

Interner Bericht

DLR-IB-SY-BS-2025-46

**Neuentwicklung einer Felge
aus Faser-Kunststoff-Verbund
für ein Rennfahrzeug der
Formula Student Klasse**

Masterarbeit

Kevin Klemt

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt

Institut für Systemleichtbau



DLR

Deutsches Zentrum
für Luft- und Raumfahrt

Dokumenteigenschaften

Titel	Neuentwicklung einer Felge aus Faser-Kunststoff-Verbund für ein Rennfahrzeug der Formula Student Klasse
Betreff	Masterarbeit
Institut	Systemleichtbau
Erstellt von	Kevin Klemt
Beteiligte	Dr.-Ing. Raffael Bogenfeld, Dr.-Ing. Jean Lefevre
Geprüft von	Prof. Dr.-Ing. Martin Wiedemann, Prof. Dr.-Ing. Thomas Vietor
Freigabe von	Dr.-Ing. Tobias Wille
Zugänglichkeit	<input checked="" type="checkbox"/> Stufe 1: Allgemein zugänglich (in elib ohne Zugangsbeschränkung) <input type="checkbox"/> Stufe 2: DLR intern zugänglich (in elib mit Beschränkung „nur DLR-intern zugänglich“)
Datum	31.01.2025
Version	1.0
Datei Info	IB_2025_46_MA_Klemt.pdf



Technische Universität Braunschweig

Fakultät Maschinenbau
Institut für Systemleichtbau

Masterarbeit

Neuentwicklung einer Felge aus
Faser-Kunststoff-Verbund
für ein Rennfahrzeug
der Formula Student Klasse

Erstprüfer:	Prof. Dr. -Ing. Martin Wiedemann
Zweitprüfer:	Prof. Dr. -Ing. Thomas Vietor
Betreuer DLR:	Dr. -Ing. Raffael Bogenfeld Dr. -Ing. Jean Lefevre
Ort:	Braunschweig
Zeitraum:	16.09.2024 - 16.03.2025
Durchführung:	Kevin Klemt
Matrikel-Nummer:	████████████████████



Aufgabenstellung zur Masterarbeit

in der Fachrichtung Fahrzeugtechnik und mobile Systeme

für Kevin Klemt, Matrikel-Nr.: [REDACTED]

Thema:

Neuentwicklung einer Felge aus Faser-Kunststoff-Verbund für ein Rennfahrzeug der Formula Student Klasse

Übersicht/Beschreibung

Der Rennsport ist ein hochdynamisches und hart umkämpftes Umfeld, wo Innovation und Entwicklungsgeschwindigkeit über Sieg und Niederlage entscheiden können. Einfluss auf die Performance eines Rennfahrzeuges hat in diesem Kontext eine Vielzahl von Faktoren, zu denen beispielsweise die Aerodynamik, der Antrieb oder die Fahrdynamik zählen. Beinahe alle Einflussgrößen werden dabei jedoch durch eine zentrale Stellschraube maßgeblich beeinflusst. Dabei handelt es sich um die Fahrzeugmasse. Diese sollte zur Steigerung der Fahrzeugperformance möglichst gering sein. In diesem Sinne sind die Grundformen des Leichtbaus im Rennsport von großer Bedeutung. Der Fokus dieser Arbeit soll auf dem Materialleichtbau liegen, wobei die Wahl von leistungsfähigen und gleichzeitig leichteren Materialien die Fahrzeugeffizienz fördert. Diese Form des Leichtbaus äußert sich im Kontext dieser Arbeit darin, dass eine Komponente im Rennfahrzeug von einer bisherigen Aluminium-Bauweise auf eine Konstruktion aus Faserverbundwerkstoffen transferiert werden soll. Das hierbei betrachtete Bauteil ist die Felge, welche in vielerlei Hinsicht ein Kernelement des Rennfahrzeuges ist. Mit Blick auf die Fahrdynamik ermöglicht eine Reduktion des Felgengewichtes eine Verringerung der sogenannten ungefederten Massen. Dies wiederum verbessert aus fahrdynamischer Sicht das Fahr- und Kurvenverhalten sowie das Schwingungsverhalten der Radaufhängung und führt somit ganzheitlich zu einer Optimierung des Gesamtfahrzeuges. Der Wechsel von einer Aluminium- auf eine Faserverbund-Bauweise setzt gewisse konstruktive, berechnungs- und fertigungstechnische Anpassungen voraus, welche der Kern dieser Arbeit sein sollen.

Aufgabenstellung

Ziel der Masterarbeit ist es, basierend auf der aktuell vorliegenden Aluminiumfelge eine neue Faserverbundfelge mit optimierten strukturmechanischen Eigenschaften zu entwerfen, auszulegen und für eine Fertigung vorzubereiten.



Arbeitsschritte

- Literaturrecherche zu Faserverbundwerkstoffen, Fahrdynamik von Rennfahrzeugen, FEM-Simulation von Faserverbunden, Fertigungsverfahren von Faserverbunden
- Bewertung und Auswahl verschiedener Konzepte für Faserverbundfelgen
- Konstruktion der Faserverbund-Felge basierend auf der bisherigen Geometrie
- Berechnung und Auslegung der neuen Felge basierend auf vorliegenden Lastfällen
- Vorbereitung des konstruierten Felgenkonzeptes für die Fertigung

Die Arbeit wird in Kooperation mit dem Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR), Institut für Systemleichtbau, Braunschweig, durchgeführt und betreut. Die Unterstützung durch das Institut für Systemleichtbau umfasst die Beratung sowie Hilfe bei der Einarbeitung in die Theorie und Praxis.

Die Ergebnisse sind entsprechend dem Fortschritt der Arbeit und im Bearbeitungszeitraum mehrfach vorzulegen. Änderungen der Aufgabenstellung sind nur mit Zustimmung des Instituts möglich. Die Arbeit ist elektronisch im WISA-Portal hochzuladen. Je ein gebundenes Exemplar ist im Institut für Systemleichtbau und im Institut für Konstruktionstechnik der TU BS einzureichen.

Die Arbeit bleibt Eigentum des Instituts. Die Bearbeitungsdauer beträgt 6 Monate.

Beginn: 16.09.2024
Ende: 16.03.2025
Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Martin Wiedemann
DLR e.V., Institut für Systemleichtbau
Zweitprüfer: Prof. Dr.-Ing. Thomas Vietor
TU Braunschweig, Institut für Konstruktionstechnik
Betreuer: Dr.-Ing. Raffael Bogenfeld
Dr.-Ing. Jean Lefevre
DLR e.V., Institut für Systemleichtbau

Braunschweig, 03.09.2024



Unterschrift des Erstprüfers

Digital signiert von Martin Wiedemann
DN: PostalCode=51147, O=Deutsches Zentrum
für Luft- und Raumfahrt e. V. (DLR), STREET=
Linder Höhe, S=Nordrhein-Westfalen, C=DE, CN=
Martin Wiedemann, E=martin.wiedemann@dlr.de
Grund: I.V. genehmigt
Ort: Braunschweig
Datum: 2024.09.04.08:28:36+0200
Faxit PDF_Editor Version: 1.3.1.2

Hiermit versichere ich an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst und keine anderen als die angegebenen Quellen verwendet habe.



Braunschweig, 30.01.2025

Inhaltsverzeichnis

1	Einführung	1
1.1	Aktuelle Situation	1
1.2	Ziele der Arbeit	1
1.3	Vorgehensweise und Struktur	1
2	Grundlagen der Rennfahrzeugentwicklung	3
2.1	Formula Student	3
2.2	Grundlagen der Fahrdynamik	5
2.3	Grundlagen der Radkonstruktion	11
2.4	Grundlagen der Faser-Kunststoff-Verbunde	15
2.5	Grundlagen der Finite-Elemente-Methode	25
2.6	Versagen der Faser-Kunststoff-Verbunde	29
2.7	Wettbewerbsanalyse – Felgenkonzepte	34
3	Konstruktion einer CFK-Felge	39
3.1	Methoden der Konstruktionssystematik	39
3.2	Anforderungen an Felgen im Rennfahrzeug	40
3.3	Entwicklung von Lösungskonzepten	45
3.4	Konstruktionsrichtlinien der Faser-Kunststoff-Verbunde	53
3.5	CAD-Entwurf der Felgengeometrie	55
3.6	Auslegung der Schraubenverbindung	67
3.7	Bewertung der Gesamtkonzepte	74
4	Dimensionierung und Berechnung einer CFK-Felge	81
4.1	Ermittlung relevanter Lastfälle	81
4.2	Festlegung der Lamineigenschaften	87
4.3	Entwicklung eines Vorauslegungsmodells	89
4.4	FEM-Vorauslegung – Festigkeits- und Steifigkeitsanalyse	92

4.5	FEM-Validierung – Realitätsnahes Modell	111
5	Fertigungsplanung einer CFK-Felge	123
5.1	Ableiten der Schnittmuster	123
5.2	Konzeptentwicklung der Werkzeugform	125
5.3	Konstruktion der Werkzeugform	128
5.4	Optimierung der spanenden Nachbearbeitung.....	134
5.5	Bewertung des Gesamtergebnisses.....	139
6	Zusammenfassung und Ausblick	143
7	Anhang	145
7.1	Wettbewerbsanalyse – Felgenkonzepte.....	145
7.2	OZ Racing 13“-Felge	146
7.3	Kammscher Kreis Continental C16-Reifen.....	147
7.4	Werkstoffdatenblatt Cycom® 985 Prepreg.....	148
7.5	Ply-Spannungen des Validierungsmodells (Lastfall 1B).....	152
7.6	Technische Zeichnungen	158
8	Literaturverzeichnis	X

Abbildungsverzeichnis

Abb. 2.1: Formula Student Rennfahrzeug [96].....	3
Abb. 2.2: Kräfte am Rad [3].....	6
Abb. 2.3: Kammscher Kreis [7].....	6
Abb. 2.4: Seitenkraftverhalten [7].....	7
Abb. 2.5: Verhalten der Latschgröße eines Reifens in Abhängigkeit von der Radlast [5].....	8
Abb. 2.6: F1 Frontflügel [7].....	9
Abb. 2.7: Seitenkraftverhalten einer Achse bei Kurvenfahrt in Anlehnung an [7]	9
Abb. 2.8: Bestandteile einer Felge in Anlehnung an [3]	12
Abb. 2.9: Reifenmontage in Anlehnung an [6]	13
Abb. 2.10: Mehrteilige Felge [6]	14
Abb. 2.11: Mehrfachverschraubung und Zentrierungsmethoden in Anlehnung an [6].....	15
Abb. 2.12: Zentralverschraubung in Anlehnung an [6].....	15
Abb. 2.13: Aufbau eines Faser-Kunststoff-Verbunds (UD-Schicht) in Anlehnung an [15]	16
Abb. 2.14: Aufbau eines Mehrschichtverbunds in Anlehnung an [15].....	17
Abb. 2.15: Spezifische Werkstoffeigenschaften in Anlehnung an [15].....	18
Abb. 2.16: Atomarer Aufbau von Kohlenstofffasern [17].....	19
Abb. 2.17: Multiaxialgelege [17]	21
Abb. 2.18: Aufbau Gewebe [17]	21
Abb. 2.19: Leinwandbindung [17].....	21
Abb. 2.20: Köperbindung [17].....	22
Abb. 2.21: Atlasbindung [17]	22
Abb. 2.22: Elemente der Materialvorbereitung im Autoklavverfahren in Anlehnung an [17]..	24
Abb. 2.23: Aufbau Autoklav [17].....	25
Abb. 2.24: FEM-Simulation eines Biegeträgers in Anlehnung an [28]	27
Abb. 2.25: Prinzip des h-Verfahrens [29]	28
Abb. 2.26: Prinzip des p-Verfahrens [29]	28
Abb. 2.27: Prinzip des r-Verfahrens [29]	28
Abb. 2.28: Räumlicher Spannungszustand [17].....	29
Abb. 2.29: Faserbruch [17].....	31
Abb. 2.30: Faserbruch durch Druckkraft [17]	32
Abb. 2.31: Zfb Querkzug [17].....	32
Abb. 2.32: Zfb Querdruck [17].....	33
Abb. 2.33: Interlaminare Schubspannungen [17].....	33
Abb. 2.34: Impactverhalten eines MSV [17].....	34
Abb. 2.35: Aufziehspannungen in einem gekrümmten MSV [17].....	34
Abb. 2.36: Felge Ecurie Aix 1 [87].....	35

Abb. 2.37: Felge Ecurie Aix 2 [86].....	35
Abb. 2.38: Felge AMZ Racing 1 [93]	36
Abb. 2.39: Felge AMZ Racing 2 [93]	36
Abb. 2.40: Felge AMZ Racing 3 [93]	36
Abb. 2.41: Felge DHBW Eng. [88].....	37
Abb. 2.42: Felge Elbflorace [82].....	37
Abb. 2.43: Legeprozess der großen Felgenhälfte [84]	37
Abb. 2.44: Felge KA Race Ing. [89].....	38
Abb. 3.1: Funktionale Teilflächen der Felgenkontur anhand einer fiktiven Felge [42]	46
Abb. 3.2: Tiefbett [6]	48
Abb. 3.3: Flachbett [42]	48
Abb. 3.4: Mehrteilige Felge [6]	48
Abb. 3.5: Hybridfelge [42].....	49
Abb. 3.6: Speichenfelge [42]	49
Abb. 3.7: Flanschfelge [42].....	49
Abb. 3.8: Mehrfachverschraubung [6]	49
Abb. 3.9: Schrauben und Bolzen [6].....	49
Abb. 3.10: Zentralverschraubung [6]	49
Abb. 3.11: Sicherungsdraht [43].....	49
Abb. 3.12: Mutter mit Klemmteil [44]	49
Abb. 3.13: Nylon-Lock-Nuts [45]	49
Abb. 3.14: Abstandshülse [42]	49
Abb. 3.15: Ringplatte [46].....	49
Abb. 3.16: Schraubenzentrierung [6].....	50
Abb. 3.17: Mittenzentrierung [6]	50
Abb. 3.18: Gerollte UD-Lage [42].....	50
Abb. 3.19: Schaumkern [42].....	50
Abb. 3.20: Forged-Carbon [42].....	50
Abb. 3.21: Hinterschnitte im Werkzeug [17].....	53
Abb. 3.22: Beispiel Entformungsschrägen [17]	54
Abb. 3.23: Drapieren von Ecken [17]	54
Abb. 3.24: Kompaktierung konkaver Radien mit großen Anlageflächen [17].....	54
Abb. 3.25: Verzogenes Gewebe [17]	55
Abb. 3.26: Welliges Gewebe [17].....	55
Abb. 3.27: Randbedingung Reifen basierend auf einem CAD-Reifenmodell [42].....	56
Abb. 3.28: Randbedingung Befestigung Felgenstern (links) / Radnabe (rechts) [42]	57
Abb. 3.29: Ermittlung der Einpresstiefe über ein CAD-Modell der Aluminiumfelge [42]	57

Abb. 3.30: Bauraumanalyse im Radbereich [49].....	58
Abb. 3.31: Randbedingung Bauraum Radbereich [42]	59
Abb. 3.32: Randbedingung Reifenmontage [42]	60
Abb. 3.33: Außenkontur Vorauslegungsmodell [42].....	61
Abb. 3.34: Offset-Felgenkontur [42]	62
Abb. 3.35: Felgenkontur der Hybridfelge [42].....	62
Abb. 3.36: CAD-Modell Hybridfelge [42]	63
Abb. 3.37: Kontur 3D-Druck [42]	63
Abb. 3.38: Konturprüfung anhand des Continental C19 Reifens [42]	63
Abb. 3.39: Felgenkontur der Speichenfelge [42].....	64
Abb. 3.40: CAD-Modell Speichenfelge [42].....	64
Abb. 3.41: Hohlraum in der Speichenfelge für einen Schaumkern [42]	65
Abb. 3.42: CAD-Modell Flanschfelge [42]	66
Abb. 3.43: Felgenkontur der Flanschfelge [42]	66
Abb. 3.44: Lochkreis Flanschfelge [42]	66
Abb. 3.45: Abstandshülse zur Reduktion der Flächenpressung [42]	70
Abb. 3.46: Formschluss Schraube [49]	72
Abb. 3.47: Maximale Hülsenlänge der Flanschfelge [49].....	73
Abb. 3.48: Formschluss zwischen Felgenstern und Radnabe [49]	74
Abb. 4.1: Reifenmontiermaschine [98].....	83
Abb. 4.2: Funktionsprinzip der fahrdynamischen Berechnungen [42].....	84
Abb. 4.3: Funktionsflächen im Legeprozess der Felge [42]	89
Abb. 4.4: Felgenkontur Vorauslegungsmodell [42]	90
Abb. 4.5: Außenfläche des Vorauslegungsmodells [42]	90
Abb. 4.6: Flächenteilung im Bereich des Humps [42]	91
Abb. 4.7: Flächenmodell Vorauslegung [42]	91
Abb. 4.8: Funktionale Teilflächen im FEM-Netz [42].....	92
Abb. 4.9: CQUAD4-Elemente am Bohrungsrand [42].....	94
Abb. 4.10: Felgenstern Fixierung [42]	95
Abb. 4.11: Klebeflächen Vorauslegungsmodell [42]	96
Abb. 4.12: Kraftangriffsflächen der Reifenkräfte (15 % / 25 % / 35 %) [42]	98
Abb. 4.13: Flächen der Lasteinleitung für Längs- und Vertikalkräfte [42]	99
Abb. 4.14: Flächen der Lasteinleitung für Seitenkräfte [42]	99
Abb. 4.15: Prinzip der Netzkonvergenzstudie [64]	100
Abb. 4.16: Ermittlung von Zielwerten [42]	103
Abb. 4.17: Wöhlerkurve (42CrMo4) in Anlehnung an [97].....	104
Abb. 4.18: 0°-Faserorientierung des Vorauslegungsmodells auf Elementebene [42].....	107

Abb. 4.19: Lagenarten im Vorauslegungsmodell [42]	108
Abb. 4.20: Verformung des Vorauslegungsmodells unter Lastfall 1A [42]	109
Abb. 4.21: Verformung des Felgensterns Lastfall 1A [42]	109
Abb. 4.22: Felgenkontur Validierungsmodell [42]	111
Abb. 4.23: Flächenmodell Validierung [42]	112
Abb. 4.24: Klebeflächen im Validierungsmodell [42]	112
Abb. 4.25: Fibersim UI [42]	113
Abb. 4.26: Laminatdefinition für die kleine Felgenhälfte [42]	113
Abb. 4.27: Prinzip der Rosettendefinition in Fibersim [42]	114
Abb. 4.28: Plysegmentierung [84]	115
Abb. 4.29: Konzept 6-Plys [42]	115
Abb. 4.30: Producibility Ply auf der Außenfläche [42]	116
Abb. 4.31: Ply-Konturen der drei Körperflächen im Validierungsmodell [42]	116
Abb. 4.32: Schema der Trennkanten [42]	117
Abb. 4.33: Angepasstes Validierungsmodells entsprechend den Ply-Überlagerungen [42]	118
Abb. 4.34: Nomenklatur der Teilbereiche [42]	118
Abb. 4.35: Prüfung des importierten Layups [42]	120
Abb. 4.36: Verformung des Validierungsmodells unter Lastfall 1A [42]	121
Abb. 4.37: Maximale Ply-Spannung im unteren Felgenbereich bei Lastfall 1B [42]	122
Abb. 5.1: Einfluss von Offsetparametern auf die Flat-Pattern Erstellung eines Plys [42] ...	124
Abb. 5.2: Ply-Positionierung auf Cutter [42]	125
Abb. 5.3: Aufbau CNC-Schneidmaschine [79]	125
Abb. 5.4: Felgenform Konzept 1 [42]	126
Abb. 5.5: Wärmedehnung von UD-Lagen aus CFK in Anlehnung an [17]	127
Abb. 5.6: Felgenform Konzept 2 [42]	127
Abb. 5.7: Finales Felgenform Konzept [42]	128
Abb. 5.8: Gedrehte Werkzeugkontur [42]	129
Abb. 5.9: Drehfutter einer Drehmaschine [83]	129
Abb. 5.10: CAD-Modell Felgenform Zwischenstand [42]	130
Abb. 5.11: Visualisierung der Reifenmontage im CAD-Modell [42]	131
Abb. 5.12: Felgenform Stift [42]	131
Abb. 5.13: Funktionsweise des Stiftes (Felgenfertigung links / Reifenmontage rechts) [42]	132
Abb. 5.14: CAD-Modell Felgenform Endstand [42]	132
Abb. 5.15: Felgenform Hilfsteil [42]	133
Abb. 5.16: CAD-Modelle der Legehilfen für Kante 3 (links) und Kante 2 (rechts) [42]	133
Abb. 5.17: Funktionsprinzip der Legehilfen [42]	134
Abb. 5.18: Bohradapter Fußplatte [42]	135

Abb. 5.19: Bohradapter Schablone [42].....	135
Abb. 5.20: Bohradapter Spanner [42].....	136
Abb. 5.21: CAD-Modell Bohradapter [42].....	136
Abb. 5.22: Zusatzlagen Hump [42].....	137
Abb. 5.23: Querschnitt Felgenhorn vor (Rot) und nach (Schwarz) dem Drehen [42]	138
Abb. 5.24: CAD-Modell Drehadapter [42].....	138
Abb. 7.1: Felgenkonzepte Revolve NTNU (1) [94]; Rennstall (2) [90]; Greenteam (3) [85]; TUfast (4) [91]; DUT (5) [92]; FS Team Talinn (6) [95].....	145
Abb. 7.2: Ausschnitt der technischen Zeichnung einer 13"-Felge von OZ Racing [81].....	146
Abb. 7.3: Kammscher Kreis für einen Continental C16-Reifen [61]	147
Abb. 7.4: CYCOM 985 Prepreg Datenblatt, Seite 1/4 [73]	148
Abb. 7.5: CYCOM 985 Prepreg Datenblatt, Seite 2/4 [73]	149
Abb. 7.6: CYCOM 985 Prepreg Datenblatt, Seite 3/4 [73]	150
Abb. 7.7: CYCOM 985 Prepreg Datenblatt, Seite 4/4 [73]	151
Abb. 7.8: Ply-Spannungen Validierungsmodell Lastfall 1B (Pink, Olive) [42]	152
Abb. 7.9: Ply-Spannungen Validierungsmodell Lastfall 1B (Petrol, Violett) [42]	153
Abb. 7.10: Ply-Spannungen Validierungsmodell Lastfall 1B (Cyan, Gelb) [42].....	154
Abb. 7.11: Ply-Spannungen Validierungsmodell Lastfall 1B (Dunkelgrün, Grau) [42]	155
Abb. 7.12: Ply-Spannungen Validierungsmodell Lastfall 1B (Rosa, Rot) [42].....	156
Abb. 7.13: Ply-Spannungen Validierungsmodell Lastfall 1B (Braun, Blau) [42].....	157
Abb. 7.14: Technische Zeichnung Felgenform (1/4); Große Seite [42].....	158
Abb. 7.15: Technische Zeichnung Felgenform (2/4); Kleine Seite [42].....	159
Abb. 7.16: Technische Zeichnung Felgenform (3/4); Stift [42].....	160
Abb. 7.17: Technische Zeichnung Felgenform (4/4); Hilfsteil [42].....	161
Abb. 7.18: Technische Zeichnung Bohradapter (1/4); Schablone [42]	162
Abb. 7.19: Technische Zeichnung Bohradapter (2/4); Fußplatte [42]	163
Abb. 7.20: Technische Zeichnung Bohradapter (3/4); Spanner [42].....	164
Abb. 7.21: Technische Zeichnung Bohradapter (4/4); Platte [42]	165
Abb. 7.22: Technische Zeichnung Drehadapter (1/1) [42]	166

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Die besten Formula Student Teams 2023 [31].....	35
Tabelle 3.1: Anforderungsliste CFK-Felge	41
Tabelle 3.2: Morphologischer Kasten CFK-Felge	48
Tabelle 3.3: Lösungskonzepte CFK-Felge	50
Tabelle 3.4: Gewichtungsfaktoren der Bewertungskriterien [52].....	75
Tabelle 3.5: Technische Bewertung nach VDI 2225 [52]	79
Tabelle 3.6: Bewertungsskala für die gewogene technische Wertigkeit	79
Tabelle 4.1: Analyse der Zwangsbedingungen mithilfe von Testsimulationen.....	96
Tabelle 4.2: Analyse der Krafteinleitung mithilfe von Testsimulationen	98
Tabelle 4.3: Netzdaten Konvergenzstudie	100
Tabelle 4.4: Auswertung der Richardson-Extrapolation [64].....	101
Tabelle 4.5: Lagenspannungen des Vorauslegungsmodells bei Lastfall 1B.....	110
Tabelle 4.6: Maximale Ply-Spannung des Validierungsmodells bei Lastfall 1B.....	122

1 Einführung

Die vorliegende Arbeit beginnt mit einer Erläuterung der aktuellen Situation. Anschließend erfolgt eine Beschreibung des zentralen mit der Arbeit verfolgten Ziels. Die erforderliche Vorgehensweise zur Realisierung dieses Ziels wird im letzten Unterkapitel erläutert.

1.1 Aktuelle Situation

Das Umfeld dieser Arbeit ist die Formula Student, ein hochgradig kompetitiver Wettbewerb, bei dem Teams von Universitäten auf der ganzen Welt mit selbstentwickelten Rennfahrzeugen in verschiedenen Disziplinen gegeneinander antreten. Das hierbei verwendete Fahrzeug, ein Monoposto mit freistehenden Rädern ähnlich der Formel 1, wird vollständig durch Studenten entwickelt. Dabei müssen die Fahrzeuge jedes Jahr verbessert werden, um die Performance zu steigern und somit auf internationalen Wettbewerben Erfolge einzufahren sowie die Aufmerksamkeit von Sponsoren zu erlangen. Diese Arbeit soll einen Beitrag zur Optimierung des Rennfahrzeugs vom Lions Racing Team leisten. Die dabei verfolgten Ziele werden nachfolgend beschrieben.

1.2 Ziele der Arbeit

Bei allen dynamischen Disziplinen der Formula Student Rennserie fungiert die Fahrzeugmasse als zentrale Größe zur Beeinflussung der Performance. Das Ziel dieser Arbeit ist es dementsprechend, durch eine konstruktive Neuentwicklung die Fahrzeugmasse zu senken und somit die Konkurrenzfähigkeit des Fahrzeugs zu verbessern.

Als Komponente für diesen Ansatz wird die Felge gewählt, da eine Einsparung im Radbereich nicht nur das Gesamtgewicht des Fahrzeugs, sondern gleichzeitig auch die ungefederten Massen reduziert. Diese ungefederten Massen haben einen starken Einfluss auf die fahrdynamische Leistungsfähigkeit des Rennfahrzeugs, was in den nachfolgenden Grundlagenkapiteln noch näher erläutert wird. Die aktuelle Felge besteht aus einer Aluminiumlegierung, während die besten Teams bereits Felgen aus Faser-Kunststoff-Verbunden einsetzen. Dementsprechend ist die Entwicklung einer Felge aus einem Faserverbund und die damit einhergehende Gewichtsreduktion das Ziel dieser Arbeit.

Gleichzeitig verfolgt die Arbeit ein zweites Ziel, welches prozessualer Natur ist. Der hier aufgezeigte Weg zur Entwicklung von komplexen hochbelasteten Strukturen aus Faser-Kunststoff-Verbunden wird als Leitfaden für zukünftige Entwicklungsprojekte dienen. Ein solches Grundgerüst kann künftige Neuentwicklungen vereinfachen und die Entwicklungsdauer reduzieren, was im hochdynamischen Umfeld des Rennsports von entscheidender Bedeutung ist. Wie genau die Vorgehensweise zur Konstruktion der Felge dabei aussieht, wird im nachfolgenden Kapitel erläutert.

1.3 Vorgehensweise und Struktur

Im ersten Schritt dieser Arbeit muss eine Wissensgrundlage in den relevanten Themengebieten geschaffen werden. Dazu wird eine Literaturrecherche durchgeführt, welche die nötigen Kompetenzen zur systematischen Lösung der Entwicklungsaufgabe liefert. Das erste Thema, welches dabei näher betrachtet werden soll, ist die Formula Student selbst. Hierbei

müssen die einzelnen Disziplinen sowie das Regelwerk bekannt sein, um die Neuentwicklung der Felge darauf abzustimmen. Darüber hinaus sind grundlegende Kenntnisse der Fahrzeugtechnik erforderlich. Dies umfasst Grundlagen der Fahrdynamik, um die Kraftverhältnisse am Rad zu verstehen, sowie Kenntnisse über die Radkonstruktion. Die zweite Kategorie an Grundlagen umfasst die Faser-Kunststoff-Verbunde. Als anisotrope Werkstoffe unterscheiden sich diese in ihren mechanischen Eigenschaften, Halbzeugen, Fertigungsverfahren und Konstruktionsrichtlinien von herkömmlichen Werkstoffen wie Stahl oder Aluminiumlegierungen. Neben diesen primär konstruktiven Grundlagen muss für die spätere Simulation der Felge ein Grundverständnis für die Finite-Elemente-Methode entwickelt werden, weil diese innerhalb einer Simulationssoftware zur Auslegung eingesetzt wird. Da in anderen Formula Student Teams bereits Felgen aus Faserverbunden im Einsatz sind, soll zudem eine Wettbewerbsanalyse durchgeführt werden.

Aufbauend auf den theoretischen Grundlagen erfolgt der eigentliche Konstruktionsprozess. Hierbei wird, den Methoden der Konstruktionssystematik entsprechend, mit einer Konzeptphase gestartet. Dabei müssen zunächst die Anforderungen an eine Felge gesammelt werden. Anschließend können Konzepte für die Teilfunktionen der Felge in Form eines morphologischen Kastens entwickelt und zu Gesamtkonzepten zusammengefügt werden. Unter Beachtung der besonderen Konstruktionsrichtlinien für Faser-Kunststoff-Verbunde sollen diese Konzepte in CAD-Entwürfe überführt werden. Aus den Entwürfen wird anschließend durch eine technischen Bewertung die beste Lösung für den weiteren Entwicklungsprozess ausgewählt.

Der resultierende Entwurf muss daraufhin dimensioniert werden, wobei die ersten Schritte der Dimensionierung die Festlegung der Lastfälle und die Wahl eines Felgenmaterials sind. Es folgt die Entwicklung eines Vorauslegungsmodells, mit welchem die Auslegung der Felge erfolgen kann. Da es sich hierbei um eine Faserverbund-Konstruktion handelt, ist das Ergebnis der Auslegung nicht nur eine Wandstärke, sondern ein Lagenaufbau, welcher basierend auf dem gewählten Halbzeug entwickelt wird. Dieser Lagenaufbau muss anhand eines komplexeren und somit realitätsnäheren FEM-Modells validiert werden.

Der letzte Schritt des Entwicklungsprozesses im Rahmen dieser Arbeit ist die Vorbereitung der Fertigung. Diesbezüglich muss eine Werkzeugform zur Herstellung der Felge konstruiert werden. Darüber hinaus sind die Zuschnitte des Halbzeugs abzuleiten. Abhängig von der Geometrie von Felge und Werkzeug wird zudem eine spanende Nachbearbeitung benötigt, wofür weitere Hilfsbauteile konstruiert werden müssen. Den Abschluss dieser Arbeit bildet eine Bewertung des Gesamtergebnisses anhand der zu Beginn definierten Anforderungen.

2 Grundlagen der Rennfahrzeugentwicklung

Dieses Kapitel bildet den inhaltlichen Einstieg in die vorliegende Arbeit. Es werden die notwendigen Fachkenntnisse zur Bearbeitung der Aufgabenstellung erarbeitet. Inhaltlich gliedert sich das Kapitel wie folgt. Zunächst soll das Umfeld der Arbeit spezifiziert werden, indem das Konzept der Formula Student Wettbewerbe beschrieben wird. Anschließend folgen die technischen Grundlagen beginnend mit einem Blick auf die Fahrdynamik und die Bedeutung der Radmasse. Das dritte Unterkapitel beschäftigt sich mit den Richtlinien und üblichen Methoden der Radkonstruktion, welche später zur Erstellung eines Entwurfs genutzt werden. Da die Leichtbauvariante der Felge aus einem Faser-Kunststoff-Verbund gefertigt werden soll, gilt es anschließend, die Grundlagen dieser Werkstoffklasse näher zu erläutern. Dabei wird auf Typen, Charakteristiken, Konstruktionsrichtlinien und Fertigungsverfahren eingegangen. Für eine ingenieurtechnische Auslegung von hochbelasteten Komponenten ist das zentrale Werkzeug der Festigkeitsberechnung die sogenannte Finite-Elemente-Methode (FEM). Das Prinzip der Berechnung und die relevanten Einflussgrößen auf die Ergebnislösung beim Einsatz der computergestützten FEM werden daher im darauffolgenden Kapitel analysiert. Die Kombination von FEM-Simulationen mit Faser-Kunststoff-Verbunden erfordert die Berücksichtigung der werkstoffspezifischen Versagenskriterien, welche bei den Faserverbunden auftreten können. Dazu wird im sechsten Unterkapitel eine Untersuchung der Belastungsarten und zugehörigen Versagenskriterien durchgeführt. Letztlich ist eine Entwicklungsaufgabe immer mit dem Ziel verbunden, in einer konkurrenzbehafteten Umgebung einen Vorsprung gegenüber den Wettbewerbern zu erlangen oder den Rückstand zu denselben zu verringern. Zur Einordnung des Stands der Technik vom Lions Racing Team im Wettbewerb, muss eine Wettbewerbsanalyse durchgeführt werden. Im Rahmen des letzten Unterkapitels dieses Grundlagenabschnitts werden daher Felgenkonzepte von anderen Rennteams der gleichen Klasse analysiert. Das nachfolgende Kapitel zur Formula Student zeigt, worum es sich bei diesem Wettbewerb handelt und worin die Herausforderungen liegen.

2.1 Formula Student

Die Formula Student ist ein internationaler Konstruktionswettbewerb, an dem Teams von Universitäten und Hochschulen aus der ganzen Welt teilnehmen. Im Rahmen der Formula Student entwickeln Teams, welche ausschließlich aus Studenten einer Bildungseinrichtung bestehen, weitestgehend selbstständig ein Rennfahrzeug, wobei in Abb. 2.1 das aktuelle Modell vom Lions Racing Team dargestellt wird. Auf Events der Formula Student treten die verschiedenen Teams in einer Reihe von statischen und dynamischen Herausforderungen gegeneinander an. Die Formula Student dient dazu, den Teilnehmern beziehungsweise angehenden Ingenieuren bereits während des Studiums Praxiserfahrung im Umfeld von leistungsorientierter Projektarbeit zu bieten. Die Kompetenzen, welche für die Entwicklung und den Bau eines Rennfahrzeugs erforderlich sind, entstammen den unterschiedlichsten Disziplinen der Ingenieurwissenschaften, darunter zum Beispiel Fahrzeugtechnik, klassischer Maschinenbau,



Abb. 2.1: Formula Student Rennfahrzeug [96]

Elektrotechnik und Informatik. Darüber hinaus gibt es auch kaufmännische Aufgaben wie die Ressourcenplanung, das Marketing und die Sponsorsuche. Dieses breit gefächerte Themenfeld ermöglicht die Zusammenarbeit von Studierenden verschiedener Studiengänge in einem gemeinschaftlichen Projekt, was sie auf das spätere Arbeitsleben vorbereitet [1].

Die Rennfahrzeuge, welche für die Formula Student entwickelt werden, sind sogenannte Monopostos, wie auch die Fahrzeuge in der Formel 1. Es handelt sich somit um einsitzige Rennfahrzeuge mit freistehenden Rädern. Jedes Jahr hat ein Rennteam die Herausforderung, entsprechend den jeweils geltenden Richtlinien ein regelkonformes Fahrzeug zu entwickeln und zu fertigen. Dieser Prozess beginnt immer mit der Analyse der Konstruktionsrichtlinien der Rennklasse, hier also denen der Formula Student. Diese Richtlinien gelten als verpflichtende Regeln für die technische Gestaltung der Fahrzeuge und müssen ganzheitlich eingehalten werden, um eine Teilnahme am Wettbewerb zu ermöglichen. Diese Richtlinien gliedern sich in die folgenden Inhalte [2].

Im ersten Abschnitt werden administrative Richtlinien definiert. Diese beschreiben beispielsweise den Ablauf eines Wettbewerbs, das Punktesystem, einen Verhaltenskodex und Terminangelegenheiten [2].

Der zweite und für die Konstruktion wichtigste Abschnitt umfasst die allgemeinen technischen Richtlinien. Hier werden alle zentralen Baugruppen des Fahrzeugs betrachtet. Dazu zählt die Aerodynamik, das Chassis, das Bremssystem, Hydraulik- und Pneumatiksysteme, das Fahrwerk und die passive Fahrzeugsicherheit. Alle Baugruppen abgesehen vom Antriebsstrang werden in diesem Abschnitt beispielsweise hinsichtlich der Bauraumbegrenzung, Leistungsanforderungen oder Werkstoffregeln reglementiert [2].

Der Antrieb des Rennfahrzeugs erhält einen eigenen Abschnitt in den Richtlinien, da es in der Formula Student aktuell zwei parallele Wettbewerbe gibt. Der ältere von beiden gilt für Verbrennungsmotoren und der neuere, welcher die Verbrenner mittelfristig vollständig ablösen soll, sieht vollelektrische Antriebssysteme vor. Die nächsten beiden Abschnitte in den Richtlinien der Formula Student thematisieren daher die Gestaltung der Antriebseinheit mit einem Kapitel für die Verbrennungsmaschinen und einem für die elektrischen Antriebe [2].

Neben diesen administrativen und technischen Richtlinien, die für die Entwicklung des Fahrzeugs essenziell sind, müssen in den Richtlinien ebenfalls die Inhalte eines Wettbewerbs festgelegt werden. Dadurch haben die Teams eine Perspektive, worauf sie das Fahrzeug auslegen müssen, weshalb im Folgenden der Ablauf eines Wettbewerbs exemplarisch dargestellt wird [2].

Die Wettbewerbe der Formula Student finden weltweit statt, wobei Teams aus Deutschland überwiegend an europäischen Events teilnehmen. Dazu zählt die Formula Student Germany (FSG), deren Richtlinien hier beschrieben wurden, die Formula Student Austria in Österreich, die Formula Student East in Ungarn und die Formula Student Netherlands in den Niederlanden. Der Ablauf dieser Events ist weitgehend identisch. Es gibt zwei Veranstaltungen, eine für die Verbrennungsmotoren (CV) und eine für die elektrisch angetriebenen Fahrzeuge (EV). Darüber hinaus wird inhaltlich ein Teil mit Fahrer (CV/EV) und ein fahrerloser Teil (DC) differenziert. Da das Lions Racing Team nur noch vollelektrische Rennfahrzeuge entwickelt, wird sich im Folgenden nur noch auf diesen Teil des Wettbewerbs bezogen [2].

Bevor das Fahrzeug eines Teams an den eigentlichen Events eines Wettbewerbs teilnehmen darf, wird es einer technischen Prüfung unterzogen. Dabei ist eine Reihe von Tests durchzuführen, welche die Regelkonformität des entwickelten Rennwagens bestätigen. Diese Tests umfassen elektrische und mechanische Prüfungen des Fahrzeugs, einen Kipptest, einen Regentest und weitere Prozesse. Hat ein Team alle Inspektionen erfolgreich absolviert, geht es an die eigentlichen Events, in denen alle Teams gegeneinander antreten [2].

Der Gesamtwettbewerb ist aufgeteilt in statische und dynamische Disziplinen, in denen jeweils Punkte gesammelt werden können. Zu den statischen Aufgaben zählt eine Präsentation des Geschäftsplans, eine Beschreibung des Kostenmanagements und ein sogenanntes Engineering Design Event. Dort hinterfragen fachtechnische Spezialisten die Design Entscheidungen des Teams am Fahrzeug, weshalb bei der Entwicklung auf methodisches Vorgehen geachtet werden muss. Die Aufgabe des Teams ist es, anhand von ausführlichen Nachweisen und Dokumentationen seine Konstruktionslösungen zu begründen [2].

Neben den statischen Disziplinen, welche primär auf die Projektseite des Entwicklungsprozesses abzielen, sind die dynamischen Disziplinen das Kernelement der Formula Student Wettbewerbe. Das Rennfahrzeug muss in einer Reihe von Kursen jeweils unter Erhebung der erreichten Zeit bestehen. Dabei werden Eigenschaften wie die Beschleunigung, das Kurvenfahrvermögen und -handling sowie die Dauerhaltbarkeit geprüft. Ähnliche Herausforderungen gibt es analog im fahrerlosen Betrieb zu meistern. Für jede Disziplin erhält das Team eine an den Schwierigkeitsgrad und die Relevanz angepasste Punktzahl, welche letztlich zu einer Gesamtpunktzahl aufaddiert wird. Der Sieger eines Wettbewerbs wird am Ende über die höchste Gesamtsumme ermittelt [2].

Hierbei ist zu beachten, dass ein gutes Abschneiden bei den Wettbewerben nicht nur aus Prestige Gründen von Bedeutung ist. Die Teams sind weitestgehend auf die Unterstützung durch Sponsoren angewiesen, wobei oft OEMs der Automobilindustrie wie BMW, Volkswagen und Porsche als Hauptsponsoren eintreten. Eine erfolgreiche Teilnahme an Wettbewerben ermöglicht eine bessere Ausgangssituation bei der Sponsorsuche, was wiederum die Qualität der Fahrzeugentwicklung im Team steigern kann. Im Umfeld dieser Wettbewerbe soll auch vom Lions Racing Team der Technischen Universität Braunschweig ein konkurrenzfähiges Rennfahrzeug entwickelt werden.

Diese Arbeit zielt darauf ab, den Radbereich zu optimieren, um somit die Erfolgchancen in der Formula Student zu verbessern. Der Hintergrund, weshalb eine Optimierung im Bereich des Rads eine derart große Relevanz besitzt, soll im nachfolgenden Kapitel näher erläutert werden, wobei auf die Bedeutung der Radmasse in einem Kraftfahrzeug eingegangen wird.

2.2 Grundlagen der Fahrdynamik

In diesem Abschnitt werden die fahrdynamischen Grundlagen erläutert welche nötig sind, um die Bedeutung einer Gewichtsreduktion im Radbereich nachzuvollziehen. Inhaltlich ist dieses Kapitel dazu in drei Abschnitte untergliedert. Zunächst wird der sogenannte Kammsche Kreis der Fahrdynamik beschrieben, welcher die Charakteristik der Kraftübertragung von der Fahrbahn auf das Fahrzeug darstellt. Anschließend ist der Einfluss der Radlast auf das Fahrverhalten zu betrachten. Darauf aufbauend kann analysiert werden, wie sich eine Schwankung dieser Radlast auf die Fahrdynamik auswirkt. Zuletzt werden alle Erkenntnisse gebündelt, um den Einfluss der Radmasse im Kontext der Fahrdynamik einzuordnen.

Kammscher Kreis

Abb. 2.2 zeigt alle Kräfte, die am Reifen eines Kraftfahrzeugs wirken. Dabei handelt es sich um drei Komponenten. Die Längskräfte F_x wirken in x-Richtung und beschreiben Antriebs- und Bremskräfte. Die Seitenkräfte F_y resultieren aus dem Schräglauf des Reifens bei Kurvenfahrt und der damit verbundenen elastischen Verformung des Reifens in der Kontaktfläche. Diese Kontaktfläche wird als Reifenlatsch oder Latschfläche bezeichnet. Die letzte Komponente ist die Vertikalkraft F_z , welche auch als Radaufstandskraft betitelt wird. Diese Kraft resultiert im Stillstand aus dem Eigengewicht des Fahrzeugs inklusive der Insassen und Beladung. Da der Reifen der einzige Kontaktpunkt zwischen dem Fahrzeug und der Fahrbahn ist, müssen alle Kräfte zur Beeinflussung des Fahrzustands über die Latschfläche übertragen werden. Das Zusammenspiel der zuvor benannten Kräfte wird dabei im Kammschen Kreis dargestellt [3].

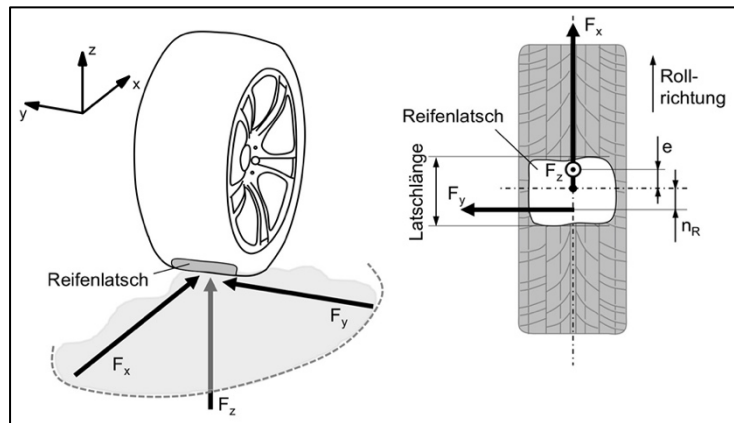


Abb. 2.2: Kräfte am Rad [3]

Der Kammsche Kreis ist ein fundamentales Konzept der Fahrdynamik und basiert auf der begrenzten Fähigkeit eines Reifens, Kräfte auf die Fahrbahn zu übertragen. Abb. 2.3 zeigt einen solchen Kammschen Kreis für ein fiktives Fahrzeug. Dabei handelt es sich technisch gesehen um ein Diagramm, welches auf der horizontalen Achse die Seitenkräfte F_y und auf der vertikalen Achse die Längskräfte F_x zeigt. Der Kurvenverlauf, welcher hier dargestellt ist, beschreibt das maximal übertragbare Kraftpotenzial des Reifens für jeden Fahrzustand. Die im Reifenlatsch wirkende Kraft F_{xy} ist demnach die Vektorsumme aus der Längs- und Seitenkraft gemäß Gleichung 2.1 [3]:

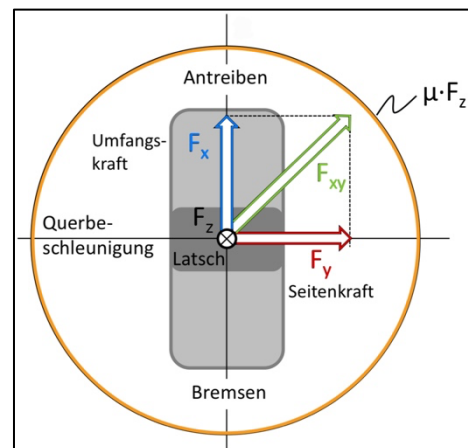


Abb. 2.3: Kammscher Kreis [7]

$$F_{xy} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (2.1)$$

In Abb. 2.3 wird diese Kraft durch die zwei Komponenten F_x in Blau und F_y in Rot sowie die Vektorsumme F_{xy} in Grün dargestellt. Da im Reifenlatsch eine Haftkraft zur Übertragung wirkt, gilt das Coulombsche Reibgesetz (Gleichung 2.2) [4]:

$$F_{xy,max} \leq \mu_h * F_z \quad (2.2)$$

Die Reifenkraft wird demnach über den Haftbeiwert des Fahrzeug-Fahrbahn-Kontakts μ_h und die Radaufstandskraft F_z begrenzt. Für eine visuelle Darstellung dieser Zusammenhänge dient der orangefarbene Kreis in Abb. 2.3, welcher immer die maximale Reifenkraft $F_{xy,max}$

repräsentiert. Jede Vektorkombination aus einer Längs- und Seitenkraft, welche einen resultierenden Fahrzustand innerhalb des Kammschen Kreises hervorruft, kann durch den Reifen mittels Haftreibung sicher übertragen werden. Der Kammsche Kreis zeigt gleichzeitig, dass die Maximalwerte der einzelnen Kraftkomponenten vorliegen, wenn die jeweils andere Kraft Null beträgt. Die maximale Seitenkraft kann nur ohne Beschleunigung oder Bremsung übertragen werden. Analog dazu ist eine maximale Bremsung oder Beschleunigung nur möglich, wenn keine Seitenkräfte wirken. Eine Überlagerung der beiden Komponenten senkt die individuellen Maximalwerte entsprechend der Kreiskontur. Hierbei ist anzumerken, dass Abb. 2.3 lediglich der Visualisierung des Konzepts eines Kammschen Kreises dient. In der Realität ist der Kreis meist eine Ellipse, wobei die maximale Längskraft größer ist als das Maximum der Seitenkraft [3].

Der Kammsche Kreis, wie er in Abb. 2.3 gezeigt wird, verdeutlicht, dass die Radlast maßgeblich das Kraftübertragungspotenzial des Reifens und somit die Fahrdynamik beeinflusst. Ein Abfall der Radlast bewirkt somit eine Verkleinerung des Kammschen Kreises. Dieses Verhalten soll nachfolgend genauer analysiert werden.

Einfluss der Radlast

Aus dem Kammschen Kreis geht hervor, dass eine Verbindung zwischen der Radlast und den Längs- und Seitenkräften besteht. Die Seitenkraft ist bei Rennfahrzeugen von großer Bedeutung, da sie bestimmt, wie schnell ein Fahrzeug einen Kurs absolvieren kann. Je größer die maximal übertragbare Seitenkraft ist, desto schneller kann ein Fahrzeug bei sonst gleicher Konfiguration eine Kurve durchqueren [3].

In diesem Zusammenhang zeigt Abb. 2.4 schematisch den funktionalen Zusammenhang zwischen der Radlast und der Seitenkraft. Auf der x-Achse ist der Schräglaufwinkel des Reifens α zu sehen. Darüber wird auf der y-Achse die Seitenkraft F_y aufgetragen. Es sind drei Kurvenverläufe dargestellt, wobei von unten nach oben die Radlast F_z jeweils um einen konstanten Betrag von 3.000 N steigt. Hier fällt auf, dass der Zuwachs der maximalen Seitenkraft mit linear ansteigender Radlast degressiv ist. Um diesen Zusammenhang nachzuvollziehen, ist eine nähere Betrachtung des Reifens erforderlich. Dieser besitzt eine progressive Radialfedersteifigkeit, welche oben in Abb. 2.5 dargestellt wird [5].

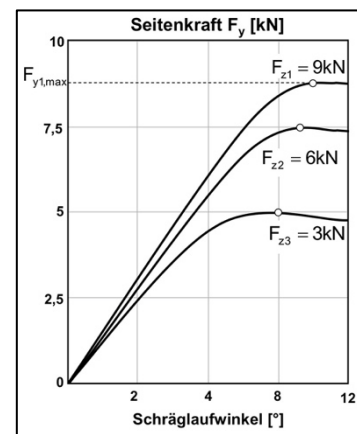


Abb. 2.4: Seitenkraftverhalten [7]

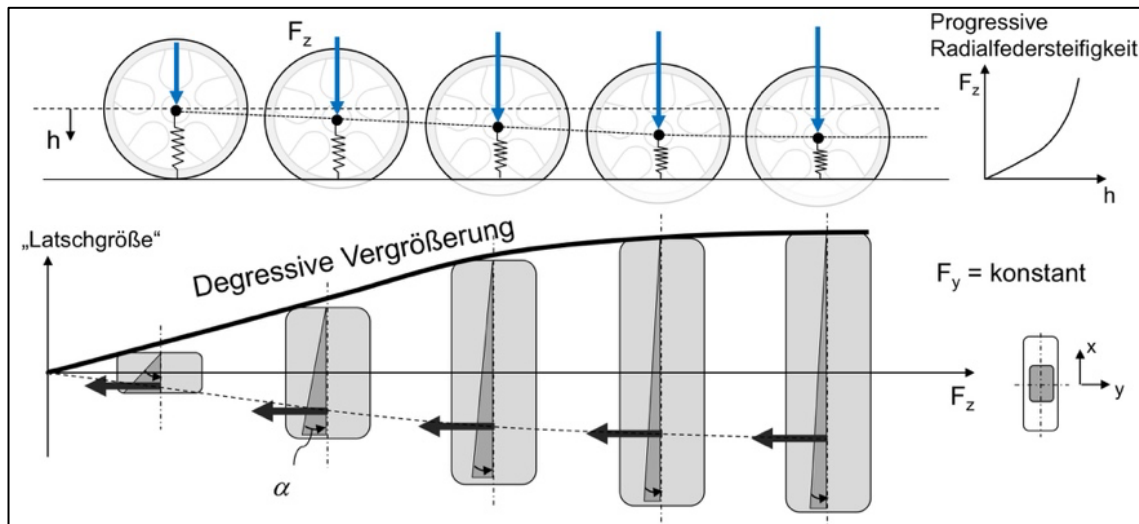


Abb. 2.5: Verhalten der Latschgröße eines Reifens in Abhängigkeit von der Radlast [5]

Mit größerer Verformung steigt somit der Widerstand des Reifens gegen eine weitere Intrusion. Gleichzeitig stellt die damit verbundene Vergrößerung der Latschfläche, welche unten in Abb. 2.5 zu erkennen ist, den treibenden Faktor für den Anstieg der Seitenkraft dar. Eine größere Kontaktfläche zwischen Fahrzeug und Fahrbahn führt zu einem größeren Kraftübertragungspotenzial. Da diese Latschfläche aufgrund der progressiven Federkennlinie jedoch nur degressiv wächst, steigt die maximale Seitenkraft ebenfalls nur degressiv an [5].

Dieses Verhalten wirkt sich auf die Fahrdynamik immer dann aus, wenn die Radlast nicht wie im Stillstand konstant ist, sondern Schwankungen unterliegt. Die Ursachen solcher Schwankungen sollen nachfolgend beschrieben werden.

Im regulären Fahrbetrieb sind meist Fahrmanöver der Auslöser von Radlastschwankungen. Somit bewirkt eine Bremsung beispielsweise die partielle Verlagerung der Radlast von der Hinterachse auf die Vorderachse, sodass vorne ein Anstieg und hinten ein Absinken der Radlast erfolgt. Umgekehrt gilt dies auch für eine Beschleunigung, wobei eine Verlagerung von der Vorder- zur Hinterachse stattfindet. Neben diesen Längsschwankungen sind auch in lateraler Richtung Radlastunterschiede regelmäßig vorzufinden. Bei Kurvenfahrt findet somit immer eine Radlastverlagerung von kurveninnen nach kurvenaußen statt [5].

Der zweite Auslöser für Radlastschwankungen sind Unebenheiten in der Fahrbahn. Bodenwellen, Schlaglöcher oder asymmetrische Fahrbahnhöhen sind in der Praxis stets zu berücksichtigen. Für die hier vorliegende Betrachtung eines Rennfahrzeugs kann zwar angenommen werden, dass die Strecke eine bessere Qualität hat als die Straßen, auf welche ein normales Kraftfahrzeug ausgelegt werden muss, dennoch sind auch Rennstrecken nicht frei von Fahrbahnebenheiten. Beim Überfahren einer solchen Unebenheit, beispielsweise einer Schwelle, steigt die Radlast zunächst an und fällt anschließend ab. Diese Schwankung muss von Seiten des Fahrwerks bestmöglich ausgeglichen werden, um den Fahrbahnkontakt und somit die Traktion immer im optimalen Bereich zu halten [6].

Neben den zuvor beschriebenen Effekten hat bei einem Rennfahrzeug auch die Aerodynamik einen Einfluss auf die Radlast. Im Rennsport werden Flügelprofile, wie sie in Abb. 2.6 anhand eines Formel 1 Frontflügels gezeigt werden, eingesetzt, um den Anpressdruck an die Straße, also die Radaufstandskraft zu steigern, und so das Kraftschlusspotenzial der Reifen gemäß dem Kammschen Kreis anzuheben. Allerdings sind diese Luftkräfte abhängig von der Anströmgeschwindigkeit des Flügelprofils und daher nicht konstant. Die Folge der Aerodynamik eines Rennfahrzeugs ist, dass in niedrigeren Geschwindigkeitsbereichen auch ein geringeres Kraftübertragungspotenzial der Reifen vorliegt [7].



Abb. 2.6: F1 Frontflügel [7]

Basierend auf den nun bekannten Ursachen einer Radlastschwankung ist ersichtlich, dass diese im Betrieb unmöglich vermieden werden kann. Daher gilt es, den Einfluss einer schwankenden Radlast auf das Fahrverhalten zu analysieren.

Anhand von Abb. 2.7 kann die Auswirkung einer Radlastschwankung visualisiert werden. Hier wird eine Kurvenfahrt und die damit verbundene Änderung der Radlasten einer Achse auf der inneren und äußeren Seite der Kurve gezeigt.

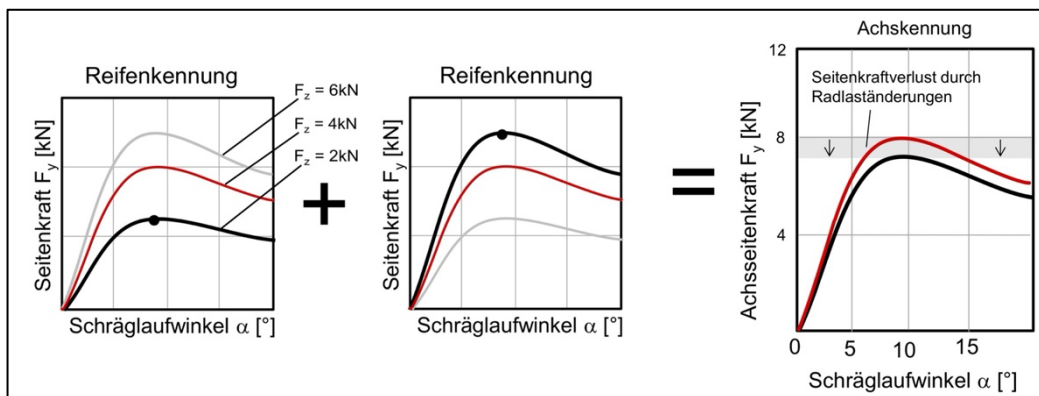


Abb. 2.7: Seitenkraftverhalten einer Achse bei Kurvenfahrt in Anlehnung an [7]

Das Diagramm selbst stellt jeweils den Verlauf der Seitenkraft F_y über dem Schräglaufwinkel α analog zu Abb. 2.4 für ein fiktives Fahrzeug dar. In Rot sind die Seitenkräfte bei Geradeausfahrt gezeigt, während die schwarzen Verläufe einer Kurvenfahrt entsprechen. Hier ist ersichtlich, dass mit einer symmetrischen Abweichung der Radlasten um den Wert bei Geradeausfahrt eine Änderung des Seitenkraftpotenzials einhergeht. Kurveninnen (Abb. 2.7, links) sinkt die Radlast und es kann nur eine verringerte Seitenkraft übertragen werden. Kurvenaußen (Abb. 2.7, Mitte) wird die Radlast um den gleichen Betrag erhöht, sodass das Kraftübertragungspotenzial in lateraler Richtung steigt. Aufgrund des degressiven Charakters der Kurve sinkt das Kraftschlusspotenzial kurveninnen stärker ab, als es kurvenaußen ansteigt. Die Folge dessen wird anhand des rechten Diagramms in Abb. 2.7, welches die Gesamtsseitenkraft der Achse zeigt, verdeutlicht. Durch die Radlastverlagerung kann über die Achse eine geringere Seitenkraft übertragen werden, sodass sich das Fahrverhalten des Fahrzeugs ändert. Je nachdem, wie sich dieses Verhalten an der Vorderachse im Vergleich zur Hinterachse verhält, führt die Änderung zu Über- oder Untersteuern. Das gleiche Prinzip kann über der Zeit für die Überfahrt einer Schwelle angewendet werden, da die Radlast zunächst steigt und dann fällt, sodass das Kraftschlusspotenzial des Reifens im Mittel gerin-

ger ausfällt. Der Betrag der Radlastschwankung ist dabei direkt an die Auswirkungen gebunden, sodass größere Differenzen der Radlast einen stärkeren Verlust des Seitenkraftpotenzials bedeuten. Das Fazit dieser Beobachtung ist somit, dass Radlastschwankungen im Betrieb nicht vermieden werden können, allerdings kann die Stärke der Schwankung beeinflusst werden. Eine der Einflussgrößen ist dabei die ungefederte Masse [8].

Ungefederte Masse

Ungefederte Masse ist ein Sammelbegriff für alle Komponenten des Fahrwerks in einem Kraftfahrzeug, die nicht über das Feder-Dämpfer-System von der Fahrbahn entkoppelt sind. Diese Massen bewegen sich somit direkt mit der Fahrbahnoberfläche mit und reagieren ungedämpft auf Unebenheiten. Zu den ungefederten Massen zählen primär das Rad und der Reifen sowie der Radträger und die Bremsanlage (Brems Scheibe, Bremssattel etc.). Als teilgefederte Massen gelten zudem Lenker der Radaufhängung, Feder und Dämpfer selbst und Lenkungsteile wie die Spurstange. Diese Massen haben einen unmittelbaren Einfluss auf die Stärke der Radlastschwankungen, was nachfolgend erläutert werden soll [9].

Aus Sicht der Dynamik gilt, dass die ungefederten Massen unmittelbar dem Verlauf der Fahrbahn folgen, solange ein Bodenkontakt vorliegt. Wenn sich die Position einer ungefederten Masse ändert, da beispielsweise eine Bodenwelle überfahren wird und sich das Rad nach oben bewegen soll, müssen die ungefederten Massen beschleunigt werden. Gemäß dem zweiten Newtonschen Axiom gilt dabei in translatorischer Betrachtung vereinfacht:

$$F_z = m_u * a_z \quad (2.3)$$

Dabei ist m_u die ungefederte Masse, F_z die vertikale Kraft auf die Masse und a_z die resultierende Beschleunigung in z-Richtung. Gleichzeitig ist die Radlast zusammengesetzt aus einer statischen und einer dynamisch veränderlichen Komponente [10]:

$$F_z = F_{z,stat} + F_{z,dyn} \quad (2.4)$$

Die statische Radlast folgt aus dem Eigengewicht des Gesamtfahrzeugs inklusive der Beladung und Insassen, während die dynamische Radlast die zuvor erläuterten Radlastschwankungen repräsentiert. Wird eine Bodenwelle überfahren, so nimmt die dynamische Radlast je nach Richtung der Beschleunigung einen positiven oder negativen Wert an. Im genannten Beispiel würde die resultierende Radlast somit im Vergleich zur statischen Radlast zunächst ansteigen und dann abfallen [10].

Vereinfacht kann hierbei angenommen werden, dass sich die Kraft $F_{z,dyn}$ ähnlich zum zuvor genannten Newtonschen Axiom verhält:

$$F_{z,dyn} = m_u * a_z \quad (2.5)$$

Aus dieser Betrachtung wird klar, dass die ungefederte Masse unmittelbar an die Größe der Radlastschwankung gekoppelt ist. Um die Differenz der Radlast gering und die Fahrsicherheit somit hochzuhalten, ist das Entwicklungsziel bei der Fahrzeugentwicklung daher, die ungefederten Massen bestmöglich zu reduzieren. Zudem ist die Masse der ungefederten Komponenten nicht nur aus dieser Perspektive von Bedeutung [10].

Besonders im Rennsport und der Formula Student, wo enge kurvige Kurse gefahren werden, ist die Lenkung ein zentrales Element zur Leistungssteigerung. Bei einem Lenkvorgang muss durch den Fahrer und das am Lenkrad eingegebene Handmoment eine Bewegung der Räder eingegeben werden, um dem vorgegebenen Kurs ideal folgen zu können. Dieses dynamische Schwenken der Räder fällt leichter, wenn die Radmasse geringer ist, da somit die rotatorische Trägheit um die Hochachse sinkt [11].

Das Rad ist zudem eine rotierende Masse. Die Reduktion rotierender Massen ist essenziell, um das Beschleunigungs- und Bremspotenzial eines Fahrzeugs zu optimieren. Mit der Radmasse sinkt auch das Massenträgheitsmoment des Rads I um seine Rotationsachse, welches vereinfacht für einen Vollzylinder wie folgt angegeben werden kann [11].

$$I = \frac{1}{2} * m * r^2 \quad (2.6)$$

Die Gleichung zeigt, dass eine Reduktion der Radmasse das Massenträgheitsmoment senkt und so die rotatorische Beschleunigung der Räder bei sonst gleichen Parametern erleichtert.

Darüber hinaus ist die Reduktion der Radmasse gleichzeitig ein starker Hebel, um die Gesamtmasse des Rennfahrzeugs zu senken. In Rennserien sind die Leistungsvorgaben für das Antriebssystem meist nach oben limitiert, sodass ein höheres Leistungsgewicht, welches letztlich direkt mit der Performance verknüpft ist, hauptsächlich durch die Masse des Fahrzeugs beeinflusst werden kann. Ein geringes Fahrzeuggewicht bringt dabei gleich mehrere Vorteile mit sich. Das Beschleunigungsvermögen steigt auch für das Gesamtfahrzeug analog zu Gleichung 2.3 [5], was von Interesse ist, weil ein Beschleunigungstest Teil der Formula Student Wettbewerbe ist [2]. Gleichzeitig wird das Bremsvermögen verbessert, da weniger kinetische Energie beim Verzögern umgewandelt werden muss [12]. Auch für die Effizienz ist eine geringere Fahrzeugmasse vorteilhaft, da der Fahrwiderstand sinkt, sodass weniger Energie benötigt wird [12]. Letztlich ist noch für eine anhaltend gute Fahrdynamik im Laufe eines Wettbewerbs der Reifenverschleiß von Bedeutung. Ein leichteres Rennfahrzeug belastet die Reifen weniger und reduziert somit gleichzeitig den Reifenverschleiß [6].

Basierend auf diesen Erläuterungen ist deutlich, welche Bedeutung den ungefederten Massen aus Sicht der Fahrzeugsicherheit und der Fahrdynamik zugewiesen werden muss. Aus diesem Grund wird das Ziel verfolgt, durch eine optimierte Felgenkonstruktion die Effizienz des Rennfahrzeugs zu steigern. Um bei der Konstruktion dieser neuen Felge auf bereits bewährte Methoden zu setzen, werden im folgenden Kapitel die relevanten Parameter und Varianten der Radkonstruktion erläutert.

2.3 Grundlagen der Radkonstruktion

Dieser Einblick in die Radkonstruktion ist inhaltlich in drei Unterabschnitte gegliedert. Es wird der Aufbau, die Bauform und die Befestigungsmethode eines Rads in einem Kraftfahrzeug erläutert. Die hier generierten Kompetenzen werden später genutzt, um ein neues Konzept für eine Faser-Kunststoff-Verbund Felge zu entwickeln.

Im ersten Schritt ist dahingehend eine Begrifflichkeit zu klären. Es wird in der Praxis meist von einer Felge gesprochen, obwohl die Felge technisch gesehen nur den radialen Teil, auf dem der Reifen sitzt, beschreibt. Hinzu kommt die sogenannte Radschüssel, welche alterna-

tiv je nach Ausführung auch als Felgenstern bezeichnet wird. Der Zusammenbau dieser beiden Bestandteile ist das Rad. In der Praxis sind Felge und Radschüssel meist fest miteinander verbunden, weshalb der Begriff „Felge“ für das Rad im alltäglichen Sprachgebrauch gängig ist. Im Kontext dieser Arbeit wird als Felge jeweils der neu zu entwickelnde Umfang bezeichnet, was je nach Felgenkonzept die ganze Felge oder nur den radialen Außenbereich umfassen kann.

Aufbau

Die Bestandteile einer Felge sind in Abb. 2.8 in einer Schnittdarstellung der Felgenkontur mit Positionsnummern versehen. Position 1 zeigt das Felgenhorn. Diese Kontur findet sich an der Innen- und Außenseite der Felge und dient dazu, ein Abrutschen des Reifens nach außen zu verhindern. Gleichzeitig wird der Reifen durch den Innendruck an das Felgenhorn gedrückt, was anhand der Nahaufnahme in Abb. 2.8 visualisiert wird. Der hierbei entstehende Anpressdruck stellt die Dichtigkeit des Reifens sicher. Aufgrund der zuvor beschriebenen Belastung ist das Felgenhorn sehr steif auszuführen, um die Beanspruchung aufzunehmen [3].

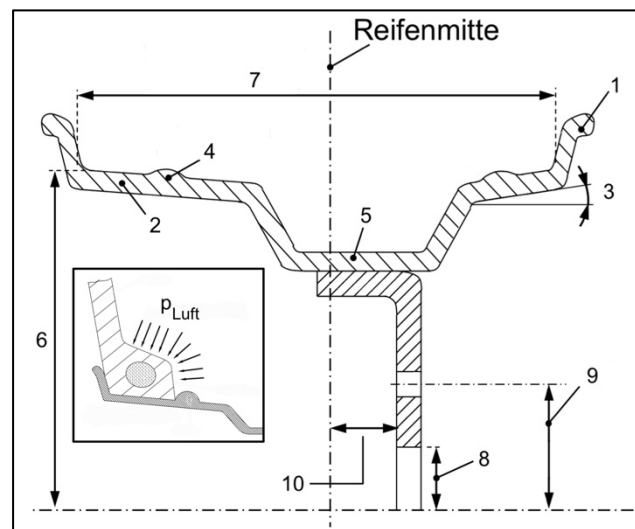


Abb. 2.8: Bestandteile einer Felge in Anlehnung an [3]

Die Felgenschulter (Position 2) ist der Bereich, wo der Reifen in radialer Richtung mit dem Reifenwulst auf der Felge sitzt. Wie Abb. 2.8 zeigt, bewirkt der Innendruck des Reifens nicht nur eine Anpresskraft an das Felgenhorn, sondern auch an die Felgenschulter. Die Felgenschulter ist mit dem Schrägschulterwinkel (Position 3) schräg ausgeführt, wodurch die Zentrierung des Reifens auf der Felge erreicht wird. Zudem erhöht ein Schrägschulterwinkel das Aufnahmevermögen von Seitenkräften, da diese nicht ausschließlich über das Felgenhorn abgestützt werden müssen [3].

Auf die Felgenschulter folgt der sogenannte Hump (Position 4), welcher weiter in Richtung der Felgenmitte liegt. Der Hump ist eine umlaufende Erhöhung in der Felgenschulter und dient der sicheren Positionierung des Reifens auf der Felge. Zudem verhindert der Hump ein Abrutschen des Reifens zur Felgenmitte hin, was bei Kurvenfahrt unter hohen Seitenkräften besonders am kurvenäußeren Rad auftreten kann. Dabei ist ein Hump immer mindestens an der Außenseite der Felge vorzusehen, da dies der zuvor beschriebenen Situation entgegenwirkt. Heutzutage werden die meisten Felgen jedoch mit einem Hump auf beiden Felgenschultern ausgeführt [3].

Bei den meisten Felgen im Kraftfahrzeug handelt es sich um sogenannte Tiefbettfelgen. Dabei werden die beiden Felgenschultern durch ein Tiefbett (Position 5) miteinander verbunden. Das Tiefbett ist erforderlich, um den Reifen auf die Felge aufzuziehen, wie Abb. 2.9 visualisiert. Flachbettfelgen, bei denen die Felgenschultern gerade miteinander verbunden werden, müssen für die Montierbarkeit des Reifens daher zweiteilig ausgeführt sein, was die Komplexität steigert. Bei mehrteiligen Felgen wird die Radschüssel beziehungsweise der Felgenstern am Tiefbett befestigt. Die Radschüssel schließt die Lücke zwischen der Felge und der Radnabe, auf die das Rad montiert werden soll [3].

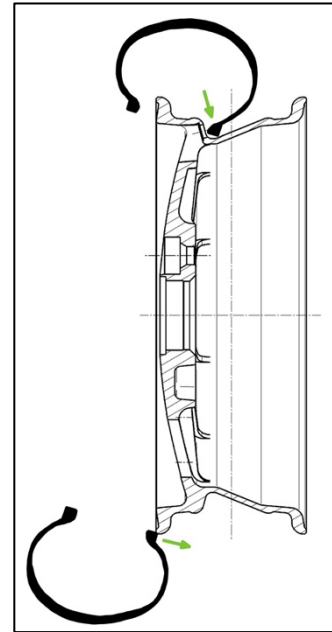


Abb. 2.9: Reifenmontage in Anlehnung an [6]

Die zentralen Maße, welche die Eigenschaften einer Felge bestimmen, sind ebenfalls in Abb. 2.8 dargestellt. Der Felgendurchmesser (Position 6) in Zoll ist erforderlich, um einen passenden Reifen zu identifizieren. Gleiches gilt für die Felgenmaulweite (Position 7), welche ebenfalls in Zoll angegeben wird. Für die Wahl eines Reifens genügt es, diese beiden Parameter zu kennen. Für die Konstruktion einer Felge sind jedoch weitere Größen zu definieren. Somit gibt der Mittenlochdurchmesser (Position 8) vor, wie groß die Bohrung im Zentrum der Felge sein muss, um eine Montage auf der Radnabe zu ermöglichen. Zusätzlich werden Felgen meist mit mehreren Schrauben an der Radnabe befestigt, wobei die Anzahl von Schrauben und der zugehörige Lochkreisdurchmesser (Position 9) relevant sind [3].

Für die Fahreigenschaften und den verfügbaren Bauraum ist zudem die Einpresstiefe ET (Position 10) von Bedeutung. Dieses Maß definiert den Versatz der Radmittenebene zur Anlagefläche der Radnabe [3].

Basierend auf den zuvor beschriebenen Daten kann eine Felge exemplarisch durch den nachfolgenden Code identifiziert werden:

$$6\frac{1}{2} J \times 15 H2 ET25$$

Die erste Ziffer entspricht der Felgenmaulweite in Zoll. Der Buchstabe beschreibt die Kontur des Felgenhorns, wobei J bei Personenkraftwagen die übliche Wahl ist. Getrennt durch ein „x“ folgt die Angabe des Felgendurchmessers in Zoll. Um die Existenz eines Humps zu berücksichtigen, wird entweder „H“ für einen oder „H2“ für beidseitige Humps angehängt. Zuletzt wird die Einpresstiefe in Millimetern angegeben [3].

Analog zur Felgenbezeichnung gibt es auch eine Reifenbezeichnung, welche bekannt sein muss, um bei vorhandenen Reifenbeständen eine passende Felge zu konstruieren [13].

$$195 / 70 R 14 95 H$$

Die Reifenbezeichnung beginnt immer mit der Reifenbreite in Millimetern gefolgt von dem Höhen-Breiten-Verhältnis in Prozent. Die Bauart des Reifens, Radial oder Diagonal, wird durch den jeweiligen Anfangsbuchstaben integriert. Es folgt der Felgendurchmesser in Zoll. Zuletzt folgen noch eine Tragfähigkeitskennziffer und ein Hochgeschwindigkeitskennbuch-

stabe. Abhängig von den Anforderungen an das Rad werden Felgen auf unterschiedliche Art konstruiert. Diesbezüglich werden anschließend die Hauptbauformen von Felgen beschrieben [13].

Bauformen

Technisch gesehen wird bei der Bauform einer Felge primär die Integral- und Differentialbauweise unterschieden. Die Integralbauweise umfasst einteilige Felgen, was auf den Großteil der Felgen in Personenkraftwagen zutrifft. Diese Felgen sind meist geschmiedet oder gegossen. Der Vorteil des Konzepts ist eine sehr hohe Rundlaufgenauigkeit [6].

Die Alternative ist eine Differentialbauweise, wobei Felgen aus mehreren Komponenten zusammengesetzt werden. Dies ermöglicht eine optimale Anpassung der Bauteilmaterialien an die jeweiligen Anforderungen. Die Felge kann beispielsweise aus zäher Aluminium-Legierung gefertigt werden, während der Felgenstern aus leichten Magnesium-Legierungen besteht. Diese Trennung ist besonders in Einsatzgebieten, wo das Leichtbaupotenzial bestmöglich ausgenutzt werden soll, sinnvoll. Auch bei der Wartung bietet dieses Konzept Vorteile, da die einzelnen Bauteile bei Beschädigung einzeln ersetzt werden können, was die Kosten im Schadensfall senkt.

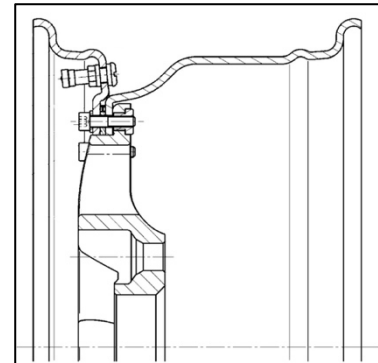


Abb. 2.10: Mehrteilige Felge [6]

Mehrteilige Felgen, wie in Abb. 2.10 gezeigt, ermöglichen zudem eine flexiblere Anpassung der Einpresstiefe, falls Variationen am Bremssystem oder im Falle von Radnabenmotoren an der Antriebseinheit vorgesehen werden. Aufgrund der erhöhten Komplexität sind mehrteilige Felgen allerdings mit höheren Entwicklungskosten verbunden. Zusammenfassend werden mehrteilige Felgen aufgrund der zuvor genannten Vorteile primär für den Rennsport und bei hohen Anforderungen an die Leistungsfähigkeit eingesetzt, während einteilige Felgen den Kostenvorteil für Großserien maximieren [6].

Befestigungsmethode

Unabhängig von der jeweiligen Bauform muss die Felge alle im Reifen angreifenden Kräfte gemäß Kapitel 2.2 auf die Radnabe und somit in das Fahrzeug weiterleiten. Für diese Kraftübertragung ist eine starke Befestigung zwischen der Felge und Radnabe notwendig, wobei generell zwei Konzepte differenziert werden [6].

Die gebräuchliche Variante in der Serienfertigung ist die Mehrfachverschraubung, welche in Abb. 2.11 oben gezeigt wird. Dabei sind mehrere Schrauben auf einem Lochkreis um die Radmitte herum angeordnet [6].

Bei einer Mehrfachverschraubung wird nach der Art der Felgenzentrierung unterschieden. Eine Bolzenzentrierung liegt vor, wenn die Radzentrierung über die Schrauben oder Muttern erfolgt (Abb. 2.11, links). Dieses Konzept setzt kugel- oder kegelförmige Anlageflächen der Schrauben beziehungsweise Muttern voraus. Die Alternative ist eine Mittenzentrierung, wobei das Mittenloch der Felge so gefertigt wird, dass eine Passung mit der Radnabe vorliegt (Abb. 2.11, rechts). Dazu ist an beiden Komponenten eine sehr präzise Tolerierung erforderlich [6].

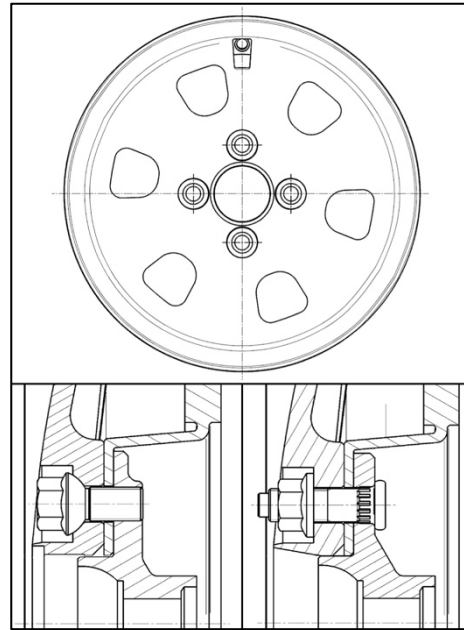


Abb. 2.11: Mehrfachverschraubung und Zentrierungsmethoden in Anlehnung an [6]

Die Alternative zur Mehrschraubverbindung ist die Zentralverschraubung. Besonders im Motorsport hat sich dieses Konzept durchgesetzt. Der große Vorteil der Zentralverschraubung liegt dabei in der Geschwindigkeit des Radwechsels, wobei nur eine Schraube gelöst und wieder festgedreht werden muss. Die Zentralverschraubung wird anhand der linken Darstellung in Abb. 2.12 visualisiert. Anstatt mehrerer Schrauben auf einem Lochkreis wird hier nur eine große koaxial sitzende Mutter verwendet. Die Kraftübertragung erfolgt durch die Reibkraft in der kegelförmigen Kontaktfläche zwischen Mutter und Felge. Falls diese Kraft für die Übertragung nicht ausreicht, können sogenannte Mitnehmerbolzen (Abb. 2.12, rechts) eingesetzt werden, um das Kraftübertragungspotenzial der Verbindung zu erhöhen. Diese Bolzen können in der Radnabe oder Felge sitzen [6].



Abb. 2.12: Zentralverschraubung in Anlehnung an [6]

Durch die bis hierhin akkumulierten Kenntnissen ist die Entwicklung eines mit Reifen und Radnabe kompatiblen Felgenkonzepts möglich. Damit die eigentliche Konzeptarbeit erfolgen kann, muss der Ingenieur jedoch auch mit dem verwendeten Werkstoff vertraut sein. Da die Felge aus Faser-Kunststoff-Verbund gefertigt werden soll, müssen die individuellen Eigenschaften, Vor- und Nachteile sowie Konstruktionsrichtlinien dieser Werkstoffklasse bekannt sein.

2.4 Grundlagen der Faser-Kunststoff-Verbunde

Faser-Kunststoff-Verbunde sind eine sehr spezielle Werkstoffklasse mit individuellen Eigenschaften, welche sich von den üblicherweise im Maschinenbau genutzten Werkstoffen wie Stahl oder Aluminium stark unterscheiden. Um die Besonderheiten eines Faser-Kunststoff-Verbunds effektiv einzusetzen, muss der Anwender mit den Eigenschaften vertraut sein. Dieses Kapitel erläutert daher zunächst die grundlegenden Charakteristiken und Begrifflichkeiten der Faser-Kunststoff-Verbunde (FKV). Anschließend wird durch die Präsentation der Vor- und Nachteile schnell deutlich, warum ein solcher Werkstoff aus Sicht des Leichtbaus

vorteilhaft ist. Es gibt innerhalb der Klasse der Faser-Kunststoff-Verbunde eine Vielzahl verschiedener Varianten. Im Kontext dieser Arbeit sollen dabei primär die kohlenstofffaserverstärkten Kunststoffe (CFK) betrachtet werden. Sobald die allgemeinen Werkstoff Charakteristiken bekannt sind, werden daher die verfügbaren Halbzeuge für die Konstruktion mit diesem Werkstoff analysiert. Basierend auf den relevanten Halbzeugen findet anschließend die Beschreibung der zugehörigen Fertigungsverfahren, welche für eine Fertigung der Felge in Frage kommen, statt. Genauere Betrachtungen der mechanischen Eigenschaften und Versagensformen der Faser-Kunststoff-Verbunde werden in Kapitel 2.6 gemacht. Worauf bei der Konstruktion von Bauteilen aus Faser-Kunststoff-Verbunden geachtet werden muss, wird anhand von allgemeinen Konstruktionsrichtlinien in Kapitel 3.4 bei der Konstruktion der Felge näher erläutert.

