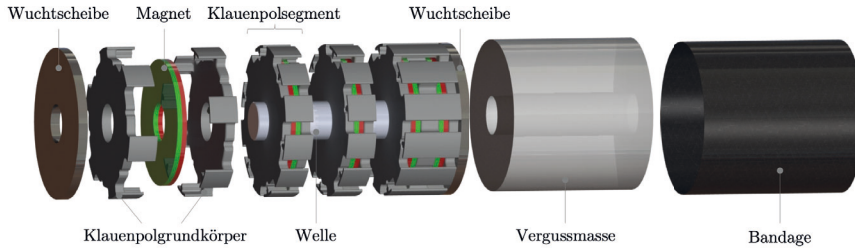
Zur Steigerung der zulässigen Drehzahl ist optional eine entsprechende Bandagierung vorgesehen, in Abbildung 3-3 ist exemplarisch eine einteilige kohlenstoffaserverstärkte Bandage dargestellt. Eine einteilige Bandage führt zwangsläufig zu einer Vergrößerung des Luftspalts zwischen Rotor- und Statoroberfläche. Daher wurde ein alternatives Bandagierungskonzept in Betracht gezogen, siehe Abbildung 3-4. Durch die eingebrachten Nuten kann eine lokale Bandagierung genutzt werden, welche den radialen Luftspalt nicht vergrößert. Dadurch stellt Konzept II eine vielversprechende Alternative dar, durch welche die Leistung und Effizienz des Motors weiter gesteigert werden kann.



**Abbildung 3-4: Explosionsdarstellung des Konzepts II: Klauenpolgrundkörper mit lokaler Bandagierung und optionaler Vergussmasse**

Abbildung 3-5 zeigt die Explosionsdarstellung für Konzept III. Dabei ist die Vergussmasse exemplarisch angedeutet, siehe Abbildung 3-5 zweites Element von rechts. Nach dem Aufbau des metallischen Klauenpolrotors, entsprechend dem Vorgehen in Konzept I, erfolgt der Verguss des gesamten Rotors mit einer Vergussmasse. Durch die spezielle Klauengeometrie bildet sich ein Hinterschnitt aus und somit eine formschlüssige Verbindung der Klauen mit der Vergussmasse. Als Vergussmasse kommen unterschiedliche Duro- und Thermoplaste in Frage, wobei sich für Thermoplaste das Einbringen mittels Spritzgießen und im Falle von

Duroplasten ein Gießverfahren anbietet. Ergänzend kann eine einteilige Bandage auf den vergossenen Rotor aufgebracht werden, um die zulässige Drehzahl weiter zu steigern.



**Abbildung 3-5: Explosionsdarstellung des Konzepts III: Klauenpolgrundkörper mit Vergussmasse und optionaler Bandagierung**

### 3.2.2 NUMERISCHE ANALYSE DER VORGESTELLTEN KONZEPTE

Zur Bewertung der vorgestellten Konzepte werden Analysen mittels der Finite-Elemente-Methode (FEM) durchgeführt. Ziel dieser Untersuchungen ist es, festzustellen, ob die vorgestellten Rotoren den Belastungen:

- maximale Drehzahl von 12.000 1/min sowie
- magnetisch induziertes Drehmoment von bis zu 216 Nm

sicher standhalten können. Dabei wird für alle Komponenten ein Sicherheitsfaktor von 1,4 angestrebt. Die entsprechenden mechanischen Kennwerte für SOMALLOY 700HR 3P als Klauenpolgrundkörperwerkstoff sowie Edelstahl, GFK und CFK als Bandagenwerkstoff können Kapitel 2 entnommen werden.

Die CAD-Modelle der Rotoren werden mittels der Software SOLIDWORKS 2016 erstellt. Die rechtechnische Aufbereitung der CAD-Modelle erfolgt mittels der FE-Software ANSYS Workbench 18.1. Dabei wird die programminterne Schnittstelle DESIGN MODELER mit dem SOLIDWORKS-Interface zum Import der CAD-Modelle genutzt.

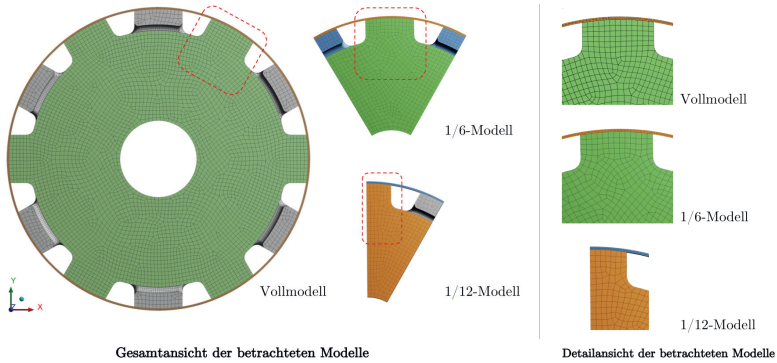
Das Pre- und Postprocecing der Modelle erfolgt mittels des ANSYS-WORKBENCH-eigenen Analysesystems *statisch-mechanische Analyse*. Folglich wird der ANSYS-eigene Vernetzer genutzt. Die genutzten Parameter werden über alle betrachteten Modelle vergleichbar gewählt und können dem Anhang (Tabelle 11-2) entnommen werden.

#### ***Konzept I: Klauenpolgrundkörper mit und ohne einteiliger Bandagierung***

Im ersten Schritt der Konzeptanalyse wird untersucht, ob eine Problemreduktion durch Ausnutzung von Symmetrien in der Geometrie zulässig ist. Hierfür wurde exemplarisch ein Vollmodell von Konzept I mit und ohne Bandagierung betrachtet sowie daraus abgeleitete 1/6- und 1/12-Modelle mit entsprechenden Symmetrierandbedingungen.

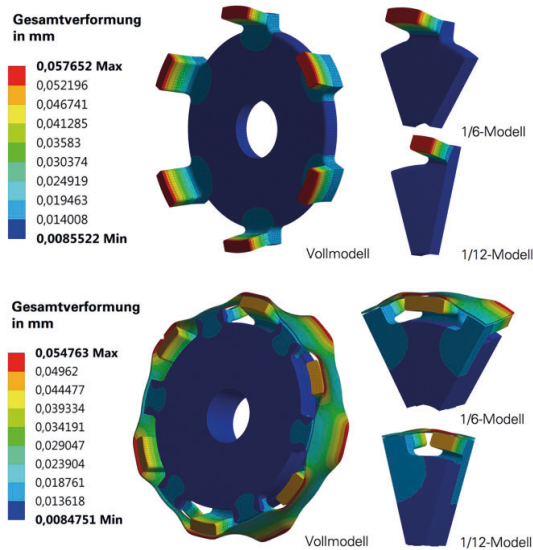
Obwohl die Einstellung des ANSYS-eigenen Vernetzers bei allen Modellen gleich gewählt wurden, sind in der Vernetzung lokal leichte Unterschiede zwischen den Modellen erkennbar, siehe Abbildung 3-6. Dies betrifft insbesondere den Bereich der Stirnfläche der Klauen.





**Abbildung 3-6: Vergleich der Vernetzung des Vollmodells, 1/6- und 1/12-Modells**

Die Analyse der Untersuchungsergebnisse für Konzept I ohne Bandagierung zeigt, dass die Aufweitung mit  $\approx 0,0577$  mm vergleichsweise gering ist. Dabei weisen sowohl das Vollmodell als auch die Symmetriemodell vergleichbare Verformungen auf. In einem zweiten Schritt wurde zusätzlich eine 1 mm starke Stahlbandage in die Berechnung mit einbezogen. Eine Bandage dieser Dicke stellt die Obergrenze dar, bei der die Leistungsanforderungen an den Elektromotor noch erfüllbar sind. Auch bei dieser Analyse konnten nur sehr geringe Aufweitungen von  $\approx 0,0548$  mm für das Vollmodell ermittelt werden, vgl. Abbildung 3-7.

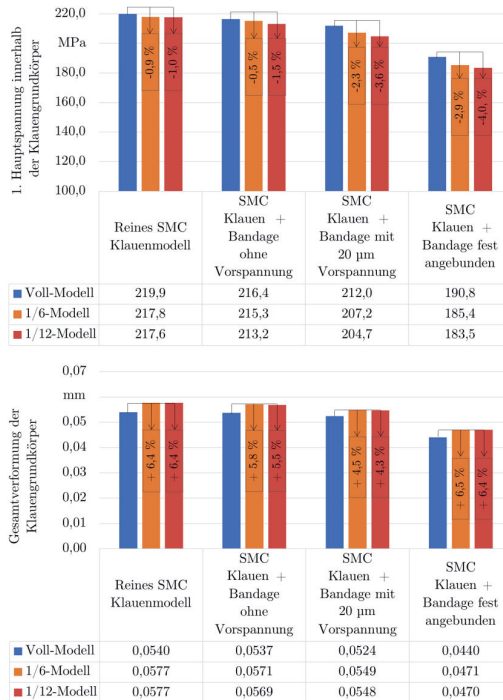


**Abbildung 3-7: Berechnungsergebnisse des Konzepts I: Vergleich der Aufweitung des Vollmodells des Klauenpolgrundkörpers sowie des 1/6- und 1/12-Symmetriemodells ohne Bandage (oben) und mit Bandage (unten)**

Da davon auszugehen ist, dass die Art der Anbindung der Bandage an den Klauenpolgrundkörper einen signifikanten Einfluss auf die Ergebnisse hat und ggf. zu nicht gewünschten Abweichungen führen kann, wurde diese ebenfalls eingehend untersucht.

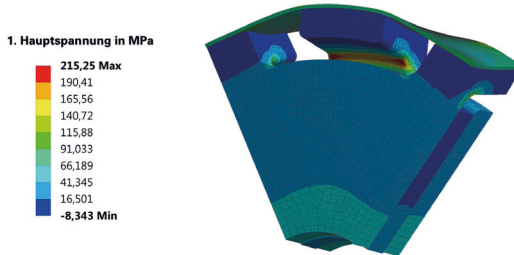
Als Kontakt wurde in ANSYS der Typ „8-Node Surface-to-Surface“ mit den Elementtypen CONTA174 (Klauenpolgrundkörper) und TARGET170 (Bandage) definiert. Die Simulationsrechnungen wurden zum einen für eine exakt auf Maß gefertigte Bandage und zum anderen für eine vorgespannte Bandage durchgeführt. Zur Simulation der Vorspannung wird der Bandage ein zusätzlicher Offset von 20 µm (durchmesserbezogen) zugewiesen, welcher zu einer Anfangsdurchdringung von Klauenpolgrundkörper und Bandage führt. Für die Kontakte wird ein Haftreibungskoeffizient von 0,2 angenommen. In einem weiteren Rechenlauf wird der Kontakt als „bonded“ definiert, sodass keine Relativverschiebung zwischen Klauenpolgrundkörper und Bandage auftreten kann.

Der Vergleich zeigt, dass sich Abweichungen der Verformung über alle Varianten hinweg von + 4,3 % bis + 6,4 % ergeben, vgl. Abbildung 3-8. Die Abweichungen sind vornehmlich auf die leicht unterschiedliche Vernetzung der Modelle zurückzuführen. Für die weitere Modellierung ist davon auszugehen, dass diese Abweichungen tolerierbar sind. Daher werden im Folgenden Symmetrierandbedingungen ausgenutzt.



**Abbildung 3-8: Vergleich der Berechnungsergebnisse des Konzepts I: Erste Hauptspannung innerhalb der Klauenpolgrundkörper (oben), Gesamtverformung der Klauenpolgrundkörper (unten)**

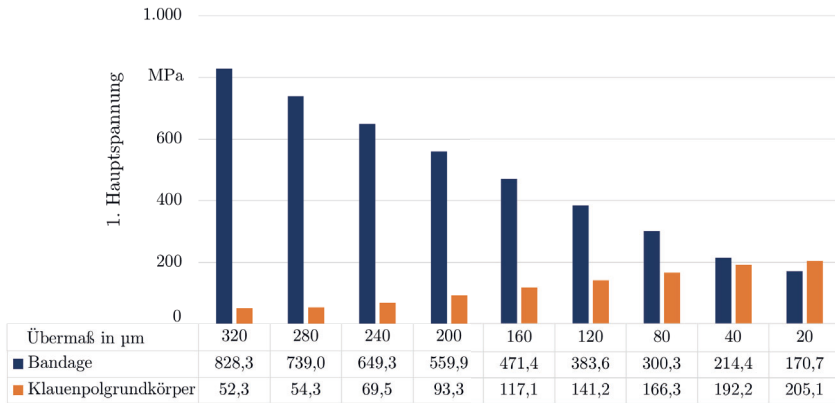
Die Analyse der resultierenden maximalen ersten Hauptspannung im Klauenpolgrundkörper zeigt, dass sowohl bei den unbandagierten als auch bei den bandagierten Klauenpolgrundkörpern lokal signifikante Spannungsspitzen auftreten, siehe Abbildung 3-9. Diese erreichen in Abhängigkeit von der Kontaktmodellierung eine Höhe von 183 – 220 MPa, vgl. Abbildung 3-8 (oben). Damit übersteigen sie die zulässige erste Hauptspannung im Klauenpolgrundkörper um den Faktor 3 bis 4.



**Abbildung 3-9: Berechnungsergebnisse des Konzepts I: Erste Hauptspannung des 1/6-Symmetriemodells mit Bandage**

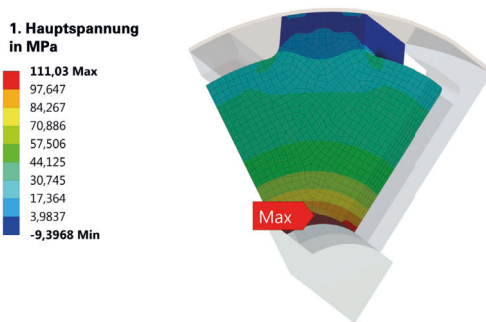
Eine Möglichkeit, die Spannungen innerhalb des Klauenpolgrundkörpers gemäß Konzept I zu verringern, stellt die Erhöhung der Vorspannung der Bandage dar. Hierfür wurde eine Parameterstudie bzgl. des notwendigen Übermaßes der Bandage und der daraus resultierenden ersten Hauptspannung innerhalb der Bandage sowie des Klauenpolgrundkörpers durchgeführt. Es zeigt sich, dass die resultierende maximale erste Hauptspannung innerhalb des Klauenpolgrundkörpers von ca. 205 MPa bei 20  $\mu\text{m}$  Übermaß<sup>18</sup> bis auf 52 MPa bei einem Übermaß von 320  $\mu\text{m}$  gesenkt werden könnte, vgl. Abbildung 3-10. Allerdings bedeutet ein Übermaß von 320  $\mu\text{m}$ , dass in einer etwaigen Stahlbandage eine Vergleichsspannung von mehr als 800 MPa auftritt. Dieser Spannungswert liegt im Bereich der Zugfestigkeit (unter stat. Belastung), vgl. Kapitel 2.6, sodass eine Dauerfestigkeit der Bandage nicht gegeben ist. Gemäß dem Überblick über die Materialkennwerte, vgl. Tabelle 2-18, wären einzig CFK-Bandagen in der Lage, die auftretenden Spannungen zeitfest zu ertragen. Aufgrund der geringeren Steifigkeit der ausgewählten CFK-Type und der Restriktion der Bandagendicke ist davon auszugehen, dass eine CFK-Bandage ein noch größeres Übermaß aufweisen müsste. Dies ist jedoch fertigungstechnisch kaum zu realisieren, da für das thermisch unterstützte Fügen eine Temperaturdifferenz von mehr als 120 K notwendig wäre, um die Vorspannung zu erreichen. Hierfür würde es sich einzig anbieten, den Rotor und die Bandage sehr stark abzukühlen, da CFK einen negativen Wärmeausdehnungskoeffizient in Faserrichtung aufweist, vgl. Abschnitt 2.6.5.

<sup>18</sup> Alle Übermäße werden auf den Durchmesser bezogen angegeben



**Abbildung 3-10: Entwicklung der ersten Hauptspannung innerhalb des Klauenpolgrundkörpers sowie in der Bandage in Abhängigkeit des gewählten Übermaßes**

Im Weiteren wurde die Presspassung der Welle-Nabe-Verbindung in die Berechnung mit einbezogen. Zur sicheren Übertragung des Drehmoments ist gemäß analytischer Vorauslegung, vgl. [100], ein Übermaß von mindestens 23  $\mu\text{m}$  notwendig. Aufgrund der endkonturnahen Fertigung der SMC-Klauen ist von einem ISO 6 Toleranzgrad auszugehen, weshalb zusätzlich mit einer Abweichung von + 16  $\mu\text{m}$  zu rechnen ist. Dies wird von der üblichen Fertigungstoleranz der Welle,  $R_z = 4,8 \mu\text{m}$ , überlagert. Daher erhöht sich im ungünstigsten Fall das Übermaß auf 43,8  $\mu\text{m}$ . Dies führt gemäß [100] zu tangentialen Zugspannungen von 48 bis zu 90 MPa. Daher ist es durchaus möglich, dass bereits im statischen Lastfall die Zugfestigkeit des SMC überschritten wird. Durch die Überlagerung mit der Drehzahlbelastung steigt die tangentialen Zugspannung auf bis zu 93 MPa an. Dies deckt sich mit entsprechenden Ergebnissen der FEM-Simulation, wobei diese Spannungen von bis zu 111 MPa ausgeben, siehe Abbildung 3-13. Dieser Spannungsanstieg ist zum einen auf das starke Aufschumpfen der Bandage, zum anderen auf die Biegung des Klauenpolgrundkörpers unter Rotationslast zurückzuführen, der zu einer lokalen Steigerung der Verpressung führt.



**Abbildung 3-11: Berechnungsergebnisse des Konzepts I: Erste Hauptspannung des 1/6-Symmetriemodells mit stark aufgeschumpfter Bandage und Welle**

Die Auswertung der Ergebnisse für einen Klauenpolgrundkörper gemäß Konzept I zeigt, dass es nicht zielführend ist, dieses Konzept ohne Änderungen weiter zu verfolgen. Neben der Bandagierung erweist sich insbesondere die Wellenanbindung als problematisch, da die dort lokal auftretenden Spannungen die maximale ertragbare Festigkeit des SMC überschreitet.

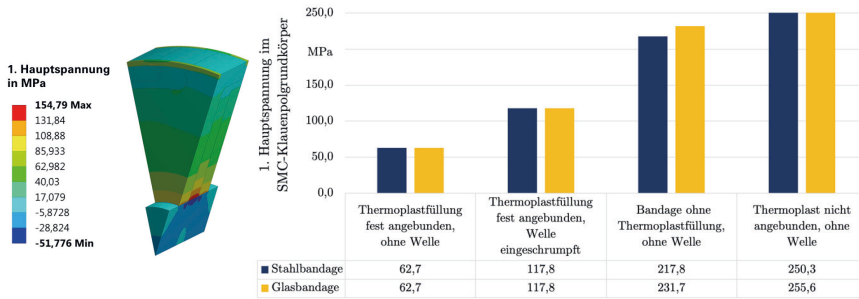
### ***Konzept II: Klauenpolgrundkörper mit lokaler Bandagierung und optionalem Verguss***

In Konzept II wird eine alternative Form der Bandagierung mit zusätzlichem Verguss des Rotors untersucht. Die Vergussmasse soll dazu dienen, die benötigte Vorspannung im Klauenpolgrundkörper zu reduzieren. Als Vergussmasse wurde exemplarisch ein PA66 mit einem 50 %igen Massenanteil an Kurzglasfasern gewählt, vgl. Datenblatt (Abbildung 11-3). Diese Vergussmasse füllt den gesamten Zwischenraum zwischen den Klauenpolgrundkörpern, den Magneten und der lokalen Bandage aus, siehe Abbildung 3-4. Es wird angenommen, dass die Vergussmasse sowohl per Hinterschnitt als auch per Stoffschluss mit den Klauenpolgrundkörpern verbunden ist. Im Rahmen der FEM wird überprüft, welchen Einfluss die Bandage auf die auftretenden Spannungen innerhalb der Klauenpolgrundkörper besitzt. Zu diesem Zweck wird für den Bandagenwerkstoff zum einen Stahl, zum anderen GFK gewählt. Bei der Modellierung werden zwischen Modellelementen entsprechende Kontakte definiert, mit deren Hilfe sowohl ein idealer Verbund als auch ein sich lokal ablösender Verbund modelliert werden kann.

Im ersten Schritt wird untersucht, ob bei einer ideal angebondenen Thermoplastfüllung und einer schwach aufgepressten Stahl-/ Glasfaserbandage die Spannungen innerhalb der SMC-Klauenpolgrundkörper gesenkt werden können. Es zeigt sich, dass der Einsatz der Füllmasse in Verbindung mit der lokalen Bandagierung die auftretenden Spannungsspitzen signifikant reduziert, siehe Abbildung 3-12 (links). Unter Vernachlässigung einer etwaigen Wellenanbindung sinkt die erste Hauptspannung innerhalb der Klauenpolgrundkörper auf ca. 63 MPa ab, unabhängig vom betrachteten Bandagenwerkstoff, siehe Abbildung 3-12 (rechts).

Für den Fall, dass sich die Vergussmasse vom Magneten und Klauenpolgrundkörper ablöst, steigt die erste Hauptspannung innerhalb der Klauenpolgrundkörper signifikant, auf bis zu 250 resp. 256 MPa, an. Somit besteht eine hohe Wahrscheinlichkeit, das ungewünschte Rotorbersten auftritt. Daher wurde ferner geprüft, ob durch Verzicht auf die Thermoplastfüllung die auftretenden Spannungen innerhalb der Klauenpolgrundkörper akzeptabel sind. Allerdings musste auch für diesen Fall festgestellt werden, dass die auftretenden ersten Hauptspannungen von 218 resp. 232 MPa die für SMC zulässigen Grenzwerte um mehr als den Faktor 4 übersteigen, siehe Abbildung 3-12 (rechts).

Abschließend wurde geprüft, ob der Einsatz einer fest angebondenen Thermoplastfüllung eventuell positiven Einfluss auf die auftretenden Spannungen im Bereich der Welle-Nabe-Verbindung ausübt. Wiederum wird von einem Presssitz mit einem Übermaß von 27 bis 43,8  $\mu\text{m}$  ausgegangen. Es zeigt sich abermals, dass für die größte Passung die erste Hauptspannung mit 118 MPa die ertragbare Zugspannung des SMC deutlich überschreitet, siehe Abbildung 3-12 (rechts). Folglich erscheint es nicht zielführend, Konzept II weiterzuverfolgen, da auch der Einsatz alternativer Bandagenwerkstoffe, etwa Titan oder CFK, keine signifikante Reduzierung der auftretenden ersten Hauptspannung verspricht.



**Abbildung 3-12: Berechnungsergebnisse des Konzepts II mit lokaler Stahlbandage und fest angebundener Thermoplastfüllung: Erste Hauptspannung im Klauenpolgrundkörper unter Betrachtung der Welle (links); Vergleich der auftretenden ersten Hauptspannung über alle betrachteten Modelle (rechts)**

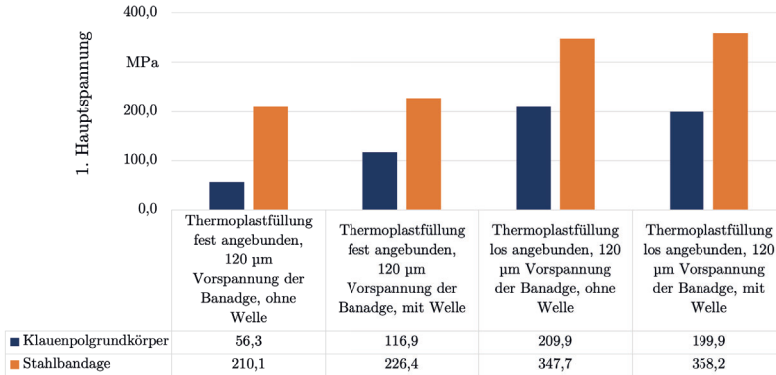
### *Konzept III: Klauenpolgrundkörper mit globaler Bandagierung und Verguss*

Konzept III zeichnet sich gegenüber Konzept I und II durch zusätzliche mechanische Hinterschnitte unterhalb der Klauenoberfläche aus, vgl. Abbildung 3-5. Außerdem ist es im Gegensatz zu Konzept I und II möglich, mit Hilfe der optionalen Vergussmasse eine geschlossene Oberfläche auszuformen, welche durch die Bandage fixiert wird. Somit könnten etwaige Unebenheiten auf der Außenseite der Klauenpolgrundkörper ausgeglichen werden. Folglich scheint es unter fertigungstechnischer Perspektive möglich, das Aufschrumpfen der Bandage auf den Rotor zu erleichtern.

Aufgrund der Erfahrungen aus der Analyse der Konzepte I und II beschränkt sich die Untersuchung vorerst auf eine Stahlbandagierung. Per Parameterstudie wurde das notwendige Übermaß der Bandage mit 120  $\mu\text{m}$  ermittelt.

Unter der Voraussetzung einer idealen Anbindung der exemplarisch gewählten PA66-GF50-Vergussmasse sowie unter Vernachlässigung der Wellenanbindung ergibt sich ein Maximum der ersten Hauptspannung im Klauenpolgrundkörper von ca. 56 MPa, vgl. Abbildung 3-13. Falls sich die Vergussmasse von den Magneten sowie den Klauenpolgrundkörpern ablöst, steigt die erste Hauptspannung im Klauenpolgrundkörper auf  $\approx 210$  MPa und in der Stahlbandage auf 348 MPa an. Dies überschreitet die zulässige Festigkeit des SMC, ist allerdings in Bezug auf die zulässige Festigkeit der Metallbandage durchaus tolerierbar. Daher kann ggf. der Bruch des SMC toleriert werden, insofern er nicht zu negativen Sekundäreffekten führt.

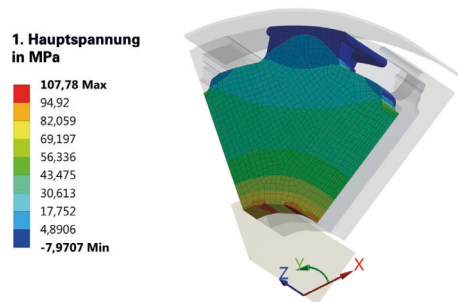
Bei Einbeziehung einer Presspassung zwischen Klauenpolgrundkörper und Welle mit einem Übermaß von 43,8  $\mu\text{m}$  steigt die erste Hauptspannung innerhalb des Klauenpolgrundkörpers auf 117 MPa an, vgl. Abbildung 3-13.



**Abbildung 3-13: Berechnungsergebnisse des Konzepts III: Vergleich der auftretenden ersten Hauptspannungen**

Eine Möglichkeit, die Spannungen innerhalb der Presspassung zu reduzieren, stellt die Nutzung einer kombinierten kraftschlüssigen sowie formschlüssigen Verbindung dar. Hierfür bietet sich die Nutzung speziell angepasster Polygonalwellen an. Bei Elektromotoren ist es üblich, die Wellen mit 2 bis 4 Abflachungen zu versehen [112]. Um die Analyse an dem gewählten Modell durchführen zu können, wurde eine Welle mit 6 gleichmäßig über den Umfang platzierten Abflachungen untersucht. Die Simulationsergebnisse belegen, dass als oberes Abmaß der Wellenpassung 18 µm ausreichend sind, um das Drehmoment sicher zu übertragen. Unter Berücksichtigung der Fertigungstoleranzen der Nabe ist für die Auslegung im ungünstigsten Fall ein Übermaß von 34 µm anzunehmen. Durch diese Maßnahme kann die erste Hauptspannung um  $\approx 20\%$  verringert werden, allerdings ist diese mit 150 MPa weiterhin zu hoch im Bezug auf die ermittelte Zeitfestigkeit des SMC-Materials, siehe Abbildung 3-14.

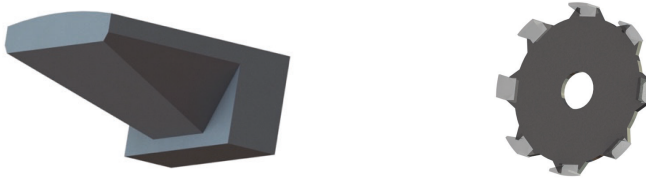
Im Ergebnis der durchgeführten Untersuchung werden die Konzepte I bis III nicht weiterverfolgt, da in allen Fällen mit einem Versagen der Welle-Nabe-Verbindung zu rechnen ist.



**Abbildung 3-14: Berechnungsergebnisse des Konzepts III: Erste Hauptspannung des 1/6-Symmetriemodells mit Vieleckwelle bei fest angebundener Vergussmasse sowie aufgeschrumpfter Bandage**

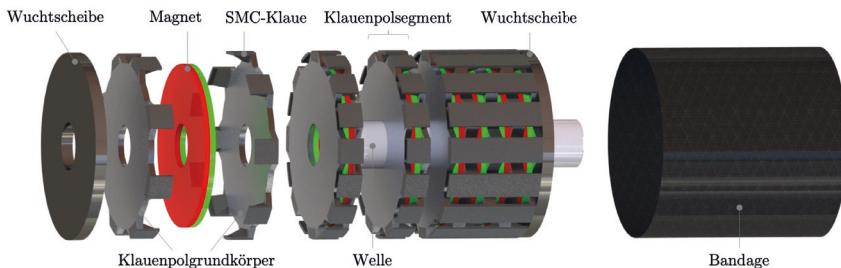
### 3.2.3 KLAUENPOLGRUNDKÖRPER AUS ELEKTROBLECH MIT EINGESETZTEN SMC-KLAUEN

Ausgehend von den bisherigen Ergebnissen wurde entschieden, den Klauenpolgrundkörper anzupassen. Mittels gezielter Trennung der magnetischen und mechanischen Funktionen sollen die identifizierten Probleme vermieden werden. Hierfür wird ein Hybriddesign – bestehend aus einem Elektroblech-Grundkörper sowie SMC-Klauen – eingeführt, siehe Abbildung 3-15. Durch die Hybridisierung soll aus mechanischer Sicht zum einen das Aufbiegen der Klauen und die somit induzierten Spannungsspitzen im Klauenpolgrundkörper vermieden, zum andern die offene Fragestellung der Passungsgestaltung zur Drehmomentübertragung gelöst werden. Der Ansatz ist zudem aus elektromagnetischer Perspektive zielführend, da die dem konstanten Magnetfeld – durch die im Inneren des Motors eingebrachten Magnete – nahen Teile des Klauenpols aus Elektroblech und die dem magnetischen Wechselfeld – durch das rotierende Magnetfeld des Stators – ausgesetzten Teile aus SMC ausgeführt sind. Ferner dient eine Bandage dazu, die SMC-Klauen radial zu fixieren. Die tangential Fixierung der Klauen wird durch die spezielle Gestaltung des Elektroblechs gewährleistet, siehe Abbildung 3-15 (rechts). Axial erfolgt die Positionierung der SMC-Klauen sowie der Bandagen durch die Wuchtscheiben vor dem ersten und nach dem letzten Segment, siehe Abbildung 3-16. Ausgehend vom Konzept zur Fixierung der Klauen wurde entschieden, die Polpaarzahl auf 8 zu erhöhen.



**Abbildung 3-15: Detaildarstellung der SMC-Klauen (links) sowie des Klauenpolgrundkörpers aus Elektroblech mit angedeuteten SMC-Klauen (rechts)**

Die Klauen sind in Form und insbesondere Querschnittsfläche dem magnetischen Fluss der auftretenden Permanent- und Wechselfelder angepasst. Aufgrund der Gestaltung der Klauen ist eine H7/f7-Spielpassung in tangentialer Richtung notwendig. Ferner ist es vorhersehbar, dass die Klauen im Betrieb von der Klauenpolgrundkörperoberfläche abheben können. Beide Effekte sind aus magnetischer Sicht tolerierbar.

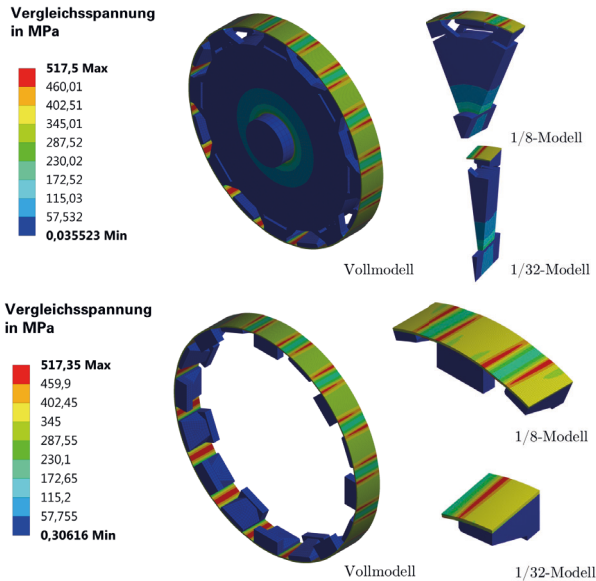


**Abbildung 3-16: Explosionsdarstellung des Hybridkonzepts IV: Klauenpolgrundkörper aus Elektroblech, Klauen aus SMC mit Bandagierung**



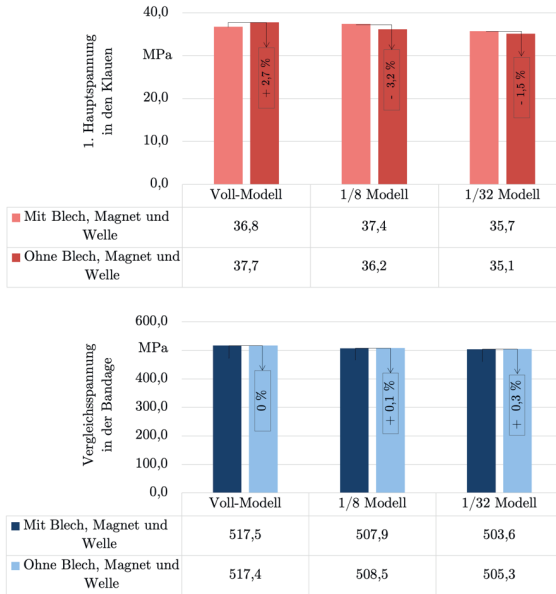
Aufgrund des deutlich geringeren Volumens der Klauen,  $\approx 2.780 \text{ mm}^3$ , kann davon ausgegangen werden, dass die Zeitfestigkeit dieser gemäß (2.8) auf bis zu 72 MPa ansteigt. Ebenfalls kann für das Elektrobloch von mind. 300 MPa Zeitfestigkeit ausgegangen werden.

Dem Analyseansatz des Konzepts I folgend wird im ersten Schritt überprüft, ob die Nutzung von Symmetrien zulässig ist. Hierbei werden zwei verschiedene Ansätze überprüft: zum einen das Gesamtmodell inklusive aller Komponenten eines Segments, zum andern ein vereinfachtes Modell, bei welchem Klauenpolgrundkörper, Magnet und Welle vernachlässigt werden. Allen Modellen gemein ist, dass die Klauen per vorspannungsfreiem Reibkontakt mit der Bandage verbunden sind, vgl. Anhang Tabelle 11-2. Es zeigt sich, dass sowohl die Nutzung eines 1/32-Symmetriemodells als auch des vereinfachten Modells zulässig ist, vgl. Abbildung 3-17 und Abbildung 3-18.



**Abbildung 3-17: Berechnungsergebnisse des Konzepts IV: Vergleich der Aufweitung des Vollmodells des Klauenpolgrundkörpers sowie des 1/8- und 1/32-Symmetriemodells ohne Modellreduktion (oben) und mit Modellreduktion (unten)**

Die auftretenden Abweichungen aufgrund der Vernetzung bewegen sich für die Bandage im Bereich von  $\pm 3 \%$  sowie für die Klauen im Bereich von  $\pm 7 \%$ , wobei letzteres vor allem auf lokale Randeffekte zurückzuführen ist und ggf. durch eine Erhöhung der Netzfeinheit reduziert werden kann. Die Abweichung der Ergebnisse zwischen dem vollständigen und dem vereinfachten Modell beträgt für die Klauen  $\pm 3 \%$  und für die Bandage weniger als 1 %, siehe Abbildung 4-2. Daher wird im Weiteren für die Analyse des Modells das reduzierte 1/32-Modell genutzt.

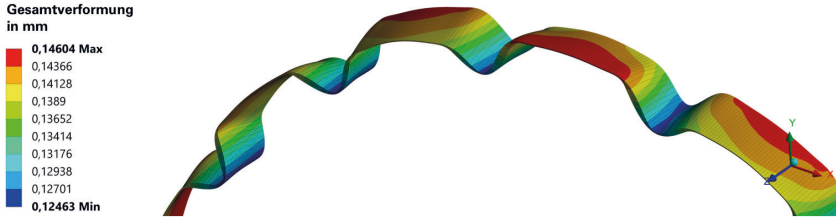


**Abbildung 3-18: Vergleich der Berechnungsergebnisse des Konzept IV: Erste Hauptspannung innerhalb der Klauen (oben) sowie Vergleichsspannung innerhalb der Bandage (unten)**

Bei eingehender Betrachtung von diesem zeigt sich, dass für die gewählte 1 mm starke Stahlbandage die radiale Aufweitung mit  $\approx 0,15$  mm vergleichsweise gering ist. Die auftretende VON-MISES-Vergleichsspannung von  $\approx 505$  MPa scheint für metallische Bandagen eine Herausforderung, da sich diese oberhalb der Streckgrenze und der Zeitfestigkeit der ausgewählten Metalltypen, vgl. Tabelle 2-18, befindet. Allerdings wirkt es, bei Betrachtung der einzelnen Spannungskomponenten im Hinblick auf CFK-Bandagen durchaus realistisch, die auftretenden Spannungen sowie die maximal zulässige Verformung einzuhalten. Unkritisch ist die Welle-Nabe-Verbindung per Presspassung, da die resultierende Vergleichsspannung im Elektroblech wellennah  $\approx 221$  MPa beträgt und somit unterhalb der Zeitfestigkeit für das Blech liegt.

Um die Eignung einer FKV-Bandage näher zu untersuchen, ist es notwendig, die auftretenden Versagensmechanismen zu identifizieren und geeignete Versagensmodelle anzuwenden. Hierzu wird in einem ersten Schritt die auftretende Verformung innerhalb der Bandage analysiert.

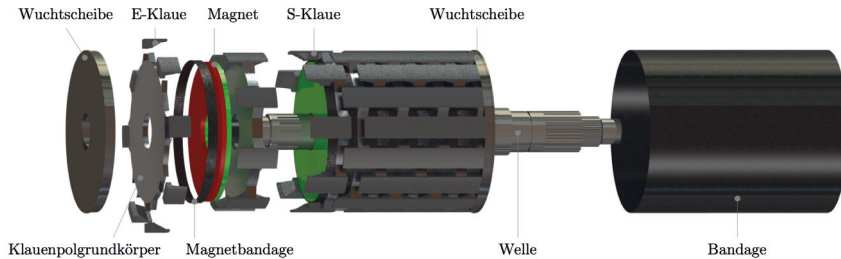
Aufgrund ihrer Form neigen die Klauen unter Rotationslast zum Verkippen, dies führt dazu, dass die Bandage im Bereich des Klauenfußes stärker gedehnt wird als im Bereich des Klauenendes. Aufgrund der alternierenden Anordnung der Klauen in Umfangsrichtung wird insgesamt der Bandage ein mäandernder S-Schlag aufgeprägt, siehe Abbildung 3-19. Ferner treten in den Bereichen, in denen die Klauenkanten in die Bandage gedrückt werden, hohe lokale Spannungen mit steilen Spannungsgradienten auf.



