



Christian Ellersdorfer

Entwicklung eines Finite Elemente Modells für ein stoßbelastetes Compositebauteil

*Diplomarbeit zur Erlangung des akademischen Grades Diplomingenieur in der
Studienrichtung Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau Verkehrstechnik*

Durchgeführt am Institut für Fahrzeugsicherheit

TU-Graz Dekanat für Maschinenbau

Institutsvorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Hermann Steffan

Betreuer: Dipl.-Ing. Gernot Woitsch

Graz, September 2011



Inhalt

Inhalt	I
Eidesstattliche Erklärung	III
Danksagung	IV
Liste der verwendeten Abkürzungen und Einheiten	V
Begriffserklärung	VIII
Kurzfassung	IX
Abstract	XI
1 Einleitung	1
2 Grundlagen Faserverbundwerkstoffe	3
2.1 Historische Betrachtung von Faserverbundwerkstoffen	3
2.2 Unterscheidung von Faserverbundwerkstoffen	4
2.3 Verarbeitung von Faserverbundwerkstoffen	4
2.3.1 Faser-Verbunde mit thermoplastischer Matrix	4
2.3.2 Faser-Verbunde mit duroplastischer Matrix	4
2.4 Mechanische Eigenschaften von Faserverbundwerkstoffen	7
2.4.1 Elastizität von Faserverbundwerkstoffen	7
2.4.2 Plastizität und Versagen von Verbundwerkstoffen	12
2.5 Einsatz von Faserverbundwerkstoffen im KFZ-Bereich	16
2.6 Aufbau von Bauteilen aus Faserverbundwerkstoffen	18
3 Aufbau der CFK-Aluminium Hybridfelge	23
3.1 Aufbau der Felgenschüssel	24
3.2 Sichtgewebe	26
3.3 Unidirektionale Fasermatten	27
3.4 Harz und Härter	28
4 Anforderungen und Prüfungen von Rädern für PKW	29
4.1 Umlaufbiegeversuch	29
4.2 Betriebslasten-Nachfahrversuch	30
4.3 Impact-Test	30
4.4 Radialschlagprüfung	32
5 Konstruktion der Prüfaufbauten	37
5.1 Prüfaufbau Impact-Test	39
5.1.1 Randbedingungen	39
5.1.2 Anforderungen	39
5.1.3 Ausführung	40
5.2 Prüfaufbau Radialschlagprüfung	47
5.2.1 Randbedingungen	47
5.2.2 Anforderungen	47

5.2.3	Ausführung.....	48
6	Simulation.....	54
6.1	Verwendete Software.....	54
6.2	Faserverbundbauteilmodellierung in der Simulation.....	54
6.2.1	Faserverbundbauteilmodellierung durch Multishell.....	55
6.2.2	Faserverbundbauteilmodellierung als Part-Composite.....	56
6.3	Mögliche Materialkarten in LS-Dyna®.....	58
6.4	Materialdaten für den Werkstoff CFK.....	59
6.4.1	Ermittlung der Materialdaten durch Prinzipversuche.....	61
6.4.2	Simulationsmodell eines Zugelements.....	62
6.4.3	Zugversuch quasistatisch 0 Grad Faserwinkel.....	63
6.4.4	Zugversuch quasistatisch 90 Grad Faserwinkel.....	66
6.4.5	Dynamischer Schlagversuch.....	69
6.4.6	Kugelschlagversuch bei ebenem Spannungszustand.....	78
6.5	Reifenmodell.....	85
6.5.1	Reifenaufbau.....	86
6.5.2	Simulationsmodell.....	87
7	Bauteilversuche und Simulationen.....	91
7.1	Felgenaufbau in der Simulation.....	92
7.2	Versuch und Simulation des Impact-Tests.....	94
7.3	Versuch und Simulation der Radialschlagprüfung.....	104
8	Schlussfolgerungen.....	122
9	Ausblick.....	124
10	Abbildungsverzeichnis.....	125
11	Tabellenverzeichnis.....	129
12	Literaturverzeichnis.....	130

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen, wörtlich und inhaltlich, entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

.....
(Unterschrift)

Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008. Genehmigung des Senats am 1.12.2008

Danksagung

Bedanken möchte ich mich bei meinem Betreuer Gernot Woitsch, der mich durch diese Arbeit geleitet hat, und mir immer mit Rat und Tat zur Seite stand.

Weiters bedanke ich mich bei Wolfgang Sinz, der viel Zeit und Energie investierte, um mich bei meinen vielen Fragen und beim Verfassen dieser Arbeit zu unterstützen.

Außerdem möchte ich mich bei Gregor Gstrein, für seine Unterstützung bei der Lösung des einen oder anderen Problems, recht herzlich bedanken.

Mein Dank gilt auch Alexander Hödl, der viele Stunden für eine gelungene Versuchsdurchführung geopfert hat.

Dank gilt auch allen Mitarbeitern des Instituts für Fahrzeugsicherheit, die für ein nettes Arbeitsklima und abwechslungsreiche Arbeitspausen sorgten.

Für die Möglichkeit, diese Arbeit am Institut für Fahrzeugsicherheit zu erstellen danke ich Hermann Steffan.

Dank gilt auch Christoph Renner von der CARBO TECH WHEELS GmbH, der sehr unkompliziert alle Versuchsteile und notwendigen Daten zur Verfügung stellte.

Ganz besonderer Dank gilt meinen Eltern und meiner Familie, die mich auf meinem Bildungsweg immer unterstützt haben und jederzeit viel Verständnis für mich aufbrachten.

Abschließend möchte ich mich noch bei meinen Freunden, Martina und Florian, sowie meiner Freundin Lisa bedanken, die mich bei dieser Arbeit unterstützt haben und mich immer wieder motivierten weiter zu machen.

Liste der verwendeten Abkürzungen und Einheiten

Abk.	Bezeichnung	Einheit
ε_f	Dehnung der Faser	-
ε_m	Dehnung der Matrix	-
σ_f	Spannung in der Faser	N/mm ²
σ_m	Spannung in der Matrix	N/mm ²
σ	Spannung	N/mm ²
f_f	Faservolumenanteil	-
f_m	Matrixvolumenanteil	-
E_{\parallel}	Elastizitätsmodul in Faserrichtung	N/mm ²
σ_{\parallel}	Spannung in Faserrichtung	N/mm ²
ε_{\parallel}	Dehnung in Faserrichtung	-
E_f	Elastizitätsmodul der Faser	N/mm ²
E_m	Elastizitätsmodul der Matrix	N/mm ²
ε	Dehnung	-
E_{\perp}	Elastizitätsmodul quer zur Faserrichtung	N/mm ²
l	Kritische Faserlänge	mm
F	Kraft	N
τ_i	Schubspannung	N/mm ²
x	Länge	mm
d	Faserdurchmesser	mm
σ_0	Matrixbruchspannung	N/mm ²
M_{bmax}	Maximales Biegemoment	Nm

Liste der verwendeten Abkürzungen und Einheiten

F_r	Statische Radlast	kg
μ	Reibbeiwert	-
R	Dynamischer Reifenradius	m
ET	Einpresstiefe	m
g	Erdbeschleunigung	m/s ²
D	Aufschlaggewicht der Finne	kg
F_R	Statische Radlast	N
E	Schlagenergie	J
C_f	Federsteifigkeit	kN/mm
l_0	Unverformte Länge	mm
l_1	Verformte Länge	mm
m_{st}	Masse Stoßwagen	kg
m_{FI}	Masse der Impact-Finne	kg
m_I	Masse des Impact-Stoßwagens	kg
m_{diffI}	Differenzmasse Impact-Test	kg
D_{max}	Maximales Aufschlaggewicht der Finne	kg
D_{min}	Minimales Aufschlaggewicht der Finne	kg
v	Geschwindigkeit	m/s
h	Fallhöhe	m
v_{Ith}	Theoretische Aufschlaggeschwindigkeit Impact-Test	m/s
v_{Ithmax}	Maximale theoretische Aufschlaggeschwindigkeit Impact-Test	m/s
v_{Ithmin}	Minimale theoretische Aufschlaggeschwindigkeit Impact-Test	m/s
E_{kin}	Kinetische Energie	J
E_{kinI}	Kinetische Energie Impact-Test	J

Liste der verwendeten Abkürzungen und Einheiten

m	Masse	kg
$E_{kinI\max}$	Maximale kinetische Energie Impact-Test	J
$E_{kinI\min}$	Minimale kinetische Energie Impact-Test	J
v_{Ix}	Aufschlaggeschwindigkeit Impact-Test	m/s
$v_{Ix\max}$	Maximale Aufschlaggeschwindigkeit Impact-Test	m/s
$v_{Ix\min}$	Minimale Aufschlaggeschwindigkeit Impact-Test	m/s
$E_{Laststufe2}$	Energie bei Laststufe 2	J
$E_{Laststufe3}$	Energie bei Laststufe 3	J
$E_{Laststufe2\max}$	Maximale Energie bei Laststufe 2	J
$E_{Laststufe2\min}$	Minimale Energie bei Laststufe 2	J
$E_{Laststufe3\max}$	Maximale Energie bei Laststufe 3	J
$E_{Laststufe3\min}$	Minimale Energie bei Laststufe 3	J
m_R	Masse des Radialstoßwagens	kg
m_{FR}	Masse der Radialschlagfinne	kg
$v_{RxLaststufe2}$	Aufschlaggeschwindigkeit bei Laststufe 2	m/s
$v_{RxLaststufe3}$	Aufschlaggeschwindigkeit bei Laststufe 3	m/s
$v_{RxLaststufe2\max}$	Maximale Aufschlaggeschwindigkeit bei Laststufe 2	m/s
$v_{RxLaststufe2\min}$	Minimale Aufschlaggeschwindigkeit bei Laststufe 2	m/s
$v_{RxLaststufe3\max}$	Maximale Aufschlaggeschwindigkeit bei Laststufe 3	m/s
$v_{RxLaststufe3\min}$	Minimale Aufschlaggeschwindigkeit bei Laststufe 3	m/s
E_a	Elastizitätsmodul in Längsrichtung	GPa
E_b	Elastizitätsmodul in Querrichtung	GPa

Begriffserklärung

Begriff	Erklärung
FE	Finite Elemente
FEM	Finite element method
CFK	Carbon-faserverstärkter Kunststoff
OEM	Original-Equipment-Manufacturer (Erstausrüster)
Laminat	Werkstoff aus zwei oder mehreren verklebten Schichten
Matrix	Teil des Werkstoffes in dem die Fasern bzw. Teilchen eingebettet sind
E-Modul	Elastizitätsmodul
Prepreg	preimpregnated fibres oder vorimprägnierte Fasern
PVC	Polyvinylchlorid
HL-FVW	Hochleistungs-Faserverbundwerkstoff
KFZ	Kraftfahrzeug
UD	Unidirektional
UV	Ultraviolett
PKW	Personenkraftwagen
BMW	Bayrische Motoren Werke
ZWARP	Zweiachialer Radprüfstand
ISO	Internationale Organisation für Normung
TÜV	Technischer Untersuchungs-Verein
HS	High Speed
VSI	Vehicle Safety Institute
CAD	Computer-aided design
PTC	Parametric Technology Corporation
H-Pendel	Hüft-Pendel

Kurzfassung

Bauteile aus Faserverbundwerkstoffmaterialien werden bei zukünftigen Entwicklungen der Automobilindustrie aller Wahrscheinlichkeit nach vermehrt Einsatz finden. Speziell im Hinblick auf Leichtbau und damit Einsparungen in der CO₂-Bilanz ergibt sich die Notwendigkeit Materialien, die eine hohe Steifigkeit bei geringem Gewicht aufweisen, wie es bei kohle- oder glasfaserverstärkten Kunststoffen der Fall ist, zu verwenden. Der immer größer werdende Sektor der E-Mobility bedient sich beispielsweise an solchen leichten Verbundwerkstoffen um die Reichweite und dafür benötigte Energie in Einklang zu bringen.

Gegenwärtig wird die Finite-Elemente-Berechnung unter anderem in der fahrzeugsicherheitstechnischen Entwicklung eingesetzt und ist damit Stand der Technik. Daher sollte auch die Möglichkeit bestehen neue, meist sogenannte Hochleistungswerkstoffe, wie eben faserverstärkte Kunststoffe, in solchen hochdynamischen Simulationen abbilden zu können, wenn diese Materialien bei Fahrzeugentwicklungen zukünftig eingesetzt werden. Anhand dieser Simulationen sollte es dadurch möglich sein die Anzahl der notwendigen Versuche bis zur Bauteilfreigabe und damit Entwicklungskosten und die Entwicklungszeiten erheblich zu minimieren.

Um mit solchen Werkstoffen in einer Finite-Elemente-Simulation rechnen zu können, wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Materialmodell eines Kohlefaserverbundwerkstoffes erarbeitet bzw. die Prognosefähigkeit der Simulationen mittels Realversuchen nachgewiesen. Als Bauteil, an dem dieses Materialmodell zum Einsatz kam, diente ein CFK-Aluminium Hybridbauteil. Dabei besteht ein Teil aus einem Kohlefaserwerkstoff und ein Teil aus Aluminium. Die Untersuchungen erfolgten anhand von zwei hochdynamischen Impact-Tests, wie sie von den Automobilherstellern vorgeschrieben werden. Diese beiden Impact-Tests wurden einerseits in einer Simulation abgebildet und andererseits an eigens entwickelten Prüfständen durchgeführt. Die Ergebnisse zwischen Simulationsmodell und Realversuch wurden anschließend verglichen, um eine Aussage über die Prognosefähigkeit des Simulationsmodells zu erhalten.

Als Ergebnis dieser Arbeit entstanden dabei prognosefähige numerische Simulationsmodelle des CFK-Werkstoffes und der Prüfstände, mit denen sämtliche Varianten dieses Bauteils virtuell überprüft werden können. Weiters wurde Verbesserungspotential der Simulationen aufgezeigt, um die Rechnungen zukünftig noch realitätsnäher abbilden zu können. Das in dieser Arbeit entwickelte Materialmodell kann auf eine Vielzahl von Bauteilen angewandt werden. Auch wurde in dieser Arbeit eine allgemeine Vorgehensweise für die Erstellung von Materialkarten von Faserverbundwerkstoffen entwickelt.

Abstract

Components made of fibre composite materials will very likely be used in future automotive industry applications. With regard to lightweight-construction and thus reduced CO₂ emissions, materials that feature high stiffness and low weight, like carbon or glass fibre reinforced plastics, are needed. The growing sector of e-mobility uses lightweight composite materials in order to combine requirements in terms of range and performance.

Finite Element Analysis already is state-of-the-art and is for example applied in the development of passive vehicle safety measures. Before high-performance materials, like fibre-reinforced plastics, become commonly used in future vehicle applications, reliable simulation-models of such materials under dynamic loading shall be accessible. With the help of these simulations, number of component-tests shall be cut and thus development costs and times reduced to a minimum.

In order to use such materials in FEM simulations, a material card of a carbon fibre composite was developed. The model's predictability was assessed using experiments. The material model was used in simulations of a fibre-composite-aluminium hybrid component, where some parts were made of carbon-fibre, while others were made of aluminium. The analyses were performed on the basis of two highly dynamic impact tests, as defined by vehicle-manufacturers. These two impact tests were modelled in a FEM code on the one hand and on the other hand, carried out experimentally on dedicated test benches. The results of the simulation model and the real test were compared in order to evaluate the numerical model's applicability and level of predictability.

This work resulted in the creation of reliable numerical simulation models of the glass-fibre composite component and the test bench. With the help of these simulation models, any variant of the component can be verified in a virtual environment. Further improvements to the simulation are pointed out, such that the models will behave even more realistically. The material model developed in this work can be applied to a variety of components. A general procedure for the creation of material cards for fibre composites was developed.

1 Einleitung

Die vorliegende Diplomarbeit entstand in Zusammenarbeit mit der Firma CARBO TECH WHEELS GmbH. Der Projektauftrag von CARBO TECH WHEELS GmbH, kurz CTW, wurde von zwei Diplomanden abgearbeitet. So entstand neben dieser Arbeit auch die Diplomarbeit von Herrn Gutsche Andreas mit dem Titel „Optimierung von Composite-Bauteilen für statische und dynamische Belastungen“. (Gutsche, 2011)

Die vorliegende Diplomarbeit beschäftigt sich mit der Konstruktion der Prüfaufbauten für den Impact-Test und die Radialschlagprüfung, sowie deren Simulation.