Eigenschaften und Begriffe

Ein Verbundwerkstoff besteht aus mehreren Komponenten. Meist wird dabei ein versteifendes Element in ein verbindendes Element eingebettet. Die daraus resultierenden Eigenschaften sind in der Regel heterogen, wobei sich das tatsächliche Verhalten im Verbund als Kombination der individuellen Eigenschaften seiner Komponenten äußert. Das Ziel bei der Entwicklung von Verbundwerkstoffen ist es somit, die positiven Eigenschaften einzelner Werkstoffe miteinander zu kombinieren und die negativen Eigenarten zu kompensieren [14].

Bei den Verbundwerkstoffen werden drei Kategorien differenziert. Die Teilchenverbundwerkstoffe sind trotz der mikroskopischen Zusammensetzung aus verschiedenen Stoffen makroskopisch isotrop. Isotropie bedeutet dabei, dass die Werkstoffeigenschaften richtungsunabhängig sind. Ein Beispiel für solche Teilchenverbunde sind Hartmetalle, wo sprödharte Karbide durch eine metallische Bindung wie Kobalt oder Nickel gekoppelt werden [14].

Die zweite Kategorie sind die sogenannten Schichtverbunde, deren Werkstoffverhalten makroskopisch anisotrop ist. Ein Beispiel aus dem Rennsport für derartige Werkstoffe sind Sandwich-Konstruktion, welche hohe Steifigkeiten bei niedrigem Gewicht erreichen, indem eine belastungsgerechte Werkstoffverteilung erfolgt [14].

Die dritte und im Rahmen dieser Arbeit einzig relevante Form der Verbundwerkstoffe sind die Faser-Kunststoff-Verbunde. Diese makroskopisch anisotropen Verbunde bestehen aus einer möglichst zähen verbindenden Matrix und einer verstärkenden Faser. Abb. 2.13 zeigt diesen Aufbau eines Faserverbunds schematisch [14].

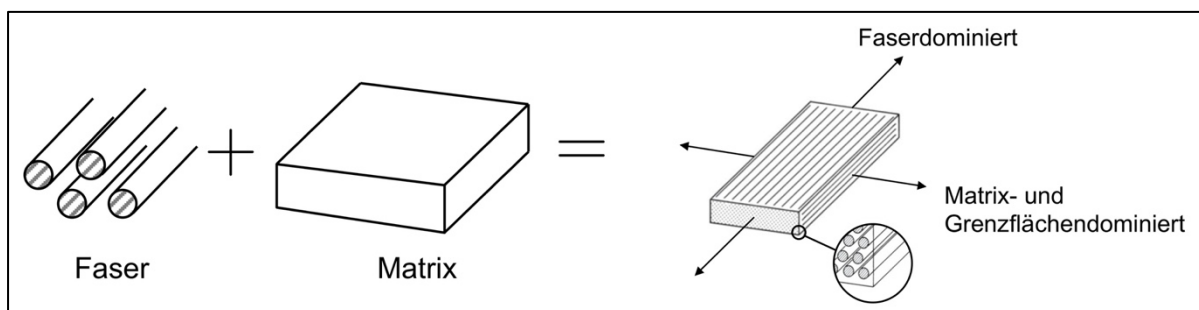


Abb. 2.13: Aufbau eines Faser-Kunststoff-Verbunds (UD-Schicht) in Anlehnung an [15]

Die Faser, auch Filament genannt, weist die deutlich höhere Festigkeit und Steifigkeit im Verbund auf und ist somit maßgebend für die mechanischen Eigenschaften des Faserver-

bunds. Die Lastaufnahme der Faser erfolgt dabei primär in Faserlängsrichtung [15]. Die Matrix verleiht der Konstruktion ihre Formstabilität und sorgt dafür, dass der Faserabstand und die Faserposition eingehalten werden. Zudem ermöglicht die Matrix eine Lasteinleitung und -umleitung. Wird die Struktur quer zur Faserrichtung belastet, bestimmt der Matrixwerkstoff zudem die mechanischen Eigenschaften. Über die mechanischen Charakteristiken hinaus dient die Matrix dazu, die Fasern vor äußeren Umwelteinflüssen wie Chemikalien, Feuchtigkeit oder Strahlung zu schützen [16].

In der Faserverbundtechnik werden meist flächige Bauteile erzeugt, sodass die Betrachtung primär in Lagen erfolgt. Eine unidirektionale Schicht (UD-Lage) dieses Verbunds, wie sie Abb. 2.13 rechts zeigt, besteht nur aus Fasern in einer Richtung und ist daher das Grundelement der hier betrachteten Faserverbundwerkstoffe. Die UD-Lage weist ein anisotropes Verhalten auf. Dabei werden in der Ebene zwei Belastungsrichtungen und die damit korrelierenden Werkstoffreaktionen differenziert. Die Fasern der UD-Lage sind innerhalb der Matrix geradlinig ausgerichtet. Wird dieser Verbund in Faserrichtung belastet, so ist das Verhalten faserdominiert. Bei einer Beanspruchung senkrecht zur Faserorientierung wird von matrix- und grenzflächendominantem Verhalten gesprochen. Diese Anisotropie ist zugleich die große Herausforderung und das große Potenzial bei der Arbeit mit Faserverbunden [17].

Eine Schichtung von mehreren UD-Lagen gemäß Abb. 2.14 wird als Mehrschichtverbund (MSV) oder Laminat bezeichnet. Die Formulierung „Laminat“ ist eher umgangssprachlich, aber häufiger anzufinden, während der Ausdruck „Mehrschichtverbund“ die mechanisch korrekte Formulierung darstellt. Werden diese Faserlagen mit einer Matrix gekoppelt, entsteht der Faser-Kunststoff-Verbund [15].

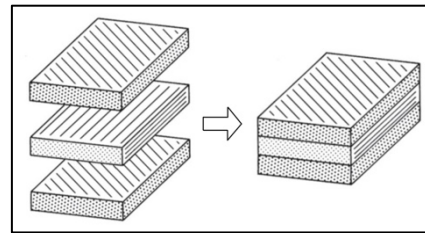


Abb. 2.14: Aufbau eines Mehrschichtverbunds in Anlehnung an [15]

Aus welchen Werkstoffen derartige Faserverbunde üblicherweise aufgebaut sind, soll nachfolgend beschrieben werden.

Aufbau

Für den Matrixwerkstoff wird meist ein Kunststoff eingesetzt, welcher sowohl thermoplastischer als auch duroplastischer Natur sein kann. Elastomere und metallische Werkstoffe sind als Matrixwerkstoff ebenfalls denkbar, werden in dieser Arbeit jedoch nicht näher betrachtet. Ein Thermoplast als Matrix ist unter hohen Temperaturen formbar, wobei dieser Vorgang beliebig oft wiederholt werden kann. Eine hohe Schlagzähigkeit und eine kurze Verarbeitungszeit zeichnen die thermoplastische Matrix aus. Primär werden Thermoplaste jedoch für niedrig bis mittelstark belastete Komponenten eingesetzt. Die Felge eines Rads ist eine tragende hochbelastete Struktur, weshalb hier eine duroplastische Matrix bevorzugt wird. Duroplaste sind thermisch nicht formbar, sobald der Aushärtungsprozess vollständig abgeschlossen ist. Je nach Wahl des Härter wird dabei die Temperatur und Vernetzungsgeschwindigkeit bestimmt. Unter den duroplastischen Matrixwerkstoffen sind primär die Epoxidharze von Interesse, da diese besonders für hochbelastete Strukturen geeignet sind. Starke Faserhaftung und Resistenz gegen viele Chemikalien und Feuchtigkeit prägen diesen Matrixwerkstoff maßgeblich [18].

Für die verstärkende Faser gibt es hauptsächlich drei Arten. Die Glasfaser basiert auf der Silikat-Verbindung Kieselsäure (SiO_2). Daraus hergestellte Fasern weisen vollelastische Dehnung, transparente Optik und eine gute Formbeständigkeit auf. Die zweite Faser ist die Aramidfaser. Aramid steht für aromatisches Polyamid und ist eine organische Hochleistungs-Polymerfaser. Diese Fasern zeichnen sich besonders durch ihre niedrige Dichte aus ($\rho_f \approx 1,45 \text{ g/cm}^3$), sind jedoch nicht UV-beständig und daher ohne Beschichtung durch schnelle Degradation beeinträchtigt und zudem sehr teuer. Zuletzt werden in Faser-Kunststoff-Verbunden meist Kohlenstofffasern eingesetzt. Diese Fasern weisen unter den drei genannten Typen die höchste Steifigkeit und Festigkeit auf [18].

Um zu verstehen, weshalb besonders bei hohen Anforderungen an die Leichtbaugüte wie im Flugzeugbau oder Motorsport immer mehr Faser-Kunststoff-Verbunde zum Einsatz kommen, werden die Vor- und Nachteile gegenüber herkömmlichen isotropen Werkstoffen im Folgenden aufgeführt.

Vor- und Nachteile der Faser-Kunststoff-Verbunde

Aus Sicht des Stoffleichtsbaus wird zur Bewertung der Leichtbaueigenschaften eines Werkstoffs oft eine bezogene Größe genutzt. Somit wird die Steifigkeit in Form des E-Moduls (E) und die Festigkeit über die Streckgrenze (R_e) jeweils mit der Dichte ρ normiert. Diese spezifischen Festigkeits- und Steifigkeitswerte liegen für Faser-Kunststoff-Verbunde (Braun) gemäß Abb. 2.15 meist über den hochwertigsten metallischen Alternativen (Rot).

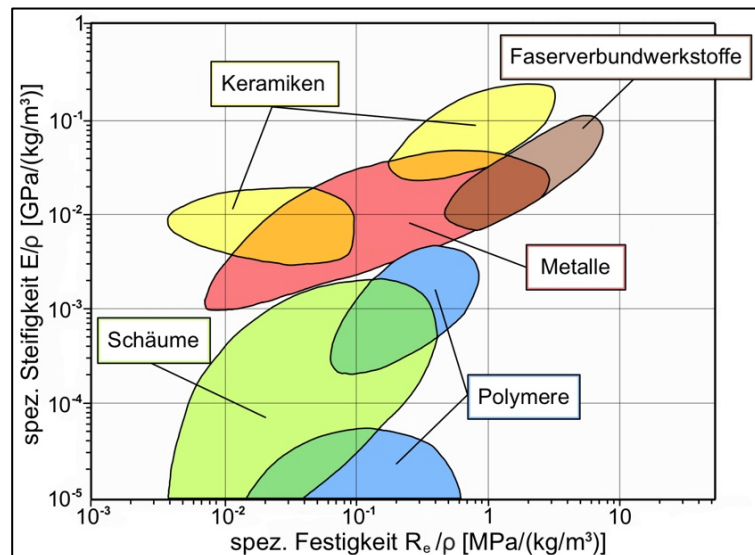


Abb. 2.15: Spezifische Werkstoffeigenschaften in Anlehnung an [15]

(Rot). Ein weiterer zentraler Vorteil der Faser-Kunststoff-Verbunde ist die Möglichkeit der kostengünstigen Integration von Einzelkomponenten im Sinne einer Integralbauweise. Die Freiheiten bei der Formgestaltung hängen eng mit dem jeweiligen Fertigungsverfahren zusammen, weshalb Konstruktionen aus Faserverbunden bevorzugt bei Prototypen und Kleinstserien im Einsatz sind [17]. Der geringe Erstinvest für Werkzeuge und Maschinen macht die Wahl noch attraktiver. Letztlich zeichnen sich Faserverbunde durch eine hohe Ermüdungsresistenz aus [19].

Nachteilig ist bei den Faserverbunden die Bruchdehnung, welche bei einem Kohlenstoff-Epoxid-Verbund gegenüber einem niedriglegierten Stahl deutlich vermindert ist. Diese Eigenschaft äußert sich bei Faserverbunden meist durch geringe Schlagzähigkeit und ein schlechtes Impactverhalten bei schlagartigen Belastungen. Zudem ist das Schädigungsverhalten der Faserverbunde vergleichsweise komplex zu beschreiben [15]. Darüber hinaus muss die Temperatur als Einflussfaktor beachtet werden. Während ein niedriglegierter Stahl bei einer Einsatztemperatur von bis zu 800 °C beständig ist, liegt diese Grenze bei üblichen

Kohlenstoff-Epoxid-Verbunden meist unter 200 °C [20]. Neben den thermischen Eigenschaften, welche bei Faserverbunden nachteilig sind, fallen vor allem die hohen Materialkosten der Faser-Halbzeuge ins Gewicht [17]. Wenn diese Nachteile für eine Konstruktion nicht maßgebend sind und die zahlreichen Vorteile überwiegen, bleiben Faser-Kunststoff-Verbunde aufgrund ihres stark anisotropen Werkstoffverhaltens dennoch sehr anspruchsvoll in der Berechnung und lastgerechten Auslegung [17].

Zusammenfassend gibt es einige Nachteile bei den Faser-Kunststoff-Verbunden, welche hauptsächlich der Natur der Werkstoffkomponenten entspringen. Der zentrale Vorteil, welcher den Einsatz meist legitimiert, besteht jedoch in der großen Flexibilität, die ein Faser-Kunststoff-Verbund bietet. Durch die freie Wahl des Faser- und Matrixmaterials, die Anpassung des Faservolumengehalts, die Lagenanzahl, -orientierung und -dicke sowie das Fertigungsverfahren kann der Konstrukteur je nach Freiheitsgrad der Randbedingungen den Werkstoff den Anforderungen entsprechend maßgeschneidert anpassen und somit einen möglichst effizienten Materialeinsatz sicherstellen [18]. Bei der Betrachtung der Anforderungen wird schnell deutlich, welche Faser- und Matrixmaterialien sinnvoll für eine Anwendung erscheinen. Im vorliegenden Fall ist eine hochbelastete Felge zu entwerfen. Basierend auf den Randbedingungen werden dafür Kohlenstofffasern eingesetzt werden. Wodurch sich diese Faserart auszeichnet, soll nachfolgend beschrieben werden.

Mechanische Eigenschaften der Kohlenstofffasern

Der Aufbau der Kohlenstofffaser auf atomarer Ebene kann Abb. 2.16 entnommen werden. Dabei bestehen Kohlenstofffasern aus Graphit. Die hervorragenden mechanischen Eigenschaften resultieren aus der starken kovalenten Bindung der Graphitkristalle in der Schichtebene. Abgeleitet von der Bindungsenergie im Graphit wären sogar maximale Zugfestigkeiten von 100.000 N/mm² und E-Moduln von 1.050.000 N/mm² erreichbar. In der Realität sind die Kennwerte jedoch niedriger, da die mechanische Belastbarkeit der Faser maßgeblich durch die Orientierung der Graphitebenen bestimmt wird. Zudem weist eine Faser immer Defekte auf, welche die Werkstoffeigenschaften verschlechtern. Somit sind Kohlenstofffasern eigentlich auf mikroskopischer Ebene aus Fibrillen eingelagert in amorphem Kohlenstoff aufgebaut. Die für die Festigkeit und Steifigkeit verantwortlichen Fibrillen machen jedoch nur 35 – 65 % der Faser aus. Zudem weisen die Fasern meist Oberflächenkerben auf, welche ebenfalls die Festigkeit mindern. Trotzdem sind die mechanischen Eigenschaften der Kohlenstofffasern meist besser als die von herkömmlichen Werkstoffen wie Stahl oder Aluminium [17].

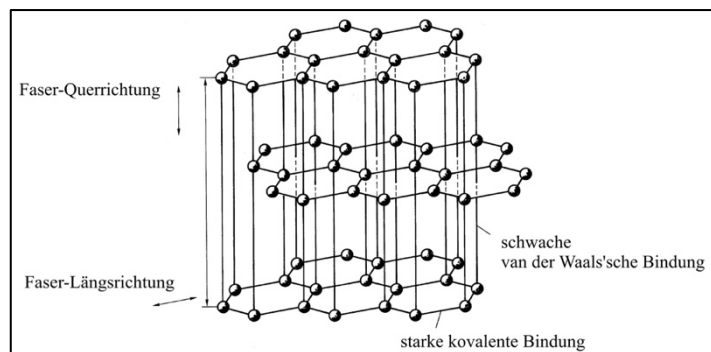


Abb. 2.16: Atomarer Aufbau von Kohlenstofffasern [17]

Kohlenstofffasern haben den elementaren Vorteil, dass ihre mechanischen Eigenschaften in einem weiten Spektrum einstellbar sind. Somit hat der Konstrukteur die Wahl zwischen vier generellen Faserklassen innerhalb der Kategorie der Kohlenstofffasern. HT-Fasern (High Tenacity) sind zäher und gelten als Standardmaterial in den meisten Fällen. Wenn jedoch die Steifigkeit relevanter ist, werden IM-Fasern (Intermediate Modulus), HM-Fasern (High Modu-

lus) oder sogar UHM-Fasern (Ultra High Modulus) eingesetzt. In der angegebenen Reihung weisen diese zunehmend höhere E-Moduln auf [21].

Der Nachteil einer Kohlenstofffaser gegenüber von Glasfasern ist die höhere Steifigkeit der Fasern beim Aufbringen des Faserhalbzeugs auf eine Werkzeugform. Somit erfordern Konstruktionen mit kohlenstofffaserverstärkten Kunststoffen meist größere Eckradien. Darüber hinaus sind Kohlenstofffasern vor allem in der Beschaffung des Halbzeugs teurer [17].

Die Besonderheit von Faser-Kunststoff-Verbunden besteht darin, dass die Eigenschaften der Faser nicht allein die mechanischen Eigenschaften der fertigen Konstruktion bestimmen. Weitere Faktoren, wie die Faserorientierung und das Fertigungsverfahren müssen bei der Konstruktion daher bereits frühzeitig beachtet werden, weshalb die verfügbaren Halbzeuge bei der Arbeit mit Faser-Kunststoff-Verbunden bekannt sein müssen. Aus diesem Grund widmet sich der folgende Abschnitt den Faserhalbzeugen.

Faserhalbzeuge

Für die vorliegende Entwicklungsaufgabe kommen grundsätzlich drei Arten von Faserhalbzeugen in Frage. Es sind UD-Lagen, Gewebe und Multiaxialgelege zu differenzieren. Zunächst werden nachfolgend jedoch allgemeine Eigenschaften der Faserhalbzeuge beschrieben und übliche Störungen im Material benannt.

Bei Konstruktionen aus Faser-Kunststoff-Verbunden handelt es sich meist um dünnwandige flächige Bauteile. Aus diesem Grund werden die Faserhalbzeuge flächigen textilen Halbzeugen nachempfunden. Der Einsatz solcher Halbzeuge ist in den meisten Fällen einfacher, als den Faden direkt zu nutzen. Durch das passende Halbzeug kann somit der Herstellungsprozess erleichtert werden [17].

Die Feinheit als Eigenschaft eines textilartigen Halbzeugs wird als Flächengewicht in g/m^2 angegeben. Der Hauptunterschied zwischen den einzelnen Halbzeugen liegt in der Verknüpfung der Fasern zu einem flächigen Verbund. Dabei wird das Verweben, Vernähen, Verkleben und Nadeln unterschieden. Diese Fixierung der Fäden verursacht gleichzeitig eine festigkeitsmindernde Störung im Material. Je nach Art der Fixierung kommt es zu einer unterschiedlich starken Krümmung der Fasern, sodass diese keine ideal gerade Ausrichtung mehr aufweisen. Mit zunehmender Krümmung steigt auch der Steifigkeits- und Festigkeitsverlust. Der Einfluss dieser Faserkrümmung ist dabei mikromechanisch durch komplexe Spannungszustände an den Fadenkreuzungspunkten begründbar, soll im Rahmen dieser Arbeit jedoch nur zur Kenntnis genommen, aber nicht weiter analysiert werden [17].

Das einfachste Halbzeug für eine Konstruktion mit Faser-Kunststoff-Verbunden ist die bereits benannte UD-Lage. Die parallel orientierten Fasern ermöglichen bei bekannter Richtung eines einaxialen Hauptspannungszustands die maximale Ausnutzung der mechanischen Fasereigenschaften. Sobald es sich um mehrachsige Spannungszustände handelt, wird die UD-Lage deutlich ineffizienter im Vergleich zu anderen Halbzeugarten [17].

Das Multiaxialgelege kombiniert mehrere UD-Lagen übereinander mit einem jeweils unterschiedlichen Faserwinkel. Die Fixierung der Fasern untereinander erfolgt durch gewirkte Maschen gemäß Abb. 2.17. Die Multiaxialgelege haben einen weitläufig einstellbaren Faserwinkel von 22° bis 90° . Der zentrale Vorteil der Gelege besteht in der mit ihnen verbundenen Zeitersparnis im Fertigungsprozess. Beim sogenannten Drapieren werden die flächigen Halbzeuge in eine Negativ- oder auf eine Positivform des finalen Bauteils gelegt. Je nach Angaben des Konstrukteurs müssen dabei mehrere Lagen übereinandergeschichtet werden, was entsprechend zeitaufwändig ist. Bei einem Gelege werden mehrere Faserorientierungen mit nur einem Drapierdurchlauf aufgetragen. Gelege haben jedoch meist den Nachteil, dass sie im Vergleich zu Geweben teurer sind und bei feinen Laminatanforderungen zu grob ausfallen [17].

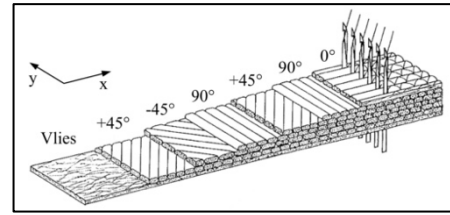


Abb. 2.17: Multiaxialgelege [17]

Die dritte Gruppe der Halbzeuge sind Gewebe. Das Prinzip des Gewebes ist die Kombination von zwei Faserausrichtungen in einem Winkel von 90° zueinander. Diese beiden Richtungen werden als Kette und Schuss bezeichnet und sind in Abb. 2.18 gekennzeichnet. Die Verbindung der beiden Faserrichtungen erfolgt, indem die Kett- und Schussfäden in gleichmäßigen Abständen miteinander verwoben werden. Der Vorteil von Geweben ist, dass in einem Legeschritt zwei Faserrichtungen gleichzeitig gelegt werden können. Zudem ist die mechanische Eigenschaft in Kett- und Schussrichtung durch die Variation der Faseranteile an ungleiche Lasten anpassbar. Gegenüber der UD-Lage besitzen Gewebe durch die Welligkeit der Fasern eine um circa 5 bis 20 % geminderte Festigkeit, was aufgrund der vielen Vorteile eines Gewebes jedoch meist akzeptiert wird [17].

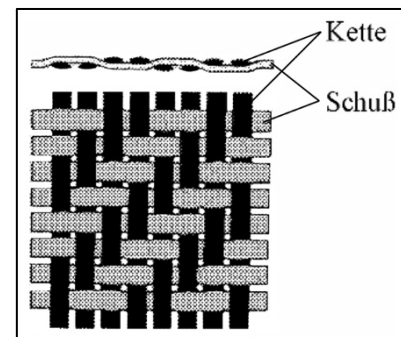


Abb. 2.18: Aufbau Gewebe [17]

Bei den Geweben werden verschiedene Arten je nach der Feinheit des Webstils differenziert. Abb. 2.19 zeigt eine klassische Leinwandbindung. Diese Art der Bindung ist durch eng verbundene Fäden und eine geringe Flottierung, welche den Abstand zweier Kreuzungspunkte beschreibt, charakterisiert. Der Vorteil dieser Bindungsart ist die hohe Schiebefestigkeit, sodass sich die Fäden beim Drapieren wenig verziehen. Dies ermöglicht eine einfache und sichere Einstellung der Faserorientierung. Durch die geringe Flottierung können diese Gewebe allerdings nur über abwickelbare nicht sphärische Konturen drapiert werden, ohne dass es zu Faltenbildung kommt. Darüber hinaus sorgt die starke Faserkrümmung für eine vergleichsweise schlechte Druck- und Ermüdungsfestigkeit [17].

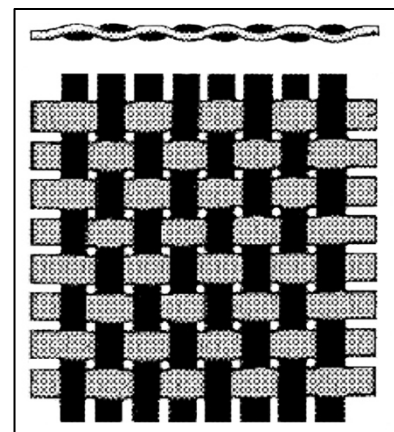


Abb. 2.19: Leinwandbindung [17]

Die zweite und für hochbelastete Bauteile bevorzugte Bindungsart ist die sogenannte Körperbindung, welche in Abb. 2.20 gezeigt wird. Hier verlaufen die Schussfäden jeweils über zwei oder drei Kettfäden, wobei von einem Gleichgratkörper oder einem Kreuzkörper gesprochen wird. Der zumeist eingesetzte Gleichgratkörper ist am fertigen Bauteil leicht durch die diagonal laufenden Kreuzungspunkte zwischen Kette und Schuss identifizierbar. Der zentrale Vorteil der Körperbindung ist die erhöhte Ermüdungsfestigkeit dank der größeren Flottierung. Zudem weist ein Körper-Gewebe auch bei nicht abwickelbaren Formen eine bessere Drapierbarkeit auf. Nachteilig ist die verminderte Schiebefestigkeit, sodass beim Drapieren von Geweben mit Körperbindung mehr Sorgfalt für eine ideale Ausrichtung der Fasern nötig ist. [17].

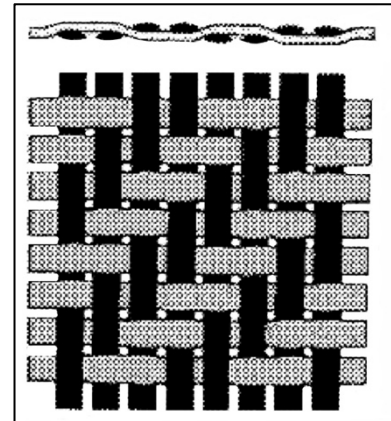


Abb. 2.20: Körperbindung [17]

Eine weitere Sonderform der Gewebbindung ist die Atlasbindung (Abb. 2.21). Diese kommt durch die noch größere Flottierung einer UD-Lage immer näher. Im Vergleich zur Körperbindung ist die Drapierbarkeit dementsprechend noch besser. Gleichzeitig kommt es beim Legen von Atlasgeweben aufgrund der geringen Schiebefestigkeit leichter zu Abweichungen im Faserwinkel. [17]

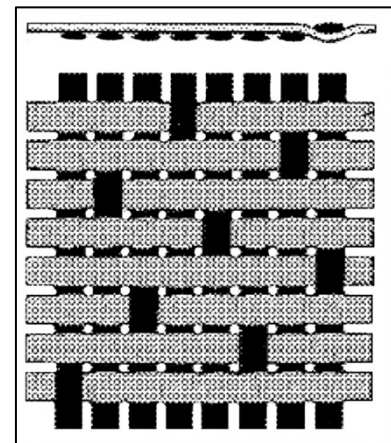


Abb. 2.21: Atlasbindung [17]

Für alle Gewebe gilt dabei, dass ein feineres Gewebe mit niedrigerem Flächengewicht eine geringere Welligkeit der Fasern und somit höhere Festigkeit und Schlagzähigkeit aufweist. Der Nachteil von feineren Geweben sind erhöhte Materialkosten und ein erhöhter Legeaufwand, da mehr Lagen nötig sind, um die gleiche Wandstärke zu erreichen [17].

Je nach Wahl des Halbzeugs bieten sich mehrere Fertigungsverfahren an, um Faser und Matrix zu einem fertigen Bauteil zu verbinden. Bei der Konstruktion eines Bauteils aus Faserverbunden muss das Fertigungsverfahren bereits im Konstruktionsprozess berücksichtigt werden, da damit auch spezifische Konstruktionsrichtlinien einhergehen. Aus diesem Grund werden nachfolgend die relevanten Fertigungsverfahren für das vorliegende Projekt erläutert.

Fertigungsverfahren für Faser-Kunststoff-Verbunde

Das einfachste Verfahren zur Herstellung eines Faser-Kunststoff-Verbunds ist das Handlaminieren. Dabei wird ein Bauteil auf einer Kernform (positive Bauteilform) oder einer Formschale (negative Bauteilform) gefertigt. Dazu werden die zuvor beschriebenen flächigen Faserhalbzeuge entsprechend der benötigten Kontur zugeschnitten und auf die Form aufgetragen. Sobald die Form den Vorgaben entsprechend drapiert wurde, muss das Faserhalbzeug mit einem flüssigen Matrix-Harzgemisch getränkt werden. Diese Kombination aus flüssiger Matrix und Faserhalbzeugen wird anschließend zum Aushärten in einen Autoklav gestellt. Das Aushärten erfolgt dort unter Druck und bei hohen Temperaturen. Da das Handlaminieren besonders beim Aufbringen der Matrix mit viel Erfahrung verbunden ist, können mit diesem Verfahren nur begrenzt gute Ergebnisse und Faservolumenanteile erreicht werden.

Allerdings ist der Kostenaufwand zur Fertigung von Prototypen bei dieser Methode sehr gering, da im einfachsten Falle lediglich das Material und eine Werkzeugform benötigt wird [16].

Das zweite Verfahren ist das Wickelverfahren. Hierbei können nur rotationssymmetrische Körper hergestellt werden. In flüssiger Matrix getränkte Faserstränge werden bei dieser Methode über einen drehenden Dorn gewickelt, um die finale Bauteilform zu erreichen. Dazu werden CNC-gesteuerte Wickelmaschinen eingesetzt, welche eine der Auslegung entsprechende Positionierung der Fäden sicherstellen. Dieses Verfahren ist primär für die Herstellung von Rohren, Achsen oder rotationssymmetrischen Behältern geeignet. Eine Felge mit diesem Verfahren herzustellen, schränkt die konstruktive Freiheit deutlich ein [22].

Methode drei ist das sogenannte Harzinjektionsverfahren, welches auch als RTM-Verfahren (**R**esin **T**ransfer **M**oulding) bezeichnet wird. Ein textiles Halbzeug, der Vorformling, wird dazu in eine Pressform eingelegt. Das reaktive Matrix-Harzsystem wird anschließend in die geschlossene Werkzeugform unter hohem Druck injiziert. Das Harz durchströmt die Faserlagen und tritt über Entlüftungsfugen aus, sofern ein Überschuss vorliegt. Es folgt die Aushärtung im Werkzeug und das Entnehmen der fertigen Bauteilform aus der Pressform. Im Vergleich zum Handlaminieren wird hier eine deutlich bessere Durchtränkung der Fasern mit dem Matrixmaterial erreicht und die Qualität des Bauteils verbessert. Der Nachteil besteht in den notwendigen Einrichtungen zur Fertigung von Bauteilen im RTM-Verfahren. Die Presse, das Werkzeug und die Einrichtungen für die Harzinjektion sind mit hohen Kosten verbunden [23].

Im Gegensatz zum RTM-Verfahren wird beim Infusionsverfahren mit Unterdruck gearbeitet. Das fertig gelegte Halbzeug befindet sich dazu in einer offenen Werkzeugform, welche mit einem Vakuumsack versiegelt wird. Das Harz wird in diesem Zustand in die Zwischenräume der Fasern gesogen. Dieses Verfahren erfordert vergleichsweise geringere Werkzeugkosten und ist daher für einen Prototypenbau und Kleinstserien besser geeignet als das RTM-Verfahren. Ein zentrales Problem besteht ähnlich zum Handlaminieren in der gleichmäßigen Verteilung des Harzes innerhalb der Faserzwischenräume, sodass die Produktqualität abhängig von der Erfahrung des Anwenders stark schwanken kann [24].

Für die Praxis hat sich besonders im Bereich der Rennfahrzeuge eine Abwandlung des Handlaminierens durchgesetzt. Der zentrale Nachteil beim Handlaminieren ist die schwankende Qualität der Bauteile abhängig von der Gleichmäßigkeit der Matrixverteilung in der Form. Um diesem Problem entgegenzuwirken, wurden sogenannte Prepregs entwickelt. Der Begriff ist dabei abgeleitet aus dem Englischen „**P**re**i**mpregnated **F**ibers“. Somit wird beim Prepreg der Imprägniervorgang, also das Einbringen der Matrix vorweggenommen. Ein Prepreg ist somit ein Faserhalbzeug, meist Gewebe, welches bereits mit einer Matrix versehen wurde. Dieses als Rollenware gelieferte Halbzeug ist beidseitig mit Schutzfolien versehen, damit die Schichten nicht miteinander verkleben. Das duroplastische Matrixmaterial, welches maschinell eingebracht wurde, ist reaktiv und härtet bereits bei Raumtemperatur teilweise aus, weshalb Prepregs kühlend gelagert werden müssen. Die klebende Eigenschaft dieses Halbzeugs ermöglicht ein Drapieren von nahezu senkrechten Oberflächen, was im Herstellungsprozess von Vorteil ist. Der größte Vorteil dieser Halbzeuge ist jedoch die konstante Qualität und somit ein immer hoher Faservolumenanteil. Der Faservolumenanteil, welcher den Anteil der Fasern an einem Teilvolumen des Halbzeugs definiert, ist maßgeblich für die Steifigkeits- und Festigkeitseigenschaften im Verbund verantwortlich. Dabei ist ein höherer Faservolumenanteil wünschenswert, um die mechanischen Eigenschaften zu verbessern.

Nach oben liegt die Grenze praktisch gesehen bei etwa 65 %, da ein noch höherer Faservolumenanteil dazu führen würde, dass die Fasern nicht mehr vollständig mit dem Matrixmaterial benetzt werden können [17].

Die Fertigung mithilfe von Prepregs läuft ähnlich zum Handlaminieren ab. Zunächst werden die Rollenwaren entsprechend der benötigten Form per Hand oder CNC-gesteuert zugeschnitten. Das Legen der Lagen erfolgt für eine exakte Platzierung im industriellen Umfeld mithilfe von Laser-Projektionen auf die Bauteilform. Um die maximale Qualität des fertigen Bauteils zu erreichen, wird die Form mit den fertig drapierten Lagen in einem Vakuumsack eingepackt. Durch das Vakuum sollen Lufteinschlüsse und Lunker vermieden werden, welche im belasteten Zustand zu einer Kerbwirkung und somit verminderten Ermüdungsfestigkeit führen würden. Zur Vorbereitung des Vakuumsacks sind dabei mehrere Hilfsmittel erforderlich (Abb. 2.22) [17].

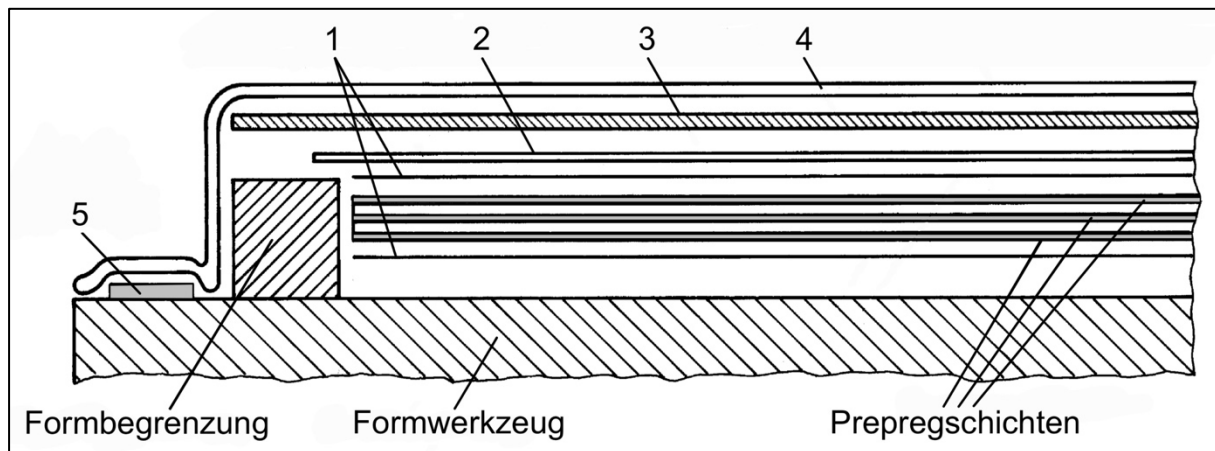


Abb. 2.22: Elemente der Materialvorbereitung im Autoklavverfahren in Anlehnung an [17]

Die erste Schicht auf den drapierten Lagen in der Form ist ein Abreißgewebe (Position 1). Dieses Gewebe kann nach dem Aushärten leicht vom Bauteil abgezogen werden, sichert die Oberflächenqualität und verhindert, dass Harz an unerwünschten Stellen haftet [25].

Die zweite Schicht über dem Abreißgewebe ist eine Lochfolie (Position 2). Diese perforierte Kunststoffolie kontrolliert den Austritt von überschüssigem Harz beim Aushärten [25].

Über der Lochfolie wird ein Saugvlies aufgebracht (Position 3). Diese Stoffschicht dient der Aufnahme des durch die Lochfolie austretenden Harzüberschusses. Dank des Saugvlieses landet überschüssiges Harz nicht auf der Form oder anderen Oberflächen [25].

Die letzte Schicht ist der Vakuumsack selbst (Position 4). Dazu wird eine Folie mithilfe von Abdichtklebeband (Position 5) auf die Werkzeugform geklebt. Der Vakuumsack besitzt einen Anschluss, wodurch das Vakuum gezogen werden kann. Durch das Erzeugen eines Vakuums bei der Fertigung werden gleich mehrere Maßnahmen umgesetzt. Das Vakuum dient hauptsächlich der Vermeidung von Materialfehlern beim Aushärten. Darüber hinaus schützt der Vakuumsack die Form vor Verschmutzungen. Zudem wird das Aushärten meist unter externem Druck ausgeführt, sodass das Vakuum eine gleichmäßige Druckverteilung auf das Bauteil gewährleistet [25].

Das im Vakuumsack vollständig vorbereitete Bauteil wird im letzten Schritt zum Aushärten in einen Autoklav gebracht. Dieser druckdichte Ofen (Abb. 2.23) ermöglicht einen Innendruck von bis zu 10 bar und reduziert somit die Faserwelligkeit, Fehlstellen und Poren im fertigen Bauteil [17].

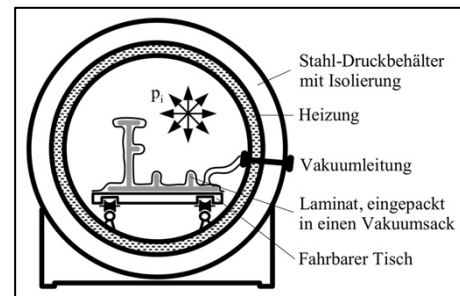


Abb. 2.23: Aufbau Autoklav [17]

Die Vorteile des Autoklavverfahrens mit Prepregs sind höchste Qualitäten durch eine gleichmäßige Faserverteilung, gut ausgerichtete Fasern und eine luftblasenfreie Imprägnierung. Der Nachteil bei der Wahl dieses Verfahrens sind die hohen Kosten für die Prepregs, den Transport und die Kühlung sowie die potenziell nötigen Maschinen zur Fertigung (CNC-Schneidanlage, Legeroboter, Autoklav). Zudem bedarf das Drapieren von Hand analog zum Handlaminieren einer gewissen Expertise, welche besonders bei komplexen Strukturen das Ergebnis beeinflussen kann. Insgesamt überwiegen die Vorteile dieses Verfahrens im Umfeld der vorliegenden Arbeit deutlich gegenüber anderen Verfahren [17].

Die in diesem Kapitel dargelegten Grundlagen bezüglich der Wahl und Nutzung von Faser-Kunststoff-Verbunden werden in Kapitel 3 als Basis für die Konzipierung der Lösungsvarianten essenziell sein. Damit der dortige Entwurf letztlich auch zu einem betriebsfesten und optimal ausgelegten Bauteil wird, ist die FEM unerlässlich. Die Grundprinzipien der Finite-Elemente-Methode werden daher im nachfolgenden Kapitel erläutert.

2.5 Grundlagen der Finite-Elemente-Methode

Um das Prinzip der Finite-Elemente-Methode zu erläutern, werden im Rahmen dieses Kapitels zunächst die Grundlagen beschrieben. Anschließend wird der übliche Verfahrensablauf bei einer Anwendung in der Praxis beschrieben, welcher auch in Kapitel 4 zum Einsatz kommt. Darüber hinaus werden Maßnahmen zur Fehlerreduktion bei der Verwendung einer FEM-Software betrachtet.

Grundprinzip

Die FEM ist eine numerische Methode, bei der Körper und Flächen in eine große, aber endliche Anzahl von Elementen aufgeteilt werden. Diese werden durch sogenannte Knoten miteinander verknüpft, wobei sich angrenzende Elemente jeweils einen oder mehrere dieser Verknüpfungspunkte teilen. Die Geometrien, welche zur Unterteilung des Körpers oder der Fläche genutzt werden, sind geometrisch simpel und können daher hinsichtlich der Verschiebung ihrer Knotenpunkte unter einer vorgegebenen Belastung leichter berechnet werden. Das individuelle Verformungsverhalten wird pro Element über ein zugehöriges Werkstoffgesetz bestimmt, welches die Berechnung von Verzerrungen und Spannungen ermöglicht. Die Eingangsdaten in eine FEM-Simulation sind in der Regel CAD-Modelle, welche direkt importiert werden können und somit einen kontinuierlichen Arbeitsablauf sicherstellen [26].

Verfahrensablauf

Der übliche Ablauf einer FEM-Berechnung soll hier anhand der Nutzung einer Computersoftware erläutert werden. Eine händische Anwendung der Finite-Elemente-Methode ist ebenfalls möglich, allerdings werden die entstehenden Gleichungssysteme mit steigender

Komplexität der Geometrie zunehmend unhandlicher. Aus diesem Grund wird in Kapitel 4 auch für die Berechnung der Felge ein softwaregestütztes Lösungsverfahren eingesetzt [27].

Nachdem eine Geometrie aus einem CAD-Programm importiert wurde, muss im ersten Schritt des sogenannten Preprocessings die räumliche Diskretisierung erfolgen. Dazu wird die Fläche oder der Körper in einfache 2D- oder 3D-Elemente zerteilt. Als 2D-Elemente werden meist Dreiecke und Vierecke genutzt. Im dreidimensionalen Falle entspräche dies einem Tetraeder oder Hexaeder. Die Feinheit des Netzes kann dabei lokal angepasst werden, sodass besonders relevante Bereiche der Geometrie mit einem feineren Netz und somit höherer Auflösung versehen werden. Bei diesem Schritt liefert der Rechner einen Vorschlag für die Vernetzung der Geometrie, der Konstrukteur muss das Netz jedoch meist im Sinne der Optimierung noch an die Belastung und Geometrie anpassen [27].

Ist der Körper oder die Fläche vollständig vernetzt, so folgt der zweite Schritt des Preprocessings. Zur Berechnung der Verzerrungen wird für jedes Element die Elementsteifigkeitsmatrix (ESM) aufgestellt. Diese ist allgemein immer in der folgenden Form vorzufinden [27]:

$$\mathbf{K} * \mathbf{U} = \mathbf{F} \quad (2.7)$$

In dieser Gleichung in Matrixschreibweise steht \mathbf{K} für die Steifigkeitsmatrix des Elements, \mathbf{U} für den gesuchten Verschiebungsvektor und \mathbf{F} für den Lastvektor, also die angreifenden äußeren Kräfte. In dieser Form wird der Verschiebungsvektor gesucht, weshalb diese Berechnungsmethode als Verschiebungsgrößen-Verfahren bezeichnet wird. Diese Gleichung ist dabei vom Hookeschen Gesetz abgeleitet, welches den Zusammenhang zwischen Spannungen und Verzerrungen auf Werkstoffebene definiert. Damit aus den einzelnen Elementen wieder eine ganzheitliche Geometrie entsteht, werden sie zu einer Gesamtsteifigkeitsmatrix des Systems aufaddiert [27].

Bevor diese Beschreibung des Gesamtsystems für eine Berechnung genutzt werden kann, müssen im vierten Schritt des Preprocessings noch die Randbedingungen definiert werden. Randbedingungen können äußere Kräfte sein, welche sich im Kraftvektor \mathbf{F} wiederfinden. Darüber hinaus ist auch eine definierte Verschiebung mit einem Wert ungleich null als Randbedingung denkbar, welche im Verschiebungsvektor \mathbf{U} eingebracht wird. Zudem sind immer Lagerungen eines Systems erforderlich, wobei ein Lager einer definierten Verschiebung vom Wert Null entspricht, sodass das System im Verschiebungsvektor an dieser Stelle fixiert bleibt. Mit der Vollendung dieses Schritts ist das Preprocessing abgeschlossen [27].

Der Solver der Simulationssoftware kann das entstandene Gleichungssystem lösen und somit den Verschiebungsvektor \mathbf{U} ermitteln, was für einfache Systeme ebenfalls von Hand möglich ist [27].

Wenn die Verformung der Geometrie nicht das alleinige Ziel der Simulation ist, kann nach der Lösung des Gleichungssystems im Rahmen des sogenannten Postprocessings eine Ermittlung der wirkenden Spannungen erfolgen. Da die Verformung in einem Werkstoff über das zugehörige Werkstoffgesetz mit den Spannungen gekoppelt ist, kann an jedem Knotenpunkt eine Vergleichsspannung bestimmt werden [27].

Für die Auswertung der Simulation ist eine Visualisierung der Ergebnisse vorteilhaft. Bei FEM-Simulationen besteht das Ziel im Rahmen eines Steifigkeits- oder Festigkeitsnachweises darin, ein Bauteil hinsichtlich einer maximalen Verformung oder Spannung auszulegen. Beide Größen wurden durch das System unter den angegebenen Randbedingungen ermittelt und können anhand der Geometrie visualisiert werden. Diese Darstellung erfolgt meist mithilfe einer Farbskala, wobei die kritische Verformung oder Spannung rot abgebildet wird und somit auf Optimierungspotenziale hinweist. Dies ist exemplarisch anhand von Abb. 2.24 erkennbar, wo ein Balken in der Ebene auf Biegung belastet wird. In der mittleren Darstellung werden die Spannungen in x-Richtung und bei der unteren Abbildung die Verformungen in z-Richtung gezeigt [28].

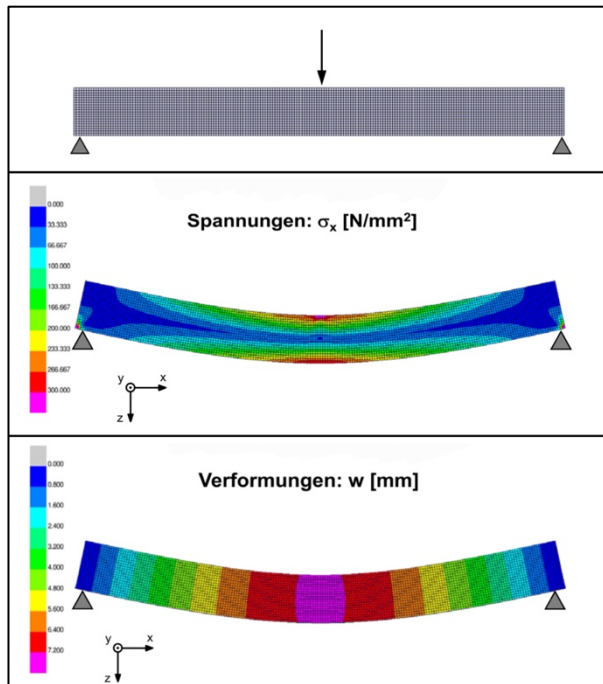


Abb. 2.24: FEM-Simulation eines Biegeträgers in Anlehnung an [28]

Der Einsatz der Finite-Elemente-Methode ist nicht frei von Modellannahmen und Vereinfachungen, weshalb die Ergebnisse, trotz der komplexen Berechnung, niemals fehlerfrei sind. Wo die Fehlerquellen liegen und wie der Anwender einen Einfluss auf das Ausmaß der Fehler haben kann, wird daher nachfolgend beschrieben.

Verbesserung der Ergebnisqualität

Im Kontext numerischer Methoden und speziell bei der Finite-Elemente-Methode werden vier Kategorien von Fehlern unterschieden. Modellierungsfehler, die Genauigkeit der Randbedingungen und Rundungsfehler liegen meist außerhalb vom Einflussbereich des Anwenders, weshalb hier nur die Diskretisierungsfehler näher betrachtet werden [29].

Ein Diskretisierungsfehler beschreibt die Abweichung des Ergebnisses einer FEM-Berechnung von der exakten Lösung des mathematischen Modells, falls dieses bekannt ist. Ist das mathematische Modell unbekannt wird für den Diskretisierungsfehler eine präzisere Referenzlösung angesetzt, welche mit einem Lösungsverfahren höherer Ordnung bestimmt wurde. Dieser Fehler durch die näherungsweise Lösung des mathematischen Modells wird auch als Residuum bezeichnet. Dabei gilt, dass die Simulation so lange iterativ weiterläuft, bis der Diskretisierungsfehler einen vorgegebenen Grenzwert unterschritten hat. Welche Maßnahmen angesetzt werden können, um den Diskretisierungsfehler zu reduzieren, wird daher im Folgenden behandelt [29].

Um den Diskretisierungsfehler bei der Finite-Elemente-Methode zu reduzieren, gibt es drei Methoden. Die zugehörigen Ansätze werden als h-, p-, und r-Verfahren bezeichnet [29].

Beim h-Verfahren findet eine Erhöhung der Elementzahl beziehungsweise eine Reduktion der Elementgröße statt, um den Fehler zu reduzieren. Dies erfolgt durch eine Neuvernetzung oder Elementunterteilung. Das Problem bei dieser Methode besteht in sogenannten hängenden Knoten, welche in Abb. 2.25 dargestellt werden. Diese hängenden Knoten müssen über kinematische Zwangsbedingungen eingebunden werden. Gleichzeitig führt eine Erhöhung der Knotenzahl zu einer Erhöhung des Rechenaufwands, was bei bereits komplexen oder großen Geometrien als maßgeblicher Faktor zu beachten ist. Vorausgesetzt wird bei diesem Verfahren, dass ein konvergentes Verhalten vorliegt. Dies meint, dass eine Erhöhung der Freiheitsgrade im System für eine Annäherung an die exakte Lösung des mathematischen Modells sorgt. Im theoretischen Grenzfall mit einer unendlich feinen Netzauflösung müsste die Simulation mit dem mathematischen Modell übereinstimmen und der Diskretisierungsfehler nimmt den Wert Null an [29].

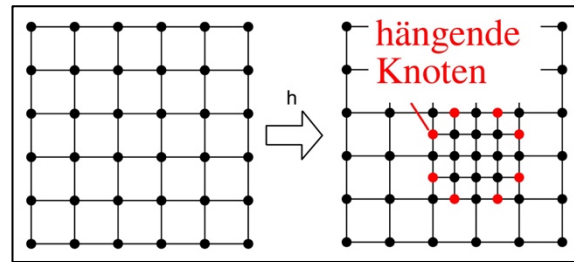


Abb. 2.25: Prinzip des h-Verfahrens [29]

Das p-Verfahren sieht eine Erhöhung des Polynomgrads der Ansatzfunktion für die jeweiligen Elemente auf mathematischer Ebene vor. Der Ansatzgrad p der Formfunktion führt bei einer Erhöhung auch zum Anstieg der Knotenzahl des Elements, wie Abb. 2.26 zeigt. Die genauen mathematischen Hintergründe sollen im Rahmen dieser Arbeit nicht tiefer thematisiert werden, da die Finite-Elemente-Methode eher als Werkzeug der Konstruktion und nicht als Forschungsgegenstand betrachtet wird. Allgemein lässt sich jedoch sagen, dass eine Ansatzfunktion mit einem Polynom höheren Grad die Ergebnisgenauigkeit in der Regel positiv beeinflusst [29].

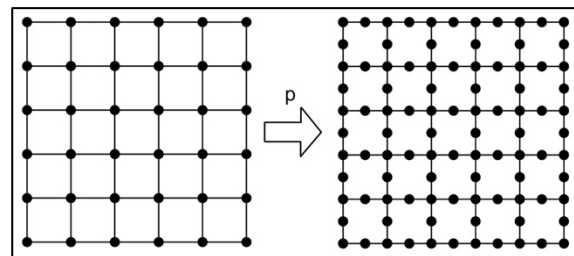


Abb. 2.26: Prinzip des p-Verfahrens [29]

Letztlich existiert noch das r-Verfahren, wobei der Nutzer eine zentrale Rolle spielt. Beim r-Verfahren wird das Netz verändert, indem Knotenpunkte innerhalb des Netzes verschoben werden. Die Anzahl der Knoten und somit der Rechenaufwand bleiben dabei gleich, während die Ergebnisgüte in den relevanten Gebieten dank einer erhöhten Knotendichte steigt. In Abb. 2.27 wird dieses Prinzip dargestellt. Der Einsatz des r-Verfahrens erfordert ein Mindestmaß an Erfahrung, da der Nutzer die Knoten an die richtige Stelle verlagern muss. Dieses Verfahren ist besonders dann hilfreich, wenn es sich um transiente Probleme wie die Ausbreitung eines Risses handelt, wobei die Knotendichte einem sich ausbreitenden Effekt angepasst wird [29].

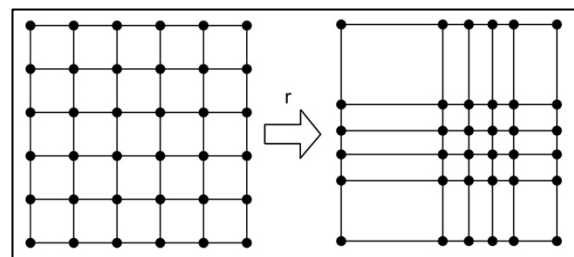


Abb. 2.27: Prinzip des r-Verfahrens [29]

Im Rahmen der vorherigen Erläuterungen wurde bereits beschrieben, wie die Finite-Elemente-Methode üblicherweise genutzt werden kann, um Bauteile auszulegen und zu berechnen. Die Besonderheit im Kontext dieser Arbeit besteht in der gewählten Werkstoffklasse. Die Faser-Kunststoff-Verbunde weisen gemäß Kapitel 2.4 im Gegensatz zu den

makroskopisch isotropen Werkstoffen wie Stahl oder Aluminium ein anisotropes Verhalten auf. Bezogen auf die FEM-Simulation bedeutet dies, dass nicht ein einzelnes Werkstoffgesetz für alle Arten von Verformungen gültig ist. Wird eine UD-Lage beispielsweise in Faserrichtung belastet, weicht der Zusammenhang zwischen Verformung und Spannung von dem Verhalten bei Belastungen quer zur Faserrichtung ab. Um die Auswirkung dieser Anisotropie auf die Berechnung zu berücksichtigen, wird im nachfolgenden Kapitel erläutert, welche Belastungsarten in Faser-Kunststoff-Verbunden vorliegen können und wie daraus die jeweiligen Versagenskriterien für eine FEM-Simulation abgeleitet werden können.

2.6 Versagen der Faser-Kunststoff-Verbunde

Die besonderen Eigenschaften der Faser-Kunststoff-Verbunde erfordern, dass für eine optimale Auslegung das Verhalten des Verbunds unter verschiedenen Belastungen bekannt ist. In diesem Kapitel wird dahingehend zunächst das Elastizitätsgesetz von Faser-Kunststoff-Verbunden anhand einer UD-Schicht erläutert. Aufbauend auf diesen Grundlagen können die relevanten Belastungsarten aufgeführt werden. Abhängig von der jeweiligen Belastung versagt ein Faserverbund auf eine andere Art. Die zugehörigen Steifigkeits- und Festigkeitskennwerte des Materials und die jeweiligen Versagensformen werden daher im letzten Abschnitt dieses Kapitels behandelt.

Elastizitätsgesetz der UD-Schicht

Für die Berechnung von Faser-Kunststoff-Verbunden wird die sogenannte Laminattheorie angewendet. Das Verhalten dieser Werkstoffe ist ein statisch unbestimmtes Problem, sodass die Gleichgewichtsbedingungen der Statik zur Beschreibung nicht genügen. Die Elasto-Statik bezieht zusätzlich Werkstoffgesetze mit ein, welche den werkstoffspezifischen Zusammenhang zwischen einer Verzerrung und Spannung definieren. Diese Charakterisierung der mechanischen Eigenschaften soll anhand einer UD-Schicht dargestellt werden [17].

Zunächst sind dazu Regelungen bezüglich der Indizierung und Bezeichnung von Faser-Kunststoff-Verbunden und Mehrschichtverbunden nötig. Bei einer Spannung wird zwischen Normalspannungen σ und Schubspannungen τ differenziert. Die Indizierung dieser Spannungen gemäß Abb. 2.28 erfolgt dabei im Raum mithilfe von zwei Indizes. Der erste Index definiert die Normalenrichtung der Fläche, in der die Spannung wirkt. Der zweite Index beschreibt die Richtung der Spannung. Bei Normalspannungen sind die zwei Indizes immer gleich, sodass nur einer angegeben wird [17].

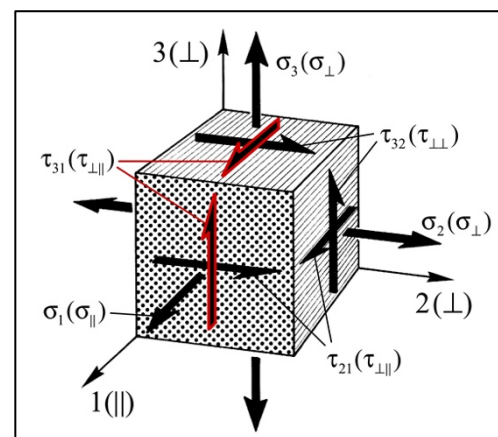


Abb. 2.28: Räumlicher Spannungszustand [17]

Wenn beispielsweise die in Abb. 2.28 rot markierte Quer-Längs-Schubspannung gemeint ist, so wird diese wie folgt indiziert:

$$\tau_{\perp\parallel}$$

Der erste Index entspricht im Kontext der Faser-Kunststoff-Verbunde einer Orientierung quer zur Faserrichtung. Im Gegensatz dazu beschreibt der zweite Index die Faserrichtung selbst.

Verzerrungen, also Dehnungen ε für Normalspannungen und Schiebungen γ für Schubspannungen, werden analog zu Spannungen indiziert [17].

Die Querkontraktionszahlen ν definieren den Zusammenhang zwischen der Quer- und Längsdehnung bei einer Beanspruchung in Längsrichtung. Diese weisen als ersten Index die Richtung der Querdehnung und als zweiten Index die Richtung der primären Dehnung beziehungsweise Belastung auf. Dabei gibt es bei Faserverbunden, anders als bei isotropen Werkstoffen, nicht nur eine, sondern drei Querkontraktionszahlen [17].

Die letzte zu indizierende Größe ist der gemäß dem Werkstoffgesetz vorliegende Proportionalitätsfaktor. Der E-Modul E gilt für Normalspannungen und der Schubmodul G für Schubspannungen. Dabei gibt es für UD-Lagen immer zwei E-Moduln (E_{\parallel}, E_{\perp}) und zwei Schubmoduln ($G_{\perp\perp}, G_{\perp\parallel}$). Auch Faser-Kunststoff-Verbunde folgen somit jeweils in und quer zur Faserrichtung dem Hookeschen Gesetz mit einem linear-elastischen Verhalten [17].

Um darauf aufbauend das Elastizitätsgesetz einer UD-Lage herzuleiten, ist zunächst ein allgemeines Volumenelement zu betrachten. Der allgemeine Fall eines Volumenelements mit den Raumrichtungen 1, 2, 3 besitzt drei Normalspannungen und sechs Schubspannungen, welche über insgesamt 81 Konstanten miteinander gekoppelt sind. Aufgrund des Momentengleichgewichts sind die Schubspannungen paarweise identisch, sodass sich die Anzahl der unabhängigen Konstanten auf 36 reduziert. Weiterhin ist diese sogenannte trikline Anisotropie durch Energiebetrachtungen innerhalb der Steifigkeitsmatrix nachweisbar symmetrisch, wobei die Hauptdiagonale als Symmetrieebene wirkt. Es bleiben somit noch 21 unabhängige Konstanten. Eine für die Konstruktion wichtige Besonderheit der Anisotropie ist die sogenannte Dehnungs-Schiebungs-Koppelung. Eine Normalspannung bewirkt bei derartigen Elementen nicht nur eine Dehnung, sondern auch eine Schiebung. Gleiches gilt umgekehrt für eine Schubspannung [17].

Wenn die mechanischen Eigenschaften eines Werkstoffs in drei senkrecht zueinander stehenden Ebenen unabhängig und individuell sind, wird von Orthotropie gesprochen. Bei diesem Sonderfall fällt die zuvor genannte Dehnungs-Schiebungs-Koppelung weg, was aus Sicht des Konstrukteurs in der Regel wünschenswert ist. Die Anzahl der unabhängigen Konstanten reduziert sich auf neun [17].

Wenn dieses Konzept noch eine Ebene weiter vereinfacht wird, ist das Ergebnis das Verhalten einer UD-Schicht. Die sogenannte Transversale Isotropie zeichnet sich dadurch aus, dass senkrecht zur Faserrichtung unendlich viele Symmetrieebenen vorliegen. Sämtliche Schnitte senkrecht zu dieser isotropen Ebene haben daher die gleichen Eigenschaften. Als Resultat sind nur noch fünf unabhängige Konstanten zur vollständigen Beschreibung des Werkstoffverhaltens nötig. Diese fünf Konstanten werden als Grundelastizitätsgrößen bezeichnet und lauten wie folgt [17]:

$$E_{\parallel}, E_{\perp}, G_{\perp\parallel}, \nu_{\perp\parallel}, \nu_{\perp\perp}$$

Diese Grundelastizitätsgrößen sind nötig, um einen Faser-Kunststoff-Verbund bei einer FEM-Simulation mit den richtigen mechanischen Eigenschaften abzubilden.

Analog zu diesen Elastizitätsgrößen gibt es bei Faserverbunden verschiedene Belastungsformen, die differenziert werden müssen.

Belastungen von Faser-Kunststoff-Verbunden

Die Basisbeanspruchungen eines Faserverbunds entsprechen den zuvor im Kontext der transversalen Isotropie genannten Gegebenheiten. Somit gibt es zwei Normalspannungen und zwei Schubspannungen, welche unterschieden werden müssen. Die Normalspannungen sind die Längs-Normalbeanspruchung durch σ_{\parallel} und die Quer-Normalbeanspruchung durch σ_{\perp} . Darüber hinaus ist bei den Normalspannungen zu beachten, dass das Werkstoffverhalten von der Belastungsrichtung abhängig ist, sodass Zug- und Druckbeanspruchungen differenziert werden müssen. Ein hochstehendes Plus beschreibt dabei eine Zugbeanspruchung, während ein Minus für eine Druckbeanspruchung steht. Im Falle der Schubspannungen gilt es, die Quer-Längs-Beanspruchung $\tau_{\perp\parallel}$ und die Quer-Quer-Beanspruchung $\tau_{\perp\perp}$ zu betrachten. Analog zu diesen Beanspruchungen weist ein Werkstoff auch die zugehörigen Festigkeitswerte auf. Die Basis Festigkeiten der Faser-Kunststoff-Verbunde lauten somit [17]:

$$R_{\parallel}^{+}, R_{\parallel}^{-}, R_{\perp}^{+}, R_{\perp}^{-}, R_{\perp\parallel}, R_{\perp\perp}$$

Aufbauend auf diesem Wissen über das mechanische Werkstoffverhalten der Faser-Kunststoff-Verbunde werden im nachfolgenden Abschnitt die Versagensformen dieser Werkstoffklasse beschrieben.

Versagensformen

Analog zu den zuvor beschriebenen Belastungsarten gibt es bei den Faser-Kunststoff-Verbunden verschiedene Versagensformen, welche die Bauteilintegrität beeinträchtigen. Dabei werden drei Hauptformen unterschieden.

Die erste Versagensform ist das Versagen der Fasern, der sogenannte Faserbruch (Fb), wobei es zum Zerreißen oder Brechen der Fasern gemäß Abb. 2.29 kommt. Makroskopisch ist dieser Effekt erst merkbar, wenn ganze Faserbündel entlang mehrerer Millimeter gleichzeitig reißen. Die festigkeitsreduzierende Wirkung des Faserbruchs sorgt dafür, dass diese Versagensform nicht tolerierbar ist. Die primäre Ursache des Faserbruchs ist eine Zugbelastung in Richtung der Fasern, wobei die Fasern jedoch erst bei sehr hohen Belastungen reißen. Als Ursache dieser Versagensart wird zwischen einer Längs-Zugbelastung σ_{\parallel}^{+} und einer Längs-Druckbelastung σ_{\parallel}^{-} differenziert [17].

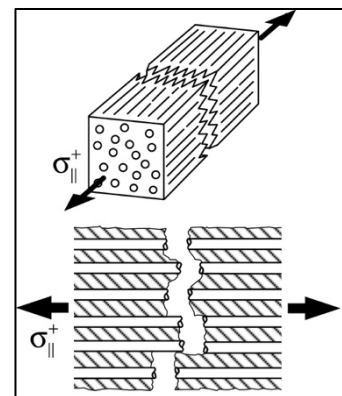


Abb. 2.29: Faserbruch [17]

Unter Zugbelastung ist das Versagen durch Faserbruch quasi duktil, da ungefähr ab 50 % der Bruchlast bereits die ersten Fasern reißen bis bei steigender Beanspruchung ganze Faserbündel zerstört werden. Diese vermeintlich gutmütige Versagensart ist in der Regel hörbar und potenziell durch an der Oberfläche abstehende Fasern erkennbar. Üblicherweise ist diese Versagensform nicht auslegungsbestimmend, weil andere Versagensarten primär auf Seiten der Matrix früher eintreten. Um dem Faserbruch vorzubeugen, sollte ein möglichst hoher Faservolumengehalt vorgesehen werden. Für eine überwiegend wechselnd belastete Struktur zeigten Untersuchungen allerdings, dass ein geringerer Faservolumengehalt von 50 % die Ermüdungsfestigkeit steigert. Dabei schreiten Risse langsamer fort, weil die Fasern einen größeren Abstand haben und die Kerbwirkung eines Faserbruchs auf die umliegenden Fasern somit geringer ist. Zusätzlich beugt eine hohe Bruchdehnung des Matrix-Werkstoffs

dem Faserbruch unter Zuglast vor. Die Bruchdehnung der Matrix sollte idealerweise doppelt so groß sein, wie die der Faser, um die Faserfestigkeit voll nutzen zu können [17].

Wird die Faser auf Druck belastet, handelt es sich um kein Werkstoffversagen im herkömmlichen Sinne. Stattdessen findet ein mikromechanisches Schubknicken statt, das vom Euler-Knicken zu unterscheiden ist. Diese Versagensform (Abb. 2.30) ist selten, da ein Zwischenfaserbruch meist zuerst auftritt. Die Festigkeit in Faserrichtung unter Druckbelastung wird zudem gemindert, wenn die Fasern Welligkeit aufweisen, was beispielsweise bei Geweben immer der Fall ist. Diese Faserfehlorientierung bedingt eine Reduktion von R_{\parallel}^- . Wenn ein Gewebe vorgesehen ist, sollte unter Druckbelastung eine Körper- oder Atlasbindung einer Leinwandbindung vorgezogen werden, da die Faserwelligkeit so verringert wird [17].

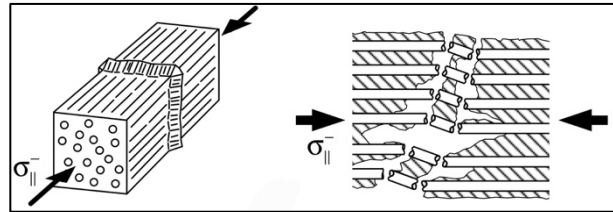


Abb. 2.30: Faserbruch durch Druckkraft [17]

Die zweite Versagensform ist der sogenannte Zwischenfaserbruch (Zfb). Bei dieser Versagensart handelt es sich um eine Rissbildung innerhalb der Matrix. Der Zwischenfaserbruch kann adhäsiv, zwischen Faser und Matrix, oder kohäsiv innerhalb der Matrix auftreten. Diese beiden Varianten sind nicht strikt voneinander trennbar, da ein Zwischenfaserbruch in der Regel beide Effekte kombiniert. Analog zum Faserbruch gibt es auch für einen Zwischenfaserbruch unterschiedliche Auslöser, die je nach der Beanspruchungsart variieren [17].

Wird die Schicht durch Querkzug σ_{\perp}^+ beansprucht, entstehen Risse meist an Fehlstellen im Verbund und breiten sich gemäß Abb. 2.31 aus. Das Rissfortschreiten wird in Dickenrichtung erst durch eine Schicht mit stark abweichender Faserorientierung unterbrochen. Das Problem beim Querkzug besteht darin, dass Faser und Matrix in dieser Belastungsrichtung quasi in Reihe geschaltet sind, und somit die gleiche Belastung erfahren. In Faserrichtung hingegen nimmt die Faser den Großteil der Last auf. Eine Konstruktion sollte zur Vorbeugung dieser Versagensform unter Querkzug eine möglichst gleichmäßige Faserverteilung und keine Lufteinschlüsse aufweisen. Die somit reduzierte Anzahl an Fehlstellen verringert das Risiko des Versagens unter Querkzug [17].

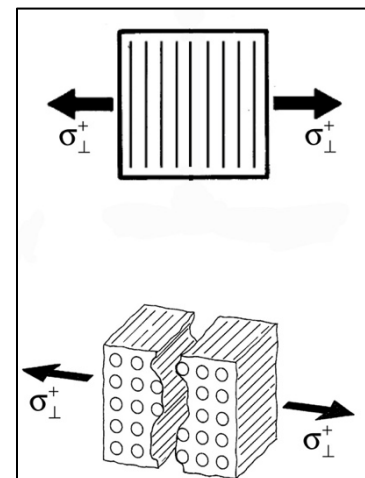


Abb. 2.31: Zfb Querkzug [17]

Umgekehrt kann eine Faser-Kunststoff-Konstruktion auch unter Querdruck σ_{\perp}^{-} versagen. Abb. 2.32 zeigt den dabei entstehenden Bruch. Ein tatsächliches Druckversagen existiert nicht, stattdessen wird eher von einem Schubversagen infolge einer $\tau_{\perp\perp}$ -Schubbeanspruchung gesprochen. Die Festigkeit bei Querdruck ist dabei etwa dreimal so hoch wie die Festigkeit bei Querzug, was vorteilhaft ist, wenn Schraubenverbindungen eingesetzt werden müssen. Dort sind teilweise Flächenpressungen von bis zu 140 N/mm² zulässig [30]. Die Bruchebene bei Querdruck ist gegenüber der Wirkebene der Kraft versetzt, sodass die Materialtrennung unter einem Winkel von etwa 53° erfolgt. Dieser Keilbruch hat in einem Mehrschichtverbund eine sehr negative Auswirkung. Das dabei auftretende Abgleiten der Ebene zerstört den Mehrschichtverbund vollständig. Um einem Versagen durch Querdruck vorzubeugen, empfiehlt es sich, viele dünne Schichten einzusetzen, da das Rissfortschreiten so gebremst werden kann [17].

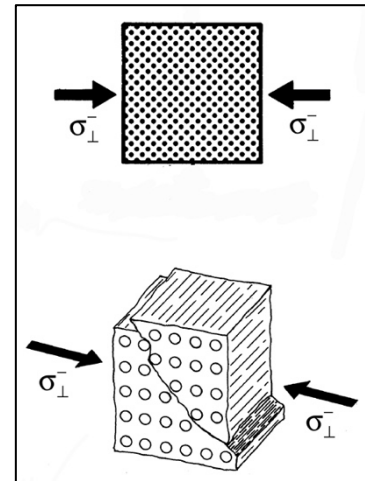


Abb. 2.32: Zfb Querdruck [17]

Wird eine UD-Schicht durch Quer-Längs-Schub beansprucht, so handelt es sich immer um ein Kräftepaar aus zwei Schubspannungen. Theoretisch könnten beide Wirkebenen dieser Spannungen als Bruchebene wirken. Praktisch zeigt sich jedoch, dass immer nur die Spannung $\tau_{\perp\parallel}$ die Bruchebene definiert. Somit bricht die Struktur bei dieser Beanspruchung immer in faserparalleler Richtung. Der Riss beginnt in Hauptspannungsrichtung unter 45°, folgt kurz darauf jedoch der Faserrichtung [17].

Zuletzt tritt ein Zwischenfaserbruch noch durch Quer-Quer-Schubbeanspruchungen $\tau_{\perp\perp}$ auf. Der Bruch bildet sich gemäß der Hauptspannungsrichtung unter 45°, sodass die Bruchebene nie mit der Wirkebene der Spannungen zusammenfällt. Bei der Berücksichtigung der zugehörigen Festigkeit ist daher nicht die Festigkeit $R_{\perp\perp}$ anzusetzen. Stattdessen muss eine Transformation in die Wirkebene durchgeführt werden [17].

Die dritte Form des Versagens von Faser-Kunststoff-Verbunden ist anders als die vorherigen Fälle der UD-Schicht nur auf Mehrschichtverbunde bezogen. Bei der sogenannten Delamination oder Schichtentrennung handelt es sich um den Trennungsbruch zweier aufeinanderliegender Einzelschichten. Ausgelöst wird dieser Effekt durch Spannungen, die zwischen den zwei Schichten wirken und daher als interlaminare Spannungen bezeichnet werden. Einerseits handelt es sich dabei um Normalspannungen, welche senkrecht zur Laminebene wirken, sogenannte Zug-Aufziehspannungen. Andererseits gibt es Schubspannungen zwischen den Ebenen. Die Ausbreitung einer Delamination erfolgt flächig und kann bei kohlenstofffaserverstärkten Kunststoffen über den Klopfest, Ultraschall oder Thermografie identifiziert werden. Da es gegen diese Versagensform keinen richtigen rissstoppenden Mechanismus zwischen den Ebenen gibt, breiten sich Delaminationen meist schlagartig aus. Die Ursache einer Schichtentrennung kann variieren. Liegen Zwischenfaserbrüche vor, so gibt es an diesen Rissen hohe interlaminare Spannungen. Abb. 2.33 zeigt, dass eine gerissene Schicht in geringem Abstand neben dem

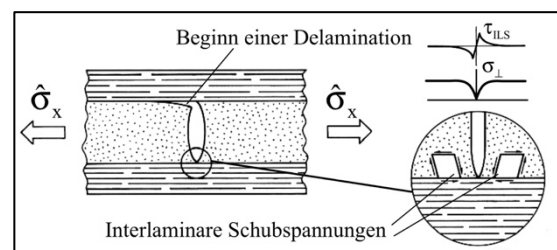


Abb. 2.33: Interlaminare Schubspannungen [17]

Riss wieder vollständig trägt. Dies bedeutet, dass sich die Schichtspannung vom spannungsfreien Rissrand über Verklebungen bis zur Nachbarschicht schnell wieder aufbaut [17].

Darüber hinaus entstehen Delaminationen oft infolge von schlagartigen Belastungen. Anhand von Abb. 2.34 wird dieses Impactverhalten gezeigt, wobei hohe lokale Querbiegungen Zwischenfaserbrüche, Faserbrüche und Schichttrennungen verursachen können [17].

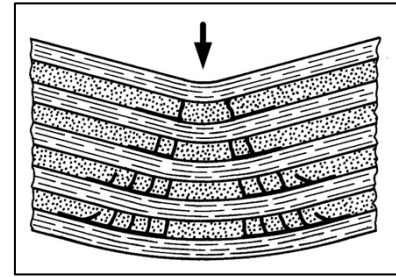


Abb. 2.34: Impactverhalten eines MSV [17]

Letztlich werden Delaminationen begünstigt, wenn gekrümmte Laminate entgegen ihrer Krümmungsrichtung aufgebogen werden, was in Abb. 2.35 gezeigt wird. Um Delaminationen zu vermeiden, sollten zähmodifizierte Matrixsysteme genutzt werden. Alternativ können Schnittmatten zwischen Gewebeschichten gelegt werden, um die Schäl- und Delaminationsfestigkeit zu erhöhen [17].

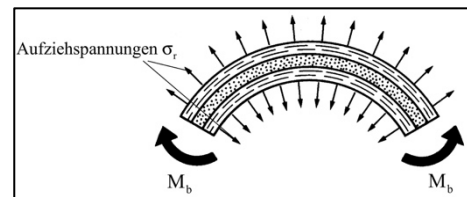


Abb. 2.35: Aufziehspannungen in einem gekrümmten MSV [17]

Basierend auf den vorherigen Erläuterungen ist nun bekannt, welche Versagensformen bei der Auslegung einer Faser-Kunststoff-Konstruktion berücksichtigt werden müssen. Um vor dem eigentlichen Konstruktionsprozess einen Eindruck davon zu bekommen, wie die zu entwickelnde Felge aussehen könnte, wird nachfolgend eine Wettbewerbsanalyse durchgeführt.

2.7 Wettbewerbsanalyse – Felgenkonzepte

In den Formula Student Wettbewerben treten gemäß Kapitel 2.1 Teams aus der ganzen Welt in einer Vielzahl von Disziplinen gegeneinander an. Der Erfolg eines Teams ist dabei maßgeblich an die Qualität des Rennfahrzeugs gebunden, sodass die Top-Teams aus ingenieurstechnischer Sicht hervorragend gearbeitet haben müssen. Um das Potenzial einer CFK-Felge einschätzen zu können, wird daher im Vorlauf der Konstruktion eine Wettbewerbsanalyse durchgeführt. In dieser Analyse werden die in den relevanten Kategorien führenden Teams betrachtet. Dabei werden von allen Disziplinen nur diejenigen betrachtet, welche durch das Gewicht und das Felgenkonzept maßgeblich beeinflusst werden. Natürlich ist die Felge bei einer Disziplin niemals entscheidend für den Erfolg oder Misserfolg, dennoch gibt das Konzept ein Indiz darüber, wie die Top-Teams ihre Leistungen erbringen.

Tabelle 2.1 zeigt jeweils die besten fünf Teams der gewählten Disziplinen des Formula Student Germany Wettbewerbs aus dem Jahr 2023 [31]. Die Disziplinen sind Autocross, Acceleration, Efficiency, Engineering Design und das Gesamtergebnis des Wettbewerbs.

Tabelle 2.1: Die besten Formula Student Teams 2023 [31]

Kategorie	Platz 1	Platz 2	Platz 3	Platz 4	Platz 5
1. Gesamtergebnis	Ecurie Aix	AMZ Racing	DHBW Engineering	Revolve NTNU	Rennstall
2. Autocross	Ecurie Aix	AMZ Racing	Greenteam Stuttgart	DHBW Engineering	Rennstall
3. Acceleration	AMZ Racing	Ecurie Aix	Greenteam Stuttgart	TUfast	Elbflorace
4. Efficiency	Revolve NTNU	Ecurie Aix	AMZ Racing	DHBW Engineering	Rennstall
5. Engineering Design	AMZ Racing	KA Race Ing.	DUT	FS Team Talinn	Greenteam Stuttgart

Da die Teams selbst in dieser Arbeit nicht von Bedeutung sind, wird jedem Team anschließend eine Nummer zugeordnet, um weitere Referenzen zum jeweiligen Felgenkonzept zu ermöglichen. Die Reihenfolge, in der die Konzepte nachfolgend gezeigt werden, ist dabei willkürlich.

Team 1 – Ecurie Aix (RWTH Aachen)

Abb. 2.36 zeigt das Felgenkonzept von Team 1. Hier ist klar erkennbar, dass es sich um eine CFK-Konstruktion handelt. Die CFK-Felge wird über einen Felgenstern mit der Radnabe verbunden. Anhand von Abb. 2.36 ist erkennbar, dass die allgemeine Design-Philosophie dabei eine Anbindung der Felge am Felgenstern über einen ringförmigen Flansch im Innern ist [32].

Laut Informationen des Teams wird diese Felge mittenzentriert und mit den sechs, in Abb. 2.37 gezeigten, Schrauben fixiert [32].

Die Felge wurde mithilfe von Prepregs im Autoklavverfahren hergestellt, wobei eine zweiteilige Werkzeugform zum Einsatz kam. An der Oberfläche der Felge ist erkennbar, dass eine Innenform für das Werkzeug genutzt wurde, da die inneren Flächen, welche am Werkzeug anlagen, eine hohe Oberflächenqualität aufweisen. Die Seite, welche zum Vakuumsack zeigt, ist teils wellig und matt. Das Muster im Material lässt darauf schließen, dass zumindest für die oberste Lage, wahrscheinlich aber für den ganzen Verbund ein Gewebe in Köperbindung zum Einsatz kommt, welches gemäß Kapitel 2.4 am diagonalen Verlauf der Knotenpunkte erkennbar ist. Eine spanende Nachbearbeitung der Reifenaufschlag-



Abb. 2.36: Felge Ecurie Aix 1 [87]



Abb. 2.37: Felge Ecurie Aix 2 [86]

che musste laut dem Team nicht erfolgen, weil im Fertigungsprozess bereits fertig ausgehärtete CFK-Ringe in diesem Bereich der Felge eingelegt wurden. Diese weisen die nötige Oberflächengüte auf, um die Dichtigkeit des Reifens zu gewährleisten [32].

Team 2 – AMZ Racing (ETH Zürich)

Abb. 2.38 zeigt das Konzept von Team 2, wobei es sich ebenfalls um eine CFK-Felge handelt. Dabei liegt ähnlich zum ersten Team eine ringförmige Flanschbindung für einen Felgenstern vor, welcher gleichzeitig die Zentrierung übernimmt. Anhand von Abb. 2.38 kann erkannt werden, dass das Fertigungsprinzip hier ähnlich zu der Felge von Team 1 sein muss, sodass eine zweiteilige Positiv-Form genutzt wird. Die reifenseitige Oberfläche ist dementsprechend von geringerer Oberflächenqualität und wird spanend nachbearbeitet. Der zentrale Unterschied dieser Felge im Vergleich zu Team 1 besteht in der Faserorientierung, wobei vom Bild her nur über die äußersten Schichten spekuliert werden kann. Bei Team 1 sind die für Körperbindungen charakteristischen Diagonalen auf dem Flansch in eine Richtung orientiert. Bei Team 2 hingegen wurde der Flansch aus mehreren Stücken zusammengesetzt, deren Diagonalen tangential zur Felgenmitte verlaufen.



Abb. 2.38: Felge AMZ Racing 1 [93]

Ein Blick auf Abb. 2.39 zeigt zudem, dass die Diagonalen auf der Felgeninnenseite bei Team 2 radial umlaufend sind, während Team 1 schräglaufige Diagonalen im inneren Bereich der Felge nutzt. Bei der äußeren Oberfläche sind die Gewebe der beiden Teams um genau 90° verdreht, was ein Vergleich von Abb. 2.37 und Abb. 2.38 zeigt.