**Abbildung 3-19: Darstellung der überhöhten Gesamterformung eines Bandagenausschnitts unter Rotationslast**

### 3.3 WEITERENTWICKLUNG DES HYBRIDEN KLAUENPOLROTORS

Aufbauend auf dem obig dargestellten Hybrid-Konzept wurde das Design des Rotors weiterentwickelt, um sowohl die Fertigung zu vereinfachen als auch die Belastungen innerhalb der Bandage zu reduzieren. Gegenüber dem in Abbildung 3-16 dargestellten Rotormodell wurden daher einige Änderungen eingeführt, vgl. Abbildung 3-20.



**Abbildung 3-20: Explosionsdarstellung des finalen Rotordesigns**

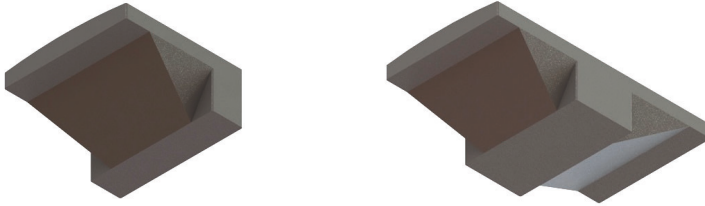
So wird im Folgenden zwischen sogenannten Endkappen-Klauen, kurz „*E-Klauen*“, und axial-symmetrischen Klauen, kurz „*S-Klauen*“, unterschieden, siehe Abbildung 3-21. S-Klauen können als Ersatz von je zwei E-Klauen in axialer Richtung gestaffelt eingesetzt werden. Die Einführung der S-Klauen dient dazu, das Verkippen der Klauen unter Rotationslast zu reduzieren. Mithin werden im Inneren des Motors zwei benachbarte Klauenpolgrundkörper (aus Elektroblech) zu einem zusammengefasst.

Zudem ist notwendig, am jeweiligen axialen Endsegment des Rotors E-Klauen einzusetzen, um den äußersten magnetischen Pol auszubilden. Die Klauengeometrie als solche wurde leicht überarbeitet, um dem SMC-Pressprozess gerecht zu werden und eine gleichmäßige Dichteverteilung, trotz unterschiedlicher lokaler Dicken zu gewährleisten, vgl. Abbildung 3-15 (links) und Abbildung 3-21 (links).

Ferner wurde eine Bandagierung der axialen Ringmagnete vorgesehen, um etwaigen Fehlern – die aus der notwendigen Nachbearbeitung des Innen- und Außendurchmessers resultieren können – vorzubeugen und etwaige Folgeschäden zu vermeiden.

In Kapitel 4 bis 7 wird im Folgenden numerisch und experimentell untersucht, welche der vielfältig existierenden FKV-Versagenskriterien in der Lage sind, die hier auftretenden Belastungen innerhalb der Bandage zu bewerten. Die Analysen werden unter Berücksichtigung

von fertigungstechnischen Aspekten sowie der Differenzierung zwischen E- und S-Klauen durchgeführt.



**Abbildung 3-21: 3D-Ansicht einer E-Klaue (links) und einer S-Klaue (rechts)**

## 4 VERSAGENSKRITERIEN FÜR DIE AUSLEGUNG VON DÜNNWANDIGEN FASER-KUNSTSTOFF-BANDAGEN

Faserverbunde weisen gegenüber den klassischen isotropen Konstruktionswerkstoffen wie Stahl oder Aluminium ein signifikant abweichendes Versagensverhalten auf. Unter Versagen wird im Rahmen dieser Arbeit das Bauteilversagen der Bandage im Sinne eines Berstens auf Strukturebene verstanden. Um dieses Versagen vorausberechnen zu können, werden entsprechende Versagenskriterien auf Makro- und Mesoebene betrachtet. Dabei bezieht sich die Makroebene auf die Gesamtstruktur bzw. die Einzelschicht innerhalb eines Laminates und die mesomechanischen Kriterien definieren Versagen auf der Größenskala Faser-Matrix. Im Folgenden werden die Versagensformen von FKV ohne Vorschädigung nach dem Stand der Technik beschrieben und es wird auf deren Besonderheiten eingegangen. Aufgrund der für die Fertigung der Bandage in Betracht kommenden Herstellungsverfahren beschränken sich die Untersuchungen auf Strukturen bestehend aus unidirektional abgelegten Faserlagen.

### 4.1 PHÄNOMENOLOGISCHE UNTERSCHIEDUNG DER BRUCHFORMEN

Bei Werkstoffen wird in der Regel zwischen Zug-, Druck- und Schubbrüchen unterschieden. Aufgrund des anisotropen Materialverhaltens von FKV wird bei mesoskopischen Versagenskriterien zusätzlich zwischen Versagen aufgrund von Belastungen in Faserrichtung ( $\parallel$ ) und senkrecht zur Faserrichtung ( $\perp$ ) differenziert. Dabei wird im Allgemeinen davon ausgegangen, dass unidirektional (UD) abgelegte Faserverbundeinzelschichten transversalisotropes Materialverhalten aufweisen. Diese Materialien zeigen folglich in den Ebenen senkrecht zur Faserrichtung isotropes Materialverhalten. Bezogen auf ein orthotropes Koordinatensystem mit den Achsen 1, 2 und 3 entspricht die 1-Richtung der  $\parallel$ -Richtung und die 2- resp. 3-Richtung einer  $\perp$ -Richtung, vgl. Abbildung 4-1.

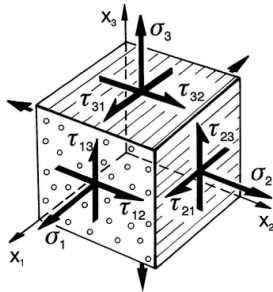
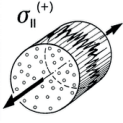
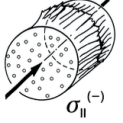
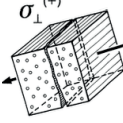
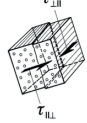
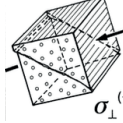


Abbildung 4-1: Repräsentatives Volumenelement eines UD-Laminats nach [108, S. 4]

Entsprechend den orthotropen Vorzugsrichtungen parallel und senkrecht zur Faser werden bei aktuellen mesoskopischen Versagensmodellen Faser- und Zwischenfaserbrüche unterschieden. Faserbrüche führen meist zum fatalen Bauteilversagen, bei dem Fasern durchtrennt bzw. zerstört werden und der Verbund seine Tragwirkung verliert. Zwischenfaserbrüche, bei denen ausschließlich Versagen in der Matrix auftritt, führen nicht zwangsläufig zu einem Verlust der Tragfähigkeit. Entsprechend CUNTZE [29] wird zwischen fünf

unabhängigen Versagensmodi unterschieden, wobei jedes dieser Modi eindeutig auf die wirkende Belastungsart zurückzuführen ist. Folglich ist es mittels der gewählten Einteilung möglich, bruchtypenbezogene Versagenskriterien zu entwickeln, welche im Folgenden vorgestellt werden, vgl. Tabelle 4-1.

**Tabelle 4-1: Einteilung der Belastungsarten und deren Auswirkungen nach [29]**

					
Belastungsart	Zug in Faserrichtung $\sigma_{\parallel}^{(+)}$	Druck in Faserrichtung $\sigma_{\parallel}^{(-)}$	Zug quer zur Faserrichtung $\sigma_{\perp}^{(+)}$	Schub parallel und quer zur Faserrichtung $\tau_{\parallel\perp}$	Druck quer zur Faserrichtung $\sigma_{\perp}^{(-)}$
Phänomenologie	Faserbruch sowie Faserauszug in einer Ebene senkrecht zur Faser	Faserknicken auf mikroskopischer Ebene, tlv. auch Matrixbruch in einer Ebene senkrecht zur Faser	Versagen von Faser-Matrix-Haftung im Faserbereich sowie reines Matrixversagen in einer Ebene parallel zu den Fasern und senkrecht zur Belastungsrichtung	Faserparalleles Abgleiten im Faser-Matrix-Grenzbereich sowie reiner Matrixbruch in einer Ebene parallel zu den Fasern	Faserparalleles Abscheren im Faser-Matrix-Grenzbereich sowie reiner Matrixbruch in einer Ebene parallel zu den Fasern und schräg zur Druckrichtung

## 4.2 MAKROMECHANISCHE VERSAGENSKRITERIEN

Unter dem Oberbegriff der makromechanischen Versagenskriterien werden pauschale Versagenskriterien klassifiziert, die auf der höchsten Abstraktionsebene für FKV angesiedelt sind. Dabei wird der FKV als homogenes anisotropes Kontinuum angesehen. In Konsequenz dieser Betrachtungsweise ist es makromechanischen Versagenskriterien nicht bzw. nur sehr eingeschränkt möglich, die in Tabelle 4-1 vorgestellten Bruchformen von FKV zu unterscheiden.

Innerhalb der makromechanischen Versagenskriterien wird zwischen interaktionslosen und interaktionsbehafteten Kriterien unterschieden, letztere berücksichtigen das Verhältnis aus resultierenden Normal- und Schubspannungen. Die hier betrachteten Versagenskriterien basieren auf einem Vergleich der vorherrschenden Spannungen resp. Dehnungen mit den ertragbaren Spannungen resp. Dehnungen des FKV.

### 4.2.1 MAXIMALSPANNUNGS- UND MAXIMALDEHNUNGSHYPOTHESEN

In Anlehnung an die für metallische Werkstoffe gebräuchlichen Festigkeitshypothesen existieren auch für anisotrope Materialien pauschale interaktionslose Festigkeitskriterien, die sog. Maximalspannungs- und Maximaldehnungshypothesen. Diese gehen im einfachsten Fall davon aus, dass die ertragbaren Spannungen resp. Dehnungen betragsmäßig unterhalb der ermittelten Bruchspannung resp. -dehnung liegen müssen, um ein Bauteil als sicher

einzustufen. Dabei wird zwischen Zug- und Druckspannungen<sup>19</sup> resp. -dehnungen unterschieden. Gemäß der Koordinatenbezeichnungen aus Abbildung 4-1 ergibt sich somit:

$$-R_i^{(-)} < \sigma_i < R_i^{(+)} \text{ für } i = 1,2,3; \quad (4.1)$$

$$|\tau_{ij}| < R_{ij} \text{ für } i, j = 1,2,3; i \neq j; \quad (4.2)$$

$$-\varepsilon_{Ri}^{(-)} < \varepsilon_i < \varepsilon_{Ri}^{(+)} \text{ für } i = 1,2,3; \quad (4.3)$$

$$|\gamma_{ij}| < \gamma_{Rij} \text{ für } i, j = 1,2,3; i \neq j; \quad (4.4)$$

wobei  $\sigma_i$  für die Spannungen in Hauptachsenrichtung  $i$ ,  $\tau_{ij}$  für die Schubspannungen in  $ij$ -Richtung steht. Die Festigkeiten des Verbundes werden mit  $R_i^{(\pm)}$ ,  $R_{ij}$  bezeichnet. Dehnungen in Hauptachsenrichtung werden mit  $\varepsilon_i$  und Schubverzerrungen mit  $\gamma_{ij}$  bezeichnet. Die korrespondierend ermittelten Bruchdehnungen des FKV mit  $\varepsilon_{Ri}^{(\pm)}$  sowie  $\gamma_{Rij}$ .

Die Maximalspannungs- und Maximaldehnungshypothese unterscheiden zwischen Zug- und Druckbrüchen in den drei Hauptachsenrichtungen sowie den Schubbrüchen in den 12-, 13-, 23- Wirkebenen. Da diese Kriterien interaktionslos sind, können kombinierte Zug/Druck-Schub-spannungszustände nicht sicher bewertet werden, denn überlagerte Spannungszustände können nachweislich Versagensrelevant sein, auch wenn die einzelnen Spannungskomponenten für sich gesehen jeweils als nicht versagenskritisch einzustufen sind. Beispielsweise kann eine durch Zugspannung überlagerte Schubspannung einzeln als nicht versagensrelevant eingestuft werden obwohl diese in Kombination sehr wohl Bauteilversagen hervorruft.

#### 4.2.2 INTERAKTIONSKRITERIUM NACH HILL

Das Versagenskriterium nach HILL ist für gewalzte anisotrope Stahlbleche entwickelt worden und stellt eine Anpassung der klassischen Gestaltänderungshypothese nach VON MISES für isotrope Werkstoffe dar. VON MISES nutzt eine kontinuumsmechanisch und energetisch begründete Vergleichsspannung  $\sigma_v$ , die in Relation zur in einachsigen Zugversuchen ermittelten, Streckgrenze resp. Zugfestigkeit gesetzt wird:

$$\begin{array}{l} \text{VON-} \\ \text{MISES} \end{array} \quad \sigma_v = \sqrt{\frac{1}{2} \left[ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 + 6 \left( \tau_{12}^2 + \tau_{23}^2 + \tau_{13}^2 \right) \right]}, \quad (4.5)$$

$$\frac{\sigma_v}{R} < 1.$$

Auf den ersten Blick ähnelt die Formel des HILL-Kriteriums in Form und Aufbau der des VON-MISES-Kriteriums. Im Gegensatz zum VON-MISES-Kriterium werden jedoch die einzelnen Summanden mit den werkstoffspezifischen Koeffizienten  $F$  und  $N$  gewichtet (4.6), die sich aus den experimentell bestimmten Zug- und Schubfestigkeiten ergeben. Diese Koeffizienten spiegeln somit den Einfluss der Anisotropie wider

<sup>19</sup> Festigkeitskennwerte werden in dieser Arbeit, wie in vielen Datenblättern üblich, als positive Kennwerte angegeben.

---


$$\begin{aligned}
 & 1 = F(\sigma_2 - \sigma_3)^2 + G(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + H(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + 2L\tau_{23}^2 + 2M\tau_{13}^2 + 2N\tau_{12}^2; \\
 \text{HILL} & \quad 2F = \frac{1}{R_2^2} + \frac{1}{R_3^2} - \frac{1}{R_1^2}; & \quad 2L = \frac{1}{R_{23}^2}; \\
 [58, \text{ S.} & \quad 2G = \frac{1}{R_3^2} + \frac{1}{R_1^2} - \frac{1}{R_2^2}; & \quad 2M = \frac{1}{R_{13}^2}; \\
 283\text{--}285] & \quad 2H = \frac{1}{R_1^2} + \frac{1}{R_2^2} - \frac{1}{R_3^2}; & \quad 2N = \frac{1}{R_{12}^2}.
 \end{aligned} \tag{4.6}$$


---

Mit Hilfe des HILL-Kriteriums wird somit ein interaktionsbehafteter Bruchkörper erzeugt, der die Anisotropie des Werkstoffs berücksichtigt. Es unterscheidet nicht zwischen Zug- und Druckfestigkeiten, weshalb von einem symmetrischen Bruchkörper auszugehen ist. Zudem kann keine Aussage über die auftretenden Bruchmoden, gemäß Tabelle 4-1, getroffen werden.

Eine Weiterentwicklung des HILL-Kriteriums stellt das HOFFMANN-Kriterium dar, welches durch Erweiterung der Koeffizienten  $F$  bis  $N$  die Berücksichtigung von unterschiedlichen Zug- und Druck-Eigenschaften ermöglicht und somit einen Bruchkörper erzeugt, der den Druckbereich realitätsnäher wiedergibt. [61, S. 203]

#### 4.2.3 INTERAKTIONSKRITERIUM NACH TSAI-WU

Das TSAI-WU-Kriterium basiert auf der von GOLDENBLAT und KOPNOV entwickelten Klasse tensorpolynomialer Fehlerkriterien, vgl. (4.7). Dabei repräsentieren in der allgemeinen Form  $\alpha, \beta$  und  $\gamma$  beliebig wählbare Koeffizienten und  $\Pi$  plastische Moduli [47]. Auch dieses Kriterium ist ein Pauschalkriterium, welches keinen Rückschluss auf Bruchmoden zulässt.

---


$$\begin{aligned}
 \text{GOLDENBLAT-} & \quad \sum_{i,j=1}^3 (\Pi_{ij}\sigma_{ij})^\alpha + \sum_{i,j,k,l=1}^3 (\Pi_{ijkl}\sigma_{ij}\sigma_{kl})^\beta \\
 \text{KOPNOV [50]} & \quad + \sum_{i,j,k,l,m,n=1}^3 (\Pi_{ijklmn}\sigma_{ij}\sigma_{kl}\sigma_{mn})^\gamma + \dots = 1
 \end{aligned} \tag{4.7}$$


---

Zur Vereinfachung der praktischen Anwendbarkeit beschreibt das TSAI-WU-Kriterium den Bruchkörper nur unter Verwendung von Tensoren zweiter und vierter Stufe, vgl. (4.9). Die Reihenentwicklung wird somit nach dem zweiten Term abgebrochen und gleichzeitig wird  $\alpha = \beta = 1$  gesetzt. Unter Verwendung einer pseudo-vektoriellen Darstellung mit

---


$$\begin{pmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \sigma_4 \\ \sigma_5 \\ \sigma_6 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \tau_{23} \\ \tau_{13} \\ \tau_{12} \end{pmatrix} \tag{4.8}$$


---

ergibt sich für den dreidimensionalen Fall folgende Grundgleichung [133, S. 59ff]:

---


$$\text{TSAI-WU} \quad f(\sigma_k) = \sum_{i=1}^6 F_i \sigma_i + \sum_{\substack{i,j=1 \\ j \neq i}}^6 F_{ij} \sigma_i \sigma_j = 1. \tag{4.9}$$


---



Diese allgemeine Formulierung wird für den 2D-Fall durch Annahme transversaler Isotropie und eines ebenen Spannungszustands in der 1-2-Ebene vereinfacht. Durch die üblicherweise getroffene Wahl des Interaktionskoeffizienten  $F_{12}$  wird sichergestellt, dass der Bruchkörper geschlossen ist [132], [133]

$$1 = F_1\sigma_1 + F_2\sigma_2 + F_{11}\sigma_1^2 + F_{22}\sigma_2^2 + F_{66}\tau_{12}^2 + 2F_{12}\sigma_1\sigma_2; \quad (4.10)$$

$$\text{Längszug- und -druckfestigkeit: } F_1 = \frac{1}{R_1^{(+)}} - \frac{1}{R_1^{(-)}}; \quad F_{11} = \frac{1}{R_1^{(+)}R_1^{(-)}}. \quad (4.11)$$

TSAI-WU

[132, S. 4ff]

$$\text{Querzug- und -druckfestigkeit: } F_2 = \frac{1}{R_2^{(+)}} - \frac{1}{R_2^{(-)}}; \quad F_{22} = \frac{1}{R_2^{(+)}R_2^{(-)}}. \quad (4.12)$$

$$\text{Schubfestigkeit: } F_{66} = \frac{1}{R_{12}^2}. \quad (4.13)$$

$$\text{Interaktionskoeffizient: } F_{12} \cong -\frac{1}{2}\sqrt{F_{11}F_{22}}. \quad (4.14)$$

Das TSAI-WU-Kriterium ist wie das HILL-Kriterium interaktionsbehaftet. Allerdings stößt es in der Praxis ebenfalls an Grenzen. So lässt sich nachweisen, dass die Anwendbarkeit im Fall von Faser-Druck- sowie überlagerten Druck-Schub-Brüchen eingeschränkt ist, da dies von der Faserablage getriebene Versagensphänomene sind, welche vom Kriterium nicht hinlänglich erfasst werden können [47], [132]. Insbesondere die übliche Wahl des Interaktionskoeffizienten  $F_{12}$ , die nicht mechanisch motiviert ist, kann zu einer Verschiebung der Bruchkurve in physikalisch nicht begründbare Bereiche führen. Eigentlich wäre es notwendig, den Interaktionskoeffizienten  $F_{12}$  mithilfe von biaxialen Zugversuchen zu bestimmen, wobei einschlägige Veröffentlichungen Details zu dieser experimentellen Untersuchung offen lassen, vgl. [55, S. 330], [140, S. 476].

#### 4.2.4 KRITISCHE WÜRDIGUNG DER MAKROMECHANISCHEN VERSAGENSKRITERIEN

Die vorgestellten Versagenskriterien stellen Entwicklungen aus den 1940er bis 1970er Jahren dar. Sie repräsentieren einen frühen Stand der Forschung an Versagenskriterien für Werkstoffe mit Anisotropien. Die Beschreibungen sind im Wesentlichen unter mathematischen Gesichtspunkten entwickelt worden, weshalb die resultierenden Bruchkörper zwar eine solide mathematische Beschreibung besitzen, jedoch teilweise Formen annehmen, die mechanisch nicht begründbar sind [47], [132]. Die Kriterien unterscheiden nicht zwischen verschiedenen Versagensmodi, daher lassen sie auch keine Rückschlüsse auf die Art des Versagens und dessen Auswirkung zu. Einen Überblick über die Eigenschaften der vorgestellten makromechanischen Versagenskriterien gibt Tabelle 4-2. Die Verläufe der zugeordneten Bruchkurven in ausgewählten Ebenen des Spannungsraums sind in Abbildung 4-2 dargestellt.

**Tabelle 4-2: Vergleich der makromechanischen Versagenskriterien**

	MAXIMALSPANNUNGS- und MAXIMALDEHNUNGS- HYPOTHESE	HILL-Kriterium	TSAI-Wu-Kriterium
Typ	Interaktionslos keine Interaktion zwischen den einzelnen Spannungskomponenten $\sigma_i$ und $\tau_{ij}$	Interaktionsbehaftet Verbindung zwischen $\sigma_i$ und $\tau_{ij}$ über Koeffizien- ten $F - N$	Interaktionsbehaftet Verbindung zwischen $\sigma_i$ und $\tau_{ij}$ über Koeffizien- ten $F_i - F_{ij}$
Art der Anisotropie	Orthotropie	Triklone Anisotropie	Triklone Anisotropie
Bruchkurvenform in der $\sigma_1$ - $\sigma_2$ -Ebene	Rechteckig	Oval, achsensymmetrisch	Oval, nicht achsensymmetrisch
Kontinuumsmecha- nisch begründet	Nein	Nein	Nein
Unterscheidung zwi- schen Druck und Zug Belastung	Ja	Nein	Ja
Bruchmoden Identifi- kation	Teilweise	Nein	Nein
Benötigte UD-Kennwerte	Zug-, Druck- und Schubfestigkeiten, resp. -dehnungen	Zug- und Schubfestig- keiten	Zug-, Druck- und Schubfestigkeiten

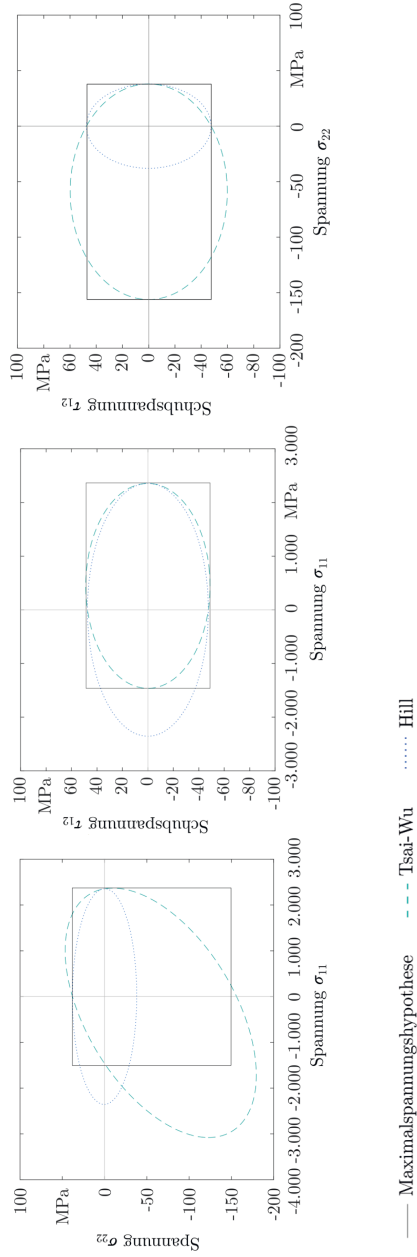


Abbildung 4-2: Bruchkurven der verschiedenen makromechanischen Versagenskriterien in ausgewählten Bruchebenen im Vergleich

### 4.3 MESOMECHANISCHE KRITERIEN

Gemäß der von MISHNAEVSKY erstellten Größenklassifikation ist die Mesoskala der Bereich von 0,001 bis 1 mm [88, S. 13]. Für Faserverbunde ist dies der Größenbereich, auf dem der heterogene Werkstoffaufbau aus Faser und Matrix zum Tragen kommt. Somit können Effekte, die sich aus der Faserarchitektur, der Faser-Matrix-Haftung sowie etwaigen mesoskopischen Fehlstellen (z.B. Poren und Einschlüssen im Matrixmaterial) ergeben, beobachtet werden. Da diese maßgeblich das Verbundverhalten beeinflussen, setzen mesomechanische Versagenskriterien auf dieser Ebene an und beziehen beobachtbare Versagensphänomene mit ein. Dabei ist den vorgestellten mesomechanischen Versagenskriterien gemein, dass versucht wird, die Phänomenologie des Materialversagens auf der Mesoskala mathematisch zu beschreiben. Es muss jedoch davon ausgegangen werden, dass keines der vorgestellten Kriterien alle möglichen Einflussfaktoren und Bruchphänomene bei FKV erfassen und beschreiben kann, vgl. [79, S. 965].

#### 4.3.1 VERSAGENSKRITERIUM NACH HASHIN

HASHIN legt die Grundlage für die Klasse der sog. physikalisch begründeten Versagenskriterien<sup>20</sup>, indem er zwischen vier verschiedenen Brucharten: Faserzug-/druckbruch sowie Matrixzug- und -druckbruch unterscheidet. Zur mathematischen Beschreibung nutzt HASHIN „Invarianten“<sup>21</sup> ( $I_i^H$  mit  $i = 1, 2, \dots, 5$ ) des Spannungstensors, wobei zu beachten ist, dass diese nur invariant bzgl. einer Drehung um die Faserrichtung (1-Richtung) sind.

HASHIN argumentiert, dass die Herangehensweise von TSAI-WU zwar zu einer glatten Bruchkurve führt, diese allerdings nicht physikalisch begründet ist, da sie insbesondere eine in seinen Augen für das Versagen unzulässige Kopplung von faserparallelen und faser senkrechten Zug- und Druckspannungen beinhaltet. [55, S. 330]

Es ist zu beachten, dass HASHIN sich bei der Formulierung seines Kriteriums auf einen isolierten rein UD verstärkten Faserverbund bezieht. Bei der Anwendung des HASHIN-Kriteriums, vgl. (4.15)-(4.19), auf UD-Lagen in einem Mehrschichtverbund kann der Einfluss der benachbarten Lagen nicht berücksichtigt werden.

---


$$\begin{aligned}
 I_1^H &= \sigma_1; \\
 I_2^H &= \sigma_2 + \sigma_3; \\
 I_3^H &= \tau_{23}^2 - \sigma_2 \sigma_3 \text{ bzw.} \\
 I_3^H &= \frac{1}{4}(\sigma_2 - \sigma_3)^2 + \tau_{23}^2;
 \end{aligned} \tag{4.15}$$

HASHIN

[55, S. 330]

$$I_4^H = \tau_{12}^2 + \tau_{13}^2;$$

$$I_5^H = 2\tau_{12}\tau_{23}\tau_{13} - \sigma_2\tau_{13}^2 - \sigma_3\tau_{12}^2.$$

$$\text{Faserzugbruch } \sigma_1 > 0: \quad 1 = \left(\frac{I_1^H}{R_1^{(*)}}\right)^2 + \frac{I_3^H}{R_{12}^2}. \tag{4.16}$$

$$\text{Faserdruckbruch } \sigma_1 < 0: \quad 1 = \frac{I_4^H}{R_1^{(-)}}. \tag{4.17}$$


---

<sup>20</sup> Der Begriff physikalisch begründete Versagenskriterien (physical based failure criteria) ist in der aktuellen Literatur weit gebräuchlich, auch wenn nach Ansicht des Autors eher von phänomenologisch begründeten Versagenskriterien gesprochen werden sollte.

<sup>21</sup> Die Invarianten nach HASHIN werden mit dem Superskript  $I^H$  gekennzeichnet

$$\text{Matrix-Zugbruch } \sigma_2 + \sigma_3 > 0: \quad 1 = \left( \frac{I_2^H}{R_2^{(+)}} \right)^2 + \frac{I_3^H}{R_{23}^2} + \frac{I_4^H}{R_{12}^2}. \quad (4.18)$$

Matrix-Druckbruch  $\sigma_2 + \sigma_3 < 0$ :

$$1 = \left( \frac{I_2^H}{R_2^{(-)}} \right) \left[ \left( \frac{R_2^{(-)}}{2R_{23}} \right)^2 - 1 \right] + \left( \frac{I_2^H}{4R_{23}^2} \right) + \frac{I_3^H}{R_{23}^2} + \frac{I_4^H}{R_{12}^2}. \quad (4.19)$$

Gemäß HASHIN ist für einen Faserdruckbruch einzig die Normalspannung  $\sigma_1$  verantwortlich, vgl. (4.17), während bei einem Faserzugbruch zusätzlich die Schubspannungen  $\tau_{12}$  und  $\tau_{13}$  berücksichtigt werden müssen, (4.16). [55, S. 330]

Im Zusammenhang mit Matrixbrüchen in der faserparallelen Ebene deutet HASHIN bereits in seinen Ausführungen an, dass diese Bruchebene um den Bruchwinkel  $\theta$  gegenüber der 1-2- bzw. 2-3-Ebene gedreht sein kann. Dementsprechend wäre es vorteilhaft, ein Kriterium zu wählen, das sich in Anlehnung an die MOHRSCHE-Festigkeitshypothese auf die Spannungen  $\sigma_{n1}, \sigma_{nt}, \sigma_{nn}$  in der Bruchebene bezieht, vgl. Abbildung 4-3. [55, S. 332].

Da dies jedoch mit der Lösung eines Extremwertproblems verbunden ist, wird dieser Ansatz von HASHIN als zu kompliziert angesehen und zum Zeitpunkt der Vorstellung seines Kriteriums nicht weiterverfolgt. Stattdessen nutzt HASHIN mit (4.19) für den Matrix-Druckbruch und (4.18) für den Matrix-Zugbruch, Formulierungen die vom Bruchwinkel unabhängig sind.

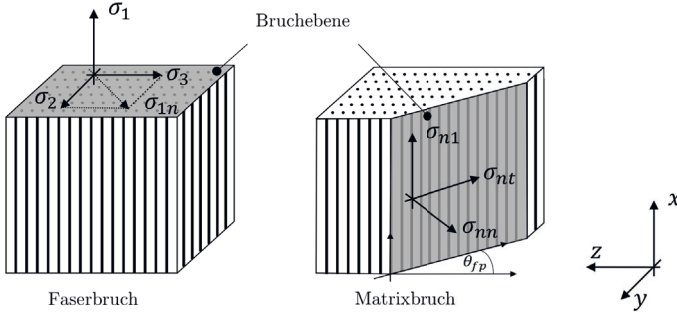
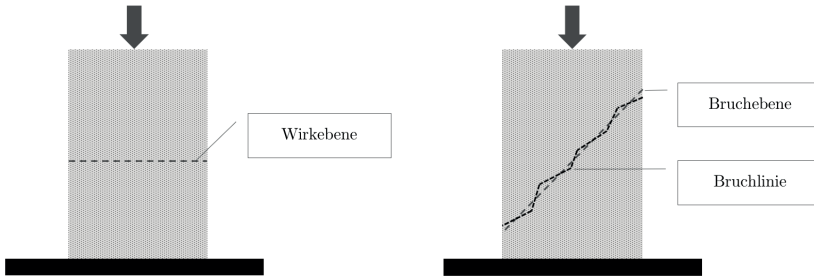


Abbildung 4-3: Bruchebenen nach HASHIN

#### 4.3.2 VERSAGENSKRITERIUM NACH PUCK

PUCK greift für Zwischenfaserbrüche die von HASHIN zurückgestellten Ansätze der Versagensrelevanz der Spannungen in der Bruchebene wieder auf und erweitert diese [55, S. 331]. Ausgangspunkt für die Betrachtung ist die Unterscheidung zwischen Wirk- und Bruchebenen, in Anlehnung an die Theorie von MOHR. Demnach führt unter einachsiger Druckbelastung nicht die Druckspannung zum Versagen, sondern die um  $45^\circ$  gedrehte maximale Schubspannung ( $\tau_{max} = \sigma/2$ ), vgl. Abbildung 4-4. Dabei stellt sich ein charakteristischer Bruchwinkel  $\theta_{fp}$  ein, mit dem die Bruchebene gegenüber der Wirkebene verdreht ist.  $\theta_{fp}$  repräsentiert den Winkel, bei dem die in der Bruchebene wirkenden Spannungen  $\sigma_{nn}$ ,  $\tau_{nt}$  und  $\tau_{n1}$  den Bruch auslösen, vgl. Abbildung 4-4. Üblicherweise stellt sich bei einachsiger belasteten UD verstärkten Faserverbunden ein Bruchwinkel  $\theta_{fp}$  von  $30^\circ$  bis  $55^\circ$  ein.


**Abbildung 4-4: Versagen von Faserverbunden unter Druckbelastung**

Zur Herstellung eines Zusammenhangs zwischen den in der Bruchebene wirkenden Spannungen  $\sigma_{nn}$ ,  $\tau_{nt}$  und  $\tau_{n1}$  und dem Bruchgeschehen führt PUCK den Begriff des „Bruchwiderstandes der Wirkebene“ ein:

„Der Bruchwiderstand der Wirkebene ist derjenige Widerstand, den eine Schnittebene ihrem Bruch infolge einer einzelnen auf ihr wirkenden Spannung ( $\sigma_{nn}$  oder  $\tau_{nt}$  oder  $\tau_{n1}$ ) entgesetzt.“ [108, S. 117]

Die Bruchwiderstände in der Wirkebene kennzeichnet er durch das Superskript  $A$ :  $R_{\perp}^{(+A)}$ ,  $R_{\perp\parallel}^A$  und  $R_{\perp\perp}^A$ . Dabei weist PUCK darauf hin, dass  $R_{\perp\parallel}^A = R_{21}$  und  $R_{\perp}^{(+A)} = R_2^{(+)}$  gesetzt werden können<sup>22</sup>. Aufgrund der Herausforderungen, die mit der empirischen Ermittlung von  $R_{\perp\perp}^A$  einhergehen, empfehlen PUCK die Nutzung von quer-Druckversuchen unter  $\sigma_2^{(-)}$  Belastung, da diese zwangsläufig eine quer/quer-Schubbeanspruchung hervorrufen. Unter Berücksichtigung der inneren Reibung sollte als rechnerische Größe  $R_{\perp\perp}^A < 1/2 \cdot R_1^{(-)}$  herangezogen werden, vgl. [108, S. 119 ff].

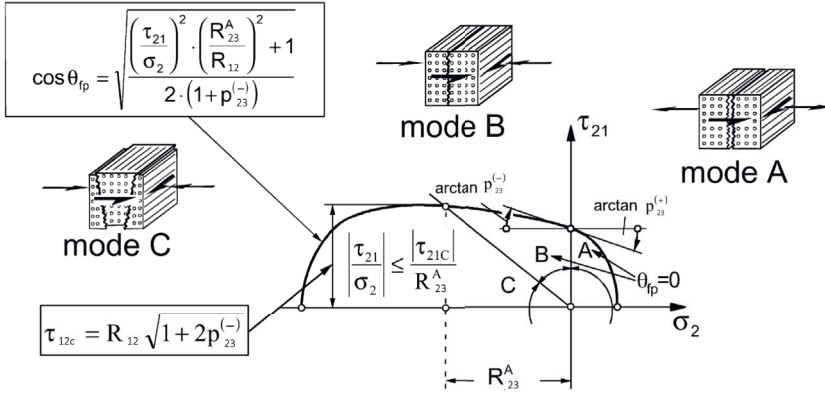
Die in Abhängigkeit von  $\theta$  wirkenden Spannungen  $\sigma_{nn}$ ,  $\tau_{nt}$  und  $\tau_{n1}$  werden gemäß (4.20) ermittelt.

$$\begin{bmatrix} c^2 & s^2 & 2cs & 0 & 0 \\ -sc & sc & c^2 - s^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & s & c \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{21} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sigma_n \\ \tau_{nt} \\ \tau_{n1} \end{pmatrix}. \quad (4.20)$$

mit  $c = \cos(\theta)$  und  $s = \sin(\theta)$

Ausgehend von diesen Überlegungen zum Zwischenfaserbruch unterscheidet PUCK letztlich zwischen drei Ausprägungsformen, die sie: Mode A, Mode B und Mode C nennen. An dieser Stelle sei auf seine ausführlichen Beschreibungen für den ebenen [108, S. 15ff] und räumlichen Spannungszustand [108, S. 115] verwiesen. Dabei wird die ZFB-Auslastung  $f(\theta)$  durch Drehung von  $\theta$  im Raum von 0 bis 180° maximiert. Bildlich dargestellt sind die drei ZFB-Modi für den ebenen Spannungszustand in Abbildung 4-5.

<sup>22</sup> Unter der Voraussetzung das der 3. Satz seiner Bruchhypothese [108, S. 115] gilt, d.h. der Bruchwiderstand ist gegen  $\tau_{\perp\parallel}$  höher als gegen  $\sigma_{\perp}^{(+)}$ .


 Abbildung 4-5: ZFB-Moden gemäß PUCK im  $\sigma_2$ - $\tau_{21}$  Spannungsraum [109, S. 373f.]