Ziel

Das eigentliche Ziel dieser Diplomarbeit und der Grund für das Verfassen der Arbeit besteht darin, über eine Finite-Elemente-Simulation einer CFK-Felge realitätsnahe Ergebnisse zu prognostizieren um die virtuelle Produktentwicklung zu unterstützen. Die Simulation einer CFK-Felge ist nur ein Spezialfall, da sich die FE-Simulation auf sämtliche Bauteile aus Kohlefaserverbundwerkstoffen anwenden lassen sollte. Mit Hilfe der Simulation sollen Zeit und Kosten der Entwicklung sowie die Versuchskosten erheblich reduziert werden. Für die Zulassung von neu entwickelten PKW-Felgen am europäischen Markt sind eine Reihe von Zulassungsprüfungen, welche von den OEMs vorgeschrieben werden, zu absolvieren (siehe dazu Kapitel 4). Zwei dieser Zulassungsprüfungen betreffen hochdynamische Aufpralltests. Diese beiden Zertifizierungstests, die für eine Zulassung der Felge notwendig sind, sollten einerseits simuliert und andererseits auch durchgeführt werden. Durch die Simulation sollen kritische Bereiche und Beschädigungen vorhergesagt werden können. Anhand der Realversuche sollen die Simulationsmodelle validiert werden. Dadurch kann die Prognosefähigkeit für die virtuelle Bauteilauslegung überprüft werden. Aufgrund der Simulationen soll es für CTW möglich sein, die Anzahl der notwendigen Zertifizierungstests für die Felge, aber auch anderer Bauteile, bis zur Freigabe zukünftig zu minimieren. Detailanalysen von Beschädigungen in kritischen Bereichen können einfach, und oftmals nur mit Simulationen, durchgeführt werden, da im Versuch oft Beschädigungen im Material nicht oder nur mit sehr hohem Aufwand erkannt werden können.

Durchführung

Diese Diplomarbeit wurde in die folgenden Arbeitspakete unterteilt:

- Definition der Projektziele, Festlegung der Randbedingungen
- Einarbeitung in die FE-Simulation, im Speziellen in Bezug auf CFK
 - Materialmodelle
 - Modellierungsarten (Darstellung des Lagenaufbaus)
- Entwicklung und Auswahl von möglichen Prinziptests zur Materialvalidierung
- Teilvalidierung des Materialmodells anhand der Prinzipversuche
 - Konstruktion und Herstellung der Prüfaufbauten
 - Durchführung der Prinziptests
 - Simulation und Adaptierung des Materialmodells
 - Überprüfung der Prognosefähigkeit
- Simulation der Felge und der Prüfstände
 - Anpassung des Reifenmodells
 - Prognose von Impact-Test und Radialschlagprüfung anhand des bereits abgestimmten Materialmodells
 - Durchführung von Realversuchen zum Vergleich von Simulation und Versuch
- Dokumentation

2 Grundlagen Faserverbundwerkstoffe

Dieses Kapitel wurde inhaltlich von (Puck, 1996) übernommen. Bauteile aus Faserverbundwerkstoffen sind schon seit geraumer Zeit in der Technik und im Sportgerätebau im Einsatz. Man kann deshalb eigentlich nicht mehr von einer „neuen Technologie“ sprechen. Es gibt auch schon eine Fülle an Literatur, welche sich mit solchen Werkstoffen befasst. In einigen Bereichen der Faserverbundtechnologie liegt jedoch noch kein umfassendes Wissen vor, speziell in jenen Bereichen, die sich mit der Festigkeitsanalyse von Faserlaminaten befassen. Mehrere Gründe dafür sind ausschlaggebend. Von vielen werden hier nur einige wenige aufgezählt:

- Das Festigkeitsverhalten von vielschichtigen Laminaten lässt sich analytisch nur sehr schwer erfassen, da es interlaminar sukzessive zu Brüchen und verschiedensten Versagensursachen kommt.
- Bei früheren wissenschaftlichen Arbeiten ließ man sich zu sehr von den sehr erfolgreichen Fließkriterien für duktile metallische Werkstoffe leiten, anstatt das Spröbruchverhalten, wie es bei Hochleistungsverbundwerkstoffen zu sehen ist, für Bruchkriterien heranzuziehen.
- Experimente mit komplexen Spannungstensoren, mit denen die Gültigkeit von Bruchkriterien überprüft werden kann, sind sehr schwierig. Deshalb blieben die Schwächen mancher Bruchkriterien im Verborgenen.

2.1 Historische Betrachtung von Faserverbundwerkstoffen

Dieses Teilkapitel wurde inhaltlich von (EADS Composites Atlantic) übernommen. Die Geschichte von Verbundwerkstoffen reicht bis Jahrhunderte vor Christus zurück, wo man Lehmziegel mit Stroh versteifte und somit ein Verbundwerkstoff entstand. Das Stroh war dabei die Verstärkungsfaser und der Lehm war die Matrix. Es gibt des Weiteren noch einige Beispiele von historischen Verbundwerkstoffen. Dazu zählen z.B. Sperrholzplatten oder aber auch Stahlbeton, der schon mehr als 150 Jahre im Brücken- und Häuserbau zum Einsatz kommt. Über die Jahre wurden bei diesen Werkstoffen immer wieder neue Fasern und Matrixwerkstoffe entwickelt. Heute wird das Hauptaugenmerk vor allem auf die richtige Kombination von Faserwerkstoff und Matrixwerkstoff gelegt.

2.2 Unterscheidung von Faserverbundwerkstoffen

Das folgende Teilkapitel ist inhaltlich von (Graf, et al., 2010) entnommen. Es gibt eine Einteilung von Verbundwerkstoffen in vier übliche Typen.

Diese sind:

- **Faserverbund:** Werkstoffe, bei denen Fasern in einer Matrix eingebettet sind.
- **Schichtverbund:** Werkstoffe, die aus verschiedenen Schichten bestehen.
- **Teilchenverbund:** Werkstoffe, bei denen Teilchen in einer Matrix eingebettet sind.
- **Kombination aus den drei genannten Verbunden**

2.3 Verarbeitung von Faserverbundwerkstoffen

Dieses Teilkapitel ist inhaltlich an (Baumann, et al.) angelehnt. Bei der Verarbeitung unterscheidet man zwei verschiedene Faser-Verbunde. Das sind einerseits **Faser-Verbunde mit thermoplastischer Matrix** und andererseits **Faser-Verbunde mit duroplastischer Matrix**. Duroplastische Werkstoffe, auch Duromere genannt, sind im Gegensatz zu thermoplastischen Werkstoffen nach ihrer Aushärtung nicht mehr verformbar. Aufgrund der unterschiedlichen Matrixeigenschaften ergeben sich auch Unterschiede in der Verarbeitung.

2.3.1 Faser-Verbunde mit thermoplastischer Matrix

Auch hier gibt es wieder eine Unterscheidung der Verarbeitung in zwei Gruppen. Die Unterscheidung erfolgt dadurch, welche Faser zum Einsatz kommt.

- **Kurzfaserverstärkte Thermoplaste**
 - *Das Ausgangsmaterial der Matrix liegt in Granulatform vor und es wird ein Spritzgießverfahren angewandt.*
- **Langfaserverstärkte Thermoplaste**
 - *Wenn das Ausgangsmaterial in Plattenform vorliegt, wird Pressen in gekühlten Formen angewandt.*
 - *Wenn das Ausgangsmaterial in Granulatform oder als direktimprägnierter Roving vorliegt, wird ein Extrusionsverfahren angewandt.*

2.3.2 Faser-Verbunde mit duroplastischer Matrix

Es gibt eine Vielzahl von Verarbeitungsmethoden bei Vorliegen einer duroplastischen Matrix. Dabei kommen folgende Verarbeitungsverfahren zum Einsatz:

- **Verarbeitung in offenen Formen: „Nassverarbeitung“**
- **Injizieren von Harz (RTM & S-RIM)**
- **Vakuum bzw. Drucksack-Verfahren**
- **Verarbeitung von Prepregs**
- **Wickelverfahren**
- **Schleuderverfahren**
- **Kontinuierliche Verfahren (Plattenherstellung)**
- **Pressen (Kalt- und Heißpressen)**

Nachdem das Harzinjektionsverfahren für die Herstellung der Felge zum Einsatz kam, wird in dieser Arbeit auf dieses Verfahren genauer eingegangen. Für die Felgen, die im Realversuch getestet wurden, kam das sogenannte **RTM** (Resin Transfer Molding) Verfahren zum Einsatz.

2.3.2.1 Harzinjektionsverfahren

Dieses Teilkapitel basiert inhaltlich auf (EURO-RTM-GROUP) und (Baumann, et al.).

- RTM-Verfahren

Der erste Arbeitsschritt beim RTM-Verfahren ist das Einlegen der Verstärkungsfasern, die in Form von Endlosmatten, Rovings oder Geweben vorliegen, in eine zweigeteilte Form. Diese Verstärkungsfasern können unterschiedlicher Natur sein. Es können Naturfasern, Kohlefasern, Glasfasern und viele andere zum Einsatz kommen. Es besteht auch die Möglichkeit, Sandwichbauteile im RTM-Verfahren herzustellen. Dazu werden Sandwichmaterialien, wie Polyurethanschaum oder PVC-Schaum, verwendet. Nach dem Einlegen der Armierungsfasern und Sandwichstoffe wird die, meistens beheizte, Form geschlossen. Wenn die Form ausreichend fest verschlossen ist, wird über einen oder mehrere Ports das Harz/Härter-Gemisch in die Form gespritzt. Zuvor besteht noch die Möglichkeit die Form zu evakuieren, um den Harzfluss entscheidend zu verbessern. Unter evakuieren versteht man das Anlegen eines Vakuums an die Form. Einen Funktionsüberblick eines RTM Werkzeuges zeigt die Abbildung 2-1.

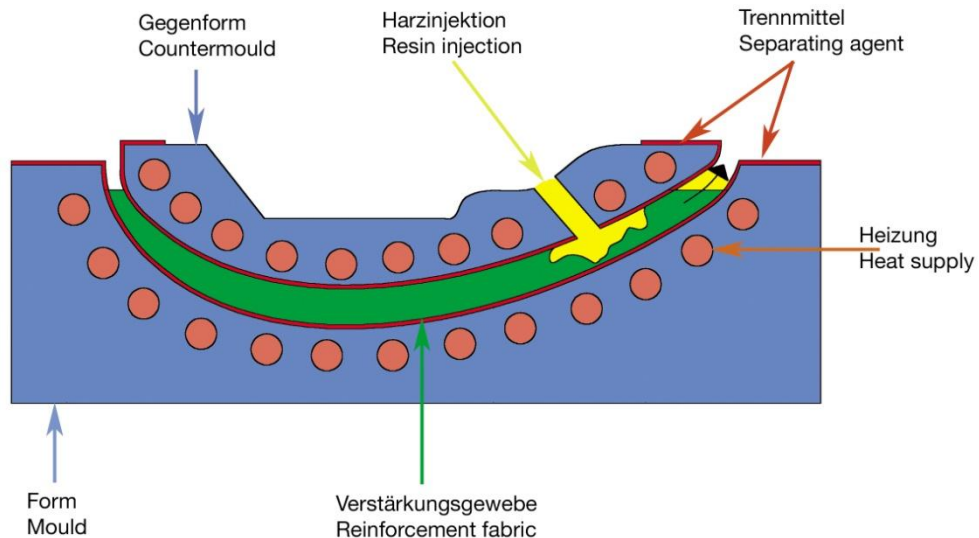


Abbildung 2-1: Funktionsüberblick einer RTM Anlage. (R&G Faserverbundwerkstoffe GmbH, 2010)

Vorteile:

- Eine Vielzahl von Harzsystemen kann verwendet werden. (Polyester-, Vinylester-, Epoxid-, oder Phenol-Harze)
- Herstellung von Teilen mit komplexer Geometrie
- Einhaltung enger fertigungstechnischer Toleranzen
- Beidseitiges Finish der Oberfläche ist möglich

Nachteile:

- Mischungsverhältnis der Komponenten (Harz und Härter) zirka 100:1
- Lange Trockenzeiten und dadurch geringe Taktfrequenz

- S-RIM-Verfahren

Unter S-RIM versteht man „**S**tructural-**R**eaktion **I**njection **M**olding“. Bei diesem Verfahren ist es möglich ein Mischungsverhältnis der Komponenten (Harz und Härter) von 1:1 zu erreichen. Die hochreaktiven Komponenten werden erst unmittelbar vor dem Einspritzen gemischt. S-RIM Systeme sind sehr schnell, deshalb kann damit eine hohe Taktfrequenz erreicht werden. Es sind Entformungen schon nach weniger als einer Minute möglich, jedoch herrschen in der Form höhere Drücke und somit muss die Form sehr stabil gebaut werden. Bei diesem Verfahren kommen in der Regel nur beheizte Formen zum Einsatz.

2.4 Mechanische Eigenschaften von Faserverbundwerkstoffen

In diesem Teilkapitel wird auf die mechanischen Eigenschaften von Werkstoffen, in denen längliche Verstärkungsfasern eingebettet sind, eingegangen. Es ist inhaltlich von (Rösler, et al., 2006) übernommen. Ein Beispiel dafür ist ein kohlefaserverstärkter Kunststoff (CFK), bei dem es zu einer Kombination von positiven Eigenschaften einer Epoxidmatrix mit eingelagerten Kohlenstofffasern kommt. In einem solchen faserverstärkten Kunststoff sorgen die Kohlenstofffasern für eine Erhöhung der Festigkeit und Steifigkeit, während die umgebende Matrix dem Verbundwerkstoff eine gewisse Duktilität verleiht und den Fasern vor punktuellen Lasten Schutz bietet. Ein Einsatz von möglichst langen Fasern als verstärkende Komponente ist darauf zurückzuführen, dass die Lastübertragung von der Matrix besonders effektiv ist, wenn sich der Verstärkungstoff in Längsrichtung über eine möglichst große Länge erstreckt.

2.4.1 Elastizität von Faserverbundwerkstoffen

Die Elastizität bzw. der Elastizitätsmodul hängt von den Eigenschaften der beiden, kombinierten Materialien und der Belastungsrichtung ab. Durch die häufig hohe Steifigkeit der Verstärkungsfasern, im Gegensatz zur relativ nachgiebigen Matrix, ergibt sich ein deutlich höherer Elastizitätsmodul des Verbundes in Längsrichtung, als quer dazu. In diesem Abschnitt werden zuerst nur die einfachen Fälle, in denen ein Werkstoff mit unidirektionalen Verstärkungsfasern in oder quer zur Faserrichtung belastet wird, aufgezeigt.

2.4.1.1 Parallelschaltung der Fasern

Wenn die Verstärkungsfasern parallel zur Belastung liegen, spricht man auch bei faserverstärkten Kunststoffen, analog zu Federschaltungen, von einer sogenannten „Parallelschaltung“. Ähnlich wie bei Federschaltungen gelten bestimmte Zusammenhänge auch bei Verbundwerkstoffen, z.B. dass die Dehnungen von Matrix und Faser gleich sein müssen. Der Index f steht für die Faser und der Index m für die Matrix. Die Spannungen in Fasern und Matrix können hingegen deutliche Unterschiede aufweisen.

$$\varepsilon_f = \varepsilon_m \quad (2.1)$$

$$\sigma_f \neq \sigma_m \quad (2.2)$$

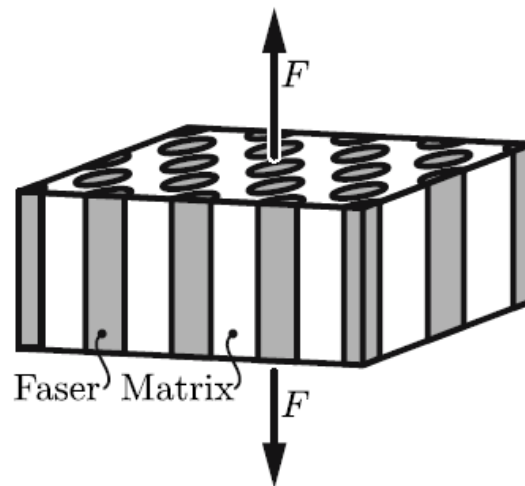


Abbildung 2-2: Anordnung von Faser und Matrix in Belastungsrichtung. (Rösler, et al., 2006)

Die Mischungsregel folgt aus der geometrischen Betrachtung mit Hilfe der Volumenanteile zu:

$$\sigma = \sigma_f f_f + \sigma_m f_m \quad (2.3)$$

$$f_m = 1 - f_f \quad (2.4)$$

Der Elastizitätsmodul eines Faserverbundwerkstoffes in Faserrichtung ergibt sich aus den Gleichungen (2.1), (2.3) und (2.4) zu:

$$E_{\parallel} = \frac{\sigma_{\parallel}}{\varepsilon_{\parallel}} = E_m f_m + E_f f_f = E_m (1 - f_f) + E_f f_f = E_m \left[1 + f_f \left(\frac{E_f}{E_m} - 1 \right) \right] \quad (2.5)$$

Der lineare Zusammenhang zwischen Elastizitätsmodul und Faservolumprozent, der sich aus der Gleichung (2.5) ergibt, ist in der Abbildung 2-3 dargestellt.