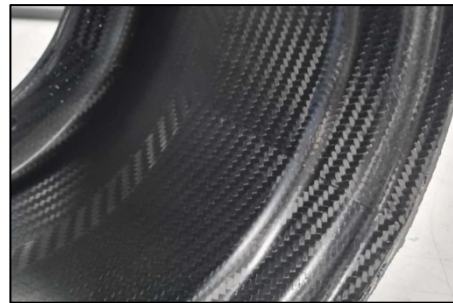


Abb. 2.39: Felge AMZ Racing 2 [93]

Darüber hinaus hat das Team mitgeteilt, dass im Bereich der Reifenaufgabe eine spanende Nachbearbeitung erfolgt, um die nötige Oberflächengüte und somit die Dichtigkeit zu erreichen. Dies ist in Abb. 2.40 erkennbar. Anhand dieser beiden Konzepte wird bereits deutlich, dass sich die allgemeine Form mit einem ringförmigen Flansch ähnelt. Auf der Ebene des Laminataufbaus unterscheiden sich die Konzepte dennoch, wobei anhand von Bildern dahingehend keine tieferen Aussagen getroffen werden können [33].



Abb. 2.40: Felge AMZ Racing 3 [93]

Team 3 – DHBW Engineering (DHBW Stuttgart)

Abb. 2.41 zeigt das Felgenkonzept von Team 3, welches ebenfalls im Bereich der Felge aus CFK gefertigt wird. Da von diesem Team keine hochauflösenden Bilder bereitgestellt wurden, ist eine genauere Analyse der Gewebeausrichtung nicht möglich. Es lässt sich durch eine lokale Vergrößerung von Abb. 2.41 feststellen, dass auch hier eine Körperbindung gewählt wurde. Das generelle Konstruktionskonzept dieser Felge unterscheidet sich von den vorherigen Varianten. Hier wird ein in Abb. 2.41 in Rot erkennbarer Felgenstern genutzt, um in radialer Richtung eine Verschraubung mit der Felge zu ermöglichen. Die Kontur der Felge im Schnitt unterscheidet sich daher von den vorherigen Konzepten.



Abb. 2.41: Felge DHBW Eng. [88]

Team 4 – Elbflorace (TU Dresden)

Team 4 verfolgt mit der CFK-Felge in Abb. 2.42 eine andere Philosophie im Vergleich zu den bisherigen drei Teams. Die hier betrachtete Felge ist kein Hybridkonzept aus einem Felgenstern und einer Felge, sondern eine einteilige Vollcarbon Felge. Somit wird die Felge direkt mit der Radnabe verschraubt, wozu die fünf sichtbaren Schraubpunkte dienen. Auffällig ist hierbei, dass die Auflagefläche der Schrauben durch eine zusätzliche Komponente vergrößert wird. Dies dient dazu, die Flächenpressung auf der Oberfläche des Faser-Kunststoff-Verbunds zu reduzieren. Dieses Konzept einer Vollcarbon-Felge weist zudem keine Speichen auf, wie es bei Aluminiumfelgen beispielsweise üblich ist. Stattdessen ist der gesamte Bereich bis zum kleinen Anbindungsflansch in der Mitte ein aus zwei Hälften bestehender Hohlraum, welcher mit einem Schaumkern gefüllt wird [34].



Abb. 2.42: Felge Elbflorace [82]

Abb. 2.43 zeigt einen Ausschnitt des Fertigungsprozesses. Hier ist erkennbar, dass bei der Fertigung dieser Felge analog zu den vorherigen Konzepten eine mindestens zweiteilige Positiv-Form genutzt wird. Der hier dargestellte Ausschnitt ist der fahrzeugseitige Teil der Felge. Materialeseitig wurde gemäß teaminterner Informationen eine Atlasbindung genutzt, was einen Unterschied zu den anderen Teams darstellt. Da es sich um gesponsertes Halbzeug handelte, konnte die Bindungsart nicht frei gewählt werden [34]. Die Drapierung der Felge erfolgt aus der Perspektive in Abb. 2.43 betrachtet ähnlich zu der Variante von Team 2.

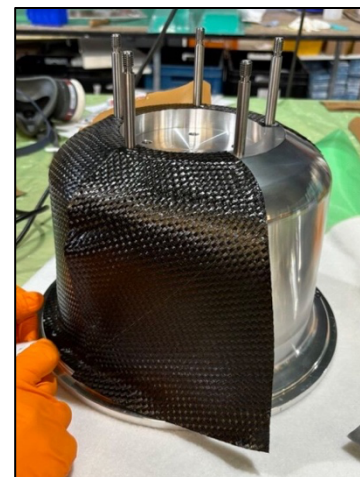


Abb. 2.43: Legeprozess der großen Felgenhälfte [84]

Team 5 – KA Race Ing. (KIT Karlsruhe)

Das in Abb. 2.44 gezeigte Felgenkonzept ist eine vollständig aus CFK gefertigte Felge. Diese weist gegenüber den anderen Teams zwei zentrale Unterschiede auf. Die Felge besitzt Speichen, welche mit einem Schaumkern gefüllt sind. Auf diese Art wird eine hohe Steifigkeit bei niedrigem Gewicht erreicht. Gleichzeitig wird die Felge hier über eine Zentralverschraubung an der Radnabe befestigt, was in Abb. 2.44 erkennbar ist. Dabei dienen konische Flächen gemäß Kapitel 2.3 der Kraftübertragung bei dieser kraftschlüssigen Verbindungstechnik. Die hierzu nötige Werkzeugform war fünfteilig und somit sehr komplex [35]. Es ist anzumerken, dass dieses Felgenkonzept bereits einige Jahre alt ist und das Team mittlerweile auf ein Konzept gewechselt hat, welches den zuvor gezeigten Felgen deutlich mehr ähnelt. Dieses neue Konzept ist demnach ebenfalls eine Hybridbauweise aus einer CFK-Felge mit ringförmiger Flanschbindung und einem Felgenstern aus einer Aluminiumlegierung [36].



Abb. 2.44: Felge KA Race Ing. [89]

Teams 6 – 11

Bei den restlichen Teams zeichnet sich ein einheitliches Muster ab, weshalb diese nicht mehr mit dem gleichen Detailgrad betrachtet werden. Alle Teams nutzen in leicht abgewandelter Form eine CFK-Felge, welche über einen ringförmigen Flansch mit einem Felgenstern oder der Radnabe direkt gekoppelt ist. Die Ausführungen unterscheiden sich im Detail nur bei Dingen wie der Positionierung des Ventils, der genauen Felgenkontur und der Ausrichtung der Fasern. Dabei verwenden alle weiteren Teams kohlenstofffaserverstärkte Kunststoffe mit einer Körperbindung. Einige Teams nutzen ähnlich zu Team 4 zusätzliche Komponenten zur Verringerung der Flächenpressung. Alle Teams befestigen die Felge mithilfe einer Mehrfachverschraubung. Im Anhang in Abb. 7.1 werden von den hier allgemein betrachteten Teams noch einmal die jeweiligen Felgenkonzepte gezeigt, um die getätigten Aussagen zu stützen.

Fazit der Wettbewerbsanalyse

Die Untersuchung der Felgenkonzepte von aktuell führenden Teams zeigt einen klaren Trend. Alle Top-Teams nutzen bereits Felgen, welche zumindest in Hybridbauweise aus kohlenstofffaserverstärktem Kunststoff bestehen. Diese Erkenntnis untermauert noch einmal die ursprüngliche These, dass ein Umstieg von Aluminium auf eine CFK-Felge die Performance des Fahrzeugs verbessert und aktuell zwangsläufig verfolgt werden muss. Die tatsächliche Umsetzung der CFK-Felge ist dabei von vielen Faktoren, wie dem finanziellen Budget, dem Bauraum, den angrenzenden Komponenten, den Regularien und grundsätzlichen Festigkeits- und Steifigkeitsanforderungen, abhängig. All diese Einflussparameter werden bei der Konstruktion der neuen Felge berücksichtigt, wobei die Entwicklung des neuen Felgenkonzepts im nachfolgenden Kapitel erfolgt.

3 Konstruktion einer CFK-Felge

Dieses Kapitel stellt thematisch den Beginn des eigentlichen Entwicklungsprozesses im Kontext dieser Arbeit dar. Basierend auf den zuvor thematisierten theoretischen Grundlagen soll nun ein neues Konzept für eine CFK-Felge entwickelt werden. Da die Vorgehensweise in diesem Abschnitt den Methoden der Konstruktionssystematik folgt, werden diese in Kapitel 3.1 erläutert. Anschließend gilt es, die Anforderungen zu definieren, welche als Randbedingungen bei der Felgenentwicklung fungieren und daher im Laufe der Arbeit fortlaufend von Bedeutung sein werden (Kapitel 3.2). Ist dieser Grundstein gelegt, kann der kreative Entwicklungsprozess beginnen. Die Ausarbeitung verschiedener Lösungskonzepte wird in Kapitel 3.3 behandelt und basiert methodisch stark auf den Grundprinzipien der Konstruktionssystematik. Bevor die entwickelten Konzepte letztlich in einen Entwurf transferiert werden, gilt es noch, die werkstoffspezifischen Besonderheiten der Faser-Kunststoff-Verbunde zu betrachten, welche dementsprechend in Kapitel 3.4 behandelt werden. Unter Berücksichtigung der bis zu diesem Punkt akkumulierten Daten wird ein CAD-Entwurf für die neue Felge entwickelt (Kapitel 3.5). Da die Felge, unabhängig von der jeweiligen Spezifikation, durch eine Schraubenverbindung mit den anschließenden Komponenten verbunden werden muss, wird in Kapitel 3.6 die entsprechende Schraubenverbindung ausgelegt. Der fertige Entwurf muss in Kapitel 3.7 mithilfe einer Technisch-Wirtschaftlichen-Bewertung nach VDI-Richtlinie 2225 ausgewählt werden. Um die methodische Vorgehensweise in diesem Abschnitt des Entwicklungsprozesses zu präzisieren, werden nachfolgend die Methoden der Konstruktionssystematik erläutert.

3.1 Methoden der Konstruktionssystematik

Das Konstruieren gleicht einer künstlerischen Tätigkeit und benötigt daher ein Mindestmaß an Kreativität. Im Gegensatz zu einer künstlerischen Tätigkeit muss das Produkt beim Konstruieren jedoch eine technische Funktion erfüllen. Diese aus Sicht der Arbeitspsychologie schöpferisch-geistige Tätigkeit erfordert daher ein Grundwissen in Mathematik, Naturwissenschaften und Ingenieurwissenschaften. Methodisch gesehen ist das Konstruieren ein Optimierungsprozess, wobei es eine technische Problemstellung zu lösen gilt. Gleichzeitig müssen alle Randbedingungen eingehalten und der volle Funktionsumfang erreicht werden. Da es sich hierbei je nach zu konstruierendem Objekt um einen sehr komplexen Prozess handelt, ist ein methodisches Vorgehen zwingend erforderlich. Die Methoden der Konstruktionssystematik, welche im Umfeld dieser Arbeit zu diesem Zweck eingesetzt werden, sollen nachfolgend beschrieben und in den Entwicklungsprozess eingeordnet werden [27].

Der Konstruktionsprozess kann in vier Hauptphasen unterteilt werden. Jede dieser Phasen besitzt eindeutige Endprodukte, welche den Abschluss des jeweiligen Abschnitts definieren und somit die Klassifizierung erleichtern. In der „Spezifikationsphase“ wird dem Entwickler die Aufgabenstellung vorgelegt, welche in dieser Phase genauer konkretisiert werden soll. Die Klärung der Aufgabenstellung erfordert eine Auseinandersetzung mit den zu erreichenden Zielen und geltenden Randbedingungen. Das Ergebnis der Spezifikationsphase ist im industriellen Umfeld ein Lastenheft, welches alle Anforderungen an das technische System enthält. Im Kontext dieser Arbeit wird ein solcher Umfang als Anforderungsliste bezeichnet. Dieses Instrument der Konstruktionssystematik ist eine Auflistung und Präzisierung der erforderlichen technischen Spezifikationen des Endprodukts. Das Festlegen der Anforderun-

gen ist vor allem zwingend erforderlich, um am Ende des Entwicklungsprozesses eine Bewertung der Endlösung durchführen zu können. Gleichzeitig kann durch die Anforderungsliste sichergestellt werden, dass es zu keinen Missverständnissen kommt und die Wahrscheinlichkeit sinkt, dass Anforderungen unberücksichtigt bleiben [27].

Auf diese erste Phase folgt im Konstruktionsprozess die „Konzeptphase“. Hier obliegt es dem Konstrukteur, mögliche Lösungsansätze für die vorliegende Entwicklungsaufgabe zu ermitteln. Da hierzu ein tieferes Verständnis der angestrebten Funktionsweise des technischen Systems benötigt wird, ist es zu Beginn sinnvoll, eine sogenannte Funktionsstruktur aufzustellen. Diese Methode beruht auf der Zerlegung des Systems in eine Vielzahl von Teilfunktionen, welche das Endprodukt zu erfüllen hat. Aufbauend auf dieser Funktionsstruktur kann der Konstrukteur anschließend für jede der Teilfunktionen technische Lösungen entwickeln. Da es beim Konstruieren in der Regel nie die eine richtige Lösung gibt, wird zur Definition eines Gesamtkonzepts der morphologische Kasten als Methode der Konstruktionssystematik genutzt. In diesem sind für alle Teilfunktionen die jeweiligen Lösungen aufgeführt. Ein Gesamtkonzept entsteht hierbei durch eine weitgehend zufällige Kombination der Teillösungen. Das Ergebnis der Konzeptphase ist ein bevorzugtes Gesamtkonzept. Um dieses zu identifizieren, werden die Konzeptvarianten des morphologischen Kastens im Rahmen einer Technisch-Wirtschaftlichen Bewertung gemäß VDI 2225 verglichen. Die Konzeptvariante mit der besten Bewertung und somit aussichtsreichsten Parameterkombination wird in die nächste Phase des Entwicklungsprozesses überführt [27].

Phase drei ist die „Entwurfsphase“, welche auch „Gestaltungsphase“ genannt wird. Durch eine iterative Konkretisierung des Lösungskonzepts der vorherigen Phase wird in diesem Prozessschritt sukzessive ein reales technisches System entworfen. Dazu werden Materialien gewählt und Maße festgelegt. Dementsprechend findet in der Entwurfsphase die Dimensionierung des Systems statt, was Berechnungen, Simulationen und gegebenenfalls Versuche umfasst. Das Ergebnis der Entwurfsphase ist ein gestalterisch festgelegtes und vollständig definiertes Endprodukt [27].

Die letzte Phase im Konstruktionsprozess ist die „Ausarbeitungsphase“. Bevor das Produkt in die Beschaffung und Produktion gehen kann, müssen alle dazu erforderlichen Unterlagen ausgearbeitet werden. Dies umfasst Unterlagen für die Fertigung, Nutzung und Wartung. Im Kontext dieser Arbeit handelt es sich dabei primär um die technischen Zeichnungen des Werkzeugs [27].

Die Orientierung an diesem Ablaufschema stellt eine strukturierte und zielorientierte Arbeitsweise sicher, weshalb die Inhalte der folgenden Kapitel an den zuvor beschriebenen Phasen ausgerichtet sind. Im ersten Schritt wird somit eine Anforderungsliste erstellt, worin alle relevanten Randbedingungen für die Funktion der Felge enthalten sind.

3.2 Anforderungen an Felgen im Rennfahrzeug

Die nachfolgend erstellte Anforderungsliste entspricht einer kategorischen Auflistung aller Randbedingungen und Ziele des zu entwickelnden Produkts. Der Ursprung einzelner Anforderungen kann variieren. Viele der Randbedingungen resultieren aus der Wettbewerbsanalyse, Gesetzen und Vorschriften oder wie in diesem Fall Konstruktionsrichtlinien der Rennserie. Darüber hinaus stellt das Produktleben meist weitere Anforderungen an das System, wie die Herstellung, Distribution, Nutzung und Entsorgung. Zuletzt ist bei der Definition der An-

forderungen das Umfeld zu analysieren. Physikalische, biologische und chemische Randbedingungen sowie das thermische und maschinelle Umfeld, inklusive des Einflusses der „Komponente Mensch“, sind stets zu beachten [37].

Der Inhalt einer Anforderungsliste sollte der übergeordnete Zweck des Systems sein, sodass die Anforderungen möglichst allgemeingültig und lösungsoffen formuliert werden. Eine direkte Einschränkung der Lösungsvielfalt durch Anforderungen ist möglichst zu vermeiden. Die Beschreibung einer Anforderung erfolgt immer eindeutig und ist im besten Fall mit einem zugehörigen Wert zur Quantifizierung gekoppelt. Anforderungen müssen zudem so formuliert werden, dass eine direkte Überprüfung der Erfüllung am Ende des Entwicklungsprozesses möglich ist [38].

Es gibt drei Arten von Anforderungen zu unterscheiden. Die Festanforderung (F) ist ein klar definiertes Ziel, welches zwingend erreicht werden muss. Wird eine Festanforderung durch eine der Lösungsvarianten nicht erfüllt, so scheidet diese automatisch aus. Die Mindestanforderung (M) gleicht der Festanforderung, da auch diese zwangsläufig erfüllt werden muss. Im Gegensatz zur Festanforderung ist die Mindestanforderung noch zusätzlich mit einem Wert gekoppelt, welcher die nötige Eigenschaft quantifiziert. Zuletzt werden noch Wunschanforderungen (W) aufgeführt, welche nicht zwangsläufig erfüllt werden müssen. Allerdings verbessern Wunschanforderungen die Gesamtqualität der konstruktiven Lösung über die Festanforderungen hinaus. Damit die Anforderungen nachverfolgbar sind, wird in Tabelle 3.1 jeweils die Quelle angegeben. Dabei kann es sich um Normen, Konstruktionsrichtlinien oder Vorgaben von Abteilungen handeln [27].

Tabelle 3.1: Anforderungsliste CFK-Felge

Verantwortlicher	Produktbeschreibung		Datum	
Kevin Klemt	Neuentwicklung einer Formula Student CFK-Felge		10/2024	
Gliederung	Art	Beschreibung	Wert	Quelle
<i>Nutzung und Funktion</i>	F	Fester Sitz des Reifens im Betrieb ohne Abrutschen nach außen		Fahrdynamik
	F	Fester Sitz des Reifens im Betrieb ohne Abrutschen nach innen		Fahrdynamik
	F	Kein Abrutschen des Reifenwulstes im Betrieb in die Felgenmitte		Fahrdynamik
	M	Maximaler Luftdruckverlust	0,23 bar / 100 km	Fahrdynamik
	M	Maximaler Sturzverlust pro g Querbeschleunigung	$\Delta\gamma < 0,2^\circ / g$	Fahrdynamik

<i>Konstruktion und Geometrie</i>	F	Sicherung von Schrauben gegen Losdrehen		FSG Regelwerk T10.2
	M	Temperaturbeständigkeit der Schraubensicherung	> 80 °C	FSG Regelwerk T10.2
	M	Minimale Schraubengröße	≥ M4	FSG Regelwerk T10.1
	F	Zentralverschraubung erfordert Schraubensicherung		FSG Regelwerk T2.6.1
	M	Mindestabstand nicht-rotierender Bauteile zur Felgeninnenfläche im statischen Zustand	> 5 mm	FSG Regelwerk T2.6.4
	F	Bei einteiliger Felge ein Tiefbett zur Reifenmontage vorsehen		Montage
	F	Kompatibilität des Felgenprofils mit dem Continental C19-Reifen		Modulleitung
	F	Kompatibilität mit der bestehenden Radnabe des LR24		Modulleitung
	W	Integrierter Luftdrucksensor		Fahrdynamik
	W	Integrierter Temperatursensor		Fahrdynamik
	W	Gewichtersparnis gegenüber bestehender Alu-Felge	> 40 %	Projektleitung

<i>Werkstoff Und Halbzeug</i>	F	Radbolzen, Antriebsstifte und -bolzen sind aus Stahl oder Titan zu fertigen		FSG Regelwerk T2.6.2
	F	Nachweis der Schraubenfestigkeit durch Berechnungen		FSG Regelwerk T2.6.2
	F	Aluminium-Muttern müssen hart anodisiert werden		FSG Regelwerk T2.6.3
<i>Fertigung</i>	F	Einsatz von Prepregs		Modulleitung
	F	Fertigung im Autoklavverfahren		Modulleitung
	F	Werkzeugform mit minimaler Bauteilzahl		Finanzen
	F	Einsatz einer Positiv-Form		Werkstatt
	W	Zeitaufwand zum Legen einer Felgenform	< 10 h	Werkstatt
	M	Maximaler Höhenschlag	< 0,5 mm	Fahrdynamik
	M	Erforderlicher Planlauf	< 0,5 mm	Fahrdynamik
<i>Montage</i>	F	Schadensfreie Reifenmontage muss sichergestellt werden		Fahrsicherheit
	M	Maximaldauer für einen Reifenwechsel	< 2 min	Mechanik
<i>Kosten</i>	M	Materialkosten	< 2.000 €	Modulleitung
	F	Fertigungskosten	Sponsor	Modulleitung

Alle Anforderungen in Tabelle 3.1 sind einer Kategorie zugeordnet, um die Übersichtlichkeit zu verbessern. Die Kategorie *Nutzung und Funktion* bezieht sich auf die erforderlichen Eigenschaften im Betrieb. Besonders wichtig ist hierbei, dass der Reifen einen festen Sitz auf der Felge hat, sodass kein Abrutschen in jegliche Richtung möglich ist. In der Praxis wird dies gewährleistet, indem gemäß Kapitel 2.3 die Felgenkontur beidseitig ein Felgenhorn und einen Hump aufweist. Diese Merkmale müssen ebenfalls von der zu entwickelnden Felge erfüllt werden. Hinsichtlich der Dichtigkeit wird vom Team vorgegeben, dass der Reifen einen maximalen Luftdruckverlust von 0,23 bar auf 100 km Fahrtstrecke einhält. Dieser Wert ist einer der Erfahrungswerte des Teams, welcher bereits für vorherige Entwicklungen ange-

setzt wurde und auf dem Umfeld von Formula Student Wettbewerben basiert. Das längste Event ist ein Endurance-Lauf mit einer Länge von 22 km. Über diese Distanz sollte die Luftdruckdifferenz aus Sicht der Performance unter 0,05 bar liegen [39]. Hochgerechnet auf eine Distanz von 100 km ergibt sich der obige Grenzwert. Der wichtigste Zielwert mit Blick auf die Fahrdynamik ist der Sturzverlust bei Kurvenfahrt. Die verwendeten Reifen weisen eine moderate Sturzempfindlichkeit auf, sodass die übertragbare Seitenkraft mit variierendem Sturzwinkel des Reifens schwankt. Dies verschlechtert das Fahrverhalten und somit letztlich die Gesamtperformance des Fahrzeugs [6]. Um den Sturzverlust gering zu halten, muss die Felge daher eine Mindeststeifigkeit erreichen, welche einen Verlustwinkel von weniger als $0,2^\circ$ pro g Querschleunigung zur Folge hat [39]. Dieser Grenzwert wird voraussichtlich bei der späteren Auslegung der maßgebende Parameter der Dimensionierung sein.

In der Kategorie *Konstruktion und Geometrie* finden sich einige Anforderungen aus den Konstruktionsrichtlinien der Formula Student. Es ist das Sichern von sicherheitskritischen Schraubenverbindungen gegen Losdrehen zu gewährleisten. Diese Sicherung muss eine Temperaturbeständigkeit von über 80°C aufweisen, sofern derartige Temperaturen im Einsatzgebiet zu erwarten sind. Bei sämtlichen sicherheitsrelevanten Verbindungen ist eine Schraubengröße von minimal M4 vorzusehen. Wenn eine Zentralverschraubung gemäß Kapitel 2.3 geplant wird, so muss diese ebenfalls nach speziellen Vorgaben gesichert werden. Letztlich ist ein Abstand zwischen allen nicht-rotierenden Bauteilen und der Felgeninnenfläche im statischen Zustand von mindestens 5 mm einzuhalten. Der statische Zustand beschreibt dabei den vollständigen Hubweg der Lenkung bei einem stehenden Fahrzeug [2].

Neben den Konstruktionsrichtlinien werden weitere Anforderungen von der Abteilung Montage an die Felgegeometrie gestellt. Somit ist bei einer einteiligen Felge nach Kapitel 2.3 ein Tiefbett in der Felgenkontur vorzusehen, welches die Reifenmontage ermöglicht. Aufgrund eines Beschlusses der Modulleitung, wurde zu Beginn der Entwicklungsphase im Team festgelegt, dass die angrenzenden Komponenten diese Saison nicht verändert werden. Somit ist es nötig, dass die neue Felge mit dem Continental C19-Reifen und der aktuell vorhandenen Radnabe oder dem Felgenstern kompatibel ist. Da für die kommende Saison voraussichtlich nicht genügend Sätze der neuen Felge gefertigt werden können, ist ein Wechsel auf die aktuellen Aluminium-Felgen als Rückfallebene weiterhin möglich. Als Wunschanforderung wird ein Luftdruck- und Temperatursensor angeführt. Das zentrale Ziel der Neuentwicklung einer Felge beruht auf der erhofften Gewichtsreduktion. Diese wurde basierend auf ersten Hochrechnungen mit dem Ziel einer Gewichtsersparnis von 40 % gegenüber der Aluminium-Variante quantifiziert [39].

Bezüglich der Kategorie *Werkstoff und Halbzeug* sind im Regelwerk der Formula Student mehrere Anforderungen zu finden. Radbolzen und weitere Verbindungselemente müssen aus Stahl oder Titan gefertigt werden. Darüber hinaus ist für alle kritischen Schraubenverbindungen ein Nachweis der Festigkeit zwingend erforderlich. Für den Fall, dass Aluminium-Muttern eingesetzt werden, müssen diese hart-anodisiert sein [2].

Die Kategorie *Fertigung* umfasst alle bereits vor der Entwicklung feststehenden Randbedingungen zur Produktion der Felge. Die Modulleitung hat beschlossen, die Fertigungsmethode und das Halbzeug bereits einzugrenzen, weil gemäß Kapitel 2.4 beim Einsatz von Prepregs im Autoklavverfahren die maximale Qualität bei der geringsten Investition und Erfahrung erreicht werden kann. Aus Sicht der Finanzen soll die Werkzeugform eine möglichst geringe

Bauteilzahl aufweisen. Dabei ist die Anzahl der Bauteile jedoch nicht exakt begrenzt, da auch die Komplexität und das Werkstoffvolumen der Bauteile die Kosten der Werkzeugform beeinflussen. Das Team hatte bereits im Jahr zuvor versucht, einen CFK-Prototypen zu entwerfen und nutzte dazu eine Negativ-Form. Das Ergebnis war eine mangelhafte Maßgenauigkeit an den relevanten Kontaktflächen. Aus diesem Grund wird hier als Anforderung definiert, dass die Felge mit Hilfe einer Positiv-Form gefertigt werden muss. Der Zeitaufwand für das Legen einer Felge sollte idealerweise weniger als 10 h betragen, sodass maximal zwei Arbeitstage pro Stück nötig sind. Aus Sicht der Genauigkeit der Felgeometrie gibt die Abteilung Fahrdynamik einen Wert von 0,5 mm für den Höhenschlag und Planlauf vor [39].

Bei der Definition von Anforderungen muss der gesamte Lebenszyklus berücksichtigt werden. Dabei haben die Erfahrungen vieler Teams gezeigt, dass besonders die Reifenmontage der CFK-Felgen kritisch ist. Die lokal hohe Krafteinwirkung durch die Reifenmontiermaschine führt zu Beschädigungen des Faserverbunds [34]. Die Anforderung einer schadensfreien Montage des Reifens erfordert daher im späteren Entwicklungsprozess besonderes Augenmerk. Darüber hinaus muss der Reifenwechsel beachtet werden. Bei einem Wettbewerb gibt es im Endurance-Event eine Pause, welche zwei Minuten lang ist. Es wird der Fahrer gewechselt und auch ein Reifenwechsel ist zulässig [2]. Sollte dies aufgrund wechselnder Witterungsverhältnisse oder eines Luftdruckverlusts erforderlich sein, muss dieser Reifenwechsel innerhalb von zwei Minuten erfolgen.

Die letzte wichtige Kategorie sind die *Kosten*. Da dieses Entwicklungsprojekt im Umfeld eines Formula Student Teams stattfindet, ist das Budget für die neue Felge sehr limitiert. Demnach ist ein Materialbudget von 2.000 € vorgesehen, was voraussichtlich für die Beschaffung des Halbzeugs nötig sein wird. Für die Fertigung steht kein Budget zur Verfügung, sodass alle Tätigkeiten in Eigenleistung oder über Sponsoren durchzuführen sind [39].

Basierend auf der Gesamtheit der Anforderungen werden nachfolgend geeignete Lösungskonzepte erarbeitet.

3.3 Entwicklung von Lösungskonzepten

In diesem Kapitel werden mögliche Konzepte für die neue CFK-Felge erarbeitet. Dazu wird im ersten Schritt die Felge in einer Funktionsstruktur in ihre Teilfunktionen unterteilt. Anschließend werden für jede der Teilfunktionen maximal drei aussichtsreiche Lösungsvarianten angeführt. Durch die Kombination der Teillösungen miteinander werden letztlich drei Gesamtkonzepte für die nachfolgende Bewertung definiert.

Funktionsstruktur

Das Ziel der Funktionsstruktur ist die möglichst lösungsneutrale Abbildung eines komplexen Systems und seiner Eigenschaften. Üblicherweise wird eine solche Funktionsstruktur als Blockschaltbild aufgebaut, um die Interaktion der Teilfunktionen miteinander und mit den äußeren Einflussparametern zu verdeutlichen [38]. Die Felge ist ein vergleichsweise simples Bauteil, wobei die verschiedenen Teilfunktionen eng miteinander verknüpft sind und sich daher nicht sehr übersichtlich mit dieser Methode visualisieren lassen. Stattdessen werden die Teilfunktionen der Felge daher nachfolgend aufgeführt und kurz erläutert.

Die erste Teilfunktion der Felge ist die *Aufnahme des Reifens*. Dies bezieht sich hierbei primär auf die Montierbarkeit, da die Felge gewährleisten muss, dass der Reifen aufgezogen werden kann.

Ist der Reifen montiert, so muss der Innendruck, welcher im Betriebszustand erforderlich ist, gehalten werden. Die *Dichtigkeit des Reifen-Felge-Verbunds* gilt somit als Teilfunktion der Felge.

Die Hauptfunktion der Felge besteht darin, die *Kräfte vom Reifen auf die Radnabe zu übertragen* und somit in das Fahrzeug zu leiten.

Eine Kraftübertragung ist nur möglich, wenn die Felge fest mit der Radnabe verbunden ist. Die *Befestigung der Felge* als Teilfunktion ist daher von zentraler Bedeutung.

Da das Rad einer ständigen dynamischen Belastung unterliegt und Vibrationen an den ungefederten Massen auftreten, ist eine *Sicherung der Verbindung von Felge und Radnabe* unerlässlich.

Die Verbindung von Radnabe und Felge erfolgt stets mit Schrauben, wobei kohlenstofffaserverstärkter Kunststoff vergleichsweise empfindlich gegenüber hohen lokalen Flächenpressungen reagiert. Daher besteht eine weitere zu beachtende Teilfunktion in der *Reduzierung der Flächenpressung in der Schraubenauflage*.

Bei der Kraftübertragung und im Betrieb ist sicherzustellen, dass der Rundlauf der Felge und somit des Reifens gewährleistet wird. Zu diesem Zweck muss eine *Felgenzentrierung relativ zur Radnabe* vorgesehen werden.

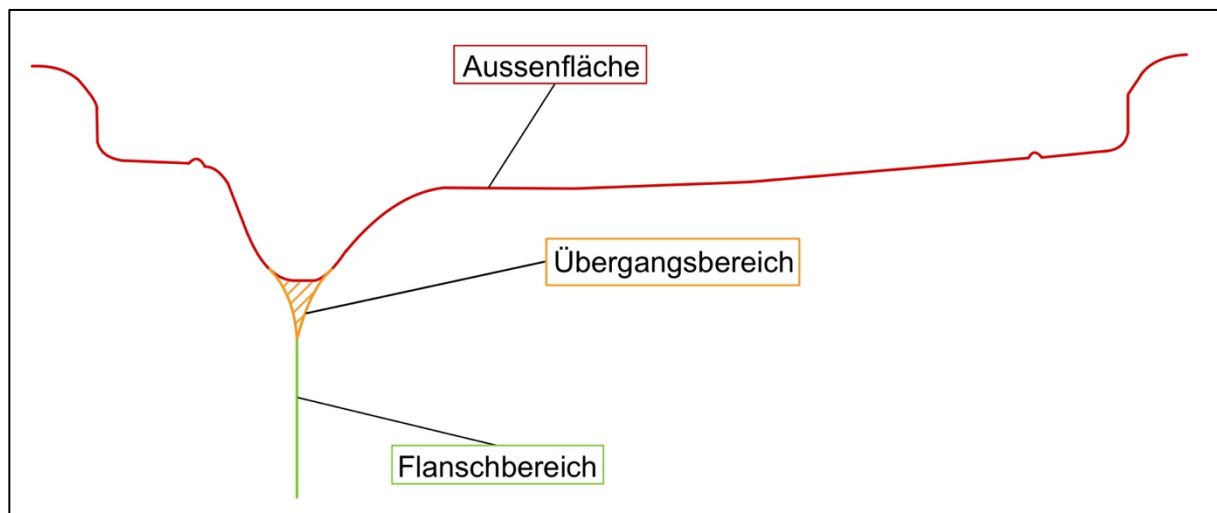


Abb. 3.1: Funktionale Teilflächen der Felgenkontur anhand einer fiktiven Felge [42]

Die Felge besteht rein geometrisch aus zwei Hauptflächen, welche hier als Außenfläche (Rot) und Flanschbereich (Grün) bezeichnet werden und in Abb. 3.1 anhand eines fiktiven Felgenprofils schematisch dargestellt sind. Im Übergangsbereich (Orange) der beiden Flächen entsteht bei einer CFK-Konstruktion aufgrund der erforderlichen Mindestradien zwangsläufig ein Hohlraum. Die nächste Teilfunktion der Felge beschreibt somit, wie dieser *Hohlraum effektiv gefüllt* wird, um die strukturelle Integrität der Felge sicherzustellen.

Zuletzt treffen bei einer CFK-Felge unterschiedliche Materialien aufeinander, weil die Radnabe oder ein potenzieller Felgenstern aus Aluminium gefertigt ist. Die letzte Teilfunktion der Felge besteht daher in der *Vermeidung von Korrosion an Kontaktflächen*.

Die hiermit identifizierten Teilfunktionen der CFK-Felge werden anschließend im morphologischen Kasten wieder aufgegriffen.

Morphologischer Kasten

In diesem Abschnitt wird das methodische Konzept des morphologischen Kastens genutzt, um aus den darin aufgeführten Teillösungen drei Gesamtkonzepte abzuleiten. Dazu werden die Teillösungen nachfolgend zunächst erläutert. Die dabei referenzierten Abbildungen sind in Tabelle 3.2 zu finden.

Bei der Sicherung der Reifenmontage wird zwischen drei Verfahren unterschieden. Die übliche Methode im Automobilbau ist heutzutage eine Tiefbett-Felge. Dabei weist die Kontur gemäß Abb. 3.2 eine Vertiefung an der radäußeren Seite auf. Bei der Reifenmontage wird dieser oben über das Horn und in das Tiefbett eingesetzt und kann anschließend auf der Unterseite ebenfalls über das Horn gezogen werden. Variante zwei ist das Flachbett-Profil in Abb. 3.3. Hierbei kann der Reifen nicht über das Reifenhorn montiert werden, weshalb die Felge mehrteilig ausgeführt sein muss. Die zwei Hälften der Felge werden erst mit dem Reifen dazwischen verbunden. Die letzte Variante (Abb. 3.4) ist eine Mischung der beiden vorherigen und bietet durch das Tiefbett die komfortable Möglichkeit zur Reifenmontage. Gleichzeitig ermöglicht die Ausführung als mehrteilige Felge den Austausch einzelner Felgenbestandteile auf Kosten der Komplexität [3].

Um die Dichtigkeit der Felge zu gewährleisten, ist im Bereich der Wulstauflage des Reifens eine hohe Oberflächengüte erforderlich. Bei der ersten Variante wird dies über eine zweiseitige Werkzeugform realisiert. Somit werden die CFK-Lagen der Felge auf eine Positiv-Form gelegt. Anschließend wird von außen ein zusätzliches ringförmiges Werkzeugelement mithilfe einer Schraubenverbindung auf die Wulstfläche gepresst [33]. Als Wulstfläche ist hierbei und fortan die Oberfläche der Felge gemeint, auf welcher der Reifen im Betrieb sitzt. Da die werkzeugseitige Oberfläche bei der Arbeit mit Prepregs stets eine hohe Oberflächenqualität aufweist, wird so eine Nachbearbeitung vermieden. Variante zwei sieht den Einsatz von zusätzlichen Lagen im Bereich der Wulstfläche vor. Somit muss die Wulstfläche nach dem Aushärten analog zu Abb. 2.40 spanend auf das Sollmaß gedreht werden [34]. Letztlich ist es noch möglich, die nötige Oberflächengüte an den Wulstflächen durch den Einsatz einer Negativ-Form bei der Fertigung zu erreichen.

Für die Art der Kraftübertragung und die damit verbundene allgemeine Design-Philosophie der Felge wird hier zwischen einer Hybridvariante aus Felgenstern und CFK-Felge (Abb. 3.5), einer Speichenfelge (Abb. 3.6) und einer Flanschfelge (Abb. 3.7) unterschieden. Die jeweiligen Konzepte bringen individuelle Vor- und Nachteile und werden daher im Laufe der Arbeit noch näher erläutert.

Hinsichtlich der Befestigung der Felge an der Radnabe wird auf Kapitel 2.3 verwiesen, wo bereits die Mehrfachverschraubung (Abb. 3.8) und die Zentralverschraubung (Abb. 3.10) erläutert wurden. Als dritte Variante wird hier noch die Ergänzung beider Methoden durch

Bolzen angeführt, falls die aufzunehmenden Kräfte das Potenzial der Schraubenverbindung übersteigen (Abb. 3.9).

Um diese Schraubenverbindung zu sichern, kann ein Sicherungsdraht eingesetzt werden (Abb. 3.11), obwohl Sicherungsmuttern die elegantere Lösung darstellen. Diese Muttern gibt es wie in Variante zwei als Vollmetall-Ausführung nach DIN 980 (Abb. 3.12) oder in Variante drei als sogenannte Nylon-Lock-Nuts (Abb. 3.13) mit einer Kunststoffsickeung.

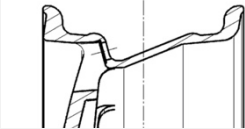
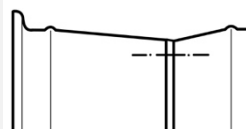
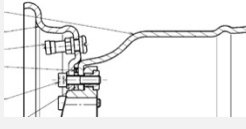
Sollte die Schraubenauslegung zeigen, dass die Flächenpressung der Schraubenverbindung im tolerierbaren Bereich liegt, so kann Variante drei genutzt werden und auf eine Maßnahme zur Reduzierung der Flächenpressung verzichtet werden. Wenn die Grenzflächenpressung jedoch überschritten wird, ist entweder eine Abstandshülse (Abb. 3.14) oder eine Ringplatte (Abb. 3.15) zur Flächenvergrößerung einzusetzen.

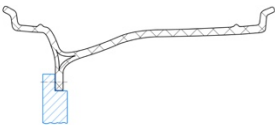
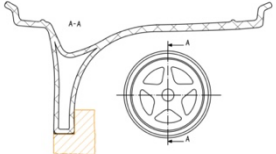
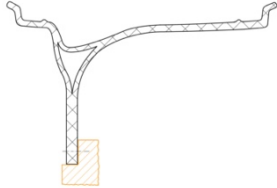
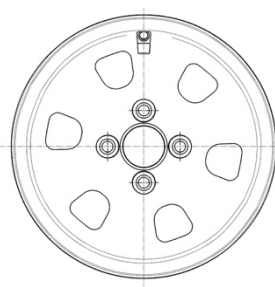
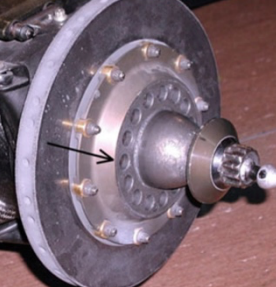


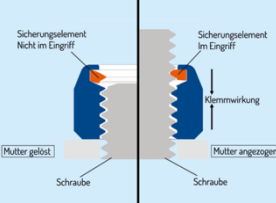

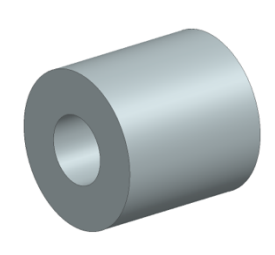

Bei der Zentrierung der Felge wird ebenfalls auf Kapitel 2.3 der Grundlagen verwiesen. Die Methoden der Schrauben- (Abb. 3.16) und Mittenzentrierung (Abb. 3.17) wurden dort bereits erläutert.

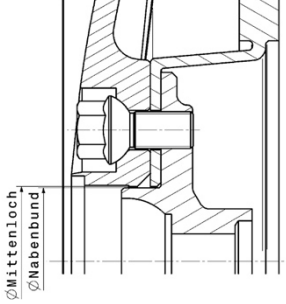
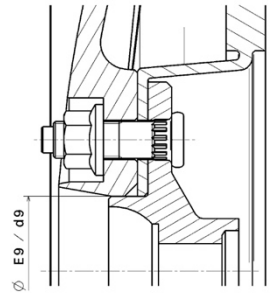
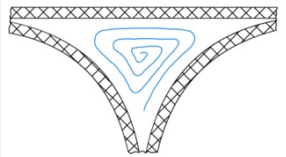
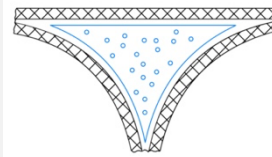
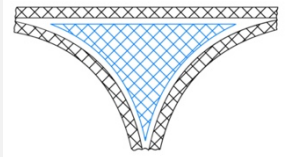
Wie anhand von Abb. 3.1 gezeigt wurde, erzeugt die Geometrie einer CFK-Felge je nach Außenkontur in der Regel einen Hohlraum unterschiedlicher Größe. Dieser kann bei sehr kleinem Ausmaß durch eine gerollte UD-Lage (Abb. 3.18) ausgefüllt werden. Wenn der Hohlraum größer ausfällt, sollte auf einen Schaumkern (Abb. 3.19) oder einen Kern aus Forged-Carbon (Abb. 3.20) zurückgegriffen werden.

Letztlich gibt es mehrere Methoden, um Korrosion bei Hybrid-Bauweisen zu verhindern. Variante 1 sieht dazu eine Vinyl-Trennschicht vor [40]. Bei Variante zwei wird eine Beschichtung genutzt, was beispielsweise im Falle von Aluminium als Kontaktpartner über das galvanische Aufbringen einer Nickelschicht realisiert werden kann [41]. Sollte die Analyse der Umgebungsbedingungen ergeben, dass ein Korrosionsschutz nicht erforderlich ist, so kommt Variante drei zum Einsatz.

Tabelle 3.2: Morphologischer Kasten CFK-Felge

Teilfunktion	Variante 1	Variante 2	Variante 3
1. Ermöglichen der Reifenmontage	<p>Tiefbett-Profil</p>  <p>Abb. 3.2: Tiefbett [6]</p>	<p>Flachbett-Profil</p>  <p>Abb. 3.3: Flachbett [42]</p>	<p>Tiefbett-Mehrteilig</p>  <p>Abb. 3.4: Mehrteilige Felge [6]</p>
2. Dichtfläche bereitstellen	Einsatz von zweiseitiger Werkzeugform im Wulstbereich	Spanende Nachbearbeitung der Wulstflächen	Einsatz einer Negativ-Form

<p>3. Kraftübertragung auf Radnabe</p>	<p>CFK-Felge mit Felgenstern</p>  <p>Abb. 3.5: Hybridfelge [42]</p>	<p>Vollcarbon Speichenfelge</p>  <p>Abb. 3.6: Speichenfelge [42]</p>	<p>Vollcarbon Flanschfelge</p>  <p>Abb. 3.7: Flanschfelge [42]</p>
<p>4. Befestigung der Felge an der Radnabe</p>	<p>Schrauben</p>  <p>Abb. 3.8: Mehrfachverschraubung [6]</p>	<p>Schrauben + Bolzen</p>  <p>Abb. 3.9: Schrauben und Bolzen [6]</p>	<p>Zentralverschraubung</p>  <p>Abb. 3.10: Zentralverschraubung [6]</p>
<p>5. Sicherung der Schrauben</p>	<p>Sicherungsdraht</p>  <p>Abb. 3.11: Sicherungsdraht [43]</p>	<p>Mutter mit Klemmteil</p>  <p>Abb. 3.12: Mutter mit Klemmteil [44]</p>	<p>Nylon-Lock-Nuts</p>  <p>Abb. 3.13: Nylon-Lock-Nuts [45]</p>
<p>6. Flächenpressung reduzieren</p>	<p>Abstandshülse</p>  <p>Abb. 3.14: Abstandshülse [42]</p>	<p>Ringplatte</p>  <p>Abb. 3.15: Ringplatte [46]</p>	<p>Keine Reduzierung erforderlich</p>

7. Zentrierung der Felge	<p>Schraubenzentrierung</p>  <p>Abb. 3.16: Schraubenzentrierung [6]</p>	<p>Mittenzentrierung</p>  <p>Abb. 3.17: Mittenzentrierung [6]</p>	
8. Ausfüllen der Hohlräume	<p>Gerollte UD-Lage</p>  <p>Abb. 3.18: Gerollte UD-Lage [42]</p>	<p>Schaumkern</p>  <p>Abb. 3.19: Schaumkern [42]</p>	<p>Forged-Carbon</p>  <p>Abb. 3.20: Forged-Carbon [42]</p>
9. Vermeidung von Korrosion	Vinylschicht	Beschichtung	Keine Maßnahme

Basierend auf den Teillösungen in Tabelle 3.2 werden drei möglichst verschiedene Gesamtkonzepte entwickelt und in Tabelle 3.3 dargestellt.

Tabelle 3.3: Lösungskonzepte CFK-Felge

Teilfunktion	Teillösung		
	Konzept 1: Hybridfelge	Konzept 2: Speichenfelge	Konzept 3: Flanschfelge
1. Ermöglichen der Reifenmontage	Tiefbett-Profil	Tiefbett-Profil	Tiefbett-Profil
2. Dichtfläche bereitstellen	Spanende Nachbearbeitung der Wulstflächen	Einsatz von zweiseitiger Werkzeugform im Wulstbereich	Spanende Nachbearbeitung der Wulstflächen
3. Kraftübertragung auf Radnabe	CFK-Felge mit Felgenstern	Vollcarbon Speichenfelge	Vollcarbon Flanschfelge
4. Befestigung der Felge an der Radnabe	Schrauben	Zentralverschraubung	Schrauben + Bolzen

5. Sicherung der Schrauben	Mutter mit Klemmteil	Sicherungsdraht	Mutter mit Klemmteil
6. Flächenpressung reduzieren	Abstandshülse	Keine Reduzierung erforderlich	Ringplatte
7. Zentrierung der Felge	Mittenzentrierung	Schraubenzentrierung	Mittenzentrierung
8. Ausfüllen der Hohlräume	Gerollte UD-Lage	Schaumkern	Forged-Carbon
9. Vermeidung von Korrosion	Beschichtung	Beschichtung	Vinylschicht

Konzept 1: Hybridfelge

Für alle drei Konzepte wird ein Tiefbett-Profil gegenüber einer mehrteiligen Ausführung bevorzugt. Das zentrale Argument dafür ist die verminderte Komplexität und die Reduktion kritischer Kontaktstellen, welche die Dichtigkeit der Felge beeinträchtigen können. Um die Dichtigkeit auch an der Reifen-Felge-Kontaktfläche zu sichern, wird für die Wulstfläche bei diesem Konzept eine spanende Nachbearbeitung vorgesehen. Dieses erste Gesamtkonzept wird fortan als Hybridfelge bezeichnet, was an der gewählten Teillösung für die Kraftübertragung und der damit verknüpften Design-Philosophie der Felgegeometrie liegt. Hier soll die CFK-Felge mit einem bereits vorhandenen Felgenstern aus Aluminium gekoppelt werden und ist daher nicht direkt an die Radnabe angebunden. Die Befestigung am Felgenstern erfolgt mittels einer Schraubenverbindung über die bereits vorhandenen Bohrlöcher am Felgenstern. Zur Sicherung der Schrauben sollen Sicherungsmuttern aus Vollmetall mit einem Klemmteil gemäß DIN 980 eingesetzt werden. Basierend auf überschlägigen Vorauslegungen ist zu erwarten, dass eine Reduktion der Flächenpressung im Bereich der Schraubenauflagefläche nötig sein wird. Dazu werden Abstandshülsen gewählt, da diese bei geringem Zusatzgewicht eine effiziente Methode der Flächenvergrößerung bieten. Da der Felgenstern in der aktuellen Ausführung eine radiale Anlagefläche zur Mittenzentrierung besitzt, kann auch die CFK-Felge nach diesem Prinzip ausgerichtet werden. Der zu füllende Hohlraum wird gemäß Abb. 3.5 voraussichtlich sehr klein werden, sodass eine gerollte UD-Lage für diese Teilfunktion genügt. Letztlich liegt bei diesem Konzept ein Kontakt zwischen der CFK-Felge und einem Aluminium-Bauteil vor, weshalb als Methode zur Prävention von Korrosion eine Beschichtung des Felgensterns naheliegt.

Konzept 2: Speichenfelge

Für die Speichenfelge wird ebenfalls das einteilige Tiefbett-Profil gewählt. Darüber hinaus soll in diesem Fall jedoch die spanende Nachbearbeitung eingespart werden, indem für den relevanten Bereich eine zusätzliche außenliegende Werkzeugform vorgesehen wird. Das allgemeine Konzept dieser Felgenvariante ist eine Speichenfelge, woher auch die fortan verwendete Bezeichnung stammt. Das Formkonzept lässt sich gut mit einer Zentralver-

schraubung kombinieren, weshalb diese Teillösung für die Felgenbefestigung gewählt wird. Bei der Sicherung von Zentralverschraubungen ist der Einsatz von genormten Sicherungsmuttern nicht möglich, daher wird hier auf einen Sicherungsdraht beziehungsweise einen Sicherungsstecker zurückgegriffen. Eine noch elegantere Lösung wäre ein System, welches beim Ansetzen des Schlagschraubers automatisch entriegelt wird, allerdings finden die Reifenwechsel in der Formula Student nicht unter extremem Zeitdruck statt, sodass der dafür nötige Entwicklungsaufwand nicht gerechtfertigt wäre. Da die Flächenpressung hier nur in der dafür vorgesehenen Reibfläche auftritt, sollte eine Dimensionierung möglich sein, bei der keine zusätzlichen Maßnahmen zur Reduktion erforderlich sind. Aufgrund der Natur der Zentralverschraubung ist eine Mitten- und Schraubenzentrierung hier gleichbedeutend, da die Schraube im Zentrum liegt und durch ihre Konizität für eine Zentrierung sorgt. Die Speichenfelge mit ihrer komplexen Geometrie weist viele Hohlräume auf, weshalb ein Schaumkern gewählt wird. Eine Lösung mit Forged-Carbon wäre auch denkbar, allerdings hat der Schaumkern aufgrund der Größe des zu füllenden Hohlraums einen Gewichtsvorteil. Um die CFK-Felge an den Kontaktpunkten gegen Korrosion zu schützen, werden die metallischen Verbindungspartner beschichtet. Die dabei gemeinten Komponenten sind die Mutter und die Radnabe.

Konzept 3: Flanschfelge

Das dritte und letzte Konzept wird aufgrund der gewählten Design-Philosophie als Flanschfelge bezeichnet. Von der Form her ist diese Variante ähnlich zur Hybridfelge, nur dass die Flanschfelge direkt an die Radnabe angebunden wird und keinen Felgenstern benötigt. Analog zur Hybridfelge wird hierbei ein Tiefbett-Profil und eine spanende Nachbearbeitung der Kontaktfläche zum Reifen vorgesehen. Da der Lochkreisdurchmesser für die Felgenanbindung in diesem Konzept bei gleichen Randbedingungen deutlich kleiner ist, werden die zu übertragenen Kräfte in der Schraubenverbindung größer ausfallen. Aus diesem Grund wird als Teillösung eine Kombination aus Schrauben und Bolzen zur Aufnahme der Kräfte gewählt. Die Sicherung der Schrauben erfolgt über Sicherungsmuttern mit Klemmteil aus Vollmetall. Nylon-Lock-Nuts kommen von der Funktionsanforderung her auch in Frage, allerdings müssen laut den Konstruktionsrichtlinien der Formula Student die Schraubensicherungen in diesem Bereich eine Temperaturbeständigkeit von über 80 °C aufweisen, was bei den Nylon-Lock-Nuts nicht gegeben ist. Die bauartbedingt höheren Schraubenkräfte führen ebenfalls zu einer größeren Flächenpressung, weshalb auch hier eine reduzierende Maßnahme potenziell erforderlich sein wird. Aufgrund der engeren Anordnung der Schrauben zueinander bietet sich für dieses Konzept eine Ringplatte an. Die Zentrierung der Felge erfolgt über eine Mittenzentrierung an der Radnabe. Der Hohlraum, welcher durch das Aufeinandertreffen der beiden Hauptflächen der Felge entsteht, ist bei diesem Konzept voraussichtlich größer als bei der Hybridfelge und zugleich deutlich kleiner als bei der Speichenfelge. Aus diesem Grund kann hierfür eine Lösung aus Forged-Carbon angestrebt werden. Letztlich ist auch in diesem Fall zwischen der CFK-Felge und der aus Aluminium gefertigten Radnabe auf Korrosion zu achten. Dazu kann als einfache Maßnahme eine Vinylschicht in die ringförmige Kontaktebene eingebracht werden.

Bevor diese drei Konzepte in einen Entwurf überführt werden können, müssen die Konstruktionsrichtlinien der Faser-Kunststoff-Verbunde untersucht werden. Anders als herkömmliche isotrope Werkstoffe, wie Aluminium und Stahl, sind viele Einflüsse bei der Arbeit mit Faser-verbunden sowohl aus konstruktiver als auch aus fertigungstechnischer Sicht bereits beim Entwurf zu beachten. Diese Richtlinien werden daher im nachfolgenden Kapitel behandelt.

3.4 Konstruktionsrichtlinien der Faser-Kunststoff-Verbunde

Damit ein Bauteil aus Faser-Kunststoff-Verbunden überhaupt gefertigt werden kann und die gewünschten mechanischen und geometrischen Eigenschaften der Auslegung aufweist, müssen bereits beim Entwerfen solcher Komponenten einige Regeln beachtet werden. Diese sind in konstruktive und fertigungstechnische Richtlinien gliederbar, obwohl auch Wechselwirkungen zwischen den beiden Kategorien vorherrschen.

Die erste Leitlinie beim Konstruieren mit Faser-Kunststoff-Verbunden besagt, dass Symmetrien im Bauteil selbst, aber vor allem im Laminat vorteilhaft sind. Ist das Laminat asymmetrisch geschichtet, liegt eine Kopplung der Dehnung und Schiebung vor. Derartige Verformungskopplungen sind in der Regel unerwünscht und können verhindert werden, indem der Laminataufbau um die Mittelebene symmetrisch ist [17].

Handelt es sich bei der Konstruktion wie bei der Felge um gekrümmte Bauteile, so liegt eine Dehnungs-Krümmungs-Kopplung vor. Im Bauteil wirken dabei interlaminare Aufzieh- und Biegespannungen. Damit die dadurch resultierende Gefahr der Delamination gemindert wird, sollten aus konstruktiver Sicht möglichst große Krümmungsradien vorgesehen werden [17].

Ähnlich wie die Kerbwirkung bei isotropen Werkstoffen mindern auch bei Faser-Kunststoff-Verbunden starke Querschnittänderungen die Ermüdungsfestigkeit. Besonders Knicke und Unstetigkeiten sollten daher vollständig vermieden werden. Damit die Werkzeugform keine derartigen Artefakte aufweist, sollte die Kontur mathematisch geglättet werden [17].

Die letzte konstruktive Richtlinie bezieht sich auf die sinnvolle Dicke einzelner Schichten im Verbund. Durch den Wechsel der Faserorientierung an Schichtübergängen wird gemäß Kapitel 2.6 das Rissfortschreiten gebremst. Somit sollten Schichten gleicher Faserorientierung nicht zu dick sein, um die Ermüdungsfestigkeit zu verbessern [17].

Aus fertigungstechnischer Sicht muss bereits bei der Konstruktion des Bauteils über die spätere Gestaltung des Werkzeugs nachgedacht werden. Die Entformbarkeit spielt dabei eine entscheidende Rolle. Ähnlich wie beim Spritzgießverfahren darf auch bei der Fertigung von Faser-Kunststoff-Verbunden kein Hinterschnitt vorliegen, wie er in Abb. 3.21 Rot markiert ist [17].

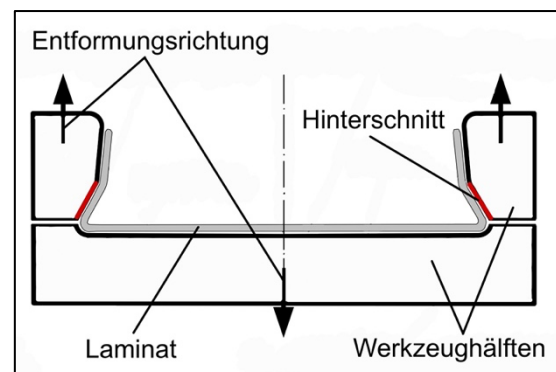


Abb. 3.21: Hinterschnitte im Werkzeug [17]

Ist ein solcher Hinterschnitt aufgrund der zu erzeugenden Geometrie nicht vermeidbar, so muss die Werkzeugform mehrteilig gestaltet werden. Der Nachteil dieser mehrteiligen Formen besteht in den erkennbaren Trennebenen-Markierungen, welche durch kleinste Verschiebungen der Werkzeigteile zueinander entstehen [17].

Darüber hinaus sollten alle Kanten, welche in Entformungsrichtung liegen eine Entformungsschräge von mindestens 5° aufweisen. Diese Eigenschaft wird anhand von Abb. 3.22 visualisiert und stellt sicher, dass die Bauteiloberfläche beim Entformen nicht am Werkzeug haftet [17].

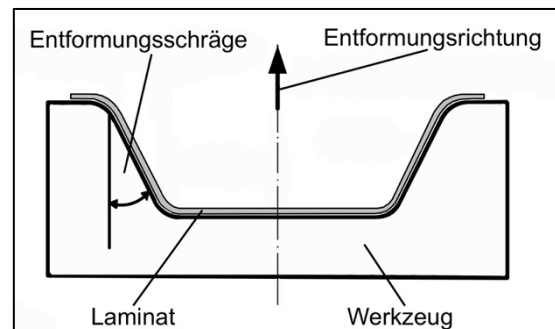


Abb. 3.22: Beispiel Entformungsschraegen [17]

Analog zu den mechanischen Eigenschaften wirken sich auch bei der Fertigung kleine Radien negativ aus und sollten daher möglichst vermieden werden. Abb. 3.23 zeigt, wie die Biegesteifigkeit des textilen Halbzeugs ein Drapieren in kleine Eckenradien erschwert. Liegt in diesen Bereichen kein vollständiger Werkzeugkontakt vor, folgt daraus eine schlechte Oberflächenqualität des Endprodukts in der Region. Neben dieser optischen Problematik führt ein fehlender Werkzeugkontakt außerdem zu einer unzureichenden Kompaktierung des Laminats, was sich wiederum durch eine geminderte interlaminare Festigkeit äußert. Als Gegenmaßnahme sollten daher sowohl für konkave als auch konvexe Ecken Mindestradien eingehalten werden. Dieses Mindestmaß kann dabei nicht pauschalisiert werden, da es abhängig von den Eigenschaften des textilen Halbzeugs ist [17].

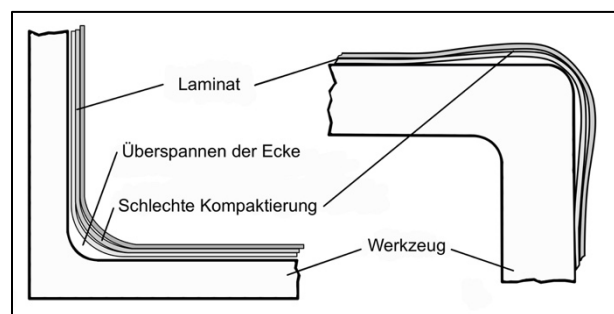


Abb. 3.23: Drapieren von Ecken [17]

Ein weiteres Problem, welches bei der Fertigung konkaver Ecken mit Prepregs auftritt betrifft ebenfalls die Drapierbarkeit. Liegen an der betrachteten Ecke große Flächen an, so wirken dort Haftkräfte auf das zu drapierende Halbzeug. Dies wiederum verhindert ein vollständiges Drapieren bis in die Ecke hinein (Abb. 3.24, links). Falls die Geometrie in solch einem Fall nicht anpassbar ist, so zeigt Abb. 3.24 rechts, wie das Laminat angepasst werden kann, um dennoch eine gute Drapierung bis in die Ecke zu ermöglichen. Das Laminat wird aufgeteilt und von beiden Seiten jeweils teilweise um die Ecke herumgelegt [17].

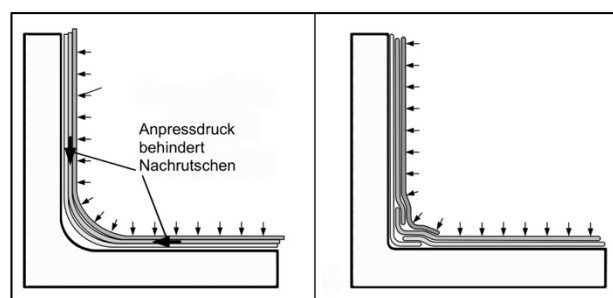


Abb. 3.24: Kompaktierung konkaver Radien mit großen Anlageflächen [17]

Je nach Art des Halbzeugs ist beim Drapieren gekrümmter Flächen darauf zu achten, dass die Fasern nicht zu sehr verzogen werden. In Abb. 3.25 ist ein 2/2-Köpergewebe zu sehen, welches so drapiert wurde, dass die Fasern keinen 90°-Winkel mehr zueinander haben. Derartige Abweichungen wirken sich negativ auf die mechanischen Eigenschaften des Bauteils aus und müssen daher möglichst vermieden werden [17].

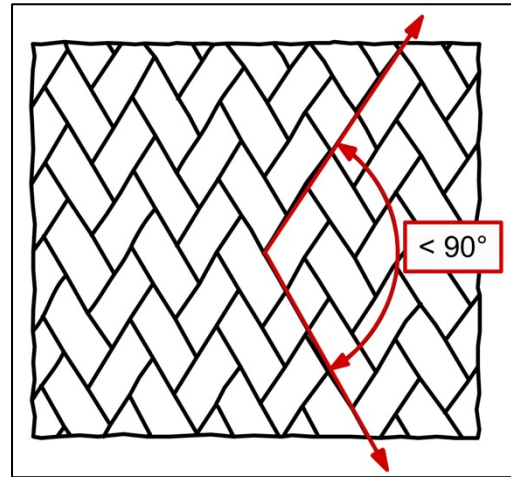


Abb. 3.25: Verzogenes Gewebe [17]

Abb. 3.26 zeigt den umgekehrten Fall. Hier wurde ein 1/4-Atlasgewebe nicht genug gestrafft, sodass die Fasern wellig liegen. Gemäß Kapitel 2.4 beeinflusst die Welligkeit primär die Ermüdungsfestigkeit, was bei hochdynamisch belasteten Strukturen besonders zu beachten ist. Diesen Problemen wird durch die Arbeit mit Prepregs bereits entgegengewirkt, da sich diese im Vergleich zu trocken gelegten Halbzeugen nur schwerer verziehen lassen [17].

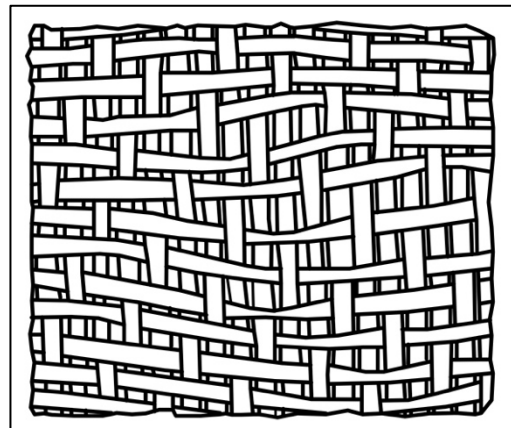


Abb. 3.26: Welliges Gewebe [17]

Zuletzt ist es für die Fertigung besonders vorteilhaft, wenn bei der Konstruktion bereits endkonturnah gearbeitet wird. Sind Außenkanten des Bauteils bereits in der Werkzeugform integriert, so spart dies potenziell eine spanende Nachbearbeitung [17].

Die nun definierten Richtlinien für die Konstruktion von Bauteilen aus Faser-Kunststoff-Verbunden werden nachfolgend angewendet, um basierend auf den Gesamtkonzepten aus Kapitel 3.3 Entwürfe zu entwickeln. Für die Konstruktion wird das CAD-Programm Siemens NX verwendet, welches im weiteren Verlauf auch für die FEM-Simulation, die Layout-Definition sowie die Zeichnungsableitung zum Einsatz kommt.

3.5 CAD-Entwurf der Felgegeometrie

In diesem Kapitel werden basierend auf den vorherigen Konzepten vollständige Entwürfe im CAD entwickelt. Um den Gesamtprozess an dieser Stelle zu vereinfachen, wird zunächst die Außenkontur der neuen Felge konstruiert, welche für alle drei Entwürfe identisch sein wird. Durch die Anpassung der individuellen Anbindungsmethode an die Radnabe oder den Felgenstern unterscheiden sich die drei Entwürfe letztlich voneinander. Damit der hierbei entstehende Entwurf zielführend und methodisch konstruiert werden kann, ist es unerlässlich, im ersten Schritt die geometrischen und funktionellen Randbedingungen zu ermitteln.

Geometrische und funktionelle Randbedingungen

Für die Konstruktion der Felge müssen zunächst, basierend auf den bereits existierenden Komponenten, Randbedingungen definiert werden, an welchen sich die geometrische Gestaltung der Felgenkontur später orientieren kann. Als Felgenkontur wird in diesem Kontext fortan der Querschnitt der Felge bezeichnet.

In Summe gibt es bei der Felgenkonstruktion vier Randbedingungen, welche die Form der Kontur bereits maßgeblich definieren. Diese Parameter werden nachfolgend für die Konstruktion in einer Zeichnung im CAD-Programm zusammengeführt, um bei der Gestaltung der Felgenkontur als Referenz zu dienen.

Die erste Randbedingung wird in Abb. 3.27 blau dargestellt und berücksichtigt den korrekten Sitz des Reifens auf der Felge.

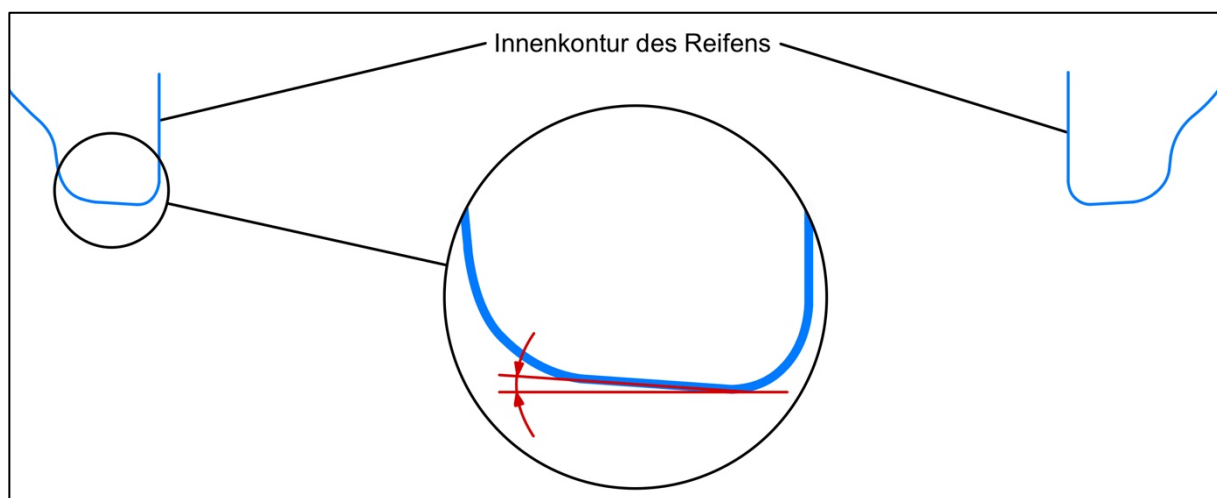


Abb. 3.27: Randbedingung Reifen basierend auf einem CAD-Reifenmodell [42]

Um diese Kontur abzuleiten, wurde der Querschnitt eines CAD-Modells des Continental C19-Reifens verwendet. Da es sich hierbei nicht um das ursprüngliche Modell des Herstellers handelt, liegen keine Skizzen vor, aus denen die Konturen direkt entnommen werden können. Stattdessen werden die Radien und Längenmaße der einzelnen Linien aus dem Modell mithilfe der systeminternen Messen-Funktion ermittelt und in der Randbedingungs-Skizze reproduziert. Innerhalb der Skizze wird die z-Achse des Ursprungskoordinatensystems als Mittenebene genutzt, was die Konstruktion später durch die Nutzung symmetrischer Eigenschaften erleichtert. Aus diesem Grund muss nur die linke Seite des Reifens nachkonstruiert werden. Die rechte Seite wird anschließend um die x-z-Ebene gespiegelt. Für die Felge ist lediglich der innere Teil des Reifens, welcher in Kontakt mit dem Horn und der Felgenschulter ist, von Bedeutung, weshalb nicht der gesamte Querschnitt des Reifens in die Skizze überführt wird. Eine weitere Randbedingung der Felge ist dank der Geometrie des Reifens bereits implementiert. Der Winkel der Schrägschulter sollte mindestens 5° gegenüber der Horizontalen betragen [3]. Dieser Winkel findet sich bereits in Abb. 3.27 wieder, wo er in Rot markiert ist. Die Bedeutung des Schrägungswinkels wurde bereits in Kapitel 2.3 erläutert.

Die zweite geometrische Randbedingung umfasst die Anbindungsstrategie der Felge. Wie in Kapitel 3.3 erläutert wurde, werden bei den drei Felgenkonzepten zwei unterschiedliche

Befestigungspunkte für die Felge genutzt. Beim ersten Konzept muss daher der Felgenstern als Randbedingung in die Skizze eingefügt werden, während die anderen beiden Konzepte eine direkte Anbindung an die Radnabe vorsehen. Diese Anbindungspunkte werden in der Skizze der Randbedingungen jeweils durch den maßgebenden Durchmesser der Komponente und den Abstand zur Mittelebene definiert.

Abb. 3.28 zeigt dies links in Rot für die Hybridfelge und den Felgenstern. Rechts wird die Radnabe in Rot als Randbedingung dargestellt.

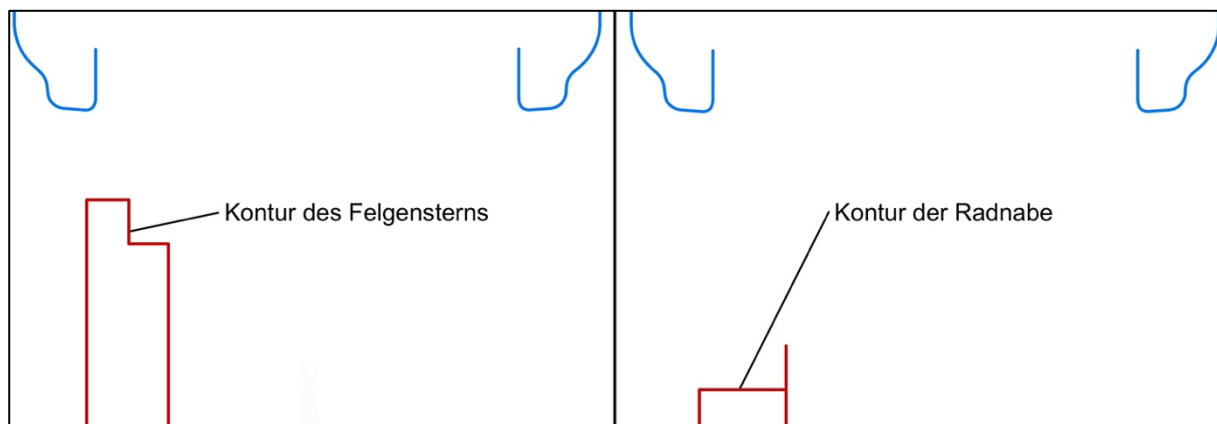


Abb. 3.28: Randbedingung Befestigung Felgenstern (links) / Radnabe (rechts) [42]

Der Abstand der Felgenanbindung zur Mittelebene der Felge ist theoretisch beliebig. Praktisch gesehen handelt es sich dabei jedoch um ein aus fahrdynamischer Sicht relevantes Maß, welches als Einpresstiefe ET bezeichnet wird. Die Einpresstiefe ist gemäß der Definition in Kapitel 2.3 das horizontale Maß zwischen der Felgenmitte und der Kontaktfläche der Radnabe. Mit Blick auf die Fahrdynamik ist die Einpresstiefe relevant, da sie verschiedenste Parameter wie den Lenkrollradius, den Störkrafthebelarm und vor allem die Spurweite des Fahrzeugs verändert [5]. Welchen Einfluss diese Maße letztlich auf das Fahrverhalten haben, soll hier nicht näher betrachtet werden. Als Randbedingung gilt aus funktioneller Sicht jedoch, dass die Einpresstiefe der neuen Felge möglichst nah am Wert der alten Felge liegen sollte [39]. Somit wird sichergestellt, dass es durch den Felgentausch keine negativen Veränderungen in der Fahrdynamik gibt. Dazu wird in Abb. 3.29 die aktuelle Einpresstiefe anhand des CAD-Modells der jetzigen Aluminium-Felge ermittelt.

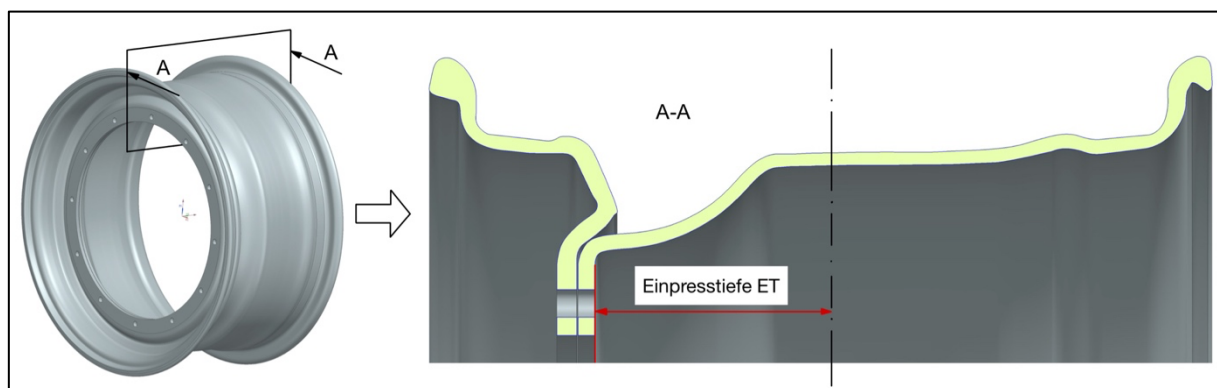


Abb. 3.29: Ermittlung der Einpresstiefe über ein CAD-Modell der Aluminiumfelge [42]

Die Einpresstiefe wird für die Erstellung der zuvor beschriebenen Randbedingungen in Abb. 3.28 berücksichtigt.

$$ET = 48,31 \text{ mm} \quad (3.1)$$

Durch die ersten beiden Randbedingungen wird bereits sichergestellt, dass eine Verbindung der Felge mit den zugehörigen Kontaktpartnern problemlos erfolgen kann. Damit die Felge auch mit keinen anderen Komponenten im Radbereich interferiert, muss eine Bauraumanalyse durchgeführt und darauf aufbauend die dritte Randbedingung in die Skizze integriert werden. Vorteilhaft ist hierbei, dass die Bauteile im Radbereich zur nächsten Saison unverändert bleiben. Aus diesem Grund kann die Bauraumanalyse anhand des LR24 aus der vergangenen Saison erfolgen. Abb. 3.30 zeigt links den Radbereich am Vorderrad in der x-z- und x-y-Ebene. Gleiches gilt in Abb. 3.30 rechts für die Hinterachse. Die kritischen Komponenten sind hierbei der Radträger (Position 1) und die Bremse (Position 2). Um ein genaues Maß für die Randbedingungen zu erhalten, wird der größte Außendurchmesser aller Komponenten ermittelt. Dazu wird in einer Skizze der x-z-Ebene ein Kreis, welcher konzentrisch zur Mitte der Radnabe ist, so weit vergrößert, bis alle Komponenten vollständig darin eingeschlossen werden. Im oberen Teil von Abb. 3.30 sind die maßgebenden Bereiche dafür durch einen blauen Strich markiert.

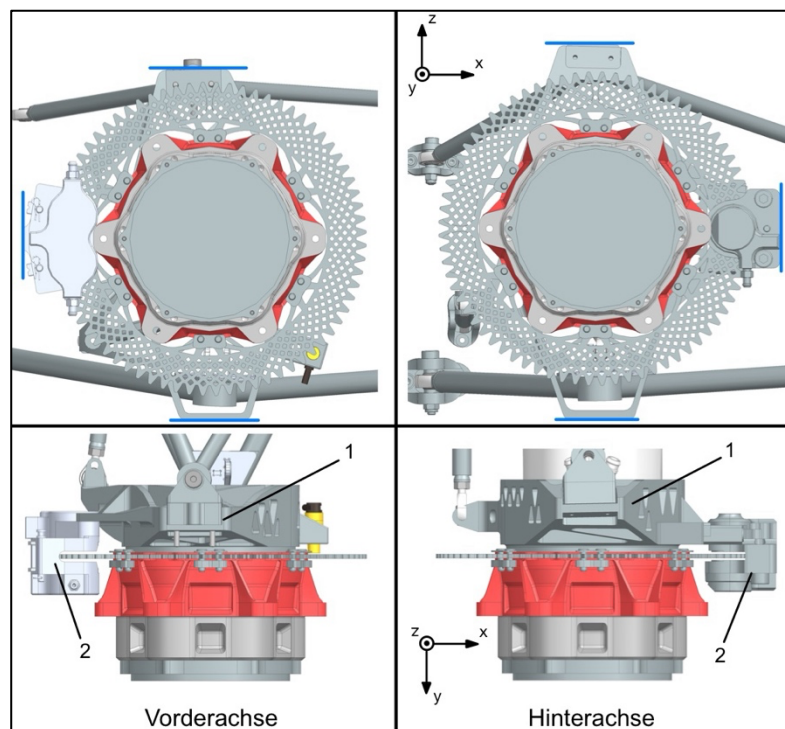


Abb. 3.30: Bauraumanalyse im Radbereich [49]

Diese Analyse muss für die Vorder- und Hinterachse durchgeführt werden, da sich der Radbereich aufgrund des Heckantriebs und der jeweils erforderlichen Bremskraft unterscheidet. Für eine genauere Darstellung der Bauräume, werden mit dieser Methode alle relevanten Komponenten vermessen. Da die Bremse und der Radträger nicht in einer Ebene entlang der y-Achse liegen, kann der jeweils zulässige Durchmesser der Felge in y-Richtung entsprechend gewählt werden.

Das Ergebnis dieser Bauraumanalyse wird in Abb. 3.31 grün dargestellt.

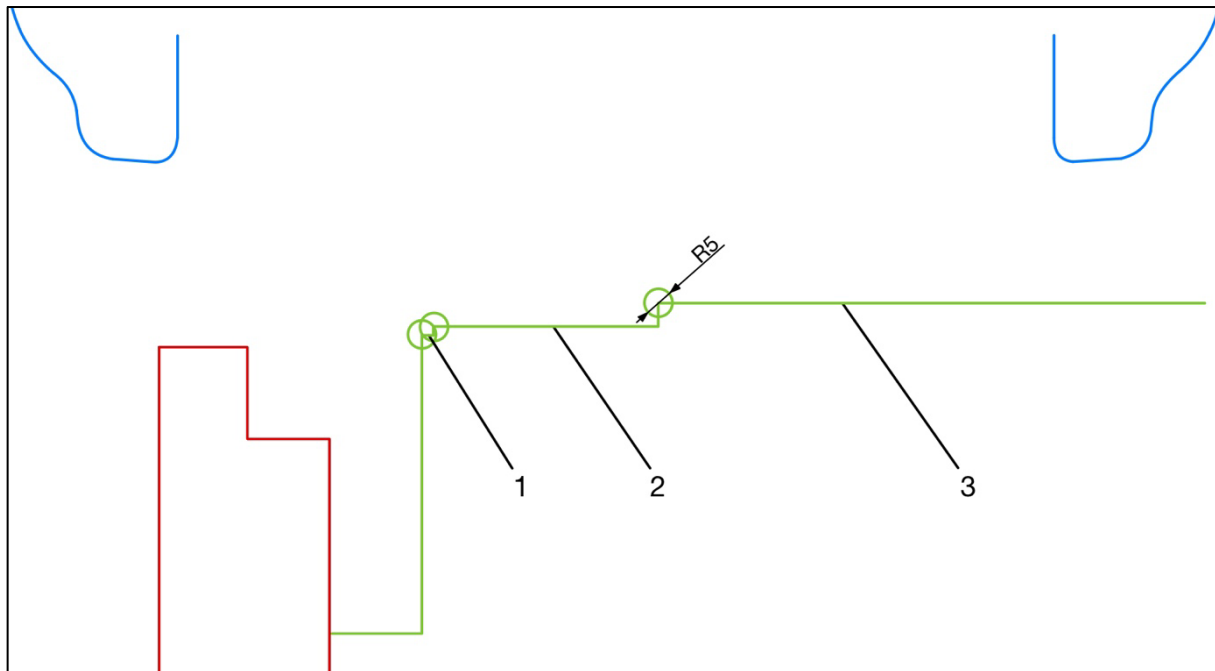


Abb. 3.31: Randbedingung Bauraum Radbereich [42]

Die erste Grenze (Position 1) kennzeichnet den Bauraum der Bremse am Hinterrad. Da die Bremse am Vorderrad größer dimensioniert sein muss, um die dortigen Bremskräfte aufzubringen, ist auch der zugehörige Bauraum leicht erhöht, was an dem zweiten Grenzwert (Position 2) erkennbar ist. Letztlich folgt der Radträger, dessen Proportionen durch den dritten Grenzwert (Position 3) definiert werden. Diese Randbedingung ist hiermit noch nicht vollständig regelkonform. Gemäß der Konstruktionsrichtlinien der Formula Student muss die Felgeninnenfläche im statischen Zustand stets einen Mindestabstand von 5 mm zu allen nicht-rotierenden Komponenten im Radbereich einhalten [2]. Da die Bremse und der Radträger zu diesen Bauteilen zählen, wird in die Skizze der Randbedingungen um die äußersten Ecken des Linienzugs jeweils ein Kreis mit einem Radius von 5 mm gezogen. Sofern die Felgenkontur außerhalb von diesem Bereich verläuft, ist die Konformität mit dem Regelwerk sichergestellt.