Die dargestellte Bruchkurve stellt den Schnitt des Bruchkörpers im  $\sigma_2$ - $\tau_{21}$ -Spannungsraum dar. Es ist ersichtlich, dass über das von PUCK eingeführte Steigungsmaß  $p_{12}^{(\pm)}$  der Verlauf der Bruchkurve sowohl im Druck- als auch im Zugbereich angepasst werden kann. In analoger Weise führen sie das Steigungsmaß  $p_{23}^{(\pm)}$  ein. Da die empirische Ermittlung der Steigungsmaße sehr aufwendig ist, wird auf Basis der bisherigen Datenlage empfohlen, für CF/EP-Verbunde Werte zwischen 0,25 und 0,30 für  $p_{23}^{(\pm)}$  zu verwenden, wobei  $p_{23}^{(+)} = p_{23}^{(-)}$  gesetzt wird. Für  $p_{12}^{(+)}$  und für  $p_{12}^{(-)}$  werden Werte von 0,35 resp. 0,3 empfohlen. [109, S. 376]

$$\text{Faserzugbruch } \sigma_1 > 0: \quad 1 = \frac{1}{\varepsilon_1^{(+)}} \left( \varepsilon_1 + \frac{v_{12}^F}{E_1^F} m_{\sigma F} \sigma_2 \right). \quad (4.21)$$

$$\text{Faserdruckbruch } \sigma_1 < 0: \quad 1 = \frac{1}{\varepsilon_1^{(-)}} \left( \varepsilon_1 + \frac{v_{12}^F}{E_1^F} m_{\sigma F} \sigma_2 \right). \quad (4.22)$$

$$\text{Zwischenfaserbruch: } \max f(\theta) = 1, \\ \text{für } \sigma_n(\theta) > 0,$$

$$f(\theta) = \sqrt{\left[ \left( \frac{1}{R_2^{(+)\psi}} - \frac{p_{2\psi}^{(+)}}{R_{23}^A} \right) \sigma_n(\theta) \right]^2 + \left( \frac{\tau_{nt}(\theta)}{R_{23}^A} \right)^2 + \left( \frac{\tau_{n1}(\theta)}{R_{12}^A} \right)^2 + \frac{p_{2\psi}^{(+)}}{R_{23}^A} \sigma_n(\theta)}; \quad (4.23)$$

PUCK  
[60, S.  
845 ff]

$$\text{für } \sigma_n(\theta) < 0, \\ f(\theta) = \sqrt{\left( \frac{\tau_{nt}(\theta)}{R_{23}^A} \right)^2 + \left( \frac{\tau_{n1}(\theta)}{R_{12}^A} \right)^2 + \left[ \frac{p_{2\psi}^{(-)}}{R_{23}^A} \right]^2 \sigma_n(\theta)^2 + \frac{p_{2\psi}^{(-)}}{R_{23}^A} \sigma_n(\theta)}; \quad (4.24)$$

$$\frac{p_{2\psi}^{(+)}}{R_{23}^A} = \left( \frac{p_{23}^{(+)}}{R_{23}^A} \cos^2 \psi + \frac{p_{12}^{(+)}}{R_{12}^A} \sin^2 \psi \right); \quad \frac{p_{2\psi}^{(-)}}{R_{23}^A} = \left( \frac{p_{23}^{(-)}}{R_{23}^A} \cos^2 \psi + \frac{p_{12}^{(-)}}{R_{12}^A} \sin^2 \psi \right); \quad (4.25)$$

$$\text{mit } \psi = \arctan \frac{\tau_{n1}}{\tau_{nt}};$$

$$R_{23}^A = \frac{R_2^{(-)}}{2(1 + p_{23}^{(-)})}; \quad R_{12}^A = R_{12} \text{ sowie } R_2^{(+)\psi} = R_2^{(+)}; \quad (4.26)$$

Für Faserbrüche empfiehlt PUCK ein dehnungsbasiertes Kriterium. Dabei führt er ergänzend den Spannungsüberhöhungsfaktor  $m_{\sigma f}$  ein, um transversale Spannungen berücksichtigen zu können. Dieser sollte für Kohlenstofffasern mit 1,1 angenommen werden. [108, S. 73 ff]

PUCK hat das Kriterium seit der erstmaligen Vorstellung 1996 [108] weiterentwickelt, an dieser Stelle sei auf die entsprechend aktuellen Hintergründe in [110] verwiesen.

#### 4.3.3 VERSAGENSKRITERIUM NACH LANGLEY RESEARCH CENTER – LARC 05

Neben PUCK gelten auch die Versagenskriterien des LANGLEY RESEARCH CENTER, auch bekannt unter den Abkürzungen LARC 02 bis 05 [31], [32], [105], [106], als vergleichsweise ausgereift. Hier wird detailliert die aktuelle Variante, das LARC 05, nach PINHO ET AL. betrachtet [105].

Die LARC-Versagenskriterien wurden beständig weiterentwickelt, wobei bei der Weiterentwicklung hin zu Version LARC 05, insbesondere das Verhalten von FKV unter out-of-plane- sowie in-plane-Druckbelastungen im Vordergrund stand. Das Kriterium berücksichtigt zudem nicht-lineare Effekte, die unter hydrostatischem Druck auftreten, vgl. [105, S. 2317 f.]. Zudem inkludieren PINHO ET AL. ein Kriterium zur Behandlung von Faserdruckbruch in axialer Richtung; hierbei unterscheiden sie die Versagensfälle Faser-Matrix-Spalten sowie Faser-Ausknicken. Da im Rahmen der betrachteten Aufgabenstellung eine Druckbelastung in Faserrichtung ausgeschlossen ist, wird hier für diese Belastung auf eine nähere Ausführung verzichtet und auf die entsprechende Literaturstelle, vgl. [105, S. 2322 f.], verwiesen.

Für den Faserzugbruch nutzen PINHO ET AL. eine vergleichsweise einfache Formulierung, die auf dem Maximalspannungskriterium beruht, vgl. (4.27). [107]

Im Hinblick auf matrixdominiertes Versagen folgt das LaRC 05-Kriterium den Ausführungen von PUCK. D.h., auch bei diesem Kriterium wird mittels der Lösung eines Extremwertproblems die maximale Anstrengung in Abhängigkeit vom Winkel zwischen der Wirk- und der Bruchebene ermittelt. Im Gegensatz zu PUCK wird dieser Winkel nicht mit  $\theta$  sondern mit  $\alpha$  bezeichnet, vgl. (4.20). Unter der Verwendung der gleichen Notation wie im PUCK-Kriterium gibt PINHO ET AL. die Bruchbedingung für den Matrix-Bruch gemäß (4.28) an. Dabei nutzt er Föppl Klammern im abschließenden Term, um zwischen Matrixzug- und -druckbruch zu unterscheiden. In (4.28) führt PINHO ET AL. zudem die Reibungsparameter  $\eta_T$  und  $\eta_L$  ein. Dabei ist  $\eta_T$  abhängig vom ermittelten Bruchwinkel  $\alpha_0$ , wohingegen  $\eta_L$  eine Materialkonstante ist, die für ausgewählte Materialien Tabelle 11-3 entnommen werden kann.

---


$$\text{Faserzugbruch: } \sigma_1 > 0: FI_{FT} = 1 = \frac{\sigma_1}{R_1^{\frac{1}{4}}}. \quad (4.27)$$

$$\text{Matrix-Bruch: } \max_{\alpha} FI_M(\alpha) = 1,$$

$$\text{LARC 05} \quad FI_M(\alpha) = \left( \frac{\tau_{nt}}{R_{23}^{is} - \eta_T \sigma_N} \right)^2 + \left( \frac{\tau_{n1}}{R_{12}^{is} - \eta_L \sigma_N} \right)^2 + \left( \frac{\langle \sigma_N \rangle_+}{R_2^{is}} \right)^2; \quad (4.28)$$

$$\langle \sigma_N \rangle_+ = \max \{0, \sigma_N\};$$

$$\eta_T = -\frac{1}{\tan(2\alpha_0)}. \quad (4.29)$$


---



Das LARC 05-Kriterium geht in seinen Betrachtungen von sog. In-Situ-Festigkeiten aus, gekennzeichnet über das Superskript <sup>is</sup>. Dies sind die jeweiligen Festigkeiten innerhalb einer Schicht eines Faserverbands. Hintergrund für diese Annahme sind bruchmechanische Überlegungen. So ist nach PINHO ET AL. davon auszugehen, dass die Festigkeit jeder einzelnen Schicht des Verbunds von der jeweiligen Position im Verbund beeinflusst wird. Dabei werden vier Lagenaufbautypen unterschieden: UD-Aufbauten, dicke Lagen innerhalb eines Verbunds, dünne Lagen innerhalb eines Verbunds und Lagen an der Oberfläche eines Verbunds. Die entsprechenden Umrechnungen der Festigkeiten können [105, S. 2321] entnommen werden.

PINHO ET AL. gehen in ihrem Kriterium auch explizit auf Fehlerpropagation innerhalb von mehrschichtigen FKV ein, vgl. [105, S. 2324 ff]. Angesichts des hier zu untersuchenden UD-Lagenaufbaus wird auf diese Darstellung verzichtet.

#### 4.3.4 VERSAGENSKRITERIUM NACH CUNTZE

Das Versagenskriterium nach CUNTZE, nutzt wie bereits HASHIN, eine Formulierung mit Hilfe von Invarianten<sup>23</sup>. Die Invarianten des CUNTZE-Kriteriums werden im Rahmen dieser Arbeit mit dem Superskript <sup>c</sup> gekennzeichnet.

CUNTZE verfolgt eine pragmatische Herangehensweise, sodass sein Versagenkriterium auf fünf zu ermittelnden Festigkeiten  $R_1^{(+)}, R_1^{(-)}, R_2^{(+)}, R_2^{(-)}, R_{12}$  aufgebaut werden kann, vgl. Tabelle 4-1. [27, S. 1083], [29, S. 348], [30, S. 497]

$$\begin{aligned} I_1^c &= \sigma_1; \\ I_2^c &= \sigma_2 + \sigma_3; \\ I_3^c &= \tau_{13}^2 + \tau_{12}^2; \\ I_4^c &= (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + 4\tau_{23}^2; \\ I_5^c &= (\sigma_2 - \sigma_3)(\tau_{13}^2 - \tau_{12}^2) - 4\tau_{23}\tau_{13}\tau_{12}. \end{aligned} \quad (4.30)$$

$$\begin{aligned} \text{Faserzugbruch - FF1: } Eff^{1\sigma} &= \frac{(\epsilon_1 + |\epsilon_1|)E_1^{(+)}}{2R_1^{(+)}} = 1, \\ \text{mit } E_1^{(+)} &= FVG \cdot E_1^f. \end{aligned} \quad (4.31)$$

$$\text{Faserdruckbruch - FF2: } Eff^{1\tau} = \frac{-\sigma_1 + |\sigma_1|}{2R_1^{(-)}} = 1. \quad (4.32)$$

CUNTZE  
[30, S. 497]

$$\text{Zwischenfaserzugbruch - IFF1: } Eff^{2\sigma} = \frac{\left(I_2^c + \sqrt{I_4^c}\right) + \left|I_2^c + \sqrt{I_4^c}\right|}{4R_2^{(+)}} = 1. \quad (4.33)$$

$$\text{Zwischenfaserschubbruch - IFF2: } Eff^{12} = \frac{\sqrt[3]{I_5^c/2 + b_{12}(I_2^c I_3^c - I_5^c)}}{R_{12}^{(+)}} = 1. \quad (4.34)$$

$$\text{Zwischenfaserdruckbruch - IFF3: } Eff^{2\tau} = \frac{\left[(b_2^- - 1)I_2^c + b_2^- \sqrt{I_4^c}\right]}{R_2^{(-)}} = 1; \quad (4.35)$$

$$\text{mit } b_{12} = \frac{1 - \left(\frac{\tau_{12}}{R_{12}}\right)^2}{2\sigma_2^{(-)}\tau_{12}^2/R_{12}^3} \quad \text{und } b_2^- = \frac{1 + (\sigma_2^{(-)} + \sigma_3^{(-)})/R_2^{(-)}}{(\sigma_2^{(-)} + \sigma_3^{(-)})/R_2^{(-)} + \sqrt{(\sigma_2^{(-)} + \sigma_3^{(-)})^2}/R_2^{(-)}}. \quad (4.36)$$

<sup>23</sup> Invariant bzgl. einer Drehung des Koordinatensystems um die Faserrichtung.

Das Kriterium unterscheidet zwischen zwei Faserbruchmoden (FF) sowie drei Zwischenfaserbruchmoden (IFF). Dabei führt CUNTZE für jeden Modus die effektive Anstrengung  $Eff^{(mode)}$  ein, siehe (4.31) bis (4.35). Versagen tritt im jeweiligen Modus für  $Eff^{(mode)} = 1$  ein, für Werte  $< 1$  nicht. Analog zu PUCKS Steigungsparametern nutzt auch CUNTZE im Falle von Schub- bzw. Druck induziertem ZFB zusätzliche Curvfitting-Parameter  $b_{12}$  und  $b_2^z$ , vgl. (4.36). Diese können in mehraxialen Versuchen ermittelt werden, oder aber für CFK innerhalb der sicheren Grenzen von  $0,05 < b_{12} < 0,15$  und  $1,0 < b_2^z < 1,15$  angenommen werden. [30, S. 499]

Das Versagenskriterium führt als einziges der im Rahmen dieser Arbeit betrachteten mesomechanischen Versagenskriterien die gemäß (4.31) bis (4.35) ermittelten Anstrengungen zu einem sog. Effektiven Reservefaktor  $Eff_{res}$  zusammen (4.37). Dabei nutzt CUNTZE den Ausrundungsfaktor  $\hat{m}$ , der entweder mittels „Curve fitting“ ermittelt oder in Anlehnung an [28, S. 35], [30, S. 500] zwischen 2 und 3,1 gewählt wird.

---

CUNTZE [30, S. 500]	$Eff_{res}^{\hat{m}} = \sum_{i=1}^{mode} (Eff^{(mode)}).$	(4.37)
------------------------	---	--------

---

#### 4.3.5 VERSAGENSKRITERIUM NACH VOGLER

VOGLER entwickelte ein Versagenskriterium, welches zentrale Aspekte von HASHIN, PUCK und CUNTZE aufgreift. Dabei betrachtet VOGLER insbesondere das transversalisotrope, nichtlineare, elasto-plastische Materialverhalten von Faserverbunden unter dreidimensionaler Last [137, S. 50]. Den Ansätzen von HASHIN und CUNTZE folgend, schlägt die Gruppe um VOGLER die Nutzung eines quadratischen Invariantenkriteriums für den ZFB vor, hier gekennzeichnet durch das Superskript <sup>V</sup> [18, S. 104].

---

VOGLER [18, S. 104]	$I_1^V = \left( \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2} \right)^2,$ $I_2^V = \tau_{12}^2 + \tau_{13}^2,$ $I_3^V = \sigma_2 + \sigma_3.$	(4.38)
------------------------	---	--------

---

Dabei unterscheidet das Kriterium zwischen zug- und druckinduzierten Faser- und Zwischenfaserbrüchen. VOGLER betrachten intensiv das Versagensverhalten von Faserverbunden unter Faserdruckbelastung. So stellen sie einen Ansatz vor, um das Faserknicken modellieren zu können. Da dieses Verhalten für den gegebenen Belastungsfall von nachrangiger Bedeutung ist, wird für weitere Details auf die entsprechenden Textpassagen in [18, S. 94 ff] verwiesen und in nachfolgender Übersicht auf die Darstellung des Teilaspekts verzichtet.

Die Formulierungen nach VOGLER greifen auf die üblichen Materialparameter wie Festigkeit und Dehnung  $\epsilon_{R1}^{(+)}, R_2^{(+)}, R_2^{(-)}, R_{12}, R_{23}$  sowie auf den biaxialen Materialparameter  $R_B^{(\pm)}$  zurück. Die mit  $\alpha_{ij}$  bezeichneten Koeffizienten stellen den Bezug zu den ermittelten Verbundfestigkeiten her.

Da der biaxiale Materialparameter  $R_B^{(\pm)}$  schwer zu bestimmen ist, empfehlen VOGLER die vereinfachte Nutzung von off-axis-Tests, die einen matrixdominierten Bruchmodus zeigen. Allerdings geht mit der Nutzung dieser Materialkennwerte eine Reduzierung der Vorhersagegenauigkeit einher [18, S. 106].

---


$$\text{Faserzugbruch: } f_f = \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_{R1}^{(\pm)}} \leq 1. \quad (4.39)$$

$$\text{Zug-Zwischenfaserbruch } I_3^V > 0: \quad (4.40)$$

$$f_m = \alpha_1 I_1^V + \alpha_2 I_2^V + \alpha_3^+ I_3^V + \alpha_{23}^+ I_3^{V2} \leq 1;$$

VOGLER

$$\text{Druck-Zwischenfaserbruch } I_3^V < 0: \quad (4.41)$$

[18, S. 105]

$$f_m = \alpha_1 I_1^V + \alpha_2 I_2^V + \alpha_3^- I_3^V + \alpha_{23}^- I_3^{V2} \leq 1;$$

$$\alpha_1 = \frac{1}{R_{23}^2}; \quad \alpha_3^{(\pm)} = \frac{1}{2R_B^{(\pm)}} - 2\alpha_{23}^{(\pm)} R_B^{(\pm)};$$

$$\alpha_2 = \frac{1}{R_{12}^2}; \quad \alpha_{23}^{(\pm)} = \frac{1 - \frac{R_2^{(\pm)}}{2R_B^{(\pm)}} - \alpha_1 \frac{R_2^{(\pm)2}}{4}}{R_2^{(\pm)2} - 2R_2^{(\pm)} R_B^{(\pm)}}. \quad (4.42)$$


---

#### 4.3.6 KRITISCHE WÜRDIGUNG DER MESOMECHANISCHEN VERSAGENSKRITERIEN

Die vorgestellten Versagenskriterien nach HASHIN, PUCK, CUNTZE, LARC 05 und VOGLER stellen einen Auszug des aktuellen Stands der Forschung auf dem Feld der phänomenologisch begründeteren mesomechanischen Versagenskriterien dar. Die Arbeiten gelten derzeit als die zuverlässigsten Kriterien für die Auslegung von FKV. Um einen entsprechenden Vergleich bemühten sich insbesondere HINTON, KADDOUR und SODEN, welche im Rahmen des World-Wide Failure Exercise (WWFE II) [59] die Versagenskriterien erstmals untereinander verglichen. Da die Versagenskriterien nach LARC 05 sowie VOGLER erst nach 2010 veröffentlicht wurden, sind diese noch nicht Bestandteil des WWFE II.

Tabelle 4-3 gibt einen vergleichenden Überblick über die vorgestellten Versagenskriterien. Es ist ersichtlich, dass HASHIN als Vorreiter bei der Einteilung der Versagensarten sowie der Formulierung mittels Invarianten zu sehen ist. Neuere Ansätze etwa nach PUCK, CUNTZE und LARC 05, verwenden HASHINS Ansätze konsequent weiter und variieren die betrachteten Versagensmodi. Von den dargestellten Versagenskriterien ist einzig das LARC 05-Kriterium in der Lage, bei Anwendung auf mehrschichtige Verbunde die Position der betrachteten Schicht innerhalb des Verbundes zu berücksichtigen.

Der Vergleich zeigt zudem, dass bis auf VOGLER alle Autoren bei der Formulierung ihrer Kriterien klassische – in einachsigen Zug- und Druckversuchen ermittelte – Materialkennwerte verwenden. Für Parameter, die eigentlich in mehrachsigen Versuchen ermittelt werden sollten, werden von den Autoren auf Erfahrung basierende Werte bzw. Wertebereiche empfohlen.

Zudem kann festgestellt werden, dass nur CUNTZE mit Hilfe einer Interaktionsgleichung (4.37) die Anstrengungen in den einzelnen Versagensmodi zu einem Effektivem Reservefaktor  $Eff_{res}$  zusammenfasst.

Eine Einschränkung, die für alle Versagenskriterien außer dem LARC 05 Kriterium gilt, ist die ausschließliche Betrachtung von einschichtigen UD-Verbunden. Etwaige mehrlagige Verbunde sowie textiltechnische Weiterverarbeitung der Verbunde und daraus resultierende Koppeffekte werden von den anderen vorgestellten Versagenskriterien nicht abgedeckt. Dies stellt in Bezug auf die hier betrachtete Auslegung der Bandage von Elektromotoren

jedoch keine Einschränkung dar, da experimentell einzig einschichtige UD-Verbunde untersucht werden.

**Tabelle 4-3: Vergleich der mikromechanischen Versagenskriterien**

	HASHIN	PUCK	LARC 05	CUNTZE	VOGLER
Anzahl der unterschiedlichen Versagensarten/-modi	4	4	4	5	4
Beschreibung des Versagens auf:	Schichtebene	Schichtebene	Schicht- und Verbundebene	Schichtebene	Schichtebene
Invarianten basiert	5 Invarianten $I^H$	Nein	Nein	5 Invarianten $I^C$	3 Invarianten $I^V$
Extremalwertproblem für ZFB	Nein	Ja	Ja	Nein	Nein
Gesamtanstrengung pro Schicht	Nein	Nein	Nein	Ja	Nein
Versagenskriterium für Faserzugbruch	Spannungsbasiert	Dehnungsbasiert mit Spannungsüberhöhungsfaktor	Spannungsbasiert	Dehnungsbasiert (Faserdehnung)	Dehnungsbasiert
Interaktion von Normalspannung und Schubspannung bei Zwischenfaserdruckbruch	Nein	Ja $p_{12}^{(\pm)}, p_{23}^{(\pm)}$	Ja $\eta_L, \eta_T$	Ja $b_2^{\pm}, b_{21}$	Ja $R_B^{(\pm)}$
Beachtung der Position der Schicht im Verbund	Nein	Nein	Ja über Anpassungsfaktoren	Nein	Nein
Unterscheidung zwischen dicken und dünnen Laminaten	Nein	Nein	Ja über Anpassungsfaktoren	Nein	Nein
Benötigte Materialkennwerte	$R_1^{(\pm)}, R_2^{(\pm)}, R_{12}, R_{23}$	$R_2^{(\pm)}, R_{12}, R_{23}, \varepsilon_{R1}^{(\pm)}, \nu_{12}^F, E_1^F, p_{12}^{(\pm)}, p_{23}^{(\pm)}$	$R_1^{(\pm)}, R_2^{(\pm)}, R_{12}, R_{23}, \eta_L, \eta_T, \alpha_0$	$R_1^{(\pm)}, R_2^{(\pm)}, R_{12}, FVG, E_1^F$	$R_1^{(\pm)}, R_2^{(\pm)}, R_{12}, R_{23}, R_B^{(\pm)}, \varepsilon_{R1}^{(\pm)}$

## 5 AUSLEGUNG DES ROTORS

Ausgehend von dem in Kapitel 3.3 vorgestellten finalen Klauenpolrotorkonzept und den in Kapitel 4 eingehend erläuterten Versagensmechanismen und -kriterien für FKV wird in diesem Kapitel die detaillierte Auslegung des Klauenpolrotors vorgestellt. Die Ergebnisse dienen als Grundlage für die spätere Fertigung der Prototypen sowie den Abgleich der Auslegungsergebnisse mit eigens an Testrotoren durchgeführten Schleudertests.

Bei der Auslegung der Rotorbandage ist es notwendig, eine Reihe von Aspekten in die Überlegungen mit einzubeziehen. Daher werden im Rahmen dieses Kapitels zunächst gezielt die einzelnen Einflussparameter:

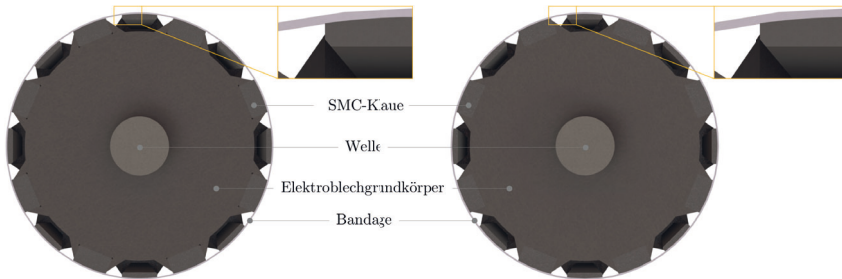
- Bandagenaufbau, -form und -dicke sowie Klauengeometrie,
- Kontakteigenschaften zwischen Bandage und Klauen,
- externe magnetische Kräfte auf die Klauen,
- Vorspannung innerhalb der Bandage aufgrund des Herstellungs- und Fügeprozesses sowie der Rotortemperatur und
- etwaige mehrlagige dünnwandige Lagenaufbauten

getrennt voneinander untersucht.

### 5.1 VORSTELLUNG DES BERECHNUNGSMODELLS

Die Auslegung der Bandage erfolgt mittels der FEM-Software ANSYS WORKBENCH 18.1 im Zusammenspiel mit der CAD Software SOLIDWORKS 2016. Aus Effizienzgründen wird auf die Untersuchung des Vollmodells verzichtet. Vielmehr wird, wie bereits in Kapitel 3.2.2 dargestellt, ein repräsentatives 1/32-Symmetriemodell genutzt, vgl. Abbildung 3-17. Dieses Vorgehen erlaubt es, die Berechnungszeit signifikant zu verkürzen.

Ein Aspekt, der vom Berechnungsmodell berücksichtigt wird, ist die Bandagenform, die sich durch den Fertigungsprozess einstellt. So wird üblicherweise bei der Auslegung von Bandagen davon ausgegangen, dass diese eine kreisrunde Form aufweisen. Diese Annahme gilt jedoch nur für Bandagen die während der Fertigung eine nahezu geschlossene Oberfläche umschließen. Aufgrund der in Umfangsrichtung inhomogenen Gestaltung der Klauenpolrotor-Oberfläche ist diese Annahme nicht zwangsläufig zutreffend. Vielmehr muss davon ausgegangen werden, dass bei einem direkten Wickelprozess auf die Rotoroberfläche keine ideal kreisförmige Bandage entsteht. So legt sich die Bandage im Bereich der Klauen zwar entsprechend einer Kreissegmentoberfläche ab, im Bereich des Luftspalts (zwischen den Klauen) weist die Bandage hingegen einen geradlinigen Verlauf auf. Dementsprechend wird hier von einer polygonalen Bandage ausgegangen, vgl. Abbildung 5-1.



**Abbildung 5-1: Vergleich polygonale (links) und kreisrunde (rechts) Bandagenform**

### 5.1.1 VERSAGENSKRITERIEN

Die Auswertung der Versagenskriterien erfolgt mittels ANSYS Workbench 18.1. Hierfür wurde ein APDL-Skript erarbeitet, welches jeweils die Anstrengung innerhalb der Bandage mittels:

- MAXIMALSPANNUNGSHYPOTHESE,
- MAXIMALDEHNUNGSHYPOTHESE,
- HILL-Kriterium,
- TSAI-WU-Kriterium,
- HASHIN-Kriterium,
- PUCK-Kriterium,
- LARC 05-Kriterium,
- CUNTZE-Kriterium und
- VOGLER-Kriterium

berechnet. Ferner werden über die CAD-Schnittstelle von ANSYS Workbench und SolidWorks zielgerichtete Parameterstudien durchgeführt.

### 5.1.2 MATERIALKENNWERTE

Als Materialkennwerte für die CFK-Bandage werden die für TORAYCA T800SC mit ARALDITE LY 556 und XB 3473 ermittelten Kennwerte genutzt, vgl. Kapitel 2.6.5. Für die SMC-Klauen werden die Materialkennwerte von SOMALOY 700HR 3P verwendet, vgl. Kapitel 2.4.3. In einigen der untersuchten Fälle wird zusätzlich eine GFK-Schicht berücksichtigt, die Kennwerte für diese können Tabelle 11-5 entnommen werden.

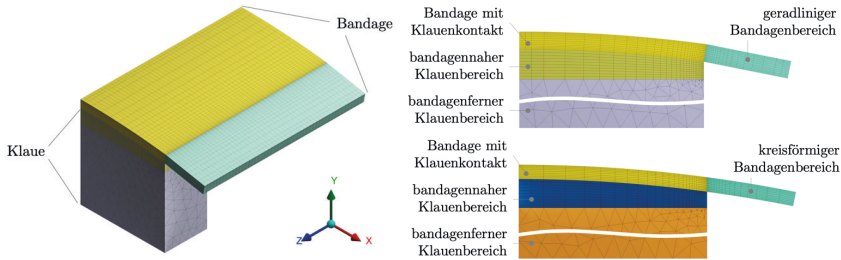
### 5.1.3 VERNETZUNG UND ELEMENTTYPEN

Die Vernetzung des Modells erfolgte mittels des in ANSYS WORKBENCH integrierten Vernetzers. Innerhalb der Bandage kommen ausschließlich Quaderelemente mit quadratischem Ansatz (SOLID186-Elemente) zum Einsatz. Mit diesem Elementtyp können anisotropes Materialverhalten, Plastizität, Hyperplastizität, Versteifungen, Kriechen sowie große Dehnungen und Durchbiegungen berücksichtigt werden [4].

Die Klauen sind in einen bandagennahen und bandagenfernen Bereich unterteilt, siehe Abbildung 5-2. Der bandagennahe Bereich wird mittels Quaderelementen mit quadratischem Ansatz vernetzt, wobei sichergestellt ist, dass im Kontaktbereich eine kongruente Vernetzung vorliegt. Dadurch ist es möglich, die Knoten im Kontaktbereich direkt miteinander zu koppeln. Für den bandagenfernen Bereich der Klauen werden Tetraederelemente mit quadratischem Ansatz genutzt.

Die entsprechenden Konvergenzuntersuchungen an E- und S-Klauen zeigen, dass es notwendig ist, über die Bandagendicke 0,08 mm dicke Elemente zu verwenden. In

Umfangsrichtung erfolgt eine gestaffelte Unterteilung in den Bereich direkt unter der Klaue und den freien Raum neben der Klaue. Unterhalb der Klaue wurde die Bandage in 30 Elemente mit einer Wachstumsrate (engl. aspect ratio) von 1,15 zum rechten Klauenrand definiert. Der sich anschließende freie Raum wurde in 20 Elemente unterteilt, mit einer Wachstumsrate von 1,2 in Klauenrichtung. Die Bandage wurde ferner in axialer Richtung in 50 Elemente unterteilt. Das entstehende FE-Modell besteht somit aus 31.800 Elementen und 139.089 Knoten für die Bandage sowie 38.629 Elementen und 100.508 Knoten für die Klaue.



**Abbildung 5-2:** Vernetztes 1/32-Symmetriemodell der kreisrunden Bandage in isometrischer Ansicht (links), Vergleich der kreisrunden und der polygonalen Bandage in der X-Y-Ebene (rechts)

#### 5.1.4 KONTAKT-DEFINITION

Die in ANSYS WORKBENCH definierten Kontakteinstellungen sind in untenstehender Tabelle zusammengefasst. Zwischen Bandage und Klaue wurde ein reibungsbehafteter Kontakt definiert, wobei der Einfluss des Haftreibungswerts in weiterführenden Untersuchungen überprüft wird. Toleranzwert und Pinball Bereich sind Software spezifische Einstellungen, um die Kontaktfindung bei Definition von Übermaßen zu erleichtern. Ein Kontaktsteifigkeitsfaktor von 0,1 ermöglicht im hier vorliegenden Beispiel das robuste Erreichen der Konvergenz.

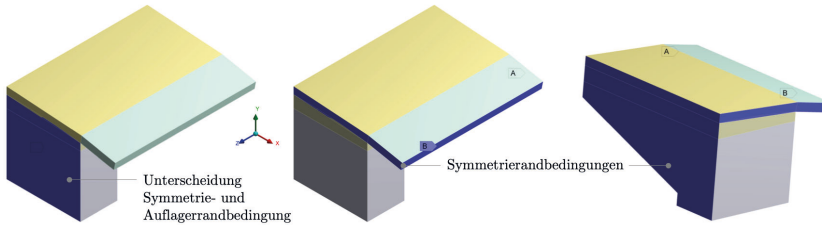
**Tabelle 5-1:** Kontaktdefinitionen des 1/32-Symmetrie-Modells

Kontaktkörper:	Klaue	Zielkörper:	Bandage
Typ:	reibungsbehafteter Kontakt	Toleranzwert:	0,15 mm
Algorithmus:	Augmented Lagrange	Reibungskoeffizient:	0,2 – 0,36
Verhalten:	Asymmetrisch	Pinball Bereich:	0,15 mm
Kontaktsteifigkeit aktualisieren:	Jede Iteration	Kontaktsteifigkeitsfaktor:	0,1
Kontaktbehandlung: Ohne Vorspannung	Auf Berührung anpassen	Kontaktbehandlung: Vorspannung	Definierter radialer Versatz

### 5.1.5 LAGERUNG

Der Lagerung des Modells kommt vor dem Hintergrund des 1/32-Symmetriemodells sowie der Unterscheidung zwischen E- und S-Klauen eine gehobene Bedeutung zu. Für die Bandage wurden umlaufend Symmetrierandbedingungen definiert, siehe Abbildung 5-3.

Für die S-Klaue wird die X-Y-Ebene als Symmetrieebene angesehen, entsprechende Randbedingungen werden definiert. Für die E-Klaue werden in dieser Ebene die Randbedingungen derart definiert, dass eine Verschiebung in positive z-Richtung behindert wird, während eine Verschiebung in negative z-Richtung möglich ist<sup>24</sup>. Zur Berücksichtigung der Symmetrie in Umfangsrichtung wurden ebenfalls entsprechende Symmetrierandbedingungen definiert, vgl. Abbildung 5-3.



**Abbildung 5-3: Lagerungsdefinition der Klauen und der Bandage**

## 5.2 PRINZIPIELLES SPANNUNGS-VERFORMUNGS-VERHALTEN

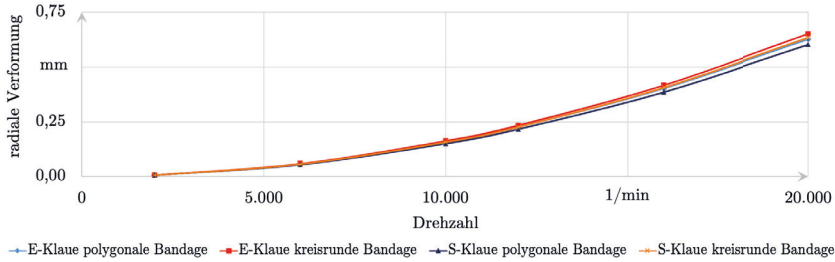
Im Folgenden werden exemplarisch ausgewählte Ergebnisse für das Spannungs-Verformungs-Verhalten einer umfangsgewickelten CFK-Rotorbandage dargestellt. Dabei werden je zwei unterschiedliche Modellierungsansätze für die Bandagenform (polygonal bzw. kreisförmig) sowie für die E- und S-Klauen berücksichtigt. Bei der Darstellung der Ergebnisse konzentriert sich dieser Abschnitt auf diejenigen Spannungen, die aufgrund ihrer Höhe wesentlichen Einfluss auf das Versagen haben. Ein qualitativ ähnliches Verhalten wird auch bei Variation von z.B.: Bandagendicke, Bandagenwerkstoff, Reibungsparametern, Magnetkräften und Bandagenaufbau beobachtet. Auf eine ausführliche Darstellung aller Ergebnisse wird jedoch verzichtet. Vielmehr werden Detailanalysen für die o.g. Einflussfaktoren in Abschnitt 5.3 bis 5.7 vorgestellt.

### 5.2.1 EINFLUSS DER ROTATIONSGESCHWINDIGKEIT AUF DIE VERFORMUNG

Bei Betrachtung der maximalen radialen Verformung in Abhängigkeit von der Drehzahl zeigt sich über alle vier Kombinationen aus Bandagenform und Klauentyp eine Zunahme der radialen Verformung mit dem Quadrat der Rotationsgeschwindigkeit, siehe Abbildung 5-4. Die Unterschiede aus Modellierung und Klauenform in Bezug auf die radiale Verformung liegen bis zur hier relevanten Drehzahl von 12.000 1/min innerhalb eines Intervalls mit einer Breite von unter zwei hundertstel Millimetern.

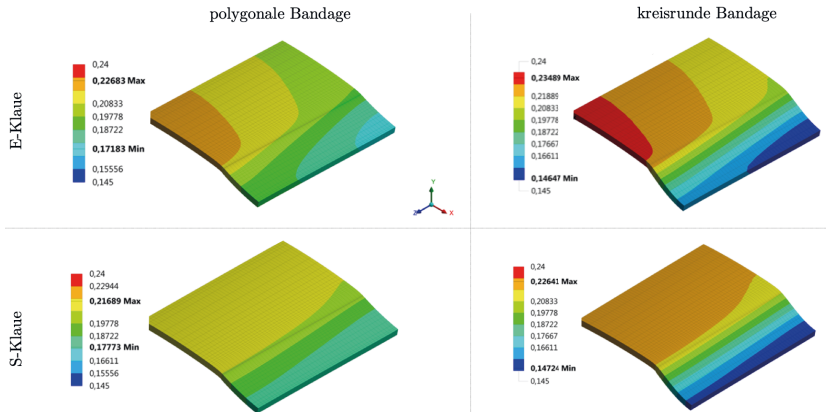
<sup>24</sup> Ein sog. „starrs Auflager“ gemäß ANSYS





**Abbildung 5-4:** Entwicklung der radialen Verformung der Bandage über der Drehzahl; bei einer Bandagendicke von 0,8 mm und einem  $\mu$  von 0,36

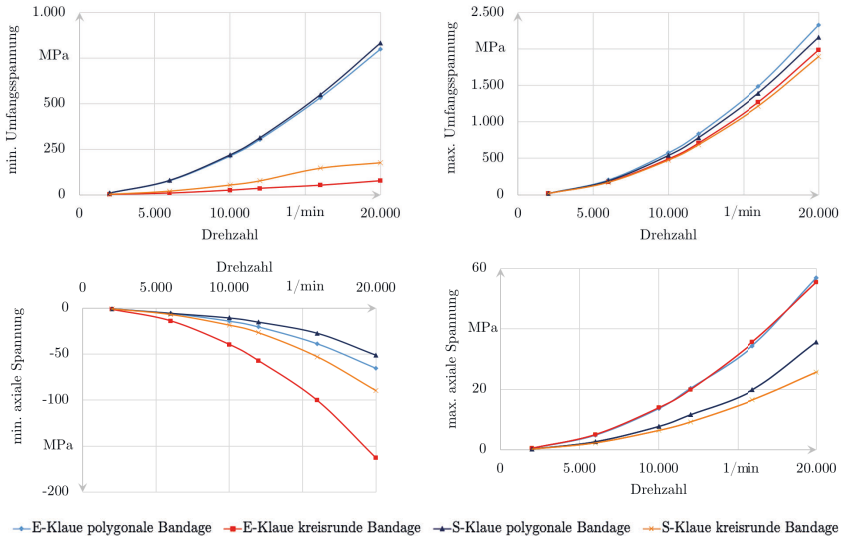
Die Erweiterung der Betrachtung auf das gesamten Verformungsfeld der Bandage zeigt eine deutliche Abhängigkeit der Ergebnisse von der Klauenform (E-Klaue resp. S-Klaue), siehe Abbildung 5-5. Dabei ist zu beobachten, dass der qualitative Verformungsverlauf weitgehend unabhängig von der Bandagenmodellierung ist. Insbesondere bei S-Klauen weist der Gradient der Verformung einen flacheren Verlauf als bei E-Klauen auf.