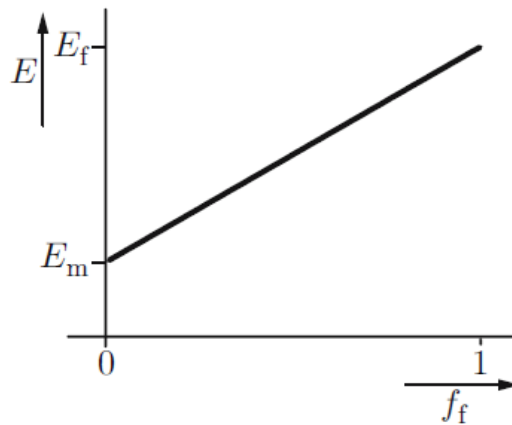


Abbildung 2-3: Abhängigkeit des Elastizitätsmoduls vom Faseranteil in Volumprozent bei Belastung in Faserrichtung. (Rösler, et al., 2006)

2.4.1.2 Reihenschaltung der Fasern

Der Begriff Reihenschaltung hat auch wie zuvor bei der Serienschaltung eine Verbindung zur Federntechnik. Bei der Reihenschaltung von Fasern, liegen die Fasern nicht parallel zur Belastungsrichtung sondern senkrecht dazu. Fasern werden hier als quer zur Belastungsrichtung ausgerichtete Platten angesehen, die sich über die komplette Breite des Werkstoffes erstrecken. Bei der Reihenschaltung von Fasern muss im Übergangsbereich von Faser und Matrix das Kräftegleichgewicht herrschen, sodass gilt:

$$\sigma_f = \sigma_m \quad (2.6)$$

Analog zu Federn können sich die Werkstoffe aber unterschiedlich verformen, sodass wiederum

$$\varepsilon_f \neq \varepsilon_m \quad (2.7)$$

gelten kann.

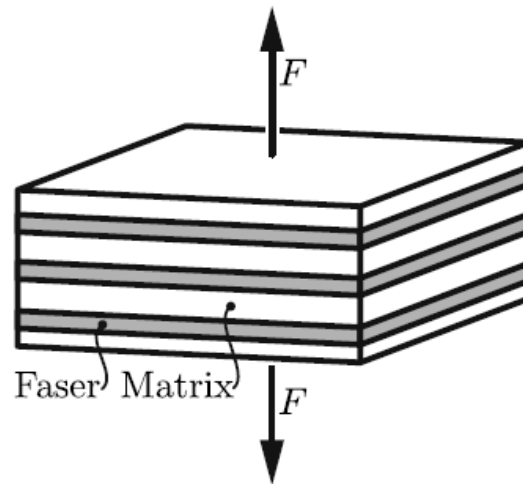


Abbildung 2-4: Anordnung von Faser und Matrix quer zur Belastungsrichtung. (Rösler, et al., 2006)

Bei der Reihenschaltung von Fasern gilt folgende Mischungsregel:

$$\varepsilon = \varepsilon_f f_f + \varepsilon_m f_m \quad (2.8)$$

$$f_m = 1 - f_f \quad (2.9)$$

Wird das Hooke'sche Gesetz auf Gleichung (2.6) angewandt so ergibt sich:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E_f} f_f + \frac{\sigma}{E_m} f_m = \frac{\sigma}{E_f} f_f + \frac{\sigma}{E_m} (1 - f_f) = \sigma \frac{E_m f_f + E_f (1 - f_f)}{E_f E_m} \quad (2.10)$$

Mit $E = \sigma/\varepsilon$ gelangt man nach einfacher Umformung zum Elastizitätsmodul eines quer zur Faser beanspruchten Verbundwerkstoffes.

$$E_{\perp} = \frac{E_m}{1 + f_f \left(\frac{E_m}{E_f} - 1 \right)} \quad (2.11)$$

Der Verlauf des Elastizitätsmoduls über den Faservolumenanteil, der sich aus der Gleichung (2.11) ergibt, ist in der Abbildung 2-5 dargestellt.

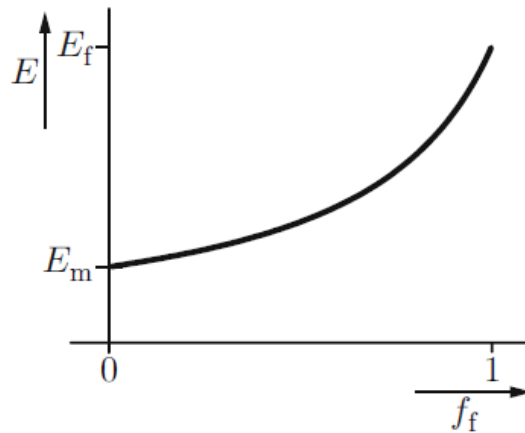


Abbildung 2-5: Abhängigkeit des Elastizitätsmoduls vom Faseranteil bei Belastung quer zur Faserrichtung.
(Rösler, et al., 2006)

Eine Gegenüberstellung von Elastizitätsmodulen mit unterschiedlicher Faseranordnung ist in Abbildung 2-6 ersichtlich. Hier sieht man deutlich, dass die Reihenschaltung erst mit sehr großen Faseranteilen einen höheren Elastizitätsmodul erreichen kann. Dadurch kommt bei solchen Werkstoffen der Belastungsrichtung und der Faserausrichtung eine große Bedeutung zu.

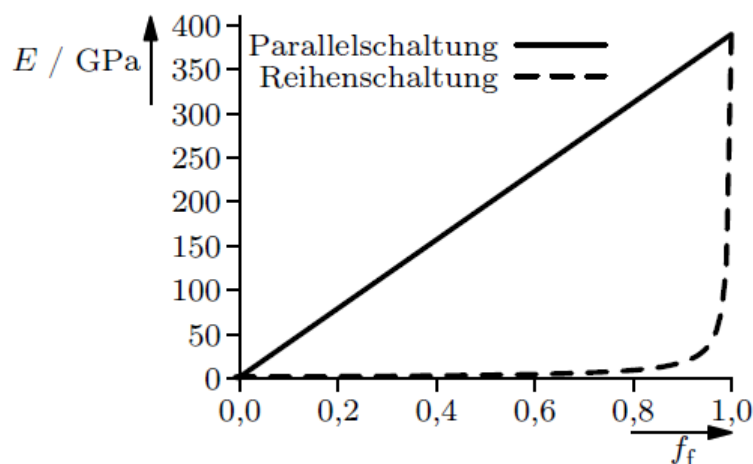


Abbildung 2-6: Elastizitätsmodule in einem Faserverbundwerkstoff für unterschiedliche Faseranordnungen
(Rösler, et al., 2006)

2.4.2 Plastizität und Versagen von Verbundwerkstoffen

Wie zuvor schon erläutert, sind die elastischen Eigenschaften von Faserverbundwerkstoffen mit Hilfe der Mischungsregel sehr einfach zu erklären. Bei der Plastizität und vor allem beim Versagen von solchen Werkstoffen, lassen sich nicht mehr so einfache Aussagen treffen, wie zu Beginn dieses Abschnitts, wo der einfache Fall mit unendlich langen Fasern in einer Matrix beschrieben wird. Anschließend wird genauer auf die Kraftübertragung zwischen Fasern und Matrix bei endlich langen Fasern eingegangen. Weiters soll eine Aussage getroffen werden, wie dies die Bruchzähigkeit und das Versagensverhalten des Werkstoffes beeinflusst.

2.4.2.1 Zugbelastung bei unendlich langen Fasern

Zunächst wird von dem vereinfachten Fall, wie er schon in Abbildung 2-2 dargestellt ist, ausgegangen, bei dem die Fasern exakt parallel zur angelegten Kraft verlaufen. Effekte an den Faserenden müssen also nicht berücksichtigt werden. Kein Problem besteht hier auch bei der Kraftübertragung zwischen Faser und Matrix, denn die Fasern werden durch die Kraft direkt belastet. Weiters wird Homogenität der Fasern angenommen, d.h. alle Fasern besitzen die exakt gleiche Festigkeit und haben denselben Durchmesser.

Zu einem Werkstoffversagen kommt es dann, wenn entweder die Faser oder die Matrix die Fließ- oder Bruchgrenze erreicht. In diesem speziellen Fall kann die Gleichung (2.3) verwendet werden:

$$\sigma = \sigma_f f_f + \sigma_m f_m \quad (2.12)$$

Im Gegensatz zur Gleichung (2.3) wird hier entweder für σ_f die Fließ- oder Bruchspannung der Faser bzw. für σ_m die Fließ- oder Bruchspannung der Matrix eingesetzt, da hier das Versagen des Verbundwerkstoffes von Interesse ist.

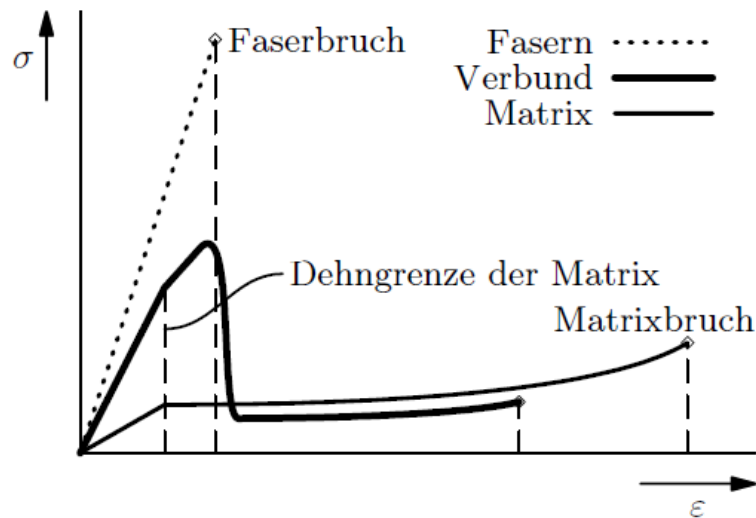


Abbildung 2-7: Schematisches Spannungs-Dehnungs-Diagramm eines faserverstärkten Kunststoffes
(Rösler, et al., 2006)

Die Mischregel birgt in diesem Fall, auch bei den schon getroffenen Vereinfachungen, noch immer Fehler in sich. Die Fließspannung im Matrixwerkstoff kann durch die Faser in verschiedenster Hinsicht beeinflusst werden. Für den Elastizitätsmodul trifft diese Mischungsregel eher zu, da dieser auf Effekte, bei denen die Faser den Matrixwerkstoff beeinflusst, relativ unempfindlich reagiert.

Bei weiterer Betrachtung der Gleichung (2.12) muss unterschieden werden bei welchem Werkstoff, Matrix oder Faser, zuerst Versagen eintritt. Aufgrund der gleichen Dehnung bei Parallelschaltungen wird hier zuerst der Werkstoff mit geringerer Bruchdehnung versagen. Neben dem ideal betrachteten Werkstoffaufbau treten in der Realität noch weitere Effekte auf, wie die Kraftübertragung zwischen Faser und Matrix bei endlich langen Fasern. Dies kann (Rösler, et al., 2006) entnommen werden. Dort wird darauf eingegangen wie die Kräfteübertragung zwischen Faser und Matrix an den Grenzflächen erfolgen kann.

2.4.2.2 Rissausbreitung in Faserverbundwerkstoffen

Bei einer Vielzahl von Faserverbundwerkstoffen mit einer sehr spröden Matrix, wie es z.B. bei einem Keramikmatrix-Verbundwerkstoff der Fall ist, ist das Ziel, durch die Verstärkung die Bruchzähigkeit zu erhöhen und nicht die Steigerung der Festigkeit. In einem solchen Werkstoff ist die Bruchdehnung der Matrix in der Regel kleiner als die der Faser, sodass es bei Laststeigerung zu einem Riss und danach zu einem Risswachstum in der Matrix kommt.

Wie in der Abbildung 2-8 ersichtlich, breiten sich Risse in der Matrix aus, bis sie auf die Faser treffen. Voraussetzung um die Gesamtbruchzähigkeit des Verbundes gegenüber der Matrix

zu steigern ist, dass die Faser nicht spröde bricht, wenn sie der Riss erreicht. Eine Möglichkeit besteht darin, dass nicht die Faser, sondern die Grenzfläche zwischen Faser und Matrix versagt und es zu einem Ablösen von Faser und Matrix kommt.

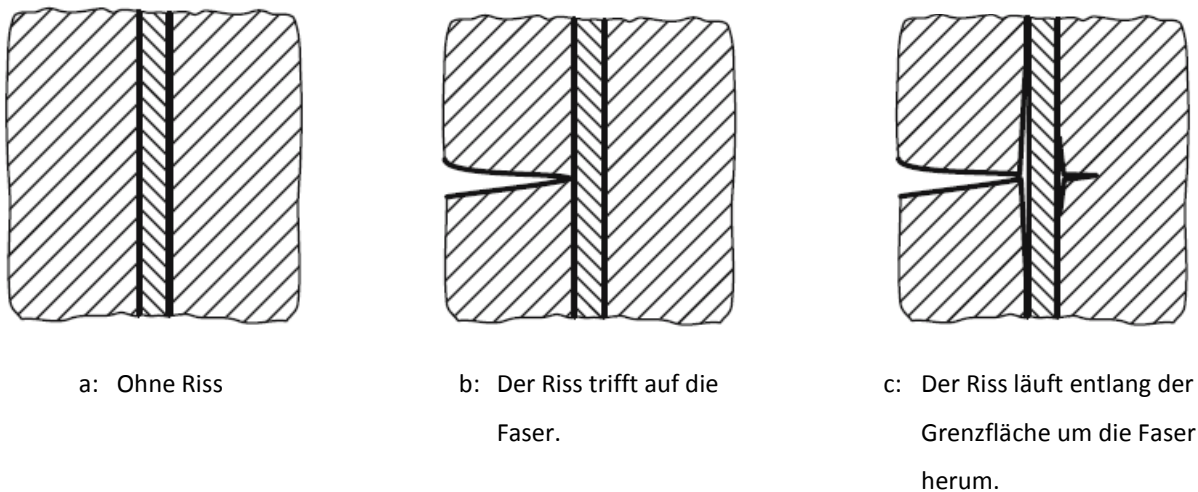


Abbildung 2-8: Rissausbreitung quer zur Faser bei einem Faserverbundwerkstoff mit spröde brechender Matrix. (Rösler, et al., 2006)

Wenn die Bruchzähigkeit der Grenzfläche klein genug ist, breitet sich der Riss in der Grenzfläche aus und die Faser löst sich von der Matrix. Ein Herumlaufen des Risses um die Faser ist möglich und er kann sich weiter ausbreiten. Durch die Verlängerung des Risspfades ergibt sich eine Steigerung des Risswiderstands. Entscheidend für die Erhöhung dieses Widerstands ist, dass die Fasern den Riss überbrücken, nachdem die sogenannte Risspitze die Faser umlaufen hat. Diese Überbrückung des Risses ist in Abbildung 2-8 und Abbildung 2-9 dargestellt.