Die bis hierhin definierten Randbedingungen stellen einen festen Sitz des Reifens, die Anbindung der Felge an den Rest des Fahrzeugs und die Kollisionsfreiheit zu weiteren Bauteilen sicher. Die vierte und mitunter wichtigste Randbedingung befasst sich mit der Reifenmontage. Wie in Kapitel 2.3 bereits erläutert wurde, muss der Reifen bei einer einteiligen Felgenkontur von der Außenseite aus mithilfe des Tiefbetts aufgezogen werden. Die Montage ist dabei nur möglich, wenn die Maße des Tiefbetts und des Felgenhorns aufeinander abgestimmt sind. Das Tiefbett muss tief und breit genug sein, um den Reifen aufzunehmen. Das Horn, über welches der Reifen anschließend geführt werden muss, darf zugleich nicht zu hoch sein. Um hierbei auf bereits etablierte Daten zu setzen, wird die technische Zeichnung einer im Verkauf erhältlichen 13"-Felge für die Nutzung an Formula Student Fahrzeugen herangezogen. Der Hersteller OZ Racing bietet mit der im Anhang in Abb. 7.2 dargestellten Felge eine Orientierungshilfe zur geometrischen Gestaltung des Tiefbetts und Felgenhorns. Die relevanten Maße sind die Höhe des Felgenhorns, der horizontale Versatz des Tiefbetts in Relation zur Außenkante der Felge und die Geometrie des Tiefbetts.

Basierend auf diesen Informationen wurden die in Abb. 3.32 orange dargestellten Randbedingungen zur Gestaltung der CFK-Felge definiert.

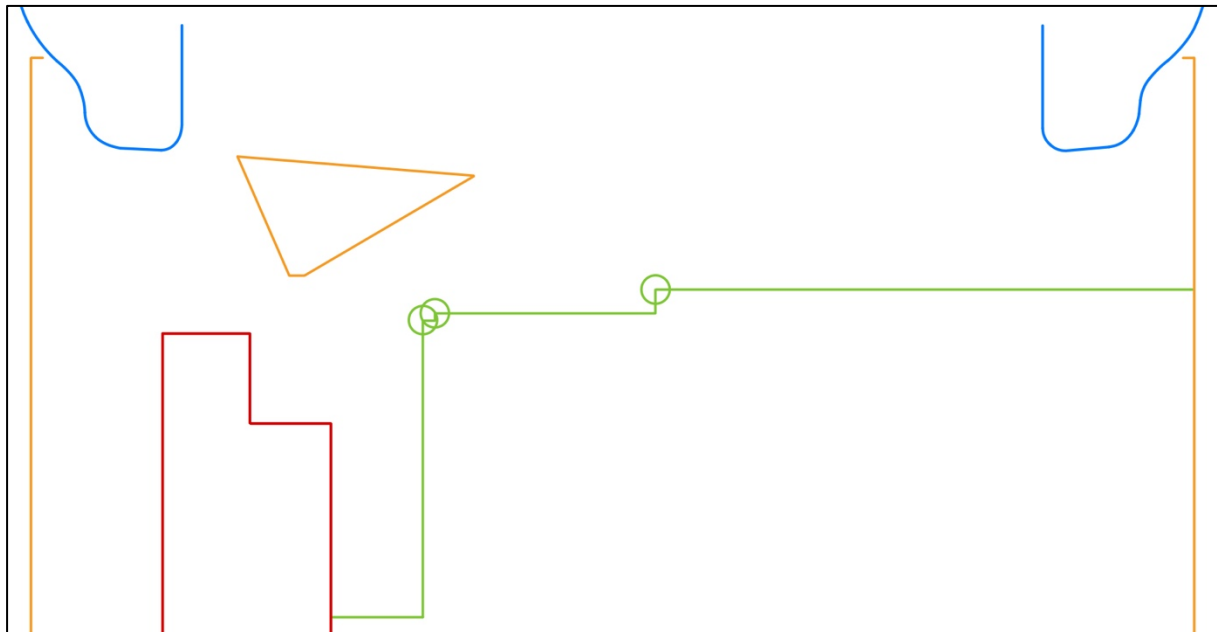


Abb. 3.32: Randbedingung Reifenmontage [42]

Da die Position der Reifenwulstfläche bereits über die Randbedingung des Reifens definiert wurde, kann die Höhe des Felgenhorns über einen maximalen Außendurchmesser festgelegt werden. Die Form im Bereich des Tiefbetts markiert hierbei nicht die exakte Form, die das Tiefbett haben muss, sondern zeigt vielmehr eine Zone, welche zwangsläufig freigehalten werden muss. Solange die Felgenkontur nicht durch diesen Bereich verläuft, kann eine sichere Montage des Reifens erwartet werden. In Abb. 3.32 werden alle zuvor definierten Randbedingungen gemeinsam visualisiert. Ausgehend von diesem Grundgerüst wird im nächsten Schritt der erste CAD-Entwurf basierend auf dem Konzept einer Hybridfelge entwickelt.

CAD-Entwurf 1: Hybridfelge

Die Felge ist ein rotationssymmetrisches Bauteil, weshalb bei der Konstruktion eines 3D-Modells der Weg über die Rotation eines Querschnitts um die Längsachse naheliegt. Wie dieser Querschnitt konstruiert wird, soll nachfolgend erläutert werden.

Bei der Konstruktion wird mit der durchgehenden Außenfläche der Felge von einem Horn zum anderen Horn begonnen.

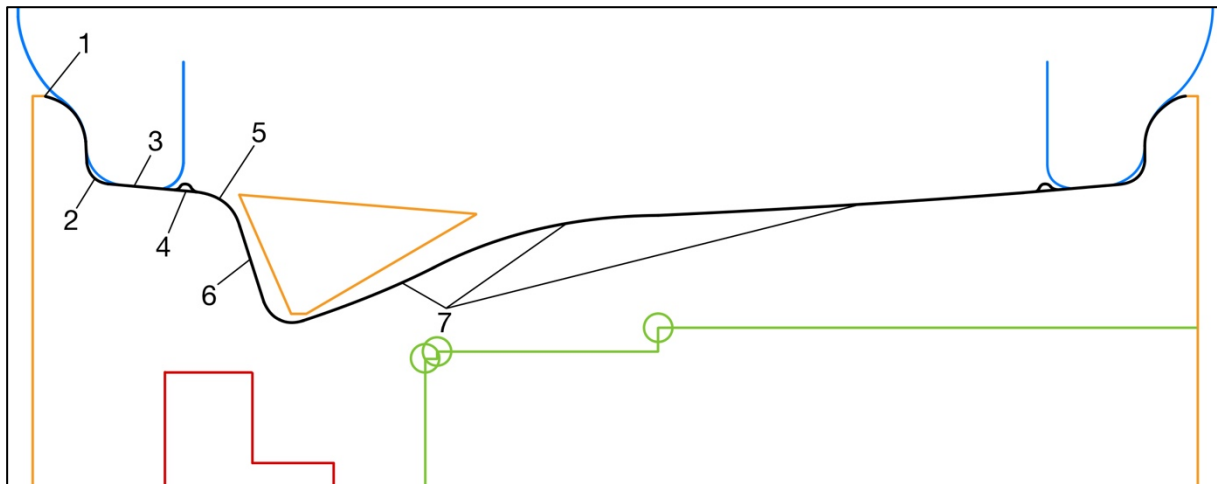


Abb. 3.33: Außenkontur Vorauslegungsmodell [42]

Die schwarz dargestellte Außenkontur in Abb. 3.33 beginnt links am größten zulässigen Außendurchmesser (Position 1) und wird über einen Radius entlang der Reifenform geführt. Beim darauffolgenden Radius (Position 2) ist darauf zu achten, dass ein kleinerer Radius als beim Reifen genutzt wird. Ist der Radius der Felgenkontur größer als der Radius der Reifenkontur, so ergibt sich ein Kontakt zwischen Reifen und Felge in dieser Kante und nicht am Felgenhorn und der Felgenschulter, was vermieden werden muss. Auf den Radius folgt ein Bereich für die Reifenauflage (Position 3). Hier ist gemäß Abb. 3.27 ein Schrägungswinkel von 5° vorgesehen, welcher gleichzeitig der Reifenform entspricht. Kurz hinter diesem Abschnitt liegt der Hump. Die Geometrie des Humps (Position 4) ist hier mit einer Höhe von 1,2 mm und einer Breite von 4 mm an die Kontur der OZ Racing Felge (Abb. 7.2) angelehnt. Für die Positionierung des Humps in Relation zum Reifen soll ebenfalls die technische Zeichnung der OZ Racing Felge als Referenz dienen. Für die spätere Nutzung der konstruierten Felgenkontur wird eine weitere Referenzlinie eingefügt, welche unter dem Hump verläuft und somit einer Oberfläche ohne Hump entspricht. Der Zweck dieser Hilfslinie wird im weiteren Konstruktionsprozess ersichtlich. Da der Reifenwulst und somit auch die zugehörige Auflagefläche der Felge symmetrisch zur x-z-Ebene ist, kann Aufwand bei der Konstruktion gespart werden. Eine einfache Spiegelung der entsprechenden Kurven durch die x-z-Ebene generiert die gegenüberliegende Kontur.

Um die beiden Außenbereiche der Felge miteinander zu verbinden, muss das Tiefbett und die Anbindung an den Felgenstern konstruiert werden. Durch einen möglichst großen Radius wird die Kontur von radaußen in das Tiefbett geführt, wobei die Sperrzone für die Reifenmontage frei bleibt (Position 5). Bei der gesamten Konstruktion wird darauf geachtet, dass die Übergänge aller Teilsegmente tangential zueinander verlaufen. Dazu wird die gleichnamige Zwangsbedingung in den Skizzentools eingesetzt. Die darauffolgende Gerade (Position 6) ist von großer Bedeutung für die Positionierung des Reifenventils. Damit das Ventil montiert werden kann und zudem die nötige Dichtigkeit gewährleistet wird, wird eine ebene Anlagefläche auf der Felge benötigt, welche eine Größe von mindestens 13,5 mm aufweist. Beim Verlassen des Tiefbetts wird darauf geachtet, dass die Steigung nicht zu groß ist, um die Reifenmontage zu erleichtern (Position 7). Besonders in diesem Bereich ist eine Konstruktionsrichtlinie aus Kapitel 3.4 zu beachten. Damit es nicht zu einem Hinterschnitt kommt, muss die Felgenkontur ab dem Tiefpunkt im Tiefbett eine kontinuierliche Durchmesserzunahme erfahren. Gleichzeitig gilt bezüglich der späteren Entformbarkeit der Felge, dass hier

stets ein Winkel von mindestens 5° zur y-Achse einzuhalten ist [17]. Unter Berücksichtigung dieser Richtlinien wird die Kontur geschlossen und eine durchgängige Verbindung der beiden Felgenhörner geschaffen.

Um die Anbindung an den Felgenstern zu realisieren, muss die Felgenkontur aufgedickt werden. Dabei ist von Vorteil, dass für Bauteile aus Faser-Kunststoff-Verbunden aufgrund der Halbzeuge und des hier genutzten Fertigungsverfahrens konstante Wandstärken für die Vorauslegung angesetzt werden können. Basierend auf dem Austausch mit anderen Formula Student Teams wird eine Materialdicke von 4 mm für diesen Entwurf angesetzt [33] [34]. Dieser Wert wird sich im Laufe der Auslegung in Kapitel 4 zu einer tatsächlich erforderlichen Wandstärke konkretisieren. Für diesen Entwurf ist eine ungefähre Größenordnung jedoch ausreichend. Um die Wandstärke in der Skizze zu implementieren, wird die Offset-Funktion im Skizzenbereich eingesetzt. Diese ermöglicht es dem Nutzer, eine einzelne oder mehrere verbundene Kurven, um einen selbst gewählten Betrag zu versetzen. Dabei werden Radien so angepasst, dass überall ein konstanter Abstand zwischen der neuen und der referenzierten Kurve vorliegt. Durch dieses Verschieben der Außenkontur kann die in Abb. 3.34 gezeigte Kontur erstellt werden.

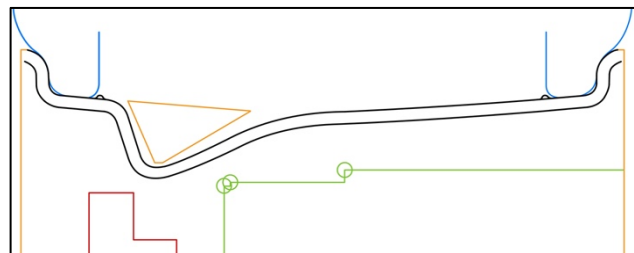


Abb. 3.34: Offset-Felgenkontur [42]

Hier fällt auf, dass dies nur in den äußeren Bereichen der Felge sinnvoll ist. In der Nähe des Felgensterns muss die Kontur aufgelöst und angepasst werden, sodass die Kontur in Abb. 3.35 entsteht.

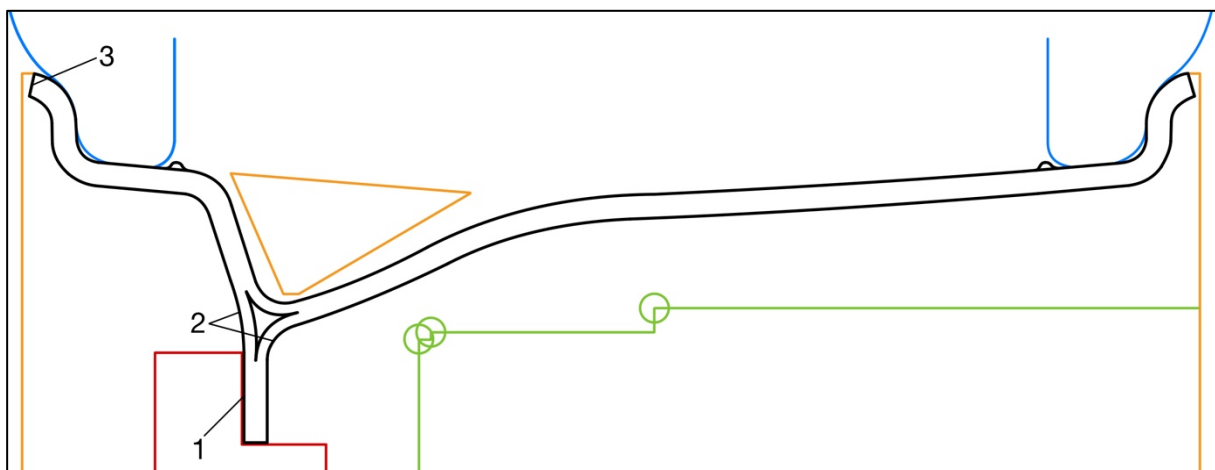


Abb. 3.35: Felgenkontur der Hybridfelge [42]

Dabei wird zunächst die Felgenkontur am Felgenstern definiert (Position 1). Dort muss eine ebene Anlagefläche existieren, um die Kraftübertragung effizient zu gestalten. Sobald die Außenkante des Felgensterns erreicht wird, kann die Verbindung der Kontur aus Abb. 3.34 mit den soeben beschriebenen Linien erfolgen (Position 2). Dazu wird ein Kreisbogen eingesetzt, welcher beide Bereiche tangiert und somit knickfrei verbindet. Durch das Trimmen der übrigen innenliegenden Kurven und die Verbindung der Ober- und Unterseite am Felgenhorn (Position 3) wird die finale Felgenkontur generiert.

Der letzte Schritt besteht in der Implementierung des Hohlraums, welcher geometriebedingt vorliegt und bereits in Kapitel 3.3 erläutert wurde. Da die Lagen um diesen Kern herum eine konstante Wandstärke besitzen sollen, welche jeweils der Hälfte der Gesamtdicke entspricht, kann auch die Kontur des Hohlraums durch die Nutzung der Offset-Funktion konstruiert werden. Dazu erfolgt eine Verschiebung der umliegenden Außenkonturen um jeweils 2 mm nach innen. An den jeweiligen Schnittpunkten dieser Linien werden die überstehenden Bereiche getrimmt.

Um aus der konstruierten Skizze ein 3D-Modell zu erzeugen, wird diese um die y-Achse rotiert. Zur Vervollständigung des Modells müssen die zwölf Bohrungen für die Befestigung am Felgenstern hinzugefügt werden. Zuletzt wird noch eine Bohrung für das Reifenventil ergänzt. Dabei wird eine Referenzebene erstellt, welche senkrecht zur vorgesehenen Oberfläche der Felge liegt. Von dieser Referenzebene aus kann eine kreisförmige Skizze durch den Volumenkörper der Felge extrudiert und von diesem subtrahiert werden. Damit die vollständige Funktionalität der Felge dargestellt wird, muss das CAD-Modell des Felgensterns ergänzt werden. Der Felgenstern wird dabei zur Darstellung des Einbauzustands konzentrisch zur Felge ausgerichtet und mit der Anlagefläche verbunden. Abb. 3.36 zeigt dementsprechend den finalen Entwurf einer Hybridfelge basierend auf Konzept 1 aus Kapitel 3.3.

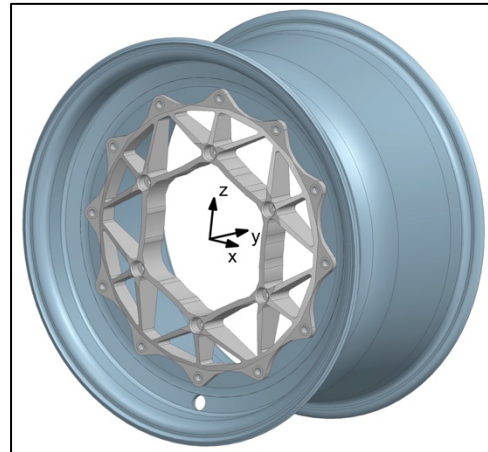


Abb. 3.36: CAD-Modell Hybridfelge [42]

Da die hier entwickelte Außenkontur für die Reifenaufgabe aller Konzepte gleichbleiben soll, wird diese anhand eines echten Reifens geprüft. Um am realen Reifen zu prüfen, wie gut sich die Kontur an den Reifen legt, wird ein Kreissegment des konstruierten Felgenprofils mit einem 3D-Drucker hergestellt. Das entstandene Teil wird in Abb. 3.37 gezeigt.



Abb. 3.37: Kontur 3D-Druck [42]

Dieser Felgenausschnitt wird anschließend in einen Continental C19-Reifen eingesetzt. Die Fotos in Abb. 3.38 zeigen, wie sich der Reifen in die Felgenkontur einpasst. Somit wird gleichzeitig validiert, dass das CAD-Modell des Reifens mit dem realen Reifen gut korreliert. Da bei diesem Test keine Probleme identifiziert wurden, kann die Außenkontur nachfolgend für die anderen beiden Entwürfe eingesetzt werden.



Abb. 3.38: Konturprüfung anhand des Continental C19 Reifens [42]

CAD-Entwurf 2: Speichenfelge

Der zweite Entwurf basiert auf dem Konzept der Speichenfelge und ist in Abb. 3.39 im Querschnitt zu erkennen.

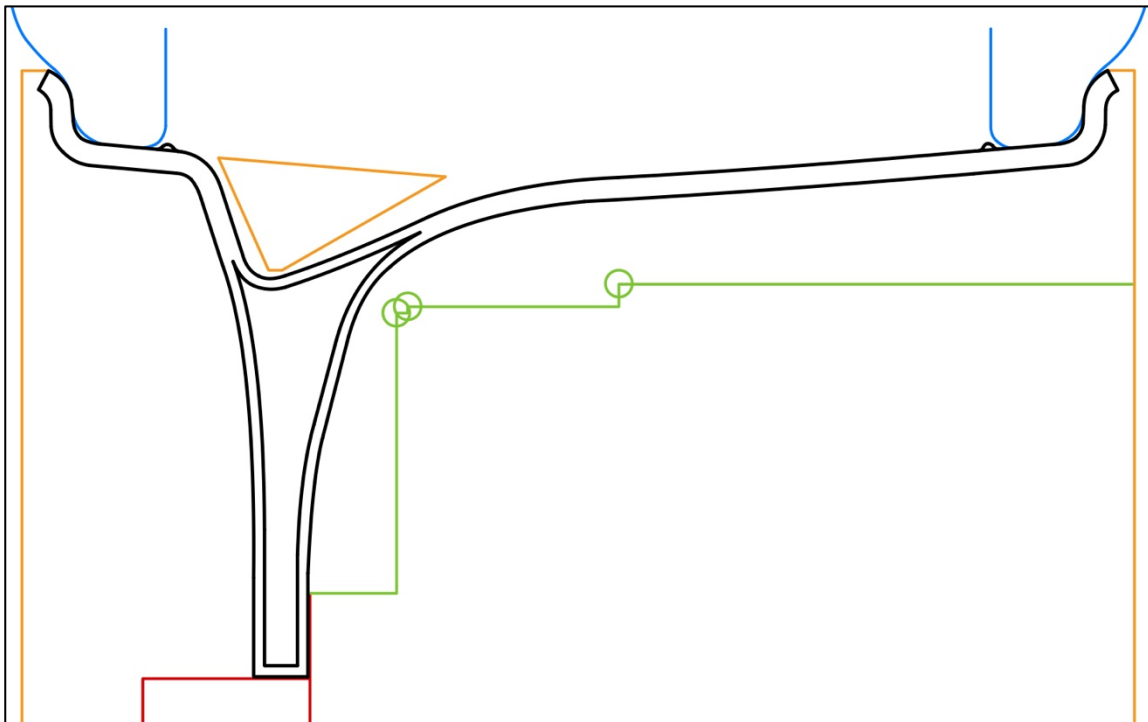


Abb. 3.39: Felgenkontur der Speichenfelge [42]

Das zugehörige 3D-Modell mit einem Halbschnitt der unteren Hälfte findet sich in Abb. 3.40 und zeigt das gewählte Design mit fünf Speichen. Dabei wird als reifenseitige Felgenkontur der gleiche Linienzug, wie beim ersten Entwurf genutzt. Der Unterschied zum ersten Konzept besteht in der Anbindung an die Radnabe und somit dem unteren Linienzug der Felgenkontur. Die Speichenfelge wird direkt an der Radnabe und nicht am Felgenstern befestigt. Als Randbedingung für die Befestigung wird daher die rechte Skizze aus Abb. 3.28 eingesetzt.

Dieses Konzept sieht im Gegensatz zur Hybridfelge eine Zentralverschraubung vor. Das Funktionsprinzip dahinter erfordert felgenseitig eine ausreichend große Anlagefläche für den Konus der Mutter. Um diese Fläche zu liefern, muss die Felge im Bereich der Radnabenanbindung eine gewisse Mindestdicke aufweisen, welche in diesem Entwurf vorerst auf 10 mm festgelegt wird.



Abb. 3.40: CAD-Modell Speichenfelge [42]

Ein genauerer Wert, welcher anschließend auch die Geometrie des Felgenquerschnitts beeinflusst, müsste bei der Auslegung bestimmt werden. Da das Laminat an dieser Stelle jedoch keine Dicke von 10 mm benötigt und ein derartiger Materialeinsatz nicht kosteneffizient wäre, wird der Kern, welcher bei der Hybridfelge

sehr klein ausfällt, für dieses Konzept deutlich erweitert und bis in den Bereich der Anbindung an die Radnabe gezogen.

Zur Füllung dieses Bereichs wird gemäß Tabelle 3.3 ein Schaumkern vorgesehen, welcher im Fertigungsprozess eingelegt wird. Da die Kontur in Abb. 3.39 jedoch nur durch eine der fünf Speichen der Felge verläuft, ist zu beachten, dass die Geometrie des Schaumkerns deutlich komplexer ist als eine einfache Rotation des in Abb. 3.39 gezeigten Querschnitts. Abb. 3.41 verdeutlicht dies, wobei der fahrzeugseitige Teil der Felge entfernt wurde, um einen Einblick in die Hohlräume zu bieten.



Abb. 3.41: Hohlraum in der Speichenfelge für einen Schaumkern [42]

Bei der Gestaltung der Speichen wird basierend auf den Informationen aus Kapitel 3.4 darauf geachtet, dass möglichst große Radien zum Einsatz kommen. Die Ausführung mit fünf Speichen wird gewählt, da dies einen Mittelweg zwischen mechanischer und fertigungstechnischer Effizienz darstellt. Eine geringere Anzahl an Speichen sorgt bei umlaufender Belastung dafür, dass eine Speiche

bei Betrachtung von reiner Zug- / Druckbelastung in Speichenrichtung zeitweise fast die gesamte Kraft aufnehmen muss. Sind mehrere Speichen gleichzeitig im Eingriff, so wird die Belastung auf mehrere Querschnitte verteilt. Gleichzeitig steigt mit der Speichenzahl jedoch auch der Fertigungsaufwand, da mehr Lagenzuschnitte gefertigt und gelegt werden müssen und die Werkzeugform komplexer ausfällt. Für die Bezeichnung eines Lagenzuschnitts wird im Kontext dieser Arbeit fortan der Begriff Ply verwendet, der eine Differenzierung zwischen der jeweils betrachteten Schicht und den einzelnen Bestandteilen einer Schicht ermöglicht.

Analog zu der Hybridfelge wird auch hier für die Ventilposition eine ebene Fläche eingeplant.

Ein Nachweis, dass die Felgengeometrie die Randbedingungen erfüllt, wird für diesen Entwurf nur auf der Innenseite erbracht, da die Außenfläche und somit der Reifenkontakt sowie das Tiefbett von der Hybridfelge stammen. Abb. 3.39 zeigt, dass die Kollisionsfreiheit mit allen Komponenten gewährleistet wird.

Das zentrale Problem dieser Konzeptvariante besteht in der aufwändigen Fertigung. Da die Speichen umlaufend mit Plys versehen werden müssen, ist eine Produktion mit einer zweiteiligen Werkzeugform wie bei der Hybridfelge nicht möglich. Darüber hinaus würde der Umstieg auf eine Zentralverschraubung eine Anpassung der Radnabe erfordern. Dies widerspricht der geforderten Kompatibilität mit der aktuell existierenden Radnabe. Aus diesen Gründen wird das Konzept der Speichenfelge für zukünftige Projekte zwar berücksichtigt, im Rahmen dieser Arbeit aber nicht weiterentwickelt. Diese Entscheidung wurde bereits in einer frühen Phase während des Konzept-Reviews in Abstimmung mit den Verantwortlichen des Teams kommuniziert und beschlossen.

CAD-Entwurf 3: Flanschfelge

Der dritte Entwurf basiert auf dem Konzept einer Flanschfelge. Die Herangehensweise bei der Konstruktion verlief dabei analog zur Hybridfelge, da auch diese Geometrie durch die simple Rotation eines Querschnitts erzeugt wurde. Der Unterschied zur Hybridfelge liegt in der Anbindungsart. Die Flanschfelge wird direkt mit der Radnabe verbunden. Dies hat zur Folge, dass der dazu notwendige Flansch bis in den Bereich der Radnabe erweitert werden muss. Demnach erfolgt die Zentrierung der Felge direkt über die Radnabe, sodass der kleinste Innendurchmesser dem Außendurchmesser der Radnabe entspricht. Die dabei entstehende Felge wird in Abb. 3.42 dargestellt.

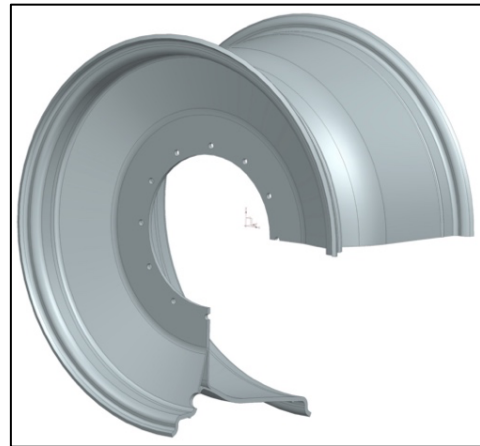


Abb. 3.42: CAD-Modell Flanschfelge [42]

Der zugehörige Querschnitt der Flanschfelge ist in Abb. 3.43 zu sehen. Gegenüber der Hybridfelge in Abb. 3.35 fällt auf, dass der entstandene Hohlraum zwischen den CFK-Lagen im Übergangsbereich bei dieser Variante deutlich größer ausfällt. Eine gerollte UD-Lage reicht in diesem Fall nicht aus. Stattdessen wird zum Ausfüllen gemäß Tabelle 3.3 ein Kern aus Forged-Carbon genutzt. Es könnte ebenfalls die Variante der Speichenfelge mit einem Schaumkern genutzt werden, allerdings verspricht ein Kern aus Forged-Carbon potenziell, die Geometrie zusätzlich zu versteifen.

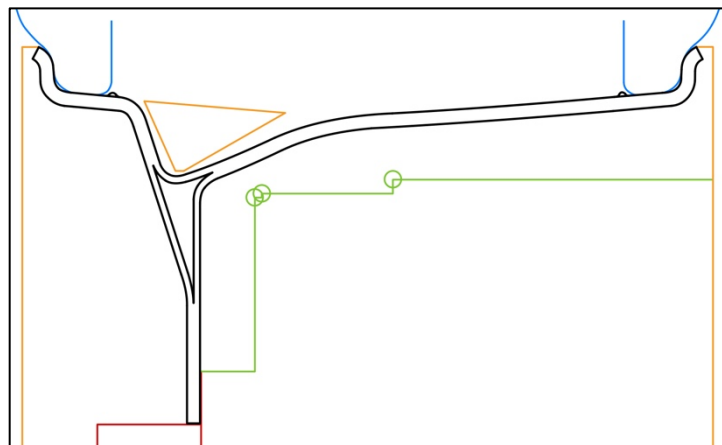


Abb. 3.43: Felgenkontur der Flanschfelge [42]

Damit die Felge an der Radnabe befestigt werden kann, finden sich im entsprechenden Bereich sechs Bohrungen für eine Mehrfachverschraubung. Abb. 3.44 zeigt die Mitte der Flanschfelge in der Seitenansicht, wobei jedoch zwölf Bohrungen erkennbar sind. Der Grund hierfür ist die gewählte Befestigungsmethode, welche gemäß Tabelle 3.3 nicht nur Schrauben, sondern auch Bolzen vorsieht. Abwechselnd werden umlaufend somit Schrauben und Bolzen für die Verbindung mit der Radnabe genutzt.

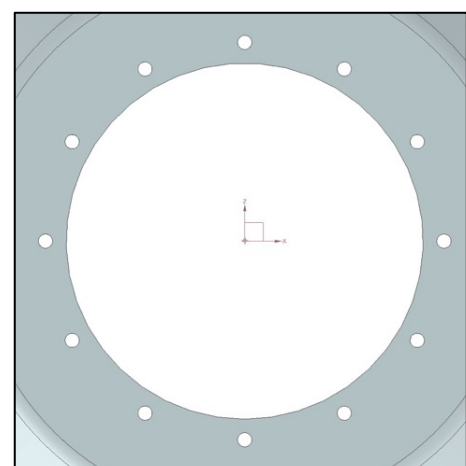


Abb. 3.44: Lochkreis Flanschfelge [42]

Das Ventil sitzt an der gleichen Position wie bei der Hybridfelge, da die Außenkontur in diesem Bereich gleich ist.

In allen weiteren Punkten ist dieser Felgenentwurf identisch zur Hybridfelge, weshalb auf weitere Merkmale nicht eingegangen wird.

Da die Speichenfelge als Gesamtkonzept für den weiteren Prozess bereits ausgeschlossen wurde, erfolgt die Entscheidung nur noch zwischen der Hybridfelge und der Flanschfelge. Bevor dies geschehen kann, müssen jedoch die Schraubenverbindungen berechnet werden, was normalerweise erst bei der Auslegung erfolgt. Allerdings ist die Anbindung in diesem Fall durch die Existenz der Radnabe und des Felgensterns als unveränderliche Bauteile bereits festgelegt und nicht mehr auslegbar. Um ein Felgenkonzept zu wählen, muss daher vor der Auslegung geprüft werden, ob eine Anbindung der Felge mit der vorliegenden Schraubenverbindung möglich ist. Dieser Nachweis wird im nachfolgenden Kapitel durchgeführt.

3.6 Auslegung der Schraubenverbindung

Neben der Steifigkeit und Festigkeit der Felge ist für die Neukonstruktion vor allem eine sichere Schraubenverbindung von Bedeutung. Da die Parameter zur Gestaltung der Anbindung in diesem speziellen Entwicklungsumfeld sehr eingeschränkt sind, wird nachfolgend für jedes der beiden Konzepte der entsprechende Festigkeitsnachweis durchgeführt. Dabei ist für die Hybridfelge die Schraubenverbindung zwischen der CFK-Felge und dem Felgenstern relevant, während bei der Flanschfelge die CFK-Felge mit der Radnabe verbunden und durchgerechnet werden muss. Im ersten Schritt wird mithilfe einer Formel zur Vorauslegung basierend auf den maximal wirkenden Lasten der erforderliche Spannungsquerschnitt A_s der Schraube ermittelt. Genügt der ermittelte Spannungsquerschnitt mit Berücksichtigung einer gewissen Sicherheit dem vorhandenen Querschnitt, so ist der erste Nachweis erbracht. Anschließend wird die Ausschlagfestigkeit der Schraube validiert, indem auch hier die vorliegende Belastung mit der maximal zulässigen Last verglichen wird. Letztlich gilt es besonders bei einer CFK-Struktur, die Flächenpressung zu ermitteln, um ein Fließen in der Kopfauffläche auszuschließen. Wenn alle drei der soeben genannten Schritte erfolgreich absolviert wurden, ist die jeweilige Schraubenverbindung für den Einsatz geeignet [47].

Festigkeitsnachweis der Schraubenverbindung – Hybridfelge

Die Verbindung zwischen dem Felgenstern und der Felge erfolgt durch zwölf M6-Schrauben. Um zu prüfen, ob diese Verbindung auch für die neue Felge verwendbar ist, werden nachfolgend die maximal auftretenden Kräfte aufgeführt. Hierbei werden Werte angesetzt, deren Herkunft bei der Ermittlung der Lastfälle in Kapitel 4.1 näher erläutert wird. In diesem Kapitel werden die Lasten lediglich als gegeben angenommen [48].

$$F_{x,max} = 2.299 \text{ N} \quad (3.2)$$

$$F_{z,max} = 2.092 \text{ N} \quad (3.3)$$

Der kritische Lastfall für die Schraubenverbindung ist hier die Bremsung, wobei Längskräfte $F_{x,max}$ und Vertikalkräfte $F_{z,max}$ quer zur Schraubenachse wirken [48]. Da die Längskraft in der Reifenaufstandsfläche am statischen Reifenhalbmesser r_{stat} wirkt, muss eine Umrechnung auf den Wirkradius der Schraubenverbindung $r_{Lochkreis}$ erfolgen. Die angepasste Längskraft in der Schraubenebene wird als $F'_{x,max}$ bezeichnet.

$$F'_{x,max} = F_{x,max} * \frac{r_{stat}}{r_{Lochkreis}} = 2.299 \text{ N} * \frac{226,25 \text{ mm}}{125 \text{ mm}} = 4.161 \text{ N} \quad (3.4)$$

Da die Längs- und Vertikalkraft senkrecht zueinander wirken, kann die resultierende Gesamtkraft F_{res} durch simple Vektoraddition ermittelt werden.

$$F_{res} = \sqrt{F'^2_{x,max} + F^2_{z,max}} = \sqrt{(4.161 \text{ N})^2 + (2.092 \text{ N})^2} = 4.657 \text{ N} \quad (3.5)$$

Es wird angenommen, dass die wirkenden Kräfte von allen zwölf Schrauben gleichermaßen aufgenommen werden. Zudem erfolgt die Kraftübertragung in dieser Schraubenverbindung durch die Reibkraft in der Kontaktfläche. Die dazu erforderliche Normalkraft, mit welcher Felge und Felgenstern vorgespannt werden müssen, wird als Klemmkraft F_{kl} bezeichnet. Für den Zusammenhang zwischen den äußeren Lasten und der Klemmkraft folgt aufgrund des Coulombschen Reibgesetzes [47]:

$$F_{kl} = \frac{F_{res}}{\mu * 12} = \frac{4.657 \text{ N}}{0,232 * 12} = 1.673 \text{ N} \quad (3.6)$$

Der Wert μ ist dabei der Reibwert in der Kontaktfläche von Felgenstern und CFK-Felge. Dieser Wert wurde experimentell für eine Schraubenverbindung einer CF-EP/Stahl Paarung ermittelt. Die Umgebungstemperatur wurde bei der Ermittlung des Reibwerts auf einen Wert von 80 °C erhöht, was die realen Einsatzbedingungen gut abbildet [30].

Um den erforderlichen Spannungsquerschnitt A_s der Schraube zu berechnen, ist zudem die Klemmlänge der Schraubenverbindung l_k erforderlich. Dieser Wert beschreibt den Abstand der Schraubenkopf- und Mutterauflagefläche und somit die Dicke der geklemmten Teile. Der Felgenstern hat eine Dicke von 6 mm [49] und für die Laminatdicke der CFK-Felge wird im Vergleich zu Kapitel 3.5 ein pessimistischerer Maximalwert von 5 mm angenommen. Dieser ist zum aktuellen Zeitpunkt nur eine Schätzung und kann die Auslegung daher in einer späteren Phase noch beeinflussen. Zusätzlich zu den beiden Komponenten wird beidseitig eine Unterlegscheibe mit einer Dicke von 2 mm eingeplant. Die Klemmlänge berechnet sich mit diesen Daten wie folgt [50]:

$$l_k = 2 \text{ mm} + 5 \text{ mm} + 6 \text{ mm} + 2 \text{ mm} = 15 \text{ mm} \quad (3.7)$$

Für die Auslegung einer Schraubenverbindung spielt neben der Klemmlänge auch die Anzahl der gespannten Teile eine Rolle. Je mehr Trennfugen vorliegen, desto höher ist der Vorspannkraftverlust durch den Prozess des Setzens. Dabei kommt es zu lokalem Kriechen in den Kontaktflächen und somit einer Reduktion der Klemmwirkung. Dieser Vorspannkraftverlust wird in Abhängigkeit von der Anzahl an Trennfugen durch den Setzbetrag f_z charakterisiert, welcher einer Tabelle entnommen werden kann. Der Setzbetrag wird aus einem Anteil im Gewinde, in der Kopf- und Mutterauflage sowie in jeder Trennfuge zusammengesetzt. Für die vorliegende Verbindung mit insgesamt drei Trennfugen gilt demnach [50]:

$$f_z = 19,5 \mu\text{m} \quad (3.8)$$

Für die Elastizitäten in der Schraube wird ein Nachgiebigkeitsfaktor β bestimmt. Dieser berücksichtigt die Schraubenart, wobei eine Schaft-, Ganzgewinde- oder Dehnschraube unter-

schieden wird. In der betrachteten Schraubenverbindung sollen Schaftschrauben genutzt werden [47].

$$\beta = 1,1 \quad (3.9)$$

Aus Sicht der Festigkeit wird vorerst von einer Schraube der Festigkeitsklasse 8.8 ausgegangen, welche die folgende 0,2 %-Dehngrenze aufweist [50]:

$$R_{p0,2} = 640 \text{ N/mm}^2 \quad (3.10)$$

Dieser Werkstoffkennwert kann jedoch nur unter Idealbedingungen angenommen werden. Um die Realität besser abzubilden, werden bei dieser Berechnungsmethode zwei Faktoren genutzt, um die Werkstoffeigenschaften an die Einsatzbedingungen anzupassen. Dies geschieht einerseits durch den sogenannten Reduktionsfaktor κ , welcher abhängig von der Reibung im Gewinde ist und somit den Oberflächen- und Schmierzustand der Schraube abbildet. Dieser Reduktionsfaktor ist ein Tabellenwert, welcher in Abhängigkeit vom Reibwert im Gewinde μ_G zu wählen ist. Da für die vorliegende Verbindung noch keine konkreten Schrauben festgelegt wurden, kann für μ_G kein exakter Wert bestimmt werden. Um die nötige Sicherheit bei dieser Nachweisrechnung dennoch gewährleisten zu können, wird daher der größte Reduktionsfaktor für die schlechtesten Bedingungen angesetzt [47].

$$\kappa = 1,41 (\mu_G = 0,2) \quad (3.11)$$

Neben diesem Reduktionsfaktor muss zur Auslegung einer Schraubenverbindung stets die Anziehmethode berücksichtigt werden. Der zugehörige, einheitenlose Vergrößerungsfaktor wird dementsprechend Anziehungsfaktor k_A genannt. Für das Anziehen der Schrauben mit einem messenden Drehmomentschlüssel gilt [50]:

$$k_A = 1,6 \quad (3.12)$$

Mit den soeben beschriebenen Einflussgrößen berechnet sich der erforderliche Spannungsquerschnitt bei gegebener Last und einem Elastizitätsmodul der Schraube E_S von 210.000 N/mm² zu [47]:

$$A_{s,min} \geq \frac{F_{Kl}}{\frac{R_{p0,2}}{\kappa * k_A} - \beta * E_S * \frac{f_z}{l_k}} = -101 \text{ mm}^2 \quad (3.13)$$

Es ist direkt ersichtlich, dass ein negativer Spannungsquerschnitt nicht möglich ist. Dies lässt darauf schließen, dass die Belastung für die aktuell berechnete Schraubenverbindung zu hoch ist. Um dem entgegenzuwirken, kann die Klemmlänge angepasst werden.

Dazu werden die Unterlegscheiben durch Abstandshülsen gemäß Abb. 3.45 ersetzt. Diese müssen individuell gefertigt werden, weshalb eine Mindestlänge zur Einspannung auf der Drehbank nötig ist. Um dies zu gewährleisten, wird beidseitig eine 15 mm lange Abstandshülse gewählt. Die Klemmlänge erhöht sich somit auf einen Wert von 41 mm. Parallel wurde im CAD-Modell sichergestellt, dass diese Abstandshülsen keine Kollision mit anderen Komponenten verursachen. Der verfügbare Bauraum zwischen dem Felgenstern und dem Bremssattel, welcher das nächste nicht-rotierende Bauteil ist, beträgt 28 mm. Bei einer Abstandshülse von 15 mm und einem zu gewährleistenden Mindestabstand von 5 mm bleibt eine verfügbare Maximaldicke von 8 mm. Sollte das Laminat entgegen der Prognose doch dicker sein, muss die Hüslenslänge auf die gegenüberliegende Seite umgeschichtet werden.

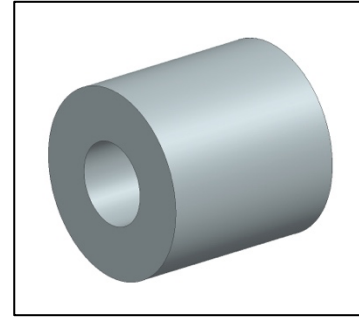


Abb. 3.45: Abstandshülse zur Reduktion der Flächenpressung [42]

Eine erneute Berechnung der Schraubenverbindung mit der vergrößerten Klemmlänge ergibt den folgenden Spannungsquerschnitt:

$$A_{s,min} = 10 \text{ mm}^2 \quad (3.14)$$

Die vorhandene Schraubenverbindung nutzt eine M6-Schraube, welche einen Spannungsquerschnitt $A_{s,vorh}$ von $20,1 \text{ mm}^2$ aufweist. Die daraus resultierende Sicherheit S berechnet sich zu:

$$S = \frac{A_{s,vorh}}{A_{s,min}} = \frac{20,1 \text{ mm}^2}{10 \text{ mm}^2} = 2,01 \quad (3.15)$$

Der Zielwert für eine dynamisch wechselnde Belastung liegt bei einer Sicherheit von mindestens 1,8, was somit erfüllt ist. Damit die M6-Schrauben genutzt werden können, muss nachfolgend noch die Ausschlagspannung und die Flächenpressung geprüft werden.

Beim Nachweis für die Ausschlagspannung wird geprüft, ob die vorliegende Ausschlagspannung σ_a geringer ist als die Ausschlagfestigkeit der Schraube σ_A . Dabei wird ein Werkstofffaktor k berücksichtigt, welcher für Aluminium bei 0,15 liegt. Die Ausschlagfestigkeit berechnet sich für schlussvergütete Schrauben der Festigkeitsklasse 8.8 mit einem Nenn-durchmesser von $d = 6 \text{ mm}$ zu:

$$\sigma_{A(SV)} \approx \pm 0,85 * \left(\frac{150}{d} + 45 \right) = 59,5 \text{ N/mm}^2 \quad (3.16)$$

Als Maximalwert der Betriebskraft wird für die Berechnung die maximale Seitenkraft bei Kurvenfahrt $F_{y,max}$, deren Herleitung ebenfalls in Kapitel 4.1 erfolgt, angesetzt. Die Ausschlagspannung in einer Schraube der vorliegenden Verbindung liegt somit bei [47]:

$$\sigma_a = \pm k * \frac{F_{y,max}}{A_{s,vorh} * 12} = \pm 0,15 * \frac{3.027 \text{ N}}{20,1 \text{ mm}^2 * 12} = \pm 1,9 \text{ N/mm}^2 \quad (3.17)$$

Auch hier sollte eine Sicherheit S_a von 1,8 eingehalten werden, was nachfolgend analog zum Spannungsquerschnitt nachgewiesen wird [47].

$$S_a = \frac{\sigma_{A(SV)}}{\sigma_a} = \frac{59,5 \text{ N/mm}^2}{1,9 \text{ N/mm}^2} = 31,32 \quad (3.18)$$

Der letzte Schritt zum Festigkeitsnachweis der Schraubenverbindung ist die Analyse der Flächenpressung in den Auflageflächen. Hierbei gilt, dass die vorhandene Flächenpressung p die Grenzflächenpressung p_G nicht überschreiten darf, um eine Plastifizierung der Kontaktfläche zu verhindern. Für diese Grenzflächenpressung von einem kohlenstofffaserverstärktem Kunststoff mit Epoxidharz wird ein Literaturwert angesetzt [30].

$$p_G = 140 \text{ N/mm}^2 \quad (3.19)$$

Die Spannkraft F_{sp} , mit welcher eine Schraube maximal angezogen werden sollte, wird hierbei als Normalkraft angesetzt. Der angegebene Wert gilt für die Festigkeitsklasse 8.8 unter den schlechtesten Reibbedingungen [50].

$$F_{sp} = 10.700 \text{ N} \quad (3.20)$$

Für die Prüfung der Flächenpressung gilt basierend auf den vorherigen Parametern [47]:

$$p \approx \frac{F_{sp}}{0,9 * A_p} \leq p_G \quad (3.21)$$

Aufgrund der benötigten Klemmlänge wurde bereits entschieden, dass die Schraube nicht direkt auf der CFK-Oberfläche aufliegt. Aus diesem Grund muss die Flächenpressung nicht unter Berücksichtigung der Kopfauflagefläche der Schraube A_p geprüft werden. Stattdessen wird die Flächenpressung zur Dimensionierung der Abstandshülse genutzt, da der Außendurchmesser der Hülse die Auflagefläche bestimmt und noch nicht festgelegt ist. Der Zusammenhang in Gleichung 3.21 kann so umgeformt werden, dass der nötige Außendurchmesser der Abstandshülse d_a berechnet werden kann.

$$d_a = \sqrt{d_i^2 + \frac{4 * F_{sp}}{0,9 * \pi * p_G}} = \sqrt{(6,6 \text{ mm})^2 + \frac{4 * 10.700 \text{ N}}{0,9 * \pi * 140 \text{ N/mm}^2}} = 12,3 \text{ mm} \quad (3.22)$$

Sofern die Abstandshülse so konstruiert wird, dass ein Durchmesser von mindestens 12,3 mm eingehalten wird, kann die Schraubenverbindung bezüglich der Flächenpressung ebenfalls als unkritisch eingestuft werden. Für die Seite des Felgensterns muss keine zusätzliche Berechnung erfolgen, da die Grenzflächenpressung für die verwendete Aluminiumlegierung mit $p_{G,Al} = 540 \text{ N/mm}^2$ deutlich über der des Faserverbunds liegt [51]. Allerdings muss die Kopfauflagefläche auf der Abstandshülse noch auf Flächenpressung geprüft werden. Dazu wird die Kopfauflagefläche A_p der Schraube genutzt [50].

$$A_p = 28 \text{ mm}^2 \quad (3.23)$$

Die Flächenpressung zwischen der Schraube und der Abstandshülse ergibt sich basierend auf Gleichung 3.21 zu:

$$p \approx \frac{10.700 \text{ N}}{0,9 * 28 \text{ mm}^2} = 424,6 \text{ N/mm}^2 \leq p_G = 540 \text{ N/mm}^2 \quad (3.24)$$

Damit ist nachgewiesen, dass auch die Abstandshülse die maximal auftretende Flächenpressung aushalten kann.

Mit dieser Erkenntnis ist die Berechnung der Schraubenverbindung für die Hybridfelge abgeschlossen. Es konnte dargelegt werden, dass die vorhandene Verbindung mittels zwölf M6-Schrauben unter Verwendung von Abstandshülsen den Belastungen standhält. Nach dem gleichen Prinzip wird nachfolgend die Schraubenverbindung der Flanschfelge berechnet. Da das Ablaufschema identisch ist, werden die einzelnen Schritte nachfolgend nicht erneut erklärt, sondern lediglich die Ergebnisse der Prüfungen gezeigt.

Festigkeitsnachweis der Schraubenverbindung – Flanschfelge

Der Unterschied der Flanschfelge besteht lediglich in der Schraubenanzahl, dem Lochkreisdurchmesser und dem Nenndurchmesser der Schrauben. Somit werden für die Radnabenanbindung zurzeit sechs M5-Schrauben auf einem Lochkreis mit dem Radius $r_{\text{Lochkreis}} = 77 \text{ mm}$ genutzt. Die äußere Belastung bleibt identisch. Nachfolgend werden daher nur die Parameter und Ergebnisse der Berechnung gezeigt [48].

$$F_{z,max} = 2.092 \text{ N} \quad (3.25)$$

$$F'_{x,max} = 6.755 \text{ N} \quad (3.26)$$

$$F_{res} = 7.072 \text{ N} \quad (3.27)$$

$$F_{Kl} = 5.080 \text{ N} \quad (3.28)$$

$$l_k = 6 \text{ mm} + 5 \text{ mm} + 2 \text{ mm} = 13 \text{ mm} \quad (3.29)$$

Hierbei kann konstruktionsbedingt nur auf der Seite der Mutter eine Unterlegscheibe oder Abstandshülse eingesetzt werden, da der Schraubenkopf formschlüssig in die Radnabe eingesetzt wird [49]. Dies ist in Abb. 3.46 dargestellt. Da in diesem Fall ebenfalls erwartet wird, dass die Klemmlänge mit einer Unterlegscheibe nicht ausreicht, soll auch hier mit einer Abstandshülse geplant werden.

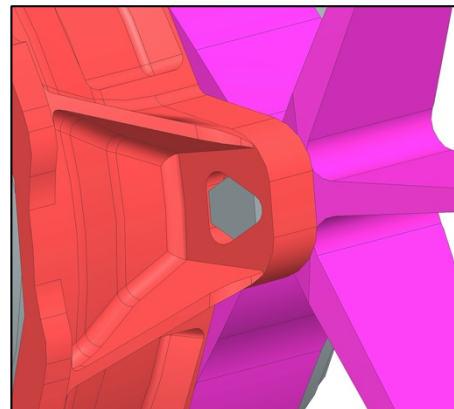


Abb. 3.46: Formschluss Schraube [49]

Die maximale Länge der Hülse ergibt sich bei Vermessung der Baugruppe im Radbereich aus Abb. 3.47. Dabei dürfen die Schrauben laut der Konstruktionsrichtlinien der Formula Student nicht seitlich über den Reifen oder andere Bauteile hinausstehen. Unter Berücksichtigung der Mutterhöhe und einer überstehenden Schraubenlänge von 3 mm ergibt sich eine Maximallänge der Abstandshülse von 29 mm [49]. Der somit verfügbare Bauraum führt zu einer maximalen Klemmlänge von:

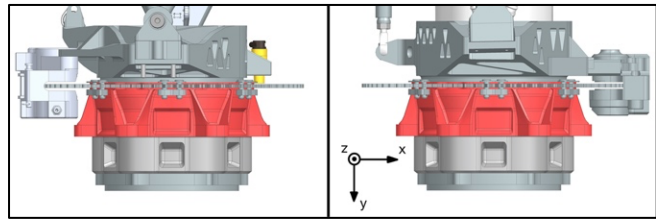


Abb. 3.47: Maximale Hülsenlänge der Flanschfelge [49]

$$l_k = 6 \text{ mm} + 5 \text{ mm} + 29 \text{ mm} = 40 \text{ mm} \quad (3.30)$$

Durch den Entfall der zweiten Abstandshülse sinkt der Setzbetrag hierbei um $2,5 \mu\text{m}$ [50].

$$f_z = 17 \mu\text{m} \quad (3.31)$$

$$\beta = 1,1 \quad (3.32)$$

$$R_{p0,2} = 640 \text{ N/mm}^2 \quad (3.33)$$

$$\kappa = 1,41 (\mu_G = 0,2) \quad (3.34)$$

$$k_A = 1,6 \quad (3.35)$$

Mit diesen Parametern berechnet sich der erforderliche Spannungsquerschnitt zu [47]:

$$A_{s,min} = 28 \text{ mm}^2 \quad (3.36)$$

Die zugehörige Sicherheit liegt für einen Spannungsquerschnitt A_s der M5-Schraube von $14,2 \text{ mm}^2$ bei [50]:

$$S = 0,51 \quad (3.37)$$

Die M5-Schraube genügt in der vorliegenden Konfiguration nicht aus, um die Kräfte aufzunehmen. Um die Tragfähigkeit der Verbindung zu optimieren, wird die Festigkeitsklasse der Schraube testweise auf 12.9 erhöht [50].

$$R_{p0,2} = 1.080 \text{ N/mm}^2 \quad (3.38)$$

Mit dieser Anpassung berechnet sich der erforderliche Spannungsquerschnitt zu [47]:

$$A_{s,min} = 14 \text{ mm}^2 \quad (3.39)$$

Die damit ermittelbare Sicherheit von $S = 1,01$ liegt allerdings immer noch weit unter dem Zielwert von 1,8. Eine weitere Anpassung der Parameter ist nicht möglich, weshalb die Anbindung an der Radnabe als nicht realisierbar eingestuft werden muss.

Die Ursache für dieses Problem besteht in der Auslegung der alten Aluminiumfelge. Der genutzte Felgenstern wird über die sechs M5-Schrauben mit der Radnabe gefügt. Eine Nachrechnung dieser Verbindung zeigt dort ebenfalls, dass die Schrauben nicht in der Lage sind, die Lasten aufzunehmen. Allerdings war dies nach internen Angaben des Teams an dieser Stelle auch nicht vorgesehen. Der Felgenstern besitzt eine formschlüssige Welle-Nabe-Verbindung zur Radnabe, was anhand von Abb. 3.48 erkennbar ist. Ein Großteil der Kräfte wird somit nicht über die Schrauben, sondern direkt durch Flächenkontakte übertragen. Für den Umstieg auf eine CFK-Felge müsste bei gleicher Schraubenverbindung eine ähnliche formschlüssige Verbindung geschaffen werden. Allerdings ist es mit den Mitteln des Teams nicht möglich, eine derart komplexe Kontur unter Berücksichtigung der beim Fertigungsprozess auftretenden Wärmedehnung der Werkzeugform zu erzeugen, sodass diese den nötigen Flächenkontakt gewährleisten kann.

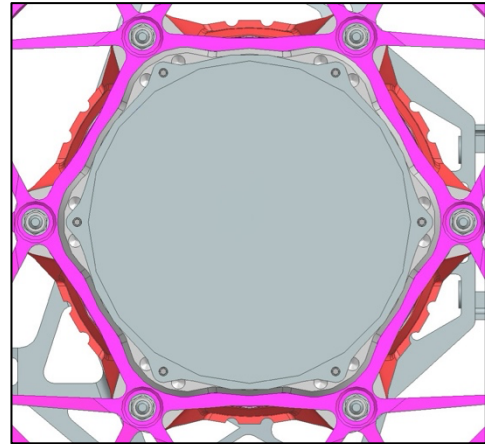


Abb. 3.48: Formschluss zwischen Felgenstern und Radnabe [49]

Basierend auf den Erkenntnissen bezüglich der Schraubenverbindung wird das Konzept der Flanschfelge im Rahmen dieser Arbeit nicht weiterverfolgt. Für zukünftige Entwicklungen, die auch eine Anpassung der Radnabe miteinbeziehen, kann das Konzept dennoch in Betracht gezogen werden.

Unabhängig von den Hindernissen im vorliegenden Entwicklungsumfeld soll nachfolgend eine objektive Bewertung aller Konzepte erfolgen, um das jeweilige Potenzial einzustufen.

3.7 Bewertung der Gesamtkonzepte

Für die Bewertung der drei Felgenkonzepte wird aus methodischer Sicht eine Bewertung nach VDI 2225 Blatt 3 durchgeführt. Das Ziel einer solchen Bewertung besteht darin, die jeweiligen Stärken und Schwächen eines Konzepts anhand von gewichteten Bewertungskriterien darzulegen und somit das ganzheitlich am besten geeignete Konzept auszuwählen. Da in diesem Fall nur noch eines der drei Konzepte übrig ist, gilt es eher zu untersuchen, ob für zukünftige Projekte eines der anderen beiden Konzepte noch mehr Potenzial bieten kann. Im Idealfall ergibt die nachfolgende Bewertung jedoch, dass die Hybridfelge bereits das beste Konzept darstellt.

Die Bewertung erfolgt normalerweise in zwei Schritten, wobei eine technische und eine wirtschaftliche Bewertung getrennt voneinander erfolgen. Im ersten Schritt wird jede Lösung aus technischer Sicht eingestuft. Diese Einstufung erfolgt durch die systematische Gegenüberstellung der Anforderungen an das Produkt und der diesbezüglichen Qualität der Lösungsvariante. Der zweite Schritt ist eine wirtschaftliche Bewertung, welche primär die Herstellkosten berücksichtigt. Da in diesem Fall die Kosten sehr eng mit den technischen Merkmalen und dabei primär mit der Gestaltung der Werkzeugform verbunden sind, wird auf eine separate wirtschaftliche Bewertung verzichtet [52].

Für die technische Bewertung werden Kriterien gewählt, welche auf den in Kapitel 3.2 definierten Anforderungen basieren. Dabei werden Anforderungen gewählt, welche ein Spekt-

rum an Lösungsqualität bieten und somit nicht nur erfüllt oder nicht erfüllt werden können. Um zu bewerten, wie gut eine Konzeptvariante das jeweilige Bewertungskriterium erfüllt, wird gemäß VDI 2225 Blatt 3 eine Bewertungsskala verwendet. Der Aufbau dieser Skala und die Bedeutung der jeweiligen Punktzahl p kann Tabelle 3.4 entnommen werden [52].

Tabelle 3.4: Gewichtungsfaktoren der Bewertungskriterien [52]

Qualität	Punktzahl p
unzulässig	0
unbefriedigend	1
ausreichend	2
befriedigend	3
gut	4
sehr gut	5

Da es sich bei der vorliegenden Bewertungsmethode um eine gewichtete Bewertung handelt, werden die Bewertungskriterien entsprechend ihrer individuellen Relevanz eingestuft. Eine Anforderung, die höchste Priorität hat, erhält somit einen großen Gewichtungsfaktor. Dieser Faktor steigert bei der finalen Auswertung den Einfluss der vergebenen Punktzahl in dieser Kategorie. Umgekehrt werden Anforderungen, deren Qualität der Lösungsvariante weniger ausschlaggebend für ein performantes Endprodukt ist, durch einen kleinen Gewichtungsfaktor eingeschränkt. Auf diese Art kann die Aussagekraft der Bewertung gesteigert werden. Diese Einflussfaktoren g werden von 1 - 5 vergeben, wobei der Faktor 5 die größte und 1 die kleinste Bedeutung widerspiegelt [52].

Die aus Kapitel 3.2 extrahierten Bewertungskriterien finden sich mit dem jeweiligen Gewichtungsfaktor in Tabelle 3.5. Das erste und wichtigste Maß für die Qualität der Gesamtlösung ist die Masse der neu konstruierten Felge und erhält somit den größtmöglichen Einflussfaktor. Als Masse wird hierbei im Falle der Hybridfelge sowohl die CFK-Felge als auch der Felgenstern bezeichnet, um einen Vergleich mit den anderen beiden Varianten zu ermöglichen. Für die Bewertung der Masse wird anhand der CAD-Modelle aus Kapitel 3.5 eine Analyse der Felgenoberfläche durchgeführt. Bei der Fertigung mit CFK-Prepregs ist diese Oberfläche, welche letztlich der Werkzeugoberfläche entspricht, ein Anhaltspunkt für die benötigte Materialmenge, da der Fertigungsprozess flächenhaft erfolgt. Da hierbei zum jetzigen Zeitpunkt noch keine explizite Dimensionierung der drei Konzepte stattgefunden hat, muss von einer gleichen Wandstärke aller Konzepte ausgegangen werden. In der Realität gäbe es hierbei Unterschiede, welche sich auf die Masse des jeweiligen Konzepts auswirken. Die vermessenen Flächen A_{Felge} der CAD-Modelle werden nachfolgend aufgeführt.

$$A_{Hybridfelge} = 0,255 \text{ m}^2 \quad (3.40)$$

$$A_{Speichenfelge} = 0,317 \text{ m}^2 \quad (3.41)$$

$$A_{Flanschfelge} = 0,298 \text{ m}^2 \quad (3.42)$$

Ein Austausch mit anderen Formula Student Teams, welche bereits CFK-Felgen entwickelt haben, und die Literaturrecherche, ergaben, dass Prepregs mit möglichst niedrigem Flä-

chengewicht genutzt werden sollten. Aus diesem Grund wird für diese Rechnung ein Wert von 200 g/m^2 bei einer Schichtdicke von $0,2 \text{ mm}$ angesetzt. Für die vorliegende Arbeit soll das Material voraussichtlich bei der Firma SGL Carbon erworben werden, weshalb der gewählte Wert für das Flächengewicht des Halbzeugs dem Minimalwert der dort erhältlichen Prepregs entspricht [53]. Das Flächengewicht G_{Prepreg} ist eine übliche Größe zur Spezifikation von Prepregs, da die Dicke entlang einer Halbzeug-Rolle konstant ist. Für die Vorauslegung der Felgenkonzepte wurde in Kapitel 3.6 eine Wandstärke von 5 mm angesetzt, was beim vorliegenden Material 25 Lagen entspräche. Die Vermessung der Oberfläche wurde so durchgeführt, dass jede Hauptfläche nur einmal miteinbezogen wurde und somit eine direkte Verrechnung mit dem Flächengewicht und der Lagenzahl x_{Lagen} zur Ermittlung einer Felgenmasse m_{Felge} möglich ist.

$$m_{\text{Felge}} = G_{\text{Prepreg}} * A_{\text{Felge}} * x_{\text{Lagen}} \quad (3.43)$$

Für die Hybridfelge muss zur Gewährleistung vergleichbarer Werte noch die Masse des Felgensterns $m_{\text{Felgenstern}}$ dazugerechnet werden.

$$m_{\text{Felgenstern}} = 650 \text{ g} \quad (3.44)$$

Die erwartete Masse der drei Felgenkonzepte folgt zu:

$$m_{\text{Hybridfelge}} = 200 \text{ g/m}^2 * 0,255 \text{ m}^2 * 25 + 650 \text{ g} = 1.925 \text{ g} \quad (3.45)$$

$$m_{\text{Speichenfelge}} = 200 \text{ g/m}^2 * 0,317 \text{ m}^2 * 25 = 1.585 \text{ g} \quad (3.46)$$

$$m_{\text{Flanschfelge}} = 200 \text{ g/m}^2 * 0,298 \text{ m}^2 * 25 = 1.490 \text{ g} \quad (3.47)$$

Die Hybridfelge ist bei dieser überschlägigen Berechnung die ineffizienteste Variante und erhält daher die niedrigste Bewertung mit vier Punkten. Die Speichen- und Flanschfelge sind nahezu identisch, weshalb beide fünf Punkte erhalten. Ganzheitlich betrachtet ist das Ergebnis in Relation zur Aluminium-Felge zu betrachten. Diese hat eine Masse von 3.526 g , sodass auch die Hybridfelge eine gute Lösungsvariante darstellt und vier Punkte erhält [49].

Das zweite Kriterium zur Bewertung der Felgenkonzepte ist die Kompatibilität, welche ebenfalls mit dem Faktor 5 gewichtet wird. Dieses Kriterium bezieht sich dabei auf den erforderlichen Änderungsaufwand, um die jeweilige Lösung mit dem aktuellen Fahrzeugzustand zu kombinieren. In den vorherigen Kapiteln wurde bereits festgestellt, dass sowohl die Speichen- als auch die Flanschfelge eine Änderung der Radnabe erfordern würde. Da aus Sicht der vorliegenden Arbeit die Festanforderung gestellt wurde, dass die neue Felge zum jetzigen Zeitpunkt mit der Radnabe kompatibel sein muss, sind diese beiden Konzepte für den weiteren Entwicklungsprozess irrelevant. Im Rahmen der Bewertung in diesem Kapitel soll diese Anforderung jedoch vernachlässigt werden, um das wahre Potenzial der jeweiligen Felgenkonzepte zu erschließen. Für das Bewertungskriterium der Kompatibilität bedeutet diese Entscheidung, dass hier lediglich betrachtet wird, wie groß der Änderungsaufwand für die jeweilige Felgenvariante wäre, sofern eine Änderung zulässig ist. Unter dieser Bedingung ist klar, dass die Hybridfelge die maximal erreichbare Punktzahl erhält. Dieses Konzept benötigt keinerlei Änderungen an der Radnabe und ist somit vollständig austauschbar mit den alten Aluminiumfelgen. Die Flanschfelge hingegen benötigt eine Anpassung der Radna-

be, weil die Schraubenverbindung die auftretenden Belastungen nicht adäquat übertragen kann. Zu diesem Zweck müsste die Radnabe im Bereich der Schraubenverbindung angepasst werden. Dabei könnte es ausreichen, lediglich die Bohrungen zu vergrößern, um somit Schrauben eines größeren Durchmessers einzusetzen. Im schlimmsten Fall müsste jedoch die gesamte Radnabe ersetzt werden. Da hier ein gewisser Spielraum existiert, welcher zum jetzigen Zeitpunkt nicht eingegrenzt werden kann, wird der Flanschfelge für dieses Kriterium die Punktzahl 2 verliehen. Zuletzt folgt die Speichenfelge, welche eine Zentralverschraubung vorsieht. Dieses Konzept führt zwangsläufig zu einer vollständigen Anpassung der Radnabe und des gesamten Radbereichs, weshalb die Lösung aus Sicht des Änderungsaufwandes unbefriedigend ist und nur einen Punkt erhält.

Das dritte Bewertungskriterium ist die Komplexität der Werkzeugform. Da die Werkzeugform aus der finanziellen Sicht von großer Bedeutung ist, wird dieses Kriterium mit vier Punkten gewichtet. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass ein Sponsoring der Werkzeugform den Einfluss dieses Merkmals auf die Bewertung redundant macht. Sofern die Form jedoch durch das Team finanziert werden muss, sollte sie eine möglichst geringe Bauteilzahl aufweisen, da diese direkt mit den Kosten korreliert. Für die Hybrid- und Flanschfelge ist eine Fertigung mit einer zweiteiligen Werkzeugform realistisch umsetzbar, sodass hier das Minimum erreicht wird und daher die maximale Punktzahl vergeben werden kann. Die Speichenfelge hingegen bedarf einer deutlich komplexeren Werkzeugform. Durch den geplanten Einsatz einer Außenform zur Fertigung der Auflageflächen des Reifenwulstes steigt die Bauteilzahl ebenfalls. Als Resultat erhält die Speichenfelge bei diesem Kriterium nur einen Punkt. Weil mit einer steigenden Komplexität der Werkzeugform in diesem Fall auch ein erhöhter Fertigungsaufwand einhergeht, wird dieser nicht separat als Kriterium berücksichtigt.

Für die vierte Kategorie zur Bewertung der Felgenkonzepte wird der bauartbedingte Hohlraum gemäß Kapitel 3.3 betrachtet. Der Einfluss dieser konstruktiven Besonderheit wird bei der Bewertung mit einem Einflussfaktor von drei quantifiziert. Für die Hybrid- und Flanschfelge wird dabei der Übergangsbereich von der Außenfläche der Felge zum Anbindungsflansch gemeint. Bei der Speichenfelge hingegen umfasst dies den Schaumkern, welcher die Hohlräume innerhalb der Speichen und im Bereich der Radnabenanbindung füllt. Die Füllung dieser Hohlräume ist aus fertigungstechnischer Sicht zwingend notwendig. Aus Sicht der Performance führt die Füllung jedoch je nach Volumen und gewähltem Füllmaterial zu einer Gewichtszunahme der Felge, welche im ersten Kriterium noch unberücksichtigt blieb. Für die Bewertung in diesem Abschnitt soll gleichzeitig die Komplexität der Kerne und das erwartete Zusatzgewicht mit einfließen. Das Konzept der Hybridfelge weist hierbei die effizienteste Lösung auf. Die Fertigung der gerollten UD-Lage ist simpel und gleichzeitig führt der Einsatz zu einem minimalen Massenanstieg. Die Hybridfelge erhält in dieser Kategorie die maximale Punktzahl. Als schlechteste Variante wird die Speichenfelge eingestuft. Diese weist das größte Volumen und die komplizierteste Geometrie auf, weshalb dieses Konzept nur einen Punkt erhält. Dazwischen liegt die Flanschfelge mit drei Punkten. Der erforderliche Kern ist größer, als die gerollte UD-Lage und erfordert eine eigene Form zur Herstellung, was den Aufwand steigert.

Für den späteren Einsatz der Felge ist besonders bei den Langstrecken Wettbewerben die Bremsenkühlung relevant, welche daher im Rahmen dieser Bewertung mit dem Faktor drei gewichtet wird. Eine unzureichende Luftzufuhr zu den Bremsen führt zum Überhitzen und Versagen der Bremsen, was unter keinen Umständen eintreten darf. Gleichzeitig verursacht

aufgestaute heiße Luft von den Bremsen im Radbereich potenziell eine Schädigung der Felgen durch ein Aufschmelzen des Materials. Da im Rahmen dieser Arbeit diesbezüglich keine komplexen CFD-Simulationen durchgeführt werden, basiert die Bewertung auf Erfahrungswerten und Einschätzungen von Experten. Für das Konzept der Hybridfelge sollte die Bremsenkühlung unkritisch sein, da die Geometrie der CFK-Felge nur geringfügig von der alten Aluminiumfelge abweicht. Die alte Felge wurde bereits mehrfach über längere Zeiträume getestet, wobei niemals kritische Temperaturen im Radbereich erreicht wurden. Gleiches wurde von anderen Teams mit vergleichbaren Konzepten berichtet, weshalb die Hybridfelge die maximale Punktzahl erhält [33]. Bei der Speichenfelge ist der offene Querschnitt in der Seitenansicht gegenüber der Hybridfelge verringert, sodass von einem leicht reduzierten Luftstrom ausgegangen wird. Für dieses Konzept werden daher aus Sicht der Bremsenkühlung vier Punkte vergeben. Die Flanschfelge weist das zentrale Problem auf, dass sie geschlossen ist und somit kein Luftstrom vom Radbereich durch die Felge nach außen vorliegt. Ob und inwiefern problematische Temperaturen durch die Abwärme der Bremsen bei der Flanschfelge auftreten, kann anhand des CAD-Modells nicht quantifiziert werden. Gleichzeitig erscheint das Risiko deutlich erhöht, weshalb hier nur zwei Punkte vergeben werden. Ein Ausschlusskriterium stellt dies nicht dar, weil auch andere Teams gemäß Kapitel 2.7 bereits mit einem ähnlichen Konzept zur Flanschfelge erfolgreich fahren.

Das sechste und finale Bewertungskriterium ist der Montageaufwand, welcher jedoch im Vergleich zu den anderen Kriterien eine geringere Relevanz hat. Aus diesem Grund wird der Einflussfaktor zwei gewählt. Den geringsten Montageaufwand und daher die maximale Punktzahl weist die Speichenfelge auf, da aufgrund der Zentralverschraubung nur eine Mutter gelöst oder angezogen und gesichert werden muss. Die Flanschfelge erfordert gemäß Kapitel 3.3 die Befestigung von sechs Schrauben und der Ringplatte zur Reduktion der Flächenpressung, was die Anzahl zu fügender Bauteile und somit den Montageaufwand erhöht. Mit drei Punkten handelt es sich hierbei trotzdem noch um eine befriedigende Lösungsvariante. Die Befestigung der Hybridfelge an der Radnabe erfolgt analog zur Flanschfelge unter Wegfall der Ringplatte, sodass die Montage am Fahrzeug einfacher ist. Allerdings ist zu berücksichtigen, dass die zweiteilige Hybridfelge bestehend aus CFK-Felge und Felgenstern vorerst zusammengebaut werden muss. Die nötigen zwölf Schrauben und zugehörigen Abstandshülsen gemäß Kapitel 3.6 erhöhen den Montageaufwand. Da dieser Schritt nur beim ersten Zusammenbau durchgeführt werden muss und die eigentliche Montage am Fahrzeug im Vergleich zur Flanschfelge etwas leichter ist, wird die Hybridfelge ebenfalls mit drei Punkten bewertet.

Tabelle 3.5 zeigt die zuvor beschriebenen Ergebnisse. In Spalte 1 werden die Bewertungskriterien aufgeführt. Passend dazu finden sich in der zweiten Spalte von oben nach unten die Einflussfaktoren g_1 bis g_6 . Die Spalten drei bis fünf enthalten die jeweils erreichte Punktzahl p_1 bis p_6 der drei Felgenvarianten. Um die Auswertung zu vervollständigen, wird eine weitere Größe eingeführt. Die gewogene technische Wertigkeit x' entstammt der zugrundeliegenden VDI-Norm 2225 und ermöglicht einen abschließenden Vergleich der drei Konzepte. Die Berechnung dieser Größe für n Bewertungskriterien erfolgt basierend auf den Einflussfaktoren g_n und der zugehörigen Punktzahl p_n gemäß Gleichung 3.48. Das Ergebnis der jeweiligen Felgenvariante findet sich in Tabelle 3.5 in der untersten Zeile [52].

$$x' = \frac{p_1 * g_1 + p_2 * g_2 + \dots + p_n * g_n}{g_1 + g_2 + \dots + g_n} \quad (3.48)$$

p_{max}

Tabelle 3.5: Technische Bewertung nach VDI 2225 [52]

Bewertungskriterium	Einflussfaktor g	Punktzahl p		
		Hybridfelge	Speichenfelge	Flanschfelge
Masse	5	4	5	5
Kompatibilität	5	5	1	2
Komplexität Werkzeug	4	5	1	5
Hohlraumfüllung	3	5	1	3
Bremsenkühlung	3	5	4	2
Montageaufwand	2	3	5	3
gew. techn. Wertigkeit x'		0,918	0,536	0,827

Das Felgenkonzept mit der höchsten gewogenen technischen Wertigkeit ist basierend auf den vorliegenden Bewertungskriterien am besten geeignet. Dabei ist jedoch gleichzeitig die ganzheitliche Effizienz der Lösungen zu betrachten. Auch die beste der drei Lösungen kann noch ungeeignet sein, wenn die Abweichung von einer Ideallösung zu groß ausfällt. Die Ideallösung erhält in diesem Bewertungssystem eine gewogene technische Wertigkeit von $x' = 1,0$. Wenn die beste Lösungsvariante eine gewogene technische Wertigkeit von 0,6 aufweisen würde, wäre sie relativ zu den anderen Varianten die beste. Mit Blick auf die Ideallösung ist ein Wert von 0,6 allerdings nicht zufriedenstellend und würde weitere Überarbeitungen des Konzepts erfordern. Um diese Klassifizierung methodisch einzuordnen, findet sich in Tabelle 3.6 eine Bewertungsskala für die gewogene technische Wertigkeit, anhand welcher die finale Bewertung der Konzepte durchgeführt werden soll [52].

Tabelle 3.6: Bewertungsskala für die gewogene technische Wertigkeit

gewogene technische Wertigkeit x'	Beschreibung
> 0,7	sehr gut
0,7 - 0,6	gut
0,6 - 0,5	ausreichend
< 0,5	unbefriedigend

Mit einer Wertigkeit von 0,536 liegt die Speichenfelge nur knapp oberhalb der Untergrenze der Bewertungsskala. Die mangelnde Kompatibilität bei gleichzeitig sehr hoher Komplexität macht diese Felgenvariante unattraktiv für den Einsatz in einem Formula Student Fahrzeug. Die Flanschfelge hingegen weist mit 0,827 eine sehr gute Wertigkeit auf. Dieser Wert ist hauptsächlich durch den erforderlichen Änderungsaufwand und die potenziellen Probleme bei der Bremsenkühlung verringert. Abgesehen von diesen Einflüssen hat die Flanschfelge

das Potenzial, eine effiziente Lösung darzustellen. Das beste Ergebnis liefert jedoch die Hybridfelge, welche trotz des potenziell leicht erhöhten Gewichts mit anderen Stärken punkten kann. Die Wertigkeit 0,918 ist bereits nah an einer idealen Lösungsvariante. Da bereits zu Beginn des Kapitels erläutert wurde, dass die Hybridfelge als einziges Konzept für das diesjährige Fahrzeug in Frage kommt, muss anhand dieses Ergebnisses keine Entscheidung mehr über den Ablauf des weiteren Entwicklungsprozesses getroffen werden. Allerdings liefert das Ergebnis der Bewertung die positive Botschaft, dass die im weiteren Verlauf entwickelte Hybridfelge aus rein konzeptioneller Sicht ohnehin die beste Lösungsvariante darstellt.

Aufbauend auf den Entwurfsdaten von Kapitel 3.5 folgt im nächsten Schritt die Dimensionierung und Festlegung der finalen Geometrie der Hybridfelge. Die dabei gewählte Vorgehensweise wird nachfolgend erläutert.

4 Dimensionierung und Berechnung einer CFK-Felge

Bevor der Entwurf der CFK-Felge aus Kapitel 3.5 in die Fertigung gegeben werden kann, muss die Struktur den auftretenden Belastungen und äußeren Rahmenbedingungen entsprechend ausgelegt werden. Diese Dimensionierung erfolgt ebenso methodisch wie die Konstruktion der Geometrie. Bei der Auslegung einer Felge gibt es generell eine Vielzahl von Einflussgrößen, welche potenziell betrachtet werden könnten. Welche davon für die Formula Student Felgen tatsächlich relevant sind, wird daher im ersten Unterkapitel konkretisiert. Das Ergebnis sind Lastfälle mit quantifizierten Belastungsgrößen, welche in der späteren Simulation auf die Felge wirken. Für die realitätsnahe Simulation einer Struktur muss dessen Material bekannt sein. Im Falle der CFK-Felge gilt es somit, das zu verwendende Halbzeug festzulegen. Die damit einhergehenden Eigenschaften des Faser-Kunststoff-Verbunds gemäß Kapitel 2.4 werden im zweiten Unterkapitel beschrieben und später zur Parametrierung der Simulation genutzt. Diese Simulation des mechanischen Verhaltens von Bauteilen unter Last wird gemäß Kapitel 2.5 mithilfe der Finite-Elemente-Methode durchgeführt. Hierbei soll anhand eines Flächenmodells gerechnet werden, welches zunächst aus dem bereits bestehenden CAD-Modell abgeleitet werden muss. Dieser Prozess wird ausführlich im dritten Unterkapitel erläutert. Das resultierende Vorauslegungsmodell kann im vierten Unterkapitel eingesetzt werden, um den Lagenaufbau der CFK-Felge mithilfe der FEM auszulegen. Für ein aussagekräftiges Ergebnis sind dabei die üblichen Schritte einer FEM nach Kapitel 2.5 systematisch zu durchlaufen. Da bei der Vorauslegung noch einige Idealisierungen vorgenommen werden, soll im letzten Schritt eine Validierung des definierten Lagenaufbaus stattfinden. Da für diese Aufgabe keine exakten Werte aus Versuchen vorliegen, erfolgt die Validierung anhand eines komplexeren und somit realitätsnäheren FEM-Modells. In diesem Modell wird die tatsächliche Geometrie, die Segmentierung der Lagen in Plys und vor allem die reale Faserorientierung berücksichtigt. Am Ende des Kapitels steht ein vollständig dimensioniertes Modell, welches für die Fertigungsplanung weiterverwendet werden kann.

4.1 Ermittlung relevanter Lastfälle

Die Auslegung jeder mechanisch belasteten Struktur erfolgt unter Berücksichtigung der Einsatzbedingungen und den daraus abgeleiteten Lastfällen. Für eine Felge in einem Kraftfahrzeug gibt es eine große Vielfalt an Einflussfaktoren, welche potenziell berücksichtigt werden müssen. Welche davon im Rahmen dieser Arbeit zu betrachten sind, soll nachfolgend erläutert werden.

Im Falle einer öffentlich verkäuflichen Felge für ein Kraftfahrzeug gibt es eine umfangreiche Sammlung an Normen und Vorschriften, welche nicht nur die geometrische Gestaltung beispielsweise von der Felgenkontur beschreiben [54], sondern auch die mechanischen Anforderungen und daraus resultierenden Lastfälle definieren [55]. Da die im Rahmen dieser Arbeit zu entwickelnde Felge ausschließlich für den Einsatz in Formula Student Wettbewerben vorgesehen ist, sind die besagten Normen nicht verbindlich. Die Grundlage, auf welcher die Auslegung der CFK-Felgen im Rahmen dieser Arbeit erfolgt, ist das Regelwerk der FSG. In diesen Konstruktionsrichtlinien ist allerdings keinerlei Vorgabe zu finden, wie die Auslegung von Formula Student Felgen erfolgen oder nachgewiesen werden muss [2]. Das Ziel der Auslegung in dieser Arbeit ist es daher, das effizienteste und zugleich sicherste Produkt zu entwickeln. Für die Dimensionierung der Felge wird dazu eine statische Belastung ange-

setzt. Diese Art der Simulation ist eine vergleichsweise simple, aber aus mechanischer Sicht aussagekräftige Methode zur Dimensionierung der Felge. Die allgemeinen Fahrzustände, welche für die Auslegung angesetzt werden, sind nachfolgend aufgelistet.