**Abbildung 5-5:** Vergleich der Verformung polygonaler und kreisrunder Bandagen mit E- und S-Klauen bei 12.000 1/min, einer Bandagendicke von 0,8 mm und einem  $\mu$  von 0,36

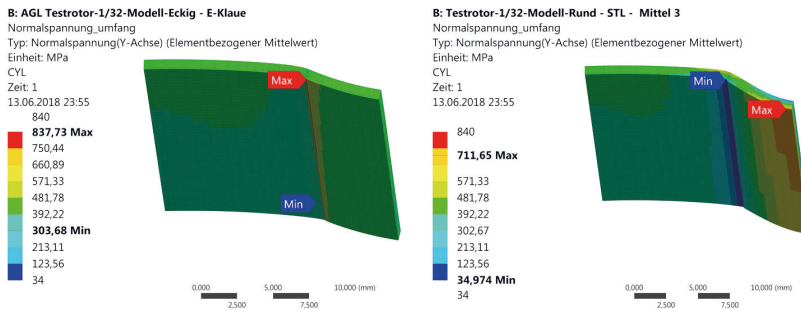
### 5.2.2 EINFLUSS DER ROTATIONSGESCHWINDIGKEIT AUF DIE SPANNUNGEN

Ein vergleichbares Verhalten ist bei allen Spannungskomponenten zu beobachten. So weisen die Verläufe der Kräfte in Druck- und Zugrichtung, quadratisches Verhalten in Bezug zur Rotationsgeschwindigkeit auf, vgl. Abbildung 5-6. In Bezug auf die maximalen tangentialen, radialen und axialen Spannungen sticht das Modell der E-Klaue mit polygonaler Bandage hervor, da hier jeweils der höchste Spannungswert auftritt. Im Vergleich dazu weist über alle Modellierungsansätze hinweg die S-Klaue mit kreisrunder Bandagenform die geringsten maximalen Spannungen auf.

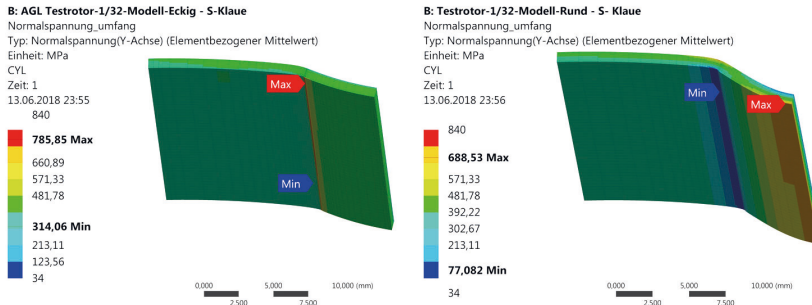


**Abbildung 5-6: Entwicklung der Umfangsspannung und der axialen Spannung innerhalb der Bandage über die Drehzahl bei einer Bandagendicke von 0,8 mm und einem  $\mu$  von 0,36**

Die Betrachtung der Spannungskomponenten in der Bandage belegt die bereits in Kapitel 3.2.3 festgestellten Besonderheiten. So treten in den Bereichen der Klauenkanten hohe lokale Spannungen mit steilen Spannungsgradienten in Umfangs- und Dickenrichtung auf, vgl. Abbildung 5-7 und Abbildung 5-8. Der Vergleich der Spannungen über alle Komponenten hinweg zeigt, dass die Art der Bandage maßgeblichen Einfluss auf die Verteilung der Spannungen innerhalb der Bandage hat. Besonders deutlich wird dies beim Vergleich der Ausprägung der Umfangsspannungen, siehe Abbildung 5-7 und Abbildung 5-8.

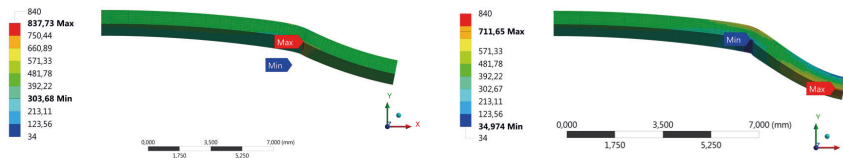


**Abbildung 5-7: Vergleich der Umfangsspannung einer polygonalen (links) und einer kreisrunden (rechts) Bandage mit E-Klauen bei 12.000 1/min, einer Bandagendicke von 0,8 mm und einem  $\mu$  von 0,36**



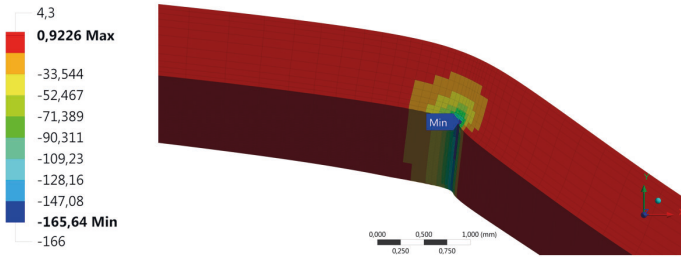
**Abbildung 5-8: Vergleich der Umfangsspannung einer polygonalen (links) und einer kreisrunden (rechts) Bandage mit S-Klauen bei 12.000 1/min, einer Bandagen- dicke von 0,8 mm und einem  $\mu$  von 0,36**

Auffälligster Unterschied ist die Lage der Maxima und Minima. So liegen diese bei den Modellen mit polygonaler Bandagenform in unmittelbarer Nähe zur Klauenkante, während das Maximum bei Modellen mit kreisrunder Bandagenform fern von dieser liegt. Dabei ist die maximal auftretende Spannung bei der polygonalen Bandage immer größer als bei der kreisrunden Bandage, vgl. Abbildung 5-6. Dies lässt erwarten, dass in den Modellen mit polygonaler Bandagenform zumeist eine höhere Auslastung der Bandage errechnet wird. Ferner zeigen die Modelle mit kreisrunder Bandage das Charakteristikum, dass die höchsten Belastung entlang der Umfangsrichtung sowohl am Bandageninnen- als auch -außendurchmesser verlaufen, wohingegen bei der polygonale Bandagenform das Maximum der Umfangsspannung im Kontaktbereich der Bandage mit der Klauenkante auftritt, vgl. Abbildung 5-9.



**Abbildung 5-9: Vergleich der Umfangsspannung einer polygonalen (links) und einer kreisrunden (rechts) Bandage mit E-Klauen bei 12.000 1/min, einer Bandagen- dicke von 0,8 mm und einem  $\mu$  von 0,36**

Die Betrachtung der Belastung in Dickenrichtung zeigt einen Spannungsverlauf, der einer HERTZSCHEN Pressung ähnelt, siehe Abbildung 5-10. Dabei ist festzuhalten, dass die lokal auftretenden maximalen Druckspannungen für die kreisrunde Bandage nahezu Faktor 2 über denen der polygonalen Bandage liegen.



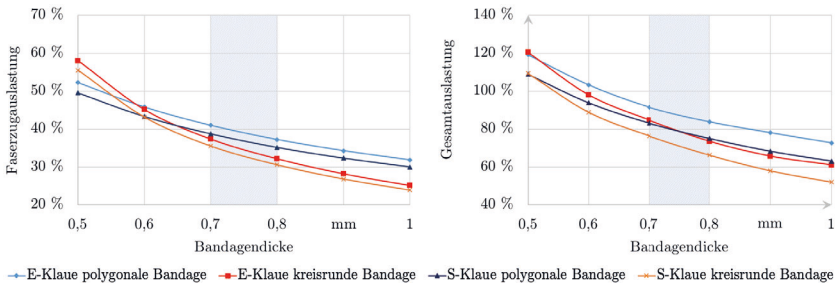
**Abbildung 5-10: Radiale Spannung einer kreisrunden Bandage mit E-Klauen bei 12.000 1/min, einer Bandagendicke von 0,8 mm und einem  $\mu$  von 0,36**

### 5.3 UNTERSUCHUNG DER BANDAGENDICKE

Da die Bandagendicke maßgeblichen Einfluss auf die erreichbare Rotordrehzahl hat, wird im Rahmen dieses Unterkapitels untersucht, welche Bandagendicke notwendig ist, um den Belastungen bei maximaler Drehzahl sicher standzuhalten. Hierfür wurden sechs unterschiedliche Bandagendicken bei den vier zu betrachteten Modellen (zwei Klauenformen, zwei Modellierungsvarianten der Bandage), bei jeweils reiner UD-Wicklung betrachtet. Für den Kontakt wurde ein Reibwert von  $\mu = 0,36$  angenommen. Bis zu einer Rotordrehzahl von 12.000 1/min (Schleuderdrehzahl gemäß Tabelle 2-2) darf kein Versagen auftreten.

In Abbildung 5-11 ist die maximale Auslastung nach PUCK bzgl. Faser- und Zwischenfaserbruch bei Variation der Bandagendicke dargestellt. Es ist ersichtlich, dass bei einer Bandagendicke von mehr als 0,7 mm weder mit Faser- noch mit Zwischenfaserbruch zu rechnen ist.

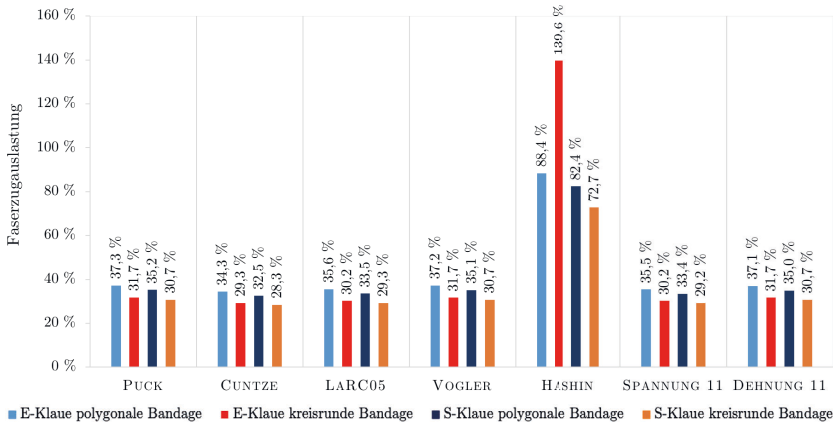
Eine Gegenüberstellung der Graphen in Abbildung 5-11 zeigt, dass die Kurven für gleiche Modellierungsansätze (kreisförmige resp. polygonale Bandagenform) nahezu parallel verlaufen. Dabei liegen die maximalen Werte für die E-Klaue jeweils oberhalb derer für die S-Klaue. Entsprechend der dargestellten Ergebnisse sollte eine Bandagendicke von 0,7 bis 0,8 mm angestrebt werden.



**Abbildung 5-11: Vergleich der Entwicklung der Auslastung gemäß PUCK über die Bandagendicke sowie die vier Modellierungsansätze bei 12.000 1/min und  $\mu$  von 0,36**

Abbildung 5-12 und Abbildung 5-13 stellen die maximalen Faserzug- und Gesamtauslastungen gemäß den einzelnen betrachteten Versagenskriterien bei einer Bandagendicke von

0,8 mm gegenüber. Bei einer Betrachtung der maximalen Faserzugauslastung zeigt sich, dass bis auf das HASHIN-Kriterium vergleichbare Auslastungen berechnet werden. Mit dem HASHIN-Kriterium werden 2- bis 5-fache höhere maximale Faserzugauslastungen berechnet. Dies liegt darin begründet, dass HASHIN in Faserrichtung nicht nur die reine Zugbelastung  $\sigma_{11}$  berücksichtigt, sondern zusätzlich die in 1-2- und 1-3-Richtung wirkenden Schubbelastungen mit einbezieht, vgl. (4.15) und (4.16). Im vorliegenden Anwendungsfall führt diese Annahme trotz vergleichsweise geringem  $\sigma_{11}$  von 840 MPa sowie  $\tau_{12}$  von 76 MPa und  $\tau_{13}$  von 25 MPa zu einer im Vergleich zu den anderen Modellen sehr hohen Auslastung in Faserrichtung sowie großen Unterschieden zwischen den Kriterien. Alle anderen Modelle weisen im Mittel eine Faserzugauslastung von 32,6 % auf. Die Auslastungen der spannungsbasierten Kriterien liegen dabei um ca. 1 Prozentpunkt niedriger als die der dehnungsbasierten Ansätze.



**Abbildung 5-12: Vergleich der maximalen Faserzugauslastungen bei einer Bandagendicke von 0,8 mm bei 12.000 1/min und  $\mu$  von 0,36<sup>25</sup>**

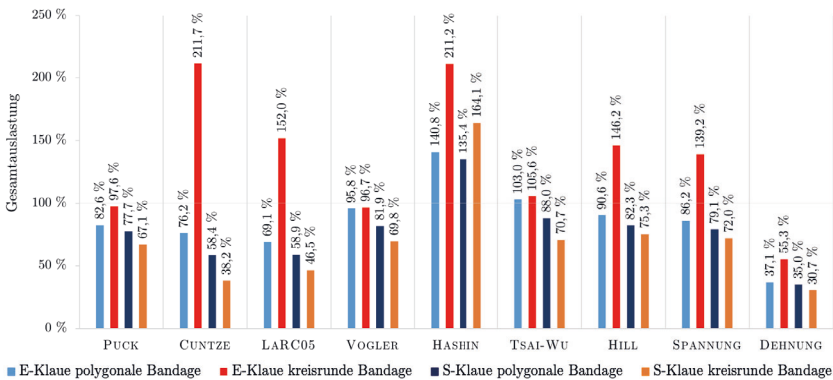
Eine Gegenüberstellung der maximalen Anstrengung unter Berücksichtigung von Faser- und Zwischenfaserbruch zeigt signifikante Unterschiede zwischen den Versagenskriterien und innerhalb dieser zwischen den Simulationsmodellen, siehe Abbildung 5-13. Dabei treten insbesondere bei den Modellen mit E-Klauen und kreisrunder Bandage große Differenzen zwischen den maximalen Anstrengungswerten auf. So weisen die Kriterien nach PUCK, VÖGLER und TSAI-WU vergleichsweise geringe Abweichungen der Gesamtauslastung auf, welche zwischen 1 Prozentpunkt und 9 Prozentpunkten schwanken. Hingegen weisen die Gesamtauslastungen nach CUNTZE, LARC 05, HASHIN, HILL und der MAXIMALSPANNUNGSHYPOTHESE eine sehr starke Abhängigkeit von der Bandagenform insbesondere bei der kreisrunden Bandagenform auf. Dies ist auf eine relativ starke Gewichtung der Schubspannungen<sup>26</sup>  $\tau_{13}$  und  $\tau_{23}$  zurückzuführen. Es werden Auslastungen von teils über 211 % errechnet, welche

<sup>25</sup> Im Folgenden wird zur Differenzierung zwischen Faserzugauslastung und Gesamtauslastung in den Abbildungen verkürzend die Bezeichnung „Spannung 11“ resp. „Spannung“ für die MAXIMALSPANNUNGSHYPOTHESE sowie „Dehnung 11“ resp. sowie „Dehnung“ für die MAXIMALDEHNUNGSHYPOTHESE verwendet.

<sup>26</sup> Bezogen auf das Materialkoordinatensystem

ein eindeutiges Indiz für das Auftreten von Zwischenfaserbrüchen sind. Es scheint folglich ratsam, während der experimentellen Untersuchung besonderes Augenmerk auf auftretende Zwischenfaserbrüche zu legen. Eine Sonderstellung nimmt die MAXIMALDEHNUNGSHYPOTHESE ein, welche als einzige eine Auslastung von deutlich unter 60 % angibt.

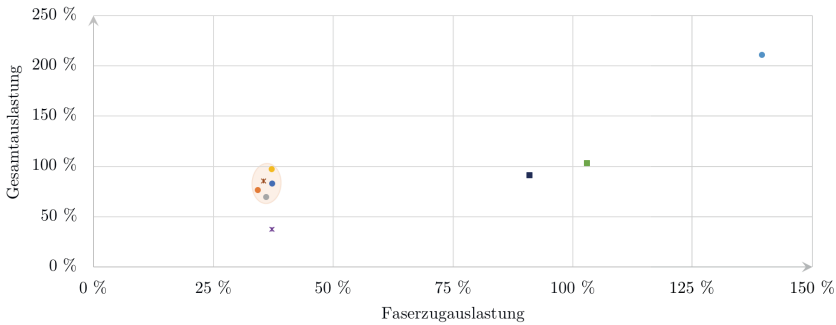
Bei Betrachtung der Modelle mit S-Klauen zeigt sich ein anderes Bild. Da bei dieser Bauform die auftretenden Schubspannungen meist geringer sind, sind auch die Gesamtauslastungen nach CUNTZE, LARC 05, HASHIN, HILL und der MAXIMALSPANNUNGSHYPOTHESE kleiner, vgl. Abbildung 5-13. Für CUNTZE gar um einen Faktor von 5,5. Der Vergleich der maximalen Anstrengung für S-Klauen zeigt, dass die Modelle nach PUCK, VOGLER, TSAI-WU, HILL und die MAXIMALSPANNUNGSHYPOTHESE Auslastungen in vergleichbarer Höhe liefern. Während die Modelle nach CUNTZE, LARC 05 und der MAXIMALDEHNUNGSHYPOTHESE zwar untereinander vergleichbare Ergebnisse liefern, jedoch deutlich unterhalb derer der ersten Gruppe liegen. Das Kriterium nach HASHIN hingegen zeigt sowohl qualitativ als auch quantitativ ein völlig anderes Verhalten.



**Abbildung 5-13: Vergleich der maximalen Gesamtauslastung bei einer Bandagendicke von 0,8 mm bei 12.000 1/min**

Mittels des Nearest-Neighbor-Verfahren [40, S. 206 ff] ist es möglich, die bisherigen Ergebnisse grafisch zu veranschaulichen und etwaige Cluster zu bilden. Exemplarisch ist dies für die E-Klaue mit polygonaler Bandage in Abbildung 5-14 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass nur ein großes Cluster gebildet werden kann, welches die Versagenskriterien nach PUCK, CUNTZE, LARC05, VOGLER und der MAXIMALSPANNUNGSHYPOTHESE beinhaltet, alle anderen Versagenskriterien sind bei gewählter Modellierung ohne direkten Partner. Dieses Cluster kann auch bei den Modellen mit S-Klauen bestimmt werden. Einzig für die Modellierung E-Klauen mit kreisrunder Bandage reduziert sich die Anzahl der benachbarten Kriterien weiter auf die beiden Versagenskriterien nach PUCK und VOGLER, vgl. Abbildung 11-4.

Diese Art der Betrachtung der Versagenskriterien sollte auch in weiterführenden numerischen und empirischen Untersuchungen verfolgt werden, da es in Konsequenz möglich sein könnte, pro Cluster jeweils das Verfahren auszuwählen, das den geringsten Anwendungsaufwand beinhaltet, ohne dabei die Qualität der Ergebnisse wesentlich zu beeinträchtigen. Diese Untersuchungen sind jedoch nicht Bestandteil der vorliegenden Arbeit.

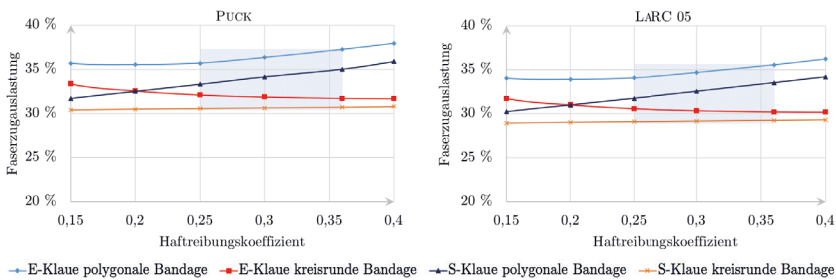


**Abbildung 5-14: Vergleich der ermittelten Auslastungen für E-Klauen mit polygonaler Bandage bei 12.000 1/min, Bandagendicke 0,8 mm und  $\mu$  von 0,36**

#### 5.4 EINFLUSS DER HAFTREIBUNG

Üblicherweise wird bei CF/EP-Verbunden gegenüber Stahl von einer Haftreibung von 0,24 – 0,36 ausgegangen, wobei bei Faserverbunden – aufgrund der relativ weichen Matrix – der Haftreibungskoeffizient stark von der gewählten Vorspannung abhängig ist, vergleiche [57, S. 4], [124, S. 778]. Zur Untersuchung des Einflusses der Haftreibung wurde eine Parameterstudie für  $\mu$  von 0,15 bis 0,4 durchgeführt. Als Bandagendicke wurden 0,8 mm, als Untersuchungs-drehzahl 12.000 1/min angenommen; die UD-Bandage liegt spannungsfrei auf den Klauen auf. Ausgewertet wurden wieder die Faserzugauslastung sowie die maximale Anstrengung gemäß der neun betrachteten Kriterien.

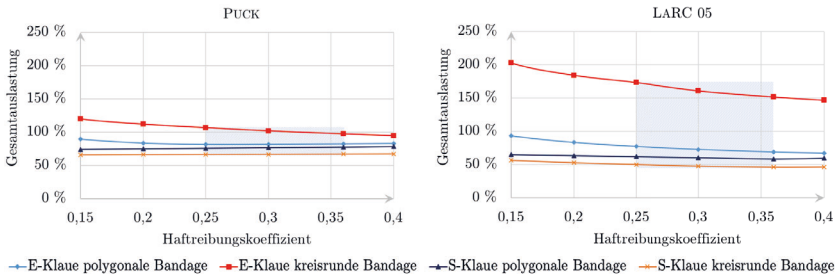
Der qualitative Verlauf der Kurven für Faserzug- sowie Zwischenfaserauslastung gleicht sich für alle betrachteten Versagensmodelle, daher werden im Folgenden exemplarisch die Ergebnisse für die Versagenkriterien nach PUCK und LARC 05 aufgeführt.



**Abbildung 5-15: Vergleich der Entwicklung der Faserzugauslastung über der Haftreibung sowie der Form der Bandage bei 12.000 1/min**

Die Ergebnisse der Faserzugauslastung zeigen, dass die Variation des Haftreibungskoeffizienten einen vergleichsweise geringen Effekt hat, siehe Abbildung 5-15. Wobei zu beobachten ist, dass im Falle des PUCK-Kriteriums die Kurven ungefähr 2 Prozentpunkte höher liegen als beim LARC 05-Kriterium. Ferner ist ersichtlich, dass im Falle der E-Klaue bei polygonaler Bandagenmodellierung nach einem anfänglichen Abfall der Auslastung diese ab

einem Wert von  $\mu \approx 0,25$  wieder ansteigt, während im Falle der S-Klaue ein durchweg monotoner Anstieg der Auslastung zu beobachten ist.



**Abbildung 5-16: Vergleich der Entwicklung der Gesamtauslastung über der Haftreibung sowie der Form der Bandage bei 12.000 1/min**

Bei Betrachtung der Zwischenfaserbruchauslastung ergibt sich ein anderes Bild. Die Abstände der Kurven zwischen den betrachteten Versagenskriterien sind signifikant größer als bei der Faserzugauslastung, siehe Abbildung 5-16, wobei festgehalten werden kann, dass der Wertebereich der ZFB-Auslastung nach PUCK im direkten Vergleich mit dem LARC 05-Kriterium geringer ausfällt. Eine detaillierte Betrachtung der Spannungskomponenten zeigt, dass dieses Verhalten an der unterschiedlichen Gewichtung der  $\tau_{nT}$  Spannung liegt. Das LARC 05-Kriterium reagiert deutlich empfindlicher auf Änderungen der Spannungskombination von  $\sigma_{22}$ ,  $\sigma_{33}$  und  $\tau_{12}$  als das PUCK-Modell.

Aufgrund der Art der Belastung der Rotorbandage ist für die folgenden Berechnungen davon auszugehen, dass der Haftreibungskoeffizient mit steigender Drehzahl das in der Literatur beschriebene Maximum von 0,36 annimmt. Folglich wird im Rahmen der weiteren Untersuchungen dieser Wert benutzt.

## 5.5 EINFLUSS DER MAGNETISCHEN UND ROTATORISCHEN KRÄFTE

In den bisherigen Betrachtungen wurden die Magnetkräfte, die auf die Klauen wirken, nicht berücksichtigt. Die Magnetkräfte treten periodisch auf und sind von der jeweiligen Rotorposition abhängig. Für den hier vorliegenden Rotor wurde eine maximale magnetisch induzierte Zugkraft in radialer Richtung von 560 N und in tangentialer Richtung von 280 N durch die Berechnungen des Projektpartners Siemens vorgegeben. Dabei wird davon ausgegangen, dass die Kraftdichteverteilung über die Klaue konstant ist.

Ein Vergleich der Simulationsergebnisse bei einer Bandagendicke von 0,8 mm, einer Drehzahl von 12.000 1/min und einem Haftreibungskoeffizienten von 0,36 zeigt, dass bei allen betrachteten Modellen die Überlagerung der Magnetkräfte zu einem signifikanten Anstieg der Auslastung führt. So steigt die mittlere Faserzugauslastung in allen Fällen um 21 % und die Gesamtauslastung um 25 % an, siehe Abbildung 5-17 und Abbildung 5-18. In den Abbildungen sind vergleichend die Auslastungen sowohl mit als auch ohne magnetische Klauenkräfte dargestellt.



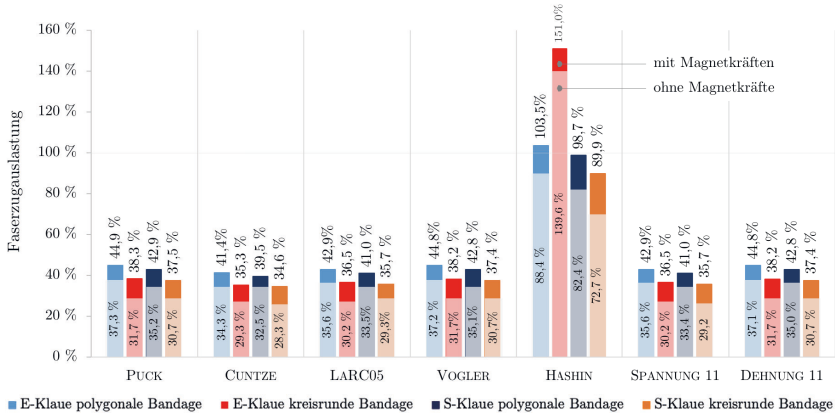


Abbildung 5-17: Vergleich der Faserzug-Auslastung mit und ohne Magnetkräfte bei einer Bandagendicke von 0,8 mm, 12.000 1/min und  $\mu$  von 0,36

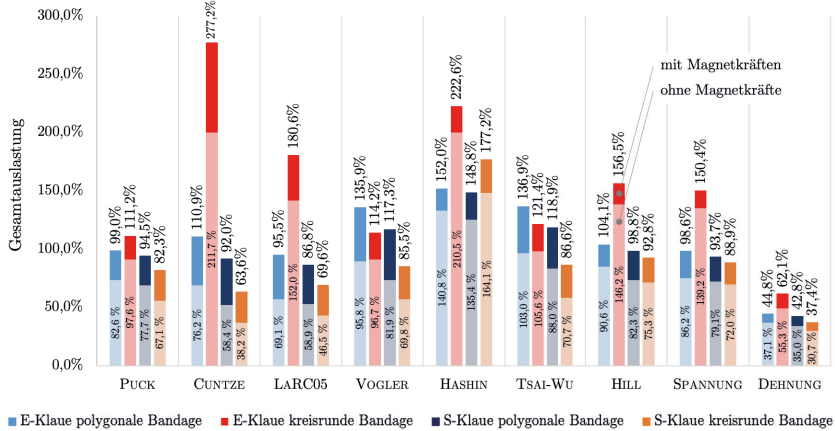


Abbildung 5-18: Vergleich der Maximalen Anstrengung mit und ohne Magnetkräfte bei einer Bandagendicke von 0,8 mm, 12.000 1/min und  $\mu$  von 0,36

Die Ergebnisse zeigen, dass die Magnetkräfte einen signifikanten Einfluss auf die Berechnungsergebnisse haben und somit in der Auslegung berücksichtigt werden müssen. Wie bereits in den vorherigen Kapiteln festgestellt, treten bei der Kombination E-Klaue mit kreisrunder Bandage die höchsten Gesamtauslastungen auf. Dabei wird nach den Kriterien: CUNTZE, LARC 05, HASHIN, HILL und dem MAXIMALSPANNUNGSKRITERIUM eine Auslastung ermittelt, die auf eine signifikante Überbelastung der Bandage hindeutet. Die Gesamtauslastungen nach PUCK, VOGLER und TSAI-WU steigen durch die Überlagerung der Magnetkräfte ebenfalls moderat an und weisen erstmals Gesamtauslastungen von über 100 % auf.

Im Ergebnis der Untersuchungen wird empfohlen, die experimentellen Belastungstests – sofern möglich – mit Magnetkraftüberlagerung durchzuführen, da die häufig genutzte Methode der Berstdrehzahlbestimmung in Rotorprüfständen die auftretenden Magnetkräften nicht berücksichtigen kann.

Ferner ist langfristig das Phänomen der hochfrequenten elektromagnetischen Kraftanregung der Klauen resp. Oberflächenmagnete auf die Bandage zu untersuchen. Für derartige Very-High-Cycle-Fatigue Phänomene liegen bisher nur wenige empirische Materialkennwerte vor, die darauf hindeuten, dass die Very-High-Cycle-Fatigue-Zeitfestigkeit von UD-Verbunden stark vom gewählten Matrixmaterial abhängig sind [52, S. 471], [85], [91, S. 146]. Daher wird vorerst empfohlen, einen zusätzlichen Sicherheitsfaktor auf die ermittelten Zeitfestigkeiten anzuwenden.

## 5.6 EINFLUSS DER VORSPANNUNG SOWIE DER ROTORTEMPERATUR

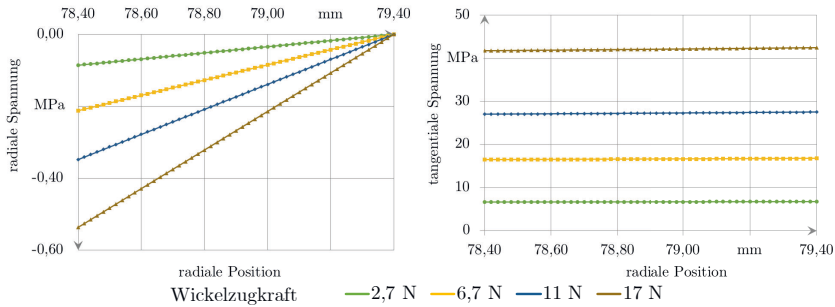
Die Vorspannung innerhalb der Bandage kann maßgeblichen Einfluss auf die erzielbare Berstdrehzahl haben, daher ist es notwendig, diese eingehend zu betrachten. Die Vorspannung hängt im Wesentlichen von der Art der Bandagenherstellung und -applikation sowie den Fertigungstoleranzen ab.

Zusätzlich beeinflusst die Rotortemperatur und der sich mit dieser einstellende Verzerrungszustand des Rotors die in der Bandage auftretende Spannungsverteilung. Für den vorliegenden Anwendungsfall wurden drei zu betrachtende Rotortemperaturen definiert: -20, 22 und 80 °C.

Ferner werden durch einen direkten Wickelprozess Vorspannungen in die Bandage eingeprägt. Diese werden entsprechend dem Modell nach HUBER [66] berechnet. Dieses Modell ermittelt den Spannungszustand innerhalb der Bandage infolge der aufgetragenen Wickelzugkraft, der Nachgiebigkeit des Wickelkerns sowie der Anzahl der aufgetragenen Windungen. Mittels des HUBER-Modells wird der Verlauf der Tangential- und Radialspannungen über der Dicke des UD-Laminats ermittelt. Für die Berechnungen wird davon ausgegangen, dass bei Raumtemperatur (22 °C) 10 Lagen UD-CF mit einer Fadenspannung von 11 N abgelegt werden, dies entspricht der Wickelzugkraft des am ILK installierten Spulenbaums. Die Dicke des CF-Rovings beträgt ca. 0,1 mm und die Ablagebreite ca. 4 mm. Da bei der Direktablage der Fasern üblicherweise die Matrix noch nicht ausgehärtet ist, werden die Steifigkeitskennwerte der TORAYCA T800SC Faser gemäß Tabelle 2-10 genutzt. Als Steifigkeit für den Wickelkern wurde der E-Modul der SMC-Klauen, vgl. Abbildung 2-14, angenommen.

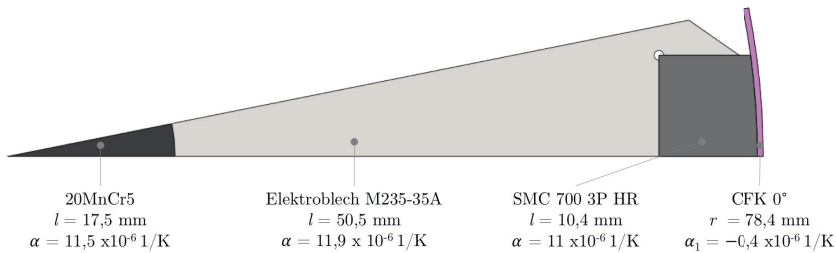
Dem Modell nach HUBER folgend, kann davon ausgegangen werden, dass eine tangentialen Vorspannung von ca. 27 MPa und eine radiale Druckspannung von bis zu -0,35 MPa auftritt, siehe Abbildung 5-19.

Die Betrachtung des Einflusses der Temperatur ist vor dem Hintergrund unterschiedlicher Wärmeausdehnungskoeffizienten der im Rotor eingesetzten Werkstoffe von gehobener Bedeutung. Zur Analyse der Wärmeausdehnung wurde das Modell gemäß Abbildung 5-20 genutzt. Die Wärmeausdehnungskoeffizienten der metallischen Komponenten sind nahezu identisch, wohingegen sich die CFK-UD-Bandage mit  $\alpha = -0,4 \times 10^{-6}$  signifikant unterscheidet.



**Abbildung 5-19: Radiale und tangentielle Spannung aufgrund der Wickelvorspannung nach HUBER**

Zur Abschätzung des Temperatureinflusses wurden die radialen Wärmeausdehnungen der Komponenten getrennt voneinander betrachtet. Die Ergebnisse für  $-20\text{ °C}$ ,  $22\text{ °C}$  (Referenztemperatur) und  $80\text{ °C}$  sind in Tabelle 5-2 aufgeführt. Es zeigt sich, dass für den Fall der Erwärmung des Rotors auf  $80\text{ °C}$  mit einer radialen Vorspannung der Bandage von ca.  $60\text{ }\mu\text{m}$  zu rechnen ist. Im Fall der Abkühlung auf  $-20\text{ °C}$  schrumpft der metallische Grundkörper stärker als die Bandage, hierdurch kann es zu einer Spaltbildung zwischen Klauenoberfläche und Bandage kommen. Da die Bandage und die Klauen konstruktiv gegen etwaiges Verrutschen gesichert sind, kann diese Spaltbildung vernachlässigt werden.



**Abbildung 5-20: Seitenansicht des 1/32 Rotormodells mit Kennzeichnung der jeweiligen Wärmeausdehnungskoeffizienten gemäß [1], [34], [62], [139]**

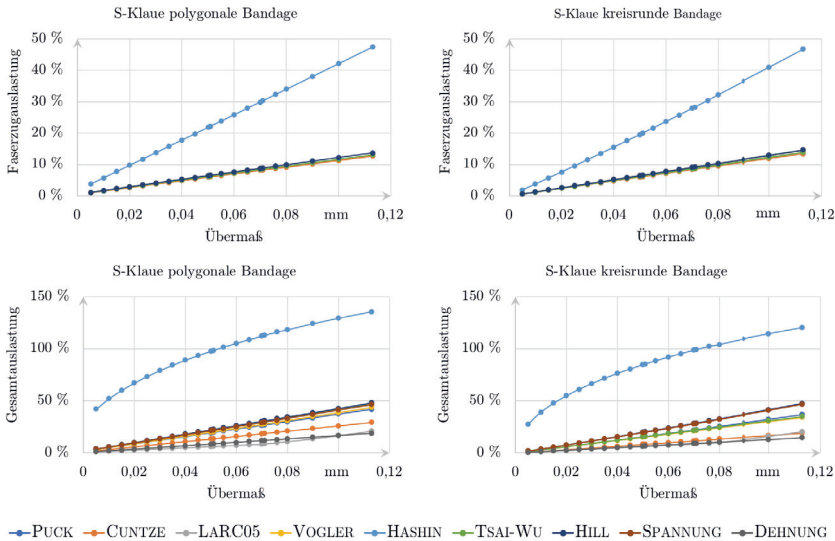
Aufgrund dieser Vorbetrachtung, wurde in der folgenden Analyse der Bandagenauslastung die Auswirkung einer radialen Vorspannung entsprechend einem Übermaß von 10, 70 und  $113\text{ }\mu\text{m}$  auf S-Klauen untersucht.  $10\text{ }\mu\text{m}$  Übermaß entspricht dabei der durch den Wickelprozess eingebrachten Vorspannung.  $70\text{ }\mu\text{m}$  entspricht der Überlagerung der Übermaße aus Temperaturbeaufschlagung ( $80\text{ °C}$ ) und Wickelprozess. Mit  $113\text{ }\mu\text{m}$  Übermaß wurde der Fall betrachtet, dass es im gesamten Temperaturbereich zu keinem Abheben der Bandage kommt. Hierzu wurde zusätzlich das Übermaß von  $43\text{ }\mu\text{m}$  (entspricht der radialen Differenz bei  $-20\text{ °C}$ ) überlagert.

Die Untersuchung erfolgte zunächst statisch, ohne Drehzahlüberlagerung, bei einer Bandagendicke von  $0,8\text{ mm}$ . Der Haftreibungskoeffizient wurde gemäß Kapitel 5.4 mit  $0,36$  festgelegt. Die Auswertung der statischen Untersuchung zeigt einen linearen Anstieg der Faserzugauslastung auf bis zu  $8\%$  bei  $70\text{ }\mu\text{m}$  resp.  $14\%$  bei  $113\text{ }\mu\text{m}$  Übermaß. Dabei decken

sich die Ergebnisse der Faserzugauslastung unabhängig von der gewählten Bandagenform. Hervorzuheben ist, dass einzig das Versagenskriterium nach HASHIN signifikant höhere Faserzugauslastungen von bis zu 47 % bei 113 µm Übermaß ausweist, vgl. Abbildung 5-21.

**Tabelle 5-2: Berechnung der radialen Längenänderungen aufgrund der Wärmeausdehnung**

Temperatur in °C	-20	22	80
Temperaturdifferenz in K	-42	0	58
Abmaß Welle in mm	17,491	17,500	17,512
Abmaß Blech in mm	50,475	50,500	50,535
Abmaß Klaue in mm	10,395	10,400	10,407
Außenradius des Grundkörpers in mm	78,361	78,400	78,454
Innenradius der Bandage in mm	78,404	78,400	78,394
Resultierende radiale Differenz in mm	-0,043	0,000	0,060



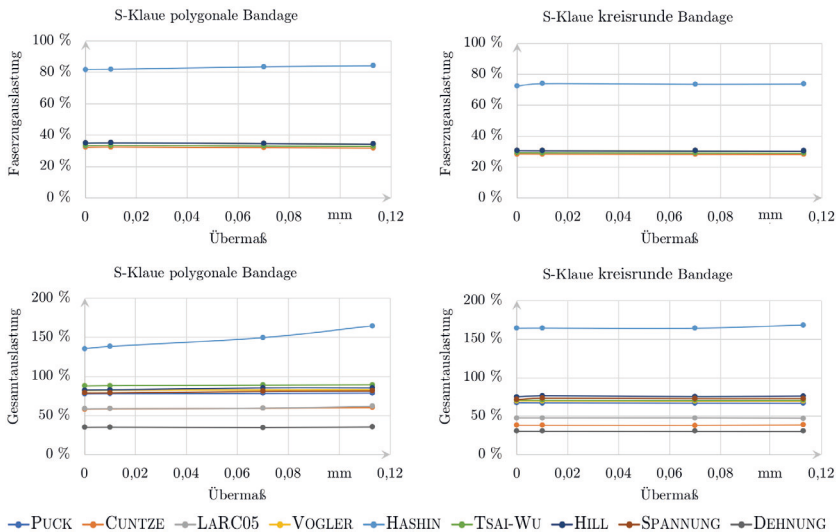
**Abbildung 5-21: Vergleich der Faserzug- und Gesamtauslastung über den Anstieg der radialen Vorspannung bei Rotorstillstand und einer Bandagendicke von 0,8 mm**

Die Betrachtung der Gesamtauslastung der beiden Bandagentypen zeigt ein differenziertes Bild. Wiederum ist die Gesamtauslastung nach HASHIN mit 120 % resp. 135 % bei einem Übermaß von 113 µm signifikant höher als die der weiteren Versagenskriterien. Allerdings beträgt die Abweichung zwischen den weiteren Kriterien bis zu 29 Prozentpunkte für die polygonale resp. 32 Prozentpunkte für die kreisrunde Bandagenform. Insbesondere das

Versagenskriterium nach LARC 05 sowie die MAXIMALDEHNUNGSHYPOTHESE zeigen sehr geringe Auslastungen von  $\leq 21\%$  für beide Bandagentypen. Die Auslastung nach PUCK, HILL und TSAI-WU schwankt hingegen zwischen 42 und 48 % resp. 37 und 47 % für die polygonale und kreisrunde Bandage.