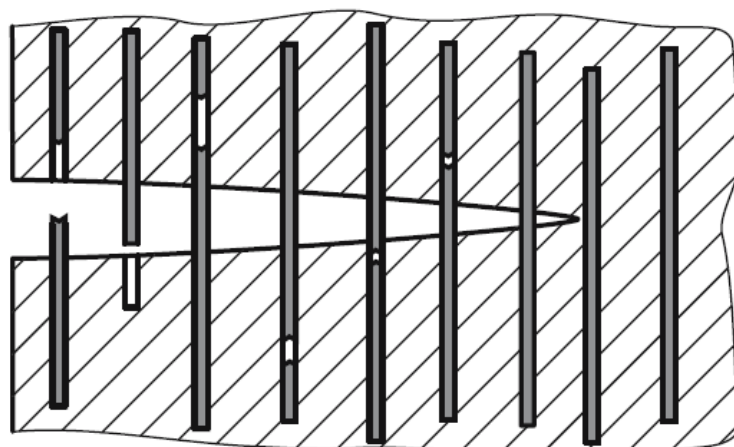


Abbildung 2-9: Riss in einem Faserverbundwerkstoff der von den Fasern überbrückt wird. (Rösler, et al., 2006)

Die Fasern können dabei noch weiterhin Last übertragen und erschweren das weitere Öffnen des Risses. Durch die Lastüberbrückung zwischen den beiden Rissflanken, welche nur von den Fasern übernommen wird, tritt ein Spannungsmaximum in den Fasern im Riss auf. Diese Spannungsspitze muss an beiden Seiten der Rissflanke wieder in die Matrix geleitet werden. Diese Einleitung der Spannung zurück in die Matrix erfolgt über die sogenannte kritische Faserlänge. Die halbe kritische Faserlänge ist in Abbildung 2-10 als $l/2$ dargestellt. Ist die Spannungsspitze an dieser Stelle höher als die Bruchspannung, tritt Faserbruch ein. Die Faser bricht dann an einer Stelle mit möglichen Schwachstellen, z.B. dort, wo ein Oberflächendefekt oder eine Verringerung des Faserquerschnitts vorliegt. Dies ist der Grund warum es nicht unmittelbar im Bereich des Spannungsmaximums zum Bruch kommen muss. Der Bruch kann auch in einem Bereich sein, indem die Faser wieder von Matrix umgeben ist, die Spannung aber noch immer erhöhte Werte aufweist. Die mittlere Entfernung der Bruchstelle zur Rissflanke ist dabei direkt proportional zur kritischen Faserlänge. Wenn es in der Faser zum Bruch kommt und das in der Matrix verbleibende Faserteilstück kleiner als die kritische Faserlänge ist, sodass es zu einer Abnahme der Faserspannung kommt, bricht die Faser nicht erneut, sondern wird aus der Matrix herausgezogen.

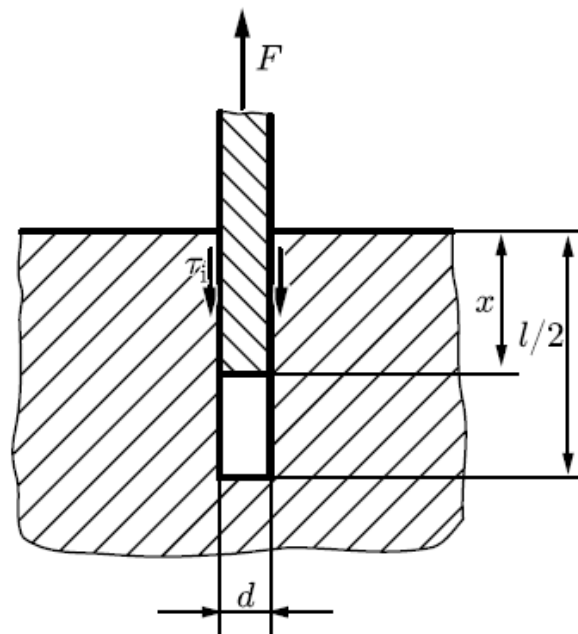


Abbildung 2-10: Faser-Pull-Out aus der Matrix mit der dazugehörigen Schubspannung, mit $l/2$ als halber kritischer Faserlänge und d als Faserdurchmesser. (Rösler, et al., 2006)

Dieser Vorgang ist unter „Faser-Pull-Out“ bekannt, wobei noch immer Arbeit gegen die rückhaltende Schubspannung verrichtet wird. Ein „Faser-Pull-Out“ und die dazugehörigen

Schubspannungen sind in Abbildung 2-10 sichtbar. Ist die Faserlänge, die sich in der Matrix befindet kleiner als die kritische Faserlänge, kommt es, anstatt eines Faserbruchs, direkt zum „Faser-Pull-Out“.

Abbildung 2-11 zeigt ein schematisches Spannungs-Dehnungs-Diagramm für einen faserverstärkten Werkstoff. Bei der Spannung σ_0 treten erste Risse in der Matrix auf. Die Belastung kann aber noch weiter gesteigert werden. Das ist möglich weil die Fasern, welche die Risse überbrücken, noch eine größere Belastung aufnehmen können, bis es schließlich zum Bruch der Fasern kommt.

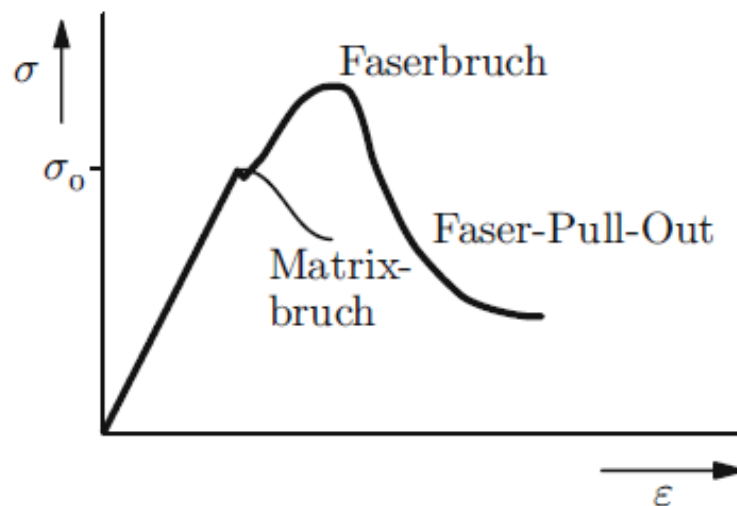


Abbildung 2-11: Schematisches Spannungs-Dehnungs-Diagramm eines faserverstärkten Werkstoffes mit Matrixbruch, Faserbruch und Faser-Pull-Out. (Rösler, et al., 2006)

2.5 Einsatz von Faserverbundwerkstoffen im KFZ-Bereich

Teile dieses Kapitels wurden inhaltlich von (Zepf, 1997) übernommen. Es gibt zwei große Gesichtspunkte, die für den Einsatz von Faserverbundwerkstoffen im KFZ-Bereich ausschlaggebend sind. Einerseits ist das hohe Leichtbaupotential von Faserverbundwerkstoffen zu sehen, andererseits die immer kostengünstigere Produktion von Faserverbundteilen. Bei der Vorgabe, Teile möglichst leicht zu bauen, schneiden besonders sogenannte HL-FVW (Hochleistungs-Faserverbundwerkstoffe), wie es kohlefaserverstärkte Verbundwerkstoffe sind, hervorragend ab. Das Leichtbaupotential von solchen Faserverbundwerkstoffen übersteigt auch bei Forderung von gleicher Steifigkeit

jenes von Aluminium deutlich. Der zweite Gesichtspunkt den es zu beachten gilt, ist jener der Wirtschaftlichkeit. Besonders im KFZ-Bereich spielen Kosten eine äußerst wichtige Rolle. Das ist der Grund, warum es bislang zu keinem nennenswerten Einsatz von Faserverbundwerkstoffen in diesem Marktsegment kam. Durch laufend sinkende Produktionskosten und immer neu entwickelte Herstellverfahren von KFZ-Bauteilen aus Verbundwerkstoffen konnten in den letzten Jahren vor allem kohlefaserverstärkte Verbundwerkstoffe im Automobilssektor stark zulegen. Hochleistungsfaserverbundwerkstoffe sind unter allen möglichen Werkstoffen, die im KFZ-Bereich eingesetzt werden, die teuersten. Es gibt jedoch trotzdem Gründe, warum zum Beispiel großflächige Strukturbauteile, welche aus Stahl hergestellt wurden, durch HL-FVW ersetzt werden.

Im Folgenden werden Gründe definiert, warum ganz allgemein teure Werkstoffe dennoch ihren Einsatz finden.

- **1. Grund:** *Der Werkstoff besitzt keine Konkurrenz aus physikalischen Gründen. Diese Voraussetzung erübrigt eine wirtschaftliche Betrachtung des Werkstoffes.*

Ein gutes Beispiel zur Erklärung der physikalischen Konkurrenzlosigkeit ist das Schneiden eines harten Werkstoffes. Ein bestimmter Werkstoff kann nur mit einem härteren Werkstoff geschnitten werden und es spielt der Kostenfaktor keine Rolle mehr.

In Bezug auf Faserverbundwerkstoffe kann die große Belastbarkeit ohne auftretende plastische Verformung genannt werden. Es gibt somit auch Anwendungen bei denen Faserverbundwerkstoffe Einsatz finden würden wenn sie im Gegensatz zu anderen Werkstoffen einen wesentlich höheren Preis hätten.

Der Zusammenhang zwischen Gewicht und Steifigkeit von Bauteilen spricht für den Einsatz von Faserverbundwerkstoffen. Bei vorgegebener Steifigkeit kann derzeit mit Hochleistungsfaserverbundwerkstoffen das größte Leichtbaupotential realisiert werden.

- **2. Grund:** *Die technischen Funktionen lassen sich durch keinen anderen Werkstoff gleichwertig erfüllen.*

Als Beispiel sind eine Gewichtsminimierung und die elastische Deformation bei leichten Stößen von Bauteilen aus Verbundwerkstoffen zu erwähnen.

- **3. Grund:** *Die Bauweise aus Faserverbundwerkstoffen ist im Kostenvergleich unmittelbar konkurrenzfähig.*

Durch neue Herstellverfahren von Bauteilen für den KFZ-Bereich sinken die Stückkosten für Faserverbundbauteile ständig. Erst dadurch werden solche Werkstoffe in diesem Bereich interessant.

- **4. Grund:** *Die Bauweise aus Faserverbundwerkstoffen ist zwar teuer, aber diese Kostennachteile werden durch Senkung von Kosten im Betrieb kompensiert.*

Ein weiteres Argument, welches indirekt aus der Gewichtsreduzierung herrührt, ist der Ökologiefaktor. Durch die Gewichtsreduzierung kann eine wesentliche Verbrauchsreduktion erreicht werden. Bei Nutzfahrzeugen können nicht nur der Treibstoffverbrauch gesenkt, sondern auch die Nutzlast gesteigert werden. Durch deutliche Steigerung der Energiekosten werden sich immer höhere Investitionen in den Leichtbau lohnen. Es muss aber bei einer ökologischen Betrachtung auch die Herstellung und die Entsorgung bzw. das Recycling von Faserverbundwerkstoffen miteinbezogen werden, wo es unter Umständen zu Nachteilen dieser Werkstoffe im Gegensatz zu gängigen Materialien kommen kann.

2.6 Aufbau von Bauteilen aus Faserverbundwerkstoffen

Es gibt mehrere Möglichkeiten wie Bauteile aus Faserverbundwerkstoffen aufgebaut sein können. Dies wurde bereits zuvor in Kapitel 2.2 kurz vorgestellt. In diesem Abschnitt wird speziell auf die unterschiedlichen Möglichkeiten, wie ein Schichtaufbau realisiert werden kann, eingegangen.

Wie in Abbildung 2-12 ersichtlich, wechseln sich bei einem Bauteil mit Schichtaufbau immer jeweils eine Lage Faser und eine Schicht Matrix ab. Schwarz stellt die Faser und weiß die Matrix dar.

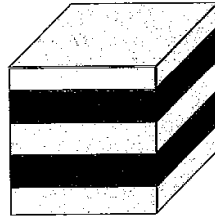


Abbildung 2-12: Prinzipdarstellung eines Schichtaufbaus von Faser und Matrix (Baumann, et al.)

Im Folgenden werden mehrere Möglichkeiten, wie die Faserschicht aufgebaut sein kann, beschrieben.

- **Wirrfaserverstärkung**

Die Faserschicht besteht in diesem Fall entweder aus einer Wirrfasermatte oder einer Vlieseinlage. Eine Wirrfasermatte ist in Abbildung 2-13 abgebildet. Es ist die vollkommen wirre Anordnung der einzelnen Fasern gut ersichtlich. Durch diese Anordnung der Fasern ergibt sich in der Laminebene ein quasiisotropes Werkstoffverhalten. Der Nachteil eines solchen Laminates ist die geringe Steifigkeit und Festigkeit. Diese ergibt sich aufgrund der großen Leerräume zwischen den Fasern, die mit Harz gefüllt werden und den Faseranteil senken.

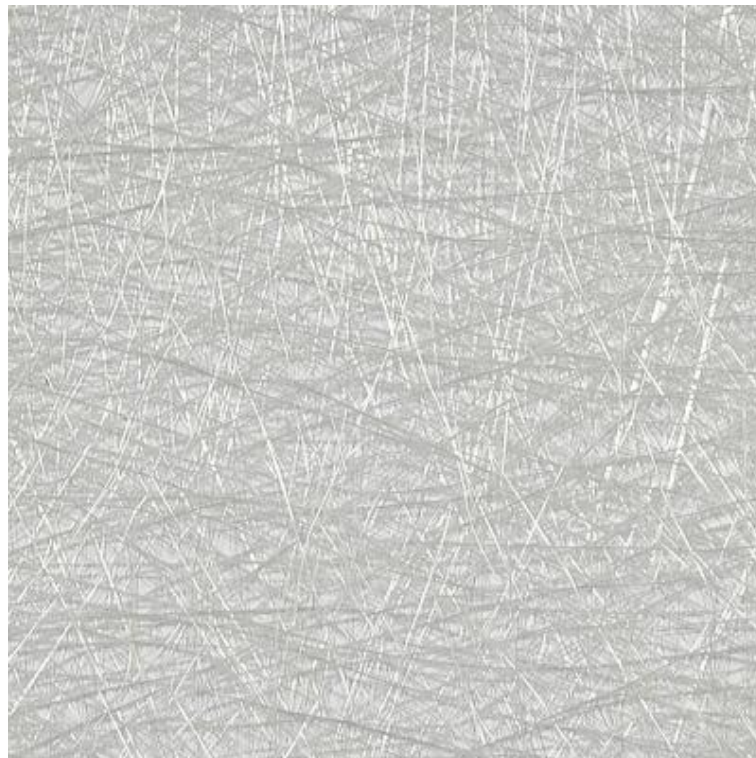


Abbildung 2-13: Wirrfasermatte mit ungerichteten Glasfasern (KROSGLOSS, 2007)

- **Verstärkung mit gerichteten Fasern**

Teile dieses Kapitels stammen inhaltlich von (R&G Faserverbundwerkstoffe GmbH, 2010).

Bei der Verstärkung durch gerichtete Fasern gibt es wieder mehrere Möglichkeiten der Ausführung. Dies geht von der Einzelfaserverstärkung über Gewebe bis hin zu speziellen Gelegen.

Einzelfaserverstärkung

Es kann eine einzelne Stelle durch sogenannte Rovings verstärkt werden. Ein Roving ist ein Bündel aus einzelnen Verstärkungsfasern. Abbildung 2-14 zeigt einen Roving im Rohzustand bevor er verarbeitet wird. Mit einem solchen werden Stellen hoher Belastung verstärkt, da damit sehr hohe Faseranteile erreicht werden können. Ein weiteres Einsatzgebiet von Rovings sind Stellen, an denen sich aufgrund von kleinen Radien, Fehlstellen bilden würden. Dort werden diese eingelegt um Harzansammlungen oder Lufteinschlüsse zu vermeiden.