- Lastfall 1A: Kurvenfahrt (v_{\max} Formula Student)
- Lastfall 1B: Kurvenfahrt (v_{\max} Fahrzeug)
- Lastfall 2: Maximale Verzögerung (Vollbremsung)
- Lastfall 3: Kombinierte Längs- und Seitenkraft
- Lastfall 4: Reifenmontage
- Lastfall 5: Schlagloch Überfahrt bei v_{\max}

Bei der Auswahl dieser Lastfälle wurde die teaminterne Kompetenz, ein Austausch mit zwei anderen Rennteams und betreffende Literatur zusammengeführt, um das bestmögliche Ergebnis zu garantieren [56] [57] [58]. Es werden hierbei alle Lastfälle aufgeführt, welche potenziell für die Dimensionierung der Steifigkeit oder Festigkeit maßgebend sein können. Welcher der Lastfälle tatsächlich in der Simulation betrachtet werden muss, kann zu diesem Zeitpunkt noch nicht bestätigt werden.

Lastfall 1 umfasst die Kurvenfahrt und beschreibt einen der häufigsten Lastfälle im Betrieb. Beim Durchfahren einer Kurve wird der Reifen und somit auch die Felge durch eine Radaufstandskraft F_z und eine Seitenkraft F_y beansprucht. Die Überlagerung der beiden Kräfte ist dabei kurvenaußen an der Achse mit der höheren Achslast maximal, was durch die dynamische Achslastverlagerung bei Kurvenfahrt begründet werden kann [7]. Innerhalb dieses Lastfalls wird zwischen zwei Grenzfällen differenziert, um eine effiziente Auslegung zu ermöglichen. Bei Lastfall 1A wird die maximale Querbelastrung im Umfeld eines Formula Student Wettbewerbs betrachtet. Diese ergibt sich abhängig vom Kurvenradius und der Kurvengeschwindigkeit, wobei der Radius in einem Formula Student Wettbewerb auf einen Maximalwert von 25 m beschränkt ist [2]. Dies hat zur Folge, dass die resultierende Parameterkombination die Maximalbelastung der Felge innerhalb eines Wettbewerbs definiert. Für eine Auslegung mit Blick auf die nötige Steifigkeit, welche die Performance über den Sturzverlustwinkel beeinflusst, ist dieser Lastfall somit maßgebend. Hinsichtlich der Festigkeit kann das Fahrzeug allerdings durch einen größeren Kurvenradius bei einer Kreisfahrt außerhalb des Wettbewerbs beispielsweise in Testfahrten mit höherer Geschwindigkeit noch größere Belastungen erfahren [48]. Dementsprechend müsste die Festigkeit der Felge anhand von Lastfall 1B nachgewiesen werden. Dieser entspricht der Belastung bei einer Kurvenfahrt mit der maximalen Fahrzeuggeschwindigkeit.

Der zweite Lastfall ist die maximale Verzögerung, welche das Fahrzeug aufbringen kann. In diesem Fahrzustand wirken die größten Längskräfte auf den Reifen und somit die Felge. Gleichzeitig sorgt die Achslastverlagerung für hohe Radaufstandskräfte an der Vorderachse. Für eine Analyse der Festigkeit und Steifigkeit der Felge unter Längskräften spielt die Belastungsrichtung aufgrund der weitestgehenden Symmetrie keine große Rolle. Es muss dementsprechend nur die maximale Beschleunigung oder Verzögerung betrachtet werden. Da die maximale Beschleunigung geringer ausfällt als die maximale Verzögerung, wird hier nur letztere berücksichtigt [6].

Die ersten beiden Lastfälle enthalten beide die Vertikalkraft, welche auf die Felge wirkt. Allerdings wird die Längs- und Seitenkraft in nur jeweils einem der beiden Lastfälle implementiert. Eine Überlagerung dieser beiden Kräfte könnte bei der Auslegung kritisch sein,

weshalb ein dritter Lastfall für die kombinierte Belastung ergänzt wird. Das Zusammenspiel der Längs- und Seitenkraft wurde bereits in Kapitel 2.2 anhand des Kammschen Kreises erläutert. Damit der Mittelweg zwischen den ersten beiden Lastfällen untersucht werden kann, wird hierzu ein Fahrzustand gewählt, welcher einem 45° -Winkel im Kammschen Kreise nahekommt und somit eine annähernd gleich große Längs- und Seitenkraft beschreibt [39].

Lastfall 4 ist der einzige Lastfall, welcher sich nicht auf den Betrieb, sondern die Montage der Felge bezieht. Dabei ist zu gewährleisten, dass beim Montieren des Reifens keinerlei Beschädigung der Felge auftritt. Hier gibt es zwei kritische Fälle, welche betrachtet werden müssen. Die erste Situation, in der die meisten Schäden an CFK-Felgen auftreten, ist das Überziehen des Reifens auf einer Reifenmontagemaschine. Abb. 4.1 zeigt ein solches Gerät. Beim Aufziehen des Reifens wird die Felge im Bereich des Felgenhorns lokal stark belastet, was zu Schädigungen führen kann [34]. Dies soll bei der hier entwickelten CFK-Felge verhindert werden, indem sich die Felge in der Werkzeugform befindet, während der Reifen aufgezoogen wird. Die dazu erforderlichen konstruktiven Besonderheiten werden in Kapitel 5.3 spezifiziert. Der zweite kritische Moment bei der Reifenmontage ist der letzte Schritt. Damit der Reifen mit beiden Wulstflächen in den vorgesehenen Bereich der Felge gelangt, wird er mit dem sogenannten Springdruck beaufschlagt. Dieser Innendruck entspricht für den betrachteten Reifen mehr als dem doppelten Betriebsdruck und muss daher bei der Auslegung in Form von Lastfall 4 berücksichtigt werden.



Abb. 4.1: Reifenmontiermaschine [98]

Der letzte hier betrachtete Lastfall ist die Überfahrt eines Schlaglochs bei der Höchstgeschwindigkeit des Rennfahrzeugs. Hierbei wird für die auftretenden Kräfte ein Literaturwert als Referenz genutzt, wobei zur Quantifizierung eines maximalen Vertikalstoßes die vierfache Radlast angesetzt werden kann [6].

Bevor die Ermittlung der jeweiligen Kraftwerte erläutert wird, muss angeführt werden, dass die Auslegung einer CFK-Felge im industriellen Umfeld einen deutlich größeren Umfang an Anforderungen und Testverfahren erfordert. Diese Methoden prüfen neben den statischen Lastfällen unter anderem auch das thermische und das Impact-Verhalten einer Felge. Das Impact-Verhalten beschreibt dabei schlagartige Belastungen, wobei es sich meist um Missbrauchsfälle wie den seitlichen Bordsteinaufprall handelt [59]. Bei Faser-Kunststoff-Verbunden kann es in solchen Situationen zu Schädigungen kommen, welche die Integrität der Gesamtstruktur nachhaltig beeinträchtigen. Im Umfeld der vorliegenden Arbeit wird basierend auf den Erfahrungen anderer Formula Student Teams und der Einschätzung durch Experten auf eine derartige Simulation und die Betrachtung des Impact-Verhaltens bewusst verzichtet. Diese Entscheidung basiert auf den stark abweichenden Einsatzbedingungen der hier entwickelten Felge. Eine Felge im Straßenfahrzeug wird in ihrer Einsatzdauer höchstwahrscheinlich einen der zuvor beschriebenen Missbrauchsfälle erleben und muss daher entsprechend dimensioniert werden. Die Formula Student Felgen wiederum dienen ausschließlich dem Einsatz auf Wettbewerben, welche auf Rennstrecken oder großflächigen

ebenen Geländen stattfinden. Die Streckenbegrenzungen sind dabei nicht physisch befestigt, sondern werden lediglich durch bewegliche Markierungen definiert [2]. Im Umfeld der Formula Student Wettbewerbe gibt es demnach keine Situation, in welcher ein Bordsteinaufprall oder vergleichbare Impact-Lastfälle auftreten. Der Verzicht auf diese Auslegung geht mit einem gewissen Risiko einher, doch gleichzeitig kann somit eine potenziell zu pessimistische Auslegung verhindert und das Endgewicht der Felge weiter reduziert werden.

Neben dem Impact-Verhalten ist in der Industrie auch die thermische Belastung der Faserverbunde eine wichtige Auslegungsfrage. Für die thermische Belastung des Felgenmaterials ist zu beachten, dass beim Überhitzen des Faser-Kunststoff-Verbunds eine lokale Zerstörung der Kunststoff-Matrix auftritt. Derartige Effekte verursachen eine starke Beeinträchtigung der mechanischen Eigenschaften [17]. Aufgrund des begrenzten Umfangs dieser Arbeit wird auf eine CFD-Simulation der Wärmeverteilung im Betrieb verzichtet. Stattdessen soll die thermische Belastung der Felge durch das Team anhand der ersten Prototypen analysiert werden. Potenziell notwendige Maßnahmen oder Optimierungsschleifen müssen dann basierend auf den Testergebnissen eingeleitet werden.

Damit den zuvor definierten Lastfällen realitätsnahe Kräfte zugeordnet werden können, kommen fahrdynamische Berechnungsmodelle zum Einsatz. Hierbei wird ein Modell für die Kurvenfahrt und eines für die Beschleunigung und Bremsung verwendet. In beiden Fällen handelt es sich um zyklisch rechnende Excel-Sheets. Diese iterative Berechnungsmethode ist erforderlich, da beide Modelle neben der rein mechanischen Fahrdynamik auch die Aerodynamik des Fahrzeugs berücksichtigen. Da die hierbei auftretenden Luftkräfte abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit sind, muss die Berechnung iterativ erfolgen. Die genauen Abläufe innerhalb der Berechnungsmodelle sollen aufgrund des begrenzten Umfangs nicht näher erläutert werden. Stattdessen wird anhand von Abb. 4.2 das generelle Berechnungsschema beschrieben. In Blau sind die Eingangsgrößen markiert. Die beiden Modelle werden durch eine farbliche Kennzeichnung der Stellgrößen und Ausgangsgrößen differenziert. In Rot wird in Abb. 4.2 das laterale und in Grün das longitudinale Modell visualisiert [48].

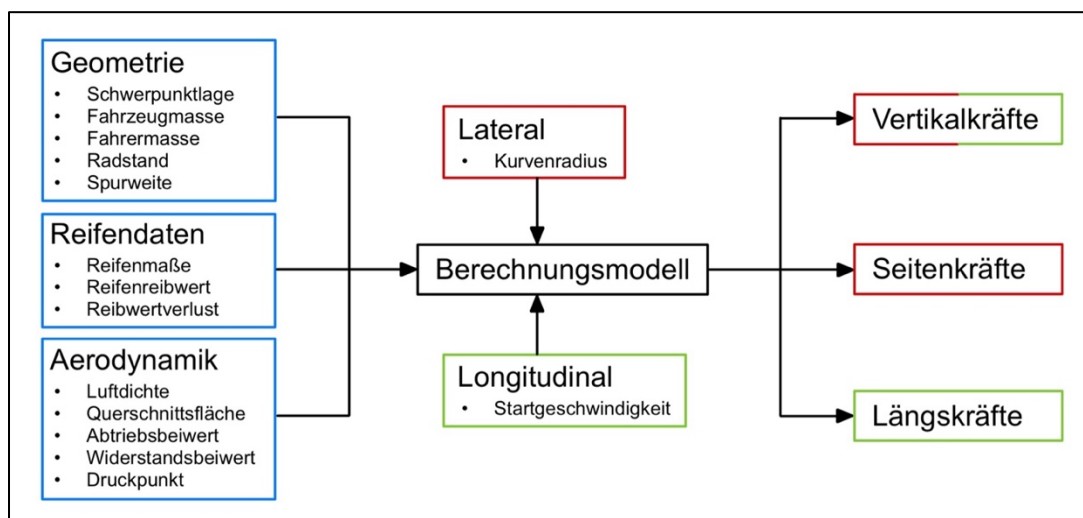


Abb. 4.2: Funktionsprinzip der fahrdynamischen Berechnungen [42]

Der Aufbau beider Modelle ist ähnlich, sodass sie sich lediglich in der berechneten Ausgangsgröße maßgeblich unterscheiden. Die Modelle haben dieselben drei Gruppen von Eingangsgrößen. Die erste Kategorie umfasst geometrische Fahrzeugparameter; dazu zählen

die Schwerpunktlage, die Fahrzeugmasse und der Radstand. In die zweite Kategorie fallen Reifenparameter wie die Reifenmaße, der Reifenreibungswert und die Radlastempfindlichkeit, welche einem Datenblatt des Continental C19-Reifens entnommen werden. Die letzte Kategorie der Eingangsgrößen sind aerodynamische Parameter wie der Abtriebs- und Widerstandsbeiwert des Fahrzeugs sowie die Lage des Druckpunkts. Diese Daten stammen aus teaminternen CFD-Simulationen des Fahrzeugs.

Basierend auf den Eingangsgrößen ermittelt das Berechnungsmodell die resultierenden Reifenkräfte in selbst gewählten Fahrzuständen. Die einstellbaren Parameter des Modells nach Abb. 4.2 sind beim Kurvenfahrt-Modell der Kurvenradius und beim longitudinalen Modell die Startgeschwindigkeit des Bremsvorgangs. Im Kurvenfahrt-Modell kann anschließend die Vertikal- und Seitenkraft für alle Räder bestimmt werden. Analog dazu liefert das longitudinale Modell anstelle der Seitenkraft die Längskraft [48].

Die Ergebnisse dieser Berechnungen sind die folgenden Lastfälle. Dabei ist zu beachten, dass in den Modellen leicht verschlechterte Bedingungen im Vergleich zum erwarteten realen Fahrzustand angesetzt wurden, um eine Art Sicherheitsfaktor zu integrieren. Somit wurden die Kräfte beispielsweise anhand des rund 15 kg schwereren Fahrzeugs der Saison 2024 ermittelt. Zudem werden für die Reifenreibungswerte und Abtriebsbeiwerte nahezu maximal erreichbare Größen genutzt, welche unter realen Bedingungen nicht vorliegen. Das Resultat ist eine Erhöhung der Lasten um etwa 15 %.

Lastfall 1A: Kurvenfahrt (v_{\max} Formula Student)

Für einen maximalen Kurvenradius von 25 m ergibt sich in der Kurve die folgende erreichbare Fahrzeuggeschwindigkeit $v_{1A,Fzg}$ [48]:

$$v_{Fzg,1A} = 23,13 \text{ m/s} \quad (4.1)$$

Die Reifenkräfte werden hierbei für die kurvenäußere Seite gewählt, da dort die größte Belastung vorliegt. Die Radlast, resultierend aus der Fahrzeugmasse sowie den aerodynamischen Abtriebskräften, ist an der Vorder- und Hinterachse nahezu identisch, sodass es irrelevant ist, welche Achse betrachtet wird. Die Reifenkräfte am kurvenäußeren Rad ergeben sich wie folgt [48]:

$$F_{Z,1A} = 1.638 \text{ N} \quad (4.2)$$

$$F_{Y,1A} = 2.229 \text{ N} \quad (4.3)$$

Darüber hinaus soll bei allen Lastfällen der relative Fülldruck des Reifens p_{Reifen} berücksichtigt werden [60].

$$p_{Reifen} = 80.000 \text{ N/m}^2 \quad (4.4)$$

Lastfall 1B: Kurvenfahrt (v_{\max} Fahrzeug)

Für diesen Lastfall wird die maximal erreichbare Reifenbelastung während einer Kurvenfahrt gesucht. Da der Kurvenradius die einzige Einstellgröße im lateralen Modell ist, wird dieser

angepasst, bis die Berechnung der technischen Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs gleicht. Der Radius, bei welchem dieser Grenzwert erreicht wird, liegt bei 41,5 m [48].

$$v_{Fzg,1B} = 36,11 \text{ m/s} \quad (4.5)$$

$$F_{Z,1B} = 2.361 \text{ N} \quad (4.6)$$

$$F_{Y,1B} = 3.027 \text{ N} \quad (4.7)$$

$$p_{Reifen} = 80.000 \text{ N/m}^2 \quad (4.8)$$

Lastfall 2: Maximale Verzögerung (Vollbremsung)

Anhand des longitudinalen Berechnungsmodells wurde ermittelt, dass die maximale Verzögerung größere Kräfte verursacht als die maximale Beschleunigung. Maximal sind die Kräfte direkt nach Beginn der Bremsung aus einer Geschwindigkeit von 130 km/h, weil zu diesem Zeitpunkt das Kraftschlusspotenzial dank des aerodynamischen Abtriebs am größten ist [48].

$$F_{Z,2} = 2.092 \text{ N} \quad (4.9)$$

$$F_{X,2} = 2.299 \text{ N} \quad (4.10)$$

$$p_{Reifen} = 80.000 \text{ N/m}^2 \quad (4.11)$$

Lastfall 3: Kombinierte Längs- und Seitenkraft

Für den nahezu identischen Continental C16-Reifen liegt ein Datenblatt vor, welches einen Kammschen Kreis beinhaltet. Abb. 7.3 im Anhang zeigt, wie anhand dieser Daten der kombinierte Lastfall abgeleitet wurde [61].

$$F_{Z,3} = 1.200 \text{ N} \quad (4.12)$$

Da diese Messwerte unter Laborbedingungen aufgenommen wurden, empfiehlt das Datenblatt eine Skalierung der Werte zur Repräsentation realer Straßenverhältnisse mit niedrigeren Reibwerten. Das Team hat dazu bereits Analysen durchgeführt, wobei ein Reduktionsfaktor von 0,89 entwickelt wurde. Dieser wird zur Skalierung der Werte genutzt [61].

$$F_{X,3} = 2.000 \text{ N} \quad (4.13)$$

$$F_{Y,3} = 1.950 \text{ N} \quad (4.14)$$

$$p_{Reifen} = 80.000 \text{ N/m}^2 \quad (4.15)$$

Lastfall 4: Reifenmontage

Für den maximalen Druck, welchen der Reifen beim Aufziehen erfährt, wird der zulässige Maximaldruck vom Reifenhersteller angesetzt [60].

$$p_{max,4} = 280.000 \text{ N/m}^2 \quad (4.16)$$

Lastfall 5: Schlagloch Überfahrt bei v_{\max}

Für die Vertikalkraft $F_{Z,5}$ wird das Vierfache der Radaufstandskraft bei einer Geschwindigkeit von 130 km/h angesetzt. Die Radlast setzt sich hierbei analog zu Lastfall 1 aus der statischen Gewichtskraft und dem aerodynamischen Abtrieb zusammen und wurde anhand des Fahrzeugmodells für die Längsdynamik ermittelt [6].

$$F_{Z,5} = 5.672 \text{ N} \quad (4.17)$$

$$p_{\text{Reifen}} = 80.000 \text{ N/m}^2 \quad (4.18)$$

Diese Lastfälle dienen bei der Dimensionierung des Lagenaufbaus in Kapitel 4.4 als Grundlage der FEM-Simulation. Damit eine solche Auslegung erfolgen kann, muss zunächst das verwendete Material festgelegt werden. Die diesbezüglichen Entscheidungen werden im nachfolgenden Kapitel erläutert.

4.2 Festlegung der Lamineigenschaften

Bei der Konstruktion mit Faser-Kunststoff-Verbunden spielen die mechanischen Eigenschaften des Werkstoffs eine entscheidende Rolle. Abhängig von der gewählten Faser, Matrix, Halbzeugart und weiteren Merkmalen fallen die anisotropen Werkstoffeigenschaften unterschiedlich aus. Für eine realitätsnahe FEM-Simulation der Konstruktion müssen daher präzise Informationen über die Beschaffenheit des Materials vorliegen. Dazu werden in diesem Abschnitt alle gewünschten Eigenschaften des Werkstoffs für die neue Felge festgelegt.

Hinsichtlich des Faser- und Matrixmaterials wurde bereits von Beginn an festgelegt, dass ein Kohlenstofffaser-Epoxidharz-Verbund zum Einsatz kommen soll. Diese Kombination ermöglicht höchste Festigkeiten und Steifigkeiten bei gleichzeitig guter thermischer Beständigkeit. Die genauen Hintergründe wurden bereits in Kapitel 2.4 erläutert.

Neben dem Grundmaterial ist ebenfalls über die Art des zu verwendenden Halbzeugs bereits entschieden worden. Gemäß der Anforderungsliste sollen Prepregs eingesetzt werden, da diese den Fertigungsprozess stark vereinfachen und gleichzeitig eine konstant hohe Qualität des Endprodukts gewährleisten können [17].

Innerhalb der Kategorie der Prepregs muss bei der Materialwahl die Textilarchitektur näher spezifiziert werden. Dabei sind gemäß Kapitel 2.4 UD-Lagen, Gewebe und Multiaxialgelege zu differenzieren. Basierend auf den individuellen Vor- und Nachteilen wird für die Fertigung der Felge ein Gewebe vorgesehen. Dieses hat gegenüber UD-Lagen den großen Vorteil, mit einem Legeschritt zwei Faserrichtungen gleichzeitig aufzutragen. Diese höhere Packungsdichte ist essenziell, da der verfügbare Bauraum im Radbereich begrenzt ist. Darüber hinaus ist die Auswahl an Gewebe-Prepregs auf dem Markt mit Abstand am größten, sodass die gewünschten Materialparameter variabler festgelegt werden können. Zusätzlich zum Gewebe ist es von Vorteil, einzelne UD-Lagen quer zur Umfangsrichtung der Felge in den Lagenaufbau zu implementieren, um die Steifigkeit zu erhöhen [34]. Da hierfür allerdings nur eine geringe Materialmenge erforderlich ist, wäre eine Bestellung aufgrund der geltenden Mindestbestellmengen unwirtschaftlich. Da keine ausreichenden Materialvorräte an UD-Lagen innerhalb des Teams vorhanden sind, wird auf den Einsatz dieser Materialart verzichtet.

Gemäß Kapitel 2.4 unterscheiden sich Gewebe-Prepregs noch weiter in der Bindungsart. Hierbei werden die Leinwand-, Köper- und Atlasbindung unterschieden, welche bereits in Kapitel 2.4 dargestellt wurden. Da es sich bei der Felge um eine teilweise doppelt gekrümmte Oberfläche handelt, ist die Anforderung an die Drapierbarkeit des Halbzeugs sehr hoch. Eine Leinwandbindung wird aus diesem Grund ausgeschlossen, da sie schnell zu Faltenbildung führt. Darüber hinaus wirkt sich die starke Krümmung der eng gebundenen Fasern bei einer Leinwandbindung negativ auf die Ermüdungsfestigkeit aus. Da die Felge ein hochdynamisch belastetes Bauteil ist, sollte die Ermüdungsfestigkeit möglichst groß sein [17]. Zur Auswahl stehen somit eine Köper- oder Atlasbindung, wobei die Auswahl an Prepregs mit Köperbindung deutlich größer ist. Die Entscheidung zwischen den beiden Bindungsarten richtet sich nach der jeweiligen Verfügbarkeit.

Auf Ebene der mechanischen Eigenschaften kann laut Kapitel 2.4 zwischen einer HT-, IM-, HM- und UHM-Faser gewählt werden. Dabei weisen High-Tenacity-Fasern eine erhöhte Zähigkeit und High-Modulus-Fasern einen größeren Elastizitätsmodul und somit höhere Steifigkeit auf. Bei der Felge wird erwartet, dass die Steifigkeit die Auslegung bestimmt, weshalb eine HM-Faser im Entscheidungsfall präferiert wird.

Hinsichtlich des Faservolumenanteils wird innerhalb des gemäß Kapitel 2.4 sinnvollen Bereichs ein möglichst hoher Wert angestrebt, sodass bei geringem Volumen eine hohe Festigkeit und Steifigkeit erreicht werden kann.

Zuletzt muss eine Wahl über das Flächengewicht des Prepregs getroffen werden. Der Literatur zufolge wirkt sich ein möglichst geringes Flächengewicht positiv auf die Ermüdungsfestigkeit und die Resistenz gegen Zwischenfaserbrüche aus, da das Rissfortschreiten an den Schichtgrenzen gebremst wird [62]. Für ein Bauteil wie die Felge sollte daher ein geringes Flächengewicht angestrebt werden. Zudem kann bei niedrigem Flächengewicht und somit geringer Schichtdicke die Lagenorientierung flexibler an die Anforderungen angepasst werden. Auch die Drapierbarkeit wird durch geringe Schichtdicken positiv beeinflusst, da das dünne Material gekrümmten Oberflächen besser folgen kann. Gleichzeitig ist zu beachten, dass mit sinkendem Flächengewicht der Legeaufwand steigt. Um die gleiche Steifigkeit zu erreichen, wird bei einem kleinen Flächengewicht eine größere Lagenanzahl benötigt. Dies wiederum erhöht die Kosten pro Felge, da das Halbzeug als Rollenware vorliegt. Um den Legeaufwand und die Materialkosten zu begrenzen, sollte daher nicht das kleinstmögliche Flächengewicht gewählt werden [17].

Die Lufthansa AG erklärte sich dazu bereit, eigenes Material, dessen Haltbarkeitsdatum bereits überschritten ist und das daher im Flugzeugbau nicht mehr eingesetzt werden darf, bereitzustellen. Die Prüfung des Angebots ergab, dass das verfügbare Material basierend auf den zuvor definierten Anforderungen geeignet ist und daher für die weitere Konstruktion der Felgen als Auslegungsbasis verwendet werden soll. Bei dem gesponserten Prepreg handelt es sich um eine 1,65 m x 51 m große Rolle des folgenden Halbzeugs vom Hersteller Cytac Engineered Materials Limited.

CYCOM®985 – 37% – 3KHS – 8H – 364 – 1650

Bei diesem Prepreg handelt es sich um ein 1/4-Atlasgewebe mit einem Faservolumenanteil von 63 %, was für eine gute Drapierbarkeit spricht. Das Datenblatt des Werkstoffs und die mechanischen Kenngrößen finden sich im Anhang in Abb. 7.4 bis Abb. 7.7.

Nachdem die Materialwahl abgeschlossen ist, kann der Aufbau einer Simulation für die CFK-Felge beginnen. Der erste Schritt besteht in der simulationsgerechten Modellierung. Der dazu erforderliche Prozess wird im nachfolgenden Kapitel erläutert.

4.3 Entwicklung eines Vorauslegungsmodells

Die Simulation eines Bauteils aus Faser-Kunststoff-Verbunden erfolgt in Siemens NX durch ein Flächenmodell. Die Hybridfelge liegt gemäß Kapitel 3.5 bisher nur als Volumenmodell vor. Damit das Felgenmodell für eine FEM genutzt werden kann, muss ein neues Modell abgeleitet werden. Dieses Modell hat für die Simulation gewisse Anforderungen zu erfüllen.

Die erste Anforderung besteht im Aufbau des Flächenmodells. Um dies zu verdeutlichen, ist ein Vorgriff auf Kapitel 5 erforderlich, da bereits in dieser frühen Entwicklungsphase bedacht werden muss, wie die Fertigungsschritte aussehen. Bei der Fertigung der CFK-Felge sind generell drei Arbeitsschritte eingeplant, welche gleichermaßen in dem Flächenmodell wiederzufinden sein müssen. Dabei zeigt Abb. 4.3 schematisch, wie die Fertigung ablaufen soll.

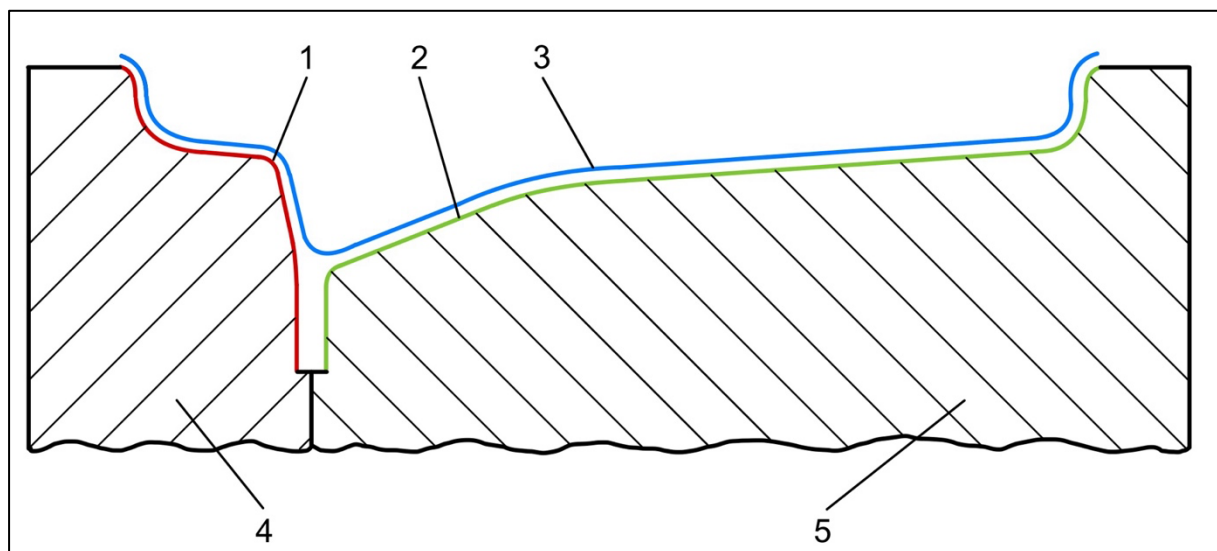


Abb. 4.3: Funktionsflächen im Legeprozess der Felge [42]

Die Werkzeugform wird mindestens zweiteilig sein und eine kleine (4) und eine große Seite (5) besitzen. Die kleine Seite ist dabei die radäußere und die große die radinnere Seite. Beim Aufbringen der Lagen werden zunächst Plys auf die kleine (1) und die große Seite (2) aufgebracht. Demnach entsprechen diese zwei Flächen den Werkzeugoberflächen, welche in Abb. 4.3 in Rot und Grün dargestellt sind. Anschließend kann die Form zusammengefügt werden, und in die entstehende Lücke wird gemäß Tabelle 3.3 eine gerollte UD-Lage eingebracht. Damit diese beiden Schalen zu einer Felge miteinander verbunden werden, folgen weitere CFK-Lagen, welche jedoch über die gesamte Breite der Außenfläche (3) gelegt werden. Diese Außenfläche entspricht der in Abb. 4.3 blau dargestellten Kontur. Die Herausforderung des Flächenmodells besteht darin, diese drei Körperflächen zu integrieren.

Gleichzeitig soll zur Begrenzung des Arbeitsaufwands ein Modell entwickelt werden, welches unabhängig von der Wandstärke ist. Im Laufe der Dimensionierung wird der Lagenaufbau der Felge angepasst und erweitert, bis die zuvor definierten Anforderungen an die Steifigkeit und Festigkeit unter den Lastfällen aus Kapitel 4.1 eingehalten werden. Das Problem besteht darin, dass eine Variation der Wandstärke bei ungeschickter Modellierung wie in Abb. 4.3 jedes Mal eine Anpassung des gesamten Flächenmodells erfordert.

Die dritte und letzte Anforderung an das Flächenmodell besteht in einer möglichst realitätsnahen Modellierung der Felgeengeometrie. Dies bedeutet, dass Bohrungen wie für die Schraubenverbindung und das Ventil mitsimuliert werden sollten.

Um diese Anforderungen in einem Modell zu vereinen, wurde die in Abb. 4.4 dargestellte Kontur generiert.

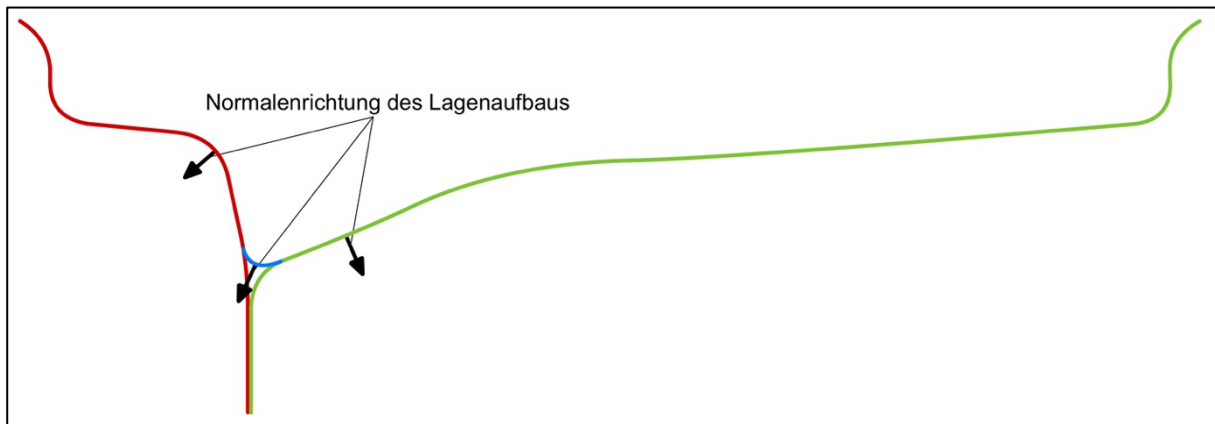


Abb. 4.4: Felgenkontur Vorauslegungsmodell [42]

Diese ist aus den drei farbigen markierten Teilflächen zusammengesetzt, welche jeweils bündig und tangential miteinander abschließen. Die rote Teilfläche ähnelt der Werkzeugkontur der kleinen Seite in Abb. 4.3. Die grüne Teilfläche ist das Äquivalent der großen Felgenseite. Die blaue Teilfläche ist die Besonderheit dieses Flächenmodells. Diese Übergangsfläche ist notwendig, um die Außenfläche der Felge darzustellen. Die somit entstehende Außenfläche des Modells, welche in Abb. 4.5 in Orange hervorgehoben wird, entspricht exakt der Oberfläche des Volumenmodells auf der Seite des Reifens gemäß Abb. 3.33. Dadurch ist sichergestellt, dass die Randbedingungen hier weiterhin eingehalten werden. Damit ein Aufdicken dieser Fläche nicht zu einer Verschiebung der reifenseitigen Kontaktfläche führt, wurde das Modell so entwickelt, dass die Lagen gemäß der Pfeile in Abb. 4.4 aufgebracht werden. Eine Variation der Wandstärke hat somit keinerlei Einfluss auf die reifenseitige Geometrie.

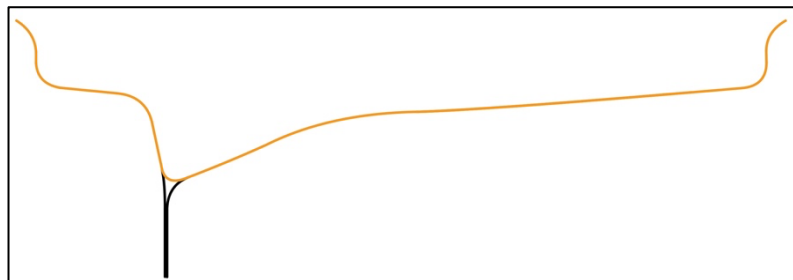


Abb. 4.5: Außenfläche des Vorauslegungsmodells [42]

Der Nachteil dieses Modells besteht in der Randbedingung am Felgenstern. Eine Veränderung der Wandstärke führt bei diesem Modell zu einer Abweichung des Abstands der Felgenmitte zum Felgenstern. Dieser Abstand beeinflusst letztlich die Einpresstiefe, sodass je nach Wandstärke eine geringe Abweichung dieser kinematischen Größe zum Zielwert vorliegen wird. Dieser Nachteil wird bewusst akzeptiert, weil die Vorteile des Modells überwiegen. Da das ursprüngliche Modell bereits auf einer Schätzung der Wandstärke aufgebaut wurde und diese erfahrungsgemäß nur im unteren einstelligen Millimeterbereich schwankt, wird die Abweichung der Einpresstiefe als vernachlässigbar eingestuft.

Um eine realitätsnahe Modellierung zu gewährleisten, werden in das Flächenmodell die zwölf Bohrungen für die Befestigung am Felgenstern integriert. Auch die Bohrung des Ventils findet sich im Modell wieder. Hierbei wird die Ventilposition so gewählt, dass sie direkt unter einer Bohrung des Lochkreises liegt. Somit kann bereits die spätere Aufteilung der Lagen in Ply berücksichtigt werden, weil die Ply-Übergänge idealerweise zwischen Bohrungen liegen sollten. Dadurch werden der Ply-Übergang und die Bohrung räumlich getrennt, da beides Schwachstellen in der Struktur sind.

Für die anschließende Vernetzung der Geometrie werden die drei Körperflächen weiter unterteilt. Die hierbei erfolgten Anpassungen sind für die Vernetzung, Krafteinleitung oder Ply-Definition im weiteren Verlauf notwendig. Beispielsweise zeigt Abb. 4.6, dass sich nun die Fläche der Humps im Modell wiederfindet. Das wiederum ermöglicht die Darstellung der Reifenkontaktfläche zur Felge, welche später zur Kraftübertragung benötigt wird.

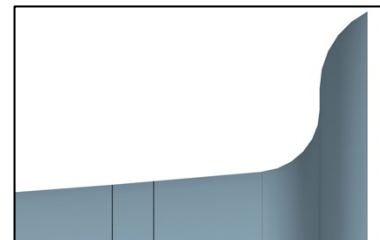


Abb. 4.6: Flächenteilung im Bereich des Humps [42]

Das finale Flächenmodell wird in Abb. 4.7 gezeigt. Dieses Modell ermöglicht die Darstellung der drei Körperflächen und erfüllt somit die erste Anforderung. Durch die Normalenrichtung des Lagenaufbaus in diesem Modell wird die Unabhängigkeit von der Wandstärke gewährleistet. Letztlich ist das Flächenmodell durch die Berücksichtigung der tatsächlichen reifenseitigen Randbedingung und die Implementierung der Bohrungen eine endkonturnahe Simulation. Im nächsten Kapitel wird erläutert, welche Tätigkeiten ausgehend von dem Flächenmodell für die Vorbereitung und Durchführung der FEM-Simulation erledigt werden müssen.

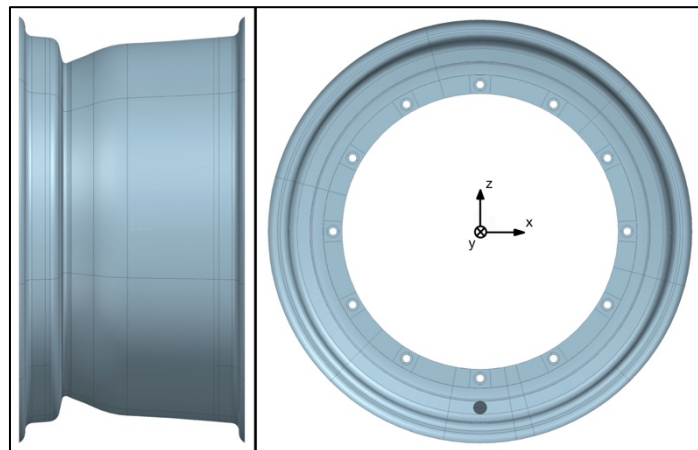


Abb. 4.7: Flächenmodell Vorauslegung [42]

4.4 FEM-Vorauslegung – Festigkeits- und Steifigkeitsanalyse

Das Vorgehen bei der FEM-Simulation basiert auf dem Ablaufschema in Kapitel 2.5. Im ersten Schritt muss die Geometrie, in diesem Fall das Flächenmodell aus Kapitel 4.3, räumlich diskretisiert werden. In diesem Kontext wird die Aufteilung des Modells in Funktionsflächen und die Wahl der Elementtypen im Kontext der Vernetzung erläutert. Ist die Vernetzung abgeschlossen, folgt im nächsten Schritt die Implementierung der Zwangsbedingungen und Lasten. Sobald diese Parameter eingestellt wurden, ist das FEM-Modell simulationsbereit. Die grundlegende Anforderung an ein numerisches Modell, wie es bei der FEM genutzt wird, ist die Konvergenz. Mithilfe einer sogenannten Netzkonvergenzstudie wird anhand des vorliegenden FEM-Modells geprüft, ob die Lösung konvergiert. Ist diese Anforderung ebenfalls erfüllt, so müssen Kriterien für die Lösungsauswertung festgelegt werden. Dabei sollte zunächst ein Zielwert definiert werden, auf den die Dimensionierung abzielt. Hier kann je nach Lastfall die Festigkeit oder Steifigkeit maßgeblich sein. Darüber hinaus ist die Simulation stets mit einer Ungenauigkeit verbunden, da zwangsläufig Vereinfachungen im Prozess der Modellierung und Berechnung erfolgen. Um diese Unsicherheit der Simulationsergebnisse zu berücksichtigen, werden Sicherheitsfaktoren definiert, welche die Einflüsse der einzelnen Fehlerquellen quantifizieren und die Festigkeits- und Steifigkeitsgrenzwerte des Materials entsprechend skalieren. Sind diese Werte definiert, kann die eigentliche Dimensionierung anhand des FEM-Modells stattfinden. Das Ergebnis der FEM wird mit dem Solver NX Nastran bestimmt [63] und muss den zuvor definierten Anforderungen genügen, sodass am Ende dieses Kapitels ein vollständig dimensionierter Lagenaufbau mit einer finalen Felgenreometrie steht.

Räumliche Diskretisierung der Geometrie

Der erste Schritt bei der FEM-Vorbereitung ist die Vernetzung der Geometrie, wobei die Gesamtfläche mit einem Netz aus Teilelementen überzogen wird. Die Erzeugung des Netzes erfolgt in Siemens NX automatisiert, indem vom Nutzer die gewünschten Flächen ausgewählt werden. Basierend auf der Auswahl an Flächen, der angestrebten Elementgröße und dem eingestellten Elementtyp generiert das System ein möglichst effizientes Netz. Die Qualität des Netzes ist dabei ausschlaggebend für die Genauigkeit und Stabilität der FEM-Simulation, weshalb die Vernetzung von großer Bedeutung ist [64]. Um eine hohe Netzqualität zu erreichen, wird das Flächenmodell im ersten Schritt in funktionale Teilflächen untergliedert. Abb. 4.8 zeigt diese Teilsegmente für einen Ausschnitt der kleinen Seite des Flächenmodells exemplarisch. Jede der funktionalen Teilflächen wird in einer eigenen Farbe markiert und erhält im weiteren Verlauf ein eigenes Netz mit individueller Netzfeinheit und einem geometrieoptimierten Elementtyp.

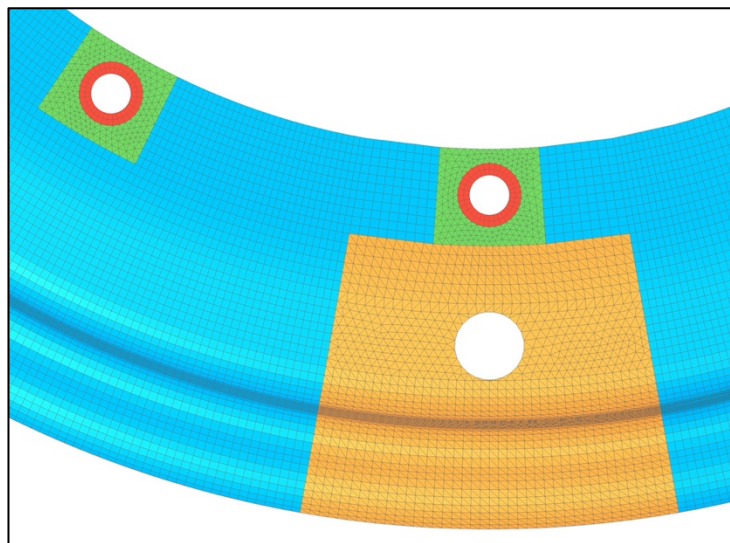


Abb. 4.8: Funktionale Teilflächen im FEM-Netz [42]

In Blau ist der größte Teil der Fläche gekennzeichnet. Dieser Bereich wird daher im Modell entsprechend der Felgenseite als *Kleine_Seite* bezeichnet. Da es sich um eine rotations-symmetrische Geometrie handelt, liefert ein strukturiertes Netz eine gute Abbildung der Geometrie. Die hierfür eingesetzten Elemente sind vom Typ CQUAD4. Dabei handelt es sich um quadrilaterale 2D-Elemente, wobei die vier Eckpunkte eines Elements den Knotenpunkten im Netz entsprechen. Jeder der Knotenpunkte weist im Raum drei translatorische und drei rotatorische Freiheitsgrade auf [65]. Da es sich um isoparametrische Elemente handelt, werden die Geometrie und die Feldgröße durch die gleiche Ansatzfunktion beschrieben [66]. Zudem sind diese Elemente linear, sodass die Ansatzfunktion ersten Grades ist. Dies verringert den erforderlichen Rechenaufwand beim Lösen des Systems. Dieses einfache und universell anwendbare Element eignet sich vor allem für große gleichmäßige Flächen, was zu der hier gekennzeichneten Teilfläche passt. Der Nachteil der linearen Elemente besteht in der potenziell schlechteren Konvergenz für stark gekrümmte Oberflächen, da die interpolierte Größe entlang der Elementkante nur linear variieren kann. Darüber hinaus sind CQUAD4-Elemente vergleichsweise empfindlich gegen Verzerrung, also die Abweichung der Elementform von einer ideal rechteckigen Grundform [65]. Da die hier gezeigte Teilfläche strukturiert vernetzt werden kann, ist die Verzerrung sehr gering und die Netzqualität sollte mit CQUAD4-Elementen ausreichend groß sein. Damit die Geometrie adäquat durch das Netz abgebildet wird, ist nicht nur der Elementtyp, sondern auch die Elementgröße von Bedeutung. Ist die Größe eines Einzelements zu groß angesetzt, so werden kleinskalige Effekte nicht im Ergebnis abgebildet. Umgekehrt sorgt ein zu feines Netz für einen unnötig hohen Rechenaufwand. Die Elementgröße wird hier bei der Vorauslegung zunächst so gewählt, dass die kleinsten geometrischen Eigenschaften der Felgenkontur mit mindestens zwei Elementen abgebildet werden. Der kleinste Radius des Flächenmodells liegt im Bereich der Mittelfläche bei über 3 mm, weshalb für das gesamte Modell eine Elementgröße von maximal 1,5 mm festgelegt wird. Ob diese Elementgröße ausreichend ist, wird die Netzkonvergenzstudie im weiteren Verlauf dieses Kapitels belegen. Für die große Seite der Felge wird diese Funktionsfläche analog definiert, als *Grosse_Seite* betitelt und vernetzt [64].

Die zweite Funktionsfläche der kleinen Felgenseite ist in Abb. 4.8 rot markiert. Es handelt sich um die Bohrungen für die Befestigung am Felgenstern. Dieser als Bereich wird als *Bohrungen_Kleine_Seite* bezeichnet und ist in gleicher Ausprägung auch auf der großen Felgenseite vorzufinden, wo die Vernetzung identisch erfolgt. Zur Vernetzung von Bohrungen sollten möglichst radial angeordnete Elemente eingesetzt werden, weshalb sich auch hier eine strukturierte Vernetzung mit CQUAD4-Elementen anbietet. Um die Spannungsgradienten im Bereich der Kraftübertragung auf den Felgenstern abzubilden, ist eine höhere Auflösung als im restlichen Felgenbereich von Vorteil. Es wird hier eine Elementgröße von 1 mm gewählt [67].

In Grün zeigt Abb. 4.8 den dritten Teilbereich. Diese Fläche stellt einen Übergang zwischen den beiden zuvor beschriebenen Abschnitten dar und wird als *Bohrungsrand_Kleine_Seite* bezeichnet. Für Übergangsbereiche von zwei quadrilateral vernetzten Teilflächen mit unterschiedlicher Orientierung ist der Einsatz von CQUAD4-Elementen wenig geeignet, da es zu starken Verzerrungen einzelner Elemente kommt. Dies wird in Abb. 4.9 exemplarisch visualisiert. Die Alternative stellt ein CTRIA3-Element dar. Dieses

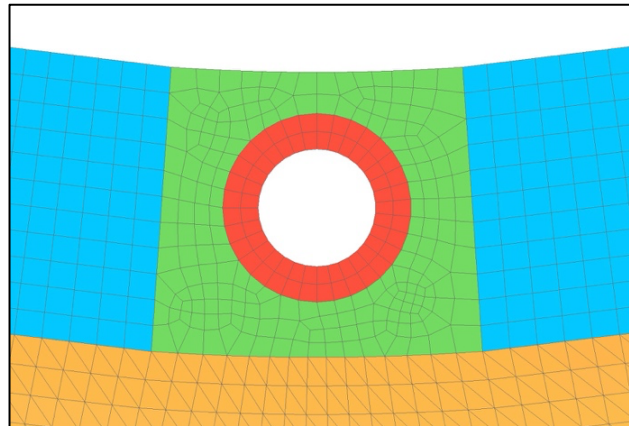


Abb. 4.9: CQUAD4-Elemente am Bohrungsrand [42]

dreieckige 2D-Element ist ebenfalls isoparametrisch und linear, weshalb die Kombination mit CQUAD4-Elementen problemlos erfolgen kann. Der Vorteil eines CTRIA3-Elements ist die bessere Anpassung an komplexe Geometrien im Vergleich zum CQUAD4-Element. Zudem sind die dreieckigen Elemente weniger empfindlich gegenüber Verzerrungen, sodass sie oft als Ergänzung zu quadrilateralen Elementen in geometrisch komplexen Bereichen oder bei Übergängen eingesetzt werden. Das Ergebnis im Vergleich zu Abb. 4.9 zeigt Abb. 4.8. Als Elementgröße wird hierbei ebenfalls 1 mm gewählt, weil dreieckige Elemente eine vergleichsweise feinere Vernetzung erfordern, um die gleiche Genauigkeit wie quadrilaterale Elemente zu erreichen [68]. Wie auch bei den vorherigen beiden Teilflächen findet sich diese geometrische Funktionsfläche in gleicher Form auf der großen Felgenseite wieder.

Der vierte Teilbereich der kleinen Felgenseite ist die Umgebung des Ventils, welche in Abb. 4.8 orange markiert ist. Die Vernetzung erfolgt hier analog zum vorherigen Abschnitt, sodass CTRIA3-Elemente aus den bereits genannten Gründen verwendet werden. Da die Ventulumgebung großflächiger als der Bohrungsrand ist, wird jedoch analog zum umgebenden Gebiet eine Elementgröße von 1,5 mm gewählt. Mit der Vernetzung dieser Teilfläche ist die kleine Seite und analog dazu auch die große Seite der Felge vollständig räumlich diskretisiert. Die verbleibende Teilfläche stellt gemäß Kapitel 4.3 die *Mittelfläche* dar, welche die beiden Hälften miteinander verbindet. Dieser ringförmige Flächenabschnitt ist eine rotations-symmetrische Geometrie und wird daher mit CQUAD4-Elementen der Größe 1,5 mm strukturiert vernetzt.

Eine alternative Vernetzung mit quadratischen Elementen (CQUAD8, CTRIA6) wurde in Betracht gezogen, da diese für stark gekrümmte Oberflächen potenziell eine bessere Abbildung des Verformungsverhaltens ermöglichen [29]. Anhand einer Vergleichssimulation der beiden Elementtypen konnte jedoch ermittelt werden, dass die Ergebnisse der linearen Elemente bei gleicher Netzfeinheit lediglich eine Abweichung in der dritten Nachkommastelle aufweisen. Der deutlich erhöhte Rechenaufwand bei quadratischen Elementen wird demnach durch die Ähnlichkeit der Ergebnisse nicht gerechtfertigt. Die Wahl der linearen Elemente genügt für die vorliegende Entwicklungsaufgabe.

Da die räumliche Diskretisierung hiermit abgeschlossen ist, müssen im nächsten Schritt zur Vorbereitung der FEM-Simulation die Zwangsbedingungen und Lasteinleitungen analysiert und definiert werden.

Analyse der Zwangsbedingungen

Zwangsbedingungen beschreiben beim Aufbau von FEM-Modellen die räumlich-funktionalen Grenzen des Modells. An Stellen, wo in der Realität andere Bauteile sitzen würden, die das Bauteilverhalten beschränken oder beeinflussen, wird in der Modellierung ein mathematischer Ansatz verwendet. Auf diese Weise kann die Komplexität einer Simulation begrenzt werden. Im Umfeld der vorliegenden Arbeit muss dabei primär die Entscheidung getroffen werden, ob die Modellgrenze vor oder hinter dem Felgenstern gesetzt werden sollte. Nachfolgend werden daher zwei Simulationsvarianten differenziert.

Die erste Variante setzt die Systemgrenze direkt an der CFK-Felge, sodass der Felgenstern nur in Form einer festen Randbedingung berücksichtigt wird. Als fixierte Fläche werden dabei die zuvor als *Bohrungen_Kleine_Seite* und *Bohrungen_Grosse_Seite* bezeichneten Teilflächen gewählt. Bei dieser Methode wird somit festgelegt, dass die CFK-Felge im Bereich der Schraubenauflage keinerlei Verformungen zulässt. Gleichzeitig umfasst die zweite Zwangsbedingung, dass der innere Durchmesser der Felge, welcher zum Zwecke der Mittenzentrierung am Felgenstern anliegt, keine Verformung aufweist. Eine Ovalisierung des Mittenlochs ist somit nicht möglich.

Im Falle der zweiten untersuchten Ausführung wird die Systemgrenze hinter den Felgenstern verlagert. Dadurch erhöht sich der Modellumfang um ein weiteres Bauteil, was den Rechenaufwand steigert. Gleichzeitig bietet diese Variante einige Vorteile. Durch die Implementierung des Felgensterns lässt sich dem Ergebnis der FEM-Simulation die Gesamtverschiebung des Rads entnehmen, welche zur Quantifizierung der Verformung und Validierung der Anforderungen von Bedeutung ist. Darüber hinaus ist ein Bereich, in dem feste Zwangsbedingungen vorliegen, aus numerischer Sicht aufgrund der starken Gradienten immer kritischer. Derartige Areale weisen oft Singularitäten auf, wobei es sich um Spannungsüberhöhungen handelt, welche am realen Bauteil gar nicht auftreten [69]. Um solche Artefakte aus dem betrachteten Bauteil, also der CFK-Felge, zu entfernen, sollten feste Zwangsbedingungen idealerweise in nicht auszuwertenden Bereichen des Modells liegen [67]. Der Felgenstern wird bei dieser Variante über eine Fixierung der in Abb. 4.10 orange markierten Fläche in seiner Bewegung eingeschränkt. Diese Oberfläche liegt im realen Fall an der Radnabe an, sodass eine Einschränkung aller Freiheitsgrade plausibel ist. Die Verbindung zwischen Felge und Felgenstern läuft analog zur ersten Variante über die Flächen *Bohrungen_Kleine_Seite* und *Bohrungen_Grosse_Seite* mithilfe einer mechanisch festen Kopplung.

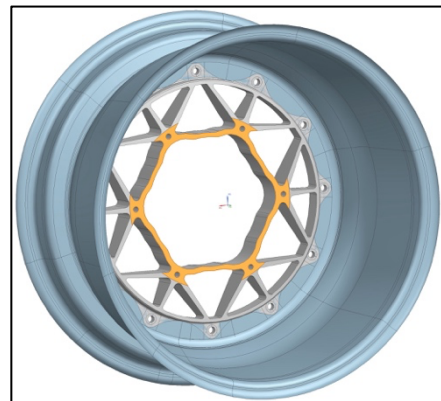


Abb. 4.10: Felgenstern Fixierung [42]

Welche der beiden Varianten zum Einsatz kommt, wird mithilfe einer Vergleichssimulation entschieden. Hierbei soll das FEM-Modell bei gleichem Lagenaufbau mit beiden Zwangsbedingungen durchgerechnet werden. Als Lastfall wird die Kurvenfahrt gemäß Lastfall 1A gewählt, da dies einen guten Einblick in das auslegungsrelevante Verformungsverhalten liefert. Die Vergleichsgröße ist das Verhältnis der Knotenverschiebungen u , v und w beider Varianten innerhalb der CFK-Felge. Dabei steht u für die Verschiebung in x-Richtung, v für die Verschiebung in y-Richtung und w für die Verschie-

bung in z-Richtung. Es wird das Verhältnis der Varianten zueinander betrachtet, da die absoluten Werte mit dem verwendeten Lagenaufbau noch keine Aussagekraft haben. Das Ergebnis dieser Simulation wird in Tabelle 4.1 dargestellt.

Tabelle 4.1: Analyse der Zwangsbedingungen mithilfe von Testsimulationen

Verhältnis Verschiebung mit Felgenstern : Verschiebung ohne Felgenstern		
$\frac{u_{mitFS,max}}{u_{ohneFS,max}} = 1,17$	$\frac{v_{mitFS,max}}{v_{ohneFS,max}} = 1,15$	$\frac{w_{mitFS,max}}{w_{ohneFS,max}} = 1,17$

Die Daten in Tabelle 4.1 zeigen, dass eine Vernachlässigung der Elastizitäten des Felgensterns beim vorliegenden Lagenaufbau zu einem etwa 15 % steiferen Simulationsergebnis führt. Da die Verformung der Felge unter Last auslegungsrelevant ist, darf hierbei keine zu optimistische Modellierung erfolgen, weshalb die Variante mit dem Felgenstern klar zu bevorzugen ist. Die Kombination der zuvor genannten Vorteile mit den Ergebnissen des direkten Vergleichs überwiegt gegenüber dem erhöhten Rechenaufwand.

Eine weitere Zwangsbedingung, welche modellspezifisch innerhalb der Simulation beachtet werden muss, wird durch die Dreiteilung des Flächenmodells bedingt. Aus Sicht des Programms existieren die drei Teilflächen *Kleine_Seite*, *Grosse_Seite* und *Mittelfläche* bisher nur unabhängig voneinander. Wird in der FEM-Simulation eine der drei Flächen mit einer Kraft beaufschlagt, so wirkt diese auf keine der zwei anderen Teilflächen. Um eine mechanische Kopplung der drei Teilflächen zu erreichen, werden daher sogenannte Simulationsobjekte eingesetzt. Bei dieser Form von Zwangsbedingungen handelt es sich im vorliegenden System um eine Klebung. Bezüglich der Verformung unter Last bedeutet dies, dass miteinander verbundene Flächenabschnitte die gleiche Verformung erfahren und somit auf makroskopischer Ebene fest verbunden sind. In diesem Fall werden drei Fläche-Fläche-Klebungen eingesetzt. Abb. 4.11 zeigt alle relevanten Bereiche in einer eigenen Farbe. Durch jeweils eine Klebung wird die kleine und große Felgenseite mit der Mittelfläche verbunden. Zudem muss im Flanschbereich eine Kopplung der kleinen und großen Seite erfolgen. Die daraus resultierenden Verbindungen führen zu einem ganzheitlichen Strukturverhalten, welches dem realen Bauteil näherkommt.

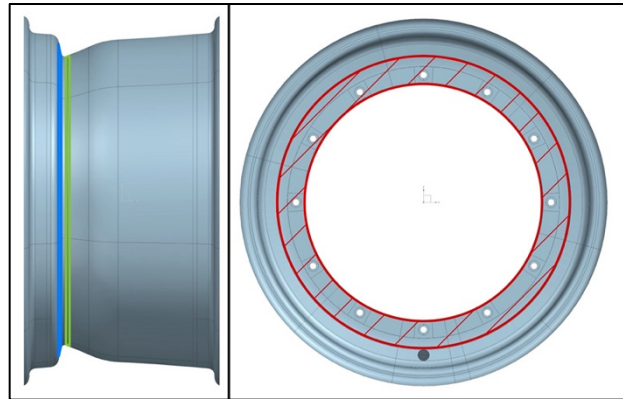


Abb. 4.11: Klebeflächen Vorauslegungsmodell [42]

Neben den Zwangsbedingungen ist beim Aufbau einer FEM-Simulation vor allem die Art und Position der Lasteinleitung von Bedeutung. Aus diesem Grund wird nachfolgend erläutert, wie die jeweiligen Lasten aus Kapitel 4.1 in das Modell eingebaut werden.

Analyse der Lasteinleitung

Um die Lasten innerhalb von Siemens NX in das FEM-Modell zu integrieren, steht eine große Auswahl an Lastarten zur Verfügung. Für das betrachtete Modell der CFK-Felge sind gemäß den Lastfällen aus Kapitel 4.1 nur Kräfte und Drücke von Bedeutung.

Eine Kraft wird hierbei durch einen Betrag und ihre Richtung definiert. Je nach ausgewähltem Bezugsobjekt handelt es sich um eine Punkt-, Strecken- oder Flächenlast. Die Orientierung der Kraft kann entlang des globalen Koordinatensystems oder selbst definierter Vektoren erfolgen. Im Falle einer Flächenlast liegt eine geometrische Verteilung der Gesamtkraft vor, sodass der vom Nutzer gewählte Betrag gleichmäßig über die ausgewählte Fläche verteilt wird.

Die Definition eines Drucks als Last ist für den Nutzer einfacher, da ein Druck aus physikalischer Sicht stets normal zur Oberfläche wirkt. Es muss daher lediglich die betreffende Oberfläche im Modell ausgewählt und der wirkende Druck betragsmäßig angegeben werden.

Für das Modell der CFK-Felge sind entsprechend der Lastfälle aus Kapitel 4.1 vier Lastarten zu unterscheiden: die Vertikalkräfte F_z , die Längskräfte F_x , die Seitenkräfte F_y und der Innendruck des Reifens p_{Reifen} .

Die Implementierung des Innendrucks ist vergleichsweise einfach. Die gesamte Außenfläche, einschließlich der Felgenhörner, wird ausgewählt, da angenommen wird, dass der Innendruck auch eine seitliche Anpresskraft des Reifens auf die Felgenhörner erzeugt. Das Flächenmodell wurde in Vorbereitung auf diesen Schritt so unterteilt, dass die Körperflächen *Kleine_Seite* und *Grosse_Seite* am tangentialen Übergangsort zur *Mittelfläche* eine Flächenenteilung aufweisen. Dies stellt sicher, dass keine Teilflächen des Flanschbereichs fälschlicherweise mit Druck beaufschlagt werden.

Die Integration der Reifenkräfte in das Modell ist komplexer. Da es sich bei den in Kapitel 4.1 ermittelten Lasten um Kräfte in der Reifenaufstandsfläche handelt, muss entschieden werden, wie diese Kräfte durch den Reifen auf die Felge übertragen werden. Die vollständige Modellierung des Reifens wäre mit einer Vielzahl an Unbekannten und Fehlerquellen verbunden. Die dafür erforderlichen Reifendaten zur realitätsnahen Simulation des elastischen Verformungsverhaltens gehen über den Umfang dieser Arbeit hinaus. Daher wird angenommen, dass die Reifenkräfte direkt über die entsprechende Kontaktfläche an der Unterseite der Felge übertragen werden [56]. Für eine derartige Entscheidung muss die Sensibilität der Simulation bezüglich der Größe der Krafteinleitungsfläche untersucht werden. Wird die Kraft über einen geringen Anteil des Felgenumfangs übertragen, treten erwartungsgemäß lokal höhere Spannungen und Verformungen auf, während eine großflächige Übertragung das Verformungsverhalten unkritischer erscheinen lässt. Wie genau dieser Einfluss der Übertragungsfläche dabei ausfällt, wird anhand einer Vergleichssimulation mit dem vorliegenden FEM-Modell analysiert.

Um die Sensibilität des Modells gegenüber der Größe der Krafteinleitungsfläche zu analysieren, werden drei Simulationen mit einem experimentellen Lagenaufbau analog zur Analyse der Zwangsbedingungen durchgeführt. Dieser Lagenaufbau ist noch nicht dimensioniert, weshalb eine relative Auswertung der Simulationsergebnisse erfolgt. Als Lastfall wird ebenfalls Lastfall 1A verwendet, da dieser die auslegungskritische Verformungsvariante durch Seitenkräfte beinhaltet. In den drei Simulationen werden alle Parameter bis auf die Fläche des Kraftangriffs konstant gehalten.

Abb. 4.12 zeigt die untere Felgenhälfte mit den drei gewählten Bereichen für den Kraftangriff, welche farblich unterschiedlich markiert sind.

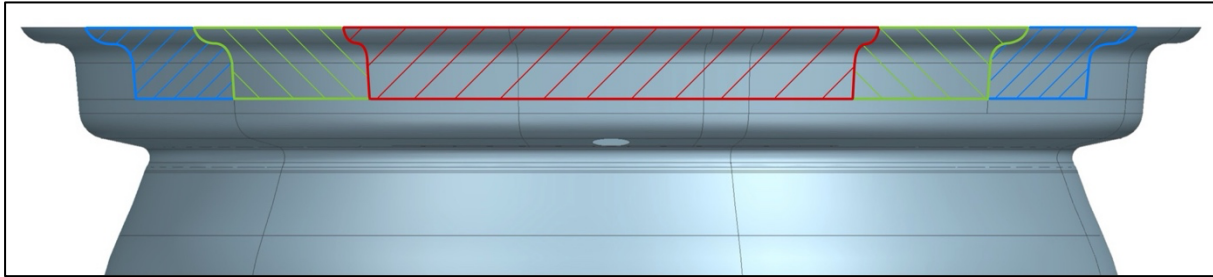


Abb. 4.12: Kraftangriffsflächen der Reifenkräfte (15 % / 25 % / 35 %) [42]

Die rote Fläche repräsentiert die erste Simulation, bei der alle Kräfte über 15 % des Felgenumfangs übertragen werden. Für die zweite Simulation wird dieser Anteil auf 25% erhöht, was in Grün dargestellt ist. Schließlich wird in der dritten Simulation, markiert in Blau, eine Fläche von 35 % des Felgenumfangs verwendet. Zur Auswertung werden dieselben Parameter wie bei der Analyse der Zwangsbedingungen herangezogen. In diesem Fall wird die jeweilige maximale Verschiebung jedoch auf den Wert der 25 %-Simulation normiert. Die Ergebnisse anderer Formula Student Teams legen nahe, dass eine Kraftübertragung über 25 % des Felgenumfangs die realen Bedingungen gut abbildet [34]. Dennoch wird die potenzielle Schwankung der Felgenverformung untersucht, um einen Faktor für die Unsicherheit der Simulation abzuleiten.

Tabelle 4.2: Analyse der Krafteinleitung mithilfe von Testsimulationen

Verhältnis Verschiebung 15 % : Verschiebung 25 %		
$\frac{u_{15\%,max}}{u_{25\%,max}} = 1,27$	$\frac{v_{15\%,max}}{v_{25\%,max}} = 1,20$	$\frac{w_{15\%,max}}{w_{25\%,max}} = 1,29$
Verhältnis Verschiebung 35 % : Verschiebung 25 %		
$\frac{u_{35\%,max}}{u_{25\%,max}} = 0,80$	$\frac{v_{35\%,max}}{v_{25\%,max}} = 0,88$	$\frac{w_{35\%,max}}{w_{25\%,max}} = 0,84$

Tabelle 4.2 zeigt, dass bei einer 10 % kleineren Fläche des Kraftangriffs die Verformung je nach Richtung um 20 % bis 29 % steigt. Umgekehrt sinkt die Verformung bei einer 10 % größeren Fläche um maximal 20 %. Daraus wird geschlossen, dass je nach betrachteter Koordinatenrichtung eine Unsicherheit der ermittelten Felgendeformation von bis zu 30 % zu berücksichtigen ist. Für die Simulation der CFK-Felge wird eine Fläche von 25 % des Felgenumfangs zur Kraftübertragung verwendet. Die Schwankungen um diesen Wert werden bei der Festlegung eines Sicherheitsfaktors berücksichtigt.

Eine vergleichbare Analyse der Spannungen ergab, dass eine kleinere Fläche die Lagen-
spannung um bis zu 15 % erhöht, während eine größere Fläche die Lagen-
spannungen um maximal 10 % verringert. Da der Einfluss auf die Verformung größer ist, wird diese bei der
Definition des Sicherheitsfaktors als maßgeblich angesehen.

Nachdem die Wahl der Flächengröße abgeschlos-
sen ist, kann die Positionierung der Kräfte betrach-
tet werden. Die Vertikalkräfte F_z werden im Modell
ausschließlich über die Wulstfläche des Reifens auf
die Felge übertragen. Abb. 4.13 zeigt die dafür
ausgewählten Teilflächen des Flächenmodells in
Orange. Die Gesamtkraft aus Kapitel 4.1 wird
gleichmäßig auf die Innen- und Außenseite der Felge
verteilt. Die Richtung der Vertikalkraft entspricht
der z-Achse des Koordinatensystems in Abb. 4.7.

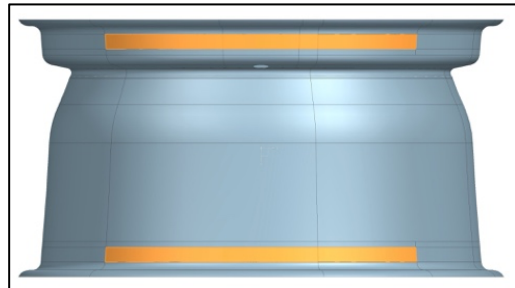


Abb. 4.13: Flächen der Lasteinleitung für
Längs- und Vertikalkräfte [42]

Für die Längskräfte F_x gelten dieselben Referenzflächen und Verteilungen wie für die Verti-
kalkräfte, jedoch mit unterschiedlicher Richtung der Kraftvektoren. Die x-Achse des globalen
Koordinatensystems aus Abb. 4.7 wird für die Längskräfte verwendet. Hierbei ist zwischen
Brems- und Antriebskräften zu unterscheiden. Bremskräfte (Lastfall 2) zeigen in positive
Koordinatenrichtung, während Antriebskräfte (Lastfall 3) in negativer Richtung wirken.

Die Fläche zur Übertragung der Seitenkräfte F_y unterscheidet sich von den zuvor beschrie-
benen Kräften. Bei der Simulation wird das maximal belastete Rad betrachtet, welches auf-
grund der dynamischen Radlastverlagerung bei Kurvenfahrt stets das kurvenäußere Rad ist.
Die Seitenkraft wirkt entlang der y-Achse im globalen Koordinatensystem in die radinnere
Richtung. Sie wird hauptsächlich über das Felgenhorn übertragen [3]. Ein geringer Anteil
kann jedoch auch über den radäußeren Hump
transferiert werden. Zur Berücksichtigung dieses
Effekts wurde bereits in der Vorbereitung des Flä-
chenmodells die Humpfläche auf der Felgenober-
seite integriert. Die Seitenkraft verteilt sich zu 80 %
auf das Felgenhorn und zu 20 % auf den äußeren
Hump. Die resultierenden Flächen werden in
Abb. 4.14 visualisiert. Diese prozentuale Aufteilung
basiert auf Erfahrungswerten anderer Formula Stu-
dent Teams [33].

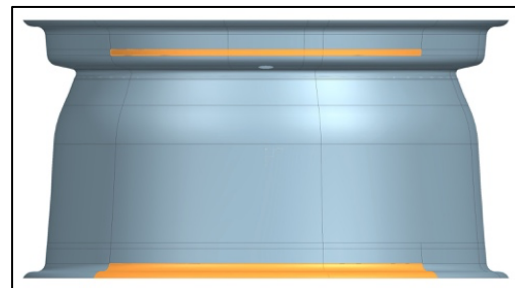


Abb. 4.14: Flächen der Lasteinleitung für
Seitenkräfte [42]

Für die jeweiligen Lastfälle können die soeben beschriebenen Kräfte im Betrag angepasst
und vervielfältigt werden. Das Ergebnis ist eine lastfallspezifische Definition der jeweiligen
Kräfte basierend auf Kapitel 4.1.

Mit der vollständigen Implementierung aller Lasten in das FEM-Modell ist eine Berechnung und Auslegung möglich. Damit die Qualität der Simulation eingeschätzt werden kann, wird vor der tatsächlichen Auslegung des Lagenaufbaus eine Netzkonvergenzstudie durchgeführt. Diese zeigt, inwiefern das Gesamtmodell ein konvergentes Lösungsverhalten aufweist.

Netzkonvergenzstudie

Bei einer Netzkonvergenzstudie werden drei Simulationen durchgeführt, wobei die zu untersuchende Größe die Netzfeinheit ist. In diesem Kontext werden die gewählten Elementgrößen gemäß Abb. 4.8 validiert. Die Netzkonvergenzstudie basiert auf der Annahme, dass ab einem gewissen Punkt ein noch feineres Netz keine besseren Ergebnisse mehr liefert, sondern lediglich den Rechenaufwand erhöht. Diese Methode ermöglicht eine systematische Abschätzung des Fehlers durch die räumliche Diskretisierung der Geometrie. Der Ablauf einer solchen Konvergenzstudie wird nachfolgend erläutert [64].

Bei der Netzkonvergenzstudie ist eine FEM-Simulation, in diesem Fall von der CFK-Felge, mit drei verschiedenen Netzen durchzuführen. Die Netze unterscheiden sich ausschließlich in der gewählten Elementgröße [64]. Basierend auf der Elementgröße von 1,5 mm und 1 mm wird die Größe der Elemente in zwei Stufen reduziert. Das feinste Netz (1,5 / 1 mm) wird als Netz 3 bezeichnet und erhält in den nachfolgenden Gleichungen die zugehörige Kennziffer. Das mittlere Netz (2,5 / 2 mm) wird analog mit „2“ und das grobe Netz (4 / 3 mm) mit „1“ bezeichnet. Die unterschiedliche Elementanzahl und Rechendauer dieser drei Netze sind in Tabelle 4.3 aufgeführt.

Tabelle 4.3: Netzdaten Konvergenzstudie

	Netz 1	Netz 2	Netz 3
Elementanzahl N	24.880	53.925	155.808
Rechendauer [s]	48	115	469

Die Elementgrößen wurden so gewählt, dass eine möglichst konstante Verfeinerungsrate vorliegt. Die Verfeinerungsrate berechnet sich basierend auf der Elementanzahl N_i zu [64]:

$$r = \left(\frac{N_{i+1}}{N_i} \right)^{1/3} > 1,3; i = 1, 2 \quad (4.19)$$

Als zu betrachtende Größe kann eine beliebige Feldgröße der Simulation verwendet werden. Für den Lastfall wird - wie bei den vorherigen Analysen - Lastfall 1A angesetzt. Die Konvergenzstudie wird anhand dieses Lastfalls für die Knotenverschiebungen und Lagenspannungen durchgeführt. Repräsentativ für die Gesamtheit der Ergebnisse wird hier nur die Studie für die Knotenverschiebung v in y -Richtung betrachtet. Abb. 4.15 zeigt das allgemeine Prinzip der Netzkonvergenzstudie

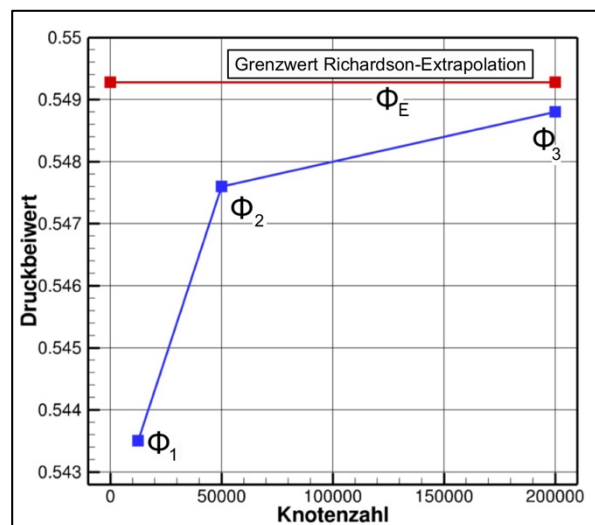


Abb. 4.15: Prinzip der Netzkonvergenzstudie [64]

für den Druckbeiwert einer CFD-Simulation. Dabei werden zwei Parameter ermittelt und betrachtet. Der erste interessante Wert ist der Grenzwert der Richardson-Extrapolation Φ_E . Dieser ist in Abb. 4.15 durch die rote Linie gekennzeichnet. Diese Extrapolation gibt einen voraussichtlichen Grenzwert bei weiterer Verfeinerung des Netzes an. Liegt die jeweilige Feldgröße des feinsten Netzes bereits sehr nah an diesem Grenzwert, ist eine weitere Verfeinerung des Netzes nicht notwendig. Umgekehrt deutet eine große Abweichung vom Grenzwert auf einen weiteren Verfeinerungsbedarf hin. Der Grenzwert berechnet sich mit der jeweiligen Feldgröße Φ und der Verfeinerungsrate r gemäß Gleichung 4.19 zu [64]:

$$\Phi_E = \Phi_3 + \frac{\Phi_3 - \Phi_2}{r^p - 1} \quad (4.20)$$

Der Parameter p ist die Ordnung des Verfahrens, welche folgendermaßen berechnet wird [64]:

$$p = \frac{\log\left(\frac{\Phi_2 - \Phi_1}{\Phi_3 - \Phi_2}\right)}{\log(r)} \quad (4.21)$$

Die maximalen Knotenverschiebungen v für das hier betrachtete Modell sind in Tabelle 4.4 aufgeführt. Analog zu den vorherigen Analysen besitzen die Absolutwerte der Verschiebung keine Aussagekraft, da der Lagenaufbau noch nicht dimensioniert ist. Zusätzlich zu den jeweiligen Werten der Feldgröße wird der Grenzwert der Richardson-Extrapolation in Tabelle 4.4 gezeigt [64].

Tabelle 4.4: Auswertung der Richardson-Extrapolation [64]

Knotenverschiebung v			Grenzwert der Richardson-Extrapolation Φ_E
Netz 1 (4 / 3 mm)	Netz 2 (2,5 / 2 mm)	Netz 3 (1,5 / 1 mm)	
9,36 mm	10,02 mm	10,06 mm	10,062

Hier ist erkennbar, dass das feinste Netz eine sehr gute Annäherung an den Grenzwert liefert. Um die Netzqualität weiter zu spezifizieren, wird nachfolgend der sogenannte Grid-Convergence-Index (GCI) ermittelt. Dieser quantifiziert das Konvergenzverhalten der drei Netze mathematisch. Die Berechnung dieses Werts erfolgt über den jeweiligen Grid-Convergence-Index vom feinen zum mittleren GCI_{23} und vom mittleren zum groben Netz GCI_{12} [64].

$$GCI_{12} = \frac{F_S * |\varepsilon_{12}|}{r^p - 1} \quad (4.22)$$

$$GCI_{23} = \frac{F_S * |\varepsilon_{23}|}{r^p - 1} \quad (4.23)$$

Der Wert F_S ist ein Sicherheitsfaktor von 1,25 und die Werte ε_{12} und ε_{23} sind die relativen Fehler gemäß den Gleichungen 4.24 und 4.25 [64].

$$\varepsilon_{12} = \frac{\Phi_1 - \Phi_2}{\Phi_2} \quad (4.24)$$

$$\varepsilon_{23} = \frac{\Phi_2 - \Phi_3}{\Phi_3} \quad (4.25)$$

Basierend auf den zuvor beschriebenen Daten ergibt sich für das vorliegende System der folgende Grid-Convergence-Index [64].

$$GCI = \frac{GCI_{12}}{GCI_{23} * r^p} = 1,003 \quad (4.26)$$

Als Orientierung für diesen Index gilt, dass ein Ergebnis möglichst nah am Wert „1“ auf eine gute Konvergenz hindeutet [64]. Mit einem vorliegenden GCI von 1,003 ist die Netzqualität als sehr gut einzustufen. Zusätzlich zu diesem Beispiel wurde eine identische Konvergenzanalyse für die Verschiebung in x- und z-Richtung sowie die Lagenspannungen durchgeführt. Die maximale Abweichung vom Idealwert betrug 5 %. Die Netzkonvergenz wurde somit sowohl anhand des Grenzwerts der Richardson-Extrapolation als auch über den Grid-Convergence-Index geprüft. Mit diesem Wissen kann die Auslegung der CFK-Felge anhand des entwickelten Modells durchgeführt werden. Dazu muss zunächst geklärt werden, mit welchem Zielwert diese Auslegung erfolgen soll.

Zielwerte der Auslegung

Eine Dimensionierung kann grundsätzlich verschiedene Ziele verfolgen. Hat das Bauteil eine primär strukturelle Aufgabe, so überwiegt in der Regel die Betrachtung der maximalen Spannungen. Es wird somit auf die Festigkeit ausgelegt, wobei die Zugfestigkeit R_m oder die Dehngrenze $R_{p0,2}$ als Grenzwerte dienen. In diesem Fall muss an jeder Stelle der Geometrie die wirkende Spannung entsprechend der äußeren Belastung geringer sein als die zulässige Spannung, welche den zuvor genannten Werkstoffparametern entspricht.

Die zweite Variante betrifft Komponenten mit hohen Anforderungen an die Steifigkeit. Darf die Verformung unter Last aus funktioneller Sicht einen vorgegebenen Grenzwert nicht überschreiten, wird primär auf die Steifigkeit ausgelegt. Dabei muss zwar auch die nötige Festigkeit erreicht werden, doch die nötigen Steifigkeitsanforderungen führen zu einer größeren Dimensionierung als die Festigkeitsanforderungen. Anders als bei der Festigkeit wird der Grenzwert nicht durch den Werkstoff, sondern durch den Entwickler definiert.

Im Falle der CFK-Felge haben erste Simulationen und der Austausch mit anderen Formula Student Teams verdeutlicht, dass die Steifigkeit deutlich auslegungskritischer ist als die Festigkeit [34]. In den Anforderungen in Kapitel 3.2 wurde festgelegt, dass aus fahrdynamischer Sicht ein Sturzverlust von maximal $0,2^\circ$ pro g Querschleunigung zulässig ist. Diese Anforderung kann in einen Zielwert für die Dimensionierung der Felge umgerechnet werden. Da die Anforderung an die Steifigkeit für eine Kurvenfahrt gilt, muss Lastfall 1A genutzt werden. Es wird bewusst nicht Lastfall 1B gewählt, welcher ebenfalls eine Kurvenfahrt simuliert, weil sich der zuvor genannte Grenzwert explizit auf das Verhalten der Felge im Wettbewerbsbetrieb bezieht. Da eine Belastung wie in Lastfall 1B auf einem Formula Student Event nicht auftritt, ist eine Auslegung der Steifigkeit dahingehend nicht erforderlich.

Basierend auf Lastfall 1A kann dem Excel-Tool, welches für die Ermittlung der Reifenkräfte in Kapitel 4.1 genutzt wurde, die wirkende Querbeschleunigung a_y im entsprechenden Fahrzustand entnommen werden [48].

$$a_y(\text{Lastfall 1A}) = 22,65 \text{ m/s}^2 \quad (4.27)$$

Dieser Wert entspricht einer maximal zu erwartenden Querbeschleunigung von 2,3 g. Durch eine Kombination dieses Maximalwerts mit dem zuvor genannten Grenzwert der Felgendeformation, lässt sich der zulässige Sturzverlustwinkel $\Delta\gamma$ für Lastfall 1A ermitteln.

$$\Delta\gamma_{\max}(\text{Lastfall 1A}) = 2,3 \text{ g} * 0,2 \text{ }^\circ/\text{g} = 0,46 \text{ }^\circ \quad (4.28)$$

Ein maximaler Sturzverlustwinkel von $0,46^\circ$ darf für die Belastung in Lastfall 1A nicht überschritten werden. Die FEM-Simulation gibt jedoch keinen Sturzwinkel als Ergebnis aus, weshalb der Sturzwinkel aus den berechneten Daten ermittelt werden muss. Es wird der geometrische Zusammenhang aus Abb. 4.16 genutzt.