Im Allgemeinen bleibt für den statischen Fall festzuhalten, dass durch die gewählte maximale Vorspannung mit einer nur leichten Steigerung der Faserzugauslastung zu rechnen ist, wohingegen die Auslastung bzgl. Zwischenfaserbruch mit bis zu 47 % signifikant ist. Die postulierten Auslastungen nach HASHIN erscheinen stark überhöht.

Unter Einbeziehung der Schleuderdrehzahl in die Analysen zeigen sich signifikante Unterschiede im Vergleich zu den vorausgegangenen Betrachtungen. So steigt die Faserzugauslastung entgegen der Erwartung mit steigender Vorspannung nicht bedeutsam an. Vielmehr ist diese über alle Modelle hinweg nahezu konstant. So erreicht die Faserzugauslastung für die polygonale Bandagenform nur ca. 35 % resp. 31 % für die kreisrunde Bandagenform, vgl. Abbildung 5-22. Einzig das Modell nach HASHIN weist mit ca. 80 % Faserzugauslastung bei beiden Modellen deutlich gesteigerte Auslastungen auf.

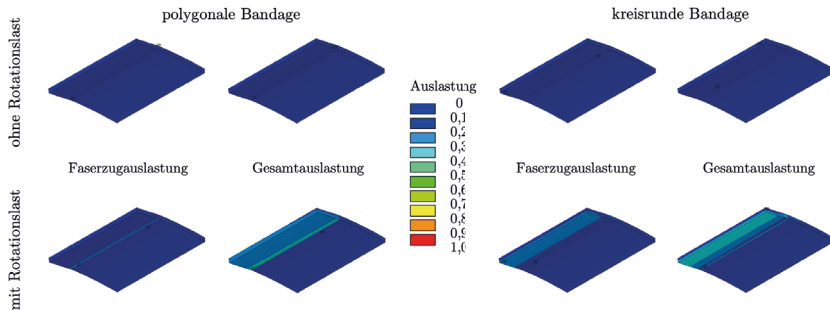


**Abbildung 5-22: Vergleich der Faserzugauslastung und Gesamtauslastung über den Anstieg der radialen Vorspannung bei 12.000 1/min, einer Bandagendicke von 0,8 mm und  $\mu$  von 0,36**

Die Analyse der Gesamtauslastung des Faserverbands zeigt bei den meisten der betrachteten Versagenskriterien ebenfalls eine nahezu konstante Anstrengung über alle betrachteten Bandagenübermaße, siehe Abbildung 5-22. Im Vergleich zur Faserzugauslastung treten allerdings signifikante Unterschiede zwischen den Versagenskriterien auf. Die Gesamtauslastung gemäß MAXIMALDEHNUNGSKRITERIUM, CUNTZE und LARC 05 sind im Vergleich zu den Gesamtauslastungen nach PUCK, VOGLER, HILL und TSAI-WU deutlich geringer. Wobei Unterschiede von bis zu 29 Prozentpunkten für die polygonale resp. 37 Prozentpunkten für

die kreisrunde Bandagenform auftreten. Weiterhin ist zu beobachten, dass die Auslastung nach HASHIN in allen Fällen eine starke Überhöhung aufweist.

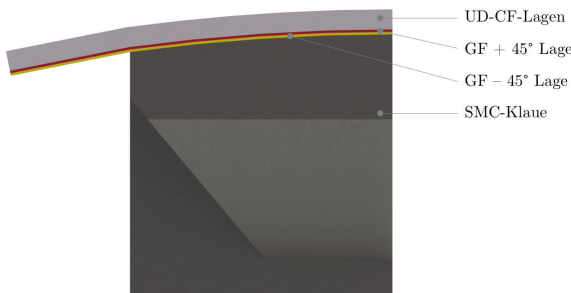
Die signifikant unterschiedlichen Verläufe der Auslastung über das Bandagenübermaß, vgl. Abbildung 5-21 resp. Abbildung 5-22, sind auf lokale Effekte zurückzuführen. Diese treten vor allem in den Eckbereichen der Klauenkanten auf. Durch die Überlagerung des Übermaßes mit der Zentrifugallast verschieben sich die Punkte der maximalen Anstrengung innerhalb der Bandage. Exemplarisch ist dies für polygonale und kreisrunde Bandagen in Abbildung 5-23 dargestellt. Es wird deutlich, dass insbesondere bei den Modellen ohne Drehzahlüberlagerung die lokalen Auslastungen kaum erkennbar sind, wohingegen bei den Modellen mit Drehzahlbeaufschlagung die bereits beobachteten charakteristischen Auslastungsverläufe auftreten, vgl. auch Kapitel 5.2.2.



**Abbildung 5-23: Vergleich der Auslastungen der verschiedenen Analysemodelle gemäß CUNTZE für ein Übermaß von 113 µm, bei 0 und 12.000 1/min sowie  $\mu$  von 0,36**

### 5.7 EINFLUSS DES BANDAGENAUFBAUS

Die E-Klauen neigen unter Rotationslast zu einem Verkippen, wodurch lokal hohe Spannungskonzentrationen in die Bandage induziert werden. Daher wird untersucht, inwieweit eine dünnwandige Glasfaser/EP-Zwischenschicht (in  $\pm 45^\circ$  Richtung), zwischen Klauenoberfläche und UD-CF-Lagen, die auftretenden ZF-Lasten in den UD-CF-Lagen abmildern kann. Hierfür wurde das bisher verwendete Modell, vgl. Kapitel 5.1, um eine  $+ 45^\circ$  und  $- 45^\circ$  GF/EP-Lage mit einer Schichtdicke von je 0,1 mm erweitert, siehe Abbildung 5-24.

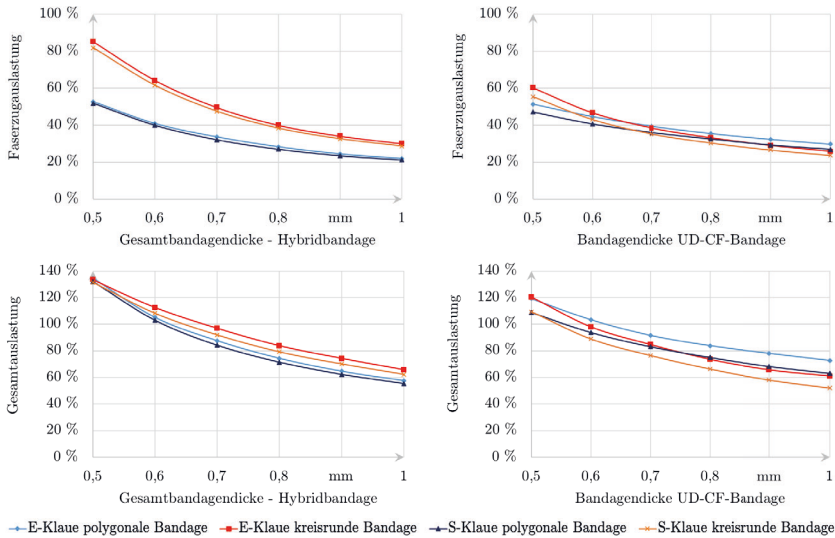


**Abbildung 5-24: Alternativer Aufbau des Simulationsmodells mit GF/EP- und CF/EP-Lagen, exemplarisch für die kreisrunde Bandagenform**

Für die Vernetzung der GF-Lagen werden SOLID186 Elemente genutzt, mit zwei Elementen über die Dickenrichtung. Die Einzellagen der Bandage sind ideal miteinander verbunden; zwischen der untersten GF-Lage und der Klauenoberfläche wird ein reibungsbehalteter Kontakt angenommen. Hierfür werden wieder CONTA174 (Klauenpolgrundkörper) und TARGET170 (Bandage) Elemente genutzt. Der Haftreibungskoeffizient zwischen der SMC-Klaue und der GF/EP-Lage wird gemäß [134, S. 276] mit 0,36 angenommen, vgl. Kapitel 5.4, alle weiteren Kontakteinstellungen entsprechen den in Tabelle 5-1 definierten. Zudem wird ein fertigungsbedingtes Übermaß von 10  $\mu\text{m}$  angenommen, vgl. Kapitel 5.6.

Die Analysen werden mit einer konstanten Drehzahl von 12.000 1/min durchgeführt. Für die Untersuchungen wird die Dicke der UD-CF-Bandage im Bereich von 0,3 mm bis 0,8 mm variiert, um einen Vergleich mit den Ergebnissen aus Kapitel 5.3 zu ermöglichen.

Zuerst wird der Einfluss der GF-Zwischenschichten auf die Auslastung des UD-CF-Anteils der Bandage untersucht. In Abbildung 5-25 sind exemplarisch die Verläufe der maximalen Faserzug- und der Gesamtauslastung nach PUCK für die Modelle mit Hybridbandage und reiner UD-CF-Bandage gegenübergestellt.



**Abbildung 5-25: Vergleich der Auslastungen in den UD-CF-Lagen nach PUCK bei 12.000 1/min,  $\mu$  von 0,36 und verschiedenen Bandagendicken**

Die Analyse der maximalen Faserzugauslastungen nach PUCK zeigt, dass bei gleicher Bandagendicke die Auslastung in der reinen CF-Bandage geringer ist als die der Hybridbandage. Weiterhin ist zu beobachten, dass der Einfluss der Bandagenform auf die Faserzugauslastung bei der Hybridbandage deutlich stärker ausgeprägt ist.

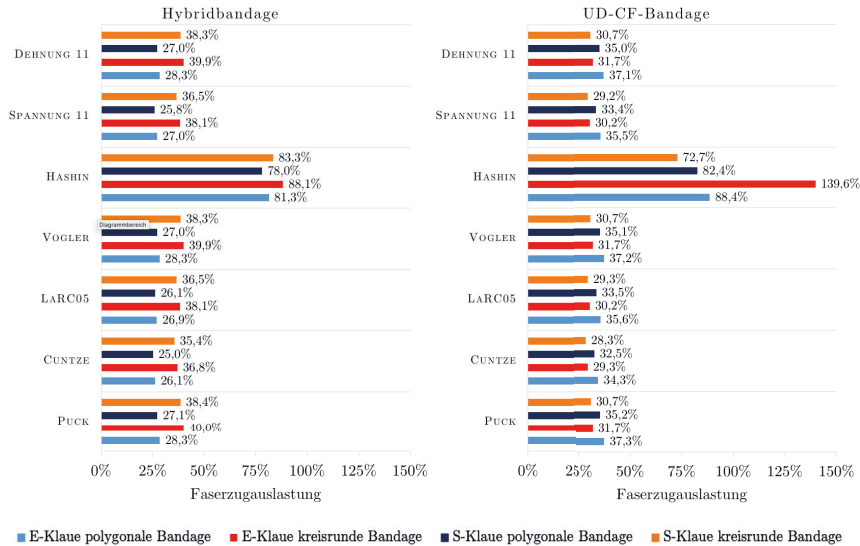
Die Gegenüberstellung der Gesamtauslastung nach PUCK zeigt für Bandagendicken von 0,8 mm kaum Unterschiede in der Höhe der maximalen und minimalen Auslastung. Die maximale Gesamtauslastung beträgt  $\approx 83\%$  für beide Modelle und die minimale  $\approx 71\%$  resp. 67%. Dabei ist zu beobachten, dass bei der Hybridbandage die kreisrunde und bei der UD-

CF-Bandage die polygonale Bandagenform eine höhere Auslastung aufweist. Wie bereits bei der Faserzugauslastung zu beobachten war, ist die Differenzierung zwischen den beiden Bandagenformen bei der Hybridbandage deutlich signifikanter ausgeprägt als bei der UD-CF-Bandage.

Da das PUCK-Kriterium nur eines der neun untersuchten Versagenskriterien darstellt, wird im Folgenden ein Vergleich der Ergebnisse aller Versagenskriterien für eine Gesamtbandagendicke von 0,8 mm durchgeführt, siehe Abbildung 5-26.

Bei Betrachtung der Hybridbandage zeigt sich, dass die Modelle mit E- und S-Klauen (innerhalb der betrachteten Klauenarten) für alle Versagenskriterien für die Faserzugauslastung vergleichbare Werte liefern. Eine Ausnahme bildet das Versagenskriterium nach HASHIN, welches signifikante Abweichungen aufweist. Beim Vergleich der Hybrid- und reinen UD-CF-Bandage wird noch einmal deutlich, dass im Falle der Hybridbandage die Modellierungsvariante der Bandage (polygonal resp. kreisrund) einen signifikanten Einfluss auf die Berechnungsergebnisse hat.

Zusammenfassend kann für die Faserzugauslastung festgestellt werden, dass durch die Einführung einer GF-Zwischenschicht, und der damit einhergehenden Reduzierung der Kohlenstofffaserschichtdicke, die max. Faserzugauslastung in der CF-Schicht, im Vergleich zur reinen UD-CF-Bandage, nur geringfügig ansteigt.

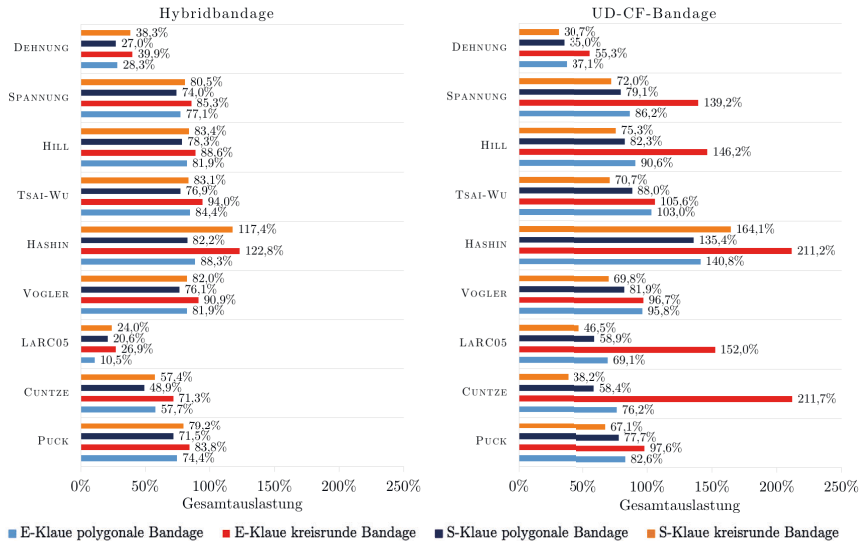


**Abbildung 5-26: Vergleich der Faserzugauslastungen einer Hybridbandage mit 0,6 mm UD-CF Dicke (links) und einer UD-CF-Bandage mit einer Dicke von 0,8 mm (rechts) bei einer Drehzahl von 12.000 1/min und  $\mu$  von 0,36**

Im Weiteren wird die Gesamtauslastung betrachtet, vgl. Abbildung 5-27. Es zeigt sich, dass im Falle der Hybridbandage die Schwankungsbreite innerhalb eines Versagenskriteriums geringer ausfällt als bei der CF-UD-Bandage; so liegt etwa für das CUNTZE-Kriterium im Falle der Hybridbandage die Schwankungsbreite bei 48,9 % bis 71,3 % und für die reine



UD-CF-Bandage bei 38,2 % bis 211,7 %. Dieses Verhalten setzt sich über alle betrachteten Versagenskriterien hinweg fort, sodass im Allgemeinen von gutmütigerem Auslegungsverhalten gesprochen werden kann. Allerdings bleibt weiterhin die Ergebnis Spannweite beim Vergleich der Versagenskriterien untereinander groß. So ist etwa die Auslastung nach PUCK im Mittel mit 77 % deutlich höher als nach CUNTZE mit 58 %. Diese Unterschiede gehen im Wesentlichen auf die unterschiedliche Bewertung der Zwischenfaserbrüche in den einzelnen Kriterien zurück.

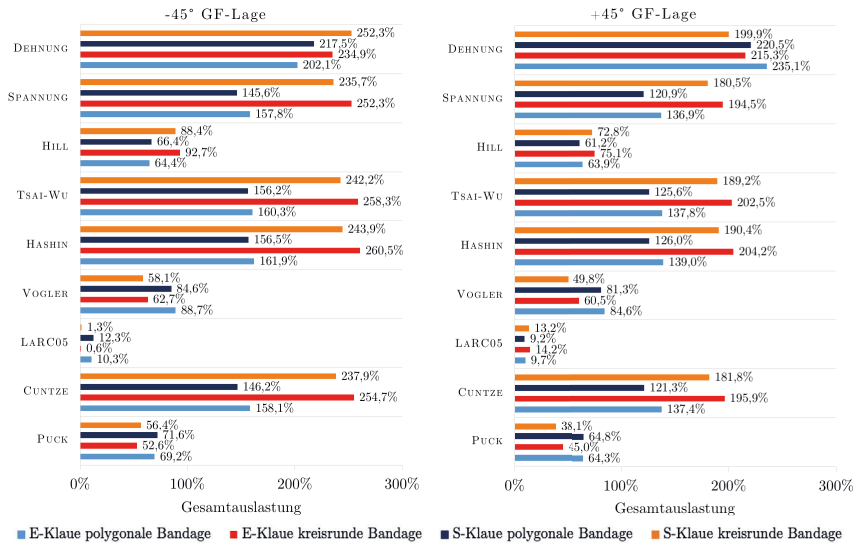


**Abbildung 5-27: Vergleich der Gesamtauslastungen einer Hybridbandage mit 0,6 mm UD-CF Dicke (links) und einer UD-CF-Bandage mit einer Dicke von 0,8 mm (rechts) bei einer Drehzahl von 12.000 1/min und  $\mu$  von 0,36**

Wird die Analyse auf die gesamte Hybridbandage erweitert, zeigen sich bisher nicht beobachtete Unterschiede in der Gesamtauslastung der GF-Lagen, siehe Abbildung 5-28. So beträgt beispielsweise für die  $-45^\circ$ -GF-Lage die maximale Spannweite der Ergebnisse für die Modelle mit S-Klaue und kreisrunder Bandage ca. 250 Prozentpunkte (LARC 05 gegenüber MAXIMALDEHNUNGSHYPOTHESE). Ein ähnliches Verhalten ist auch für die  $+45^\circ$ -GF-Lage beobachtbar, wobei die Gesamtauslastung im Allgemeinen niedriger ausfällt, da diese Lage nicht im direkten Kontakt mit den Klauen steht. Insbesondere das LARC 05 Kriterium weist die Auslastungen innerhalb der GF-Schichten als sehr gering im Vergleich zu den anderen Kriterien aus. Dies ist eine Konsequenz der Anpassung der sog. In-Situ-Festigkeitswerte, welche für dünne FKV-Schichten teils sehr hohe Festigkeitswerte ausgibt, vgl. [105, S. 2321].

In Analogie zu Kapitel 5.3 scheint auch hier die Bildung von Clustern möglich, wobei das eine Cluster aus den Kriterien nach PUCK, VOGLER und HILL sowie das andere Cluster aus den Kriterien nach CUNTZE, HASHIN, TSAI-WU und der MAXIMALSPANNUNGSHYPOTHESE besteht. Aufgrund der vergleichsweise gleichmäßigen Auslastungsergebnisse der

MAXIMALDEHNUNGSHYPOTHESE über alle betrachteten Analysemodelle hinweg ist dieses dem zweiten Cluster nicht eindeutig zuordenbar.



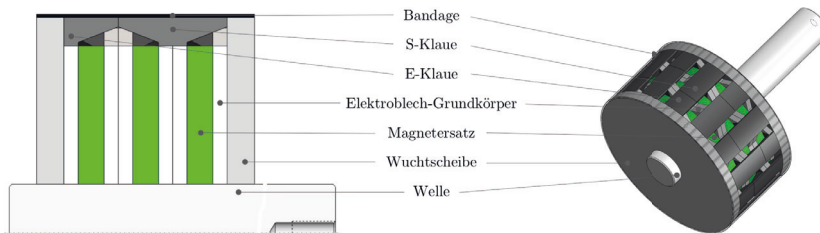
**Abbildung 5-28: Vergleich der Gesamtauslastungen der ± 45°-GF-Lagen einer 0,8 mm dicken Hybridbandage bei einer Drehzahl von 12.000 1/min**

Da die Gesamtauslastung für die ± 45°-GF-Lagen eine große Spannweite aufweist, kann keine eindeutige Empfehlung zur Nutzung dieses Lagenaufbaus gegeben werden. Die Ergebnisse sind ein anschauliches Beispiel dafür, wie unterschiedlich die Faserzug- sowie Gesamtauslastung der betrachteten Versagenskriterien auf Bauteelniveau ausfallen können. Inwieweit etwaige Schädigung in den GF-Schichten in die UD-Lagen propagieren, ist aufgrund des mechanischen Aufbaus der Klauenpolrotors sowie der rotatorischen Belastung nicht eindeutig reproduzierbar. Die folgenden Ausführungen konzentrieren sich daher auf die Untersuchung von reinen UD-CF-Bandagen, da zu förderst die Frage beantwortet werden soll, ob die lokal auftretenden inhomogenen Belastungen in der Bandage durch die vorgestellten Versagenskriterien hinreichend genau quantifiziert werden können.

## 6 FERTIGUNG UND TEST DER PROTOTYPEN

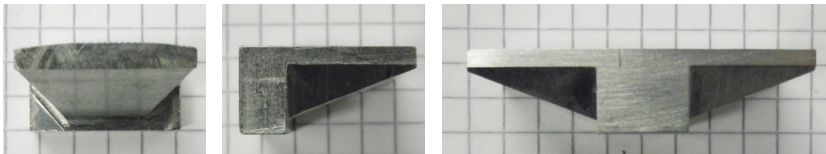
### 6.1 GESTALTUNG UND FERTIGUNG

Aufbauend auf den Ergebnissen der Simulation wurden zwei Rotoren für Schleudertests aufgebaut. Diese dienen dazu, die Berechnungsergebnisse zu verifizieren. Die Geometrie entspricht der in Kapitel 3.2.3 vorgestellten Vorzugsvariante. Die Rotoren sind in der Länge skaliert, indem 3 statt 9 Segmente genutzt werden. Mithilfe der kurzen Bauweise kann sowohl der Einfluss der E- als auch der S-Klauen im Schleuderversuch bewertet werden, siehe Abbildung 6-1. Statt der Ferrit-Ringmagnete werden für die Prototypen Stahlscheiben genutzt.



**Abbildung 6-1: Schnittansicht des Testrotors**

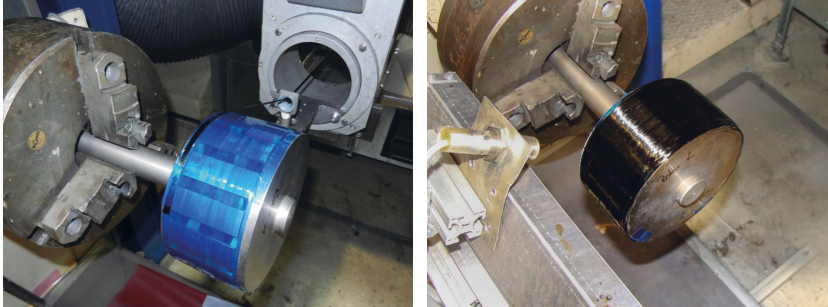
Die Fertigung der Elektroblech-Grundkörper aus M235-35A erfolgte per Drahterodieren, somit konnten die Toleranzen auf  $\pm 0,025$  mm begrenzt werden. Die Wuchtscheiben und die Magnetersatzscheiben wurden aus Stahl (1.3952 resp. 1.7225) gedreht. Die radialen Toleranzen der Wuchtscheiben betragen  $\pm 0,03$  mm, für die Magnetersatzscheiben wurde die Toleranzklasse ISO 7 festgelegt. Da zu diesem Zeitpunkt keine aus SMC-gepressten Klauen verfügbar waren, wurden aus Stahl gefräste E- und S-Klauen genutzt, siehe Abbildung 6-2. Diese wurden einzeln bezüglich Höhe und Masse vermessen, damit sichergestellt ist, dass die radialen Toleranzen von  $10,40 \pm 0,05$  mm eingehalten wurden.



**Abbildung 6-2: Gefräste E-Klauen (links; mitte) und S-Klauen (rechts)**

Die metallischen Bauteile wurden anschließend thermisch unterstützt gefügt. Nach erfolgreichem Aufbau des Rotorgrundkörpers wurden die Klauen eingesetzt. Da keine Magnetisierung der Elektroblechgrundkörper vorlag, wurden die Klauen mittels Cyanacrylat-Dünnschichtklebstoff lokal fixiert, dieser führte im Mittel zu einer radialen Aufweitung von  $\leq 0,1$  mm. Der Klebstoff verhindert eine Verschiebung der Klauen während der weiteren Fertigungsschritte. Da die Oberfläche des Rotors nicht geschlossen ist, wurde diese anschließend mittels Klebeband unwickelt, um zu vermeiden, dass während des Wickelprozesses

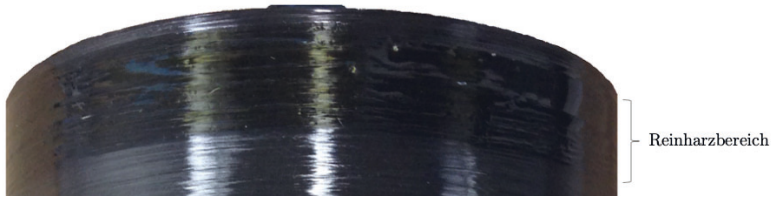
das überschüssige Harz undefiniert in den Rotor eindringt, siehe Abbildung 6-3 (links). Das Klebeband hat eine Dicke von ca. 0,08 mm. Es wurde darauf geachtet, das Klebeband so zu applizieren, dass es die Dickenverteilung der Bandage nur in geringem Maße beeinflusst. Lokale Überlappungen des Klebebands waren jedoch nicht zu vermeiden, sodass die Klebebanddicke lokal auf 0,16 mm ansteigt. Anschließend wurde der Außendurchmesser der Rotoren gemessen, im Mittel betrug dieser  $157,34 \pm 0,04$  mm.



**Abbildung 6-3: Applikation der Bandage per Nasswickeln zu Beginn (links) und Ende (rechts)**

Die Rotorbandage wurde auf der ILK-eigenen 5-Achs-Wickelmaschine per Nasswickelverfahren mit vorgeschaltetem Harzbad aufgebracht, siehe Abbildung 6-3 (rechts). Die Bandage wurde bei beiden Testrotoren aus der Kohlenstofffaser TORAYCA T800SC mit dem EP-Harzsystem ARALDITE LY556 & XB3473 im Verhältnis 100:23 hergestellt [69], [131]. Das Harz wurde entsprechend den herstellereitigen Verarbeitungshinweisen dynamisch vermischt, erhitzt und entgast. Anschließend wurde dieses in das Harzbad der Wickelanlage eingefüllt und die Kohlenstofffaser durch die Vorrichtung geführt, um eine gleichmäßige Imprägnierung zu gewährleisten und überschüssiges Harz abzustreifen. Der Wickelprozess wurde mit einer Faser-Vorspannung von 10 N durchgeführt. Die Faserablage wurde so angepasst, dass die Oberflächenüberdeckung einer Lage nahezu ideal war. Über die axiale Länge wurden 13 Wicklungen pro Lage abgelegt. In Summe wurden 8 Lagen appliziert, um die gewünschte Bandagendicke zu erreichen. Etwaige Harzschwankungen bei der Faserablage wurden direkt ausgeglichen. Im Umlenkbereich traten teilweise kleine Verschiebungen der Fasern auf. Diese sind für den späteren Einsatz von geringer Bedeutung, da sie im ungestörten Randbereich der Wuchtscheiben vorliegen. Das Harzsystem wurde abschließend unter Rotation 4 h bei 120 °C und 4 h bei 180 °C ausgehärtet. Ferner verhinderte die Rotation beim Härteprozess ungewünschte lokale Harzansammlungen. Mit dem gewählten Härtezyklus wurde ein  $T_g$  von ca. 185 °C eingestellt, vgl. [69, S. 3]. Durch den so durchgeführten Prozess wurden Testrotoren mit einem Bandagenaußendurchmesser von  $160,50 \pm 0,10$  mm erzeugt. Bei genauer Betrachtung der Bandagenoberfläche ist ersichtlich, dass überschüssiges Harz durch den rotationsunterstützten Härteprozess an den Außendurchmesser verdrängt wurde. Es entstand folglich eine dünne Reinharzschicht an der Bandagenoberfläche, die nicht gewünscht ist, siehe Abbildung 6-4. Für den Fall einer Serienfertigung mittels Direktwicklung wird empfohlen, auf Tape- bzw. Prepreg-Systeme zu wechseln, da

somit Schwankungen der Imprägnierqualität und wahrscheinlich auch die Reinharzschichten – wie sie im Nasswickelverfahren unweigerlich auftreten - vermieden werden können.



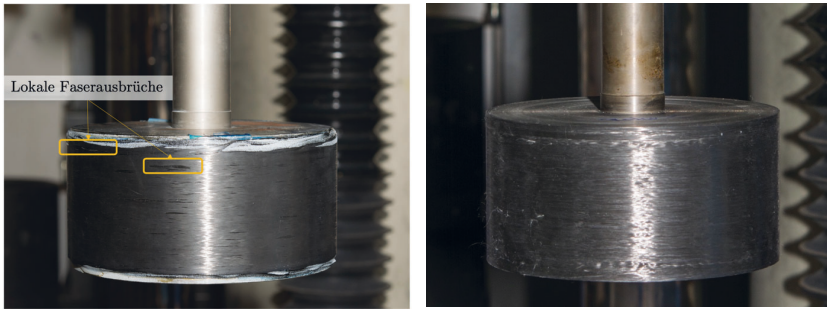
**Abbildung 6-4: Reinharzschicht nach dem Härten der Bandage**

Um die gewünschte Bandagendicke der Testrotoren von ca. 0,80 mm ( $\pm 0,05$  mm) zu erreichen, wurden die Bandagen anschließend geschliffen, die gemessenen Außendurchmesser und Bandagendicken können Tabelle 6-1 entnommen werden.

**Tabelle 6-1: Abmaße der Testrotoren nach dem Schleifen**

	Testrotor 1	Testrotor 2
Außendurchmesser	159,04 mm	158,86 mm
Bandagendicke	0,85 mm	0,76 mm

Da durch das Schleifen die oberste Faserlage teilweise geschädigt wird, kann nicht davon ausgegangen werden, dass diese voll tragfähig ist. Präzise Aussagen zu Auswirkungen sind zum gegenwärtigen Zeitpunkt allerdings nicht möglich. Bei genauerer Betrachtung der geschliffenen Testrotoroberfläche wird ersichtlich, dass insbesondere bei Testrotor 1 lokale Faserausrisse aufgetreten sind, siehe Abbildung 6-5 (links). Da diese zufällig über der Oberfläche verteilt sind, wird im Folgenden von stochastischem Verhalten ausgegangen. Die radiale Tiefe der Ausbrüche ist  $< 0,12$  mm, wobei die tangentielle Länge durchaus 10 mm und die axiale Breite bis zu 2 mm beträgt. Aus mechanischer Sicht wäre es ungünstig, wenn sich Ausbrüche auf den axialen Klauenkanten befinden, wohingegen Ausbrüche fern von den Kantenbereichen kaum Auswirkungen zeigen sollten. Insbesondere Testrotor 1 weist über den Umfang verteilt 1 bis 2 Ausbrüche auf, die ggf. versagensrelevant werden könnten, vgl. Markierung Abbildung 6-5 links. Testrotor 2 zeigt ebenfalls lokale Oberflächenfehler, allerdings sind diese augenscheinlich deutlich kleiner, vgl. Abbildung 6-5 rechts. Vielmehr zeichnet sich bei Testrotor 2 deutlich stärker der Übergangsbereich zwischen Wuchtscheibe und Klauen ab.



**Abbildung 6-5: Geschliffener Testrotor 1 (links) und Testrotor 2 (rechts)**

Im Anschluss an das Schleifen erfolgte das einseitige Wuchten an der Prüfstand abgewandten Stirnseite der Rotoren. Eine Wuchtgüte von  $G=2,5$  nach ISO 1940-1 [101, S. 16] wurde für die Tests definiert und eingestellt.

## 6.2 ZERSTÖRUNGSFREIE UNTERSUCHUNG

Die Untersuchung der Testrotoren erfolgte auf dem ILK-eigenen Rotorprüfstand SCHENCK BI4U. Über Adapterscheiben wurden die Testrotoren jeweils einseitig an die Antriebswelle angeflanscht. Im ersten Schritt erfolgte die Absicherung der Berechnungsergebnisse hinsichtlich der radialen Aufweitung. Hierfür wurde der Rotorprüfstand mit einem ILK-eigenen lasergestützten In-Situ-Durchmesser-Messgerät ausgestattet. Dieses erlaubt es, den Durchmesser des Rotors unter Drehzahl zu ermitteln und somit Rückschlüsse auf dessen Aufweitung zu ziehen. Da das Messsystem etwaige ortsfeste Schiefstellungen der Rotorachse während der Messung nicht erfasst, die sich aufgrund von Unwucht sowie Fertigungsimperfectionen einstellen, wird die radiale Aufweitung für die nachfolgenden Berechnungen auf die Drehzahl von 812 1/min referenziert, siehe Tabelle 6-2. Es ist ersichtlich, dass die Erhöhung der Drehzahl zu einem Anstieg der radialen Aufweitung auf bis zu 73  $\mu\text{m}$  führte.

**Tabelle 6-2: Radiale Aufweitung des Testrotor 1 unter Rotationslast**

Drehzahl in 1/min	812	4827	7268
Durchmesser in mm	160,023	160,078	160,168
Standardabweichung des Durchmessers in mm	0,009	0,008	0,011
radiale Aufweitung in mm	0	0,028	0,073

## 6.3 ZERSTÖRENDE UNTERSUCHUNG

Zur Verifikation der vorausberechneten Berstdrehzahl wurden anschließend die beiden Rotoren bis zum Versagen geschleudert. Die Tests erfolgten unter gleichen Bedingungen bei Normklima (23 °C). Eine In-Situ-Überwachung des Rotordurchmessers ist nicht möglich, daher wurden repräsentative Drehzahlen in tausender Schritten angefahren. Nach Erreichen der Drehzahl wurden die Testrotoren 2 min. auf Drehzahl gehalten, anschließend wurden die Testrotoren auf Stillstand abgebremst und statisch vermessen. Ferner erfolgte eine optische Prüfung der Bandage auf Risse oder sonstige Veränderungen.

Die Testergebnisse der beiden Rotoren gleichen sich bezüglich Verlauf, weisen jedoch unterschiedliche Berstdrehzahl auf, vgl. Tabelle 6-3 und Tabelle 6-4. Zu Beginn der Tests waren an der Oberfläche der Testrotoren weder Klauenumrisse noch Faser-/Zwischenfaserbrüche sichtbar. Die anvisierte Berstdrehzahl von 12.000 1/min erreichten beide Rotoren ohne sichtbare Veränderungen, wobei festzustellen ist, dass Testrotor 2 mit Erreichen dieser Drehzahl erstmals eine bleibende Aufweitung der Bandage zeigte, während bei Testrotor 1 die statisch ermittelte Aufweitung bis zum Versagen im Bereich weniger hundertstel Millimeter lag.

**Tabelle 6-3: Versuchsprotokoll Testrotor 1**

Drehzahl in 1/min	Durchmesser in mm	Bemerkungen
0	159,04	• Keine Schäden erkennbar
10.000 - 13.000	159,04	• Keine Schäden erkennbar
14.000	159,05	• Kleiner lokaler Riss in Umfangsrichtung
15.000	159,06	• Kleiner lokaler Riss in Umfangsrichtung • Leichte Abzeichnung der Klauenkanten in axialer Richtung
16.000	159,06	• Lokaler Riss in Umfangsrichtung deutlich gewachsen • Deutlich intensivere Abzeichnung der Klauen in axialer Richtung
17.000	159,01	• Mehrere Risse in Umfangsrichtung • Abzeichnung der Klauen in axialer Richtung sichtbar
18.000	-	• Bersten in Haltezeit

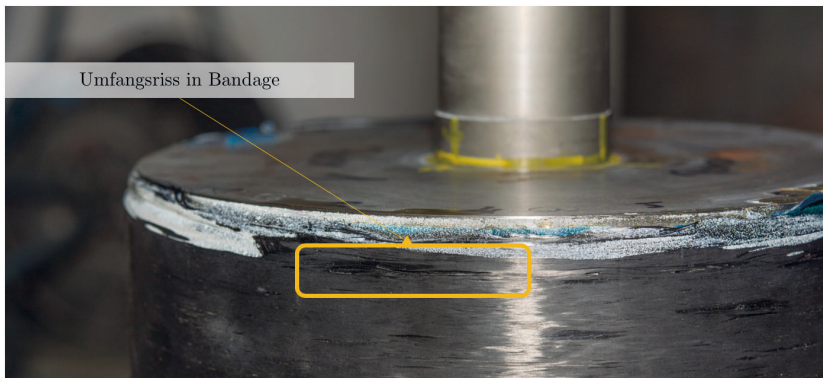
Ab einer Drehzahl von 14.000 resp. 15.000 1/min zeichnen sich die Klauen in Umfangsrichtung in der Bandage ab, ohne dass diese fühlbar waren. Ferner zeichnet sich bei Testrotor 1 ein lokal sehr begrenzter Zwischenfaserbruch in Umfangsrichtung ab. Bei Testrotor 2 stabilisiert sich eine irreversible Durchmesseraufweitung.

Mit Erreichen einer Drehzahl von 16.000 1/min ist bei beiden Rotoren eine stärkere Abzeichnung der Klauen sichtbar und nun auch fühlbar. Bei Testrotor 1 wächst der Riss in Umfangsrichtung deutlich (ca. 60 mm), und die axialen Klauenenden zeichnen sich ab, siehe Abbildung 6-6. Testrotor 2 zeigt weiterhin keine Risse, allerdings ist eine weitere bleibende Vergrößerung des Durchmessers messbar.