Abbildung 2-14: Kohlefaserroving zur Verarbeitung aufgerollt (R&G Faserverbundwerkstoffe GmbH)

Gewebe

Eine Gewebelage ist wie in Abbildung 2-15 ersichtlich aufgebaut. Charakteristisch für Gewebe ist der wellige Faserverlauf. Dieser Faserverlauf birgt einige Schwächen in sich. Dazu zählt, dass die Fasern aufgrund ihrer Welligkeit nicht exakt in Längsrichtung belastet werden können und sich in den Faserkreuzungen ein erhöhter Harzanteil ergibt. Diese Faktoren minimieren die maximal mögliche Festigkeit und Steifigkeit des Werkstoffes.

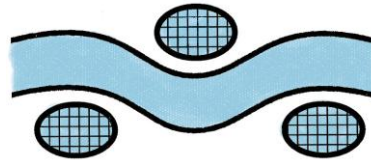


Abbildung 2-15: Prinzipieller Aufbau einer Gewebeschicht
(R&G Faserverbundwerkstoffe GmbH, 2010)

Gelege

Bei einem Gelege sind die Verstärkungsfasern gestreckt und sie können exakt in Längsrichtung belastet werden. Ein prinzipieller Aufbau eines Geleges ist in Abbildung 2-16 dargestellt. Bei Gelegen ergeben sich gegenüber Geweben einige Vorteile, wie die erhöhte Festigkeit und Steifigkeit aufgrund der Belastung in Längsrichtung der Fasern und der geringere Harzanteil. Aufgrund des höheren möglichen Faseranteils verbessern sich auch noch die Schlagfestigkeit und die Härtungsschwindigkeit.

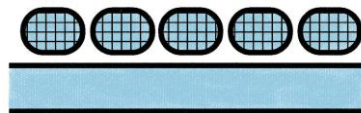


Abbildung 2-16: Prinzipieller Aufbau einer Gelegesicht
(R&G Faserverbundwerkstoffe GmbH, 2010)

Eine spezielle Ausführung eines Geleges ist das sogenannte Multiaxialgelege. Der Aufbau eines solchen Geleges sieht man in der Abbildung 2-17.

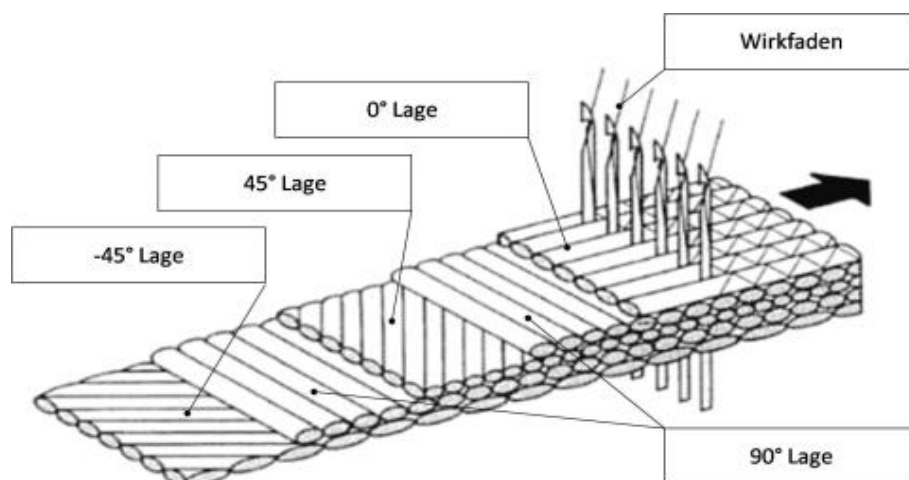


Abbildung 2-17: Aufbau und Winkel in einem Multiaxialgelege
(Deutsche Forschungsgemeinschaft RWTH AACHEN)

Die Besonderheit eines solchen Geleges ist der Aufbau von mehreren Lagen mit unterschiedlichsten Winkeln, die zu einem einzigen Gelege vernäht werden. Das Vernähen findet mit Bindfäden (Wirkfäden) statt, die entweder im Material verbleiben oder sich während des Aushärtens durch Hitze auflösen. In der Abbildung sind auch die Winkel der Lagen eines Geleges ersichtlich. 0° bezeichnet die Faserhaupttrichtung parallel zur Herstellungsrichtung, von der aus die Winkel aller anderen Lagen bezeichnet werden.

Der Einfluss der verschiedenen Webarten auf die Festigkeit ist in der Abbildung 2-18 deutlich erkennbar. Es erhöht sich von einer Wirrfasermatte ausgehend, über Gewebe bis hin zu unidirektionalen Gelegen (UD-Gelegen) der Verstärkungsgrad aufgrund des höher möglichen Faseranteils. Dieser erhöhte Faseranteil verbessert die mechanischen Eigenschaften, so dass sich für UD-Gelege mit hohem Faseranteil die besten festigkeitstechnischen Eigenschaften ergeben.

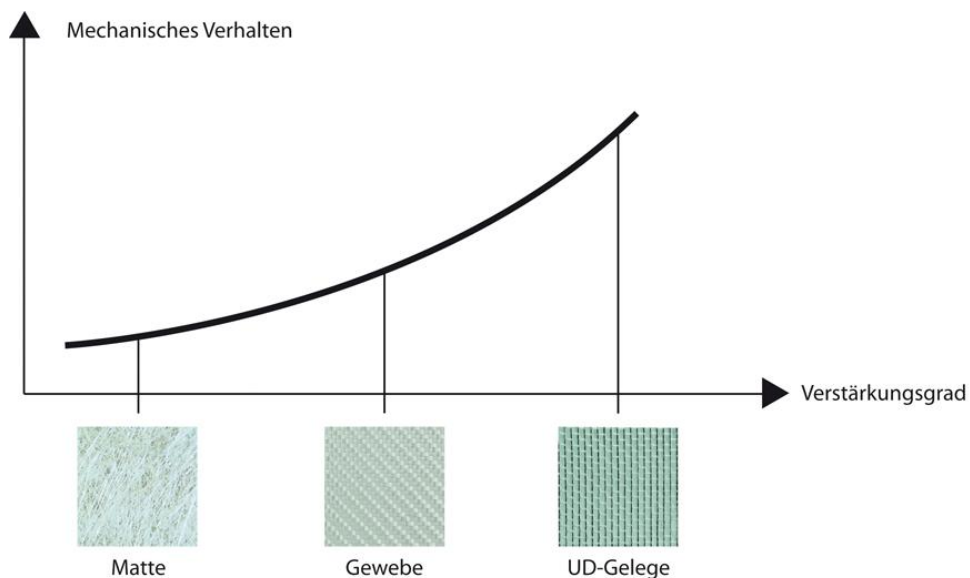


Abbildung 2-18: Einfluss von unterschiedlichen Webarten auf die Festigkeit von Faserverbundwerkstoffen.

(R&G Faserverbundwerkstoffe GmbH, 2010)

3 Aufbau der CFK-Aluminium Hybridfelge

In diesem Kapitel wird der Aufbau, der in dieser Arbeit betrachteten CFK-Aluminium Hybridfelge, beschrieben. Besonderes genau wird auf die Felgenschüssel aus Kohlefaserverbundwerkstoff eingegangen. Hier werden auch die verwendeten Rohmaterialien und deren Eigenschaften erläutert.

Die Abbildung 3-1 zeigt den grundsätzlichen Aufbau der kompletten Felge samt Einteilung in bestimmte Bereiche. Bei der Felge R20_020_000 besteht der gefräste Stern aus einer untereutektischen Aluminium-Silizium-Legierung.

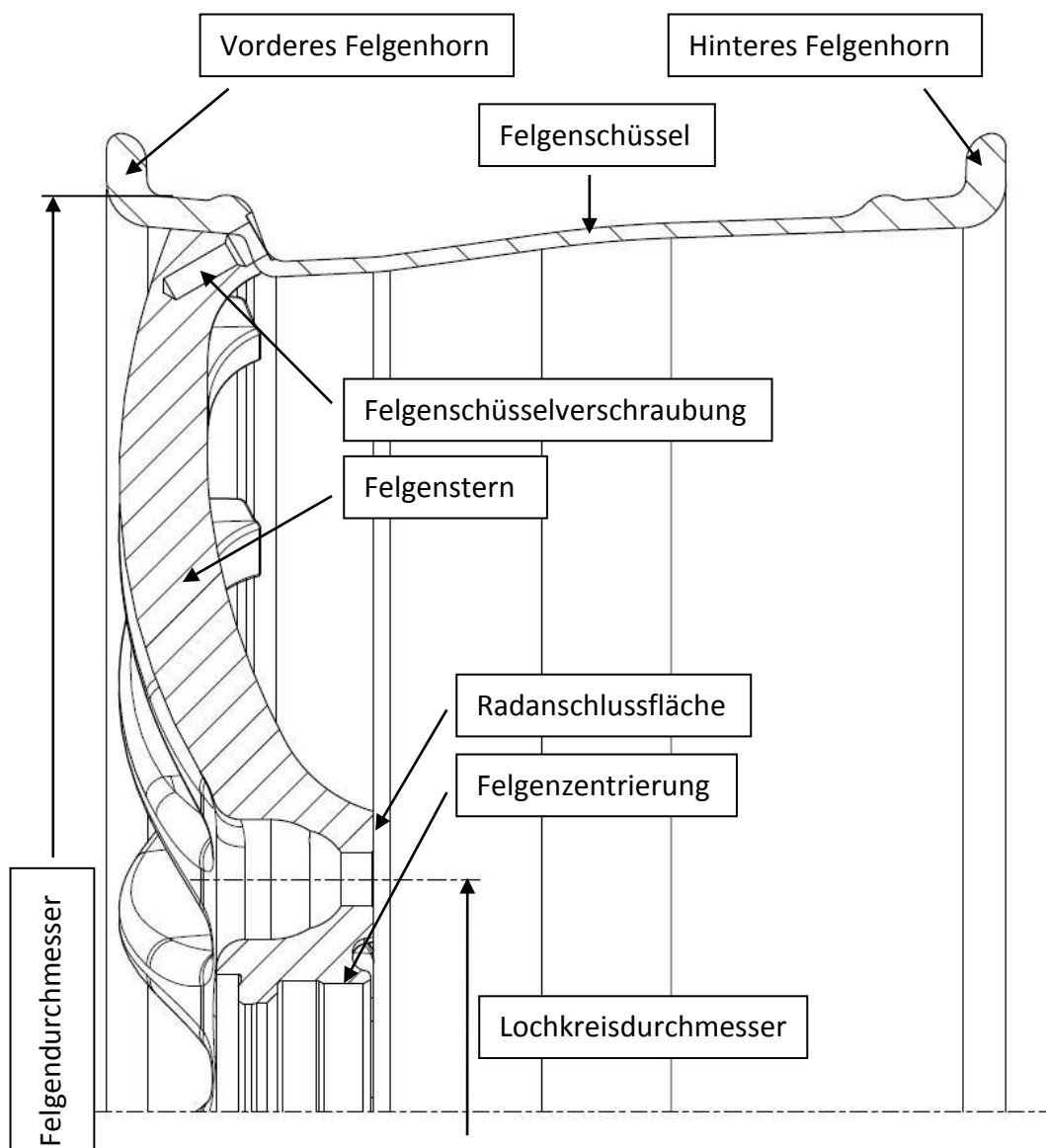


Abbildung 3-1: Konstruktion und Aufbau der R20_020_000 CFK-Al-Hybridfelge.

3.1 Aufbau der Felgenschüssel

Für die Herstellung des Felgenbettes wurden verschiedene Gewebe und Gelege verwendet. Als erste Schicht wurde eine Prepreg-Sichtlage mit einem Faserwinkel von $\pm 45^\circ$ zur axialen Faserhaupttrichtung verwendet. Unter einem Prepreg versteht man ein vorimprägniertes Gewebe oder Gelege. Dabei ist die Lage bereits vor der Verarbeitung mit einem Harz/Härter-Gemisch getränkt. Je nach Beanspruchung und Stelle am Felgenhorn wurden Bereiche der Felge mit unterschiedlicher Lagenanzahl der unidirektionalen Fasermatte und gegebenenfalls auch mit einem Roving ausgebildet. Dadurch ergab sich folgender Lagenaufbau, wie in Abbildung 3-2 ersichtlich, der später in der Simulation nachgebildet werden musste.

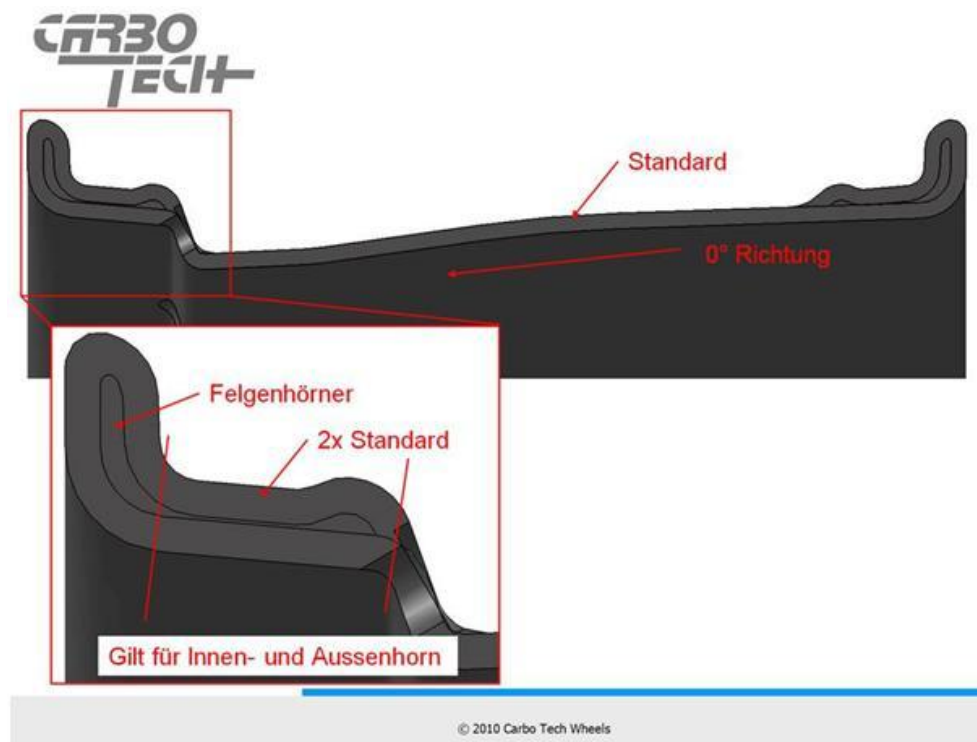


Abbildung 3-2: Lagenaufbau der Felge R20_020_000 mit Standardaufbau, 2xStandardaufbau und Aufbau für die Felgenhörner. (CTW)

Die Standardlage besteht aus sechs Lagen mit den Winkeln 0° , $+67^\circ$ und -67° und einer Sichtlage mit $\pm 45^\circ$. Der Standardaufbau ist in der Tabelle 3-1 detailliert dargestellt.

Standardaufbau	Thickness [mm]	Orientation
1. Lage	0,225	$\pm 45^\circ$
2. Lage	0,265	-67°
	0,265	0°
	0,265	$+67^\circ$
3. Lage	0,265	-67°
	0,265	0°
	0,265	$+67^\circ$
4. Lage	0,265	-67°
	0,265	0°
	0,265	$+67^\circ$
5. Lage	0,265	-67°
	0,265	0°
	0,265	$+67^\circ$
6. Lage	0,265	-67°
	0,265	0°
	0,265	$+67^\circ$

Tabelle 3-1: Standardlagenaufbau mit Schichtstärken und Winkelorientierung

In der Tabelle ist sichtbar, dass die unidirektionalen Lagen, das sind die Lagen drei bis sechs, wiederum aus drei Einzellagen bestehen.

Die doppelte Standardlage ist ein symmetrisch gespiegelter Standardlagenaufbau mit einer 90° Lage um welche die Standardlage gespiegelt wird. Den doppelten Standardlagenaufbau zeigt die Tabelle 3-2.

2xStandardaufbau	Thickness [mm]	Orientation
1. Lage	0,225	±45°
2. Lage	0,265	-67°
	0,265	0°
	0,265	+67°
3. Lage	0,265	-67°
	0,265	0°
	0,265	+67°
4. Lage	0,265	-67°
	0,265	0°
	0,265	+67°
5. Lage	0,265	-67°
	0,265	0°
	0,265	+67°
6. Lage	0,265	-67°
	0,265	0°
	0,265	+67°
7. Lage	0,15	90°
symmetrisch		

Tabelle 3-2: Doppelter Standardlagenaufbau mit Schichtstärken und Winkelorientierung

In den Felgenhörnern befinden sich des Weiteren Rovings zur Verbesserung der Steifigkeit der Felge.