Unter Berücksichtigung des Felgenradius r_{Felge} und des maximalen Sturzverlustwinkels $\Delta\gamma_{\max}$ wird die zulässige Verschiebung in y-Richtung an der Felgenaußenkante v_{Grenz} berechnet [57].

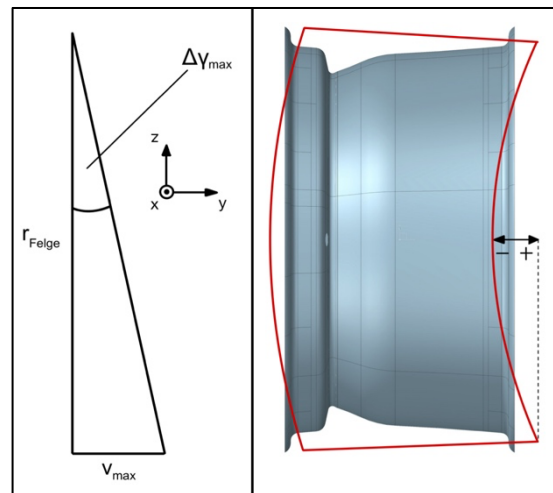


Abb. 4.16: Ermittlung von Zielwerten [42]

$$v_{\text{Grenz}} = r_{\text{Felge}} * \tan(\Delta\gamma_{\max}) = 186 \text{ mm} * \tan(0,46^\circ) = 1,49 \text{ mm} \quad (4.29)$$

Die Verschiebung in y-Richtung kann der FEM-Simulation direkt entnommen werden, wobei darauf zu achten ist, dass sich die Felge gemäß Abb. 4.16 bei der Belastung durch Lastfall 1A wölbt. Somit tritt eine positive Verschiebung im Randbereich und eine negative Verschiebung in der Felgenmitte auf. Die hier gesuchte Verschiebung entspricht dann der Summe dieser beiden Teilbeträge, da so die Winkeländerung gegenüber der Ausgangsform betrachtet wird.

Auch wenn die ersten Simulationen darauf hindeuten, dass die Festigkeit im Vergleich zu den Steifigkeitsanforderungen weniger relevant für die Auslegung ist, muss die Felge allen Lastfällen standhalten. Dazu wurde bei einer Testsimulation aus den in Kapitel 4.1 definierten Lastfällen der Zustand identifiziert, welcher zur größten lokalen Lagenspannung führt. Die maximale Belastung tritt entsprechend dieser Simulation für Lastfall 1B auf. Damit die vollständig dimensionierte Felge auch den Anforderungen an die Festigkeit genügt, muss im letzten Schritt der Auslegung anhand von Lastfall 1B die Spannung aller CFK-Lagen analysiert und mit den Werkstoffgrenzwerten aus Kapitel 7.4 des Anhangs abgeglichen werden.

Die zuvor definierten Zielwerte basieren auf der Annahme, dass das Modell und die zugehörigen Simulationsdaten eine hundertprozentige Genauigkeit aufweisen. In der Realität führen jedoch Vereinfachungen in der Modellierung, numerische Fehler und weitere Faktoren zu Unsicherheiten in den Ergebnissen. Der nächste Schritt der Auslegung ist daher die Festle-

gung eines Sicherheitsfaktors, welcher diese Unsicherheiten im Simulations- und Modellierungsprozess berücksichtigt und die Zielwerte entsprechend skaliert.

Definition eines Sicherheitsfaktors

Die Auslegung und Simulation eines Bauteils ist zwangsläufig mit einer Vielzahl von Fehlerquellen verbunden. Die daraus resultierende Unsicherheit der Lösung muss im Entwicklungsprozess abgeschätzt werden, sodass das finale Produkt unter jeglichen Umständen den Anforderungen aus mechanischer und funktioneller Sicht genügt. Zu diesem Zweck werden nachfolgend Sicherheitsfaktoren entwickelt.

Der erste Faktor bezieht sich auf die mechanischen Festigkeitswerte des Prepregs. Über die Einsatzdauer der Felge durchläuft diese eine Vielzahl an Lastzyklen, weshalb auch das Ermüdungsverhalten des Materials berücksichtigt werden muss. Dieser Zusammenhang kann anhand einer idealisierten Wöhler-Kurve für einen 42CrMo4-Stahl in doppelt logarithmischer Darstellung verdeutlicht werden (Abb. 4.17). Wenn ein Bauteil mit der Zugfestigkeit des Werkstoffs belastet wird, ist nur ein

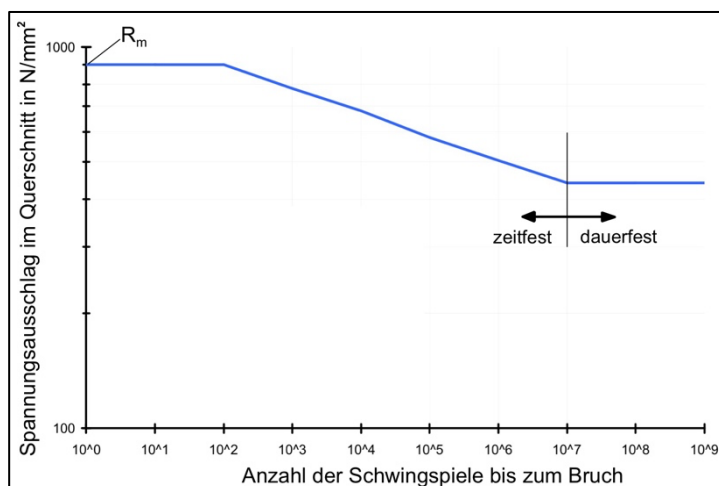


Abb. 4.17: Wöhlerkurve (42CrMo4) in Anlehnung an [97]

einzigem Lastzyklus möglich. Gleichzeitig gibt es eine Spannung, bei welcher unendlich viele Lastzyklen ohne eine Beschädigung des Bauteils durchlaufen werden können. Diese Spannung wird als Dauerfestigkeit bezeichnet. Alle Spannungen, die betragsmäßig zwischen den beiden Extremwerten liegen, werden als Zeitfestigkeit bezeichnet [47]. Für jede zu ertragende Last kann somit eine zugehörige Lastspielzahl ermittelt werden, welche das Material vor einem Ermüdungsbruch ertragen kann. Umgekehrt ist bei der Vorgabe einer nötigen Lastspielzahl die zulässige Spannung im Bauteil zu ermitteln. Für das vorliegende anisotrope Material liegt eine derartige Wöhler-Kurve vom Hersteller nicht vor, und die notwendigen Materialtests sind mit den Mitteln des Teams nicht realisierbar. Aus diesem Grund wird zur Berücksichtigung des Ermüdungsverhaltens ein Faktor aus der Literatur gewählt. Der besagte Sicherheitsfaktor wird für die Auslegung von CFK-Felgen angesetzt, wenn diese der Belastung einer Kurvenfahrt ausgesetzt sind. Dieser Faktor reduziert die zulässige Spannung für die spätere Dimensionierung, sodass ein dauerfestes Bauteilverhalten sichergestellt werden kann. Hierzu kann folgender Sicherheitsfaktor für das Ermüdungsverhalten S_D angesetzt werden [70].

$$S_D = 2,0 \quad (4.30)$$

Der zweite Verringerungsfaktor der Materialeigenschaften berücksichtigt das temperaturabhängige Werkstoffverhalten. Hierzu wird eine Analyse des thermomechanischen Werkstoffverhaltens von Faser-Epoxidharz-Verbunden herangezogen. Die Untersuchung zeigt, dass bei einer Temperatur von 100 °C die Steifigkeit und Festigkeit um bis zu 10 % abnimmt [71]. Der Wert von 100 °C entspricht einem Erfahrungswert innerhalb des Teams für die

erwarteten Temperaturen auf der Felgeninnenseite. Basierend auf diesen Werten kann ein Sicherheitsfaktor S_T für die Auslegung der CFK-Felge entwickelt werden.

$$S_T = 1,11 \quad (4.31)$$

Wie bereits erläutert wurde, ist eine weitere Unsicherheit die Definition des Kraftangriffs an der Felge. Die Simulationen in diesem Kontext führten zu einer erwarteten Schwankung der tatsächlichen Belastung von maximal 30 %. Dieser Wert bezog sich jedoch auf die Verschiebung in x- und z-Richtung. Da die auslegungskritische Verschiebung in y-Richtung liegt, wird der zugehörige Schwankungswert von 20 % für die Dimensionierung angesetzt. Der zugehörige Sicherheitsfaktor für den Kraftangriff S_K folgt dementsprechend zu:

$$S_K = 1,25 \quad (4.32)$$

Normalerweise würde es bevorzugt werden, die tatsächlichen Werkstoffeigenschaften eines Faserverbunds beispielsweise anhand von Zugproben zu ermitteln [72]. Da dies mit den Kapazitäten des Teams zurzeit nicht möglich ist, wird stattdessen die Herstellerangabe herangezogen und mit einem Sicherheitsfaktor versehen. Eine Schwankung der Werkstoffeigenschaften wird beim hier verwendeten Material bereits im Datenblatt angegeben und gleicht einer potenziellen Abweichung der Festigkeit und Steifigkeit von 15 %. Daraus folgt der Sicherheitsfaktor für die Werkstoffeigenschaften S_W zu [73]:

$$S_W = 1,18 \quad (4.33)$$

Für die Auslegung der CFK-Felge sollen alle zuvor genannten Einflüsse berücksichtigt werden. Mit diesem Ziel wird ein ganzheitlicher Sicherheitsfaktor durch die Multiplikation der Einzelfaktoren ermittelt. Dies geschieht für die Steifigkeit durch $S_{ges,S}$ und für die Festigkeit durch $S_{ges,F}$. Der Hauptunterschied zwischen den beiden Faktoren besteht in den jeweils einfließenden Größen. Für die Festigkeit sind alle Faktoren von Bedeutung. Die Steifigkeit hingegen wird nur durch das Temperaturverhalten, den Kraftangriff und die Werkstoffeigenschaften beeinflusst.

$$S_{ges,S} = S_T * S_K * S_W = 1,11 * 1,25 * 1,18 = 1,64 \quad (4.34)$$

$$S_{ges,F} = S_D * S_T * S_K * S_W = 2,0 * 1,11 * 1,25 * 1,18 = 3,27 \quad (4.35)$$

Basierend auf diesem Sicherheitsfaktor wird der angepasste Zielwert für die Steifigkeit der Felge v'_{Grenz} berechnet.

$$v'_{Grenz} = \frac{v_{Grenz}}{S_{ges,S}} = \frac{1,49 \text{ mm}}{1,64} = 0,91 \text{ mm} \quad (4.36)$$

Analog dazu werden auch die zulässigen Spannungen nach unten angepasst. Dazu wird jeweils die Zugfestigkeit R_m^+ in 0° und 90° -Richtung mit dem Sicherheitsfaktor der Festigkeit verrechnet. Die Materialdaten werden dem Werkstoffdatenblatt aus Kapitel 7.4 entnommen.

$$R'_{m,0^\circ} = \frac{R_{m,0^\circ}^+}{S_{ges,F}} = \frac{896 \text{ N/mm}^2}{3,27} = 274 \text{ N/mm}^2 \quad (4.37)$$

$$R'_{m,90^\circ} = \frac{R_{m,90^\circ}^+}{S_{ges,F}} = \frac{855 \text{ N/mm}^2}{3,27} = 261 \text{ N/mm}^2 \quad (4.38)$$

Gleiches wird ebenfalls für die Druckfestigkeit R_m^- durchgeführt, wobei für diese Größe im Datenblatt nur der Wert in 0° -Richtung angegeben ist.

$$R'_{m,0^\circ} = \frac{R_{m,0^\circ}^-}{S_{ges,F}} = \frac{772 \text{ N/mm}^2}{3,27} = 236 \text{ N/mm}^2 \quad (4.39)$$

Durch die Korrektur der Zielwerte und Festigkeiten sind alle nötigen Parameter zur Auslegung der CFK-Felge vorhanden. Im nächsten Schritt wird darauf aufbauend erläutert, wie die Dimensionierung des Laminats abläuft.

Dimensionierung des Laminats

Bei der Dimensionierung eines Laminats gibt es drei Einstellparameter, welche die Festigkeit und Steifigkeit beeinflussen. Die erste Stellschraube ist die Faserorientierung. Aufgrund der anisotropen mechanischen Eigenschaften von Faser-Kunststoff-Verbunden bewirkt eine Lage nur in der Faserrichtung eine effektive Versteifung der Geometrie. Übliche Faserorientierungen in der Praxis sind dabei 0° , 45° und 90° . Andere Faserorientierungen sind ebenfalls möglich, allerdings empfiehlt sich deren Einsatz primär, wenn Belastungen mit einer bekannten Vorzugsrichtung auftreten. Bei der Felge handelt es sich um ein rotationssymmetrisches Bauteil, welches beim Abrollen auf dem gesamten Umfang belastet wird. Diese veränderliche Belastungsrichtung bedingt, dass keine eindeutige Vorzugsrichtung identifiziert werden kann. Hinzu kommt die Besonderheit von Geweben bei der Laminatauslegung. Durch die Kombination zweier Faserorientierungen in einer Lage bedeutet der Einsatz einer 0° -Gewebebelage, dass gleichzeitig Fasern in 90° -Richtung vorliegen und somit die Struktur versteifen. Für die Auslegung der Felge wird daher lediglich die 0° - und 45° -Richtung verwendet.

Zur Definition der Faserorientierung im Modell muss ein Koordinatensystem angelegt werden. In diesem Fall bietet sich aufgrund der kreisförmigen Geometrie ein zylindrisches Koordinatensystem an. Der Ursprung liegt in der Felgenmitte im Nullpunkt des globalen Koordinatensystem. Die 0° -Richtung dieses Koordinatensystems ist die radiale Richtung. Die 90° -Richtung entspricht demnach der tangentialen Umfangsrichtung der Felge. Durch diese Definition kann eine funktionsorientierte Gliederung der Faserrichtung erfolgen.

Eine 0° -Faserorientierung wird auf Elementebene lokal für die kleine Felgenseite in Abb. 4.18 gezeigt. Hierbei ist ersichtlich, dass die Fasern in diesem Modell idealisiert vom Mittelpunkt nach außen verlaufen.

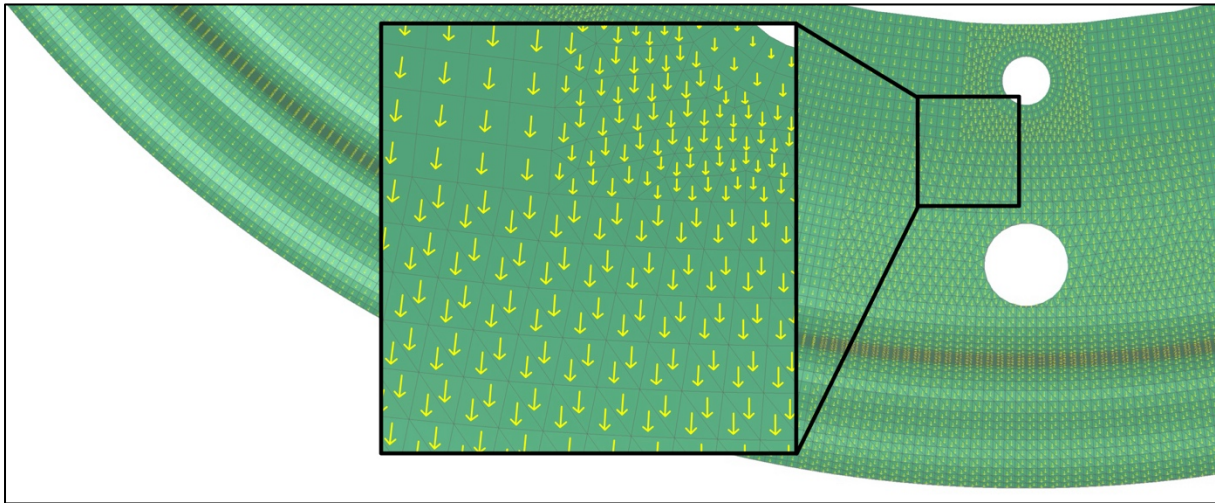


Abb. 4.18: 0° -Faserorientierung des Vorauslegungsmodells auf Elementebene [42]

Für die nachfolgende Dimensionierung soll zudem analysiert werden, welche Faserorientierung einen größeren Einfluss auf die Festigkeit und Steifigkeit hat. Dazu werden zwei Simulationen anhand von Lastfall 1A durchgeführt. Im ersten Fall werden ausschließlich 0° -Lagen verwendet. Für die zweite Simulation wird die Faserorientierung bei gleicher Lagenanzahl vollständig auf einen Wert von 45° geändert. Das Ergebnis zeigt, dass die Verschiebung bei den 0° -Lagen um fast 50 % geringer ausfällt als bei den 45° -Lagen. Dementsprechend sind 0° -Lagen für die Erhöhung der Steifigkeit im betrachteten Lastfall deutlich effizienter.

Der zweite Parameter, welcher die Lamineigenschaften maßgeblich beeinflusst, ist die Lagenreihenfolge. Vorteilhaft für die mechanischen Bauteileigenschaften ist ein symmetrischer Lagenaufbau. Die Symmetrie innerhalb des Lagenaufbaus verhindert eine ungewollte Dehnungs-Schiebungs-Kopplung [17]. Darüber hinaus sollten die steifigkeitsfördernden 0° -Lagen möglichst außen liegen. Zudem wurde in den Konstruktionsrichtlinien für Faser-Kunststoff-Verbunde beschrieben, dass Schichten mit gleicher Faserorientierung aus Sicht der Ermüdungsfestigkeit nicht zu dick werden dürfen. Für die Felge wird daher festgelegt, dass die Faserorientierung an jedem Schichtübergang zwischen 0° und 45° wechselt.

Die dritte Variable zur Dimensionierung des Laminats ist die Lagenanzahl, welche im eigentlichen Auslegungsprozess definiert wird. Durch eine iterative Erweiterung des Laminats um zusätzliche Lagen wird die Steifigkeit der Felge schrittweise erhöht. Bei dieser Dimensionierung wird Lastfall 1A verwendet, wobei als Zielwert die maximale Verschiebung in y-Richtung von 0,91 mm genutzt wird. Der Optimierungsprozess ist abgeschlossen, sobald dieser Grenzwert eingehalten wird.

Die genutzten Lagen im Modell werden in Abb. 4.19 jeweils in Orange dargestellt.

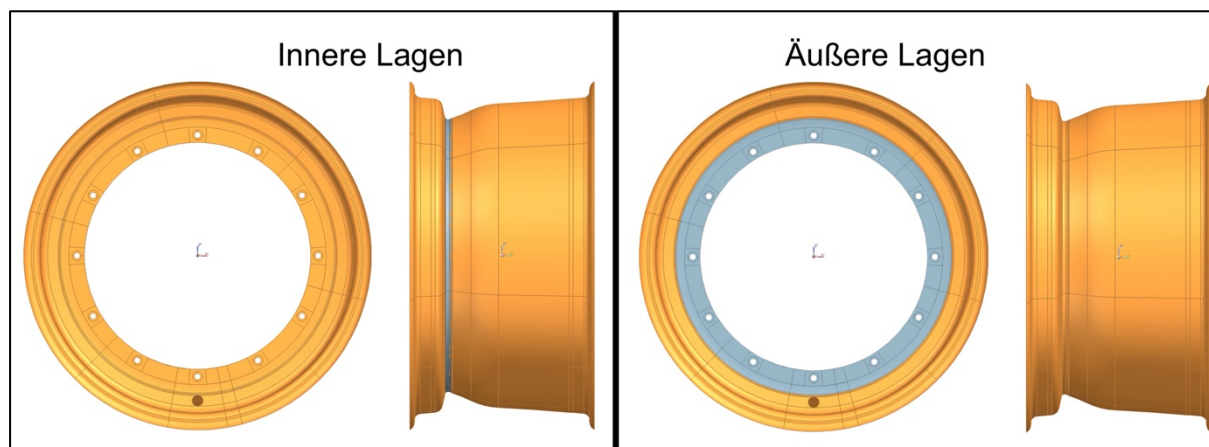


Abb. 4.19: Lagenarten im Vorauslegungsmodell [42]

Dabei wird zwischen zwei Typen unterschieden, welche bereits aus funktioneller Sicht in Kapitel 4.3 definiert wurden. Die inneren Lagen werden jeweils über die Körperfläche *Kleine_Seite* oder *Grosse_Seite* definiert. Die äußeren Lagen hingegen führen vom radinneren Felgenhorn zum radäußeren Felgenhorn. Bei diesen Lagen wird für die Vorauslegung eine idealisierte Lagengeometrie genutzt. Dies bedeutet, dass pro Schicht auf der gesamten Felge nur eine Lage existiert. Aus fertigungstechnischer Sicht kann dieser Zuschnitt nicht umgesetzt werden, weshalb es sich um eine rein modellhafte Betrachtung handelt. Für die Auslegung ist dieser Ansatz ausreichend, und eine finale Validierung erfolgt anschließend in Kapitel 4.5 unter Berücksichtigung der realen Plys' und Faserorientierungen.

Da aufgrund der vorherigen Analyse bekannt ist, dass eine 0° -Lage primär die Steifigkeit der Felge steigert, wird mit folgendem Lagenaufbau gestartet.

$$(0/0/0)_s$$

Die dabei erreichte maximale Verschiebung der Felge liegt im mittleren einstelligen Millimeterbereich, wodurch deutlich wird, dass eine Vielzahl an weiteren Lagen erforderlich ist. Bei der Optimierung des Laminats werden pro Iteration zwei 0° -Lagen symmetrisch hinzugefügt. Die erforderliche Steifigkeit der Felge wird bei einer Lagenanzahl von zehn 0° -Lagen erreicht. Im nächsten Schritt ist gemäß der zuvor beschriebenen Forderung eine Anpassung des Lagenaufbaus vorzunehmen, sodass abwechselnd 0° - und 45° -Lagen vorliegen.

$$(0/45/0/45/0)_s$$

Die 45° -Lagen weisen eine geringere Steifigkeit als die 0° -Lagen auf, sodass diese Anpassung wieder zu einer Überschreitung des Grenzwerts für die maximale Verschiebung in y-Richtung führt. Da eine Anpassung des Laminats nur symmetrisch erfolgen darf, werden mittig zwei 45° -Lagen hinzugefügt. Der finale Lagenaufbau folgt dementsprechend zu:

$$(0/45/0/45/0/45)_s$$

Bei zwölf Lagen mit einem symmetrischen Lagenaufbau liegt die Verschiebung in y-Richtung $v_{\text{Vorauslegung}}$ für Lastfall 1A bei:

$$v_{\text{Vorauslegung}} = 0,904 \text{ mm} < 0,91 \text{ mm} = v'_{\text{Grenz}} \quad (4.40)$$

Die Anforderung an die Steifigkeit ist dementsprechend erfüllt und das zugehörige Verformungsbild aus der FEM kann Abb. 4.20 entnommen werden.

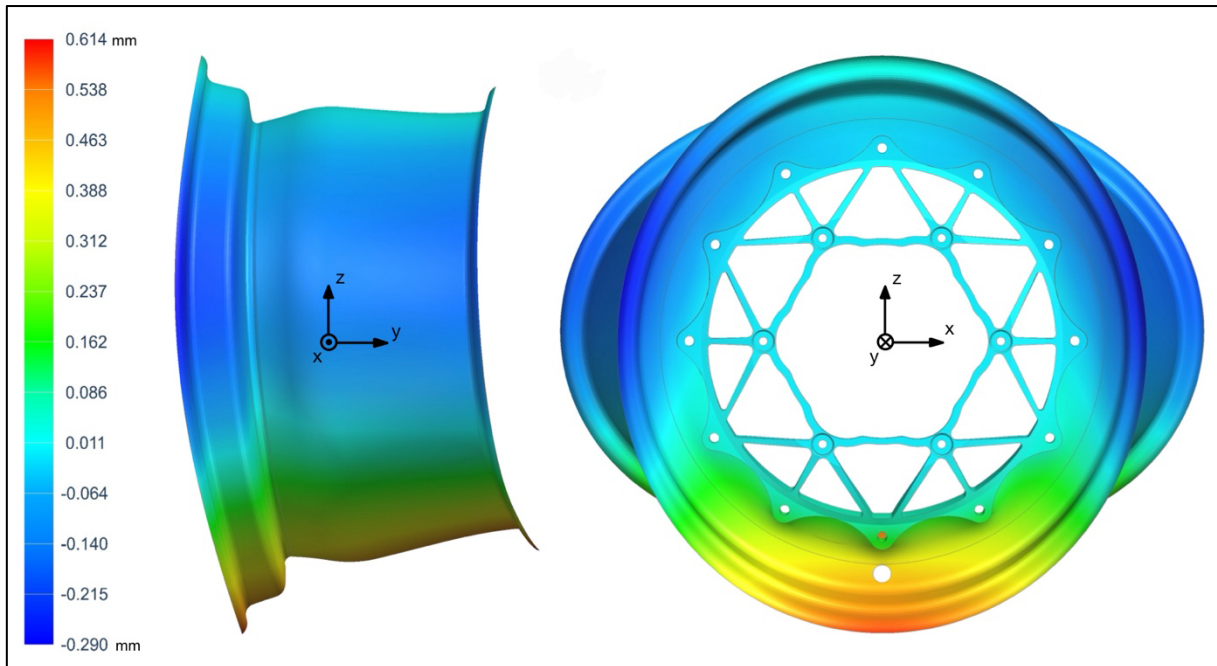


Abb. 4.20: Verformung des Vorauslegungsmodells unter Lastfall 1A [42]

Es ist zu beachten, dass die Verformung in dieser Darstellung nicht maßstäblich abgebildet wird. Stattdessen wird die relative Verformung dargestellt, wobei eine Skalierung auf 10 % der Modellgröße vorliegt. Das Verformungsverhalten entspricht den in Abb. 4.16 angedeuteten Mustern, welche für die Festlegung des Zielwerts genutzt wurden. Somit wird das radinnere Felgenhorn und daher der gesamte untere Felgenbereich durch die wirkende Seitenkraft in positive y-Richtung ausgelenkt. Gleichzeitig tritt auf Höhe der Felgenmitte eine Materialverschiebung in negative y-Richtung auf. Diese Verformung führt in der Seitenansicht zu einer Ovalisierung der äußeren Felgenfläche. Zudem ist erkennbar, dass die Deformation radinnen deutlich größer ist als an der äußeren Kante. Die Steifigkeit der Felge ist im radäußeren Bereich maßgeblich durch den Felgenstern definiert.

Bei der Betrachtung der Messwerte ist aufgrund der gewählten Randbedingungen zu beachten, dass die Verformung des Felgensterns mitsimuliert wird. Im Postprocessing kann dieser Einfluss durch die Entfernung des 2D-Netzes der CFK-Felge isoliert werden. Abb. 4.21 zeigt, dass der Felgenstern in y-Richtung eine Verschiebung von 0,246 mm zur Gesamtdeformation beiträgt. Fast 30 % der gesamten Verformung sind somit durch den Felgenstern bedingt.

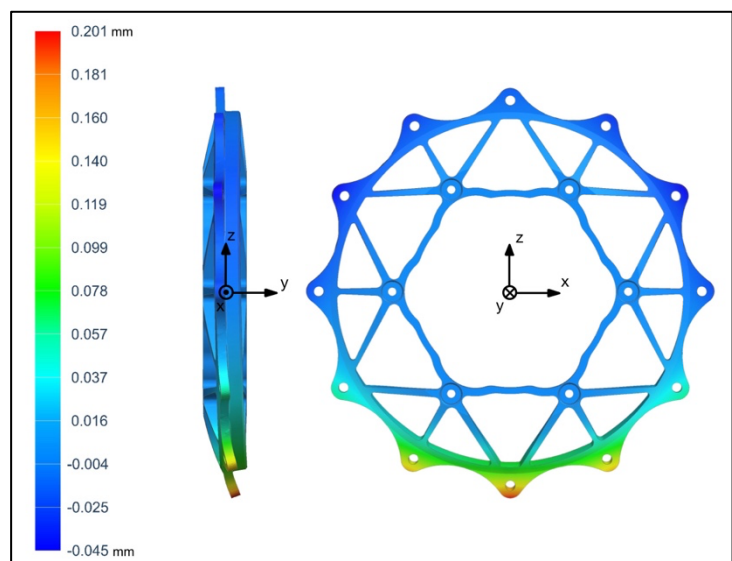


Abb. 4.21: Verformung des Felgensterns Lastfall 1A [42]

Neben der Verformung muss das Modell auch die maximalen Spannungswerte einhalten. Hierzu werden die mit Sicherheitsfaktoren angepassten Festigkeitskennwerte des Werkstoffs mit den Lagenspannungen der zwölf CFK-Lagen verglichen. Zuvor wurde bereits Lastfall 1B als maßgebender Zustand für diese Betrachtung definiert. Die ausschlaggebende Lagenspannung ist hierbei die maximale Hauptspannung. Die entsprechenden Werte für eine Kurvenfahrt bei maximaler Geschwindigkeit finden sich in Tabelle 4.5. Damit die hier generierten Ergebnisse mit dem finalen FEM-Modell in Kapitel 4.5 vergleichbar sind, wird die Bezeichnung der Lagen umgekehrt. Dies bedeutet, dass die erste Lage der nachfolgenden Datenreihe auch dem ersten Schritt bei der Fertigung der Felge entspricht.

Tabelle 4.5: Lagenspannungen des Vorauslegungsmodells bei Lastfall 1B

Lagenbezeichnung	Maximale Zugspannung [N/mm ²]	Maximale Druckspannung [N/mm ²]
Lage 1 (0°)	173	130
Lage 2 (45°)	116	84
Lage 3 (0°)	60	69
Lage 4 (45°)	48	56
Lage 5 (0°)	97	87
Lage 6 (45°)	139	118
Lage 7 (45°)	25	32
Lage 8 (0°)	38	65
Lage 9 (45°)	40	67
Lage 10 (0°)	68	35
Lage 11 (45°)	49	72
Lage 12 (0°)	58	74
zulässige Spannung	261	236

Der Vergleich mit den zulässigen Spannungswerten zeigt, dass keine der Lagen durch die vorliegende Belastung gefährdet ist. Die Vorauslegung der CFK-Felge ist mit diesem Ergebnis abgeschlossen. Anschließend muss eine Validierung des Ergebnisses erfolgen. Das verwendete Vorauslegungsmodell basiert auf einigen Vereinfachungen, welche den Aufwand der Dimensionierung deutlich reduzierten. So wurde beispielsweise das Flächenmodell noch nicht fertigungsnah konstruiert, sodass die genutzten Flächen nicht den Werkzeugoberflächen entsprechen. Darüber hinaus ist die Faserorientierung in diesem Modell allein über das zylindrische Koordinatensystem definiert worden. Diese Idealisierung der Faserorientierung ist in der Realität nicht umsetzbar. Letztlich wurden die Lagen den vorherigen Erläuterungen entsprechend über die gesamte Felge hinweg definiert. Ein reales Bauteil besteht meist aus mehreren Plys pro Schicht, wobei an den Übergängen zueinander mechanische Schwachstellen vorliegen. Auch dieser Einfluss muss nachfolgend berücksichtigt werden. Da der

Lagenaufbau und die Geometrie nun fertig dimensioniert wurden, kann ein finales, realitätsnahes Modell entwickelt werden, welches die vorherigen Schwachstellen der Vorauslegung kompensiert.

4.5 FEM-Validierung – Realitätsnahes Modell

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit der Entwicklung eines optimierten FEM-Modells, welches eine noch bessere Abbildung der CFK-Felge ermöglicht. Dazu wird im ersten Schritt das zugehörige Flächenmodell konstruiert. Anschließend muss dieses Modell analog zum Vorauslegungsmodell für die FEM-Simulation vorbereitet werden. Diese Präparation umfasst die Vernetzung der Flächen sowie die Implementierung der Lasten und Zwangsbedingungen. Da bei all diesen Prozessen die gleichen Methoden wie beim Vorauslegungsmodell genutzt werden, erfolgt nur eine komprimierte Betrachtung der jeweiligen Ergebnisse. Der große Unterschied zum Vorauslegungsmodell soll neben dem Aufbau des Flächenmodells in der Darstellung der CFK-Lagen erfolgen. Dieses Validierungsmodell wird realistische Faserorientierungen und Plys berücksichtigen, was durch den Einsatz des Add-Ons Fibersim innerhalb von Siemens NX möglich ist. Nähere Erläuterungen zur Funktionsweise von Fibersim finden sich nachfolgend im entsprechenden Abschnitt.

Konstruktion des Validierungsmodells

Die Anforderung an das Validierungsmodell ist eine bessere Abbildung der realen CFK-Felge. Dazu soll das Konzept aus Kapitel 4.3 erneut aufgegriffen werden. Dementsprechend wird ein Flächenmodell erstellt, welches sich am Ablauf der Fertigung orientiert. Die Querschnitte der drei Teilflächen, welche das Modell bilden, werden in Abb. 4.22 dargestellt.

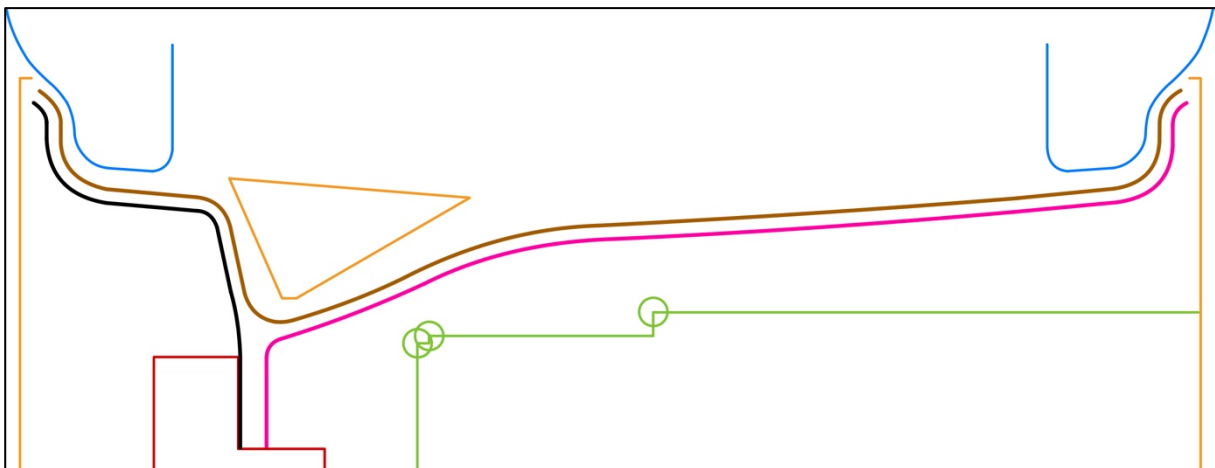


Abb. 4.22: Felgenkontur Validierungsmodell [42]

In Schwarz ist die kleine Felgenseite erkennbar, welche analog zum Vorauslegungsmodell auch als *Kleine Seite* betitelt wird. Der Unterschied zum vorherigen Flächenmodell besteht jedoch darin, dass es sich hierbei um die tatsächliche Werkzeugoberfläche handelt. Gleiches gilt für die pink dargestellte große Felgenseite (*Grosse Seite*). Den maßgeblichen Unterschied zum Modell aus Kapitel 4.3 stellt jedoch die dritte Teilfläche dar. In Braun zeigt Abb. 4.22 den Querschnitt der *Aussenfläche*. Diese gleicht aus Sicht des Fertigungsprozesses der entstehenden Oberfläche, sobald die mit CFK-Lagen versehenen Werkzeughälften miteinander verbunden werden und die gerollte UD-Lage in den Hohlraum gelegt wurde.

Dementsprechend umfasst diese Fläche alle Plys, welche von einem zum anderen Felgenhorn gelegt werden. Die Konturen der zwei Werkzeugflächen wurden durch eine Extraktion der Skizzen des CAD-Modells der Hybridfelge aus Kapitel 3.5 generiert. Zuvor wurde das besagte CAD-Modell auf die gemäß Kapitel 4.4 resultierende Wandstärke von 4,56 mm angepasst. Die dadurch entstandene Felgeninnenseite gleicht den beiden Flächen *Kleine_Seite* und *Grosse_Seite* im hier entwickelten Validierungsmodell. Die *Aussenfläche* wurde anschließend durch ein Offset der beiden Teilflächen um jeweils die halbe Wandstärke der Felge erreicht. Das Trimmen der überschüssigen Linien und Verbinden der beiden Hälften führte zum Querschnitt der Außenfläche in Abb. 4.22.

Durch eine Rotation der Kurven in Abb. 4.22 wird das Flächenmodell zur Validierung erzeugt. Dieses besteht analog zum Vorauslegungsmodell aus drei Flächenkörpern, welche in Abb. 4.23 im Schnitt dargestellt werden.

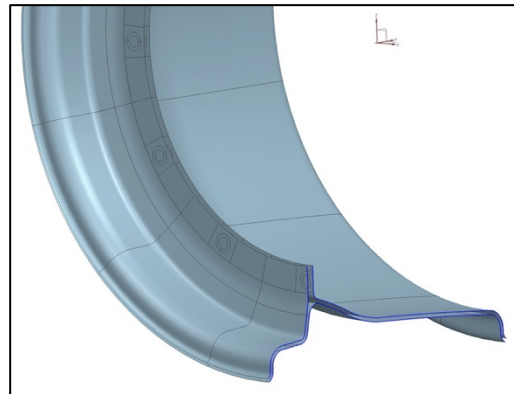


Abb. 4.23: Flächenmodell Validierung [42]

Ein Nachteil im Vergleich zum Vorauslegungsmodell besteht in der Darstellung der Bohrungen für das Ventil und die Befestigung am Felgenstern. Da das hier entwickelte Modell genutzt werden soll, um mit Fibersim Plys zu definieren, darf die Oberfläche keine Löcher enthalten. Eine Unstetigkeit der Oberfläche behindert die Definition der Faserorientierung in Fibersim. Nachträglich durch spanende Verfahren gefertigte Bohrungen sind mit dieser Methode daher nicht kompatibel.

Als Vorbereitung auf die FEM-Simulation wird das Validierungsmodell in funktionale Teilsegmente untergliedert. Diese Funktionsflächen zur Krafteinleitung, Definition von Zwangsbedingungen oder Klebungen werden analog zum Vorauslegungsmodell erstellt, weshalb eine detaillierte Betrachtung anhand dieses Modells nicht notwendig ist. Das Ergebnis dieser Präparation wird bereits in Abb. 4.23 und nachfolgend in Abb. 4.24 gezeigt.

Damit bei der späteren Simulation eine zusammenhängende Verformung der drei Komponenten erfolgt, muss analog zu Kapitel 4.4 auch bei diesem Flächenmodell eine Kopplung der Teilflächen erfolgen. Dies wird durch Fläche-Fläche-Klebungen realisiert, welche in Abb. 4.24 jeweils farbig dargestellt werden. Die drei Klebungen liegen zwischen der Fläche *Kleine_Seite* und *Grosse_Seite* im Flanschbereich und außerdem jeweils zwischen der *Aussenfläche* und den beiden zuvor genannten Teilflächen.

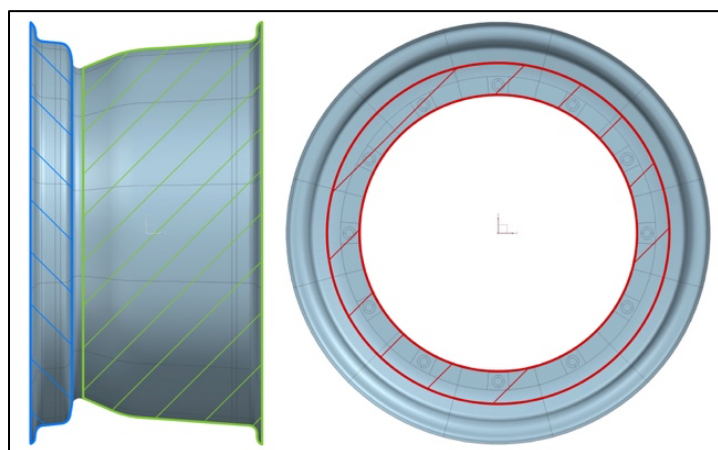


Abb. 4.24: Klebeflächen im Validierungsmodell [42]

Durch die größeren Klebeflächen verspricht dieses Modell eine noch realistischere Simulation des Verformungsverhaltens.

FEM-Vorbereitung des Validierungsmodells

Der erste Schritt zur Vorbereitung auf die FEM ist auch in diesem Fall die Vernetzung der Geometrie. Dazu wird für die *Kleine_Seite* und *Grosse_Seite* die gleiche Methodik mit denselben Elementtypen und -größen wie beim Vorauslegungsmodell angewendet. Da das Validierungsmodell keine Bohrungen aufweist, kann eine separate Vernetzung des Ventilbereiches wegfallen. Gleichzeitig führt der Entfall der Bohrungen für die Befestigung am Felgenstern zu neuen Flächen im Inneren der Bohrungen, welche im Vorauslegungsmodell noch nicht vorhanden waren. Für die Vernetzung dieser kreisförmigen Flächen werden CTRIA3-Elemente mit einer Elementgröße von 1 mm genutzt.

Die übrige zu vernetzende Fläche ist die *Aussenfläche*. Diese ist im Vergleich zur *Mittelfläche* des Vorauslegungsmodells zwar deutlich größer, doch durch ihre gleichmäßige und rotationssymmetrische Form ebenfalls für eine Vernetzung mit CQUAD4-Elementen geeignet.

Neben der Vernetzung müssen die Materialeigenschaften des Prepregs im System hinterlegt werden. Die dazu genutzten Daten wurden aus Kapitel 4.4 entnommen.

Der letzte Schritt bei der Vorbereitung des Validierungsmodells ist die Implementierung der Zwangsbedingungen und Lasten. Das Vorgehen entspricht dabei den Erläuterungen aus Kapitel 4.4 und wird daher nicht wiederholt. Als Resultat enthält das neue FEM-Modell alle Lastfälle gemäß Kapitel 4.1 und die gleichen Zwangsbedingungen wie sie in Kapitel 4.4 beschrieben wurden.

Bis zu diesem Punkt gleicht das Vorgehen der Erstellung des Vorauslegungsmodells. Der folgende Teil behandelt die Definition der CFK-Lagen, welche das Validierungsmodell grundsätzlich vom Vorauslegungsmodell unterscheidet. Bevor die Lagen dabei in das FEM-Modell eingefügt werden können, müssen die gewünschten Plys mithilfe von Fibersim auf dem Flächenmodell erstellt werden.

Ablauf der Ply Definition in Fibersim

Der Ablauf der Definition von Plys mit Fibersim wird im Folgenden allgemein erläutert, bevor die Anwendung der Methodik auf die Felge erfolgt. Dazu zeigt Abb. 4.25 die Nutzeroberfläche mit den einzelnen funktionalen Bereichen der Software. Für diese Arbeit sind nur die rot markierten Funktionen von Bedeutung, welche nachfolgend in ein Ablaufschema übertragen werden.

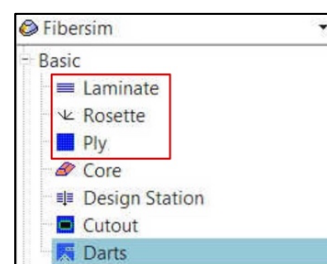


Abb. 4.25: Fibersim UI [42]

Der erste Schritt ist stets die Definition eines *Laminats*. Dabei handelt es sich jeweils um eine Körperfläche, wie sie anhand des Flächenmodells zuvor erläutert wurde. Ein Laminate wird über seine flächenbegrenzenden Linienzüge erstellt. Entsprechend dem Aufbau des Flächenmodells werden hierbei drei Laminats mit den Namen *Aussenfläche*, *Kleine_Seite* und *Grosse_Seite* erzeugt. Abb. 4.26 zeigt exemplarisch durch rot markierte Kanten, wo die Laminatgrenze für die *Kleine_Seite* liegt [74].

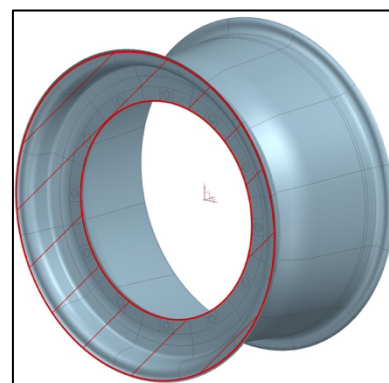


Abb. 4.26: Laminatdefinition für die kleine Felgenhälfte [42]

Im zweiten Schritt erfolgt die Definition von *Rosetten*. Diese Elemente sind lokale Koordinatensysteme, welche später für die Faserorientierung der einzelnen Plys' genutzt werden. Eine Rosette wird stets über einen Punkt auf der Körperoberfläche und eine 0°-Richtung in Form einer Linie oder Körperkante definiert. Dieser Prozess wird in Abb. 4.27 anhand einer fiktiven Oberfläche schematisch dargestellt. Ausgehend von der in Grün gezeigten Flächennormale im Ursprungspunkt werden die Winkel der Rosette, beginnend mit der festgelegten 0°-Richtung, entsprechend der Rechten-Hand-Regel definiert [75].

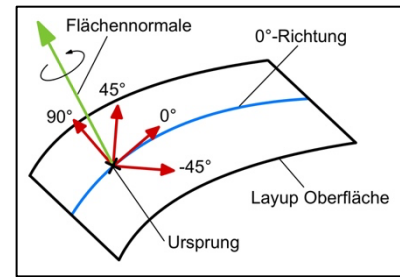


Abb. 4.27: Prinzip der Rosettendefinition in Fibersim [42]

Nachdem alle Rosetten erstellt wurden, folgt die eigentliche Definition der Plys'. Ein *Ply* beschreibt in Fibersim die Teilfläche eines Laminats, wobei innerhalb der besagten Fläche keine Unstetigkeiten vorliegen dürfen. Zur Erstellung eines Plys' wird zunächst das zugehörige Laminat, welches auch als *Parent* bezeichnet wird, gewählt. Anschließend müssen analog zur Laminatdefinition auch für ein Ply die begrenzenden Kanten auf der Fläche markiert werden. Damit das Programm darauf aufbauend die Faserorientierung und Produzierbarkeit simulieren kann, muss zudem ein Material aus der Datenbank zugewiesen werden. Der letzte Parameter bei der Erzeugung eines Plys' ist die Wahl der Faserorientierung. Diese wird durch die Verknüpfung einer zuvor definierten Rosette und die anschließende Eingabe des gewünschten Faserwinkels im lokalen Koordinatensystem der Rosette festgelegt. Wenn mehrere Plys übereinander erstellt werden sollen, muss dem System mitgeteilt werden, in welcher Reihenfolge diese auf die Körperfläche aufgebracht werden. Zu diesem Zweck wird die *Variable Sequence* genutzt. Die unterste Schicht weist den Index *A* auf und alle darüber liegenden Schichten werden in alphabetisch aufsteigender Reihenfolge betitelt, sodass beispielsweise Schicht fünf die Sequenz *E* zugewiesen bekommt [76].

Darüber hinaus ist im Programm für spätere Simulationen zu berücksichtigen, dass sich das Schnittbild und die Drapierbarkeit eines Plys' mit zunehmender Schichtdicke ändert. Dieser Einfluss wird in Fibersim durch eine automatisierte Offset-Berechnung in Kombination mit der zuvor genannten Zählmethode und den Werkstoffeigenschaften umgesetzt. Weist ein Halbzeug eine Schichtdicke von beispielsweise 0,2 mm auf, simuliert Fibersim die vierte Schicht dieses Materials nicht mehr auf der Körperfläche, sondern auf einer um 0,6 mm verschobenen Offsetfläche [76].

Für die vollständige Simulation der Felge müssen die soeben beschriebenen Schritte für alle Plys und Schichten wiederholt werden. Bevor dieser Ablauf an der CFK-Felge durchgeführt werden kann, muss jedoch ein Konzept für die grundlegende Aufteilung der Felgegeometrie in Plys vorliegen. Aus diesem Grund behandelt der nachfolgende Abschnitt die Untergliederung der drei Körperflächen des Validierungsmodells.

Aufteilung des Flächenmodells in Plys mit Fibersim

Für die Definition von Plys muss das Validierungsmodell in sinnvolle und drapierbare Abschnitte unterteilt werden. Als Inspiration dafür wird die Wettbewerbsanalyse aus Kapitel 2.7 herangezogen. Diese zeigte, dass Formula Student Teams üblicherweise eine Segmentierung der Felge entlang des Felgenumfangs nutzen. Abb. 4.28 zeigt, wie dies am Beispiel des Teams Elbflorace in der Fertigung umgesetzt wird. Die gleiche Methode soll für die hier entwickelte CFK-Felge eingesetzt werden. In der Seitenansicht der Felge erfolgt demnach eine Gliederung der Geometrie in eine selbst gewählte Anzahl von Teilsegmenten. Die Anzahl der Plys auf dem Felgenumfang sollte in Einklang mit den mechanischen und geometrischen Eigenschaften der Felge stehen. Um dies zu erreichen, muss die nachfolgende Bedingung erfüllt sein.

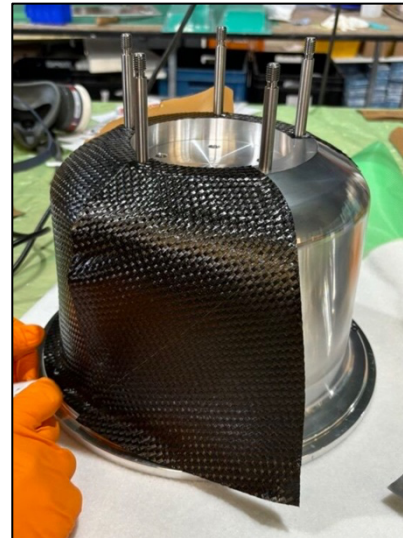


Abb. 4.28: Plysegmentierung [84]

Die Anforderung an alle Plys besteht darin, dass keine Bohrung für die Befestigung am Felgenstern oder das Ventil direkt auf einer Trennfuge zwischen zwei Plys liegen darf. Diese Trennfugen und die Bohrungen sind Schwachstellen in der Struktur, weshalb eine Überlagerung beider Artefakte zu einer Verringerung der Stabilität führt.

Da die CFK-Felge zwölf gleichmäßig auf dem Umfang verteilte Bohrungen aufweist, kann die Anzahl an Plys nur einem ganzzahligen Quotienten der Bohrungsanzahl entsprechen. In diesem Sinne wird zunächst mit einer Aufteilung in sechs Plys auf dem Felgenumfang begonnen. Die entsprechende Positionierung dieser Plys' kann Abb. 4.29 entnommen werden.

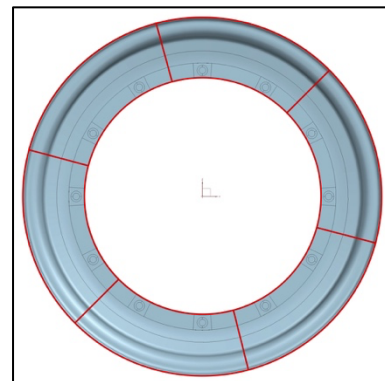


Abb. 4.29: Konzept 6-Plys [42]

Die Aufteilung der Felge in Teilsegmente muss hinsichtlich der Drapierbarkeit aller Plys mithilfe von Fibersim überprüft werden. Innerhalb von Fibersim ist dazu die Definition eines eigenen Werkstoffs möglich, wobei alle maßgebenden Eigenschaften wie die Steifigkeitskennwerte, das Flächengewicht und die Schichtdicke hinterlegt werden können. Zudem sind hier zwei Winkel anzugeben, welche für die spätere Analyse der Drapierbarkeit ausschlaggebend sind. Dabei ist ein Warnungs- und ein Grenzwinkel zu hinterlegen. Der Winkel selbst bezieht sich gemäß Abb. 3.25 auf das Verziehen eines Gewebes beim Drapieren und die daraus resultierende Abweichung vom idealen 90°-Faserwinkel zwischen Kette und Schuss. Für die vorliegende Simulation wurde als Warnung ein Winkel von 5° und als Grenze ein Winkel von 10° gewählt, wobei sich an den Werten ähnlicher bereits existierender Gewebe in der Fibersim Datenbank orientiert wurde [76].

Zur Prüfung der Drapierbarkeit eines Faser-Kunststoff-Verbunds existiert in Fibersim eine Funktion namens *Producibility Analysis*. Diese simuliert von einem Startpunkt auf der Oberfläche aus den Verlauf der einzelnen Fasern. Das Ergebnis der Simulation ist eine Netzdarstellung des Plys', welche anzeigt, wo Probleme bei der Drapierung auftreten können. Diese Bereiche werden im Netz rot markiert, wenn der Grenzwinkel überschritten wird, und deuten

auf Knicke, Falten oder nicht anliegende Materialabschnitte hin. Gelbe Bereiche deuten auf grenzwertige Regionen hin, in denen der Warnungswinkel überschritten ist, aber keine Probleme erwartet werden [76].

Mithilfe dieser Funktion wird für die drei Körperflächen des Validierungsmodells eine Analyse durchgeführt. Abb. 4.30 zeigt exemplarisch einen Ply auf der *Aussenfläche*, welcher ein Sechstel des Umfangs bedeckt. Dieser Ply weist gemäß der zuvor erläuterten Farbskala nicht nur gelbe, sondern auch rote Bereiche auf. Dementsprechend ist eine zielführende Drapierung dieses Plys nicht gesichert. Um das Problem zu beheben, muss die Geometrie der Plys angepasst werden.

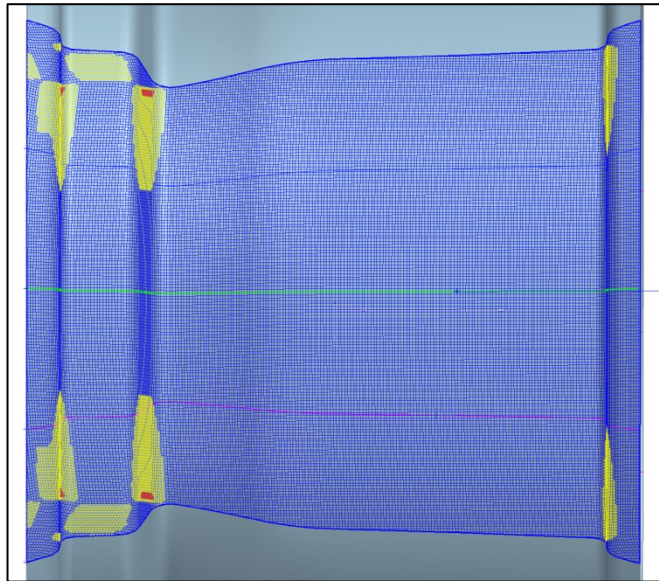


Abb. 4.30: Producibility Ply auf der Außenfläche [42]

Die geänderte Aufteilung der Felgengeometrie sieht zwölf auf dem Umfang verteilte Plys vor. Eine erneute Simulation der angepassten Plys weist bei keiner der drei Körperflächen mehr rote Bereiche auf, sodass die Anforderung an die Drapierbarkeit erfüllt wird. Die einzelnen Plys werden in Abb. 4.31 exemplarisch dargestellt. Nach diesem Konzept wird jede der drei Körperflächen des Flächenmodells in zwölf Bereiche unterteilt. Da gemäß Kapitel 4.4 für die Felge zwölf Schichten vorgesehen sind, ergibt sich eine Gesamtzahl von 216 Plys.

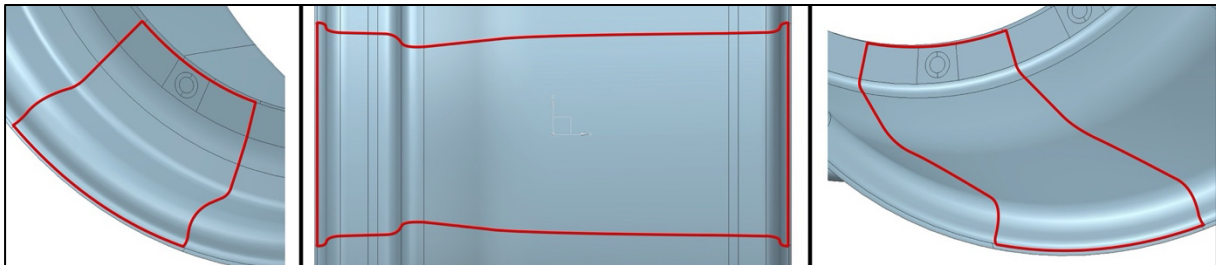


Abb. 4.31: Ply-Konturen der drei Körperflächen im Validierungsmodell [42]

Das Problem bei dem Konzept aus Abb. 4.31 besteht in den Übergangsnähten der Plys zueinander. Es wurde bereits in vorherigen Abschnitten beschrieben, dass an einem Ply-Übergang keine Kraftübertragung innerhalb der Lage erfolgen kann, weshalb dort eine Schwachstelle vorliegt. Zur Lösung des Problems sollen die einzelnen Schichten des Laminats durch Rotation um die Mittelachse der Felge gegeneinander verschoben werden. Hierzu wird ein Konzept entwickelt, welches eine großflächige Überlappung zwischen den einzelnen Schichten ermöglicht. Zusätzlich zu der bereits bestehenden Übergangsnäht werden daher vier weitere Trennkanten definiert. Die Nahtposition im Laminat wird schichtweise den jeweiligen Kanten zugeordnet, sodass eine bestmögliche Verteilung der Schwachstellen realisiert werden kann.

Abb. 4.32 zeigt das Ergebnis dieser Überlegung schematisch.

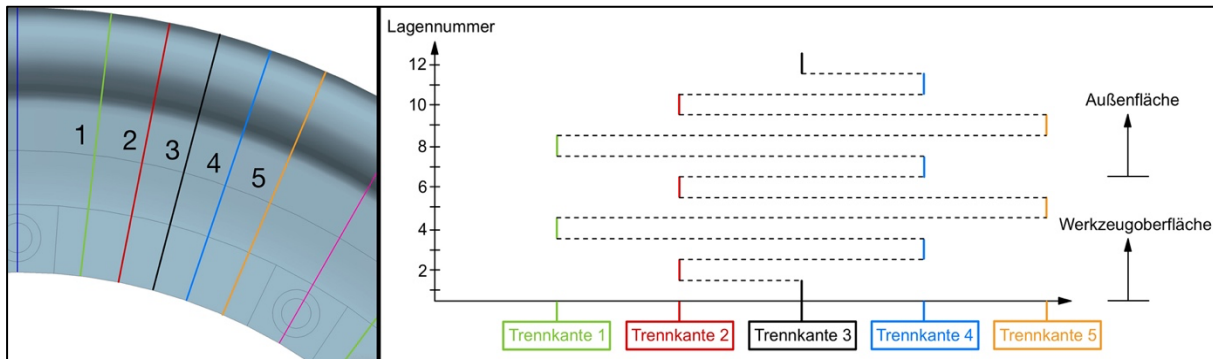


Abb. 4.32: Schema der Trennkanten [42]

Auf der x-Achse des Diagramms ist die Nummer der jeweiligen Trennkante mit einer zugehörigen Farbe aufgeführt, welche später im CAD-Modell zum Einsatz kommt. Diese Nummerierung erfolgt gemäß Abb. 4.32 anhand der radäußeren Seitenansicht der Felge, wobei pro Trennbereich im Uhrzeigersinn gezählt wird. Auf der y-Achse zeigt Abb. 4.32 die jeweiligen Lagen mit der entsprechenden Faserorientierung. Gezählt wird hierbei beginnend auf der Werkzeugoberfläche, sodass die erste Schicht den Körperflächen *Kleine_Seite* und *Große_Seite* gleicht. Analog dazu ist die erste Schicht auf der *Außenfläche* mit der Ziffer sieben versehen, was der ersten Lage der oberen Laminathälfte entspricht. Die Zuordnung der Schichten und Trennfugen wird dabei so geplant, dass der Abstand zweier Trennfugen möglichst groß ist. Gleichzeitig sollten identische Trennfugen einen Abstand von mindestens zwei Lagen zueinander haben. Da an den Trennfugen die Kraftübertragung durch interlaminaire Kräfte auf die angrenzenden Schichten übertragen wird, kann somit ein effizienterer Kraftfluss realisiert werden, welcher nicht auf einzelne Schichten gebündelt ist.

Das Schema muss an der Felgegeometrie im Flächenmodell umgesetzt werden. Dazu wird dieses um die notwendigen Trennkurven erweitert. Zur Darstellung der finalen Ply-Positionen im Modell und die anschließende FEM-Simulation müssen die tatsächlichen Ply-Kanten als Teil des Flächenmodells integriert werden. Dazu ist zunächst der Winkelversatz zwischen den fünf Trennkanten festzulegen. Hierbei sollte darauf geachtet werden, dass die Trennkanten keine der Bohrungen schneiden. Gleichzeitig ist ein möglichst großer Winkelversatz wünschenswert, um die mechanischen Eigenschaften der Felge zu verbessern. Basierend auf diesen Anforderungen wird die bereits bestehende Trennkante (Kante 3) um jeweils 4° und 8° im und gegen den Uhrzeigersinn rotiert. Da eine Körperkante nicht einfach rotiert werden kann, wird für die Definition dieser zusätzlichen Linienzüge die jeweilige Skizze der Körperfläche um die Mittelachse gemustert. Das Ergebnis der Modellanpassung wird in Abb. 4.33 in der Seitenansicht dargestellt. Da die Anpassungen für alle drei Körperflächen identisch sind, wird hier nur die *Kleine_Seite* exemplarisch betrachtet.

Um die Linien besser erkennen zu können, wird in Abb. 4.33 nur ein Ausschnitt aus der oberen Felgenhälfte gezeigt.

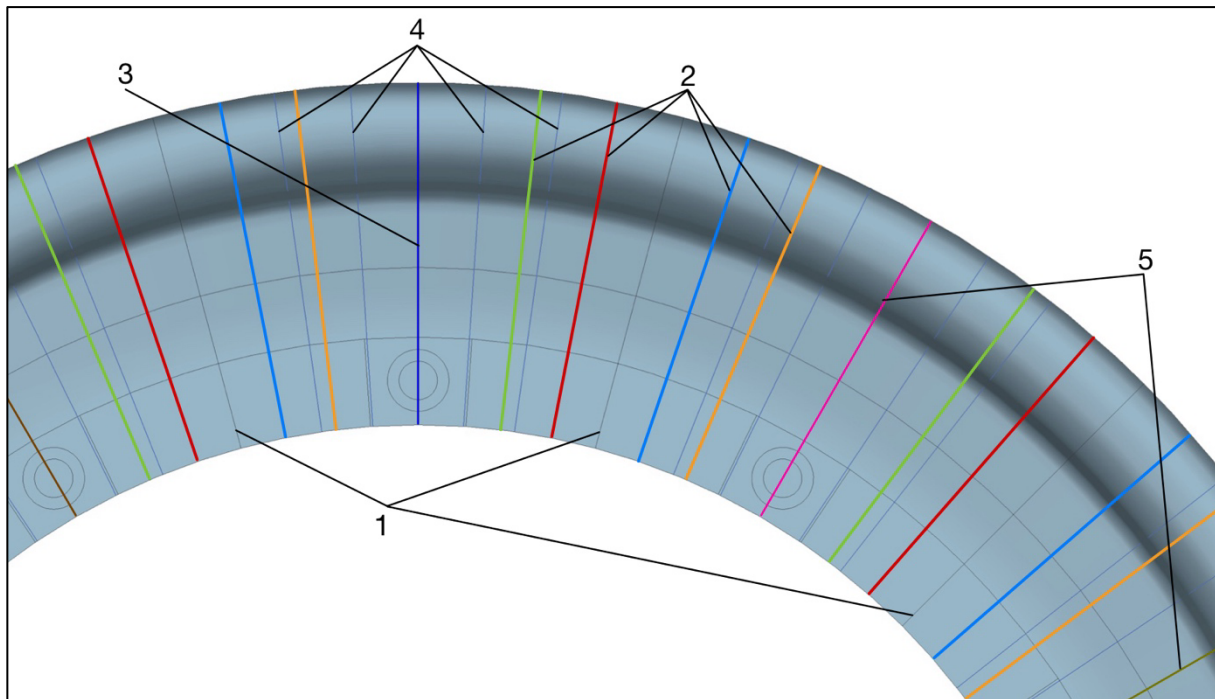


Abb. 4.33: Angepasstes Validierungsmodells entsprechend den Ply-Überlagerungen [42]

Die mit einer „1“ markierten Linien sind die ursprünglichen Kanten der Körperfläche und entsprechen Trennkante 3 aus Abb. 4.23. Deshalb wurde dort Schwarz als Farbe gewählt. Um diese Kurven herum finden sich die anderen vier Trennkanten des jeweiligen Bereichs (2). Die farbliche Darstellung der Trennkanten im Modell entspricht dabei der Kantenfarbe in Abb. 4.32. In der Mitte des Plys findet sich in Blau die ursprüngliche Skizze (3), welche zur Erstellung der Körperfläche genutzt wurde. Diese Skizze wird analog zu den Trennkanten ebenfalls um jeweils 4° und 8° vor- und zurückrotiert, sodass die umliegenden Linien entstehen (4). Diese werden bei der Ply-Definition für die Erstellung der Rosetten verwendet.

Dieses Gesamtkonstrukt wird für alle zwölf Teilbereiche der Felge auf den drei Körperflächen wiederholt. Damit eine eindeutige Bezeichnung der zwölf Felgenbereiche existiert, wird die hier blau visualisierte Mittellinie des zentralen Plys für jeden Teilbereich in einer individuellen Farbe dargestellt. Die zugehörige Nomenklatur kann Abb. 4.34 entnommen werden. Somit werden die im Uhrzeigersinn angrenzenden Felgenbereiche (5) in Abb. 4.33 als *Pink* und *Olive* betitelt. Die farborientierte Nomenklatur wird innerhalb von Fibersim zur Deklaration der Rosetten und Plys wiederverwendet. Mithilfe dieses Flächenmodells kann die Definition aller Rosetten und Plys gemäß dem vorherigen Ablaufschema erfolgen.

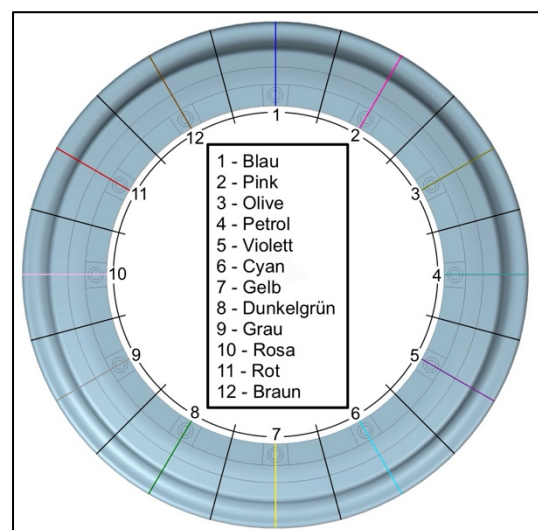


Abb. 4.34: Nomenklatur der Teilbereiche [42]

Das Ergebnis dieses Arbeitsschritts ist eine vollständige Darstellung des tatsächlichen Felgenaufbaus, wobei nicht nur die Plys und Trennkanten, sondern auch die jeweilige Faserorientierung der Plys berücksichtigt wird. Um die Faserorientierungen eines Plys zu ermitteln, wird basierend auf der simulierten Drapierung entlang der Werkzeugoberfläche und unter Berücksichtigung der Offset-Parameter in Fibersim ein Netz erstellt. Jeder Knotenpunkt dieses Netzes bekommt eine lokale Faserorientierung zugewiesen. Die zugehörige Netzfeinheit kann vom Nutzer gewählt werden und wird analog zum FEM-Netz auf eine Zellgröße von 1,5 mm festgelegt. Damit diese Daten für eine FEM-Simulation verwendet werden können, muss eine Verknüpfung der Faserorientierungen und Ply-Grenzen mit dem zuvor erstellten FEM-Modell erfolgen. Welcher Prozess dafür zu durchlaufen ist, soll nachfolgend erläutert werden.

Import der Fibersim Daten in das diskretisierte FEM-Modell

Die Integration der Fibersim-Daten in das FEM-Modell läuft über einen Import-Export-Prozess. Im ersten Schritt müssen dazu die Ply-Informationen aus dem Fibersim-Interface exportiert werden. Bei diesem Vorgang werden aus einem Laminat die gewünschten Plys für den Export ausgewählt. Die Ply-Geometrie und die zugehörigen Faserorientierungen werden anschließend in einer h5-Datei gespeichert. Diese Datei kann wiederum in das vollständig vernetzte FEM-Modell importiert werden [77].

Beim Import muss der Nutzer die Körperfläche auswählen, auf der ein Import erfolgen soll, welche letztlich der Laminatfläche aus Fibersim entspricht. Der Import der Plys aus Fibersim erfolgt dabei elementweise. Die Zuordnung der Fibersim-Plys findet im Elementschwerpunkt der 2D-Netzelemente statt. Für die Definition der Ply-Kanten innerhalb des FEM-Modells ist die Eingabe eines Suchabstands erforderlich. Dieser definiert, in welchem Abstand das letzte gekoppelte Element für einen Ply gesucht werden soll. Die Auslegung der Ply-Kanten wurde bereits bei der Konstruktion mit Rücksicht auf die Netzgeometrie durchgeführt, weshalb ein sehr kleiner Suchabstand zu klaren Ply-Kanten führt. Die importierten Daten beinhalten neben der Position und Faserorientierung auch den Offset der Plys zur Werkzeugoberfläche sowie die hinterlegten Werkstoffeigenschaften. Sobald alle Plys aus Fibersim in das FEM-Modell importiert wurden, können die Ply-Eigenschaften im Modell überprüft werden [77].

Prüfung der importierten Layup-Daten

Die Layup-Informationen wurden gemäß den vorherigen Erläuterungen auf die jeweiligen Elemente des vernetzten Flächenmodells übertragen. Das Ergebnis dieses Transfers kann untersucht werden, indem die Layup-Daten eines einzelnen Elements betrachtet werden. Abb. 4.35 zeigt exemplarisch die Eigenschaften der zwei markierten Elemente. Beide Elemente liegen auf der *Aussenfläche* innerhalb des blauen Felgenbereichs gemäß Abb. 4.34.

Globale Lag...	Gattierung	Stärke	Primärer...
216	Lufthansa	0.38	-0.239
204	Lufthansa	0.38	43.608
192	Lufthansa	0.38	0.916
180	Lufthansa	0.38	42.306
168	Lufthansa	0.38	2.216
156	Lufthansa	0.38	43.608

Globale Lag...	Gattierung	Stärke	Primärer...
216	Lufthansa	0.38	0.319
204	Lufthansa	0.38	44.34
181	Lufthansa	0.38	-6.244
180	Lufthansa	0.38	43.285
157	Lufthansa	0.38	-5.157
156	Lufthansa	0.38	44.34

Abb. 4.35: Prüfung des importierten Layups [42]

Der unterste Ply aus Werkzeugsicht ist dabei jeweils Ply 156 mit einem Faserwinkel von 45° . Die folgenden Plys weisen abwechselnd eine Orientierung von 0° und 45° auf. Der Lagenaufbau entspricht an beiden Positionen der in Kapitel 4.4 definierten Abfolge. Durch das linke Element kann nachgewiesen werden, dass der Lagenaufbau innerhalb einer Teilfläche korrekt ist. Darüber hinaus ist durch das rechte Element, welches direkt an der dritten Trennkannte liegt, sichergestellt, dass auch die Überlagerung der verschiedenen Teilbereich gemäß Abb. 4.32 korrekt von Fibersim in das FEM-Modell transferiert wurde.

Bei den primären Faserwinkeln fällt auf, dass sie nicht mehr den idealisierten Werten aus dem Vorauslegungsmodell entsprechen. Stattdessen gibt es geringe Abweichungen von maximal 6° , welche durch die Simulation der Drapierung innerhalb von Fibersim zu begründen sind. Analog zu diesem Beispiel werden für alle anderen Felgenbereiche und Körperflächen Elemente untersucht, um den Lagenaufbau zu prüfen.

Das nun vorliegende FEM-Modell ist vollständig vernetzt und enthält alle Lastfälle, Zwangsbedingungen und Klebungen. Darüber hinaus beinhaltet das Layup die nötigen Materialdaten, Ply-Geometrien und Faserorientierungen. Mit diesem komplexeren und realitätsnäheren Modell soll nachfolgend die Simulation aus der Vorauslegung validiert werden.

Validierung der Vorauslegungsdaten

Zur Validierung der Auslegung wird das optimierte FEM-Modell mit den gleichen Lastfällen wie das Vorauslegungsmodell in Kapitel 4.4 simuliert. Dabei wird für die Bewertung der Felgensteifigkeit Lastfall 1A, also die maximale Belastung bei Kurvenfahrt in einem Formula Student Wettbewerb angesetzt. Für die Festigkeit der Felge ist Lastfall 1B, also die Kurvenfahrt bei maximaler Geschwindigkeit, relevant, da dort die höchsten Belastungen auftreten.

Zunächst wird die Felgensteifigkeit betrachtet. Der in Kapitel 4.4 definierte Zielwert v'_{Grenz} für die laterale Steifigkeit der Felge bei Kurvenfahrt bezieht sich auf die maximale Knotenverschiebung in y-Richtung. Die im Modell berechnete laterale Verschiebung $v_{Validierung}$ darf diesen Grenzwert nicht überschreiten.

$$v_{Validierung} < v'_{Grenz} = 0,91 \text{ mm} \quad (4.41)$$

Die Simulation der Felge mithilfe des Validierungsmodells ergab den analog zu Kapitel 4.4 ermittelten Maximalwert $v_{\text{Validierung}}$:

$$v_{\text{Validierung}} = 0,739 \text{ mm} < v'_{\text{Grenz}} = 0,91 \text{ mm} \quad (4.42)$$

Die Verformung des Felgenmodells in diesem Zustand kann Abb. 4.36 entnommen werden.

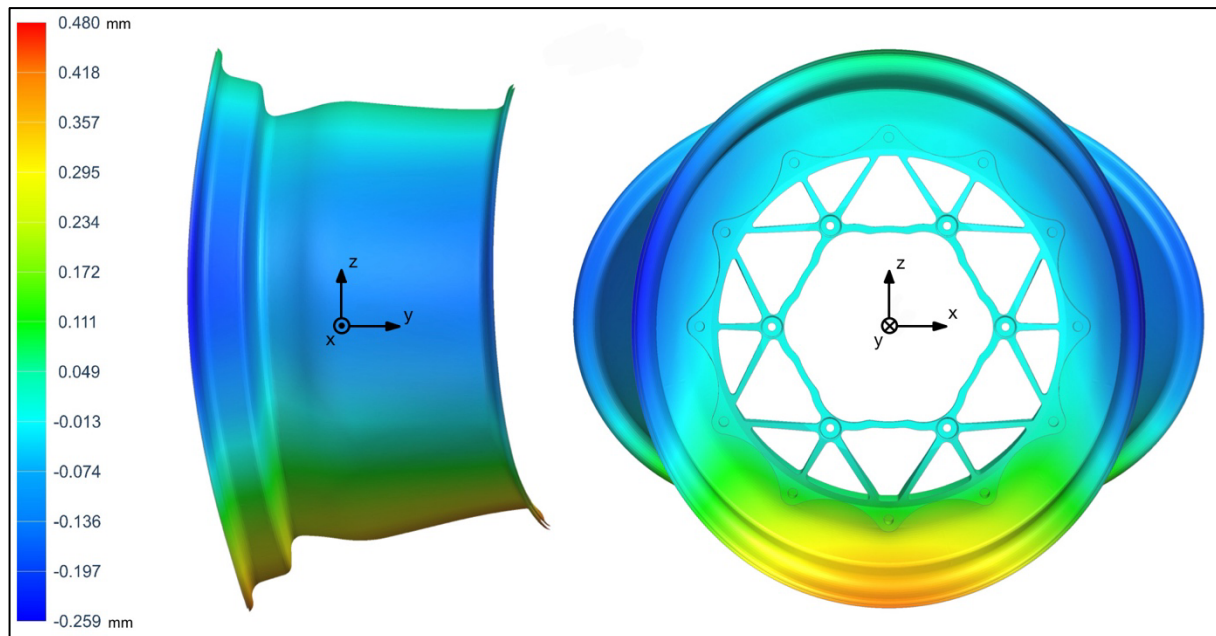


Abb. 4.36: Verformung des Validierungsmodells unter Lastfall 1A [42]

Der hier ermittelte Wert liegt um fast 20 % unter dem in Kapitel 4.4 anhand des Vorauslegungsmodells berechneten Wert. Die erhöhte Steifigkeit des Validierungsmodells lässt sich auf zwei Faktoren zurückführen.

Das Validierungsmodell vernachlässigt die Bohrungen im Flanschbereich und für das Ventil, was die Steifigkeit erhöht. Um den Einfluss der Bohrungen auf das Ergebnis der FEM-Berechnung zu quantifizieren, wird anhand des Vorauslegungsmodells eine weitere Vergleichssimulation durchgeführt. Alle Bohrungen werden dabei über radial angeordnete 1D-Elemente (RBE2) versteift [78]. Das Ergebnis der Simulation ist eine Reduktion der Felgenverformung um 5 %, welche umgekehrt beim Validierungsmodell eine gleichwertige Erhöhung der Steifigkeit begründet. Der zweite Faktor, welcher die Steifigkeit des Validierungsmodells beeinflusst, ist dessen grundlegender Aufbau.

Bei dem Vorauslegungsmodell in Kapitel 4.4 wurden die Teilflächen durch vergleichsweise kleine Kontaktflächen miteinander verklebt, was aus Verformungssicht eine Art Kerbwirkung verursacht. Im Validierungsmodell hingegen verlaufen die Kontaktflächen, wie auch in der Realität, entlang der tatsächlichen Übergangsbereiche von der Außenfläche zu den beiden Felgenhälften. Zudem führt die Außenfläche bei diesem Modell ununterbrochen von einem Felgenhorn zum anderen Felgenhorn. Diese Kontinuität ohne dazwischenliegende Klebestellen wirkt sich ebenfalls positiv auf das Gesamtkonstrukt aus.

Zusammenfassend zeigt auch dieses Modell, dass die nötige Steifigkeit der Felge erreicht wird. Neben der Steifigkeit müssen auch die Festigkeitswerte validiert werden. Dahingehend fand in Kapitel 4.4 eine Untersuchung der Lagenspannungen anhand von Lastfall 1B statt.

Analog dazu werden auch für das Validierungsmodell die maximalen und minimalen Hauptspannungen aus den Simulationsdaten extrahiert. Der Vergleich mit den in Kapitel 4.4 durch Sicherheitsfaktoren gewichteten Werkstoffkennwerten zeigt, ob die Festigkeit der Felge den Anforderungen genügt.

Da in diesem Fall durch die Aufteilung in Plys eine deutlich erhöhte Anzahl an Spannungen zu betrachten ist, wird nachfolgend nur der maximale Spannungswert und der zugehörige Ply aufgeführt. Eine ausführliche Auflistung aller Ply-Spannungen findet sich in Kapitel 7.5 des Anhangs. Die höchste Spannung wird in Abb. 4.37 rot dargestellt. Dieser Maximalwert befindet sich in der unteren Felgenhälfte im Bereich des Tiefbetts in Ply 103 auf der Körperfläche *Große-Seite*.

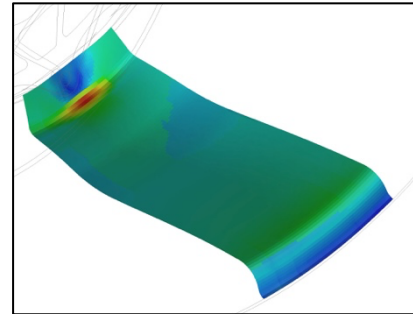


Abb. 4.37: Maximale Ply-Spannung im unteren Felgenbereich bei Lastfall 1B [42]

Tabelle 4.6: Maximale Ply-Spannung des Validierungsmodells bei Lastfall 1B

Ply-Bezeichnung	Maximale Zugspannung [N/mm ²]	Maximale Druckspannung [N/mm ²]
Ply 103 (45°)	132	71
zulässige Spannung	261	236

Die maximale Spannung im Validierungsmodell liegt gemäß Tabelle 4.6 ebenfalls unterhalb der zulässigen Spannung. Durch diese Prüfung wurde auch die Festigkeit der Konstruktion validiert. Mit dieser Erkenntnis kann die Geometrie der Felge aus Kapitel 4.5 in Kombination mit dem Lagenaufbau aus Kapitel 4.4 für die Fertigung freigegeben werden. In diesem Kontext wird im nachfolgenden Kapitel erläutert, welche Schritte zur Vorbereitung der Fertigung durchzuführen sind.

5 Fertigungsplanung einer CFK-Felge

Mit dem Abschluss von Kapitel 4 ist die CFK-Felge vollständig ausgelegt und durch das optimierte FEM-Modell in Kapitel 4.5 validiert. Der letzte Schritt im Entwicklungsprozess der Felge im Rahmen dieser Arbeit besteht in der Vorbereitung der Fertigung.

Der allgemeine Fertigungsablauf besteht dabei aus vier Schritten. Zunächst werden die Plys aus Kapitel 4.5 zugeschnitten, wofür eine CNC-Schneidmaschine zum Einsatz kommt. Anschließend wird die Felge gelegt, wobei alle Plys auf die Werkzeugform aufgebracht werden. Nach dem Legen der Felge muss das Material aushärten. Dazu wird die Werkzeugform gemäß Kapitel 2.4 beim Autoklavverfahren in einem Vakuumsack verpackt und in einen Autoklav gestellt. Sobald der Aushärteprozess abgeschlossen ist, folgt der vierte und letzte Schritt. Der Rohling kann aus der Werkzeugform entnommen werden, weist jedoch noch keine exakten Kantenmaße und Bohrungen auf. Um diese herzustellen, ist eine spanende Nachbearbeitung durch Drehen und Bohren erforderlich.

Der Aufbau dieses Kapitels folgt dem zuvor genannten Fertigungsprozess. Im ersten Abschnitt wird erläutert, wie die Schnittmuster aus dem 3D-Modell abgeleitet und gefertigt werden. Daraufhin erfolgt die Konstruktion der Werkzeugform. Hierbei soll eine verkürzte Konstruktionsmethodik basierend auf Kapitel 3.1 angewendet werden, sodass ebenfalls drei Konzepte entwickelt und verglichen werden. Das finale Konzept wird im dritten Unterkapitel vollständig auskonstruiert, und die zur Herstellung notwendigen technischen Zeichnungen werden erstellt. In Unterkapitel vier wird die spanende Nachbearbeitung behandelt, wobei Adapter zur effektiven Werkstückausrichtung entwickelt werden. Zuletzt wird die Gesamtkonstruktion bewertet, wobei für diese Bewertung die Anforderungsliste aus Tabelle 3.1 herangezogen wird.