**Tabelle 6-4: Versuchsprotokoll Testrotor 2**

Drehzahl in 1/min	Durchmesser in mm	Bemerkungen
0	158,86	• Keine Schäden erkennbar
10.000/ 11.000	158,86	• Keine Schäden erkennbar
12.000	158,95	• Keine Schäden erkennbar, bleibende Aufweitung
13.000	159,00	• Aufweitung vergrößert
14.000	158,95	• Aufweitung leicht ruckläufig • Leichte Abzeichnung der Klauen in Umfangsrichtung
15.000	159,12	• Aufweitung nimmt weiter zu • Intensivere Abzeichnung der Klauen in Umfangsrichtung
16.000	159,20	• Aufweitung nimmt weiter zu • Deutliche Abzeichnung der Klauen in Umfangsrichtung
17.000	159,20	• Deutliche Abzeichnung der Klauen in Umfangsrichtung • Leichte Abzeichnung der Klauen in axialer Richtung
18.000	159,00	• Aufweitung stark ruckläufig • Abzeichnung der Klauen in axialer Richtung sicht- und spürbar
...	...	• Schleudern bis Bersten
21.500	-	• Bersten in Haltezeit

Die Steigerung der Drehzahl auf 17.000 1/min führt dazu, dass bei Testrotor 1 mehrere Risse in Umfangsrichtung sichtbar werden. Gleichzeitig sind die axialen Klauenkanten erstmals bei beiden Testrotoren deutlich fühlbar, siehe Abbildung 6-7.

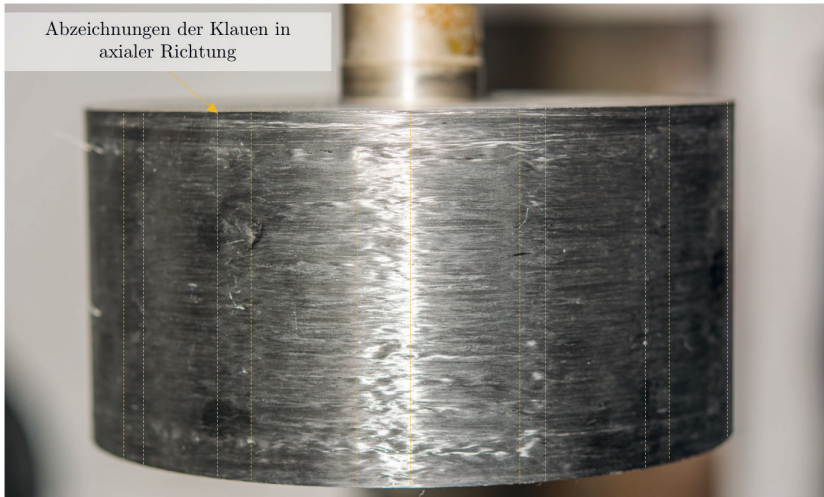
**Abbildung 6-6: Umfangsrisswachstum an der axialen Kante einer Klaue, Testrotor 1**

Mit Erreichen von 18.000 1/min birst Testrotor 1 in der Haltezeit. Testrotor 2 übersteht die Prüfdrehzahl von 18.000 1/min ohne Versagen, allerdings sind die Klauen in axialer



Richtung deutlich sicht- und fühlbar, was auf Zwischenfaserbrüche in der Bandage an den axialen Klauenkanten hindeutet. Des Weiteren ist zu beobachten, dass der Durchmesser der Bandage nahezu auf das ursprüngliche Maß abfällt. Es scheint so, als seien zwischenzeitlich eingefrorene Eigenspannungen abgebaut.

Im Folgenden wird Testrotor 2 ohne weitere Zwischenkontrollen bis zum Bersten getestet, wobei die Schrittweite der Umdrehungssteigerung auf 500 1/min herabgesetzt wurde, die Haltezeit aber weiterhin 2 min. beträgt. Testrotor 2 birzt bei 21.500 1/min in der Haltezeit.



**Abbildung 6-7: Abzeichnung der Klauenkanten in axialer Richtung über den Umfang von Testrotor 2**

## 7 GEGENÜBERSTELLUNG DER BERECHNUNGS- UND TESTERGEBNISSE

Ausgehend von den experimentellen Untersuchungen soll im Folgenden die Frage beantwortet werden, wie exakt die betrachteten Versagenskriterien in der Lage sind, die ermittelten Berstdrehzahlen vorauszusagen und welche Annahmen getroffen werden sollten, um dies reproduzierbar durchzuführen.

### 7.1 RANDBEDINGUNGEN DER SIMULATION

Die folgenden Berechnungen und die notwendige Modellierung erfolgten mittels ANSYS Workbench 18.1 und folgen dem in Kapitel 5.1 vorgestellten Vorgehen. Folglich wird ein hochfeines 1/32-Modell unter der Annahme von Symmetrierandbedingungen genutzt. Ferner wird zwischen einer kreisrunden und einer polygonalen Bandage sowie unsymmetrischen E- und symmetrischen S-Klauen unterschieden.

Bei der Erstellung der Modelle werden die realen Gegebenheiten bei den einzelnen Testrotoren berücksichtigt. D.h., für die Modellierung der Bandage wird der empirisch ermittelte Faservolumengehalt herangezogen; und für die aufgetretenen Fertigungsabweichungen bei der Bandage von Testrotor 1 werden für das untere 5 %-Perzentil Abschläge auf die Bandagendicke angewendet, vgl. Kapitel 6.1. Die hierfür getroffenen Annahmen sind in Tabelle 7-1 zusammengefasst.

**Tabelle 7-1: Anpassungen der Modellierung je Testrotor**

	Testrotor 1			Testrotor 2		
	Unteres 5 %-Perzentil	Mittelwert	Oberes 5 %-Perzentil	Unteres 5 %-Perzentil	Mittelwert	Oberes 5 %-Perzentil
Ermittelter FVG in %	41,0	47,1	54,5	51,7	53,5	54,7
Ermittelte Bandagendicke in mm	0,65 <sup>27</sup>		0,85		0,76	

### 7.2 EINFLUSS DER MODELIERUNG

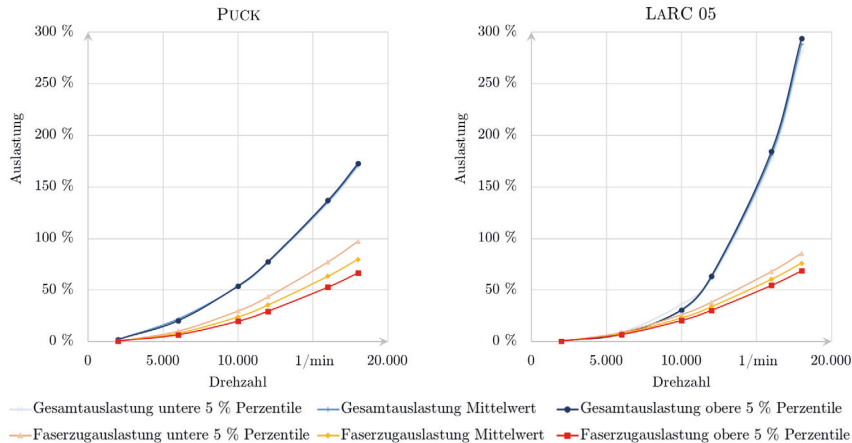
Zuerst wurde der Einfluss der unterschiedlichen FVG (gemäß Tabelle 7-1), mit den Versagenskriterien nach PUCK und LARC 05 untersucht. Dabei zeigt sich, dass in Abhängigkeit vom gewählten Versagenskriterium die Ergebnisse teils stärker und teils deutlich weniger variieren als es die Spannweiten der genutzten Eingabeparameter vermuten lassen.

Entsprechend den ermittelten Materialkennwerten, vgl. Kapitel 2.6.5, beträgt die Streuung der Verbund-Zugfestigkeit 13 % und der zugehörigen Dehnung 11 %. Die für Schubbrüche relevanten Kennwerte  $R_{12}$  resp.  $R_{13}$  weisen eine Schwankungsbreite von weniger als 1 % auf.

<sup>27</sup> Stärkere Abwertung aufgrund von lokalen Faserausbrüchen, die aus Schleifprozess resultierten (0,12 mm) sowie einer ggf. ungünstigen Dopplung der Klebebandschicht (0,08), vgl. Kapitel 6.1.

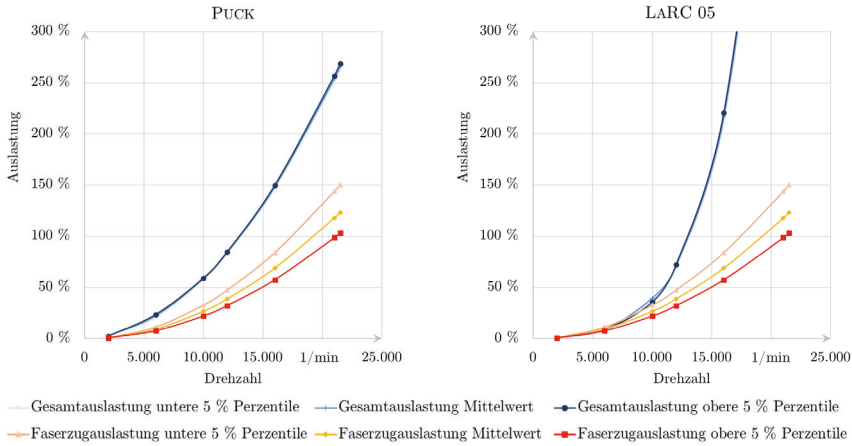
Für  $R_{23}$  war es notwendig, auf Literaturkennwerte zurückzugreifen, daher konnte keine Schwankungsbreite angenommen werden.

Die Gegenüberstellung der Berechnungsergebnisse für Testrotor 1 – für die Versagenskriterien nach PUCK und LARC 05 – zeigt, dass die Streuung der Ergebnisse innerhalb des jeweiligen Versagenskriteriums sehr unterschiedlich ausfällt, siehe Abbildung 7-1. So ist etwa bei 18.000 1/min davon auszugehen, dass die Faserzugauslastung nach PUCK gegenüber dem Mittelwert um - 17 % bis + 13 % schwankt und nach LARC 05 um - 9 % bis + 7 %. Dem gegenüber schwanken die Ergebnisse der Gesamtauslastung gegenüber dem Mittelwert um - 2 % bis + 2 % resp. - 7 % bis + 6 %. Dabei zeichnet sich über die betrachteten Versagenskriterien hinweg kein eindeutiger Trend ab, ob die Ergebnisse der Faserzugauslastung oder die der Gesamtauslastung einen größeren Streuungsbereich aufweisen. Ferner ist zu beobachten, dass die mesomechanischen Versagenskriterien nach PUCK, VOGLER und HASHIN im Mittel deutlich geringere Auslastungen als die Versagenskriterien nach CUNTZE und LARC 05 aufweisen. Über alle Versagenskriterien hinweg weist das CUNTZE-Kriterium die größten Auslastungen auf. Dies ist im vorliegenden Anwendungsfall vor allem auf die Art der Berücksichtigung von schubinduzierten Zwischenfaserbrüchen (Modus IFF2) zurückzuführen.



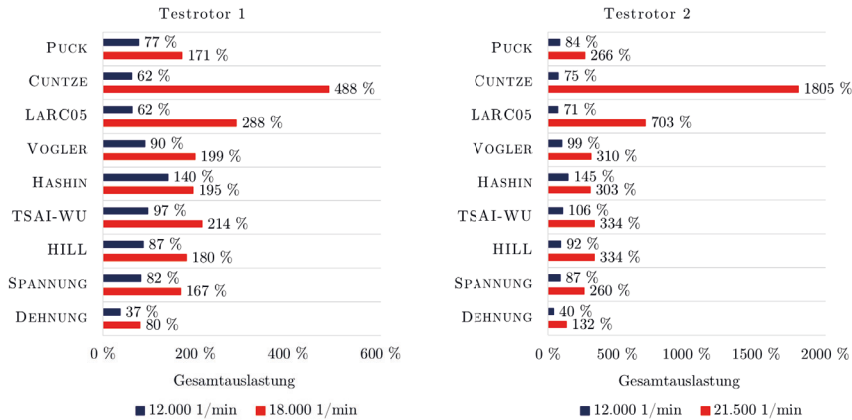
**Abbildung 7-1: Vergleich der Auslastungen nach PUCK und LARC 05 von Testrotor 1 für E-Klauen und eine polygonale Bandage in Abhängigkeit von der Drehzahl sowie den Materialparametern bei mittlerer Bandagendicke**

Der Vergleich der Auslastungen für Testrotor 2 zeigt ein sehr ähnliches Bild. Wieder unterliegt die Faserzugauslastung nach PUCK und LARC 05 signifikanten Streuungen. Die Schwankungsbreite beträgt - 20 bis + 27 % nach PUCK und - 14 bis + 11 % nach LARC 05. Demgegenüber stehen Schwankungsbreiten von - 3 bis + 3 % und - 15 bis + 15 % für die auftretenden Gesamtbelastung nach PUCK resp. LARC 05, vgl. Abbildung 7-2.



**Abbildung 7-2: Vergleich der Auslastungen nach PUCK und LARC 05 von Testrotor 2 für E-Klauen und eine polygonale Bandage in Abhängigkeit von der Drehzahl sowie den Materialparametern bei mittlerer Bandagendicke**

Unabhängig vom gewählten mesomechanischen Versagensmodell gleichen sich die qualitativen Verläufe der Auslastungen. Alleinig die absolute Höhe der Auslastung – insbesondere in Bezug auf die Gesamtauslastung – variiert über alle betrachteten Versagenskriterien sowie Simulationsmodelle ab Erreichen der 12.000 1/min sehr stark. Die Unterschiede zwischen den einzelnen Versagensmodellen bei gleicher Drehzahl können teilweise einen Faktor von 14 erreichen, siehe Abbildung 7-3.



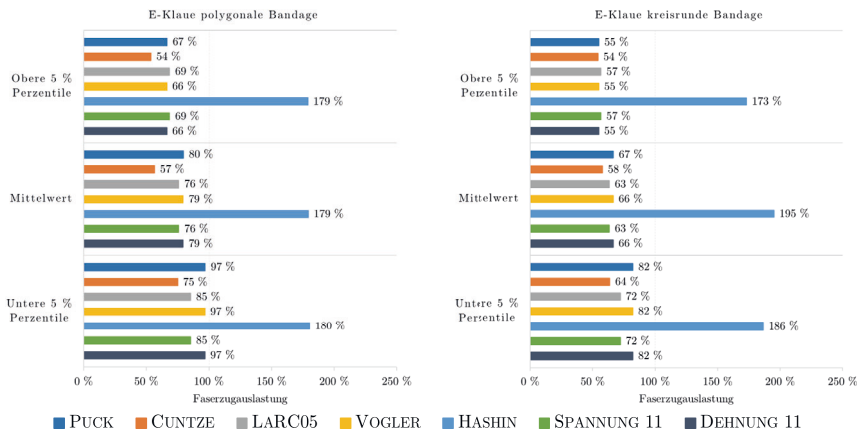
**Abbildung 7-3: Vergleich der Gesamtauslastungen bei ausgewählten Drehzahlen für die Testrotoren 1 (links) und 2 (rechts) bei E-Klauen, polygonaler Bandage, mittlerer Bandagendicke und Materialkennwerten gemäß Mittelwert**

### 7.3 VERGLEICH DER SIMULATIONSERGEBNISSE FÜR TESTROTOR 1

#### Faserzugauslastung

Die Ergebnisse der Berechnungen für Faserzugauslastung bei der im Experiment ermittelten Berstdrehzahl von 18.000 1/min für Testrotor 1, unter der Annahme einer idealen Bandage, können Abbildung 7-4 und Abbildung 7-5 entnommen werden. Es zeigt sich, dass die berechnete Faserzugauslastung bei Berstdrehzahl teilweise signifikant unter 100 % liegt und somit die Versagenskriterien kein Versagen prognostizieren. Einzig das HASHIN-Kriterium weist Faserzugauslastungen von 173 % bis 195 % auf.

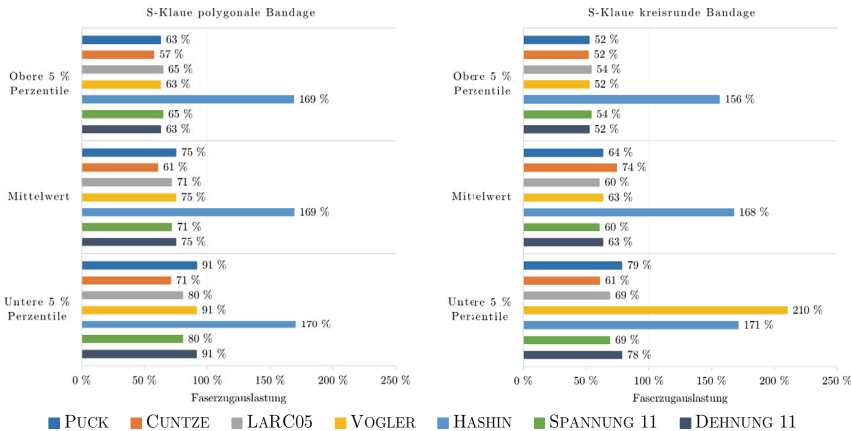
Bei weiterer Analyse der Ergebnisse wird deutlich, dass die prognostizierten Faserzugauslastungen für die polygonale Bandagenform im Mittel ca. 8 Prozentpunkte höher sind als die der kreisrunden Bandagenform. Ferner ist die Faserzugauslastung der Bandage bei Nutzung von E-Klauen statt S-Klauen im Mittel ca. 2 Prozentpunkte höher. Der Vergleich der Ergebnisse der Versagenskriterien in Abhängigkeit von den gewählten Materialparametern zeigt eine mittlere Spannweite von 11 Prozentpunkten. Dementsprechend haben sowohl die Bandagenform als auch die gewählten Materialparameter nahezu identischen Einfluss auf die Faserzugauslastung. Ferner ist ersichtlich, dass die prognostizierten Auslastungen gemäß des HASHIN-Kriteriums als Ausreißer aufgefasst werden müssen, die keine hinreichend genaue Übereinstimmung mit der experimentell ermittelten Berstdrehzahl aufweisen. Daher wird in den folgenden detaillierten Betrachtungen das HASHIN-Kriterium nicht berücksichtigt.



**Abbildung 7-4: Vergleich der Faserzugauslastung von Testrotor 1 für E-Klauen in Abhängigkeit von den gewählten Materialparametern bei Berstdrehzahl von 18.000 1/min und 0,85 mm Bandagendicke**

Die höchste Faserzugauslastung von 97 % zeigen bei den hier gewählten Annahmen die Versagenskriterien nach PUCK, VOGLER und dem MAXIMALDEHNUNGSKRITERIUM für die Modelle mit polygonaler Bandage, E-Klauen sowie Materialkennwerten gemäß unterem 5 %-Perzentil. Bei alleiniger Betrachtung der S-Klauen sinkt die vorausberechnete Faserzugauslastung bereits auf 91 % und bei Nutzung der kreisrunden Bandage sogar auf nur 79 %. Gemein ist allen drei Kriterien, dass sie zur Berechnung der Faserzugauslastung einen

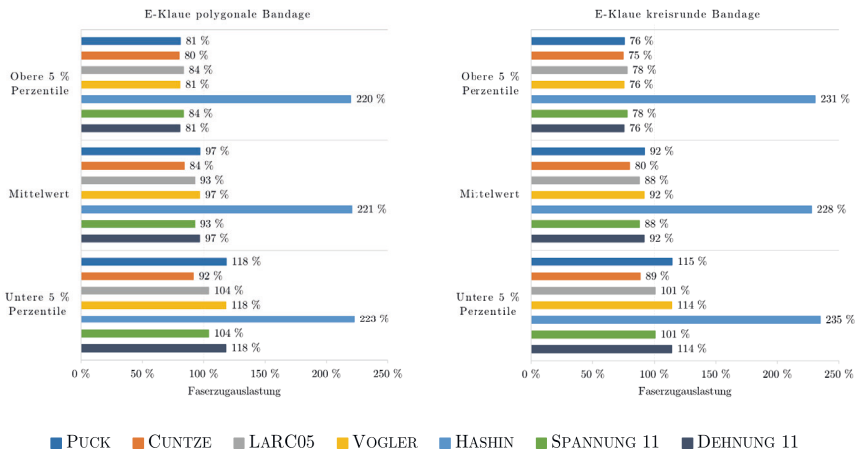
dehnungsbasierten Ansatz verfolgen, vgl. Kapitel 4.3.6. Die Nutzung von spannungsbasierten Ansätzen, wie bei dem LARC 05-Kriterium und der MAXIMALSPANNUNGSHYPOTHESE führen bei den hier gegebenen Randbedingungen zu einer weiteren Unterschätzung der auftretenden Auslastung.



**Abbildung 7-5: Vergleich der Faserzugauslastung von Testrotor 1 für S-Klauen in Abhängigkeit von den gewählten Materialparametern bei Berstdrehzahl von 18.000 1/min und 0,85 mm Bandagendicke**

Da die Ergebnisse der Simulationsrechnungen für Testrotor 1 nicht zufriedenstellend erscheinen, ist davon auszugehen, dass wesentliche den Spannungszustand beeinflussende Faktoren nicht berücksichtigt wurden. Daher erscheint es angebracht, die Schwankungen der Bandagendicke, die aus der Fertigung resultieren, vgl. Kapitel 6.1, mit einzubeziehen. Aus diesem Grund wird im Folgenden die Bandagendicke auf 0,65 mm (unteres 5 %-Perzentil) reduziert. Dadurch steigt die Faserzugauslastung deutlichen an und prognostiziert bereits für mittlere Faserkennwerte eine Auslastung von nahezu 100 %, vgl. Abbildung 7-6. Dies gilt insbesondere für die Ergebnisse des polygonalen Bandagenmodells. Das kreisrunde Bandagenmodell weist eine im Schnitt 5 Prozentpunkte niedrigere Faserzugauslastung auf. Im besten Fall beträgt die Abweichung von gemessener und errechneter Faserzugauslastung für das PUCK- und VOGLER-Kriterium sowie die MAXIMALDEHNUNGSHYPOTHESE nur 3 Prozentpunkte. Das CUNTZE- und LARC 05-Kriterium sowie die MAXIMALSPANNUNGSHYPOTHESE weisen höhere Abweichungen auf. Die Ergebnisse des HASHIN-Kriteriums sind für alle betrachteten Simulationsmodelle als zu konservativ einzuschätzen.

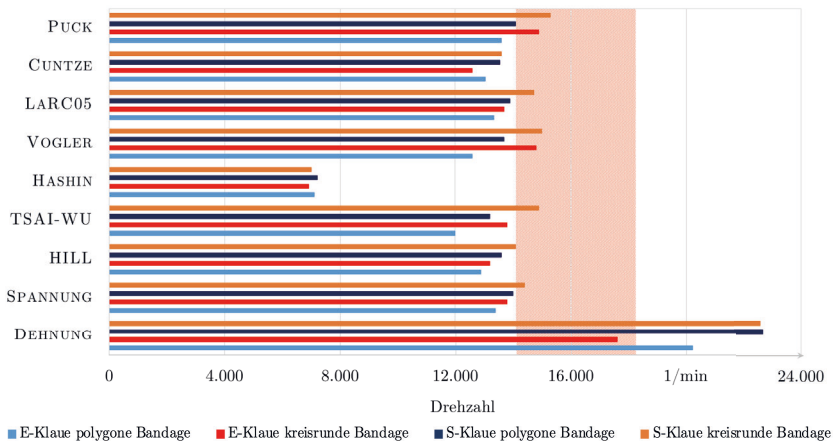
Eine abschließende Betrachtung der mittleren absoluten Abweichung der gewählten Versagenskriterien von der ermittelten Berstdrehzahl mittels Rang-Verfahrens zeigt, dass das PUCK- gefolgt vom VOGLER- KRITERIUM und die MAXIMALDEHNUNGSHYPOTHESE die höchste Präzision im Bezug auf die Faserzugauslastung mit einer mittleren Abweichung von 7,2 Prozentpunkten bis 7,4 Prozentpunkten aufweist. Mit etwas Abstand folgen das LARC 05- KRITERIUM und die MAXIMALSPANNUNGSHYPOTHESE mit ca. 11,7 Prozentpunkten sowie das CUNTZE-Kriterium mit ca. 19,1 Prozentpunkten mittlerer Abweichung.



**Abbildung 7-6: Vergleich der Faserzugauslastung von Testrotor 1 für E-Klauen in Abhängigkeit der gewählten Materialparameter bei Berstdrehzahl von 18.000 1/min und 0,65 mm Bandagendicke**

**Gesamtauslastung**

Entsprechend den empirischen Untersuchungen, vgl. Tabelle 6-3, traten erste lokal sicht- und tastbare Zwischenfaserbrüche in Umfangsrichtung bei 14.000 1/min auf. Durch eine weitere Steigerung der Drehzahl manifestierten sich Risse in Umfangsrichtung an mehreren Stellen. Da etwaige Risse in Dickenrichtung erst durch die FKV-Bandage wachsen müssen, sind diese nicht immer sofort detektierbar. Bei der Auslegung hinsichtlich Zwischenfaserbruch sollte daher ggf. ein Sicherheitsfaktor angewendet werden.



**Abbildung 7-7: Vergleich der maximal zulässigen Drehzahl in Bezug auf die Gesamtauslastung von Testrotor 1 für Materialkennwerte gemäß Mittelwert und 0,85 mm Bandagendicke**

Die Analyse der Simulationsergebnisse zeigt, dass nahezu alle mesomechanischen Versagenskriterien im relevanten Drehzahlbereich Zwischenfaserbrüche voraussagen, siehe Abbildung 7-7. Stark überschätzt wird die Gesamtauslastung vor allem durch das HASHIN-Kriterium. Diese sehr konservative Annahme deckt sich mit den Erkenntnissen bzgl. der Faserzugauslastung. Es zeigt sich aber auch, dass alle mesomechanischen Versagenskriterien einzeln Ausreißer aufweisen. Zudem ist die Ergebnisspannweite zwischen den beiden betrachteten Bandagenformen deutlich größer als noch für die Faserzugauslastung beobachtet, vgl. etwa PUCK, CUNTZE und LARC 05. So wird etwa im Falle der kreisrunden Bandagenform die Zwischenfaserbruchauslastung im Vergleich zum Experiment sowohl vom PUCK- UND LARC 05- als auch vom VOGLER-Kriterium unterschätzt.

Die makromechanischen Versagenskriterien gemäß TSAI-WU und HILL sowie das MAXIMALSPANNUNGSKRITERIUM erreichen eine vergleichsweise gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen, einzig das MAXIMALDEHNUNGSKRITERIUM zeigt eine sehr deutliche Überschätzung der zulässigen Drehzahl.

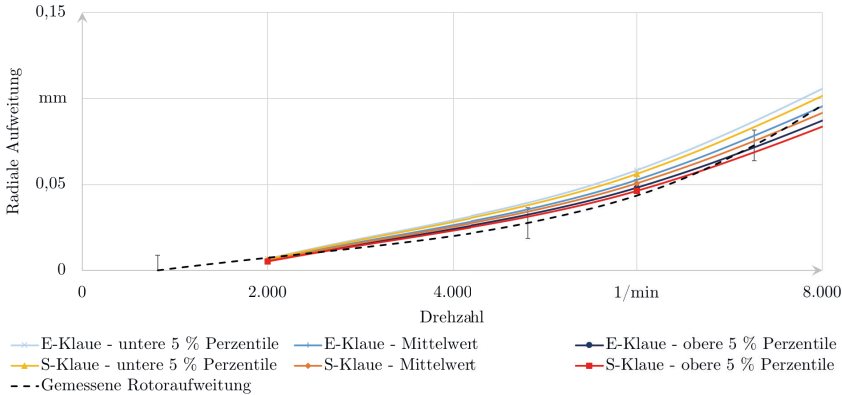
Der Vergleich der Abweichung der Grenzdrehzahlen zwischen beobachteten und berechneten ZFB mittels des Rang-Verfahrens zeigt, dass die MAXIMALSPANNUNGSHYPOTHESE gefolgt vom LARC 05-, HILL-, PUCK-, CUNTZE-, TSAI-WU- und VOGLER-Kriterium die besten Übereinstimmungen erreicht. Die beobachtete mittlere Abweichung liegt bei den vorgenannten Kriterien zwischen 2,5 und 5,4 Prozentpunkten. Wobei anzumerken ist, dass hier erstmals für alle betrachteten Modellen die berechneten, maximal zulässigen Drehzahlen konservativ ausfallen. Die MAXIMALDEHNUNGSHYPOTHESE weist hingegen eine Abweichung von bis zu 62 Prozentpunkten auf, wobei die maximal zulässige Drehzahl erstmals deutlich überschätzt wird.

### ***Rotoraufweitung***

Im Folgenden werden die numerisch berechnete und die experimentell ermittelte radiale Rotoraufweitung für Testrotor 1 gegenübergestellt. Experimentell wurde die Rotoraufweitung mittels zerstörungsfreier Untersuchung ermittelt, vgl. Kapitel 6.2. Eine Gegenüberstellung der Ergebnisse kann Abbildung 7-8 entnommen werden. Es ist zu erkennen, dass die Abweichungen zwischen berechnetem und gemessenem Verlauf der radialen Aufweitung je Messpunkt nur wenige hundertstel Millimeter betragen und größtenteils im Bereich der Standardabweichung liegen.

Der Gegenüberstellung kann entnommen werden, dass die Mess- und Berechnungsergebnisse sowohl qualitativ als auch quantitativ recht gut übereinstimmen. Abweichungen zwischen den experimentell und numerisch ermittelten Kurven sind in erster Linie auf Fertigungseinflüsse bei der Rotorherstellung sowie auf Messunsicherheiten zurückzuführen.





**Abbildung 7-8: Vergleich der gemessenen und errechneten radialen Bandenaufweitung für die polygonale Bandagenform**

### Zwischenfazit

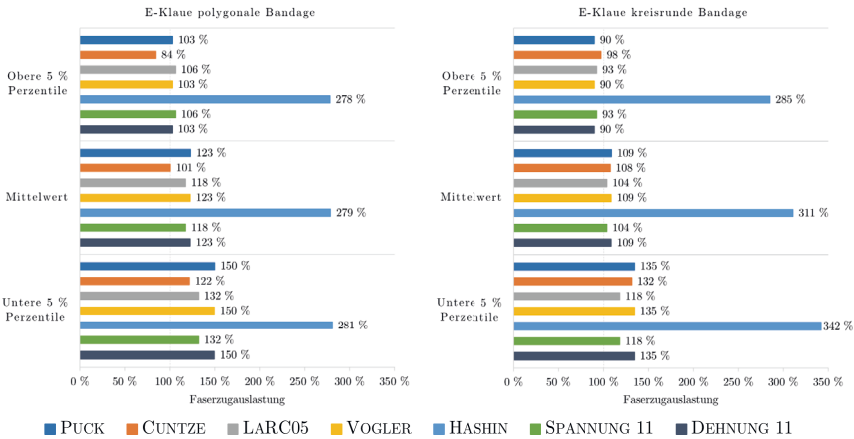
Aufbauend auf diesen Ergebnissen kann zum gegenwärtigen Zeitpunkt geschlussfolgert werden, dass diejenigen Versagenskriterien, bei denen die Faserzugauslastung dehnungsbasiert bewertet wird, die Berstdrehzahl vergleichsweise genau vorausberechnen können. Voraussetzung hierfür scheint eine akkurate Bestimmung der minimalen lokalen Bandagendicke, bedingt durch etwaige Fertigungseinflüsse, sowie eine zuverlässige Ermittlung der Materialkennwerte für die FKV-Werkstoffe. Berechnungsansätze, die spannungsbasiert die Faserzugauslastung errechnen, zeigen deutlich stärkere Abweichungen. Zudem neigen sie dazu, die Auslastung zu gering zu bewerten.

Im Bezug auf die Gesamtauslastung der Bandage zeigt sich, dass sowohl die meso- als auch makromechanischen Versagenskriterien in der Lage sind, im vorliegenden Anwendungsfall teils sehr gute und gute Übereinstimmungen zu erzielen. Dies gilt insbesondere für Simulationsmodelle mit polygonaler Bandagenform, die in Kombination mit dem VÖGLER-, PUCK- oder LARC 05-Kriterium benutzt werden.

## 7.4 VERGLEICH DER SIMULATIONSERGEBNISSE FÜR TESTROTOR 2

### Faserzugauslastung

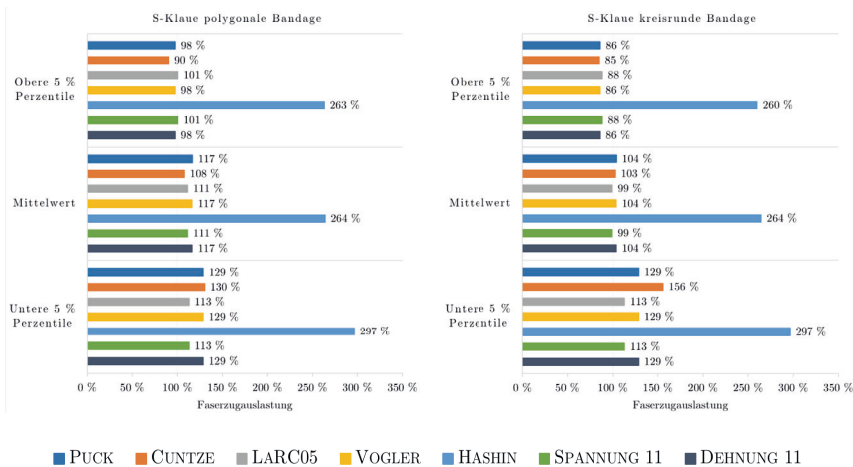
Die Berechnungsergebnisse für Testrotor 2 zeigen bereits ohne Anpassungen der Bandagendicke sehr gute Übereinstimmungen mit der experimentell ermittelten Versagensdrehzahl, vgl. Abbildung 7-9 und Abbildung 7-10. So ist bei diesem Testrotor die Abweichung zwischen errechneter Berstdrehzahl und ermittelter Berstdrehzahl teils sehr gering. Es ist allerdings auffällig, dass insbesondere das CUNTZE-Kriterium deutliche geringere Faserzugauslastung prognostiziert als alle anderen betrachteten Kriterien.



**Abbildung 7-9: Vergleich der Faserzuglastung von Testrotor 2 für E-Klauen in Abhängigkeit von den gewählten Materialparametern bei Berstdrehzahl von 21.500 1/min**

Im Vergleich zu Testrotor 1 ist bei Testrotor 2 festzustellen, dass die beste Übereinstimmung in Bezug auf die empirischen und numerischen Ergebnisse bei Materialkennwerten gemäß dem oberen 5 %-Perzentil auftritt. So sagen etwa die Versagenskriterien nach PUCK, CUNTZE, VOGLER und der MAXIMALDEHNUNGSHYPOTHESE das Versagen im besten Fall auf 3 Prozentpunkte genau voraus (polygonale Bandage mit E-Klauen, Materialkennwerte gemäß oberem 5 %-Perzentil). Auch im Falle der S-Klauen zeigen die numerischen Ergebnisse für die polygonale Bandagenform, unter Verwendung der Materialkennwerte des oberen 5 %-Perzentils, nur geringe Abweichungen von 1 bis 2 Prozentpunkten. Dies spricht dafür, dass die in der Simulation getroffenen Annahmen und die gemessenen Materialkennwerte sehr gut übereinstimmen und gleichzeitig die Fertigungstoleranzen bei diesem Rotor sehr gut eingehalten wurden.

Die Betrachtung der Berechnungsergebnisse für die kreisrunde Bandagenform zeigt sehr gute Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen. Im Vergleich zur polygonalen Bandage wird hier die beste Übereinstimmung bei Verwendung der mittleren Materialkennwerte erzielt. Es ist allerdings zu beachten, dass bei Nutzung von Materialparametern der oberen 5 %-Perzentile keines der betrachteten Kriterien ein Versagen prognostiziert.



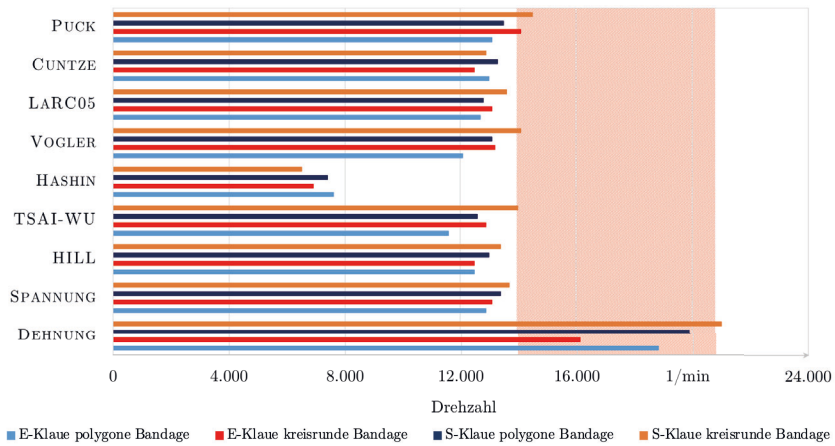
**Abbildung 7-10: Vergleich der Faserzugauslastung von Testrotor 2 für S-Klauen in Abhängigkeit von den gewählten Materialparametern bei Berstdrehzahl von 21.500 1/min**

### Gesamtauslastung

Die experimentellen Untersuchungen von Testrotor 2 zeigten erste lokal sicht- und tastbare Zwischenfaserbrüche bei 14.000 bis 15.000 1/min, vgl. Tabelle 6-4. Diese manifestierten sich vornehmlich in Form von axialen Abzeichnungen der Klauenkanten auf der Rotoroberfläche bis hin zu deutlich tastbaren Zwischenfaserbrüchen in Umfangsrichtung. Wiederum ist gemäß den Simulationsergebnissen davon auszugehen, dass die Zwischenfaserbrüche in Dickenrichtung von der Klauenoberfläche hin zur Bandagenoberfläche wachsen, vgl. Kapitel 6.3.

Die Ergebnisse der numerisch ermittelten Grenzdrehzahlen für Zwischenfaserbrüche, bei Materialkennwerten gemäß Mittelwert, sind in Abbildung 7-11 zusammengefasst. Diese ähneln in Verlauf und Höhe denen von Testrotor 1, vgl. Abbildung 7-7. Allerdings zeigt sich, dass die Homogenität der Ergebnisse für Testrotor 2 deutlich besser ist. Dieses Verhalten war schon bei der Faserzugauslastung beobachtbar.

Der Vergleich der numerisch und der experimentell ermittelten Grenzdrehzahl zeigt, dass das TSAI-WU-, PUCK- und VOGLER-Kriterium sowie die MAXIMALSPANNUNGSHYPOTHESE die besten Übereinstimmungen, mit einer mittleren Abweichung von 2,8 % bis 4,6 % über alle Modelle hinweg, zeigen. Abweichungen im Bereich von 6,2 % bis 7,7 % weisen die Kriterien nach, CUNTZE, HILL und LARC 05 auf. Wie schon bei Testrotor 1 zu beobachten, indiziert die MAXIMALDEHNUNGSHYPOTHESE eine deutliche Unterschätzung der ZFB-Auslastung.