3.2 Sichtgewebe

Bei dem Sichtgewebe, also jener Lage, die für den Betrachter der Felge bei montiertem Reifen sichtbar ist, wird ein Prepreg-Laminat verwendet. Dieses weist eine ±45° Orientierung auf, was auf rein optische Gründe zurückzuführen ist. Aufgrund des geringen Flächengewichts hat diese Lage auch keinen großen Einfluss auf die Gesamtfestigkeit und Gesamtsteifigkeit der Felge.

3.3 Unidirektionale Fasermatten

Bei den unidirektionalen Fasermatten handelt es sich um ein TRIAXIAL-CARBON-GELEGE welches wie folgt aufgebaut ist:

Konstruktion	Flächengewicht [g/m ²]	Toleranz +/- [%]	Material	Strangfeinheit tex
-67°	290	5	Carbon	24K T620
0°	259	5	Carbon	24K T620
+67°	250	5	Carbon	24K T620
Nähfäden:	9	5	Grilon 80	

Tabelle 3-3: Aufbau der UD-Fasermatte mit Flächengewichten, Toleranzen und Strangfeinheiten. (CTW)

In der Tabelle 3-4 sind die materialspezifischen Daten des Faserwerkstoffes, der bei der Herstellung der UD-Fasermatten zum Einsatz kam, eingetragen.

Measured characteristics	Unit	min.	max.
Tensile strength	MPa	3920	-
Young modulus	GPa	228	243
Elongation at break	%	1,6	-
Mass per unit length	g/1000mm	1800	1900
Density	g/cm ³	1,73	1,81
Sizing amount	%	0,8	1,6

Tabelle 3-4: Materialeigenschaften der Fasern, die für die UD-Fasermatten verwendet wurden.
(TORAYCA/CTW)

3.4 Harz und Härter

Bei dem verwendeten Harz und dem verwendeten Härter handelt es sich um ein UV-stabilisiertes, phenolfreies, mittelviskoses RIM-/RTM-Epoxy System. Dieses Harz/Härter-System zeichnet sich durch seine hervorragende Haftung auf Glas-, Carbon-, und Aramidgeweben aus. Das Endprodukt zeigt eine hohe Schlagfestigkeit und gute Hitzebeständigkeit. In der Tabelle 3-5 sind die wichtigsten mechanischen Eigenschaften der verwendeten Harz/Härter-Kombination zusammengefasst.

Mechanische Eigenschaften Harz/Härter System		
Zugfestigkeit	MPa	zirka 75
E-Modul aus Zugprüfung	GPa	zirka 3,3
Bruchdehnung	%	zirka 3,1
Biegefestigkeit	MPa	zirka 106

Tabelle 3-5: Materialeigenschaften des Harz/Härter-Systems. (Graf Epoxy Specials/CTW)

4 Anforderungen und Prüfungen von Rädern für PKW

Die Anforderungen für die Prüfung von Rädern wurden von den Vertretern der deutschen Automobilhersteller wie Audi AG, BMW AG, Daimler AG, Porsche AG und Volkswagen AG erarbeitet. Den Automobilherstellern steht es jedoch immer frei, die in den technischen Lieferbedingungen vorgeschlagenen Prüfungen jederzeit zu erweitern und zusätzliche Prüfungen zu fordern. Prüfungen unterliegen im Allgemeinen immer einer Dokumentationspflicht, die von dem jeweiligen Automobilhersteller vorgegeben wird. Mit diesen Prüfungen der Automobilhersteller sollen die Räder und Reifenkombinationen für die Erstausrüstung der Fahrzeuge überprüft werden.

Die Beschreibungen der vier verschiedenen dynamischen Prüfungen, die es für Felgen bzw. Räder gibt, wurden zum Teil wörtlich aus (Porsche AG, 2009) übernommen.

4.1 Umlaufbiegeversuch

Die Umlaufbiegeprüfung dient zur Ermittlung der Streuung und Steigung der Bauteilwöhlerlinie, sowie zur schnellen Beurteilung der erforderlichen Speichen-Betriebsfestigkeit und somit zur Zulassung zur Prüfung auf dem zweiaxialen Räderprüfstand (s. u.).

Die Prüfungen erfolgen bei Normalrädern mit 75 % und 100 % des maximalen rechnerischen Biegemoments M_{bmax} . Bei Noträdern wird in der Regel bei 75 % und 50 % des maximalen rechnerischen Biegemoments M_{bmax} geprüft.

$$M_{bmax} = F_r \cdot g \cdot (\mu \cdot R + ET) \quad (4.1)$$

M_{bmax}	Maximales Biegemoment
F_r	Statische Radlast in [kg] $\approx 0,5$ x technisch zulässige Achslast
μ	Reibbeiwert = 0,9
R	Dynamischer Reifenradius in [m]
ET	Einpresstiefe in [m]
g	Erdbeschleunigung

Die gesamte Prüfungsdauer beträgt auf jedem Lastniveau fünfmal Soll-Lastspielzahl. Die Soll-Lastspielzahl kann (Porsche AG, 2009) entnommen werden. Nach jedem der fünf Prüfabschnitte mit je einmal Soll-Lastspielzahl erfolgt die Anrissdetektion. Jeder Anriss größer oder gleich drei Millimeter ist zu dokumentieren. Die Anzeigen kleiner drei Millimeter gelten als Markierungen und sind nicht dokumentationsrelevant.

4.2 Betriebslasten-Nachfahrversuch

Dieser Versuch wird auf dem zweiaxialen Räderprüfstand (ZWARP) durchgeführt. Diese Prüfung dient als realitätsnahe Betriebslastensimulation zum Lebensdauernachweis des Rades. Vor der ZWARP-Prüfung ist ein Vorschädigungsversuch durchzuführen.

Als Prüfprogramm ist der AKR-Zyklus oder der Europazyklus zu verwenden (synthetischer Rundkurs aus europäischen Einsatzbedingungen). Dieser Zyklus kann der Prüfvorschrift für Räder (Porsche AG, 2009) entnommen werden.

Die Anzahl der Prüfräder richtet sich nach dem Prüfungsergebnis. Nach 15.000 km rissfreier Prüfung ist ein Rad zu prüfen, nach 10.000 km rissfrei mindestens zwei Räder und nach 7.500 km rissfreier Prüfung müssen mindestens drei Räder geprüft werden. Alle Räder sollen 7.500 km rissfrei und 10.000 km ohne Versagen (Radbruch und/oder Luftverlust) bestehen. Die Prüfung ist mittels Farbeindringprüfung durchzuführen. Die Farbeindringprüfung ist eine zerstörungsfreie Materialprüfung um Risse, im zu prüfenden Werkstück, detektieren zu können. Auf das gereinigte Bauteil wird ein kriechfähiges Farbeindringmittel aufgebracht, dass sich aufgrund der Kapillarwirkung von Rissen dort ablagert. Damit können feinste Haarrisse im Bauteil sichtbar gemacht werden.

4.3 Impact-Test

Durch diese Prüfung wird das Aufprallen eines Rades seitlich auf eine Bordsteinkante simuliert. Der Impact-Test wird auf einem Fallprüfstand durchgeführt. Solch ein Prüfstand ist in Abbildung 4-1 dargestellt. Die Prüfung der Räder wird gemäß ISO 7141 durchgeführt. Hierbei wird ein Gewicht aus einer vorgeschriebenen Höhe auf das äußere Felgenhorn eines Rades fallengelassen. Es darf dabei an der Felgenschüssel kein Anriss und im Reifen kein totaler Druckabfall auftreten. Anrisse, die durch den direkten Kontakt mit dem Fallgewicht

verursacht werden, sind zulässig. Teile der Prüfstandsparameter wurden der ISO 7141 entnommen (ISO, 2005).

Das Aufschlaggewicht des Impaktors ist vom Fahrzeuggewicht abhängig und berechnet sich folgend:

$$D = 0,6 \cdot F_R + 180 \quad (4.2)$$

D Aufschlaggewicht des Impaktors in [kg]

F_R Maximale, statische Radlast in [kg]

$$\left(F_R = \frac{F_r}{g} \right) \quad (4.3)$$

F_r Maximale, statische Radlast in [N]

g Erdbeschleunigung

Eine schematische Abbildung des Prüfstandes mit sämtlichen Vorgaben nach ISO 7141 ist in Abbildung 4-1 dargestellt.

Prüfstandsparameter für den Impact-Test:

- Die Fallhöhe beträgt 230mm ±2mm auf das Felgenhorn (siehe Abbildung 4-1).
- Die Schrägstellung des Rades beträgt 13° ±1° (siehe Abbildung 4-1).
- Die Überdeckung zwischen Impaktor und dem Felgenhorn muss auf 25mm ±1mm eingestellt werden (siehe Abbildung 4-1, Detail A)
- Die Umgebungstemperatur soll während des Tests zwischen 10°C und 30°C liegen.
- Der Reifendruck ist gemäß Teillast-Nennluftdruck nach Fahrzeugvorschrift einzustellen.
- Durchgeführt werden zwei Schlagprüfungen an einem Prüfrad (Ein Schlag auf die Speiche, ein Schlag um 180° versetzt zwischen die Speichen).
- Fotografische Dokumentation der Prüfergebnisse.

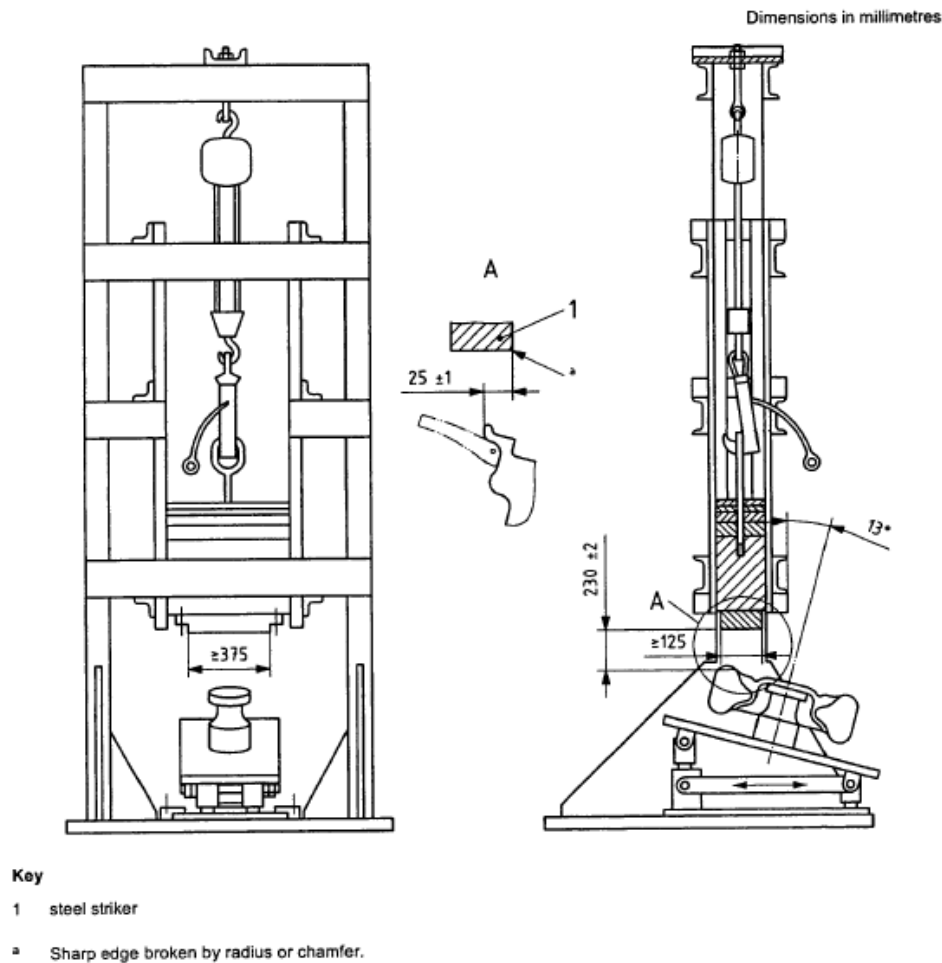


Abbildung 4-1: Impact-Test Prüfstands Aufbau nach ISO 7141 (ISO, 2005)

4.4 Radialschlagprüfung

Durch diese Prüfung wird das Überfahren eines Hindernisses durch das Rad simuliert. Die Radialschlagprüfung wird wie der oben erwähnte Impact-Test ebenfalls auf einem Fallprüfstand (Abbildung 4-2) durchgeführt. Die Prüfung dient einerseits dazu, Beschädigungen am inneren Felgenhorn beim Überfahren von kleinen Hindernissen vorzubeugen und andererseits die Festigkeit der Felge gegen Bruch abzusichern, zum Beispiel beim Durchfahren von Schlaglöchern und Überfahren von größeren Hindernissen. Als Bereifung wird der breiteste zugelassene Reifen für den schwersten Fahrzeugtyp, für den das Rad vorgesehen ist, gewählt. Für Normalreifen gelten die Laststufen 2 bis 3, für Reifen mit Notlaufeigenschaften die Laststufen 1 bis 3. Die Beschreibung der unterschiedlichen Laststufen und die Berechnung der dazugehörigen Belastungen werden im Folgenden noch genauer beschrieben (s.u.).

Die Schlagenergie ist auch hier von der Radlast abhängig und die Berechnung erfolgt nach folgender Formel:

$$E = Faktor \cdot F_r \quad (4.4)$$

E Schlagenergie der jeweiligen Laststufe [Joule]

F_r Maximale, statische Radlast [kg]

$Faktor$ Werte siehe unten

Je nach Laststufe ergeben sich unterschiedliche Faktoren und dazugehörige zulässige Verformungen am Felgeninnenhorn:

- **Laststufe 1:** Nur für Felgen, auf denen Reifen mit Notlaufeigenschaften montiert werden. Diese Laststufe kommt für die Räder, welche getestet wurden, nicht zur Anwendung.

Faktor = 0,4 (Reifenfülldruck = 0bar)

Die maximale Verformung am inneren Felgenhorn ist mit 1,0 mm limitiert.

- **Laststufe 2:** Für Normalreifen und Reifen mit Notlaufeigenschaften.

Faktor = 1,15 (Teillast-Nennluftdruck)

Die maximale Verformung am inneren Felgenhorn ist mit 2,5mm limitiert.

- **Laststufe 3:** Für Normalreifen und Reifen mit Notlaufeigenschaften.

Faktor = 4,3 (Teillast-Nennluftdruck)

Anrisse und Brüche im Aufschlagbereich der Felgenhörner sind zulässig. Anrisse im Tiefbettbereich bis zu 25% des Umfangs (90°) sind zulässig.

Eine schematische Abbildung der Radialschlagprüfung ist in der Abbildung 4-2 skizziert. Es sind auch sämtliche Abmaße, die eingehalten werden müssen, eingetragen.

Prüfstandsparameter für die Radialschlagprüfung:

- Der Winkel des Impaktors beträgt 150° mit einem Radius von 2mm an der Schlagkante.
- Die Radaufspannung ist massiv und steif auszuführen und durch zwei Gelenkpunkte im Abstand von jeweils 200mm abgestützt.
- Die Reifenmitte ist jeweils auf den Abstand von 450mm vom äußeren Gelenkpunkt einzustellen, dies entspricht auch der Mitte des Impaktors.
- Die Radabstützung muss mit einer Federsteifigkeit von $C_f = 85 \frac{kN}{mm} \pm 5 \frac{kN}{mm}$ ausgeführt sein. Die Einfederung der Radabstützung ist auf 10mm zu begrenzen.
- Die Grundstellung der Radaufspannung ist 1° nach unten.
- Der Radmontageflansch muss stufenlos drehbar, verschiebbar und arretierbar sein.
- Ein zweites Aufschlagen des Fallschlittens darf nicht erfolgen, mit Ausnahme bei Radbruch und schlagartigem Luftverlust.
- Das Gewicht des Schlittens ist bis zu einer Schlagenergie von 2000 Joule auf $150kg \pm 5kg$ begrenzt. Ab 2000 Joule ist das Fallgewicht in 5kg Abstufungen zu erhöhen, so dass die Aufprallgeschwindigkeit $5 \frac{m}{s} \pm 0,2 \frac{m}{s}$ beträgt. Die jeweiligen errechneten Schlagenergiewerte sind auf $\pm 2\%$ einzustellen, die Prüfstandsparameter (Fallhöhe, Gewicht) sind entsprechend anzupassen.