5.1 Ableiten der Schnittmuster

In Kapitel 4.5 wurden Plys anhand eines 3D-Modells erstellt. Die notwendige Transferleistung zur Herstellung dieser Plys' besteht in der Ableitung ihrer zweidimensionalen Konturen. Dies ist notwendig, weil das Halbzeug, aus welchem die Felge gefertigt wird, flächenartige Rollenware ist. Die zweidimensionale Ply-Kontur muss so gestaltet sein, dass sie beim Drapieren auf die Werkzeugkontur die gewünschte dreidimensionale Form ergibt. Zu diesem Zweck besitzt die Software Fibersim, welche bereits für die Erstellung der Plys' genutzt wurde, eine Funktion namens *Flat-Pattern Extraction*. Mit dieser Funktion kann ein Ply ausgewählt werden, dessen Kontur mathematisch von einer dreidimensionalen in eine zweidimensionale Form übertragen wird. Das Ergebnis dieser Transformation ist eine Skizze im CAD-Modell, welche extrahiert werden kann [76].

Diese Funktion wird eingesetzt, um die Schnittmuster der Felge abzuleiten. Hierbei ist die rotatorische Symmetrie der Felge vorteilhaft. Es müssen nur die Plys für einen der zwölf Teilabschnitte auf dem Umfang der Felge extrahiert werden. Für die sechs Lagen pro Körperfläche wird somit jeweils ein Schnittmuster generiert, woraus sich eine Gesamtzahl von 18 Konturen ergibt. Durch das System wird gleichzeitig die Faserorientierung berücksichtigt, sodass Schnittmuster mit einer Orientierung von 45° um diesen Betrag versetzt erstellt werden, was die Weiterverarbeitung erleichtert. Zudem kann mithilfe von Fibersim der hinterlegte Offset-Wert der Ply-Flächen mitberücksichtigt werden, wodurch die Plys verschiedener Lagen auf einer Körperfläche untereinander geringe Unterschiede aufweisen. In Abb. 5.1 wird diese Differenz anhand zweier Plys der *Aussenfläche* gezeigt [76].

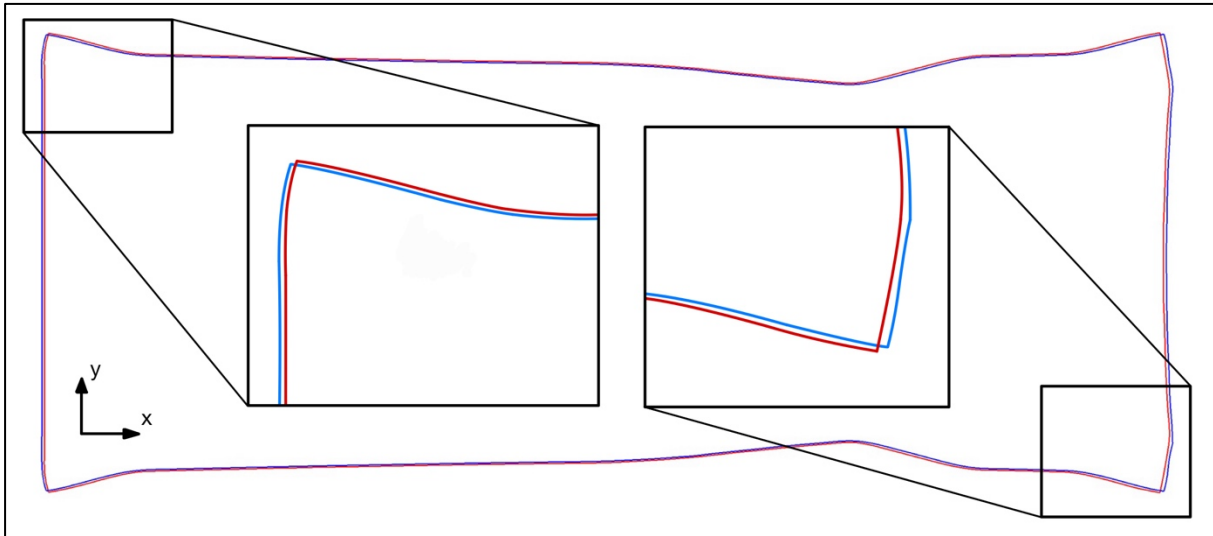


Abb. 5.1: Einfluss von Offsetparametern auf die Flat-Pattern Erstellung eines Plys [42]

Es ist erkennbar, dass die rot markierte Kontur, in x-Richtung kürzer und in y-Richtung länger ist als die blaue. Die rote Kontur entspricht der äußersten 0° -Lage (Lage 12), während die blaue Kontur die unterste 0° -Lage (Lage 8) darstellt.

Darüber hinaus wird das Flächenmodell für die Ableitung der Schnittmuster im Vergleich zum FEM-Modell leicht abgewandelt. Der innere Durchmesser der Felge im Flanschbereich, welcher zur Mittenzentrierung am Felgenstern genutzt werden soll, wird um sechs Millimeter verkleinert. Dies hat zur Folge, dass die Plys der Flächen *Kleine_Seite* und *Grosse_Seite* in diesem Bereich länger sind, als es für den Felgenstern nötig wäre. Eine derartige Anpassung wird vorgenommen, weil das innere Maß des Flanschs für die Mittenzentrierung erst in der spanenden Nachbearbeitung eingestellt werden soll, um die nötige Genauigkeit zu erreichen.

Damit die Skizzen der Plys' für eine Schneidmaschine genutzt werden können, erfolgt ein Export als dxf-Datei. Das Zuschneiden der Plys' wird mithilfe eines Hochleistungscutters vom Hersteller Zünd durchgeführt. Zur Vorbereitung werden die dxf-Dateien in eine zugehörige Software importiert. Der Fertiger arrangiert die Schnittmuster dabei so, dass eine möglichst effiziente Materialausnutzung erzielt wird.

Abb. 5.2 zeigt das Ergebnis exemplarisch für 45°-Ply. Durch geschickte Anordnung der Plys' können mehrere Ply-Typen miteinander kombiniert werden, um den Ausnutzungsgrad zu steigern. In diesem Beispiel werden Schnittmuster der Körperfläche *Aussenfläche* (Blau), *Kleine_Seite* (Rot), und *Grosse_Seite* (Gelb) kombiniert. Ist die Vorbereitung abgeschlossen, werden die Daten an den Cutter übertragen.

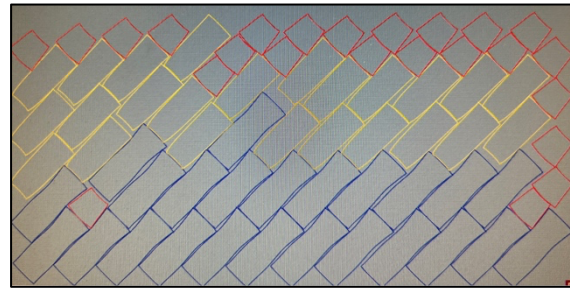


Abb. 5.2: Ply-Positionierung auf Cutter [42]

Eine derartige Maschine wird in Abb. 5.3 dargestellt, wobei die gezeigte Spezifikation teilweise von dem verwendeten Exemplar abweicht. Die Zuführung des Materials, welches als Rollenware vorliegt, erfolgt über eine Abrolleinheit (Position 1). Von dort aus gelangt das Halbzeug auf den Schneidtisch (Position 2). Durch die Steuereinheit (Position 3) wird die zu schneidende Kontur vorgegeben. Die Umsetzung erfolgt anschließend über den zweiachsig verfahrbaren Arm (Position 4), welcher mit Schneidwerkzeugen ausgestattet ist. In diesem Fall wurde für das Zuschneiden ein Rollmesser verwendet. Damit keine Falten im Material die Schnittmuster beeinflussen, wird das Material von der Unterseite aus mit Unterdruck angesaugt. Dies verhindert gleichzeitig ein Ablösen der Plys' im Schneidprozess [79].

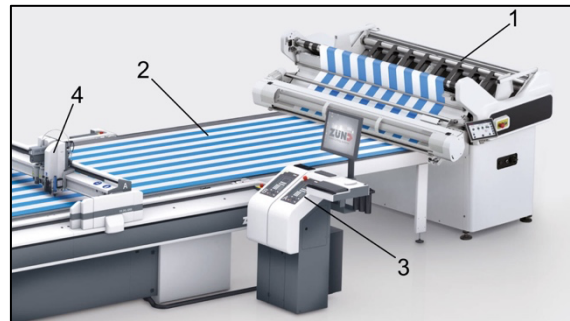


Abb. 5.3: Aufbau CNC-Schneidmaschine [79]

Die fertig geschnittenen Plys werden beschriftet und bis zur Weiterverarbeitung in einem Kühlraum gelagert. Da diese Prepreg-Zuschnitte mithilfe des Autoklavverfahrens in die Form einer Felge gebracht werden sollen, muss nachfolgend die dazu erforderliche Werkzeugform entwickelt werden.

5.2 Konzeptentwicklung der Werkzeugform

Gemäß dem Konstruktionsprozess, welcher bereits für die Entwicklung der Felge selbst angewendet wurde, müssen für eine effiziente Konstruktion zunächst verschiedene Anforderungen, Teilfunktionen und -lösungen entwickelt und zu Konzepten zusammengefügt werden. Aufgrund des begrenzten Umfangs dieser Arbeit wird der Prozess für die Werkzeugform allerdings heruntergebrochen, sodass nachfolgend lediglich die drei entwickelten Konzepte vorgestellt werden.

Konzept 1

Das erste Konzept wird in Abb. 5.4 dargestellt. Die Werkzeugform ist zweiteilig und besteht entsprechend der Felgengeometrie aus einer kleinen und einer großen Hälfte. Die beiden Bauteile werden durch Schrauben auf einem Lochkreis miteinander verbunden. Im Bereich des Flanschs befindet sich an beiden Werkzeughälften ein kreisförmiger erhöhter Absatz. Dieser repräsentiert die Anlagefläche am Felgenstern und ist somit als innere Referenz beim Legen der Plys' unabdingbar. Die Höhe dieses Absatzes entspricht jeweils der halben Laminatdicke, sodass alle vorgesehenen Lagen an dieser Position angesetzt werden können. Sind die Plys auf beiden Hälften fertig gelegt, schließen sie bündig mit dem Absatz ab.

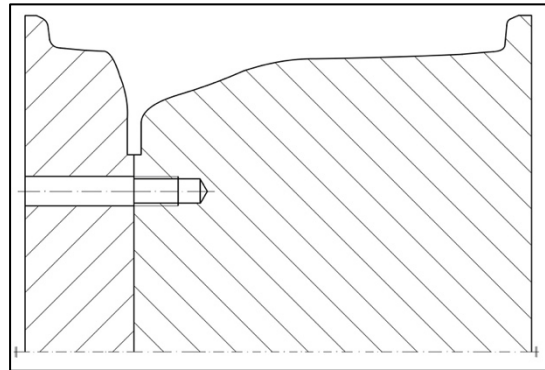


Abb. 5.4: Felgenform Konzept 1 [42]

Ein Nachteil dieses Konzepts ist die fehlende Möglichkeit zur Vorspannung der Felgenhälften, da die Absätze direkt aneinanderliegen. Damit eine hohe Laminatqualität im Flanschbereich erreicht werden kann, müssen die Hälften der Felge miteinander verpresst werden. Für außenliegende Flächen erledigt der erhöhte Druck im Autoklav diese Aufgabe. Da die Flanschbereiche jedoch aufeinanderliegen, hat der Umgebungsdruck dort keine Wirkung.

Hinsichtlich der Laminatqualität im Flanschbereich ist darüber hinaus das Temperaturverhalten der Werkstoffe zu berücksichtigen. Der lineare Wärmeausdehnungskoeffizient der Werkzeugform α_{Al} , welche aus einer Aluminiumlegierung besteht, liegt bei [80]:

$$\alpha_{Al} = 23,6 * 10^{-6} K^{-1} \quad (5.1)$$

Bei Faser-Kunststoff-Verbunden ist die thermische Ausdehnung aufgrund des anisotropen Werkstoffverhaltens abhängig von der betrachteten Richtung. Die Wärmedehnung verhält sich analog zu den Festigkeiten und Steifigkeiten, sodass in Faserrichtung die Eigenschaften der Faser dominieren, während quer zur Faserrichtung überwiegend die Matrix das Verhalten beeinflusst. Dementsprechend können für CFK-Gewebe aufgrund der vorliegenden Orthotropie zwei Wärmedehnungen definiert werden. Der lineare Wärmeausdehnungskoeffizient in Faserrichtung $\alpha_{T\parallel}$ gilt entsprechend den lokalen Koordinatensystemen der vorherigen Kapitel in 0°- und 90°-Richtung. Umgekehrt gilt senkrecht zur Laminatoberfläche der Wärmeausdehnungskoeffizient $\alpha_{T\perp}$. Dabei hängt das Materialverhalten stark vom relativen Faservolumenanteil ab [17].

Abb. 5.5 zeigt diesen Zusammenhang für eine UD-Lage aus kohlenstoffaserverstärktem Kunststoff. Da das verwendete Prepreg einen Faservolumenanteil von 63 % besitzt, ist der rot markierte Punkt auf der x-Achse ausschlaggebend. Für den Wärmeausdehnungskoeffizienten senkrecht zur Oberfläche kann folgender Wert abgelesen werden [17].

$$\alpha_{T\perp} \approx 27 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1} \quad (5.2)$$

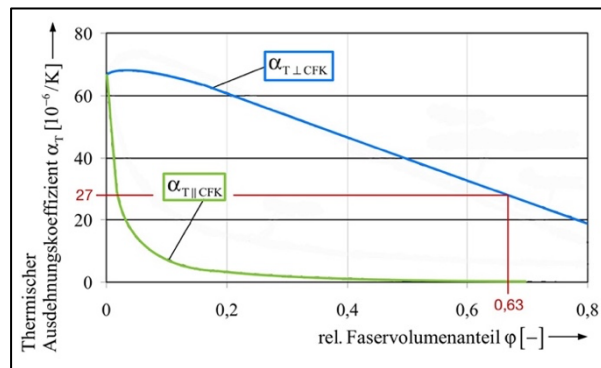


Abb. 5.5: Wärmedehnung von UD-Lagen aus CFK in Anlehnung an [17]

Für die Dehnung in Faserrichtung dominiert die Faser, welche lediglich eine minimale Wärmedehnung aufweist und daher vernachlässigt werden kann [25]. Beim betrachteten Modell ist im kritischen Flanschbereich eine Wärmedehnung quer zur Faserrichtung maßgebend. Da die Wärmeausdehnungskoeffizienten beider Materialien sehr ähnlich sind, kann auch durch die thermische Ausdehnung keine Vorspannung der Werkzeughälften erzielt werden.

Ganzheitlich betrachtet ist dieses Konzept aufgrund der fehlenden Vorspannung für die Fertigung der Felge nicht geeignet.

Konzept 2

Um das Problem des ersten Konzepts zu kompensieren, wird das zweite Konzept entsprechend angepasst. Abb. 5.6 zeigt eine weiterentwickelte, vierteilige Werkzeugform. Es bleiben die beiden Werkzeughälften der kleinen und großen Felgenhälfte (Position 1) erhalten. Der Unterschied liegt in der Umsetzung des Übergangs zwischen den beiden Bauteilen. Die Verbindung erfolgt nicht mehr über den Berührungspunkt im Flanschbereich. Stattdessen wird die Referenzfläche durch eine innenliegende Welle (Position 2) realisiert. Da dieses Teil unabhängig von den Werkzeughälften ist, kann es beim Legen der Plys für beide Felgenhälften nacheinander als Anlagefläche verwendet werden. Durch diese Konstruktion ist es somit ebenfalls möglich, die Plys mit hoher Genauigkeit auf die Werkzeugkontur aufzubringen.

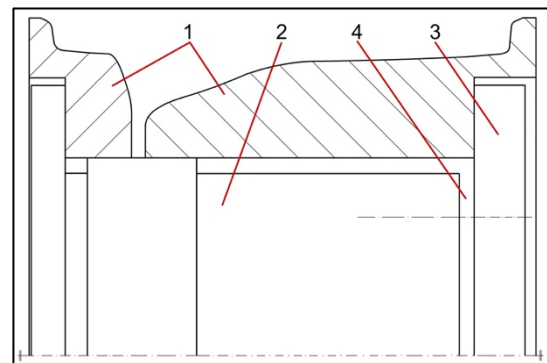


Abb. 5.6: Felgenform Konzept 2 [42]

Das zentrale Problem des ersten Konzepts bestand in der fehlenden Möglichkeit, die Werkzeughälften im Zusammenbau zu verspannen. Zu diesem Zweck werden beide Werkzeughälften auf die Welle geschoben. Das vierte Bauteil (Position 3) ist ein Deckel, welcher durch eine Schraubenverbindung mit der Welle gefügt wird. Der Spalt (Position 4) zwischen dem Deckel und der Welle ermöglicht es, über die Schraubenverbindung eine Vorspannkraft auf die beiden Felgenhälften aufzubringen.

Das zentrale Problem des ersten Konzepts bestand in der fehlenden Möglichkeit, die Werkzeughälften im Zusammenbau zu verspannen. Zu diesem Zweck werden beide Werkzeughälften auf die Welle geschoben. Das vierte Bauteil (Position 3) ist ein Deckel, welcher durch eine Schraubenverbindung mit der Welle gefügt wird. Der Spalt (Position 4) zwischen dem Deckel und der Welle ermöglicht es, über die Schraubenverbindung eine Vorspannkraft auf die beiden Felgenhälften aufzubringen.

Im Vergleich zu Konzept 1 erfüllt diese Variante alle funktionalen Anforderungen an die Werkzeugform. Der Nachteil dieses zweiten Konzepts besteht mit vier Komponenten in der

hohen Bauteilzahl. Darüber hinaus sind die benötigten Volumina an Halbzeugen sehr groß, was die Materialkosten erhöht. Eine Optimierung dieses Konzepts zur Reduktion der Bauteilzahl muss daher angestrebt werden.

Konzept 3

Das dritte Konzept für die Werkzeugform soll die Vorteile der beiden vorherigen Varianten miteinander vereinen und gleichzeitig deren Nachteile kompensieren. Das Ergebnis dieses Bestrebens wird in Abb. 5.7 dargestellt.

Die Form ist zweiteilig und besteht, wie auch Konzept 1, aus einer kleinen und einer großen Hälfte, da die Teilung geometriebedingt nur im Flanschbereich ohne Hinterschnitte möglich ist. Die kleine Hälfte weist im Zentrum auf der rechten Seite eine kreisförmige Vertiefung auf. Das

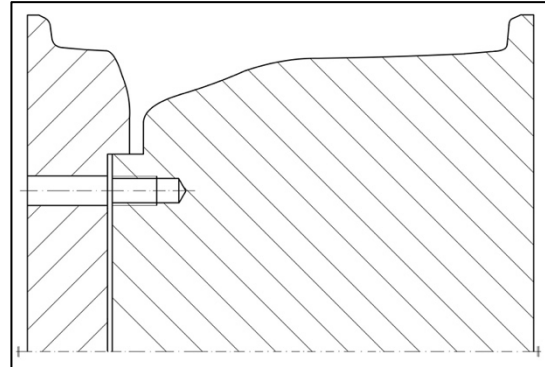


Abb. 5.7: Finales Felgenform Konzept [42]

Gegenstück dazu findet sich an der großen Werkzeughälfte in Form eines runden Absatzes. Werden die beiden Hälften axial zusammengefügt, so ermöglicht diese konstruktive Gestaltung eine Ausrichtung und Zentrierung zueinander. Hierbei ist der Absatz der großen Werkzeughälfte so ausgelegt, dass ein Spalt zur kleinen Felgenhälfte verbleibt. An dieser Stelle kann durch die vorgesehene Schraubenverbindung eine Vorspannung auf den Verbund aufgebracht werden. Diese erste der beiden Anforderung an das Werkzeug wird somit erfüllt.

Darüber hinaus muss zum Legen der Plys' gemäß der vorherigen Konzepte eine Anlagefläche im Flanschbereich für beide Werkzeughälften vorliegen. Abb. 5.7 zeigt, dass diese Gegebenheit beim vorliegenden Konzept nur für die große Felgenhälfte gewährleistet ist. Um dies auch auf der kleinen Seite zu ermöglichen, kann eine Schablone in die Vertiefung der Felgenhälfte eingelegt werden. Da diese nur für den Legeprozess benötigt wird, kann hierzu auch ein 3D-Druckteil eingesetzt werden. Durch diese Besonderheit bleibt die eigentliche Werkzeugform aus finanzieller Sicht weiterhin zweiteilig und ist dementsprechend ideal.

Für die Konstruktion der Werkzeugform wird nachfolgend dieses dritte Konzept gewählt und weiter konkretisiert. Dazu soll im nächsten Kapitel ein CAD-Modell auskonstruiert und für die Fertigung in Form einer technischen Zeichnung abgeleitet werden.

5.3 Konstruktion der Werkzeugform

Das Grundgerüst für die Konstruktion der Werkzeugform ist Konzept 3 des vorherigen Kapitels. In diesem Kapitel erfolgt die Konstruktion der finalen Form, wobei zunächst ein CAD-Modell entwickelt wird. Anschließend wird basierend auf diesem CAD-Modell eine technische Zeichnung erstellt, welche für die Fertiger der Bauteile als Referenz dient. Im letzten Schritt werden Legehilfen konstruiert, welche den Fertigungsprozess auch für unerfahrene Teammitglieder zugänglich machen, um die Fertigungskapazitäten für die Felge zu steigern.

CAD-Modell der Werkzeugform

Der Ausgangspunkt für das CAD-Modell der Werkzeugform ist das Flächenmodell aus Kapitel 4.5. Hierbei werden die Konturen der Flächen *Kleine_Seite* und *Grosse_Seite* jeweils für die Konstruktion der entsprechenden Felgenhälfte verwendet. Diese Kontur kann analog zu Abb. 5.7 zu einem Volumenkörper geschlossen werden. Das Ergebnis dessen wird anhand der kleinen Werkzeughälfte in Abb. 5.8 im Schnitt dargestellt.

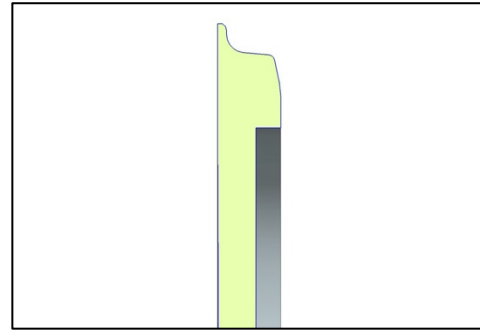


Abb. 5.8: Gedrehte Werkzeugkontur [42]

Die Konstruktion der Werkzeughälften ist mit diesem Ergebnis allerdings noch nicht abgeschlossen, weil bei der Konstruktion eines solchen Bauteils auch das vorgesehene Fertigungsverfahren berücksichtigt werden muss. Da die Werkzeugform rotationssymmetrisch ist, wird sie auf einer Drehmaschine gefertigt. Dieser Vorgang stellt Anforderungen an die Gestaltung der Form. Das Rohmaterial für ein Drehteil ist in der Regel ein zylindrisches Halbzeug. Dieses muss auf der Drehmaschine im Futter (Abb. 5.9) eingespannt werden können, um eine Bearbeitung auf der gegenüberliegenden Seite durch das Schneidwerkzeug zu ermöglichen. Dementsprechend wird an beiden Werkzeughälften ein ringförmiger Absatz an der Außenseite vorgesehen, welcher diese Einspannung zulässt.



Abb. 5.9: Drehfutter einer Drehmaschine [83]

Darüber hinaus sollte die Werkzeugform eine gute Handhabung beim Legeprozess der Plys aufweisen, weshalb das Gewicht der Form von Bedeutung ist [39]. Um das Gewicht der Form zu senken, wird bei der großen Werkzeughälfte im inneren Bereich eine möglichst große Aussparung vorgesehen. Diese Anpassung hat gleichzeitig verfahrenstechnische Vorteile. Bei der Fertigung der Felge im Autoklav wird eine hohe Temperatur eingesetzt, um den Aushärtprozess des Matrixmaterials voranzutreiben. Dabei soll die Felge möglichst gleichmäßig aushärten, was eine relativ einheitliche Temperaturverteilung voraussetzt. Durch die Aussparung in der großen Felgenhälfte ist die Wandstärke der Felgenform deutlich gleichmäßiger, sodass an der Felgeninnenseite ein besserer Wärmetransfer und somit eine höhere Materialqualität erwartet werden kann.

Im letzten Schritt müssen die Kanten des Modells an den Fertigungsprozess angepasst werden. Da beim Drehen keine Schneide mit einer ideal rechtwinkligen Geometrie eingesetzt wird, muss für Innenkanten stets ein gewisser Mindestradius vorgesehen werden, welcher minimal dem Schneiden-Radius entspricht. Die Außenkanten müssen ebenfalls abgerundet werden, wobei der Grund hierbei in der Fertigung der Felge selbst liegt. Über die Werkzeugform wird im Fertigungsprozess eine Folie zur Erzeugung eines Vakuums gezogen. Diese darf nicht durch scharfe Werkzeugkanten beschädigt werden. Dementsprechend sind alle Außenkanten des Modells entweder mit Fasen oder Radien zu versehen [17].

Das den vorherigen Erläuterungen entsprechend angepasste Modell in Abb. 5.10 ist für die Fertigung der Felgen geeignet und erfüllt alle zuvor benannten funktionellen Anforderungen.

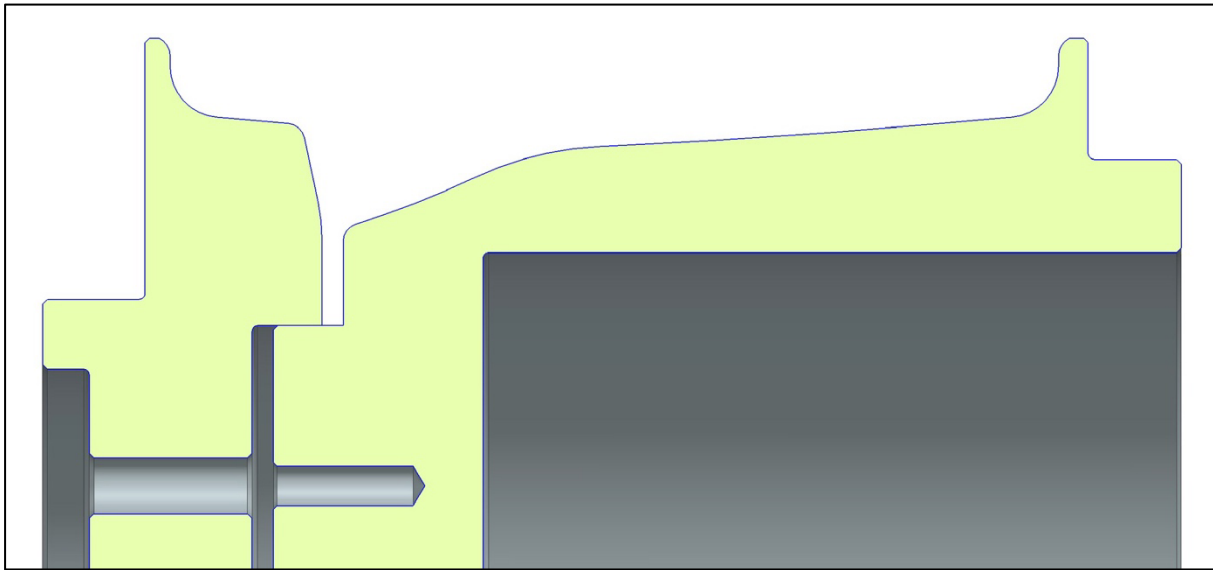


Abb. 5.10: CAD-Modell Felgenform Zwischenstand [42]

Die Entwicklung der Werkzeugform muss jedoch noch weitergeführt werden. Es ist nötig, eine weitere Funktionalität in die Werkzeugform zu integrieren, die bisher noch nicht betrachtet wurde. Gemäß Kapitel 4.1 ist es bei CFK-Felgen im Umfeld der Formula Student ein großes Problem, den Reifen auf die Felge zu montieren, ohne dabei Delaminationen oder andere Materialschäden zu verursachen [34]. Um die hohen lokalen Belastungen beim Aufziehen der Reifen nicht direkt in die Felge einzuleiten, soll eine Reifenmontage innerhalb der Werkzeugform möglich sein. Welche konstruktiven Optimierungsmaßnahmen dazu erforderlich sind, wird nachfolgend erläutert.

Optimierung der Werkzeugform für die Reifenmontage

Damit eine Montage des Reifens auch möglich ist, während die Felge in der Werkzeugform liegt, müssen drei Anforderungen erfüllt werden.

Die erste Anforderung ist rein geometrischer Natur. Damit der Reifen aufgezogen werden kann, muss er zunächst über das radäußere Felgenhorn geführt werden. Dementsprechend darf der größte Durchmesser des Zusammenbaus ausschließlich von der Felge stammen. Eine Überhöhung der Felgenform in radialer Richtung ist daher nicht möglich. Dementsprechend wird die Felgenkontur auf den beiden Werkzeughälften ohne eine Vergrößerung des Durchmessers horizontal weitergeführt. Darüber hinaus muss auch in axialer Richtung auf die Länge des Überhangs der Werkzeugform geachtet werden. Der Reifen wird beim Aufziehen, den Erläuterungen in Kapitel 2.3 entsprechend, zunächst einseitig in das Tiefbett eingesetzt und anschließend auf der anderen Seite über das Felgenhorn geführt. Im hier vorliegenden Zusammenbau ist daher potenziell nicht das Felgenhorn, sondern die äußerste Kante der Werkzeugform maßgebend. Die Maße der Werkzeugform werden anhand des CAD-Reifenmodells so optimiert, dass der Reifen problemlos aufgezogen werden kann. Um diesen Schritt zu überprüfen, wird in einem Baugruppenmodell die Reifenmontage simuliert. Abb. 5.11 zeigt das Ergebnis dieser Prüfung.

Wenn der Reifen gemäß Abb. 5.11 bestmöglich in das Tiefbett gesetzt wird, liegt auf der gegenüberliegenden Seite ein ausreichender Spalt zwischen dem Reifen und der Werkzeugform vor.

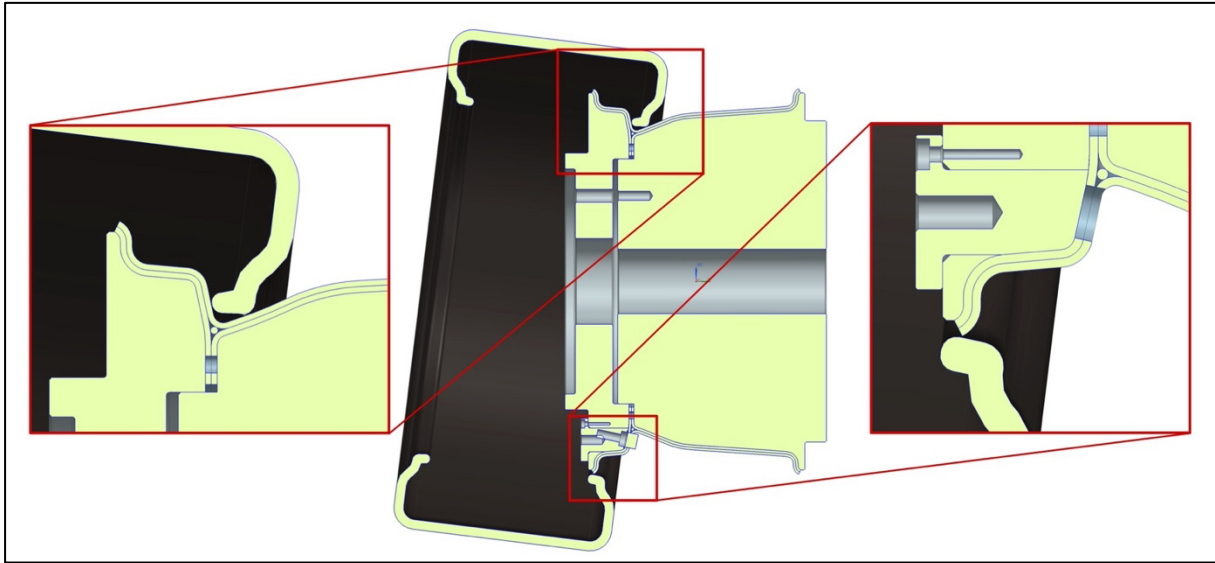


Abb. 5.11: Visualisierung der Reifenmontage im CAD-Modell [42]

Die zweite Anforderung an die Werkzeugform im Kontext der Reifenmontage ergibt sich aus der Gestaltung der Reifenaufziehmaschine. Abb. 4.1 zeigte bereits eine derartige Maschine. Die Felge wird dabei durch das Mittenloch auf einen Splint gefädelt. Anschließend muss von oben ein konischer Aufsatz mit einem Gewinde ähnlich zu einer Zentralverschraubung in das Mittenloch geschraubt werden. Durch die Konizität erfolgt eine feste Fixierung der Felge auf dem Tisch. Der Reifen wird anschließend durch die Arme der Maschine auf die Felge aufgezogen. Damit die CFK-Felge in der Werkzeugform auf der Maschine befestigt werden kann, ist ein Mittenloch, welches die Dimensionen einer normalen PKW-Felge besitzt, nötig. In die kleine und große Werkzeughälfte wird daher konzentrisch zur Rotationsachse eine Bohrung ergänzt. Diese kann gleichzeitig eine zweite Funktion erfüllen. Indem die Bohrung auf der kleinen Werkzeughälfte einen größeren Durchmesser als auf der großen Werkzeughälfte aufweist, ist die entstehende freiliegende Fläche zum Trennen der Werkzeughälften nach dem Fertigungsprozess nutzbar.

Die dritte Anforderung an die Werkzeugform umfasst das Ventil. Dieses muss bereits vor dem Aufziehen des Reifens montiert werden, da bei der Montage ein beidseitiger Zugang nötig ist. Das Ventil verändert die Kontur der Felge, sodass diese nicht mehr in die Werkzeugform eingesetzt werden kann. Die Werkzeugform muss demnach eine Modularität aufweisen, welche im Fertigungsprozess das gleichmäßige Legen der Plys durch eine hohe Oberflächengüte liefert und zugleich für den Montageprozess des Reifens die Aufnahme des Ventils in der Form ermöglicht.

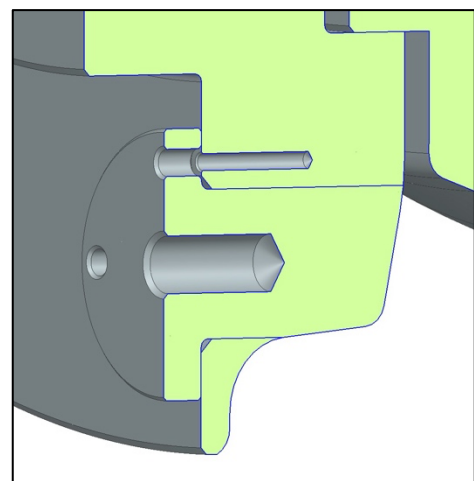


Abb. 5.12: Felgenform Stift [42]

Die Lösung dieses Problems ist in Abb. 5.12 dargestellt. Die kleine Seite der Werkzeugform wird um eine Bohrung ergänzt. In diese Bohrung wird ein stiftförmiges Bauteil mit einer Passung eingesetzt, welches diese somit vollständig ausfüllt. Der Stift besitzt außenliegend eine schraubenähnliche Kopfform, welche auf der Werkzeuoberfläche aufliegt. Ein axiales Verschieben dieses Stiftes wird durch eine Schraube verhindert. Um den Stift herauszuziehen, befindet sich eine Gewindebohrung in der Stiftmitte, sodass Hilfswerkzeuge befestigt werden können. Im Fertigungsprozess der Werkzeugform wird zuerst die Bohrung für den Stift gesetzt und dieser gemäß Abb. 5.12 eingesetzt. Damit die Positionierung des Stiftes nicht durch eine Rotation um seine Achse verändert wird, ist eine Sicherung durch einen Passstift mit Entlüftungsfläche relativ zur Werkzeughälfte vorgesehen. Der Zusammenbau aus Stift und Werkzeughälfte wird anschließend auf der Drehmaschine so bearbeitet, dass die benötigte Felgenkontur gleichzeitig in den Stift und die kleine Werkzeughälfte gedreht wird.

Diese Vorgehensweise stellt sicher, dass der Zusammenbau aus diesem Zusatzbauteil und der eigentlichen Werkzeughälfte eine kantenfreie Oberfläche bildet, was wiederum die Herstellung einer qualitativ hochwertigen Felgenoberfläche im Fertigungsprozess ermöglicht (Abb. 5.13, links). Die Anforderung an die Fertigung der Felge bleibt weiterhin erfüllt. Zudem kann der Stift für die Reifenmontage entnommen werden, sodass lediglich die Bohrung verbleibt. Abb. 5.13 zeigt anhand eines maßstabgetreuen Modells des Ventils, dass dieses in der Einbaulage vollständig in die Bohrung eingeführt werden kann. Die fertige Felge kann mitsamt dem Ventil wieder in die Werkzeugform eingesetzt werden, wodurch die Reifenmontage im Zusammenbau ermöglicht wird. Durch diese konstruktive Anpassung ist die Bauteilzahl der Werkzeugform gestiegen, was aus finanzieller Sicht negativ zu bewerten ist. Allerdings gewährleistet diese Anpassung eine zerstörungsfreie Reifenmontage, was bei Betrachtung des Materialwertes gegenüber den Mehrkosten der komplexeren Werkzeugform deutlich überwiegt.

Das Ergebnis der Optimierungsmaßnahmen für die Reifenmontage ist die in Abb. 5.14 zur Hälfte gezeigte Werkzeugform. Die zugehörigen technischen Zeichnungen der Bauteile finden sich im Anhang (Abb. 7.14 - Abb. 7.17), werden jedoch im Kontext dieser Arbeit nicht näher thematisiert.

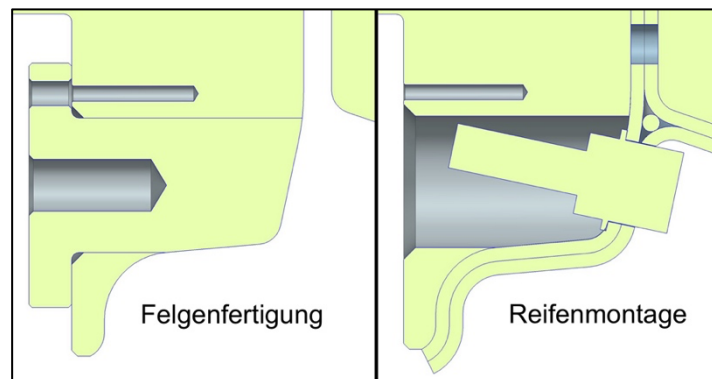


Abb. 5.13: Funktionsweise des Stiftes (Felgenfertigung links / Reifenmontage rechts) [42]

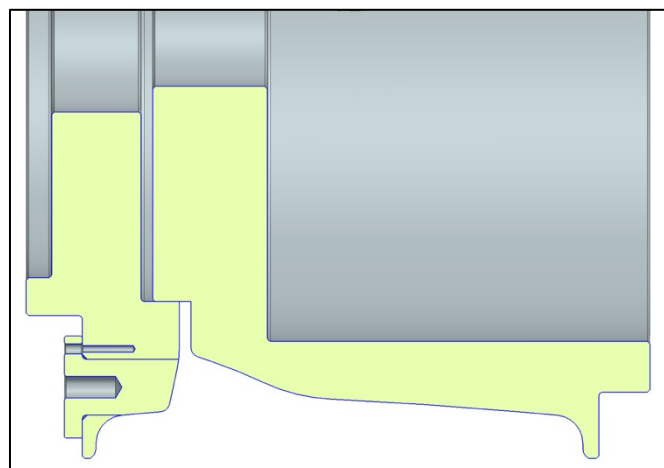


Abb. 5.14: CAD-Modell Felgenform Endstand [42]

Zuletzt muss als Anlagefläche im Fertigungsprozess ein Bauteil konstruiert werden, welches in die kleine Werkzeughälfte eingesetzt wird. Der Zusammenbau aus dem Hilfsteil und der kleinen Werkzeughälfte wird in Abb. 5.15 im Schnitt visualisiert.

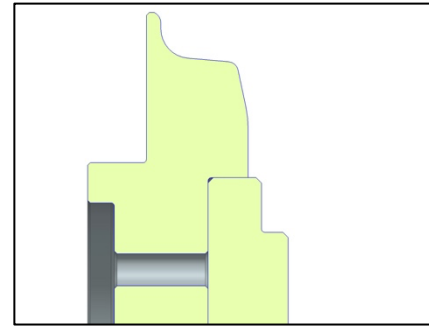


Abb. 5.15: Felgenform Hilfsteil [42]

Der Legeprozess zur Fertigung der Felge wurde bereits bei der Erstellung der Plys' in Kapitel 4.5 beschrieben. Damit dieser Vorgang möglichst präzise und fehlerfrei erfolgen kann, sollen nachfolgend Legehilfen in Form von 3D-Druckteilen konstruiert werden, welche dem Anwender die Positionierung und Anordnung der Plys' erleichtern.

Konstruktion von Legehilfen

Beim Legen der Plys' werden die Zuschnitte aus Kapitel 4.5 schichtweise auf die Werkzeughälften aufgetragen. Dabei sind die einzelnen Plys für bessere mechanische Eigenschaften des Verbunds jeweils um einen in der Auslegung definierten Winkel zueinander versetzt. Damit der Fertiger im Legeprozess die Positionen der einzelnen Plys' und die Versatzwinkel der Schichten zueinander eindeutig identifizieren kann, werden Legehilfen konstruiert, welche die Genauigkeit im Fertigungsprozess steigern sollen.

Die Legehilfen können mit einem 3D-Drucker kostengünstig gefertigt werden. Mit dieser Fertigungsmethode geht eine Vielzahl an konstruktiven Freiheiten einher, sodass beispielsweise 90°-Winkel im Modell verbleiben können. Die Legehilfe wird unter die jeweilige Felgenform auf den Tisch gelegt. Dies gewährleistet weitgehend, dass keine Verdrehung zwischen der Legehilfe und der Werkzeugform erfolgt. Auf dem Umfang der Werkzeugform wird die Felge in zwölf gleich große mit Buchstaben gekennzeichnete Bereiche unterteilt, wobei jeder Bereich die Position eines Plys' auf der Felgenform beschreibt.

Abb. 5.16 zeigt links dieses Grundelement der Legehilfe für die erste Lage.

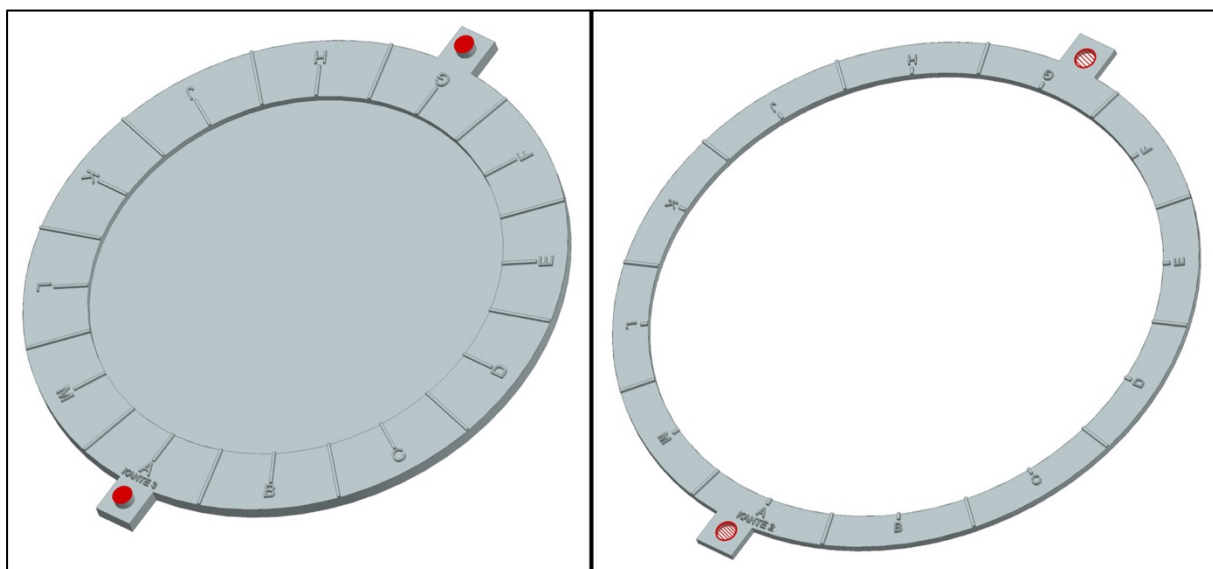


Abb. 5.16: CAD-Modelle der Legehilfen für Kante 3 (links) und Kante 2 (rechts) [42]

Da die zweite Lage mit einem Winkelversatz zur ersten Lage aufgebracht werden muss, ist eine Rotation der mit Buchstaben gekennzeichneten Bereiche notwendig. Um hierzu nicht die Felgenform um einen ungefähren Betrag relativ zur Legehilfe drehen zu müssen, wird eine zweite Legehilfe entwickelt. Das CAD-Modell der Legehilfe für die versetzte zweite Lage wird in Abb. 5.16 rechts gezeigt. Dieses zweite Teil kann über die Felgenform von oben auf die erste Legehilfe aufgesetzt werden. Hierbei dienen die beiden Bohrungen, welche in Abb. 5.16 rot markiert sind, der Positionierung der Legehilfen zueinander. In Abb. 5.16 ist zudem erkennbar, dass die Abschnitte der einzelnen Plys auf dieser Legehilfe relativ zur Bohrung um den gewünschten Winkel versetzt sind. Nach diesem Konzept werden drei weitere Bauteile für die übrigen drei Trennkanten aus Kapitel 4.5 konstruiert und gefertigt. Auf jede der insgesamt fünf Legehilfen wird ein entsprechender Schriftzug aufgetragen. Die unterste Legehilfe ist die mittlere Trennkante, weshalb sie mit *Kante 3* gekennzeichnet wird. Die Benennung der Komponenten orientiert sich dabei an den Vorschriften aus Kapitel 4.5.

Das Funktionsprinzip der Legehilfen wird anhand von Abb. 5.17 verdeutlicht. Die erste Lage für beide Werkzeughälften nutzt gemäß Abb. 4.32 immer die dritte Trennkante (Abb. 5.17, links). Ist die erste Lage auf dem Werkzeug aufgetragen, wird die Legehilfe für Kante 2 angelegt, was in Abb. 5.17 rechts gezeigt wird. Dieser Prozess ist dem

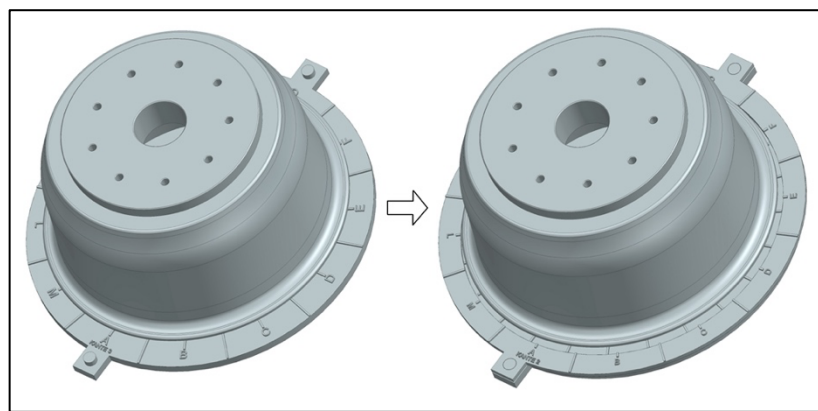


Abb. 5.17: Funktionsprinzip der Legehilfen [42]

Aufbau in Abb. 4.32 entsprechend durch den Austausch oder die Entfernung der obenliegenden Legehilfen zu wiederholen, bis die letzte Lage drapiert wurde.

Die Nutzung der Legehilfen vereinfacht den Fertigungsprozess erheblich. Gleichzeitig werden diese Bauteile zu minimalen Kosten im 3D-Drucker des Teams gefertigt, sodass das Budget nicht beeinträchtigt wird. Die Vorbereitungen und Zusatzkomponenten, welche im Fertigungsprozess bis zum Aushärten im Autoklav benötigt werden, sind somit abgeschlossen und auskonstruiert. Das nachfolgende Kapitel beschäftigt sich mit der spanenden Nachbearbeitung des Felgenrohlings, welcher aus dem Autoklav entnommen wird.

5.4 Optimierung der spanenden Nachbearbeitung

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit allen Maßnahmen, die erforderlich sind, um den Rohling, welcher aus dem Autoklav entnommen wird, in einen fertigen betriebsfähigen Zustand zu überführen. Grundsätzlich sind dazu zwei Vorgänge nötig, bei denen es sich jeweils um spanende Fertigungsverfahren handelt. Zunächst müssen die Bohrungen, welche zur Befestigung des Felgensterns nötig sind, gebohrt werden. Anschließend sind die Außenkanten der Felge an den Felgenhörnern und im Flanschbereich mit einer Drehmaschine nachzubearbeiten, um das gewünschte Endmaß und die geforderte Kantenqualität herzustellen. Dieses Kapitel orientiert sich inhaltlich an diesem Ablauf, wobei für die beiden Schritte der Nachbearbeitung jeweils ein Adapter konstruiert wird, welcher die Fertigungsqualität verbessert.

Konstruktion eines Bohradapters

Damit die Felge mit dem Felgenstern verbunden werden kann, müssen gemäß Kapitel 3.5 zwölf auf einem Lochkreis liegende Bohrungen in den Flansch der Felge eingebracht werden. Die Fertigung der Bohrungen erfolgt über eine CNC-gesteuerte Maschine, welche bereits eine hohe Positioniergenauigkeit gewährleistet. Dennoch sind weitere Maßnahmen erforderlich, um die Qualität der Bohrungen zu steigern. Die Genauigkeit des Lochkreises ist kritisch für den späteren Einsatz der Felge, weil dieser als Referenz für die anschließende Nachbearbeitung auf der Drehmaschine dient. Beim Drehen wird das innere Maß des Flanschs eingestellt, welches gemäß Kapitel 3.5 die Mittenzentrierung der Felge sicherstellt. Wenn diese Anlagefläche nicht exakt konzentrisch zur Felgenmitte liegt, entsteht ein unruhiges Laufverhalten im Betrieb, was den Komfort und vor allem die Performance erheblich beeinträchtigen kann [6]. Gleiches gilt für die Rechtwinkligkeit, weshalb die Felge beim Bohren des Lochkreises möglichst eben auf dem Maschinenbett liegen muss.

Da die Felgenhörner im unbearbeiteten Zustand noch kein Endmaß aufweisen und durch das Legen der Plys oft ungleichmäßig sind, ist eine direkte Auflage der Felge auf dem Maschinentisch nicht möglich. Die dazu erforderliche Aufnahme ist in Abb. 5.18 im Schnitt dargestellt. Diese Fußplatte wird auf dem Tisch der CNC-Maschine platziert. Damit die Felge selbstzentrierend auf die Fußplatte aufgesetzt werden kann, dient die innere Felgenkontur als Anlagefläche, da diese bereits das richtige Maß aufweist.

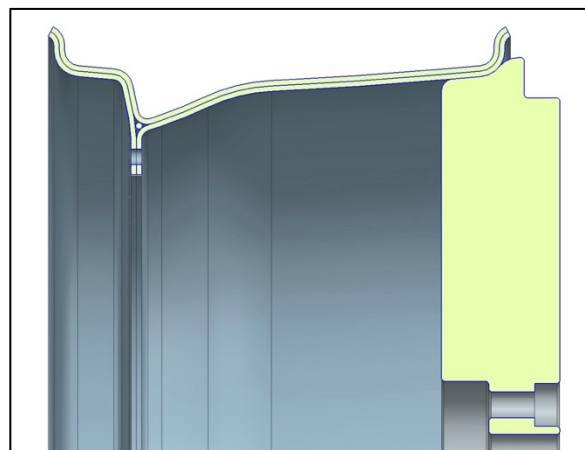


Abb. 5.18: Bohradapter Fußplatte [42]

Um die Felge auf der Fußplatte zu befestigen, muss zusätzlich eine geeignete Spannvorrichtung ergänzt werden. Hierbei gilt es erneut, Geometriepunkte der Felge als Anlagefläche zu nutzen, die bereits das Endmaß aufweisen. Die Lösung erfolgt durch zwei weitere Bauteile, von denen das erste in Abb. 5.19 dargestellt ist. Von der radäußeren Felgenseite aus wird eine Platte, welche aufgrund ihrer zusätzlichen Funktion als Schablone bezeichnet wird, auf die Felge gelegt. Auch diese Platte wird durch die Geometrie der Felge im Kontaktbereich präzise zentriert, wobei erneut die Felgenkontur als Anlagefläche dient. Dieses Bauteil wird als Schablone bezeichnet, da es die vorgesehenen zwölf Bohrungen des Lochkreises beinhaltet.

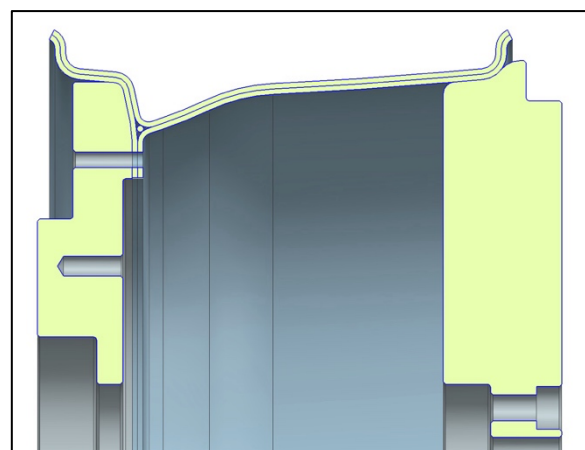


Abb. 5.19: Bohradapter Schablone [42]

Um die Schablone und die Fußplatte zur Sicherung der Felge miteinander zu verspannen, wird ein Spannelement konstruiert, welches ähnlich wie in Konzept 2 der Werkzeugform funktioniert. Dieser Spanner ist eine Welle mit Kopfauflage, welche durch ein Mittenloch mit

einer Passung in der Schablone geführt wird. Anschließend kann diese Welle auch in der Fußplatte durch eine Passung zentriert werden, wodurch die Relativposition der beiden Platten zueinander exakt definiert ist. Das gewünschte Spannen der Bauteile erfolgt, indem Schrauben von der Unterseite der Fußplatte in den Spanner eingedreht werden.

In diesem Zustand (Abb. 5.20) wäre eine Fertigung der Bohrungen bereits mit hoher Genauigkeit möglich. Problematisch ist an diesem Konzept jedoch eine noch nicht berücksichtigte Eigenschaft des Felgenmaterials. Beim Bohren durch ein CFK-Laminat ist stets eine feste Unterlage erforderlich [40]. Wird durch das freistehende Material gebohrt, wie es in diesem Konzept bisher der Fall ist, kann es auf der Unterseite des Laminats zu Delaminationen kommen. Der Bohrer durchdringt die Lagen nacheinander, wobei die letzten Schichten nur noch einen geringen interlaminaren Widerstand gegen die Querkraft des Bohrers aufweisen, was zu einer Trennung zwischen den einzelnen Schichten führen kann. Eine derartige Schädigung verschlechtert gemäß Kapitel 2.6 im direkten Umfeld die mechanischen Eigenschaften des Verbunds. Bei den Bohrungen ist dies besonders kritisch, weil es sich um Orte der Lasteinleitung beziehungsweise Kraftübertragung handelt, sodass dort mitunter die höchsten Belastungen im Material auftreten.

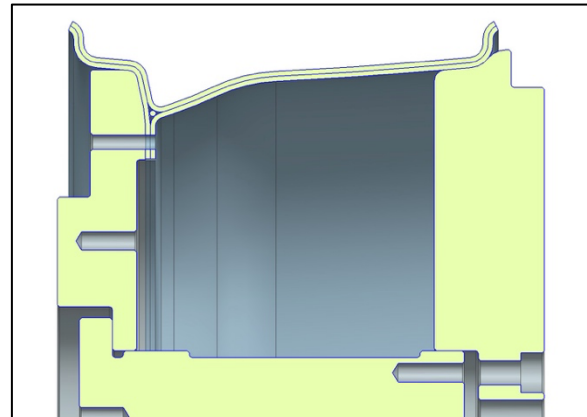


Abb. 5.20: Bohradapter Spanner [42]

Um eine Delamination des Verbunds im Bereich der Bohrungen zu verhindern, muss eine weitere Komponente in Form einer Platte hinzugefügt werden, welche in Abb. 5.21 im Zusammenbau dargestellt wird. Diese Platte wird von unten an den Flansch gesetzt und durch Schrauben direkt mit der Schablone verbunden. Analog zur Schablone weist die Platte ebenfalls die zwölf Bohrungen für den Lochkreis auf, allerdings werden die Bohrungen bei diesem Teil mit einer möglichst geringen Toleranz und ohne eine Fase am Bohrungsrand gefertigt. Die Nahaufnahme in Abb. 5.21 zeigt, dass somit eine bestmögliche Abstützung des Felgenmaterials im Umfeld der Bohrungen gewährleistet werden kann. Die Positionierung der Platte relativ zur Felge und der Schablone wird ebenfalls über die selbstzentrierende Kontur der Felge realisiert. Zudem ist ein Passsstift zwischen der Schablone und der unteren Platte vorgesehen, welcher der rotatorischen Ausrichtung der Bohrungen zueinander dient und in Abb. 5.21 orange markiert ist. Die technischen Zeichnungen der einzelnen Komponenten finden sich im Anhang (Abb. 7.18 - Abb. 7.21), werden im Kontext dieser Arbeit aber nicht näher betrachtet.

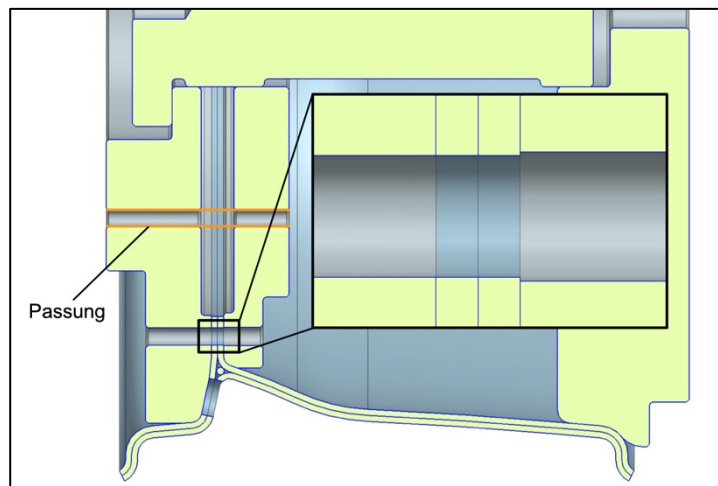


Abb. 5.21: CAD-Modell Bohradapter [42]

Im Zusammenbau ermöglicht der Bohradapter die maßgetreue und materialschonende Bohrung des Lochkreises für die spätere Befestigung am Felgenstern. Da dieser Lochkreis eine hohe Genauigkeit aufweist, soll er nachfolgend ebenfalls als Referenz für die Nachbearbeitung der Felgenmaße auf der Drehmaschine genutzt werden.

Konstruktion eines Drehadapters

Um die Felge nach dem Bohren in die fertige Form zu bringen, ist an drei Punkten eine spanenden Nachbearbeitung mit einer Drehmaschine erforderlich. Da die Felge selbst nicht direkt in das Drehfutter der Maschine eingespannt werden kann, ist ein Adapter zu entwickeln. Dieser muss die Zugänglichkeit der drei zu bearbeitenden Regionen gewährleisten und gleichzeitig eine gute Ausrichtung und sichere Einspannung der Felge ermöglichen.

Der erste relevante Bereich wurde bereits zuvor thematisiert und umfasst das Innenmaß des Flanschbereichs zur Mittenzentrierung am Felgenstern. Die Felge weist dort gemäß Kapitel 5.1 einen Materialüberhang auf, sodass das Endmaß erst durch die Drehmaschine eingestellt wird.

Der zweite zu bearbeitende Bereich ist das Felgenhorn. An den Felgenhörnern soll die Außenkante geglättet werden. Wenn die Felge aus dem Autoklav kommt, sind die Ränder dort durch den Legeprozess ungleichmäßig und scharfkantig. Diese Eigenschaften können die Handhabung erschweren und gefährden zudem den Reifen. Ist die Kante zu scharf, so kann beim Aufziehen des Reifens eine Beschädigung der Wulstfläche auftreten, sodass die Dichtigkeit nicht mehr gewährleistet wird. Um dies zu verhindern werden die Kanten an den Felgenhörnern auf der Drehmaschine abgerundet [40].

Die dritte Felgenreion, welche eine Nachbearbeitung erfordert, ist die Kontaktfläche zwischen Reifen und Felge, bestehend aus der Wulstfläche und dem Hump. Im morphologischen Kasten wurde definiert, welche Methode zur Herstellung dieser Oberfläche eingesetzt werden soll. Somit werden im Fertigungsprozess zusätzlich zu den tragenden Plys, welche in Kapitel 4.5 beschrieben wurden, noch vier weitere Ply-Lagen (Lage 13-16) im radinneren und -äußeren Bereich auf die Außenfläche der Felge aufgetragen. Damit die gewünschte Position der Plys' beim Legen eindeutig definierbar ist, können sie nicht ausschließlich im Bereich des Humps gelegt werden. Als Referenzkante wird die Außenkante des Felgenhorns verwendet, woraus die in Abb. 5.22 gezeigte Form der zusätzlichen Plys resultiert. Analog zu den anderen Plys wird auch bei diesen Lagen auf einen Winkelversatz zwischen den Schichten geachtet, um die Trennkanten nicht zu überlagern.

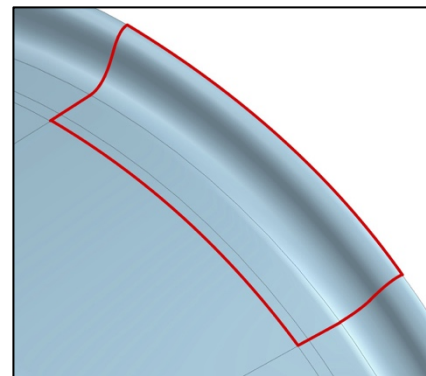
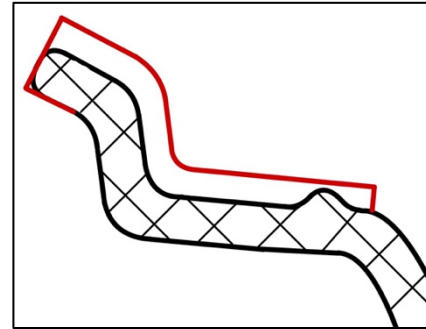


Abb. 5.22: Zusatzlagen Hump [42]

Durch diese Plys ist die Felge im unbearbeiteten Zustand des betrachteten Bereichs noch nicht auf das gewünschte Endmaß eingestellt. Dieses wird erst durch eine Nachbearbeitung auf der Drehmaschine erreicht, wobei aus den zusätzlichen Lagen der Hump geformt wird, welcher später zur Sicherung des Reifens auf der Felge dient. Dabei ist die Kontur als Rohling in Abb. 5.23 rot markiert, während die Endkontur in Schwarz abgebildet wird.



Mit dem Ziel, die drei beschriebenen Bereiche durch nur einen Adapter zugänglich zu machen, wurde die in Abb. 5.24 gezeigte Aufnahme konstruiert.

Abb. 5.23: Querschnitt Felgenhorn vor (Rot) und nach (Schwarz) dem Drehen [42]

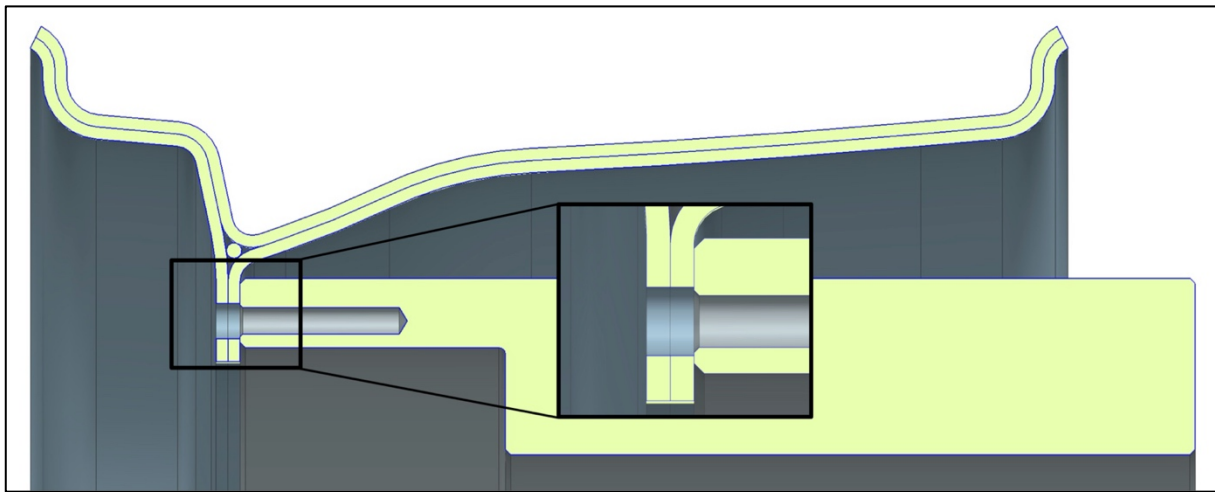


Abb. 5.24: CAD-Modell Drehadapter [42]

Als Halbzeug kann ein dickwandiges Rohrprofil oder ein Vollzylinder dienen. Die Felge wird über die zwölf Bohrungen des vorherigen Arbeitsschritts mit dem Adapter verbunden. Hierbei ist der Kontaktbereich zwischen Adapter und Felge auf der Innenseite so begrenzt, dass die erforderliche Nachbearbeitung des Flansch-Innenmaßes problemlos möglich ist. Zudem bleibt der gesamte äußere Bereich der Felge dank der Gestaltung des Drehadapters zugänglich, wodurch sowohl die Felgenhörner als auch die Flächen zur Herstellung des Humps auf beiden Seiten gedreht werden können. Wenn die Felge mit der großen Seite in Richtung des Drehfutters eingespannt wird, steht der Adapter zudem weit genug über den Felgenrand hinaus, sodass eine Kollision mit der Drehmaschine ausgeschlossen ist. Die technische Zeichnung dieser Komponente findet sich analog zu den vorherigen Bauteilen im Anhang (Abb. 7.22), wobei auch hier keine tiefere Betrachtung des Dokuments im Rahmen der Arbeit erfolgen soll.

Die Konstruktion der Felge und aller zur Fertigung erforderlicher Hilfsbauteile ist mit diesem Schritt abgeschlossen. Abschließend soll das Gesamtergebnis bestehend aus der Felge selbst und den Werkzeugen bewertet werden. Dazu wird im nächsten Kapitel die Anforderungsliste herangezogen, um zu prüfen, ob alle Anforderungen erfüllt werden.

5.5 Bewertung des Gesamtergebnisses

Das Gesamtergebnis der Felgenkonstruktion wird anhand der Anforderungen aus Kapitel 3.2 bewertet, wobei nachfolgend die Anforderungen an die Felge nacheinander betrachtet und geprüft werden.

Hinsichtlich der Nutzung und Funktion wurden drei Festanforderungen definiert, welche sich auf den Sitz des Reifens auf der Felge beziehen. Somit darf der Reifen weder nach radinnen, radaußen noch in die Felgenmitte abrutschen. Um den Reifen an den Seiten zu sichern, weist die Felgenkontur beidseitig ein Felgenhorn auf. Dieses besitzt die geometrischen Eigenschaften von bereits im Einsatz befindlichen Felgen, weshalb die Funktion gesichert ist. Gegen ein Abrutschen in die Felgenmitte wird in der spanenden Nachbearbeitung beidseitig ein Hump in die Felgenkontur gedreht. Dieser ist basierend auf einer Felge von OZ Racing dimensioniert worden und sollte demnach ausreichen, um den Reifen auch bei Kurvenfahrt sicher in seiner Position zu halten.

Eine weitere Anforderung aus dem Bereich der Nutzung und Funktion ist der maximal zulässige Luftdruckverlust. Dieser muss anhand eines Prototyps bei Testfahrten validiert werden. Da diese Arbeit mit der Fertigungsplanung abschließt, ist eine Prüfung dieser Anforderung zum jetzigen Zeitpunkt noch nicht möglich.

Die letzte Anforderung an die Funktion bezieht sich auf den zulässigen Sturzverlust bei Kurvenfahrt. Dieser darf einen Maximalwert von $0,2^\circ$ pro g Querschleunigung nicht überschreiten [39]. Da der hier genannte Grenzwert als Zielwert für die Auslegung der Felge in Kapitel 4.4 angesetzt wurde und dabei laut der FEM-Simulationen nicht überschritten wird, ist auch diese Anforderung erfüllt.

Aus der Kategorie Konstruktion und Geometrie stammen einige Anforderungen aus dem Regelwerk der Formula Student. Die Schraubenverbindungen müssen gegen Losdrehen gesichert werden. Da die Verbindung von Felge und Felgenstern mithilfe von Muttern mit Klemmteil nach DIN 980 erfolgt, ist die geforderte Schraubensicherung gewährleistet. Zudem handelt es sich bei den Muttern nach DIN 980 um Teile aus Vollmetall, weshalb eine Einsatztemperatur von über 80°C zulässig ist. Die Anforderung an die Temperaturbeständigkeit der Schraubensicherung ist demnach ebenfalls erfüllt. Die Schrauben zur Verbindung müssen gemäß des Formula Student Regelwerks eine Mindestgröße von M4 aufweisen. In diesem Fall konnte die Schraubengröße nicht variiert werden, sodass analog zur vorherigen Felge aus Aluminium M6-Schrauben zum Einsatz kommen. Die Anforderung bezüglich der Sicherung einer Zentralverschraubung kann ignoriert werden, da das gewählte Konzept eine Mehrfachverschraubung beinhaltet [2].

Die letzte Anforderung aus dem Regelwerk der Formula Student sieht vor, dass die Innenseite der Felge im statischen Zustand einen Mindestabstand von 5 mm zu allen nicht-rotierenden Bauteile haben muss. Um diese Anforderung zu erfüllen, wurden in Kapitel 3.5 entsprechende Randbedingungen festgelegt, welche die zulässige Zone markierten. Da der finale Entwurf auf diesen Randbedingungen aufgebaut wurde, wird der nötige Abstand überall eingehalten [2].

Um die Reifenmontage zu ermöglichen, wird bei einer einteiligen Felge in den Anforderungen ein Tiefbett gefordert. Die Entwürfe aus Kapitel 3.5 sind im relevanten Bereich alle ein-

teilig gewesen, wobei die Felgenkontur für jedes Konzept identisch ist und ein Tiefbett in Anlehnung an die alte Alu-Felge aufweist.

Zwei der wichtigsten Anforderungen an die neue CFK-Felge bestehen in ihrer Kompatibilität mit den angrenzenden Bauteilen. Da für die kommende Saison keine Änderung der Reifen vorgesehen ist, muss der Continental C19-Reifen auf die Felge passen [39]. Dies wurde bei der Festlegung der Randbedingungen in Kapitel 3.5 berücksichtigt. Zudem soll die Radnabe unverändert bleiben, damit im Falle von nicht ausreichenden Fertigungskapazitäten oder anderen Problemen die alte Felge weiterhin genutzt werden kann. Diese Rückfallebene ist gesichert, weil als Anbindung für die CFK-Felge der gleiche Felgenstern wie bei der Alu-Felge verwendet wird.

Es wurden zwei Wunschanforderungen in die Anforderungsliste aufgenommen, welche die Integration eines Luftdruck- und Temperatursensors umfassten [39]. Diese Wünsche wurden in diesem ersten Konzept einer CFK-Felge noch nicht umgesetzt, da die Prioritäten zunächst in der Konstruktion und Auslegung einer funktionsfähigen Felge bestanden. Feinheiten wie diese Sensoren können in nachfolgenden Optimierungsschleifen aufbauend auf dem effizienten Grundkonzept, welches diese Arbeit liefert, sukzessive ergänzt werden.

Das zentrale Entwicklungsziel dieser Arbeit bestand in der Gewichtsreduktion des Rennfahrzeugs, weshalb als Wunschanforderung an die CFK-Felge eine Gewichtsersparnis von über 40 % gestellt wurde [39]. Das reale Felgengewicht kann zum Zeitpunkt dieser Arbeit aufgrund eines fehlenden Prototyps noch nicht genannt werden. Allerdings können mithilfe von Fibersim die Flächen der einzelnen Plys extrahiert werden. Zusammen mit dem Flächengewicht des Halbzeugs, welches vom Hersteller zur Verfügung gestellt wird, ist somit eine Ermittlung des erwarteten Felgengewichts m_{Felge} möglich.

$$m_{Felge} \approx 1,14 \text{ kg} \quad (5.3)$$

Im Vergleich dazu hatte die alte Felge eine Masse $m_{Felge,alt}$ von:

$$m_{Felge,alt} = 2,88 \text{ kg} \quad (5.4)$$

Da der Gewichtsvergleich auf das Gesamtgewicht der Felge bezogen sein soll, muss in beiden Fällen noch das Gewicht des Felgensterns $m_{Felgenstern}$ in Höhe von 650 g hinzuaddiert werden.

$$m_{Felge,ges} \approx 1,14 \text{ kg} + 0,65 \text{ kg} = 1,79 \text{ kg} \quad (5.5)$$

$$m_{Felge,alt,ges} = 2,88 \text{ kg} + 0,65 \text{ kg} = 3,53 \text{ kg} \quad (5.6)$$

Mit diesen beiden Massen liegt die prozentuale Gewichtsersparnis p_M bei:

$$p_M = \left(1 - \frac{m_{Felge,ges}}{m_{Felge,alt,ges}}\right) * 100 \% = \left(1 - \frac{1,79 \text{ kg}}{3,53 \text{ kg}}\right) * 100 \% = 49,29 \% \quad (5.7)$$

Dank einer Gewichtsersparnis von etwa 50 % wird der gewünschte Wert von 40 % sogar um fast ein Viertel übertroffen.

Die nächste Kategorie an Anforderungen bezog sich auf den Werkstoff und das Halbzeug. Hierbei wird durch das Formula Student Regelwerk festgelegt, dass Radbolzen, Antriebsstifte und -bolzen aus Stahl oder Titan gefertigt werden müssen. Bei der entwickelten CFK-Felge sind alle Schrauben aus Stahl, sodass die Anforderung erfüllt wird. Eine weitere Anforderung aus diesem Bereich fordert einen Nachweis der Schraubenfestigkeit durch Berechnungen. Da in Kapitel 3.6 ohnehin geprüft werden musste, ob die vorhandene Schraubenverbindung auch für die CFK-Felge zulässig ist, wurde dort bereits ein Festigkeitsnachweis erfolgreich erbracht [2].

In der Kategorie Fertigung wurde von der Modulleitung bereits vor der Entwicklung das verwendete Fertigungsverfahren festgelegt. Die Felge wird demnach im Autoklavverfahren mit Prepregs hergestellt. Dabei soll die Werkzeugform, welche gemäß der nächsten Anforderung eine Positiv-Form ist, aus einer minimalen Anzahl von Bauteilen bestehen. Diese Anforderung wurde bei der Konstruktion der Werkzeugform berücksichtigt, um das beste Konzept auszuwählen. Durch die erforderlichen Zusatzkomponenten zur spanenden Nachbearbeitung stieg die Gesamtzahl an benötigten Bauteilen dennoch weiter an. Dieser Anstieg wurde in Absprache mit der Teamleitung und dem Sponsor der Werkzeugform genehmigt, sodass auch diese Anforderung letztlich als erfüllt angesehen wird [39].

Der gewünschte Zeitaufwand zum Legen der Felge wird mit maximal zehn Stunden bemessen [39]. Ein Nachweis darüber liegt zum jetzigen Zeitpunkt noch nicht vor, da die Werkzeugform noch nicht gefertigt wurde, doch durch die effiziente Gestaltung der Plys' und die Konstruktion von Legehilfen in Kapitel 5.3 sollte eine Fertigung in der geforderten Zeit möglich sein.

In den Anforderungen an die Fertigung wurden der maximale Höhengschlag und der erforderliche Planlauf definiert [39]. Beide Werte können nur anhand einer gefertigten Felge ermittelt werden, was daher noch nicht möglich ist. Allerdings sollte der Einsatz der Fertigungsadapter sehr gute Werte in beiden Kategorien sicherstellen.

Die nächste Kategorie an Anforderungen umfasst die Montageschritte der Felge. Hierbei muss eine Montage des Reifens schadensfrei möglich sein [39]. Dies kann sowohl auf den Reifen als auch die Felge bezogen werden. Um eine Beschädigung des Reifens beim Aufziehen zu verhindern, werden die Außenkanten am Felgenhorn mit der Drehmaschine gemäß Kapitel 5.4 abgerundet. Umgekehrt wird eine Beschädigung der Felge beim Aufziehen der Reifen vermieden, indem die Felge während der Reifenmontage in der Werkzeugform sitzt. Dieser Prozess hat sich bereits bei anderen Formula Student Teams bewährt und ist demnach auch für diese Felge eine vielversprechende Lösungsvariante.

Der Zeitaufwand zum Wechseln der Reifen von maximal zwei Minuten muss nicht zusätzlich anhand der neuen Felge geprüft werden [39]. Die Felge wird analog zur alten Variante über den Felgenstern gelöst und befestigt. Da die Aluminiumfelge diese Anforderung erfüllte, tut dies die neue CFK-Felge ebenfalls.

Die letzte Kategorie der Anforderungsliste umfasst die Kosten. Hierbei werden zwei Budgets definiert, das Materialbudget und das Budget für die Fertigung. Für die Fertigung ist kein Budget vorgesehen gewesen, weshalb ein Sponsor benötigt wurde [39]. Durch die gute Vernetzung des Teams zu Unternehmen aus der Region konnte ein Sponsor gefunden werden, welcher nicht nur die Werkzeugform und Fertigungsadapter herstellt, sondern ebenfalls die

spanende Nachbearbeitung übernimmt. Zudem können für das Schneiden der Plys' und die Felgenfertigung im Autoklav Ressourcen vom DLR und der Universität genutzt werden, wodurch das Budget für die Fertigung eingehalten wird.

Für das Rohmaterial der Felgen wurde ein Budget von insgesamt 2.000 € bereitgestellt [39]. Da das Prepreg Material gesponsert wurde, musste davon für die Beschaffung des Felgenmaterials nichts verwendet werden. Allerdings ist für die Fertigung und Nutzung der Felgen der Kauf von Normteilen wie Schrauben, Muttern und Passstiften erforderlich. Die Gesamtsumme für diese Normteile liegt bei unter 35 €, wodurch das Materialbudget nur in geringem Maße genutzt werden muss. Die übrigen Ressourcen können somit für die Entwicklung anderer Bauteile eingesetzt werden.

Zusammenfassend zeigt die vorangegangene Prüfung, dass alle Fest- und Mindestanforderungen, die an die Felge und den Fertigungsprozess gestellt wurden, erfüllt werden. Das Gesamtergebnis der Entwicklungsaufgabe erfüllt somit die Anforderungen und ist ganzheitlich als erfolgreich einzustufen. Hinsichtlich der Gesamtheit an gewonnenen Erkenntnissen wird im nachfolgenden Kapitel eine Zusammenfassung der Ergebnisse dieser Arbeit vorgenommen.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit befasste sich mit der Entwicklung einer CFK-Felge für ein Rennfahrzeug der Formula Student Serie. Diese Entwicklungsaufgabe verfolgte das Ziel, eine Gewichtsreduktion der ungefederten Massen und somit eine Optimierung der Performance zu erwirken. Dabei umfasst diese Arbeit den gesamten Entwicklungsprozess vom ersten Konzept bis zur Planung der Fertigung. Um dieses Ziel zu erreichen, wurden die Methoden der Konstruktionssystematik zur Strukturierung des Entwicklungsprozesses eingesetzt. Die daraus resultierende Vorgehensweise wird nachfolgend zusammengefasst.

Im ersten Schritt mussten die theoretischen Grundlagen zur Bearbeitung der Aufgabe gesammelt werden. Inhaltlich erfordert die Konstruktion einer CFK-Felge dabei Kompetenzen in drei zentralen Bereichen, wobei es sich um die Fahrzeugtechnik, die Werkstofftechnik und die Simulationsmethodik handelt. Aus Sicht der Fahrzeugtechnik muss der Konstrukteur einen Überblick vom technischen Umfeld der Felge besitzen sowie die angrenzenden Komponenten und vor allem die Funktion und Aufgabe des zu entwickelnden Bauteils kennen. Zu diesem Zweck wurde zunächst über den Wettbewerb der Formula Student und die Grundlagen der Fahrdynamik recherchiert, um darauf aufbauend später Anforderungen an die CFK-Felge abzuleiten. Darüber hinaus gibt es im Umfeld der Felgenkonstruktion bereits ein umfangreiches Repertoire an bewährten Felgenkonzepten, welche als Referenz für den neuen Entwurf verwendet wurden.

Mit Blick auf die Werkstofftechnik ist eine umfangreiche Aneignung von Kompetenzen erforderlich gewesen, da es sich bei Faser-Kunststoff-Verbunden um anisotrope Werkstoffe handelt. Die mechanischen Eigenschaften, konstruktiven Besonderheiten und Fertigungsverfahren der Faserverbunde unterscheiden sich stark von herkömmlichen isotropen Werkstoffen wie Stahl oder Aluminiumlegierungen. Dementsprechend wurden für die spätere Konstruktion mit kohlenstofffaserverstärktem Kunststoff die nötigen Grundlagen erarbeitet.

Der letzte Bereich der theoretischen Grundlagen umfasste die zur Auslegung und Simulation der Felge erforderlichen Kompetenzen im Bereich der Finite-Elemente-Methode. Diese wird zur Dimensionierung der Felge eingesetzt, wobei das Materialverhalten unter Lasteinwirkung analog zum realen Betrieb durch simulative Methoden ermittelt werden kann. Mit diesem Grundwissen konnte der Entwicklungsprozess begonnen werden. Dieser ist in drei Schritte gegliedert, welche dem üblichen Ablauf einer Konstruktionsaufgabe folgen.