**Abbildung 7-11: Vergleich der maximal zulässigen Drehzahl in Bezug auf die Gesamtauslastung von Testrotor 2 für Materialkennwerte gemäß Mittelwert und 0,76 mm Bandagendicke**

## 7.5 SCHLUSSFOLGERUNGEN

Die vorgestellten Ergebnisse der numerischen Simulation in Kapitel 7.3 und 7.4 sowie der Vergleich dieser mit den experimentell ermittelten Schleuderdrehzahlen zeigt, dass es möglich ist sowohl das Bersten des Rotors aufgrund von Faserzugbruch als auch das stufenweise Versagen der Bandage aufgrund von Zwischenfaserbrüchen mit bekannten mesomechanischen sowie makromechanischen Versagenskriterien vorauszusagen. Allerdings weisen die experimentellen Ergebnisse teilweise recht hohe Schwankungen auf, die auf fertigungsbedingte Einflüsse zurückgeführt sind: etwa Schwankung der Klauenmaße, Überlappungen des genutzten Klebebandes, lokale Abweichungen des FVG sowie etwaige Faserausbrüche durch den Schleifprozess. Diese instanz-spezifischen Parameter können nur bedingt in Simulationsmodellen berücksichtigt werden.

Die teilweise hohen Schwankungen zwischen den Ergebnissen der betrachteten Versagenskriterien sind zum einen auf die modellspezifischen Parameter, zum anderen auf eine modellinhärente hohe Sensitivität bzgl. einzelner Spannungs-kombinationen zurückzuführen. Dabei zeigt sich für die Faserzugauslastung über alle betrachteten Modellierungen hinweg, dass die mesomechanischen Versagenskriterien nach LARC 05, PUCK und VOGLER die besten Übereinstimmungen mit den experimentellen Untersuchungsergebnissen aufweisen, siehe Abbildung 7-12. Die vergleichsweise einfach anzuwendenden makromechanischen Versagenskriterien der MAXIMALSPANNUNGS- und der MAXIMALDEHNUNGSHYPOTHESE zeigen ebenfalls geringe Abweichungen. Dies war allerdings aufgrund der sehr ähnlichen Berechnung der Faserzugauslastung der o.g. fünf Kriterien zu erwarten, vgl. Tabelle 4-3.

Das mesomechanische Versagenskriterium nach CUNTZE nutzt für die Berechnung der Faserzugauslastung den E-Modul der Verstärkungsfaser in Faserrichtung sowie den FVG. Aufgrund von fertigungsbedingten Schwankungen des FVG führte diese Modellannahme bei Testrotor 1 und 2 zu signifikanten mittleren Abweichungen zwischen den experimentellen und numerischen Ergebnissen.

Die größten Abweichungen in Bezug auf die Faserzugauslastung weist das HASHIN-Kriterium auf, da dieses zusätzlich zu den fasernparallelen Spannungen  $\sigma_1$  die Schubspannungen  $\tau_{12}$  und  $\tau_{13}$  berücksichtigt. Die Abweichungen über alle betrachteten Modelle liegen bei deutlich über 100 Prozentpunkten. Folglich wird durch das HASHIN-Kriterium die Faserzugauslastung der Bandage deutlich zu konservativ bewertet. Es wird daher nicht empfohlen das HASHIN-Kriterium bei der Auslegung der Rotorbandage zu berücksichtigen. Ebenfalls nicht empfohlen wird die Verwendung des HILL- oder TSAI-WU-Kriteriums für die Berechnung der Faserzugauslastung, diese weisen ebenfalls deutlich zu früh das Bersten der Bandage aus.

Ausgehend von den Daten gemäß Abbildung 7-12 sowie den gesammelten Erfahrungen bei der Modellerstellung wird aus Sicherheitsgründen empfohlen, für die Berechnung der Faserzugauslastung zwei Versagenskriterien parallel zu betrachten, zum einen das PUCK-Kriterium, zum anderen die MAXIMALSPANNUNGSHYPOTHESE. Beide Kriterien sind in Bezug auf die Berechnung der Faserzugauslastung vergleichsweise einfach zu implementieren bzw. stehen in ausgewählten FEM-Programmen bereits zur Verfügung. Zudem liefern sie im vorliegenden Beispiel sehr gute Übereinstimmungen mit den experimentellen Ergebnissen und benötigen ein Minimum an experimentell zu ermittelnden Materialkennwerten.

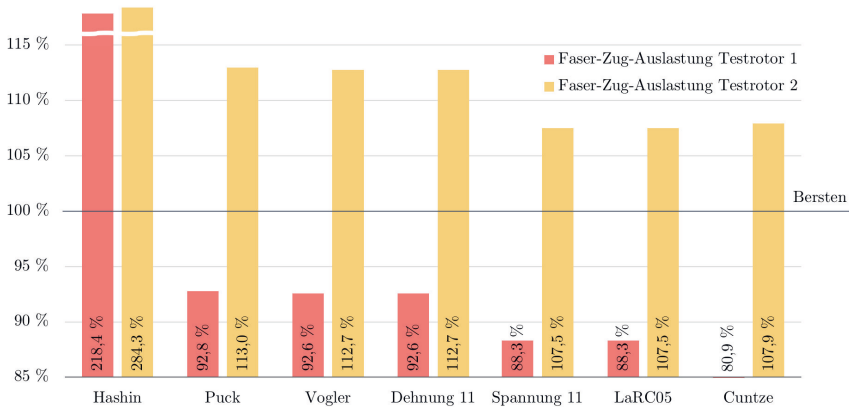


Abbildung 7-12: Vergleich zwischen den numerisch und den experimentell ermittelten Faser-Zug-Auslastungen

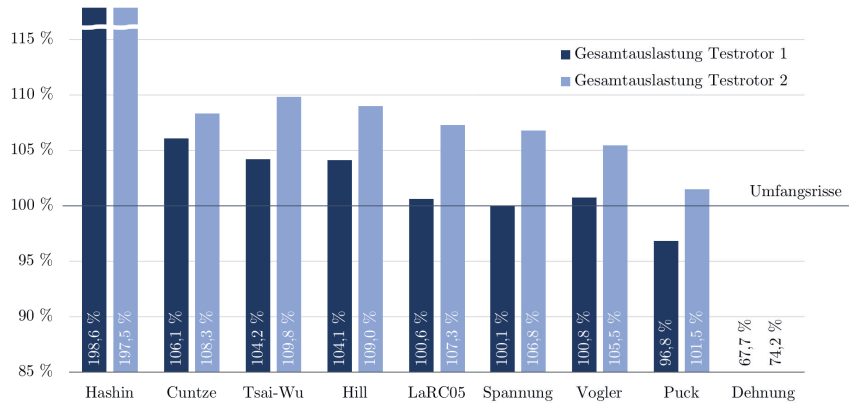


Abbildung 7-13: Vergleich zwischen den numerisch und den experimentell ermittelten Gesamtauslastungen

Die Nutzung des CUNTZE- und LARC 05-Kriteriums kann nur eingeschränkt empfohlen werden. Auch wenn diese Kriterien in Bezug auf die ermittelten Auslastung, vgl. Abbildung 7-12 und Abbildung 7-13, teils sehr gute Übereinstimmungen mit den empfohlenen Kriterien erreichen. So neigt etwa das CUNTZE-Kriterium dazu, die Faser-Zug-Auslastung, bei Modellen mit kreisrunder Bandage, teils signifikant zu unterschätzen. Je nach Anwendungsfall und Ressourcen des Berechners kann die alleinige Verwendung dieses Kriteriums bei der Auslegung vergleichbarer Bandagen zu Fehlinterpretationen führen. Für das LARC 05-Kriterium anzumerken, dass für die Bewertung der Zwischenfaserbruchauslastung zum einen die Reibungsparameter  $\eta_T$  und  $\eta_L$  ermittelt werden müssen, welche bisher nur in sehr eingeschränkter Form in Datenbanken erfasst sind [105, S. 2316]. Zum anderen ist beim Übergang auf Nicht-UD-Materialien die Ermittlung der In-Situ-Festigkeiten [105, S. 2321] mit erheblichen Aufwänden verbunden, die ein hohes Maß an Erfahrungen im Umgang mit

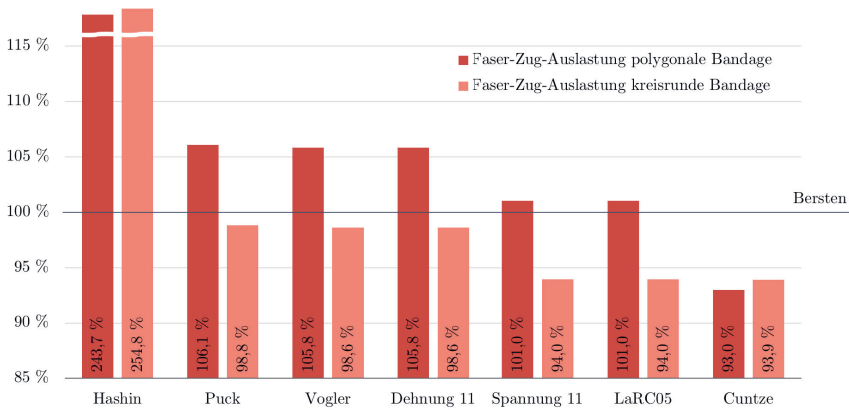
diesem Versagenskriterium voraussetzen. Für das CUNTZE-Kriterium sind die Berechnungen vergleichsweise einfach zu implementieren, aber auch hier sind entsprechende langjährige Erfahrungen notwendig, um die Curvefitting-Parameter  $b_{12}$  und  $b_2^{\mp}$  korrekt auf das Bandagenmaterial abzustimmen.

Der Vergleich der mittleren Abweichung der Gesamtauslastungen, siehe Abbildung 7-13, zeigt zudem, dass neben den mesomechanischen Kriterien nach PUCK und VOGLER auch die makromechanischen Kriterien nach TSAI-WU, HILL und der MAXIMALSPANNUNGSHYPOTHESE die Gesamtauslastung sehr präzise ermitteln. Allerdings sei darauf hingewiesen, dass insbesondere das HILL-Kriterium davon profitiert, dass im vorliegenden Beispiel vorrangig Zugbelastungen auftreten und daher die Schwächen dieses Kriteriums im Druckbereich kaschiert werden.

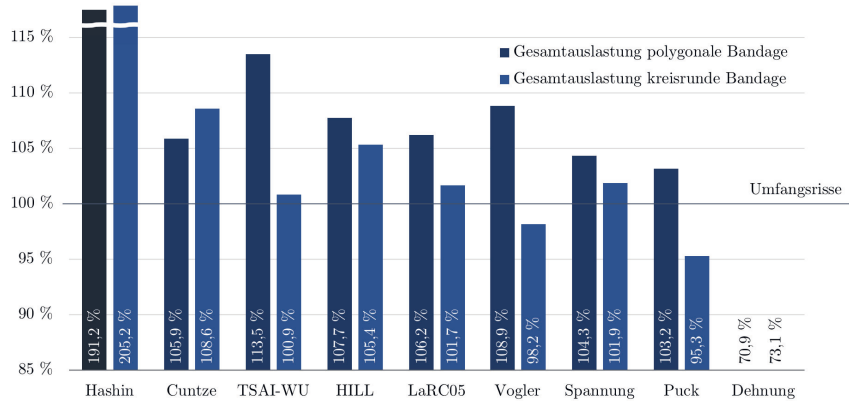
Die Berechnung der Gesamtauslastung gemäß PUCK setzt voraus, dass die Bruchebene und der zugehörige Bruchwinkel  $\theta_{fp}$  ermittelt werden, siehe Kapitel 4.3.2. Dies stellt jedoch mit der steigenden Rechenleistung moderner Computer keine wesentliche Einschränkung mehr dar. Aufgrund der guten wissenschaftlichen Durchdringung sowie des vergleichsweise geringen Aufwands bei der Implementierung und der Werkstoffcharakterisierung wird für die numerische Ermittlung der Gesamtauslastung empfohlen, zusätzlich zum PUCK-Kriterium das TSAI-WU-Kriterium zu nutzen.

Das Kriterium nach VOGLER zeigt im vorliegenden Beispiel sowohl bei der Berechnung der Faser- als auch der Zwischenfaserbruchauslastung sehr gute Übereinstimmungen mit den empirischen Ergebnissen. Allerdings beruhen diese guten Übereinstimmungen für die Zwischenfaserbruchauslastung zum großen Teil auf dem in biaxialen Versuchen oder ersatzweise in off-axis-Tests zu ermittelnden Materialparameter  $R_B^{(\pm)}$ , vgl. Kapitel 4.3.5. Die im Rahmen dieser Arbeit genutzten Abminderungsfaktoren zur Definition von  $R_B^{(\pm)}$ , gemäß [18, S. 101], führen zu einer sehr guten Übereinstimmung der Ergebnisse im Hinblick auf die Gesamtauslastung. Dies kann jedoch dem Umstand geschuldet sein, dass die gleiche Kohlenstofffaser wie in Veröffentlichung [18, S. 101] genutzt wurde. Bei Übergang auf andere Faser-Matrix-Kombinationen ist die gute Übereinstimmung der numerisch und experimentell ermittelten Gesamtauslastungen nicht zwangsläufig zu erwarten. Auch liegen bisher nur sehr eingeschränkte Erfahrungen und teils nur Schätzungen über den Materialparameter  $R_B^{(\pm)}$  vor, daher kann zum gegenwertigen Zeitpunkt keine eindeutige Empfehlung zur Nutzung des VOGLER-Kriteriums gegeben werden.

In Bezug auf die Modellierung der Bandage kann ausgehend von den Ergebnissen in Abbildung 7-14 und Abbildung 7-15 geschlussfolgert werden, dass im Mittel die kreisrunde Bandagenform zu favorisieren ist. So zeigt diese insbesondere bei der hier betrachteten Bandagen-Klauen-Kombination eine deutlich geringere mittlere Abweichung bzgl. der Faserzugauslastung und auch eine etwas geringere mittlere Abweichung in Bezug auf die Gesamtauslastung. Da die polygonale Bandagenmodellierung zumeist eine höhere lokale Auslastung liefert, kann diese Modellierung im Hinblick auf eine konservative Auslegung durchaus auch gewählt werden. Eine eindeutige Favorisierung einer bestimmten Bandagenmodellierung ist auf Basis der zur Verfügung stehenden Ergebnisse nicht möglich.



**Abbildung 7-14: Vergleich zwischen den numerisch und den experimentell ermittelten Faser-Zug-Auslastungen für die polygonale und die kreisrunde Bandage**



**Abbildung 7-15: Vergleich zwischen den numerisch und den experimentell ermittelten Gesamtauslastungen für die polygonale und die kreisrunde Bandage**

Ein vergleichbares Bild zeigt sich bei Betrachtung der mittleren Abweichung der numerisch und der experimentell ermittelten Faserzugauslastung und Gesamtauslastung bzgl. E-Klauen und S-Klauen. So liegen die Auslastungen für E-Klauen zumeist 6 Prozentpunkte oberhalb der von S-Klauen, wodurch die Modelle mit E-Klauen zu einer konservativeren Auslegung beitragen. Entsprechend wird empfohlen, zur Auslegung diese zu verwenden, auch wenn dies mit erhöhtem Rechenaufwand aufgrund der unsymmetrischen Lagerungsbedingungen einhergeht.



## 8 EMPFEHLUNGEN

Die folgenden Empfehlungen beziehen sich auf die Gestaltung und Auslegung von UD-CFK-Bandagen mit duroplastischer Matrix für Rotoren von Elektromotoren. CFK ist vor allem aufgrund der hohen spezifischen Festigkeiten und Steifigkeiten, insbesondere in Faserrichtung, in Kombination mit einer magnetischen Permeabilität von  $\approx 1$  sowie den exzellenten Zeitfestigkeiten prädestiniert für die Anwendung in Rotorbandagen.

### 8.1 MATERIALKENNWERTE

Zur detaillierten numerischen Auslegung der Rotorbandage empfiehlt es sich, eine möglichst vollständige Charakterisierung des Faserverbundes bei Raum- und Betriebstemperatur durchzuführen. Dabei können die in Kapitel 2.6.5 herangezogenen Prüfnormen genutzt und ggf. für die Schubcharakterisierung durch andere einschlägige Normen ersetzt werden. Da die mechanischen Eigenschaften der Bandage stark vom Faservolumengehalt (FVG) abhängen, sollte vor Beginn der Herstellung der Prüfkörper der erreichbare FVG der späteren Bandage entsprechend den zur Verfügung stehenden Fertigungstechnologien abgeschätzt und der FVG der Prüfkörper angepasst werden.

Bei der Werkstoffcharakterisierung sollten neben den Mittelwerten auch die unteren 5 %-Perzentile bestimmt werden. Für die Dimensionierung der Rotorbandage kann es ferner notwendig sein, Zeitfestigkeiten zu ermitteln, welche für die Dimensionierung der Bandage verwendet werden können.

Bei der Auswahl des Matrixsystems ist besonderer Wert auf die Glasübergangstemperatur ( $T_g$ ) sowie die Topfzeit zu legen. Zum einen sollte die Bandagenherstellung sicher innerhalb der Topfzeit möglich sein, zum anderen sollte die  $T_g$  mindestens 20 K oberhalb der maximal zu erwartenden Rotor- und Statoroberflächentemperatur liegen. Da einige Permanentmagnete sowie Elektroleche mit thermo- oder duroplastischen Schichten überzogen sind, sollte der Temperzyklus des Matrixsystems vorab überprüft werden, um etwaige Materialschädigungen während des Temperns zu vermeiden.

Aufgrund des Aufwands, der mit einer qualitätsgesicherten mechanischen Kennwertermittlung sowie der späteren Bandagenherstellung verbunden ist, empfiehlt es sich, die Auswahl der einzusetzenden Faser-Matrix-Kombinationen stark einzuschränken, ein oder zwei qualifizierte Typen werden vom Autor als ausreichend erachtet. Somit kann eine präzisere Auslegung unterstützt sowie eine fertigungsbegleitende Qualitätssicherung erleichtert werden.

### 8.2 NUMERISCHE ANALYSE

Bei der numerischen Auslegung von UD-Faserbundbandagen für Elektromotorrotoren ist zu beachten, dass die Modellierung und Vernetzung der Bandage teils signifikanten Einfluss auf die Ergebnisse hat. Dabei dürfen Bauteilsymmetrien zur Verringerung des Modellierungs- und Berechnungsaufwands ausgenutzt werden. Aufgrund der lokalen Spannungskonzentrationen in der Bandage sind Konvergenzstudien hinsichtlich der lokal notwendigen Netzfeinheit durchzuführen.

Für die Bewertung hinsichtlich Faserzugauslastung wird empfohlen, parallel das PUCK-Kriterium (Kapitel 4.3.2) sowie die MAXIMALSPANNUNGSHYPOTHESE (Kapitel 4.2.1)

heranzuziehen. Zur Bewertung der Gesamtauslastung und damit möglicherweise auftretender Zwischenfaserbrüche empfiehlt der Autor die parallele Nutzung des PUCK- und des TSAI-WÜ-Kriteriums (Kapitel 4.2.3).

Die numerischen Analysen können sowohl mit den gemittelten Materialkennwerten als auch mit denen des unteren 5 %-Perzentiles durchgeführt werden. Im vorliegenden Beispiel wurden bessere Übereinstimmungen mit den Testergebnissen für Materialkennwerte gemäß Mittelwert erreicht. Im Hinblick auf eine konservative Auslegung ist es jedoch durchaus empfehlenswert, die Materialparameter gemäß dem unteren 5 %-Perzentil zu nutzen.

### 8.3 FERTIGUNG

Im Rahmen der Rotorfertigung zeigten sich die typischen Nachteile der Nutzung von Nasswickelverfahren. Zum einen ist die Laminatqualität stark vom Wickelzug, dem Wickeluntergrund sowie der Harztränkung der Fasern abhängig, zum anderen werden vergleichsweise lange Fertigungszeiten benötigt um die Bandage aufzubringen und auszuhärten, vgl. Kapitel 6.1. Für einen Kleinserienprozess ist das Nasswickeln durchaus ein sinnvolles Verfahren, mit Steigerung der jährlich benötigten Rotorbandagenanzahl sollten jedoch alternative Konzepte, wie etwa das Wickeln von vorimprägnierten Tapes oder das Wickeln mit anschließendem Harzinfusionsprozess in Betracht gezogen werden.

Falls die Bandage, wie im vorliegenden Beispiel erfolgt, nach dem Temperprozess geschliffen werden muss, ist besonderes Augenmerk auf die Fertigungstoleranzen der Rotorkomponenten in radialer Richtung zu legen. Etwaige nicht ausgeglichene Schwankungen des Rotoraußendurchmessers vor dem Aufbringen der Bandage pflanzen sich auf der Außenseite der Bandage fort und führen nach dem Schleifen zwangsläufig zur lokalen Schwächung der Bandage und somit ggf. zu frühzeitigem Versagen.

### 8.4 EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN

Der Ansatz, dass bei vorgegebener Schleuderdrehzahl von 120 % der Betriebsdrehzahl kein fatales Versagen des Rotors auftreten darf, scheint bisher ein valider Ansatz für die Dimensionierung der Bandage zu sein. Nach Ansicht des Autors sollte die Schadensbeurteilung jedoch auf Zwischenfaserbrüche erweitert werden. Diese sollten bei Schleuderdrehzahl weder tast- noch sichtbar sein. Zudem sollten aus Sicherheitsgründen die Schleudertests auch bei maximal auftretender Betriebstemperatur des Rotors durchgeführt werden, vgl. Kapitel 6.3. Rotoren, die starken Drehzahlschwankungen während des Betriebs unterliegen, sollten ferner Lebenszyklustests unterzogen werden, die im Rahmen von zeitraffenden Prüfprogrammen auf Rotorprüfständen durchgeführt werden können. Abschließende zyklische Tests im Einbauzustand unter sicheren Bedingungen sollten ferner angestrebt werden.

## 9 ZUSAMMENFASSUNG

Ziel dieser Arbeit war es, ein grundlegendes Verständnis für die auftretenden Effekte innerhalb von inhomogen belasteten, dünnwandigen FKV-Bandagen – am Beispiel eines Klauenpolrotors für einen Elektromotor – zu entwickeln. Dabei sollten die Grundlagen für eine effiziente und sichere Auslegung von dünnwandigen Bandagen für Rotoren mit inhomogener Masseverteilung geschaffen werden. Dies erfolgte im Kontext der Gestaltung eines Klauenpolrotors für Elektrofahrzeugmotoren, der sich durch die erstmalige Verwendung von Soft-Magnetic-Composites auszeichnet.

Ausgehend vom Stand der Forschung heutiger Elektromotoren für Elektrofahrzeuge wurde das Lastenheft für den hier betrachteten Rotor erstellt. Hiernach erfolgte die zielgerichtete Auswahl und Charakterisierung der im Klauenpolrotor verwendeten Werkstoffe. Besonderes Augenmerk wurde dabei auf die Charakterisierung der zu verwendenden Soft-Magnetic-Composites, der Ferritmagnete sowie des UD-Faserverbunds unter Verwendung eigens entwickelter Prüfkörperwerkzeuge gelegt.

Darauf aufbauend erfolgte die Werkstoffcharakterisierung und die methodisch unterstützte Entwicklung von Klauenpolrotorkonzepten, die bei Betriebsdrehzahl von bis zu 10.000 1/min eingesetzt werden können. Somit wurde es möglich die Vorteile von Soft-Magnetic-Composites, die schnelle, endkonturnahe Fertigung sowie die dreidimensionale Leitung des magnetischen Flusses, erstmals in Elektromotoren für Elektrofahrzeuge nutzbar zu machen. Die Detaillierung der Rotorkonzepte führte zu einem Hybrid-Design, bei dem der Rotor aus klassischem Elektroblech, Soft-Magnetic-Composite-Klauen sowie einer außen applizierten UD-CFK-Bandage besteht. Diese Bauform führt zwangsläufig zu inhomogenen 3D-Belastungszuständen innerhalb der CFK-Bandage, wie sie auch bei anderen Rotorformen vorkommen.

Vorbereitend für die Ableitung von Empfehlungen für die Auslegung derartiger dünnwandiger UD-CFK-Bandagen, wurde der aktuelle Stand der Forschung hinsichtlich makro- und mesomechanischer Versagenskriterien für Faserverbunde vorgestellt, die jeweiligen Spezifika der Kriterien herausgearbeitet und gegenübergestellt.

Daraufhin wurden mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode detaillierte Analysen zu den vorliegenden Spannungszuständen, Faserzugauslastungen und Gesamtauslastungen in der Rotorbandage auf Grundlage von zwei verschiedenen Bauformen für die Klauen (E- und S-Klauen) und zwei verschiedenen Modellierungsansätzen für die Bandage (polygonale und kreisrunde Form) durchgeführt. Somit konnten eine Vorzugsdicke für eine Testrotorbandage ermittelt werden sowie in begleitenden Untersuchungen die Auswirkungen der Haftreibung, magnetischer Zugkräfte, etwaiger Vorspannungen sowie von hybriden Glas-/Kohlenstofffaserverlagenaufbauten auf die FKV-Bandage betrachtet, gegenübergestellt und kritisch diskutiert werden.

Um eine Verifikation der numerischen Ergebnisse zu ermöglichen wurden anschließend zerstörungsfreie und zerstörende experimentelle Untersuchungen im ILK eigenen Rotorprüfstand durchgeführt. Hierfür wurden zwei in axialer Länge skalierte Testrotoren auf Grundlage der Berechnungsergebnisse gefertigt, vermessen und gewuchtet. Der abschließende Vergleich der vorausberechneten numerischen und der experimentell ermittelten Ergebnisse

zeigt, dass nur drei der neun betrachteten Versagenskriterien für die Berechnung der Bandagen für Elektromotoren genutzt empfohlen werden können.

Auf Grundlage aller getätigten Untersuchungen wurden Empfehlungen zur geeigneten Werkstoffcharakterisierung, numerischen Analyse, Wahl geeigneter Versagenskriterien, Fertigung und Prüfung von CFK-UD-Bandagen mit duroplastischer Matrix für Elektromotoren abgeleitet.

Im Hinblick auf offene Forschungsfragen lässt sich festhalten, dass die Beurteilung der Zeitfestigkeit der Rotorbandage bisher nicht tiefgehend betrachtet werden konnte. Dies liegt zum einen an bisher kaum vorhandenen bzw. nicht zugänglichen Daten bzgl. der anzunehmenden Lastkollektive, zum anderen an sehr aufwändigen Untersuchungen zur Ermittlung von Zeitfestigkeitskennwerten von FKV unter mehrdimensionaler Belastung. Für den Serieneinsatz derartiger Bandagen scheint es daher aktuell notwendig, eine statistische Absicherung der vorgestellten Auslegungsstrategie auf Bauteilniveau durchzuführen.

Ebenfalls nicht bekannt ist, welchen Einfluss die Wahl des Fertigungsverfahrens, insbesondere im Hinblick auf den Übergang zu alternativen Fertigungsverfahren für die Mittel- und Großserienfertigung, auf die Rotorbandagen hat. In diesem Kontext kann ggf. auch überprüft werden, ob ein Übergang hinzu Mehrschichtverbunden (GF/CF-Laminat) eine sinnvolle Alternative darstellt.

Im Hinblick auf die Gestaltung der Magnete bzw. magnetfeldlenkenden Komponenten ist es durchaus denkbar, dass diese in ihrer Form derart angepasst werden, dass lokale Spannungsspitzen in der Bandage weitgehend vermieden werden. Hierfür wäre es notwendig, eine gekoppelte mechanisch-elektromagnetischen Auslegung durchzuführen.

Ferner bleibt zu überprüfen, ob etwa durch den Einsatz von biaxialen Prüfmaschinen repräsentative Ersatzversuche auf Prüfkörperniveau durchführbar sind, um zum einen die Prüfaufwände zu reduzieren, zum anderen die Aussagequalität bzgl. der sich entwickelnden Bruchmoden im Faserverbund zu verbessern.

Mit Blick auf die Ziele und die gewonnen Erkenntnisse aus der vorliegenden Arbeit kann folgendes Resümee gezogen werden.

Im Rahmen der Arbeit konnte ein neuartiger Klauenpolrotor für Elektromotoren von PKW entwickelt werden, der einen einzigartigen hybriden Designansatz darstellt. Durch die gezielte Nutzung von Soft-Magnetic-Composites, Elektroblechen, Ferritmagneten sowie einer CFK-Bandage wurde eine Rotordesign entwickelt, welches die spezifischen Vorteile der verwendeten Materialien synergetisch ausnutzt. So ermöglicht die gezielte Funktionsteilung die erstmalige Verwendung von Soft-Magnetic-Composites und Ferritmagneten im Rotor von schnell drehenden Elektromotoren. Zudem konnten durch die Nutzung von äußerst dünnwandigen CFK-Bandagen, mit hoher Steifigkeit und Festigkeit, die Potentiale zur gezielten Optimierung des mechanischen und elektromagnetischen Designs des Rotors gehoben werden.

Durch die Fertigung und das Testen von repräsentativen Klauenpolrotoren konnten Beispieldaten zur Verifikation der Eignung von neun makro- und mesomechanischen Versagenskriterien gewonnen werden. Mit diesen Daten wurde gezeigt, dass die derzeit aktuellsten Faserverbund-Versagenskriterien nicht zwangsläufig die besten Übereinstimmungen zwischen experimentellen und numerischen Ergebnissen liefern. Auch scheint es nicht zwangsläufig notwendig, vergleichsweise aufwendig zu implementierende mesomechanische Versagenskriterien zu nutzen.

---

Aufbauend auf dem Vergleich der numerischen und experimentellen Ergebnisse wird empfohlen, zur Berechnung der Faserzugauslastung parallel das PUCK-Kriterium sowie die MAXIMALSPANNUNGSHYPOTHESE zu nutzen. Die Implementierung dieser beiden Kriterien ist vergleichsweise einfach. In Bezug auf die Ermittlung der Zwischenfaserbruchauslastung der Bandage wird empfohlen parallel das PUCK- und das TSAI-WU-Kriterium zu verwenden. Der maßgebliche Vorteil dieses Vorgehens gegenüber der Nutzung der Kriterien nach CUNTZE, VOGLER und LARC 05 besteht in der sehr guten Ergebnisqualität bei vergleichbar geringem Aufwand für die Materialcharakterisierung und Implementierung. Nicht zuletzt ist auch die gute wissenschaftliche Aufarbeitung der drei Vorzugskriterien ausschlaggebend für diese Empfehlung.

Die in dieser Arbeit gesammelten Erkenntnisse sowie abgeleiteten Handlungsempfehlungen bilden eine hervorragende Ausgangsbasis für die Gestaltung, Dimensionierung, Fertigung, Prüfung und Verifikation von äußerst dünnwandigen UD-Faserverbundbandagen für Elektromotoren. Dem geneigten Ingenieur werden alle bekannten und neu gewonnen Erkenntnisse detailliert nahegebracht, kritisch diskutiert und mittels aufwendiger experimenteller Untersuchungen verifiziert. Diese Arbeit eignet sich somit bestens als Ausgangspunkt für die Entwicklung zukünftiger noch leistungsfähigerer Elektromotoren.

## 10 LITERATURVERZEICHNIS

- [1] Allegheny Technologies Inc.: „Grain-Oriented Electrical Steel: Technical Data Sheet“. S. 32, 2012.
- [2] Alvier AG PM-Technology: „Presswerkzeuge“, 2015. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.alvier.com/Produkte/Werkzeuge/tabid/1385/language/de-CH/Default.aspx>. [Zugegriffen: 01-Dez-2015].
- [3] Andrich, M.: „Analyse des Schädigungs- und Versagensverhaltens dickwandiger textilverstärkter Kunststoffverbunde bei Druckbelastung in Dickenrichtung“, Dissertation TU Dresden, 2014.
- [4] ANSYS INC.: „ANSYS 18.1 Documentation“. 2017.
- [5] Aslan, B., Semail, E., u. a.: „Slot/pole combinations choice for concentrated multiphase machines dedicated to mild-hybrid applications“, in *IECON 2011 - 37th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, 2011, S. 3698–3703.
- [6] auto-treff: „Wird der I3 ein Erfolg? Meinungen gesucht.“, 2013. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.auto-treff.com/bmw/vb/showthread.php?t=257992&page=14>.
- [7] Baily, W.: „A Mode of Producing Arago’s Rotation“, *Philos. Mag. A J. Theor. Exp. Appl. Phys.*, 1879.
- [8] Binder, A.: *Elektrische Maschinen und Antriebe: Grundlagen, Betriebsverhalten*. Springer, 2012.
- [9] Bishop, T.: „Squirrel Cage Rotor Testing Methods“, in *EASA Convention*, 2003, S. 26.
- [10] Blumenauer, H.: *Werkstoffprüfung*, 1. Aufl. Leipzig: Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, VEB, 1977.
- [11] BMW: „i3 - eDrive“, 2015. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.bmw.de/de/neufahrzeuge/bmw-i/i3/2013/antrieb.html>. [Zugegriffen: 22-Feb-2015].
- [12] Böhm, R.: „Bruchmodebezogene Beschreibung des Degradationsverhaltens textilverstärkter Verbundwerkstoffe“, Dissertation TU Dresden, 2008.
- [13] Bosch: *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*, 23. Auflag. Vieweg+Teubner Verlag, 1999.
- [14] Bozeman: „SNL/MSU/DOE Composite Material Fatigue Database“. 2016.
- [15] Bunsell, A. R. und Somer, A.: „The tensile and fatigue behaviour of carbon- fibres“, *Plast. Rubber Compos. Process. Appl.*, Bd. 18, Nr. 4, S. 263–267, 1992.
- [16] Burckhardt, Y.: „Supply Chain 2 - Konzeptdurchsprache“, Dresden, 2011.
- [17] Busch, R.: *Elektrotechnik und Elektronik: für Maschinenbauer und Verfahrenstechniker; mit 132 Übungsaufgaben mit Lösungen /*, 2., überar. Stuttgart: Teubner, 1996.
- [18] Camanho, P. P., Arteiro, A., u. a.: „Three-dimensional invariant-based failure criteria for fibre-reinforced composites“, *Int. J. Solids Struct.*, Bd. 55, S. 92–107, 2015.
- [19] Car and Driver: „2013 Tesla Model S -Instrumented Test“, 2013. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.caranddriver.com/reviews/2013-tesla-model-s-test-review>. [Zugegriffen: 22-Feb-2015].