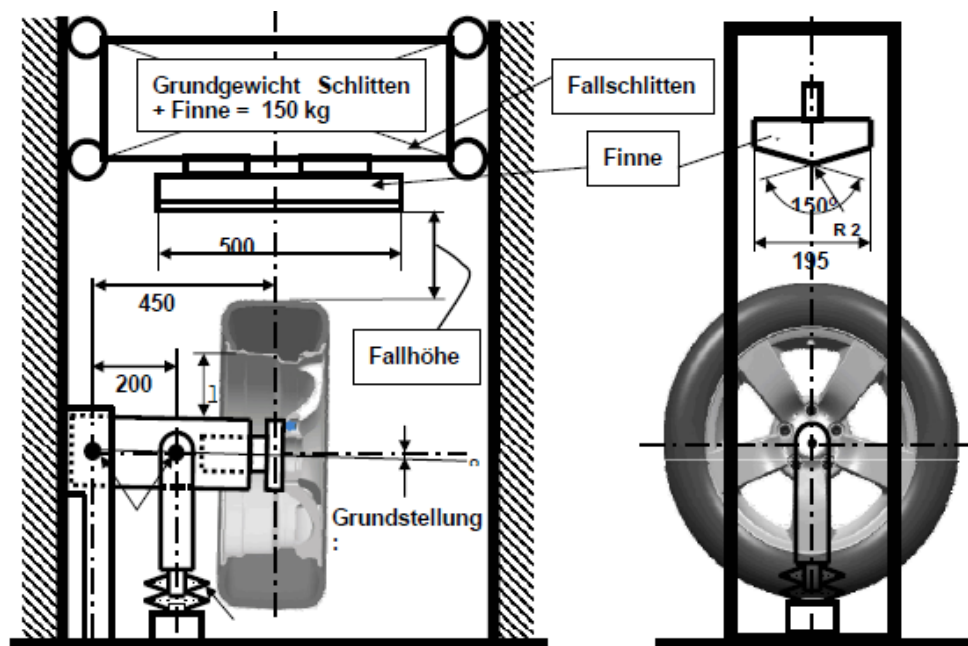


Abbildung 4-2: Prinzipieller Aufbau einer Radialschlagprüfung mit dazugehörigen Parametern.

(Porsche AG, 2009)

Die Verformungsmessung ist ein wichtiges Kriterium für das Bestehen der Radialschlagprüfung. Deshalb ist in Abbildung 4-3 ersichtlich wie die Verformung an einem Rad nach einer Radialschlagprüfung gemessen werden muss.

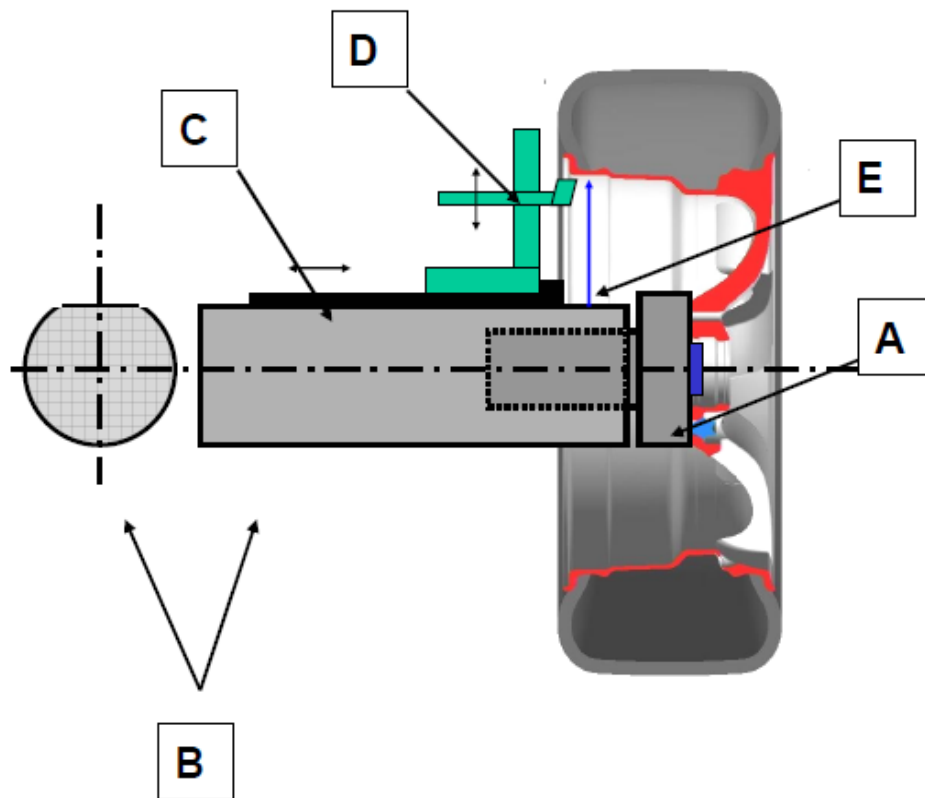


Abbildung 4-3: Prinzipieller Ablauf einer Verformungsmessung nach der Radialschlagprüfung an einem getesteten Rad. (Porsche AG, 2009)

- A = Radflansch, verschiebbar mit Zentrierbund für die Radmittenzentrierung. Das Rad darf sich beim Schlag auf dem Radflansch nicht verschieben.
- B = Achsplatte mit einer Abplattung zur Auflage der Messeinrichtung.
- C = Anschlagplatte, verschiebbar und fixierbar ausgeführt. Sie dient zur Fixierung des Höhenmessschiebers.
- D = Höhenmessschieber mit dem die Verformungsmessung durchgeführt wird.
- E = Messlänge l_0 bzw. l_1 für die Ermittlung der tatsächlichen Verformung am inneren Felgenhorn.

Die Verformung an der Felge wird am horizontalen Auslauf des Hornradius in etwa unter dem äußeren Radius des äußeren Reifenfußsitzes gemessen.

Der Messablauf sieht wie folgt aus:

1. Einrichten und Fixieren der Anschlagplatte mit Höhenmesser.
2. Messen der Länge l_0 bzw. den Höhenmesser nach dem Einrichten auf Null stellen.
3. Höhenmesser entfernen und Prüfung durchführen.
4. Messen der Länge l_1 bzw. Differenzlänge an der gleichen Stelle wie zuvor ablesen.
5. Die Verformung errechnet sich aus der Differenz von l_0 und l_1 bzw. ergibt sich direkt durch Ablesen der Verformung am Höhenmessschieber.

5 Konstruktion der Prüfaufbauten

Dieses Kapitel erläutert die Konstruktion und Fertigung der benötigten Prüfaufbauten.

Eine Konstruktion von Prüfaufbauten war von vornherein nicht geplant. Es gab mehrere Lösungen, wie der Impact-Test und die Radialschlagprüfung durchgeführt werden können. Es bestand durchaus die Möglichkeit diese beiden Tests zum Beispiel an den TÜV Süd bzw. an den TÜV Wien zu vergeben. Es zeigten sich jedoch gleich einige Punkte, die gegen eine Fremdvergabe und für das Durchführen der Tests am Institut für Fahrzeugsicherheit sprachen.

Es ergaben sich folgende Vor- bzw. Nachteile der beiden Varianten:

- **Durchführung der Versuche am VSI**
 - + Hohe mögliche Versuchsanzahl
 - + Versuchsprotokollierung mittels High Speed Kameras einfach möglich
 - + Möglichkeit von Beschleunigungsmessungen an gewünschten Punkten einfach realisierbar
 - + Überlastversuche möglich

 - Abweichungen zu normgerechten Prüfungen
 - Versuchsanlage nicht vorhanden
 - Keine Ausstellung von Prüfpapieren möglich
 - Konstruktion von Prüfaufbauten nötig
 - Versuche bedürfen einen wesentlich höheren technischen Aufwand (Einsatz der Crashanlage)

- **Durchführung der Versuche beim TÜV**
 - + Normgerechte Prüfungen
 - + Ausstellung von Prüfpapieren, somit ist eine Zertifizierung möglich
 - + Kostengünstig

 - Versuchsprotokoll mit der Aussage: Bestanden/Durchgefallen
 - Nur Normlasten möglich
 - Geringe Flexibilität
 - Schwierigkeiten notwendige Versuchsdaten zu generieren (HS-Video, benötigte Lichtleistung, Durchführung von Messungen, usw.)

Nach Gegenüberstellung der beiden möglichen Varianten der Versuchsdurchführung ergab sich objektiv ein Vorteil zugunsten der Durchführung am VSI. Der größte Vorteil für eine Durchführung am VSI wurde darin gesehen, dass die Versuche mit High Speed Kameras aus mehreren Blickwinkeln dokumentiert werden können und somit eine Möglichkeit des Abgleichs zwischen Simulation und Realversuch möglich wird. Außerdem sind dadurch erweiterte Analysen zum Zeitpunkt des Bauteil-Risses, zur Reihenfolge der Risse und zur Verformung des Bauteils möglich. Dagegen sprachen nur die höheren Kosten, die aber aufgrund der erhaltenen Daten aus den Versuchen in Kauf genommen wurden. Ein weiteres Argument für die Durchführung am VSI ist die Flexibilität in der Zukunft. Falls ähnliche Tests wieder gemacht werden sollten fallen keine Herstellkosten mehr an.

Der größte Vorteil für eine Durchführung der Versuche bei einer akkreditierten Institution wie dem TÜV, wäre die normgerechte Prüfung gewesen. Dieses Argument hält aber in der Entwicklungsphase nicht, denn es sollten möglichst viele Erkenntnisse ermittelt werden, die zu einer Weiterentwicklung und einer Verbesserung des Bauteils führen sollen. Es bestand auch die Notwendigkeit erfolgreiche Versuche vergleichen zu können, wofür eine Aussage über die reine Erfüllung der notwendigen Testkriterien alleine nicht ausreicht. Durch den Vergleich von bestandenen Versuchen sollte es möglich sein, die beste Materialabstimmung zu finden. Die große Freiheit bei der Messdatengenerierung bei Versuchen am Institut für Fahrzeugsicherheit wurde bei diesem Projekt als am zielführendsten erachtet.

5.1 Prüfaufbau Impact-Test

Wie schon voran in Kapitel 4.3 beschrieben, stellt der Impact-Test das seitliche Aufprallen eines Rades auf eine Bordsteinkante nach. Dafür sollte eine entsprechende Vorrichtung konstruiert und später gefertigt werden, um einen solchen Test am VSI durchführen zu können.

5.1.1 Randbedingungen

Es musste die Möglichkeit bestehen, den Versuch mit High Speed Kameras zu filmen und die Versuchsgeschwindigkeit sollte nach oben hin einstellbar sein. Aufgrund der fehlenden Bauhöhe am Institut für Fahrzeugsicherheit entfiel die Möglichkeit den Versuchsaufbau, wie im Normtest, mit einem Fallgewicht aufzubauen, da die notwendigen Geschwindigkeiten nicht erreichbar gewesen wären. Dadurch ergab sich die einzige wirtschaftliche Möglichkeit, den Versuch auf der Crashanlage des Instituts für Fahrzeugsicherheit nachzustellen, da auch die nötige Beleuchtung für die HS-Kameras hier schon vorhanden war. Der Versuchsaufbau sollte möglichst günstig realisiert werden. Das Budget hatte aber im Gegensatz zu Funktion, Bedienerfreundlichkeit und Flexibilität einen geringen Stellenwert.

5.1.2 Anforderungen

Aufgrund der Tatsache, dass der Versuch auf der Crashanlage erfolgte, konnten die Anforderungen eines normgerechten Tests nicht exakt eingehalten werden. Die genauen Abweichungen zum Normtest, wie er z.B. beim TÜV durchgeführt wird, werden noch in Kapitel 5.1.3 beschrieben. Die Anforderungsliste wurde aufgrund dieser gegebenen Abweichungen in Zusammenarbeit mit der Firma CARBO TECH WHEELS GmbH festgelegt.

Es ergab sich vor Konstruktionsbeginn folgende Anforderungsliste für den Impact-Test:

- Die eingebrachte kinetische Energie muss gleich der eingebrachten Energie des Normtests sein.
- Die Schrägstellung des Rades muss $13^\circ \pm 2^\circ$ betragen.
- Die Überdeckung zwischen Impaktor und dem Felgenhorn muss $25 \text{ mm} \pm 5 \text{ mm}$ betragen.
- Es muss möglich sein, die Verformung der Felge nach dem Test zu messen.
- Der Versuchsaufbau muss multifunktional, auch bei der Verwendung einer anderen Felgen/Reifen-Kombination, einsetzbar sein.
- Der Aufbau muss einer Überbelastung standhalten können.

Die restlichen Anforderungen sollten genau den Anforderungen aus dem Normtest, wie sie in der ISO 7141 beschrieben sind, entsprechen.

5.1.3 Ausführung

Die Abbildung 5-1 gibt einen Überblick des Gesamtprüfstandkonzeptes für den Impact-Test. Der prinzipielle Unterschied zu einem normgerechten Versuchsaufbau ist die Bewegungsrichtung der Finne bzw. des sogenannten Impaktors. Während der Impaktor bei dem Normtest, der auf einem Fallprüfstand durchgeführt wird, fallen gelassen wird, muss bei dem Versuchsaufbau an der Crashanlage, ein Stoßwagen mit dem Impaktor horizontal beschleunigt und gegen die Felge gezogen werden. Somit ändert sich die Stoßrichtung von vertikal auf horizontal. Ein weiterer Vorteil war, dass ein schon vorhandener Stoßwagen verwendet werden konnte. Dieser wurde nur noch um Führungen (s.u.) erweitert, um eine Verbesserung der Auftreffabweichung zu erreichen. Aufgrund des vorgegebenen Gewichts des vorhandenen Stoßwagens musste die Anfahrtsgeschwindigkeit gegenüber dem Normtest angepasst werden, um denselben Energieeintrag zu erhalten. Dadurch ergibt sich aber der Nachteil, dass die Dehnraten zum Normversuch Unterschiede aufweisen. Aufgrund der Dehnratenabhängigkeit verhält sich aber das Material/Bauteil abhängig von der Belastungsgeschwindigkeit unterschiedlich. Falls die Dehnratenabhängigkeiten groß sein sollten, würde sich bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten das Verformungsverhalten der

Bauteile verändern und sich somit eine Abweichung zu dem Normtest ergeben. Dieser Unterschied wurde für die durchgeführten Entwicklungsversuche vernachlässigt.

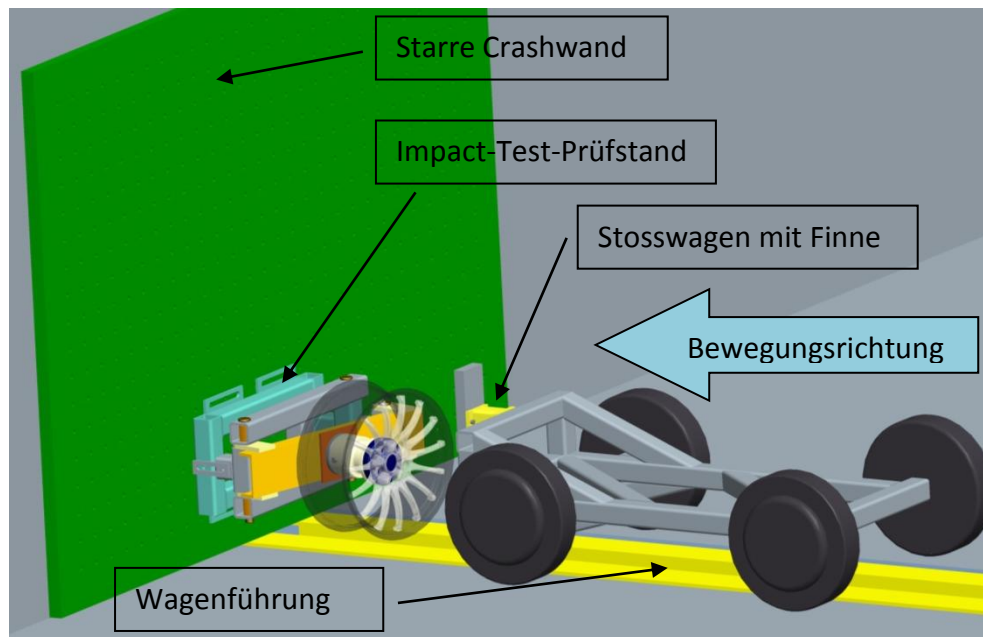


Abbildung 5-1: Konstruktionsüberblick des Impact-Tests, Versuchsaufbau an der Crashwand der Schlittenanlage.