Die erste Phase der Felgenentwicklung war die Konzeptphase. Hierbei wurden die Methoden der Konstruktionssystematik vorgestellt und eingesetzt, um möglichst effizient die bestmögliche Gesamtlösung zu entwickeln. Den Anfang machte dabei die Sammlung aller Anforderungen, welche die Felge zu erfüllen hat. Anschließend konnten Lösungskonzepte für die einzelnen Teilfunktionen der Felge entwickelt werden. Durch einen morphologischen Kasten wurden daraus drei Gesamtkonzepte abgeleitet, welche nachfolgend unter Berücksichtigung der Konstruktionsrichtlinien für Faser-Kunststoff-Verbunde in jeweils einem CAD-Entwurf umgesetzt werden konnten. Die drei Varianten waren dabei eine Hybridfelge, eine Speichenfelge und eine Flanschfelge. Bei der Konstruktion wurde bereits festgestellt, dass eine Speichenfelge aufgrund der komplexen Geometrie mit den Ressourcen des Formula Student Teams nicht umsetzbar wäre. Darüber hinaus zeigte die anschließende Auslegung der Schraubenverbindung, welche zur Befestigung der Felge an der Radnabe erforderlich ist,

dass mit der aktuell vorhandenen Schraubenkonstellation keine Umsetzung der Flanschfelge möglich ist. Das einzig verbleibende Lösungskonzept war demnach die Hybridfelge, welche aus einem Aluminium-Felgenstern und einer CFK-Felge besteht. Unabhängig von der Umsetzbarkeit der einzelnen Lösungen zeigte eine objektive Bewertung der drei Felgenkonzepte zudem, dass die Hybridfelge ohnehin die beste Lösungsvariante ist.

Der zweite Schritt im Konstruktionsprozess bestand in der Dimensionierung der Hybridfelge, wobei die Feinheiten der Kontur und vor allem der Lagenaufbau ausgelegt wurden. Dazu mussten zunächst die maßgebenden Belastungen bestimmt werden, welche die Felge im Betrieb auszuhalten hat. Die dazu entwickelten statischen Lastfälle berücksichtigten Kurvenfahrten, eine Vollbremsung, kombinierte Längs- und Seitenkräfte, die Reifenmontage sowie die Überfahrt eines Schlaglochs. Nachdem das Halbzeug in Form eines von Lufthansa gesponserten CFK-Prepreg mit einer 1/4-Atlasbindung festgelegt wurde, konnte ein Berechnungsmodell zur Auslegung des Lagenaufbaus erstellt werden. Das Ergebnis dieses Prozesses war ein Vorauslegungsmodell der Felge, welches alle zuvor definierten reifen- und radnabenseitigen Randbedingungen berücksichtigt. Mithilfe dieses Modells war eine Berechnung der Felgendeformation unabhängig von der Wandstärke möglich, was die Auslegung deutlich vereinfachte. Als Zielwert für die Dimensionierung wurde ein maximaler Sturzverlust bei Kurvenfahrt gewählt, da die Steifigkeit verglichen mit der Festigkeit im Falle der Felge kritischer ist. Das Ergebnis dieser Vorauslegung war ein Lagenaufbau bestehend aus zwölf Gewebelagen, wobei von außen beginnend abwechselnd 0°- und 45°-Lagen eingesetzt werden. Mithilfe eines realitätsnahen Validierungsmodells, welches die tatsächlichen Plys und Faserorientierungen berücksichtigt, wurde dieser Lagenaufbau anhand derselben Lastfälle geprüft, wobei ebenfalls der geforderte Zielwert eingehalten wurde.

Nachdem die Geometrie und der Lagenaufbau der CFK-Felge vollständig ermittelt und validiert wurden, erfolgte im letzten Schritt die Fertigungsplanung. Die Felge wird mithilfe einer Positiv-Form im Autoklavverfahren hergestellt. Bei der Konstruktion der Werkzeugform wurden drei Konzepte entwickelt, damit das finale Konzept alle Anforderungen an die Fertigung bestmöglich erfüllt. Das Ergebnis war eine dreiteilige Werkzeugform, wobei zur Herstellung der Felge theoretisch nur zwei Komponenten nötig wären. Die dritte Komponente ist ein Stift, welcher während der Fertigung in die eine Hälfte der Form eingesetzt wird. Wenn der Stift entfernt wird, kann die Felge mit fertig montiertem Ventil für die Reifenmontage wieder in die Werkzeugform eingesetzt werden. Diese konstruktive Besonderheit soll eine zerstörungsfreie Reifenmontage sichern, sodass die Werkzeugform gleich zwei zentrale Funktionen vereint.

Neben der Werkzeugform zur Herstellung der Felge im Autoklav sind weitere Fertigungsadapter entwickelt worden. Diese ermöglichen eine präzise spanende Nachbearbeitung der Felge beim Bohren der Anbindungslöcher und beim Nachdrehen der Felgenkonturen. Den Abschluss der Arbeit bildete eine ganzheitliche Bewertung des Entwicklungsergebnisses. Hierbei wurden alle Anforderungen aus der anfangs erstellten Anforderungsliste erneut aufgegriffen und mit Erfolg auf Erfüllung geprüft.

Zusammenfassend ist das Ergebnis dieser Arbeit eine produktionsreife CFK-Felge, für die alle zur Fertigung nötigen Unterlagen erstellt wurden. Aufbauend auf diesem Fundament kann nachfolgend die Erprobung anhand eines Prototyps stattfinden. Darüber hinaus ist die hier entwickelte Felge als Basis für zukünftige CFK-Entwicklungsprojekte wie beispielsweise 10"-Felgen nutzbar.

7 Anhang

7.1 Wettbewerbsanalyse – Felgenkonzepte



Abb. 7.1: Felgenkonzepte Revolve NTNU (1) [94]; Rennstall (2) [90]; Greenteam (3) [85]; TUfast (4) [91]; DUT (5) [92]; FS Team Talinn (6) [95]

7.2 OZ Racing 13"-Felge

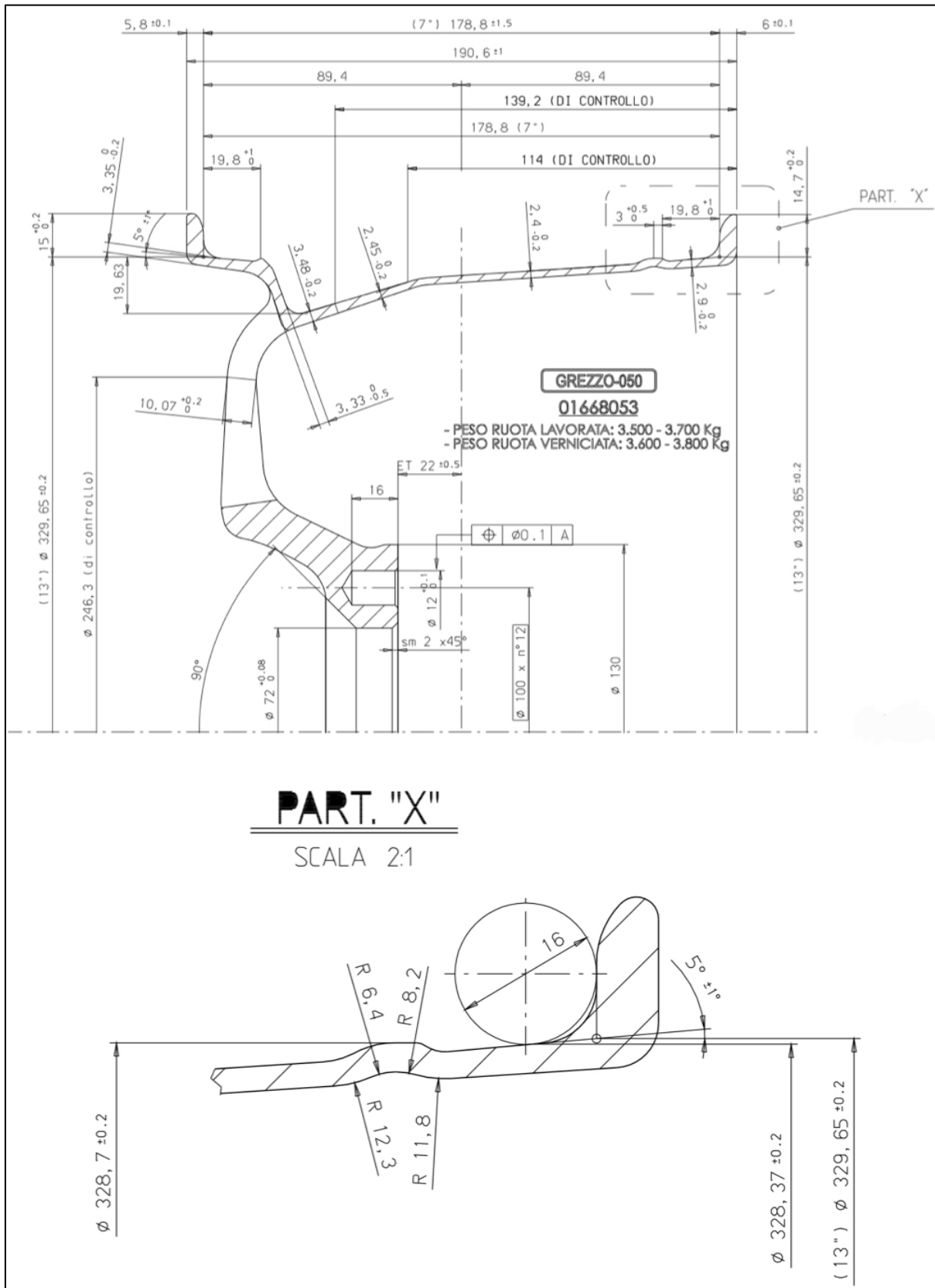


Abb. 7.2: Ausschnitt der technischen Zeichnung einer 13"-Felge von OZ Racing [81]

7.3 Kammscher Kreis Continental C16-Reifen

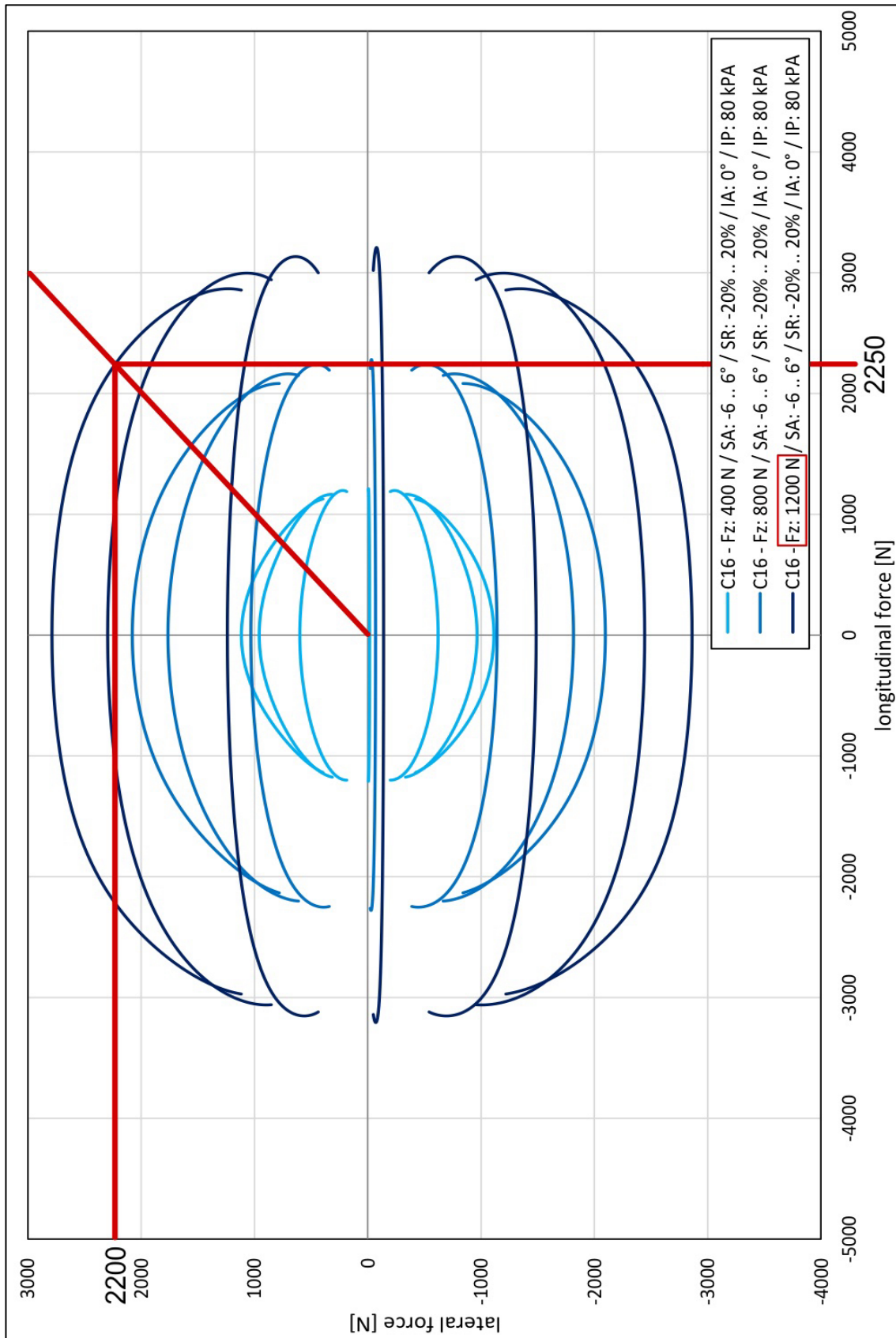


Abb. 7.3: Kammscher Kreis für einen Continental C16-Reifen [61]

7.4 Werkstoffdatenblatt Cycom® 985 Prepreg

TECHNICAL DATA SHEET
CYCOM® 985 and CYCOM® 985LV
 PREPREG

CYCOM® 985 and CYCOM® 985LV EPOXY RESIN SYSTEMS

CYCOM® 985 and CYCOM® 985LV are 177°C (350°F) curing epoxy resin systems designed for use in applications requiring a balance of performance and processing characteristics. Low viscosity CYCOM® 985LV prepregs are recommended for applications where low void content of parts is essential. Both systems have excellent structural performance and good impact resistance.

CYCOM® 985 and 985LV prepregs can be used to produce thick section parts or can be co-cured with structural adhesives to produce outstanding thin-skinned sandwich structures.

Optimum properties are achieved by curing under autoclave pressure between 45 and 100 psi (as appropriate to panel configuration) at 179°C (355°F) for two hours.

CYCOM® 985 & 985LV prepregs have good tack and drape and a minimum out-time of 10 days at 23°C.

Features and Benefits

- Shelf Life of 12 months at -18°C (0°F), minimum 10 days at 23°C (73°F)
- Controlled matrix flow and easy processing
- Good impact resistance
- Excellent hot/wet strength retention
- Autoclave processing
- 171°C (340°F) Dry and 130°C (266°F) Wet Glass Transition temperature
- Straight-up cure cycle at 177°C (350°F) and optional step cure cycle for flow control
- Good Tack and Drape
- Outstanding thin-skinned sandwich structures
- Available in several fibre and fabric forms

APPLICATIONS

- Aircraft and helicopters primary and secondary structures (engine nacelles, fuselage, tail booms, etc)

RECOMMENDED BAGGING

19mm (0.75in) minimum

Half Width

Vacuum Sealer Tape Edge Breather

Nylon Bag Film
Breather
Caul Plate
Parting Film
Peel Ply (if required)
Component
Peel Ply (if required)
Parting Film
Tool

CYCOM® 985 AND CYCOM® 985LV PREPREG

Abb. 7.4: CYCOM 985 Prepreg Datenblatt, Seite 1/4 [73]

TECHNICAL DATA SHEET

CYCOM[®] 985 and CYCOM[®] 985LV

PREPREG

CURE CYCLE

Standard Cure Cycle for CYCOM985(LV)

Parameter	Units
Vacuum	0.745 Bar minimum; released after pressure reaches 20 psi (1.4 Bar)
Pressure ¹	6 - 7 bar
Ramp rate	(0.5 - 3)°C/minute
Cure temperature	179 ± 5°C
Hold Time	(120+15/-0) min
Cooling Rate	3°C/min max
Cooling	to below 60°C under pressure

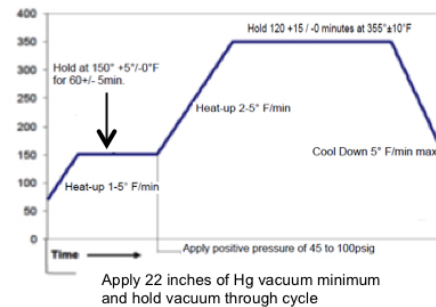
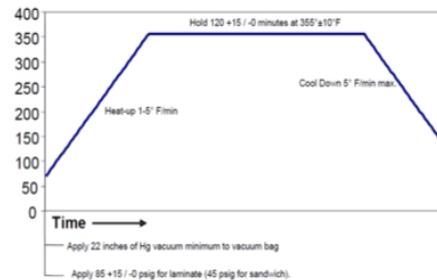
¹3 Bar for sandwich laminates

Step Cure Cycle for CYCOM985(LV) for Flow Control

Parameter	Units
Vacuum	0.745 Bar minimum; hold vacuum through cycle
Pressure ^{1 2}	6 - 7 bar
Ramp rate 1	(0.5 - 3)°C/minute
Dwell temperature 1	(65+3/-0)°C
Dwell time 1	(60±5) min
Ramp rate 2	(1 - 3)°C/minute
Dwell temperature 2	179 ± 5°C
Dwell time 2	(120+15/-0) min
Cooling Rate	3°C/minute max
Cooling	to below 60°C under pressure

¹ Pressure applied at the beginning of Ramp 2

² 3 Bar for sandwich laminates



PHYSICAL PROPERTIES

Property		Test Method
CYCOM-985 Cured resin density:	1.26g/cm ³	ASTM D792 Method A
CYCOM-985LV Cured resin density:	1.27g/cm ³	ISO 1183
T _g dry:	171°C	ASTM D7028
T _g wet:	130°C	

CYCOM[®] 985 AND CYCOM[®] 985LV PREPREG



Abb. 7.5: CYCOM 985 Prepreg Datenblatt, Seite 2/4 [73]

TECHNICAL DATA SHEET						
CYCOM [®] 985 and CYCOM [®] 985LV						
PREPREG						
MECHANICAL PROPERTIES						
Property	Condition	Test Method	985-40%-3KHS-P-193-1520-W ³	985-37%-3KHS-8H-364-1650 ⁴	985LV-40%-3KHS-P-193-1520-W ⁵	985LV-37%-6KHTA-5H-364-1650 ⁶
0° TS, MPa (ksi)	RT/Dry	ASTM D3039 Internal	654 (94.8)	896 (130)	708 (102.7)	825 (120)
	90°C/Wet ¹		703 (102)	-	537 (77.9)	792 (115) ²
0° TM, GPa (Msi)	RT/Dry		60.2 (8.73)	65.4 (9.49)	60.9 (8.83)	65.1 (9.4)
	90°C/Wet ¹		61.2 (8.87)	-	60.8 (8.82)	67.3 (9.8) ²
90° TS, MPa (ksi)	RT/Dry	ASTM D3039 Internal	643 (93.2)	855 (124)	663 (96.2)	786 (114)
	90°C/Wet ¹		594 (86.1)	-	501 (72.6)	770 (112) ²
90° TM, GPa (Msi)	RT/Dry		59.6 (8.64)	63.9 (9.27)	60.2 (8.73)	63.5 (9.2)
	90°C/Wet ¹		59.6 (8.65)	-	59.9 (8.68)	65.0 (9.4) ²
0° CS, MPa (ksi)	RT/Dry	ASTM D6641 ASTM D695	752 (109)	772 (112)	617 (89.5)	853 (124)
	90°C/Wet ¹		550 (79.7)	-	593 (86)	570 (82.7)
0° CM, GPa (Msi)	RT/Dry		56.8 (8.24)	57.9 (8.4)	58.3 (8.45)	63.7 (9.2)
	90°C/Wet ¹		57.1 (8.28)	-	57.2 (8.29)	68.6 (10.0) ²
IPSS, MPa (ksi)	RT/Dry	ASTM D3518 CRAG 101	128 (18.5)	87.8 (12.7)	120 (17.4)	97.7 (14.2)
	90°C/Wet ¹		98.6 (14.3)	-	98.5 (14.29)	86.2 (12.5) ²
IPSM, GPa (Msi)	RT/Dry		4.06 (0.589)	(4.61) 0.669	3.85 (0.559)	4.3 (0.62)
	90°C/Wet ¹		3.31 (0.480)	-	3.28 (0.475)	3.8 (0.55) ²
ILSS, MPa (ksi)	RT/Dry	ASTM D2344	93.8 (13.6)	69.6 (10.1)	81.4 (11.8)	81.7 (11.8)
	90°C/Wet ¹		57.9 (8.4)	-	57.8 (8.38)	50.6 (7.3) ²
CAI@30J, MPa (ksi)	RT/Dry	ASTM D7136 D7137	203 (29.4)	-	195 (28.3)	189 (27.4)
	90°C/Wet ¹	SRM-2	178 (25.8)	-	168 (24.4)	145 (21.1) ²

¹ Wet conditioning at 70°C/85% R.H.

² Test performed at 82°C

³ Fibre dominating properties normalised to CPT 0.211 mm

⁴ Fibre dominating properties normalised to CPT 0.380 mm

⁵ Fibre dominating properties normalised to CPT 0.211 mm

⁶ Fibre dominating properties normalised to CPT 0.380 mm

CYCOM[®] 985 AND CYCOM[®] 985LV PREPREG



SOLVAY
 asking more from chemistry[®]

Abb. 7.6: CYCOM 985 Prepreg Datenblatt, Seite 3/4 [73]


TECHNICAL DATA SHEET CYCOM[®] 985 and CYCOM[®] 985LV PREPREG	
PRODUCT FORMS Available in the wide variety of product forms and widths; please contact Solvay Customer Service representative.	
STORAGE Storage Life is 365 days minimum from date of manufacture stored at -18°C or below, in a sealed container; Handling Life is 10 days minimum if stored at 23°C and 65% R.H. Duration of Mechanical Life is up to 30 days if stored in the controlled environment (23°C, 65% R.H.)	
EXOTHERM CYCOM [®] 985(LV) prepreps are reactive formulations which can undergo severe exothermic heat up during the initial curing process if incorrect curing procedures are followed. Great care must be taken to ensure that safe heating rates, dwell temperatures and lay-up/bagging procedures are adhered to, especially when moulding solid laminates in excess of 10mm (0.40in) thickness. The risk of exotherm increases with layup thickness and increasing cure temperature. It is strongly recommended that trials, representative of all the relevant circumstances, are carried out by the user to allow a safe cure cycle to be specified. It is also important to recognise that the model or tool material and its thermal mass, combined with the insulating effect of breather/bagging materials can affect the risk of exotherm in particular cases. Please contact our technical support staff for further information on exotherm behaviour of this prepreg.	
HEALTH & SAFETY Please refer to the product MSDS for safe handling, personal protective equipment recommendations and disposal considerations. <small>DISCLAIMER: The data and information provided in this document have been obtained from carefully controlled samples and are considered to be representative of the product described. Solvay does not express or imply any guarantee or warranty of any kind including, but not limited to, the accuracy, the completeness or the relevance of the data and information set out herein. Because the properties of this product can be significantly affected by the fabrication and testing techniques employed, and since Solvay does not control the conditions under which its products are tested and used, Solvay cannot guarantee the properties provided will be obtained with other processes and equipment. No guarantee or warranty is provided if the product is adapted for a specific use or purpose. Solvay declines any liability with respect to the use made by any third party of the data and information contained herein. Solvay has the right to change any data or information when deemed appropriate. All trademarks are the property of their respective owners. ©2016, Solvay. All rights reserved.</small>	
Solvay Composite Materials 2085 E Technology Cr #300 Tempe, AZ 85284 USA TDS CYCOM985_985LV_2017_01_12	 SOLVAY asking more from chemistry [®]

Abb. 7.7: CYCOM 985 Prepreg Datenblatt, Seite 4/4 [73]

7.5 Ply-Spannungen des Validierungsmodells (Lastfall 1B)

Lage		Max. Hauptspannung [Mpa]	Min. Hauptspannung [MPa]
Pink	1	6,93	16,27
145 bis 150	2	10,29	36,68
	3	6,65	14,79
	4	8,64	36,27
	5	10,19	17,1
	6	13,32	35,73
1 bis 6	7 K	16,77	13,78
	8 K	11,94	11,31
	9 K	14,57	10,66
	10 K	12,74	9,36
	11 K	14,39	10
	12 K	6,24	7,42
73 bis 78	7 G	17,19	24,62
	8 G	14,75	16,41
	9 G	13,25	27,38
	10 G	14,43	14,72
	11 G	9,35	27,57
	12 G	10,66	15,01
Olive	1	12,01	11,25
151 bis 156	2	13,26	19,96
	3	14,08	10,16
	4	20,87	15,87
	5	13,61	10,04
	6	27,37	11,71
7 bis 12	7 K	18,21	33,55
	8 K	10,57	30,27
	9 K	9,99	18,06
	10 K	4,81	7,83
	11 K	13,61	9,49
	12 K	15,97	16,02
79 bis 84	7 G	25,04	32,63
	8 G	20,99	17,89
	9 G	19,61	24,53
	10 G	7,62	10,59
	11 G	23,29	27,08
	12 G	10,79	17,69

Abb. 7.8: Ply-Spannungen Validierungsmodell Lastfall 1B (Pink, Olive) [42]

Petrol	1	17,69	11,9
157 bis 162	2	37,07	18,93
	3	18,74	11,58
	4	42,86	17,29
	5	23,62	8,62
	6	49,92	15,7
14 bis 19	7 K	15,1	30,35
	8 K	7,85	17,22
	9 K	3,35	10,1
	10 K	13,37	17,82
	11 K	17,64	9,16
	12 K	45,01	20,45
85 bis 90	7 G	31,12	37,61
	8 G	22,17	24,93
	9 G	28,61	37,04
	10 G	15,29	18,68
	11 G	33,62	37,92
	12 G	19,83	24,7
Violett	1	20,38	13,19
163 bis 168	2	52,19	21,03
	3	18,29	11,36
	4	49,9	17,42
	5	26,33	8,19
	6	48,82	12,35
19 bis 24	7 K	45,01	20,45
	8 K	31,54	16,77
	9 K	22,44	21,99
	10 K	8,54	6,09
	11 K	12,63	31,18
	12 K	9,38	14,13
91 bis 96	7 G	43,73	37,8
	8 G	31,08	25,7
	9 G	36,9	30,27
	10 G	16,87	17,52
	11 G	64,11	24,72
	12 G	17,06	21,98

Abb. 7.9: Ply-Spannungen Validierungsmodell Lastfall 1B (Petrol, Violett) [42]

Cyan	1	13,4	29,55
169 bis 174	2	21,47	46,61
	3	11,83	33,31
	4	15,3	59,67
	5	14,06	31,34
	6	21,19	71,4
25 bis 30	7 K	77,36	35,08
	8 K	48,54	23,17
	9 K	40,37	25,81
	10 K	16,18	7,3
	11 K	11,71	36,33
	12 K	16,44	34,83
97 bis 102	7 G	108,1	57,88
	8 G	59,49	46,95
	9 G	41,7	58,74
	10 G	28,38	22,53
	11 G	67,78	63,81
	12 G	37,45	40,88
Gelb	1	16,49	36,52
175 bis 180	2	20,43	71,07
	3	10,17	34,47
	4	16,44	75,5
	5	14,53	42,37
	6	29,17	86,56
31 bis 36	7 K	75,68	43,11
	8 K	64,27	27,59
	9 K	40,06	22,06
	10 K	18,77	9,15
	11 K	16,4	30,44
	12 K	19,66	39,7
103 bis 108	7 G	132,3	71,11
	8 G	63,89	46,07
	9 G	52,3	66,1
	10 G	32,59	30,84
	11 G	50,3	61,83
	12 G	49,34	45,68

Abb. 7.10: Ply-Spannungen Validierungsmodell Lastfall 1B (Cyan, Gelb) [42]

Dunkelgrün	1	13,95	27,57
181 bis 186	2	21,73	82,86
	3	10,12	22,61
	4	17,01	77,88
	5	14,94	32,04
	6	20,17	71,57
37 bis 42	7 K	77,2	34,5
	8 K	49,54	25,65
	9 K	40,37	16,32
	10 K	15,12	6,55
	11 K	12,73	19,85
	12 K	17,81	35,91
109 bis 114	7 G	104,47	63,41
	8 G	61,25	48,46
	9 G	41,18	56,26
	10 G	21,11	31,49
	11 G	31,14	44,82
	12 G	33,46	39,11
Grau	1	16,91	13,83
187 bis 192	2	32,84	24,08
	3	19,44	10,85
	4	40,19	17,57
	5	22,19	9,42
	6	46,71	16,34
43 bis 48	7 K	43,05	19,89
	8 K	30,25	17,56
	9 K	22,94	11,36
	10 K	13,14	6,2
	11 K	6,48	12,55
	12 K	10,79	14,55
115 bis 120	7 G	40,01	36,25
	8 G	31,28	28,5
	9 G	29,12	35,58
	10 G	13,42	31,97
	11 G	32,46	36,5
	12 G	17,96	22,16

Abb. 7.11: Ply-Spannungen Validierungsmodell Lastfall 1B (Dunkelgrün, Grau) [42]

Rosa	1	21,14	11,39
193 bis 198	2	50	20,1
	3	19,53	10,71
	4	50,89	16,72
	5	25,11	6,72
	6	50,73	14,59
49 bis 54	7 K	14,5	33,21
	8 K	14,68	28,11
	9 K	8,92	17,31
	10 K	6,85	10,24
	11 K	14,24	10,01
	12 K	18,34	9,93
121 bis 126	7 G	37,3	36,69
	8 G	22,6	22,64
	9 G	34,7	30,52
	10 G	16,16	19,88
	11 G	32,35	24,75
	12 G	18,7	25,75
Rot	1	8,9	10,65
199 bis 204	2	36,05	14,32
	3	6,86	8,13
	4	32,92	13,49
	5	11,57	10,61
	6	29,33	12,58
55 bis 60	7 K	17,48	33,42
	8 K	12,04	30,31
	9 K	13,05	19,13
	10 K	6,03	9,45
	11 K	13,6	8,56
	12 K	15,71	6,51
127 bis 132	7 G	25,85	31,73
	8 G	21,51	18,38
	9 G	16,85	14,88
	10 G	12,96	12,14
	11 G	11,52	15,31
	12 G	11,14	18,17

Abb. 7.12: Ply-Spannungen Validierungsmodell Lastfall 1B (Rosa, Rot) [42]

Braun	1	8,7	14,92
205 bis 210	2	15,23	25,79
	3	8,99	17,1
	4	14,76	31,92
	5	10,62	18,04
	6	15,11	38,15
61 bis 66	7 K	16,1	14,11
	8 K	10,91	10,43
	9 K	14,33	12,46
	10 K	4,38	6,74
	11 K	15,09	12,76
	12 K	6,44	6,99
133 bis 138	7 G	15,95	21,93
	8 G	12,02	13,31
	9 G	17,69	27,16
	10 G	9,51	11,41
	11 G	18,93	29,94
	12 G	9,81	14,99
Blau	1	8,16	18,63
211 bis 216	2	12,22	39,1
	3	11,33	17,99
	4	11,24	40,19
	5	10,19	21,34
	6	12,71	43,65
67 bis 72	7 K	17,24	13,91
	8 K	8,23	7,32
	9 K	9,41	12,27
	10 K	3,09	6,15
	11 K	4,34	11,66
	12 K	3,32	5,72
139 bis 144	7 G	20,14	33,82
	8 G	12,47	18,01
	9 G	16,59	31,63
	10 G	10,12	15,2
	11 G	13,44	30,73
	12 G	9,38	17,08

Abb. 7.13: Ply-Spannungen Validierungsmodell Lastfall 1B (Braun, Blau) [42]

7.6 Technische Zeichnungen

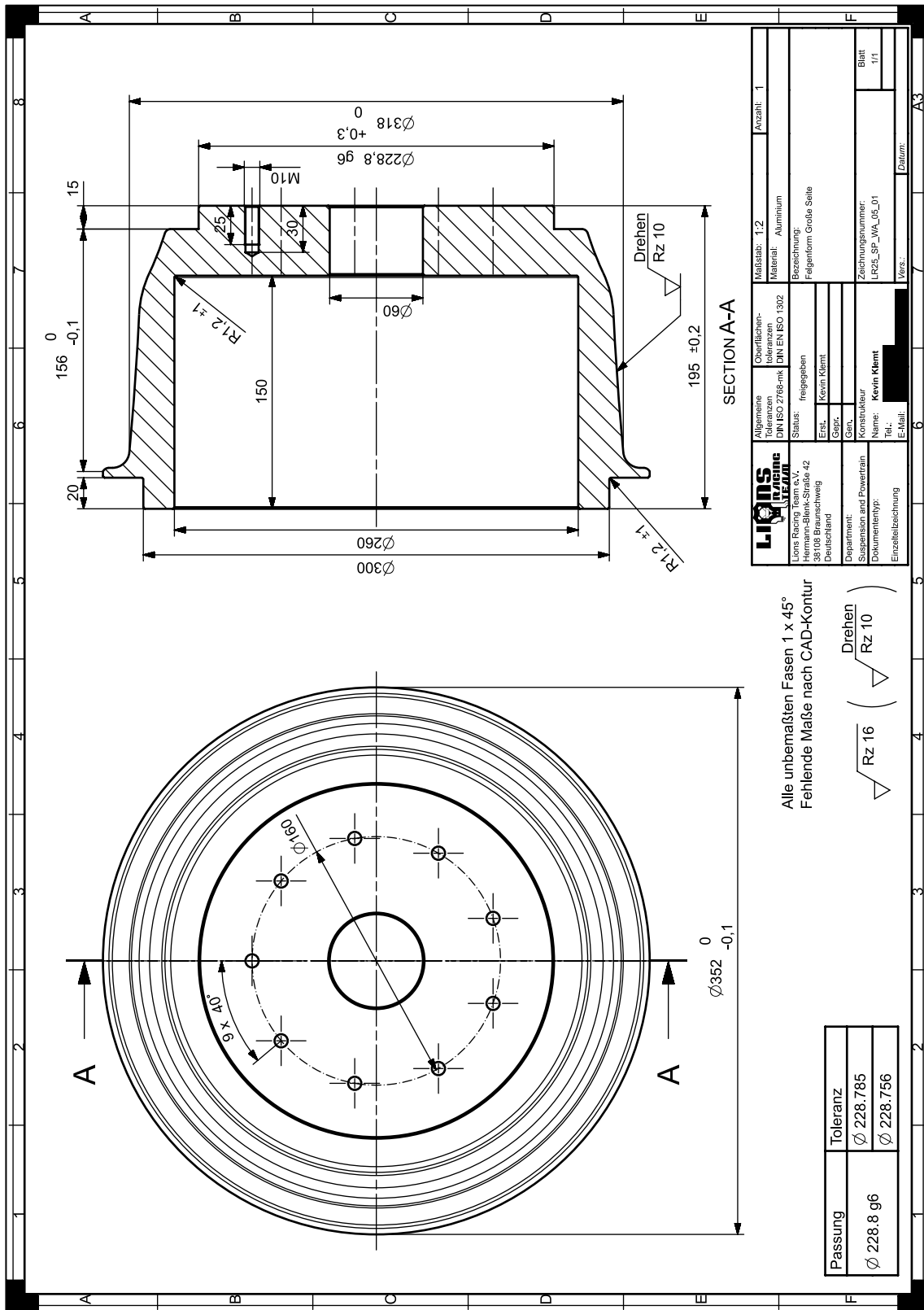


Abb. 7.14: Technische Zeichnung Felgenreife (1/4); Große Seite [42]

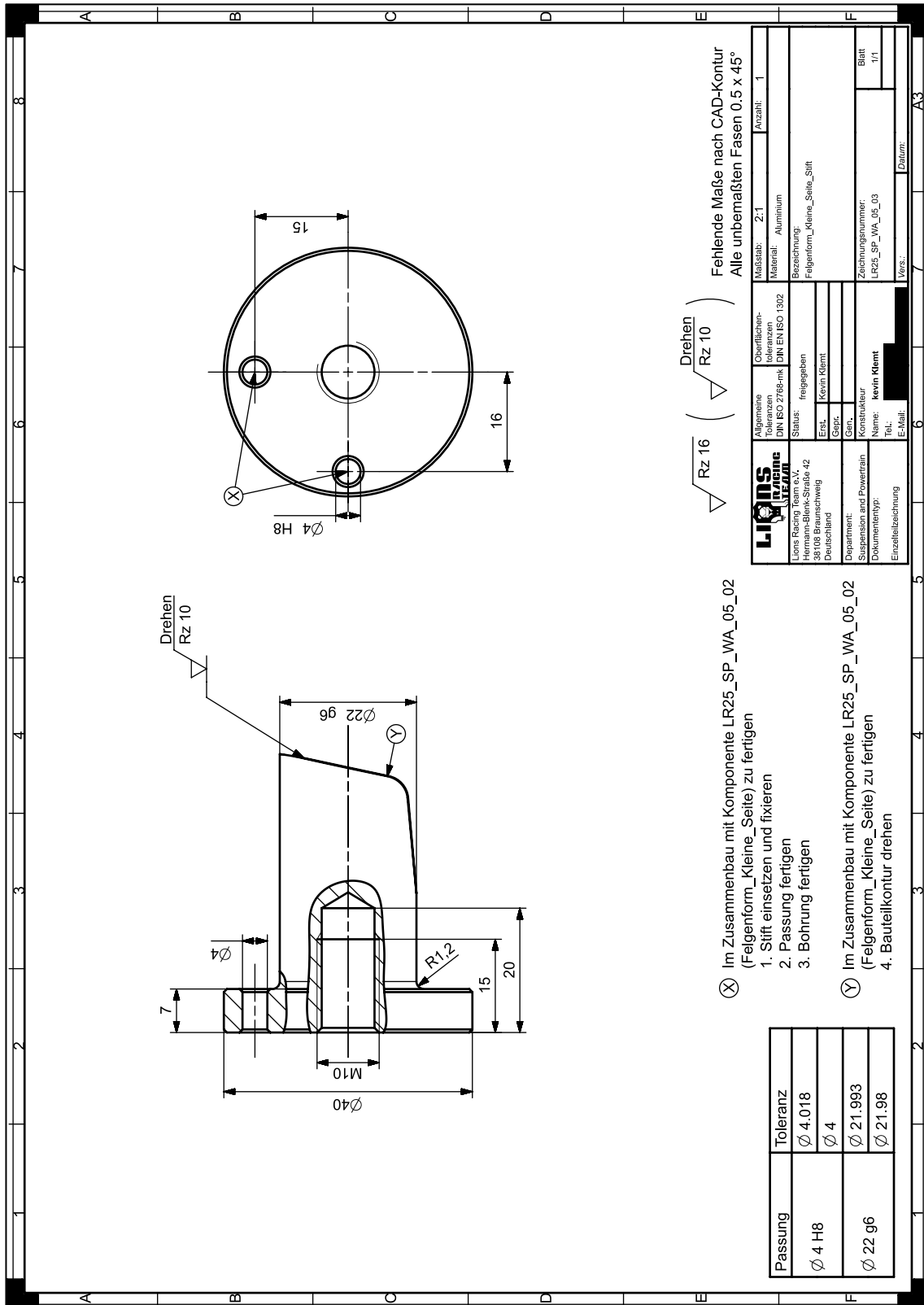


Abb. 7.16: Technische Zeichnung Felgenform (3/4); Stift [42]

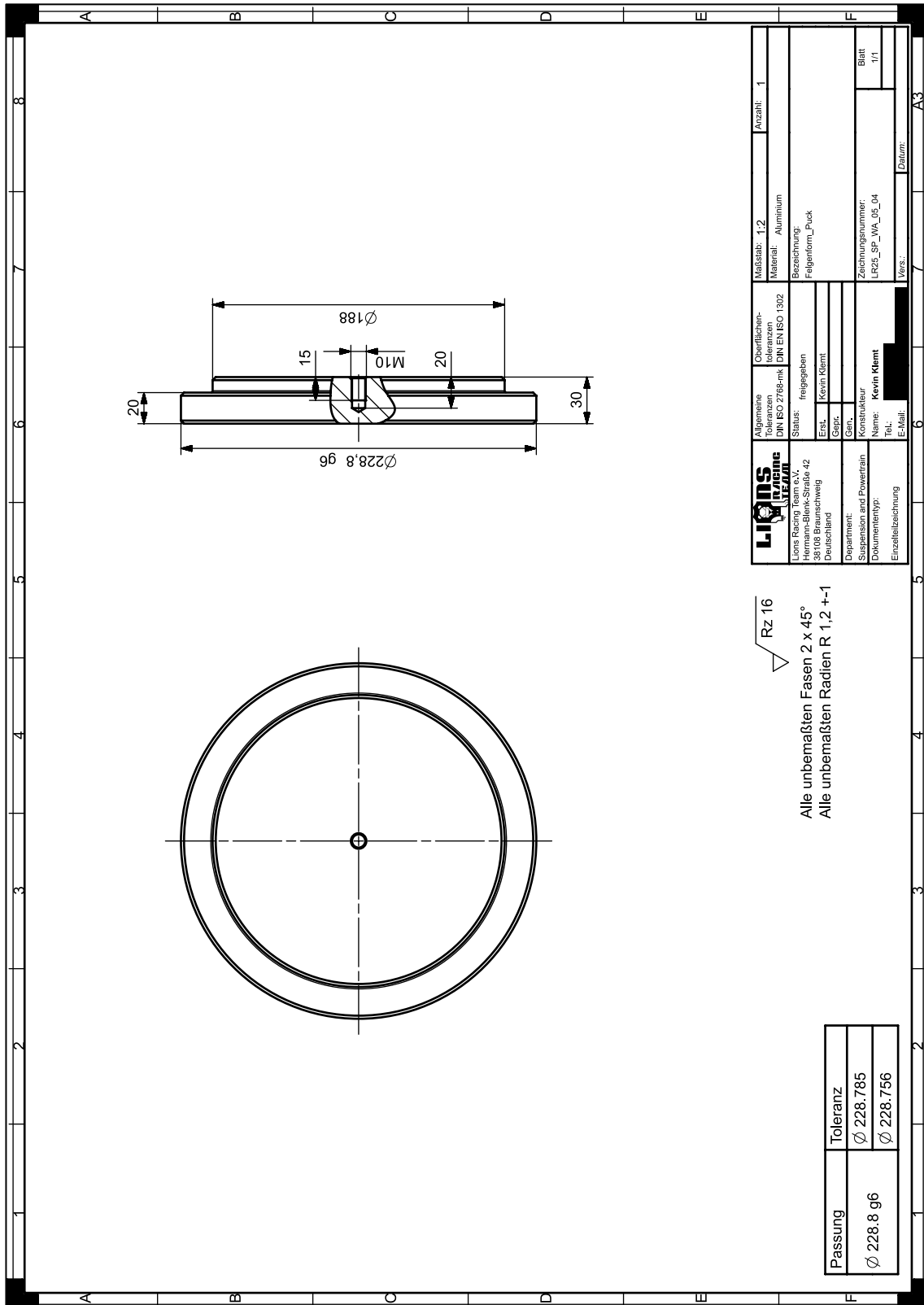


Abb. 7.17: Technische Zeichnung Felgenform (4/4); Hilfsteil [42]

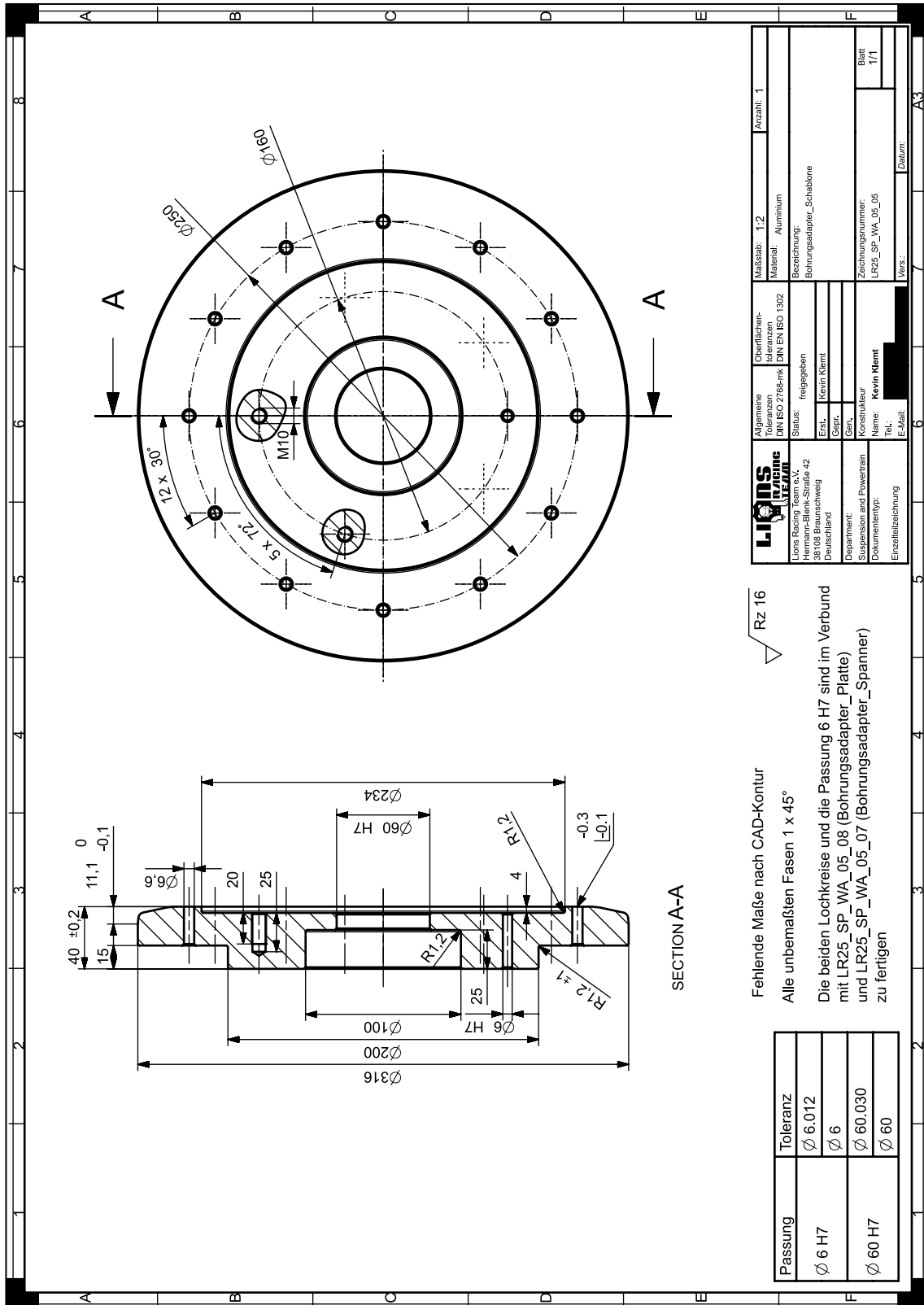


Abb. 7.18: Technische Zeichnung Bohradapter (1/4); Schablone [42]

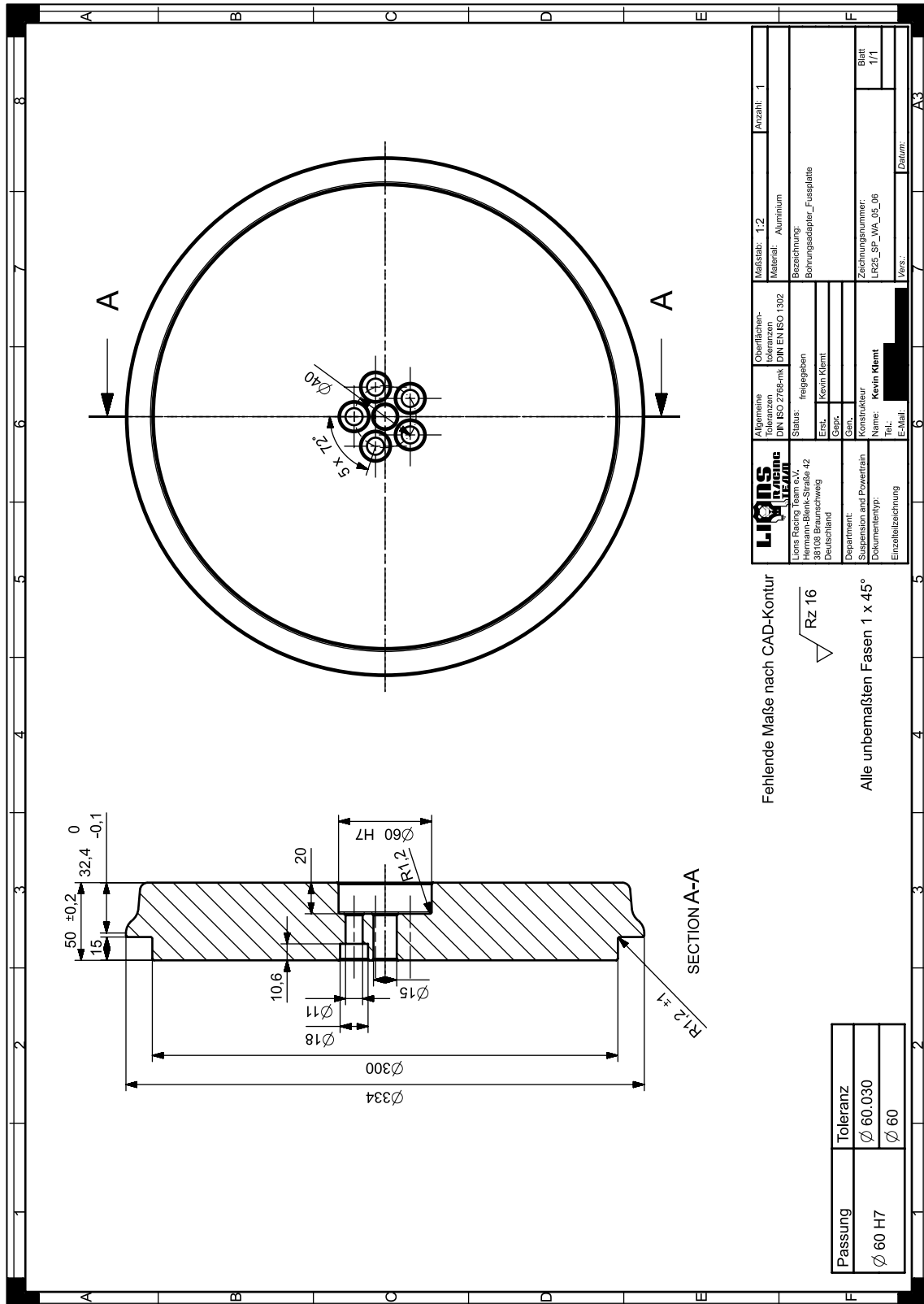


Abb. 7.19: Technische Zeichnung Bohradapter (2/4); Fußplatte [42]

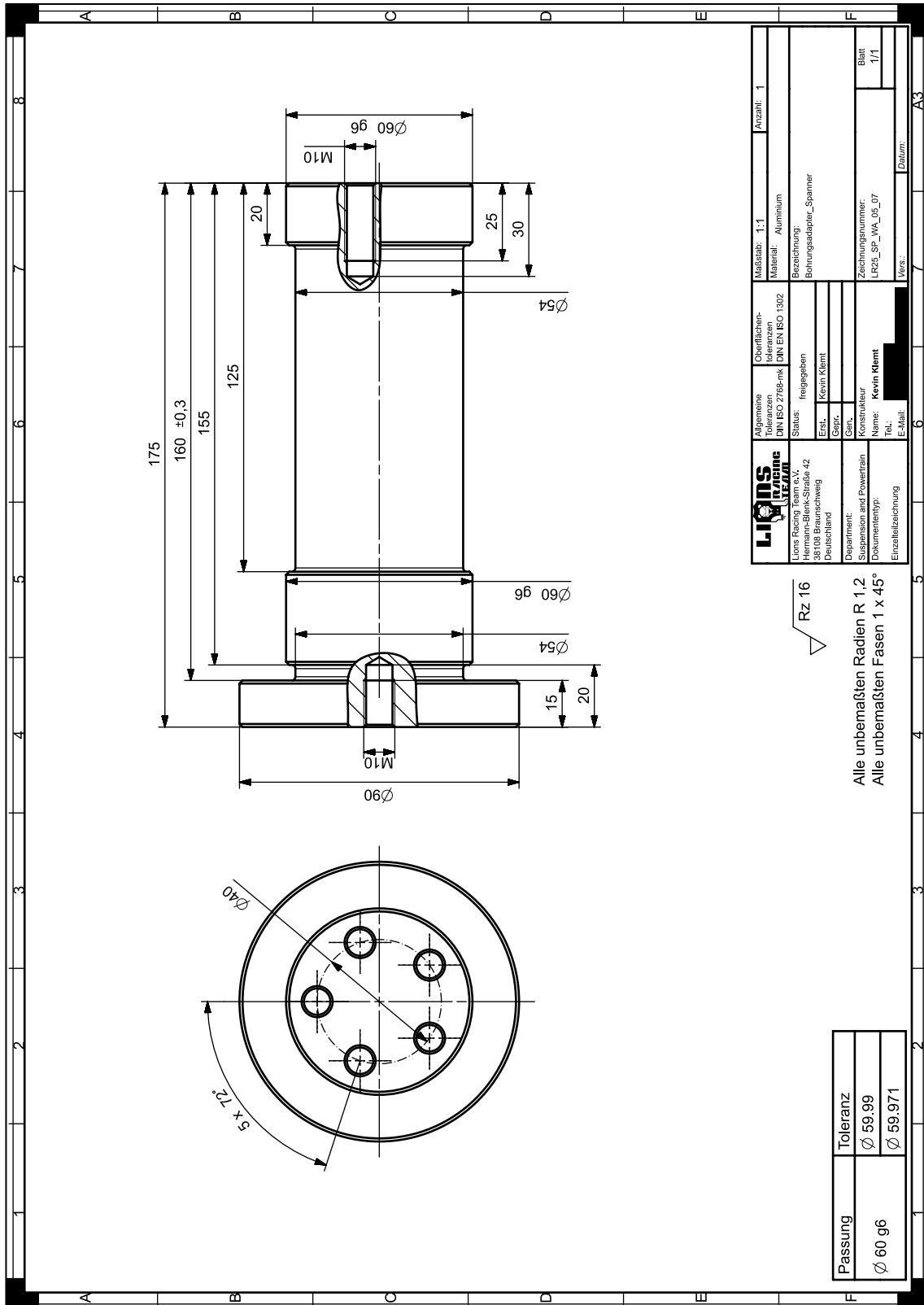


Abb. 7.20: Technische Zeichnung Bohradapter (3/4); Spanner [42]

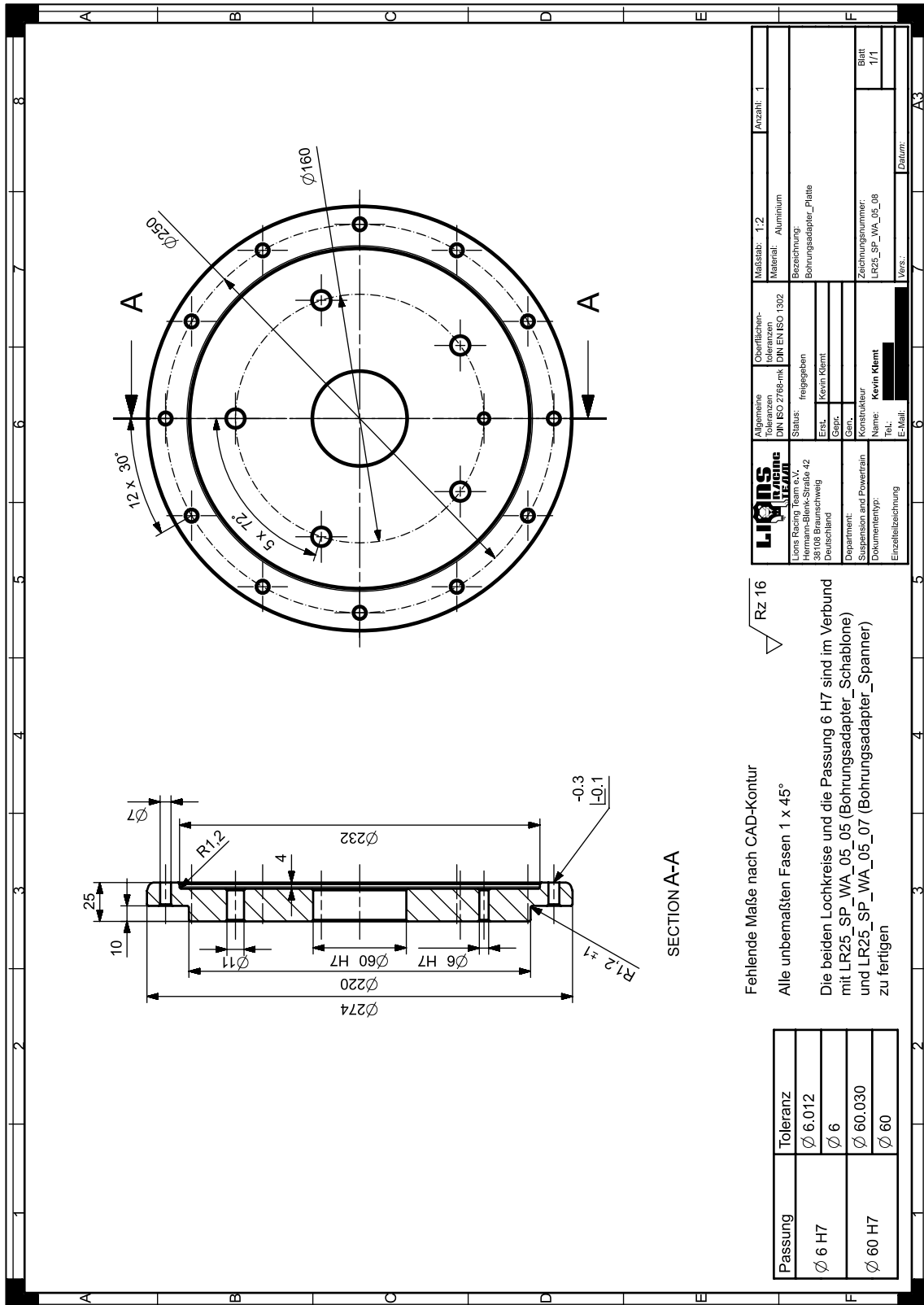


Abb. 7.21: Technische Zeichnung Bohradapter (4/4); Platte [42]

LIQIDS LIONS RACING TEAM e.V. Hermann-Blenk-Straße 42 38108 Bismarcksweg Bismarcksweg	Allgemeine Toleranzen DIN ISO 2768-mk Oberflächen-toleranzen DIN EN ISO 1302 Status: freigegeben Erst.: Kevin Klement Gepr.: Gen.: Department: Suspension and Powertrain Dokumententyp: Einzelteilzeichnung	Maßstab: 1:2 Material: Aluminium Bezeichnung: Bohrungsadapter_Platte Zeichnungsnummer: LR25_SP_WA_05_08 Name: Kevin Klement Tel.: E-Mail:	Anzahl: 1 Blatt 1/1
--	--	---	------------------------

Rz 16
 Fehlende Maße nach CAD-Kontur
 Alle unbemaßten Fasen 1 x 45°
 Die beiden Lochkreise und die Passung 6 H7 sind im Verbund mit LR25_SP_WA_05_05 (Bohrungsadapter_Schablone) und LR25_SP_WA_05_07 (Bohrungsadapter_Spanner) zu fertigen

SECTION A-A

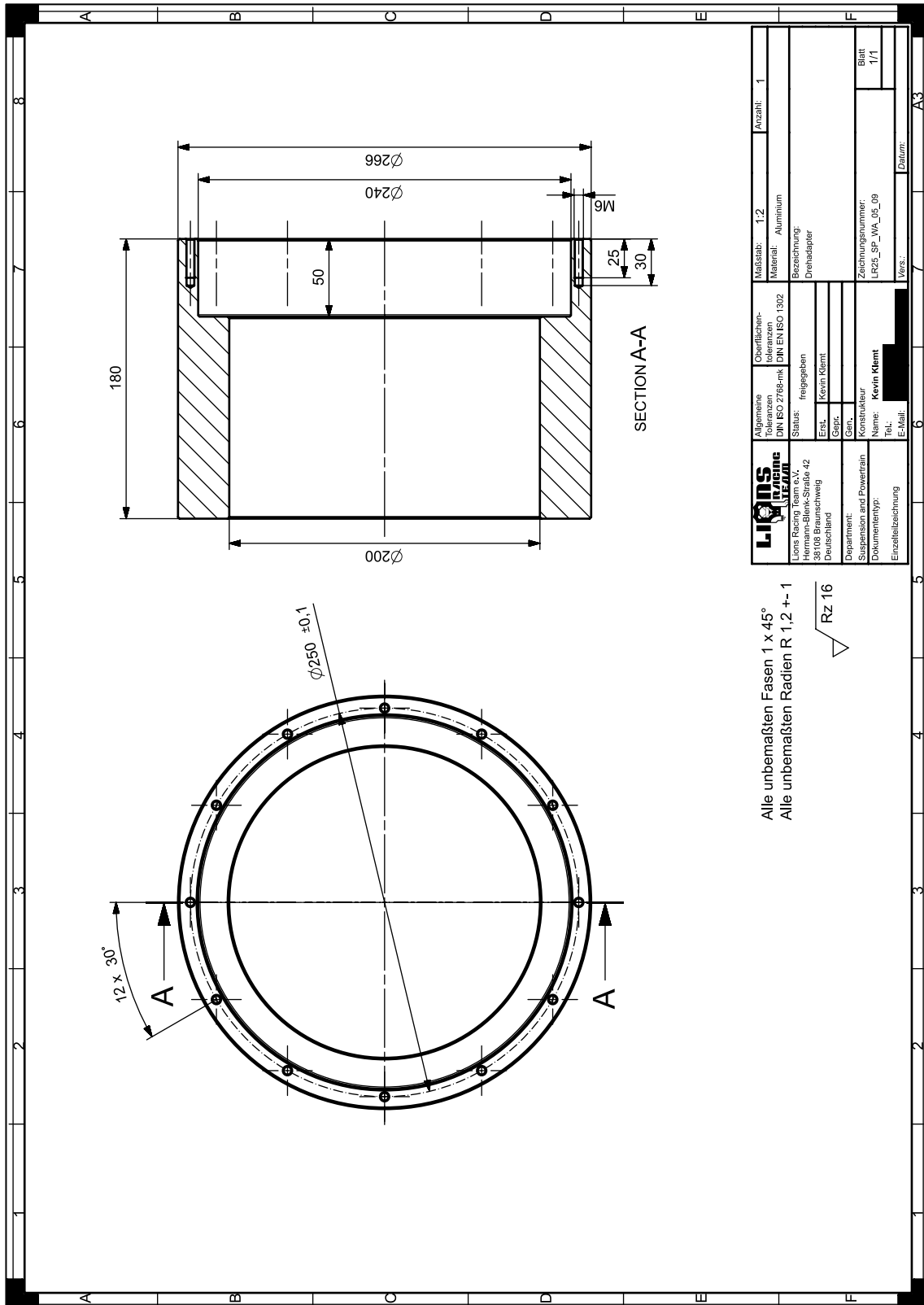


Abb. 7.22: Technische Zeichnung Drehadapter (1/1) [42]

8 Literaturverzeichnis

- [1] Institution of Mechanical Engineers (Hrsg.): *About Formula Student*. (2025)
<https://www.imeche.org/events/formula-student/about-formula-student>
[Zugriff am 17.01.2025]
- [2] Formula Student Germany (Hrsg.): *FSG Regulations 2025*. (29.11.2024)
<https://www.formulastudent.de/fsg/rules/>
[Zugriff am 16.01.2025]
- [3] Küçükay, F., *Grundlagen der Fahrzeugtechnik*. Springer, Wiesbaden (2022)
- [4] Mitschke, M.; Wallentowitz H., *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer-Vieweg, Wiesbaden (2014)
- [5] Henze, R., *Skript zur Vorlesung Fahrdynamik WS22/23*. Technische Universität Braunschweig (2022)
- [6] Trzesniowski, M., *Fahrwerk*. Springer-Vieweg, Wiesbaden (2019)
- [7] Frömmig, L., *Skript zur Vorlesung Rennfahrzeuge WS22/23*. Technische Universität Braunschweig (2022)
- [8] Wong, J. Y., *Theory of Ground Vehicles*. John Wiley & Sons Inc., New York (2001)
- [9] Autoteile Ralf Schmitz (Hrsg.): *AT-RS - Ungefederte Masse am Fahrzeug*. (2020)
<https://www.at-rs.de/beitrag/items/ungefederte-masse-am-fahrzeug.html>
[Zugriff am 17.01.2025]
- [10] Heißing, B.; Ersoy, M.; Gies, S., *Fahrwerkhandbuch - Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. Springer-Vieweg, Wiesbaden (2013)
- [11] Gross, D.; Hauger, W.; Schröder, J.; et al., *Technische Mechanik 3 - Kinetik*. Springer-Vieweg, Berlin (2019)
- [12] Brandes, G., *Skript zur Vorlesung Fahrzeugantriebe WS22/23*. Technische Universität Braunschweig (2022)
- [13] Henze, R., *Skript zur Vorlesung Fahrwerk und Bremsen SS23*. Technische Universität Braunschweig (2023)
- [14] Weißbach, W.; Dahms, M.; Jaroschek, C., *Werkstoffe und ihre Anwendungen - Metalle, Kunststoffe und mehr*. Springer-Vieweg, Wiesbaden (2018)
- [15] Heimbs, S., *Skript zur Vorlesung Grundlagen der Faserverbundwerkstoffe WS23/24*. Technische Universität Braunschweig (2023)

- [16] Roos, E.; Maile, K.; Seidenfuß, M., *Werkstoffkunde für Ingenieure*. Springer-Vieweg, Berlin (2022)
- [17] Schürmann, H., *Konstruieren mit Faser-Kunststoff-Verbunden*. Springer, Berlin (2007)
- [18] AVK - Industrievereinigung Verstärkte Kunststoffe e.V. (Hrsg.), *Handbuch Faserverbundkunststoffe - Grundlagen, Verarbeitung, Anwendungen*. Vieweg+Teubner, Wiesbaden (2010)
- [19] Büter, A.; Jaschek, K., *Hochfeste Kunststoffstrukturen für CFK-Fahrzeugräder*. Automobiltechnische Zeitschrift - Bd. 02 - Nr. 110 (2008)
- [20] Swiss Composite (Hrsg.), *Faserverbund-Werkstoffdaten*. (01.03.2017)
<https://www.swiss-composite.ch/pdf/i-Werkstoffdaten.pdf>
[Zugriff am 16.01.2025]
- [21] Veit, D., *Fasern - Geschichte, Eigenschaften, Markt*. Springer-Vieweg, Berlin (2023)
- [22] Bonnet, M., *Kunststofftechnik - Grundlagen, Verarbeitung, Werkstoffauswahl und Fallbeispiele*. Springer-Vieweg, Wiesbaden (2016)
- [23] Henning, F.; Moeller, E., *Handbuch Leichtbau - Methoden, Werkstoffe, Fertigung*. Carl Hanser Verlag, München (2011)
- [24] Baur, E.; Brinkman, S.; Osswald, T.; et al., *Saechtling Kunststoff Taschenbuch*. Carl Hanser Verlag, München (2013)
- [25] Hexcel Corporation (Hrsg.), *Hexply Prepreg Technologies*. (10.01.2014)
<https://www.yumpu.com/en/document/view/22265573/hexplyar-prepreg-technology-hexcelcom>
[Zugriff am 16.01.2025].
- [26] Adamski, D., *Simulation in der Fahrwerktechnik*. Springer-Vieweg, Wiesbaden (2014)
- [27] Rieg, F.; Steinhilper, R., *Handbuch Konstruktion*. Carl Hanser Verlag, München (2018)
- [28] Streilein, T., *Skript zur Vorlesung Leichtbau WS21/22*. Ostfalia Hochschule Wolfenbüttel (2021)
- [29] Wagner, M., *Lineare und nichtlineare FEM*. Springer Fachmedien, Wiesbaden (2022)
- [30] Hermsdorf, F., *Reibschlüssige Lastübertragung in Schraubenverbindungen mit polymeren Faserverbund-Fügeteilen*. Universität der Bundeswehr, München (2021)
- [31] Formula Student Germany (Hrsg.), *Results FSG 2023*. (22.08.2023)
<https://www.formulastudent.de/fsg/results/2023>
[Zugriff am 18.01.2025]

- [32] Ecurie Aix Formula Student Team RWTH Aachen e.V. (Hrsg.), *Informationen des Bauteilverantwortlichen-Felge im Team Ecurie Aix*. Online (27.08.2024)
- [33] AMZ Racing Team e.V. (Hrsg.), *Informationen des Bauteilverantwortlichen-Felge im Team AMZ Racing*. Online (30.09.2024)
- [34] Elbflorace Formula Student Team TU Dresden e.V. (Hrsg.), *Informationen des Bauteilverantwortlichen-Felge im Team Elbflorace*. Online (17.09.2024)
- [35] Konradin Industrie (Hrsg.), *KIT präsentiert CFK-Felge*. (05.04.2012)
<https://industrieanzeiger.industrie.de/technik/entwicklung/kit-praesentiert-cfk-felge/>
[Zugriff am 18.01.2025]
- [36] KA-RaceIng e.V. (Hrsg.), *KA.Race.Ing - KIT24*. (2024)
<https://www.ka-raceing.de/24>
[Zugriff am 18.01.2025]
- [37] Naefe, P., *Konstruktionsmethodik - Kurz und bündig*. Springer-Vieweg, Wiesbaden (2019)
- [38] Stechert, C., *Skript zur Vorlesung Konstruktionssystematik WS20/21*. Ostfalia Hochschule Wolfenbüttel (2020)
- [39] Lions Racing Team e.V., *interne Forderungen des Teams*. Braunschweig (2024)
- [40] Chapman, M. K., *Development of a Composite Wheel Rim for an FSAE Car*. (2011)
<https://de.scribd.com/document/251312834/Composite-Rim-FSAE>
[Zugriff am 16.01.2025]
- [41] Amed, I., *Skript zur Vorlesung Technische Oberflächen WS21/22*. Ostfalia Hochschule Wolfenbüttel (2021)
- [42] Klemt, K., *Eigene Abbildung*. Braunschweig (2024)
- [43] Maurer, M., *Schrauben mit einer Drahtsicherung sichern*. (01.01.2002)
https://www.maurer-markus.ch/ford_a/tipps_drahtsicherung.html
[Zugriff am 17.01.2025]
- [44] Flaig + Hommel (Hrsg.), *FS-Ganzstahl-Sicherungsmutter*. (2019)
https://www.flaig-hommel.de/fileadmin/user_upload/Flaig-Hommel/Produkte/pdf/2019-11_FS_FS-Sicherungsmutter_DE-r04_m.pdf
[Zugriff am 17.01.2025]
- [45] Btarski, *Nyloc Nuts*. (22.10.2008)
https://en.wikipedia.org/wiki/Nyloc_nut
[Zugriff am 17.01.2025]

- [46] WHZ Racing Team e.V. (Hrsg.), *whzracingteam_fse*. (01.02.2023)
https://www.instagram.com/whzracingteam_fse/
[Zugriff am 17.01.2025]
- [47] Wittel, H.; Jannasch, D.; Voßiek J.; et al., *Roloff/Matek Maschinenelemente - Normung, Berechnung, Gestaltung*. Springer-Vieweg, Berlin (2019)
- [48] Ehlers, F., *Excel-Berechnungsmodell für laterale und longitudinale Fahrmanöver eines Formula Student Rennfahrzeuges*. Lions Racing Team e.V., Braunschweig (2022)
- [49] Lions Racing Team e.V. (Hrsg.), *CAD-Modell LR24*. Braunschweig (2024)
- [50] Wittel, H.; Jannasch, D.; Voßiek, J.; et al., *Roloff/Matek Maschinenelemente - Tabellenbuch*. Springer-Vieweg, Wiesbaden (2019)
- [51] Bossard (Hrsg.), *Flächenpressung*. (2024)
<https://www.bossard.com/de-de/assembly-technology-expert/technische-informationen-und-tools/technische-informationen/flaechenpressung/>
[Zugriff am 16.01.2025]
- [52] VDI e.V. (Hrsg.), *VDI 2225-3:1998-11, Konstruktionsmethodik - Technisch-wirtschaftliches Konstruieren - Technisch-wirtschaftliche-Bewertung*. Beuth-Verlag, Berlin (1998)
- [53] SGL Carbon SE (Hrsg.), *Sigrapreg Vorimprägnierte Materialien*. (2023)
<https://www.sglcarbon.com/loesungen/material/sigrapreg-vorimpraegnierte-materialien/>
[Zugriff am 16.01.2025]
- [54] DIN e.V. (Hrsg.), *DIN 7817-1:1990-06, Tiefbettfelgen für Kraftfahrzeuge und Anhängerfahrzeuge*. Verein Deutscher Ingenieure e.V., Berlin (1990)
- [55] ISO (Hrsg.), *ISO 3006:2015-06, Road vehicles - Passenger car wheels for road use - Test methods*. Internationale Organisation für Normung, Genf (2015)
- [56] Ressa, A., *Development of a Carbon Fiber Wheel Rim*. (2013)
<https://kb.osu.edu/server/api/core/bitstreams/3a6ade6d-0285-5bb8-9c6f-8b698e132c5e/content>
[Zugriff am 16.01.2025]
- [57] Rohan, C. D., *Design and Analysis of a Composite Wheel Rim*. (22.07.2015)
https://krishisanskriti.org/vol_image/22Jul201505074214%20%20Choudhury%20Dipesh%20Rohan.pdf
[Zugriff am 16.01.2025]

- [58] Kandukuri, S. Y.; Pai, A.; Manikandan, M., *Scope of Carbon Fibre-Reinforced Polymer Wheel Rims for Formula Student Racecars: A Finite Element Analytical approach*. (07.02.2022)
<https://link.springer.com/article/10.1007/s40032-022-00808-w>
[Zugriff am 16.01.2025]
- [59] Pischinger, S.; Seiffert U., *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Springer-Vieweg, Wiesbaden (2016)
- [60] Continental AG (Hrsg.), *Continental Formula Student Tire - Competition Tire 2019 (C19)*. Hannover (2019)
- [61] Continental AG (Hrsg.), *Continental Formula Student Tire - C16 Documentation Update*. Hannover (2016)
- [62] Andreozzi, M.; et al., *Effect of Fabric Areal Weight on the Mechanical Properties of Composite Laminates in Carbon-Fiber-Reinforced Polymers*. (24.08.2023)
<https://www.mdpi.com/2504-477X/7/9/351>
[Zugriff am 16.01.2025]
- [63] Siemens PLM Software (Hrsg.), *NX Laminate Composites*. (2014)
https://www.plm.automation.siemens.com/en_us/Images/10651_tcm1023-4449.pdf
[Zugriff am 16.01.2025]
- [64] Bode, C., *Skript zur Vorlesung Numerische Simulation (CFD) WS22/23*. Technische Universität Braunschweig (2022)
- [65] Technische Hochschule Salzburg (Hrsg.), *FEM Übung 6: Platten*. (2007)
<https://www.hs-augsburg.de/~thahof/downloads/ueb06folien.pdf>
[Zugriff am 16.01.2025]
- [66] Hahn, M.; Reck, M., *Kompaktkurs Finite Elemente für Einsteiger*. Springer Fachmedien, Wiesbaden (2021)
- [67] Einbock, S., *10 goldene Regeln zur Validierung Ihrer FEM-Simulation*. (2015)
https://www.einbock-akademie.de/validierung_fem/
[Zugriff am 19.01.2025]
- [68] Hexagon (Hrsg.), *Choosing the Right Finite Element*. (01.08.2021)
<https://simulatmore.mscsoftware.com/choosing-the-right-finite-element-msc-nastran/>
[Zugriff am 19.01.2025]

- [69] Lork, M.; Hanke, A., *Singularitäten in der FEM - Ursachen und Bewertung*. (29.11.2019)
<https://www.ing-hanke.de/know-how/singularitaeten-in-der-fem-ursachen-und-bewertung/#tabelle>
[Zugriff am 19.01.2025]
- [70] Zanchini, M.; et al., *Fatigue and failure analysis of aluminium and composite automotive wheel rims: Experimental and numerical investigation*. (26.01.2023)
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1350630723000183>
[Zugriff am 16.01.2025]
- [71] Dimitrienko, Y. I., *Thermomechanical behaviour of composite materials and structures under high temperatures: 1. Materials*. (20.05.1998)
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359835X96001443>
[Zugriff am 16.01.2025]
- [72] DIN e.V. (Hrsg.), *DIN EN ISO 527-4:2023-07, Kunststoffe - Bestimmung der Zugeigenschaften, Teil 4: Prüfbedingungen für isotrop und anisotrop faserverstärkte Kunststoffverbundwerkstoffe*. Beuth-Verlag, Berlin (2023)
- [73] Solvay (Hrsg.), *Technical Datasheet Cycom 985 and Cycom 985LV Prepreg*. Tempe (2017)
- [74] Siemens Digital Industries Software (Hrsg.), *Fibersim 101 - (2 of 14) Laminates*. (29.08.2019)
<https://community.sw.siemens.com/s/article/fibersim-101-2-of-14-laminates>
[Zugriff am 19.01.2025]
- [75] Siemens Digital Industries Software (Hrsg.), *Fibersim 101 - (3 of 14) Rosettes*. (29.08.2019)
<https://community.sw.siemens.com/s/article/fibersim-101-3-of-14-rosettes>
[Zugriff am 19.01.2025]
- [76] Siemens Digital Industries Software (Hrsg.), *Fibersim 101 - (4 of 14) Plies*. (29.08.2019)
<https://community.sw.siemens.com/s/article/fibersim-101-4-of-14-plyies>
[Zugriff am 19.01.2025]
- [77] Siemens Digital Industries Software (Hrsg.), *Direct Fibersim-to-NX Laminate Composites Interface*. (10.05.2021)
<https://community.sw.siemens.com/s/article/Direct-Fibersim-to-NX-Laminate-Composites-Interface>
[Zugriff am 19.01.2025]

- [78] Fidelis (Hrsg.), *What Is The Difference Between A Kinematic (RBE2) And A Distributing (RBE3) Coupling In FEA?*. (2024)
<https://www.fidelisfea.com/post/what-is-the-difference-between-a-kinematic-rbe2-and-a-distributing-rbe3-coupling-in-fea>
[Zugriff am 19.01.2025]
- [79] Zünd swiss cutting systems (Hrsg.), *Abrollleinheiten*. (01.02.2024)
<https://www.zund.com/de/cutting-systeme/digital-cutter/g3>
[Zugriff am 17.01.2025]
- [80] Gleich Aluminium (Hrsg.), *Certal hochfeste Aluminium Walzplatte*. (18.10.2023)
<https://gleich.de/de/produkte/certal/>
[Zugriff am 19.01.2025]
- [81] OZ Racing (Hrsg.), *Dis. ruota 7x13"FH2 mod. "Superleggera C" Formula Student*. (2011)
- [82] Elbflorace Formula Student Team TU Dresden e.V. (Hrsg.), *Elbflorace*. (2024)
<https://www.linkedin.com/company/elbflorace/posts/?feedView=all>
[Zugriff am 17.01.2025]
- [83] Ragotzky + Gätje GmbH (Hrsg.), *Drehfutter Dreibackenfutter*. (2024)
<https://www.spannsysteme-shop.de/drehfutter-dreibackenfutter-guss-320-mm-k11-320a-spanntechnik.html>
[Zugriff am 17.01.2025]
- [84] Elbflorace Formula Student Team TU Dresden e.V. (Hrsg.), *Foto bereitgestellt vom Team Elbflorace*. Dresden (2024)
- [85] Rennteam Uni Stuttgart e.V. (Hrsg.), *Foto bereitgestellt vom Team Greenteam Stuttgart*. Stuttgart (2024)
- [86] Ecurie Aix Formula Student Team RWTH Aachen e.V. (Hrsg.), *Foto bereitgestellt vom Team Ecurie Aix*. Aachen (2024)
- [87] Ecurie Aix Formula Student Team RWTH Aachen e.V. (Hrsg.), *ecurieaix*. (18.05.2023)
<https://www.instagram.com/ecurieaix/>
[Zugriff am 17.01.2025]
- [88] DHBW Engineering Stuttgart e.V. (Hrsg.), *dhw_engineering*. (09.04.2020)
https://www.instagram.com/dhw_engineering/
[Zugriff am 17.01.2025]

- [89] KA-RaceIng e.V. (Hrsg.), *KA.Race.Ing - KIT17c*. (2017)
<https://www.ka-raceing.de/17c>
[Zugriff am 17.01.2025]
- [90] Rennstall Esslingen e.V. (Hrsg.), *Rennstall Hochschule Esslingen - Rollout 2023*. (17.05.2023)
<https://rennstall-esslingen.de/events/2023-2/rollout-2023/>
[Zugriff am 17.01.2025]
- [91] TUfast e.V. (Hrsg.), *tufastracingteam*. (02.09.2024)
<https://www.instagram.com/tufastracingteam/>
[Zugriff am 17.01.2025]
- [92] Formula Student Team Delft e.V. (Hrsg.), *fsteamdelft*. (21.01.2024)
<https://www.instagram.com/fsteamdelft/>
[Zugriff am 17.01.2025]
- [93] AMZ Racing Team e.V. (Hrsg.), *Foto bereitgestellt vom Team AMZ Racing*. Zürich (2024)
- [94] Revolve NTNU e.V. (Hrsg.), *The Garage - Lyra*. (2024)
<https://www.revolve.no/cars>
[Zugriff am 17.01.2025]
- [95] Formula Student Team Talinn e.V. (Hrsg.), *FS Team Talinn - The Season of FEST23*. (2023)
<https://www.formulastudent.ee/fest23-season/>
[Zugriff am 17.01.2025]
- [96] Lions Racing Team e.V. (Hrsg.), *Saison 2024*. (2024)
<https://lionsracing.de/teams/saison-2024>
[Zugriff am 17.01.2025]
- [97] Borbe, C., *Skript zur Vorlesung Maschinenelemente 1 WS19/20*. Ostfalia Hochschule Wolfenbüttel (2019)
- [98] Ravaglioli (Hrsg.), *Reifenmontiermaschine G1190.30IT*. (2025)
<https://ravaglioli.com/de/product/reifenmontiermaschine-g1190-30it/>
[Zugriff am 19.01.2025]