- 
- [20] Carvelli, V. und Lomov, S. V: *Fatigue of Textile Composites*. Elsevier Science, 2015.
- [21] Chamis, C. C.: „Simplified composite micromechanics equations for strength, fracture toughness and environmental effects“, *SAMPE Q.*, Bd. 15, S. 41–55, 1984.
- [22] Chen, H. ., Wang, Q. ., u. a.: „Research on the casting–forging precision forming process of alternator poles“, *J. Mater. Process. Technol.*, Bd. 129, Nr. 1–3, S. 330–332, Okt. 2002.
- [23] China Economic News Service: „Taiwan Supplies some 12% of Parts in the Premium Tesla Model S“, 2013. [Online]. Verfügbar unter: [http://www.cens.com/cens/html/en/news/news\\_inner\\_43640.html](http://www.cens.com/cens/html/en/news/news_inner_43640.html). [Zugegriffen: 22-Feb-2015].
- [24] Cogent Power Ltd: „Typical data for SURA M270-50A“, Nr. June, S. 1, 2008.
- [25] Cogent Power Ltd: „Electrical Steel Non Oriented Fully Processed“. S. 28, 2002.
- [26] Cottin, D. und Puls, E.: *Angewandte Betriebsfestigkeit*, 2. Auflage. München: Hanser, 1992.
- [27] Cuntze, R. G.: „Efficient 3D and 2D failure conditions for UD laminae and their application within the verification of the laminate design“, *Compos. Sci. Technol.*, Bd. 66, Nr. 7–8, S. 1081–1096, Juni 2006.
- [28] Cuntze, R. G.: „Non-linear Failure Analysis of FRP Laminates composed of UD lamina“, in *ESPOO Helsinki*, 2005, S. 64.
- [29] Cuntze, R. G. und Freund, A.: „The predictive capability of failure mode concept-based strength criteria for multi-directional laminates part A“, *Compos. Sci. Technol.*, Bd. 64, Nr. 3–4, S. 343–377, März 2004.
- [30] Cuntze, R. G. und Freund, A.: „The predictive capability of failure mode concept-based strength criteria for multi-directional laminates part B“, *Compos. Sci. Technol.*, Bd. 64, Nr. 3–4, S. 487–516, 2004.
- [31] Dávila, C. G. und Camanho, P. P.: „Failure Criteria for FRP Laminates in Plane Stress. NASA/TM-2003-212663“, *44th AIAA/AME/ASCE/AHS/ASC Struct. Dyn. Mater. Conf. Norfolk, Virginia*, Nr. April, S. 23, 2003.
- [32] Davila, C. G., Camanho, P. P., u. a.: „Failure Criteria for FRP Laminates in Plane Stress“, *J. Compos. Mater.*, Bd. 39, Nr. 4, S. 323–345, 2005.
- [33] Dessault Systems: „Projectile Impact on a Carbon Fiber Reinforced Plate - Abaqus Technology Brief“. S. 5, 2007.
- [34] Deutsche Edelstahlwerke: „Cr-Mn-legierter Einsatzstahl: 1.7147/ 1.7149“, 2011.
- [35] Ding, W., Hu, Y., u. a.: „Analysis and Development of Novel Three-Phase Hybrid Magnetic Paths Switched Reluctance Motors Using Modular and Segmental Structures for EV Applications“, *IEEE/ASME Trans. Mechatronics*, S. 1–15, 2015.
- [36] Doege, E. und Bohnsack, R.: „Closed die technologies for hot forging“, *J. Mater. Process. Technol.*, Bd. 98, Nr. 2, S. 165–170, Jan. 2000.
- [37] DORST Technologies GmbH & Co. KG: „Mechanische Pulverpressen“, 2016. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.dorst.de/de/mechanische-pulverpressen.html>.
- [38] Dr. Mehrwirth, J.: „The hybrid-synchronous machine of the new BMW i3&i8“. BMW Group, S. 9, 201n. Chr.
- [39] Elektroniknet: „Smart fortwo electric drive: Batterien von ACCUotive, E-Motor von EM-motive“, 2011. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.elektroniknet.de/automotive/sonstiges/artikel/81294/>. [Zugegriffen: 22-

- Feb-2015].
- [40] Ertel, W.: *Grundkurs Künstliche Intelligenz*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016.
- [41] Faraday, M.: „New Electro-Magnetic Apparatus“, *Q. J. Sci. Lit. Arts*, Bd. 12, S. 186–187, 1821.
- [42] Faraday, M.: „Description of an Electro-magnetic Apparatus for the Exhibition of Rotatory Motion“, *Q. J. Sci. Lit. Arts*, Bd. 12, S. 283–285, 1821.
- [43] Farhek: „Rotor Winding Of Induction Motor, wiring diagram components“, 2018. .
- [44] Fennel, H., Hakvoort, H., Hackmann, W., Vignaud, A., Forin-Crouvoisier, L.: „Effizienter Elektroantrieb mit fremderregter Synchronmaschine ohne Seltene Erden am Beispiel der Renault Systemlösung“, in *33. Internationales Wiener Motorensymposium*, 2012, S. 1–16.
- [45] Finken, T., Hombitzer, M., u. a.: „Study and comparison of several permanent-magnet excited rotor types regarding their applicability in electric vehicles“, *2010 Emobility - Electr. Power Train, EEPT 2010*, Nr. c, 2010.
- [46] Forum für Tesla Fahrer und Freunde: „Nur 69 kW Dauerleistung“, 2014. [Online]. Verfügbar unter: <http://tff-forum.de/viewtopic.php?f=58&t=3610&start=30>. [Zugegriffen: 22-Feb-2015].
- [47] Ganczarski, A., Lenczowski, J.: „On the convexity of the Goldenblat-Kopnov yield condition“, *Arch. Mech.*, Bd. 49, Nr. 3, S. 461–475, 1997.
- [48] Gathercole, N., Reiter, H., u. a.: „Life prediction for fatigue of T800/5245 carbon-fibre composites: I. Constant-amplitude loading“, *Int. J. Fatigue*, Bd. 16, Nr. 8, S. 523–532, 1994.
- [49] GoingElectric: „Neue technische Details zum BMW i3“, 2013. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.goingelectric.de/2013/07/12/news/bmw-i3-technische-daten/>.
- [50] Goldenblat, I.I., Kopnov, V. A.: „A generalizat theory of plastic flow of anisotropic metals“, *Stroit. Mekhanika*, S. 307–319, 1966.
- [51] Granta Design Limited: „CES EduPack 2016“, 2016. [Online]. Verfügbar unter: [http://www.dbod.de/db/start.php?PHPSESSID=9fmbssmjlkjv13vdgp2p5s916&data base=granta\\_cesepack16&menupage=http%3A%2F%2Fwww.dbod.de%2Fdb%2Fin dex.php%3FPHPSESSID%3D9fmbssmjlkjv13vdgp2p5s916](http://www.dbod.de/db/start.php?PHPSESSID=9fmbssmjlkjv13vdgp2p5s916&data base=granta_cesepack16&menupage=http%3A%2F%2Fwww.dbod.de%2Fdb%2Fin dex.php%3FPHPSESSID%3D9fmbssmjlkjv13vdgp2p5s916).
- [52] Gude, M., Hufenbach, W., u. a.: „Adapted test principles for the VHCF-Fatigue analysis of endless fibre reinforced and nano-particel modified polymers.“, in *Fifth International Conference on Very High Cycle Fatigue: VHCF-5.*, 2011, S. 467–472.
- [53] Hagl, R.: *Elektrische Antriebstechnik*. Carl Hanser Verlag GmbH & Company KG, 2013.
- [54] Hammer, D.: „Untersuchung und Beschreibung des elektrischen leit- und elektromagnetischen Abschirmverhaltens von kohlenstofffaserverstärkten Faserverbunden im Kontext induktiver drahtloser Ladesysteme“, TU Dresden, 2016.
- [55] Hashin, Z.: „Failure Criteria for Unidirectional Fiber Composites“, *J. Appl. Mech.*, Bd. 47, Nr. 2, S. 329–334, Juni 1980.
- [56] Haynes International: „Hastelloy Alloys“. 2017.
- [57] Hermsdorf, F. und Rapp, H.: „Untersuchung der reibschlüssigen Lastübertragung in Doppelschnittigen Verbindungen mit CFL-Fügepartnern“, *Deutersch Luft- und Raumfahrtkongress*, Nr. 420203, S. 10, 2016.
- [58] Hill, R.: „A Theory of the Yielding and Plastic Flow of Anisotropic Metals“, *Proc.*



- 
- R. Soc. London A Math. Phys. Eng. Sci.*, Bd. 193, Nr. 1033, S. 281–297, Mai 1948.
- [59] Hinton, M. J., Kaddour, A. S., u. a.: *Failure Criteria in Fibre Reinforced Polymer Composites: The World-Wide Failure Exercise*. Elsevier, 2004.
- [60] Hinton, M. J., Soden, P. D., u. a.: *Failure Criteria in Fibre-Reinforced-Polymer Composites*, 1. Aufl. Elsevier, 2004.
- [61] Hoffman, O.: „The Brittle Strength of Orthotropic Materials“, *J. Compos. Mater.*, Bd. 1, Nr. 2, S. 200–206, Jan. 1967.
- [62] Höganäs AB: „Somaloy Product Portfolio“. S. 1, 2015.
- [63] Höganäs AB: „Somaloy Material Data“. S. 28, 2016.
- [64] Höganäs AB: „SMC presentation of MotorBrain SC2“. S. 27, 2011.
- [65] Höganäs AB: „Compaction and Component design“, 2011.
- [66] Huber, J. E., Nowell, D., u. a.: „On the stress analysis of a wound coil with application to electromagnet manufacture“, *J. Strain Anal. Eng. Des.*, Bd. 42, Nr. 6, S. 447–460, Aug. 2007.
- [67] Hufenbach, W. und Gerhardy, T.: „Charakterisierung der mechanischen Eigenschaften keramischer Werkstoffe unter Berücksichtigung statischer Effekte“, in *Mechanische Eigenschaften keramischer Konstruktionswerkstoffe*, G. Grathwohl, Hrsg. DGM, 1992, S. 341.
- [68] Hufenbach, W., Lucas, P., u. a.: „Abschlussbericht MotorBrain: Nanoelectronics for Electric Vehicle Intelligent Failsafe PowerTrain - Supply chain 2: Smart integrated EV powertrain“, Dresden, 2015.
- [69] Huntsmann Advance Materials GmbH: „Araldite LY 556 / Hardener XB 3473“, 2007.
- [70] Illiano, E.: „Design of a Brushless Separately Excited Synchronous Motor“. ETH Zürich, S. 23, 2014.
- [71] Infineon Technologies AG: „Projekt MotorBrain“.
- [72] Informationsstelle Edelstahl Rostfrei: „Merkblatt 827 - Magnetische Eigenschaften nichtrostender Stähle“. S. 22, 2013.
- [73] Informationsstelle Edelstahl Rostfrei: „Merkblatt 822 - Die Verarbeitung von Edelstahl Rostfrei“, 2012, S. 38.
- [74] Ismagilov, F., Vavilov, V., u. a.: „Materials Used in High-Speed Electrical Machines“, in *Electric Machines for Smart Grids Applications - Design, Simulation and Control*, IntechOpen, 2018.
- [75] Jack, A. G., Mecrow, B. C., u. a.: „Claw pole armature permanent magnet machines exploiting soft iron powder metallurgy“, in *1997 IEEE International Electric Machines and Drives Conference Record*, 1997, S. MA1/5.1-MA1/5.3.
- [76] Jack, A. G., Mecrow, B. C., u. a.: „Iron loss in machines with powdered iron stators“, in *1999 IEEE International Electric Machines and Drives Conference. IEMDC'99. Proceedings (Cat. No.99EX272)*, 1999, S. 48–50.
- [77] Jack, A. G., Mecrow, B. C., u. a.: „A comparative study of permanent magnet and switched reluctance motors for high-performance fault-tolerant applications“, *IEEE Trans. Ind. Appl.*, Bd. 32, S. 889–895, 1996.
- [78] Jiangsu Longcheng Precision Forging Co. Ltd.: „Claw Pole“, 2014. .
- [79] Kaddour, A. S. und Hinton, M. J.: „Maturity of 3D failure criteria for fibre-reinforced composites: Comparison between theories and experiments: Part B of WWFE-II“, *J. Compos. Mater.*, Bd. 47, Nr. 6–7, S. 925–966, 2013.

- [80] Kapidzic, Z.: „Static and Fatigue Failure of Bolted Joints in Hybrid Composite-Aluminium Aircraft Structures“, Linköping University, 2015.
- [81] Klöpzig, M., Kummeth, P., u. a.: „Elektrische Maschine mit Dämpferschirm“, DE 10 2011 081 539 A1, 2013.
- [82] Koch, I.: „Modellierung des Ermüdungsverhaltens textilverstärkter Kunststoffe“, Dissertation TU Dresden, 2010.
- [83] Kollenberg, W.: *Technische Keramik: Grundlagen, Werkstoffe, Verfahrenstechnik*. Vulkan-Verlag, 2004.
- [84] Lanxess: „Datenblatt Durethan AKV50 000000“, 2017.
- [85] Leopold, C., Schetle, A., u. a.: „Fatigue properties of CFRP cross-ply laminates with tailored few layer graphene enhancement. Proceedings“, in *7th International Conference on Very High Cycle Fatigue*, 2017, S. 99–105.
- [86] Mandell, J. F., Samborsky, D. D., u. a.: „Analysis of SNL/MSU/DOE Fatigue Database Trends for Wind Turbine Blade Materials, 2010-2015“, Sandia National Laboratories, 2016.
- [87] Merz, H. und Lipphardt, G.: *Elektrische Maschinen und Antriebe: Grundlagen und Berechnungsbeispiele*. Vde Verlag GmbH, 2014.
- [88] Mishnaevsky, L.: *Computational Mesomechanics of Composites*. Chichester, UK: John Wiley & Sons, Ltd, 2008.
- [89] Mitsubishi Chemical Corporation: „Pyrofil“, 2017. [Online]. Verfügbar unter: [https://www.m-chemical.co.jp/en/products/departments/mcc/cfm/product/mrc044\\_editor\\_001.pdf](https://www.m-chemical.co.jp/en/products/departments/mcc/cfm/product/mrc044_editor_001.pdf).
- [90] Moser, K.: *Faser-Kunststoff-Verbund*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1992.
- [91] Müller, A.: „Schädigungscharakterisierung an Faser-Kunststoff-Verbunden im Schwingversuch mittels Röntgenrefraktionsstopographie unter Berücksichtigung der Matriceigenschaften“, Technische Universität Berlin, 2019.
- [92] Neidhöfer, G.: *Michael von Dolivo-Dobrowolsky und der Drehstrom: Anfänge der modernen Antriebstechnik und Stromversorgung*. VDE-Verlag, 2008.
- [93] Neudorfer, H.: „Hybridantriebe für Automobile - Chancen und Risiken“, in *OVE/OGE Thementag Innovative Energietechnik*, 2007, S. 37.
- [94] Neudorfer, H.: „Vergleich unterschiedlicher Antriebsmaschinen im Traktionsbereich“, in *OVE/OGE Thementag Innovative Elektrische Antriebe*, 2008, S. 32.
- [95] Nikas, D.: „Characterization of electrically insulating coatings for soft magnetic composite materials by means of surface sensitive analytical techniques“, Chalmers University of Technology, 2013.
- [96] Nord, G.: „Höganäs Somaloy Iron Loss Model 1 .0“, 2011.
- [97] Norm: „DIN EN ISO 527-4:1997-07 - Titel: Kunststoffe - Bestimmung der Zugeigenschaften - Teil 4: Prüfbedingungen für isotrop und anisotrop faserverstärkte Kunststoffverbundwerkstoffe“. S. 10, 1997.
- [98] Norm: „DIN EN ISO 14126:2000-12 - Titel: Faserverstärkte Kunststoffe - Bestimmung der Druckeigenschaften in der Laminebene“. S. 16, 2000.
- [99] Norm: „DIN EN ISO 14129:1998-02 - Titel: Faserverstärkte Kunststoffe - Zugversuch an 45°-Laminaten zur Bestimmung der

- 
- Schubspannungs/Schubverformungs-Kurve des Schubmoduls in der Lagenebene“.  
1998.
- [100] Norm: „DIN 7190-1:2017-02 - Titel: Pressverbände - Teil 1: Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln für zylindrische Pressverbände“. 2017.
- [101] Norm: „DIN ISO 1940-1:2004-04: Mechanische Schwingungen - Anforderungen an die Auswuchtgüte von Rotoren in konstantem (starrem) Zustand - Teil 1: Festlegung und Nachprüfung der Unwuchttoleranz (ISO 1940-1:2003)“. S. 32, 2004.
- [102] Oki, S., Ishikawa, S., u. a.: „Development of High-Power and High-Efficiency Motor for a Newly Developed Electric Vehicle“, S. 104–111, 2012.
- [103] Paschetto, A.: „Der Dauerbrenner“, *Werkschau Feuerbach*, Nr. August/September, S. 7–8, 2008.
- [104] Philipp, Kai, Jelden, Hanno, Neußler, H.-J.: „Der elektrifizierte Antriebsstrang des Volkswagen Golf Plug-In Hybrid“, in *34. Internationales Wiener Motorensymposium*, 2013, S. 323–341.
- [105] Pinho, S. T., Darvizeh, R., u. a.: „Material and structural response of polymer-matrix fibre-reinforced composites“, *J. Compos. Mater.*, Bd. 46, S. 2313–2341, 2012.
- [106] Pinho, S. T., Dávila, C. G., u. a.: „Failure Models and Criteria for FRP Under In-Plane or Three-Dimensional Stress States Including Shear Non-linearity“, *NASA/TM-2005-213530*, Nr. February, S. 68, 2005.
- [107] Pinho, S. T., Iannucci, L., u. a.: „Physically based failure models and criteria for laminated fibre-reinforced composites with emphasis on fibre kinking. Part I: Development“, *Compos. Part A Appl. Sci. Manuf.*, Bd. 37, Nr. 1, S. 63–73, 2006.
- [108] Puck, A.: „Festigkeitsanalyse von Faser-Matrix-Laminaten: Modelle für die Praxis“. Hanser, S. 210, 1996.
- [109] Puck, A., Kopp, J., u. a.: „Guidelines for the determination of the parameters in Puck’s action plane strength criterion“, *Compos. Sci. Technol.*, Bd. 62, Nr. 3, S. 371–378, 2002.
- [110] Puck, A. und Schürmann, H.: „Failure analysis of FRP laminates by means of physically based phenomenological models“, *Compos. Sci. Technol.*, Bd. 58, Nr. 7, S. 1045–1067, Juli 1998.
- [111] Rennert, R.: *Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen*, 6. Auflage. Frankfurt am Main: VDMA-Verlag, 2012.
- [112] Schleicher, K.: „Expertengespräch“. 2017.
- [113] Schofield, N., Long, S. A., u. a.: „Design of a switched reluctance machine for extended speed operation“, *IEEE Trans. Ind. Appl.*, Bd. 45, S. 116–122, 2009.
- [114] Schürmann, H.: *Konstruieren mit Faser-Kunststoff-Verbunden*. Springer Berlin Heidelberg, 2007.
- [115] Shokrollahi, H. und Janghorban, K.: „Soft magnetic composite materials (SMCs)“, *J. Mater. Process. Technol.*, Bd. 189, Nr. 1–3, S. 1–12, Juli 2007.
- [116] Siemens AG: „World-record electric motor for aircraft“, 2016. .
- [117] Siemens AG: „SIVETEC PES: Integrated inverter and DC/DC converter – A modular and scalable platform“.
- [118] Smart: „smart fortwo electric drive“, 2015. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.smart.com/de/de/index/smart-fortwo-electric-drive/electric-drive.html>. [Zugegriffen: 22-Feb-2015].

- [119] Smits, A., Ramault, C., u. a.: „A Review of Biaxial Test Methods for Composites“, in *Experimental Analysis of Nano and Engineering Materials and Structures*, Dordrecht: Springer Netherlands, 2007, S. 933–934.
- [120] Special Metals Corporation: „Inconel alloy 625“. S. 18, 2013.
- [121] Spring, E.: *Elektrische Maschinen*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2009.
- [122] Stahl Informations Zentrum: „Merkblatt 401: Elektroband und -blech“, 2005.
- [123] Stern: „Wie geschaffen für den Stromantrieb“, 2012. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.stern.de/auto/fahrberichte/wie-geschaffen-fuer-den-stromantrieb-1840765.html>. [Zugegriffen: 22-Feb-2015].
- [124] Suresha, B., Chandramohan, G., u. a.: „Friction and Wear Characteristics of Carbon-epoxy and Glass-epoxy Woven Roving Fiber Composites“, *J. Reinf. Plast. Compos.*, Bd. 25, Nr. 7, S. 771–782, Mai 2006.
- [125] Talreja, R. und Varna, J.: *Modeling Damage, Fatigue and Failure of Composite Materials*. Elsevier Science, 2015.
- [126] TDK Corporation: *Ferrite Magnets - FB series*. 2011, S. 27.
- [127] Tesla Motors: „Model S“, 2015. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.teslamotors.com/models>. [Zugegriffen: 22-Feb-2015].
- [128] ThyssenKrupp Magnettechnik: „Magnete - Magnets“. ThyssenKrupp Schulte GmbH, S. 38, 2006.
- [129] ThyssenKrupp Steel Europe: *Nicht kornorientiertes Elektroband PowerCore*. 2013.
- [130] Toho Tenax Europe GmbH: „Tenax Filamentgarn“, 2017. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.tohotenax.com/de/produkte/tenax®-kohlenstofffaser/tenax®-filamentgarn/>.
- [131] Toray Industries Inc.: „TORAYCA“, 2017. [Online]. Verfügbar unter: [http://www.torayca.com/en/lineup/product/pro\\_001\\_01.html](http://www.torayca.com/en/lineup/product/pro_001_01.html).
- [132] Tsai, S. W.: „The Tsai-Wu Failure Criterion“, 2009.
- [133] Tsai, S. W. und Wu, E. M.: „A General Theory of Strength for Anisotropic Materials“, *J. Compos. Mater.*, Bd. 5, Nr. 1, S. 58–80, Jan. 1971.
- [134] Tsukizoe, T. und Ohmae, N.: „Friction and wear of advanced composite materials“, *Fibre Sci. Technol.*, Bd. 18, Nr. 4, S. 265–286, Jan. 1983.
- [135] Vacuumschmelze GmbH & Co. KG: *Weichmagnetische Werkstoffe und Halbzeuge*. 2003.
- [136] Vassilopoulos, A.: *Fatigue Life Prediction of Composites and Composite Structures*. Elsevier Science, 2010.
- [137] Vogler, M., Rolfes, R., u. a.: „Modeling the inelastic deformation and fracture of polymer composites-Part I: Plasticity model“, *Mech. Mater.*, Bd. 59, S. 50–64, 2013.
- [138] Volkswagen Aktiengesellschaft Konzernkommunikation: „Unter Strom Der e-Golf“, Wolfsburg, S. 12, 2014.
- [139] Wei, W., Rongjin, H., u. a.: „Cryogenic performances of T700 and T800 carbon fibre- epoxy laminates“, *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, Bd. 102, S. 012016, Dez. 2015.
- [140] Wu, E. M.: „Optimal Experimental Measurements of Anisotropic Failure Tensors“, *J. Compos. Mater.*, Bd. 6, Nr. 4, S. 472–489, Okt. 1972.
- [141] ZF: „ZF gewinnt mit elektrischem Pkw-Antrieb den eCarTec-Award 2014“, 2014. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.konstruktion.de/news/unternehmen-und->

- 
- maerkte/zf-gewinnt-mit-elektrischem-pkw-antrieb-den-ecartec-award-2014/.  
[Zugegriffen: 21-Feb-2015].
- [142] Zhou, Y. und Nicolais, L.: „Fatigue strength distribution of carbon fiber“. John Wiley & Sons Inc.
- [143] Zhou, Y., Baseer, M. A., u. a.: „Statistical analysis on the fatigue strength distribution of T700 carbon fiber“, *Compos. Sci. Technol.*, Bd. 66, Nr. 13, S. 2100–2106, Okt. 2006.
- [144] Zillmer, M., Neußer, H.-J., u. a.: „Der Elektroantrieb des Volkswagen e-up! – ein Schritt zur modularen Elektrifizierung des Antriebsstrangs The electric drive of the Volkswagen e-up! – a step towards modular electrification of the powertrain“, in *34. Internationales Wiener Motorensymposium*, 2013, S. 300–322.

## 11 ANHANG

# TORAYCA® T800S DATA SHEET

Intermediate modulus, high tensile strength fiber, developed as a cost effective alternative to T800H. This never twisted fiber has excellent tensile composite properties and is specifically designed to meet the weight saving demand of aircraft and high performance recreational products.

## FIBER PROPERTIES

		<i>English</i>	<i>Metric</i>	<i>Test Method</i>
Tensile Strength		850 ksi	5,880 MPa	TY-030B-01
Tensile Modulus		42.7 Msi	294 GPa	TY-030B-01
Strain		2.0 %	2.0 %	TY-030B-01
Density		0.065 lbs/in <sup>3</sup>	1.80 g/cm <sup>3</sup>	TY-030B-02
Filament Diameter		2.0E-04 in.	5 μm	
Yield	24K	1,446 ft/lbs	1,030 g/1000m	TY-030B-03
Sizing Type & Amount	10E		0.5 %	TY-030B-05
		Twist	Never twisted	

## PRELIMINARY COMPOSITE PROPERTIES \*

Tensile Strength (RT)	430 ksi	2,950 MPa
Tensile Strength (-75°F)	415 ksi	2,860 MPa
Tensile Modulus (RT)	22.5 Msi	154 GPa
Open Hole Tensile Strength	70.5 ksi	487 MPa
Open Hole Compressive Strength (RT)	42.0 ksi	291 MPa
Open Hole Compressive Strength (180°F/wet)	33.0 ksi	229 MPa
CAI	43.5 ksi	300 MPa
CILS	12.5 ksi	85 MPa

\* Toray 350°F Toughened Epoxy Resin. Normalized to 60% fiber volume.

See Section 4 for Safety & Handling information. The above properties do not constitute any warranty or guarantee of values. These values are for material selection purposes only. For applications requiring guaranteed values, contact our sales and technical team to establish a material specification document.

**TORAY CARBON FIBERS AMERICA, INC.**

Abbildung 11-1: Datenblatt Torayca T800s [131]

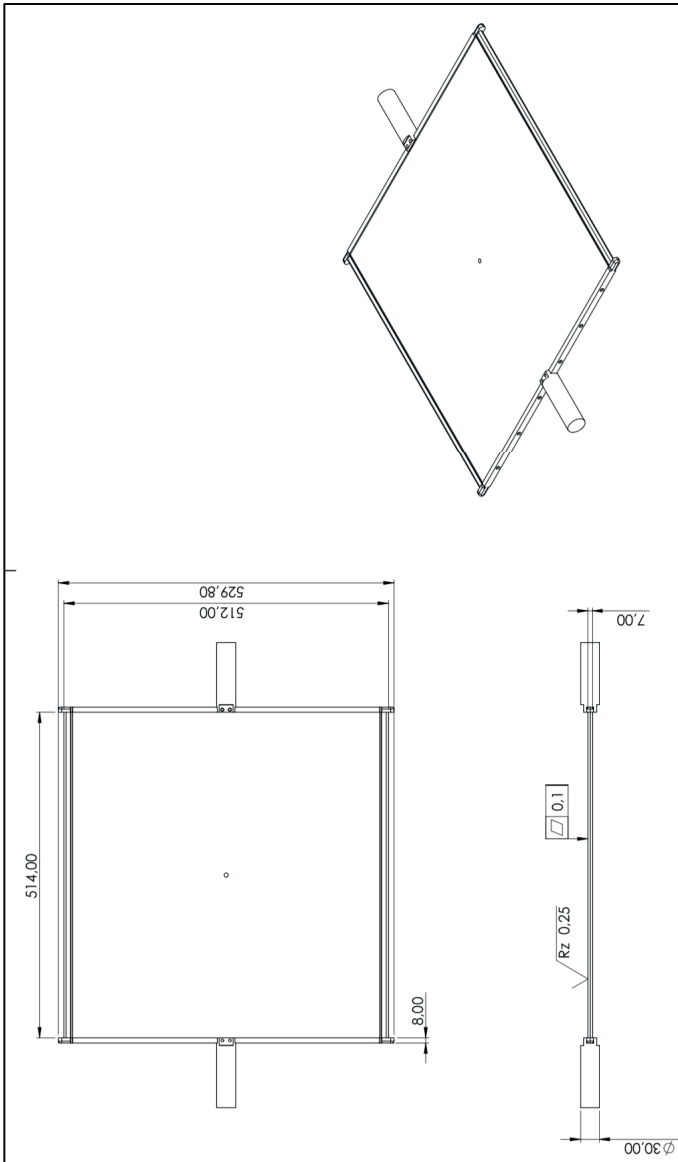


Abbildung 11-2: RTM-Wickelwerkzeug zur Herstellung von UD FKV-Platten



## Durethan AKV50 000000

PA 66, 50 % Glasfasern, Spritzguss

ISO Formmassenbezeichnung: ISO 1874-PA 66, GR, 14-160, GF50

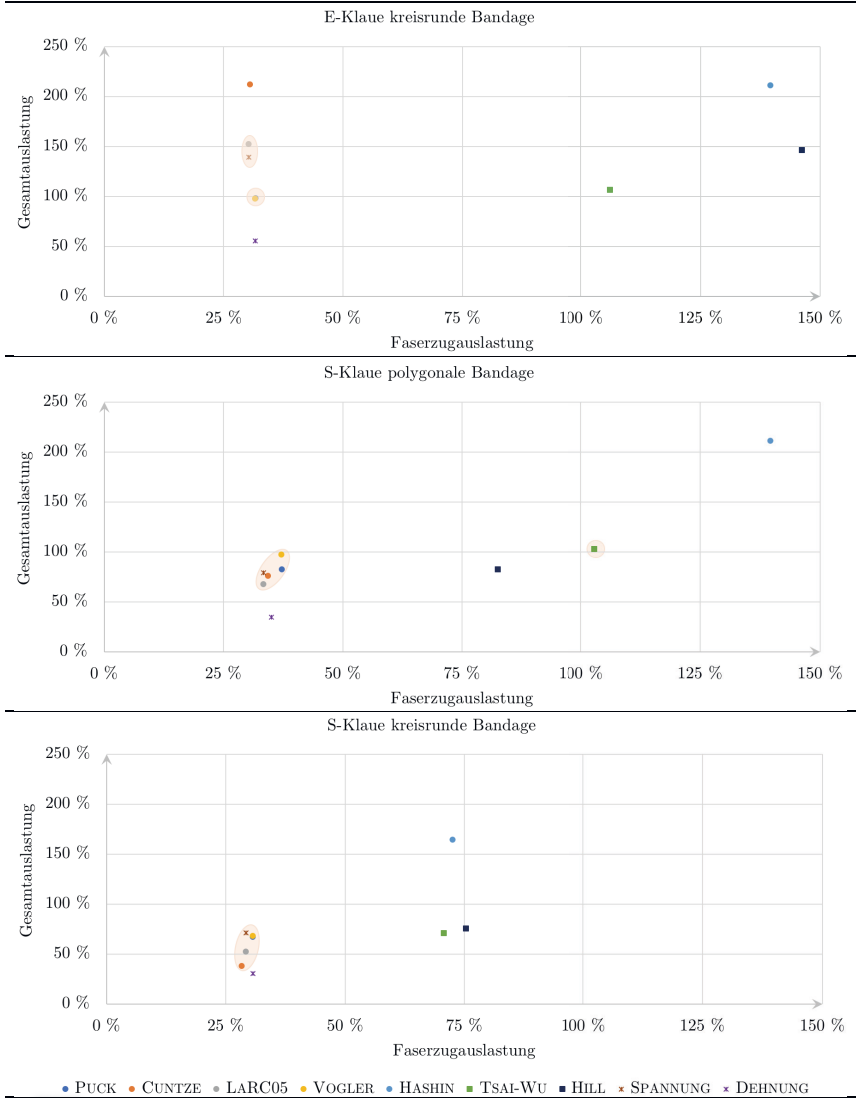
Eigenschaft	Prüfbedingung	Einheit	Norm	Richtwert	
				spritzfrisch	konditioniert
<b>Rheologische Eigenschaften</b>					
Verarbeitungsschwindigkeit, parallel	150x105x3; 300 °C / WZ 80 °C; 400 bar	%	I.A. ISO 2577	0.23	
Verarbeitungsschwindigkeit, senkrecht	150x105x3; 300 °C / WZ 80 °C; 400 bar	%	I.A. ISO 2577	1.25	
Nachschwindung, parallel	150x105x3; 120 °C; 4 h	%	I.A. ISO 2577	0.02	
Nachschwindung, senkrecht	150x105x3; 120 °C; 4 h	%	I.A. ISO 2577	0.03	
<b>Mechanische Eigenschaften (23 °C/50 % r. F.)</b>					
C Zug-Modul	1 mm/min	MPa	ISO 527-1,-2	15700	10700
C Bruchspannung	5 mm/min	MPa	ISO 527-1,-2	220	170
C Bruchdehnung	5 mm/min	%	ISO 527-1,-2	2.5	4.0
C Charpy-Schlagzähigkeit	23 °C	kJ/m <sup>2</sup>	ISO 179-1eU	95	95
C Charpy-Schlagzähigkeit	-30 °C	kJ/m <sup>2</sup>	ISO 179-1eU	100	100
C Charpy-Kerbschlagzähigkeit	23 °C	kJ/m <sup>2</sup>	ISO 179-1eA	19	23
C Charpy-Kerbschlagzähigkeit	-30 °C	kJ/m <sup>2</sup>	ISO 179-1eA	15	15
Izod-Kerbschlagzähigkeit	23 °C	kJ/m <sup>2</sup>	ISO 180-1A	14	18
Izod-Kerbschlagzähigkeit	-30 °C	kJ/m <sup>2</sup>	ISO 180-1A	11	11
Biege-Modul	2 mm/min	MPa	ISO 178-A	14000	10300
Biegefestigkeit	2 mm/min	MPa	ISO 178-A	370	250
Randfaserdehnung bei Höchstkraft	2 mm/min	%	ISO 178-A	3.0	5.0
3.5 % - Biegespannung	2 mm/min	MPa	ISO 178-A	235	
Kugeldruckhärte		N/mm <sup>2</sup>	ISO 2039-1	290	160
<b>Thermische Eigenschaften</b>					
C Schmelztemperatur	10 °C/min	°C	ISO 11357-1,-3	263	
C Formbeständigkeitstemperatur	1.80 MPa	°C	ISO 75-1,-2	~250	
C Formbeständigkeitstemperatur	0.45 MPa	°C	ISO 75-1,-2	~250	
Vicat-Erweichungstemperatur	50 N; 120 °C/h	°C	ISO 306	> 230	
<b>Sonstige Eigenschaften (23 °C)</b>					
C Wasseraufnahme (Sättigungswert)	Wasser bei 23 °C	%	ISO 62	~4	
C Wasseraufnahme (Gleichgewichtswert)	23 °C; 50 % r.F.	%	ISO 62	~1,4	
C Dichte		kg/m <sup>3</sup>	ISO 1183	1570	
Schüttdichte		kg/m <sup>3</sup>	ISO 60	~700	
<b>Herstellbedingungen für Probekörper</b>					
C Spritzgießen-Massetemperatur		°C	ISO 294	300	
C Spritzgießen-Werkzeugtemperatur		°C	ISO 294	80	
<b>Verarbeitungsempfehlungen</b>					
Trocknungstemperatur Trockenlufttrockner		°C	-	80	

Seite 1 von 3

Ausgabe 28.04.2017



Abbildung 11-3: Datenblatt Durethan AKV50 [84]



**Abbildung 11-4: Vergleich der ermittelten Auslastungen über die verschiedenen Modellierungen bei 12.000 1/min, Bandagendicke 0,8 mm und  $\mu = 0,36$**

**Tabelle 11-1: Prognose der mechanischen Eigenschaften der Fasertypen TENAX UMS 40, TORAYCA T800SC und PYROFIL MR 60H 24P in Kombination mit der Epoxidharz/ -härter Kombination ARALDITE LY 556 und XB 3473 von HUNTSMAN bei einem angenommenen FVG von 50 %**

	TENAX UMS 40 (HM)		PYROFIL MR 60H 24P (IM)		TORAYCA T800SC (IM)	
	Nach PUCK	Nach CHAMIS	Nach PUCK	Nach CHAMIS	Nach PUCK	Nach CHAMIS
E-Modul $E_{11}^{(+)}$ in GPa	196,5	196,5	141,5	141,5	148,5	148,5
E-Modul $E_{22}^{(+)}$ in GPa	8,1	7,6	8,1	7,6	7,6	6,8
Querkontraktion $\nu_{12}$	0,29	0,29	0,29	0,29	0,27	,27
Schubmodul $G_{12}$ in GPa	3,6	3,6	3,6	3,4	3,3	2,9

**Tabelle 11-2: Analyseeinstellungen FE-Modelle der Konzeptbetrachtungen**

Einstellungen Vernetzung			
Elementtypen Klaue	SOLID 186	Elementgröße Klaue	2 mm
Elementtypen Bandage	SOLID 186	Elementgröße Bandage	0,5 mm
Relevanz	30	Größenfunktion	Adaptiv
Physikgesteuerte Relevanz	Grob	Übergang	Langsam
Spannwinkel	Mittel	Automatisches Netzba- sirtes Defeaturing	Ein
Einstellungen reibungsbehaftete Kontakte			
Kontaktkörper:	Klauenoberfläche	Zielkörper:	Bandage
Algorithmus:	Augmented Langrange	Toleranzwert:	0,56 mm
Reibungskoeffizient: reibungsbehafteter Kontakt	0,36	Verhalten:	Asymmetrisch
Kontaktsteifigkeit aktualisieren:	Jede Iteration	Kontaktsteifigkeits- faktor:	Automatisch
Kontaktbehandlung: Ohne Vorspannung	Auf Berührung anpassen	Kontaktbehandlung: Mit Vorspannung	Definierter radialer Versatz
Analyse Einstellungen			
Rotationsgeschwindigkeit	12.000 1/min	Reibungsfreie Lagerung	Stirnflächen Klauen- polgrundkörper
Verschiebung: X, Y, Z-Komponente = 0	Innenradius Klauen- polgrundkörper	Zylindrische Lagerung: Fixiert in axiale Rich- tung	Innenradius Klauen- polgrundkörper

**Tabelle 11-3: Reibungsparameter ausgewählter Kunststoffe gemäß LARC 05 [105, S. 2316]**

Reference	Material	$\eta_E$	$\eta_G$	$\eta_L$
[11]	Carbon T300 epoxy PR319 60%		0.19–0.21	0.082
[17]	E Glass–epoxy	15.1–17.1		0.08–0.19
[20]	Glass–epoxy 60%			0.2
[21]	Kevlar Epoxy	12.2		
[15]	Epoxy PR319		0.48	0.073
[17]	Epoxy MY750/HY917/DY063 100:85:2	6.2		
[22]	CA	5.1		
[22]	PC	4.1		
[15]	PCTFE	3		
[23]	PE	4.1		
[23]	PI	3		
[24]	POM			0.07
[23]	PP	4.1		
[24]	PP			0.21
[17]	PTFE	3.3		
[23]	PVC	3.2		

**Tabelle 11-4: Randbedingungen für Passungsauslegung**

	Eckpunkt 1	Eckpunkt 2
Drehzahl in 1/min	2.720	10.300
Drehmoment in Nm	216	58
Drehmoment je Klauenpolgrundkörper in Nm	21,6	5,8
Axialkraft in N	500	500
Radialkraft in N	1.000	1.000
Temperatur in °C	23	23
Anwendungsfaktor $k_A$	1,4	1,4
Haftreibungsbeiwert $\mu_r$	0,14	0,14
Außendurchmesser Nabe in mm	156	156
Fügedurchmesser in mm	40	40
Innendurchmesser Welle in mm	0	0
Presssitzlänge in mm	10	10
Nabentoleranz in $\mu\text{m}$ (gem. ISO Toleranzklasse 6)	16	16
Wellentoleranz in $\mu\text{m}$	4,8 bis 0	4,8 bis 0

**Tabelle 11-5: Kennwerte für E-Glasfaser-Epoxid-Verbund [59]**

Faserkennwerte: Silenka E-Glas 1200tex [59, S. 37]			
$E_1^F$	74 GPa	$R_1^{F(+)}$	2.150 MPa
$E_2^F$	74 GPa	$R_1^{F(-)}$	1.450 MPa
$G_{12}^F$	30,8 GPa	$\varepsilon_1^{F(+)}$	2,905 %
$G_{23}^F$	30,8 GPa	$\varepsilon_1^{F(-)}$	1,959 %
$\nu_{12}$	0,2	$\alpha_1^F$	$4,9 * 10^{-6} 1/K$
Matrixkennwerte: Ciba Geigy MY750/HY917/DY063 [59, S. 37]			
$E_m$	3,35 GPa	$R_m^{(+)}$	80 MPa
$G_m$	1,24 GPa	$R_m^{(-)}$	120 MPa
$\nu_m$	0,35	$\varepsilon_m^{(+)}$	5 %
		$\alpha_m$	$58 * 10^{-6} 1/K$
$\pm 45^\circ$ -Verbundkennwerte gemäß [59, S. 78 f.]			
$R_t^{(+)}$	444,42 MPa	$E_t^{(+)}$	27,01 GPa
UD-Verbundkennwerte gemäß [59, S. 36] bei 60 % FVG			
$E_1$	45,6 GPa	$R_2^{(+)}$	40 MPa
$E_2$	16,2 GPa	$R_2^{(-)}$	145 MPa
$G_{12}$	5,83 GPa	$R_{12}$	73 MPa
$G_{23}$	5,83 GPa	$\varepsilon_1^{(+)}$	2,807 %
$\nu_{12}$	0,278	$\varepsilon_1^{(-)}$	1,754 %
$\nu_{23}$	0,4	$\varepsilon_2^{(+)}$	0,246 %
$R_1^{(+)}$	1.280 MPa	$\varepsilon_2^{(-)}$	1,2 %
$R_1^{(-)}$	800 MPa	$\varepsilon_{12}$	4 %
$\alpha_1$	$8,6 * 10^{-6} 1/K$	$\alpha_2$	$26,4 * 10^{-6} 1/K$









# Lebenslauf

## **Persönliche Daten**

Name	Peter Lucas
Geburtsdatum	24.10.1983
Geburtsort	Bautzen
Familienstand	verheiratet, ein Kind
Staatsangehörigkeit	deutsch

## **Berufstätigkeit**

Seit 2018	Teamleiter am Institut für Leichtbau und Kunststofftechnik der TU Dresden für den Bereich „Elektromobilität“
Seit 2010	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Leichtbau und Kunststofftechnik der TU Dresden

## **Studium**

2010	Abschluss: Diplom Wirtschaftsingenieur Abschlussarbeit an der Professur für Entrepreneurship und Innovation sowie am Institut für Leichtbau und Kunststofftechnik der TU Dresden zum Thema: „Entwicklung neuartiger Bewertungskriterien für das konstruktive Design ressourceneffizienter Produkte“
2003 - 2010	Wirtschaftsingenieurwesen an der TU Dresden Vertiefungen: <ul style="list-style-type: none"><li>- Technologie- &amp; Innovationsmanagement</li><li>- Finanzmanagement</li><li>- Marktorientierte Unternehmensführung</li><li>- Computer Integrated Services</li><li>- Leichtbau und Kunststofftechnik</li><li>- Allgemeiner Maschinenbau</li><li>- Technische Logistik</li><li>- Luftfahrt</li></ul>

## **Schulbildung**

2002	Abitur
1994 – 2002	Albert-Einstein-Gymnasium, Bautzen