Die Anfahrtschwindigkeit des Stoßwagens, mit der er auf das Rad auftreffen muss, kann wie folgt berechnet werden:

- **Angaben:**

- Fallhöhe der Finne = 230 [mm] ±2 [mm]
- Radlast $F_R = 4200$ [N]
- Gewicht des Stoßwagens $m_{st} = 291,52$ [kg]
- Gewicht der Finne $m_{FI} = 23,48$ [kg]

Laut Gleichung (4.3) ergibt sich die maximale statische Radlast in [kg] zu:

$$F_r = \frac{F_R}{g} = \frac{4200 \frac{[N]}{[m/s^2]}}{9,81 \frac{[m]}{[s^2]}} = 428,13 \text{ [kg]}$$

In die Gleichung (4.2) eingesetzt, ergibt sich das Aufschlaggewicht der Finne (D) zu:

$$D = 0,6 \cdot F_r + 180 = 0,6 \cdot 428,13 \text{ [kg]} + 180 = 436,88 \text{ [kg]}$$

Die Gesamtmasse des Stoßwagens mit der Finne für den Impact-Test ergibt folgendes:

$$m_I = m_{st} + m_{FI} = 291,52 \text{ [kg]} + 23,48 \text{ [kg]} = 315 \text{ [kg]} \quad (5.1)$$

Daraus ergibt sich eine Massendifferenz für den Impact-Test m_{diffI} von:

$$m_{diffI} = D - m_I = 436,88 \text{ [kg]} - 315 \text{ [kg]} = 121,88 \text{ [kg]} \quad (5.2)$$

Diese Differenzmasse muss in der kinetischen Energie des Stoßwagens beim Aufschlag beinhaltet sein. Deshalb wird die Aufschlaggeschwindigkeit des Impact-Tests entsprechend höher gewählt als jene des normgerechten Versuchs. Das Aufschlaggewicht der Finne ist mit einer Toleranz von $\pm 2\%$ versehen. Das ergibt ein maximales und ein minimales Aufschlaggewicht. Somit sind für den Versuch eine maximale und eine minimale kinetische Energie des Stoßwagens zu berücksichtigen.

$$D_{max} = 1,02 \cdot D = 1,02 \cdot 436,88 \text{ [kg]} = 445,62 \text{ [kg]} \quad (5.3)$$

$$D_{min} = 0,98 \cdot D = 0,98 \cdot 436,88 \text{ [kg]} = 428,14 \text{ [kg]} \quad (5.4)$$

Eine errechnete theoretische Geschwindigkeit der Finne ergibt sich aus der Beziehung:

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$$

$$v_{Ith} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] \cdot \frac{230}{1000} \text{ [m]}} = 2,12 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \triangleq 7,65 \left[\frac{\text{km}}{\text{h}} \right] \quad (5.5)$$

Aufgrund einer Höhentoleranz ergeben sich wiederum eine maximale und eine minimale theoretische Aufschlaggeschwindigkeit zu:

$$v_{Ithmax} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right] \cdot \frac{232}{1000} [m]} = 2,13 \left[\frac{m}{s} \right] \triangleq 7,68 [km/h] \quad (5.6)$$

$$v_{Ithmin} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right] \cdot \frac{228}{1000} [m]} = 2,115 \left[\frac{m}{s} \right] \triangleq 7,61 [km/h] \quad (5.7)$$

Es ergibt sich mit $E_{kin} = \frac{m \cdot v^2}{2}$ eine kinetische Energie des Crashwagens zu:

$$E_{kinI} = \frac{D \cdot v_{Ith}^2}{2} = \frac{436,88 [kg] \cdot 2,12 \left[\frac{m}{s} \right]^2}{2} = 985,73 [Joule] \quad (5.8)$$

Mit den beiden Geschwindigkeiten und der minimalen und maximalen Masse ergeben sich eine minimale und eine maximale kinetische Energie. Dadurch ist auch der Toleranzbereich der Geschwindigkeit für die Crashanlage definiert.

$$E_{kinImax} = \frac{D_{max} \cdot v_{Ithmax}^2}{2} = \frac{445,62 [kg] \cdot 2,13 \left[\frac{m}{s} \right]^2}{2} = 1014,19 [Joule] \quad (5.9)$$

$$E_{kinImin} = \frac{D_{min} \cdot v_{Ithmin}^2}{2} = \frac{428,14 [kg] \cdot 2,12 \left[\frac{m}{s} \right]^2}{2} = 957,62 [Joule] \quad (5.10)$$

Aus der kinetischen Energie ergibt sich aufgrund der unterschiedlichen Massen des Stoßwagens und der Masse der Finne des Normtests folgende Aufschlaggeschwindigkeit der Finne bei dem Impact-Test.

$$v_{Ix} = \sqrt{\frac{2 \cdot E_{kinI}}{m_I}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 985,73 [Joule]}{315 [kg]}} = 2,5 \left[\frac{m}{s} \right] \triangleq 9,01 [km/h] \quad (5.11)$$

Der zulässige Geschwindigkeitsbereich für den Impact-Test ergibt sich ebenfalls aus den kinetischen Energien zu:

$$v_{Ixmax} = \sqrt{\frac{2 \cdot E_{kinI_{max}}}{m_I}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1014,19 \text{ [Joule]}}{315 \text{ [kg]}}} = 2,54 \left[\frac{m}{s} \right] \triangleq 9,14 \left[\frac{km}{h} \right] \quad (5.12)$$

$$v_{Ixmin} = \sqrt{\frac{2 \cdot E_{kinI_{min}}}{m_I}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 957,62 \text{ [Joule]}}{315 \text{ [kg]}}} = 2,47 \left[\frac{m}{s} \right] \triangleq 8,88 \left[\frac{km}{h} \right] \quad (5.13)$$

In der Abbildung 5-2 ist die Schrägstellung des Rades um 13° gut sichtbar. Diese Schrägstellung durfte laut Anforderung des gemeinsam erarbeiteten Lastenhefts der CARBO TECH WHEELS GmbH und dem VSI eine Abweichung von $\pm 2^\circ$ aufweisen. Diese breite Toleranz wurde durch die Möglichkeit, den Winkelbereich um einige Grade einstellbar zu gestalten, nicht benötigt und es konnte die Toleranz des normgerechten Versuches von $\pm 1^\circ$ leicht eingehalten werden.

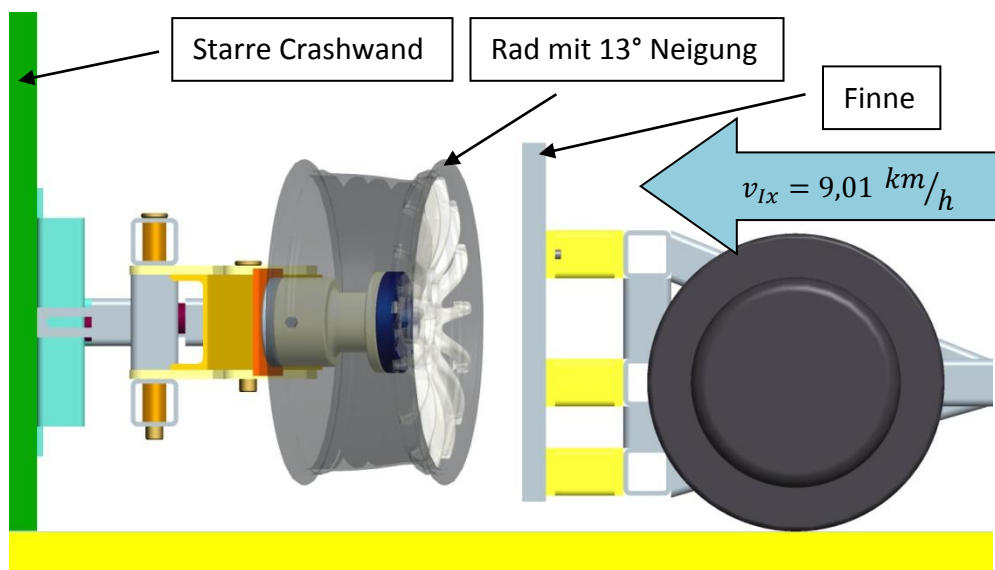


Abbildung 5-2: Vorderansicht der Impact-Test Prüfstandskonstruktion.

In der Abbildung 5-3, welche den Prüfstand von oben zeigt, ist die Führung des Stoßwagens abgebildet. Aufgrund der baulichen Voraussetzung und dem notwendigen Spiel zwischen Führung und Crashwagen konnte eine Toleranz des Auftreffbereichs und somit eine Toleranz der Überdeckung zwischen Finne und Felgenhorn von $\pm 5 \text{ mm}$ erreicht werden.

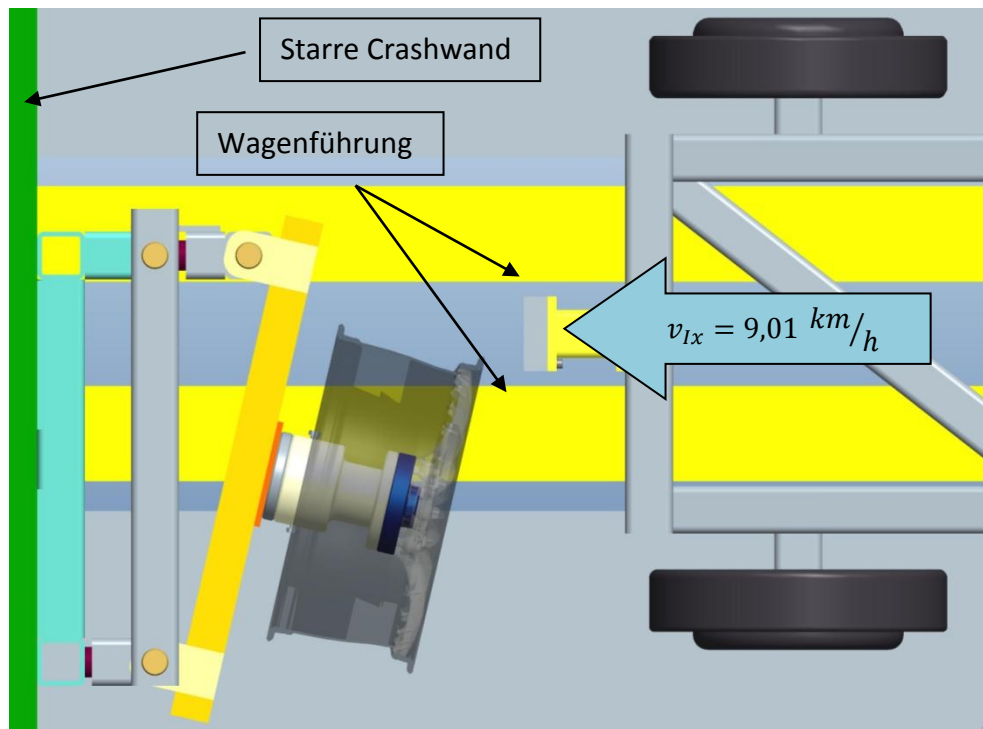


Abbildung 5-3: Draufsicht der Impact-Test Prüfstandskonstruktion.

Ein Spielausgleich zwischen Wagenführung und Stoßwagen gelang durch eine Erweiterung des Stoßwagens um zwei Führungsrollen. In der Abbildung 5-4 ist die konstruktive Ausführung der Spielminimierung dargestellt.

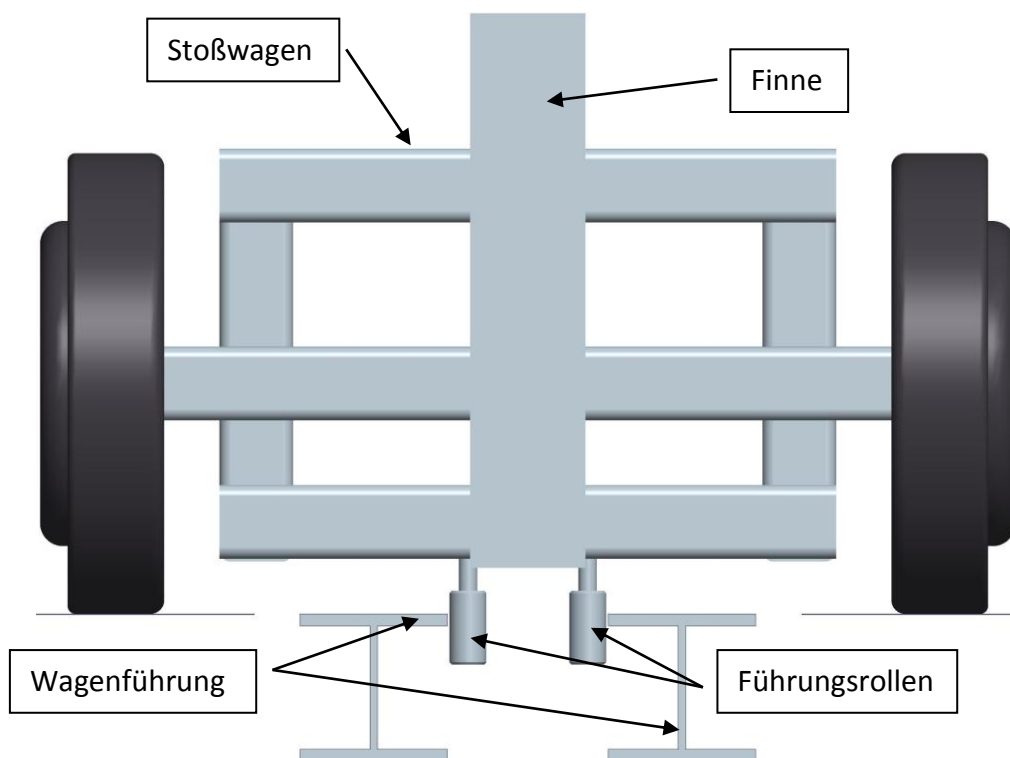


Abbildung 5-4: Stoßwagen von vorne mit Führungsbolzen zur Spielminimierung

Abbildung 5-5 zeigt eine Detailansicht des ausgeführten Prüfstandes. Die Abbildung zeigt die dreifach drehbare Lagerung die laut ISO 7141 vorgeschrieben wird. Diese drehbare Lagerung ist notwendig, um eine bestimmte Nachgiebigkeit der Radaufnahme nachzustellen. Aus diesem Grund wird auch ein Gummipuffer verwendet, um eine definierte Steifigkeit des Aufbaus sicherstellen zu können. Dieser Gummipuffer wurde in der Konstruktion verstellbar ausgeführt, um den Schrägstellwinkel des Rades justieren zu können. Somit kann eine etwaige Winkelabweichung von der Anfahrtrichtung zur starren Wand ausgeglichen werden. Der Radmontageflansch ist drehbar und arretierbar ausgeführt, um einen schnellen und flexiblen Prüfablauf sicherzustellen. Somit muss nicht vor jedem neuen Versuchsdurchgang das Rad demontiert und danach wieder montiert werden. Die Abbildung zeigt weiters eine austauschbare Zentrierscheibe. Diese dient der Flexibilitätssteigerung, somit können Räder unterschiedlicher Lochkreise und Zentrierdurchmesser auf dem gleichen Prüfstand getestet werden. Der Auftreffpunkt der Finne lässt sich aufgrund der Langlöcher in der Montageanbindung und somit der Verschiebbarkeit auf der starren Wand leicht einstellen.

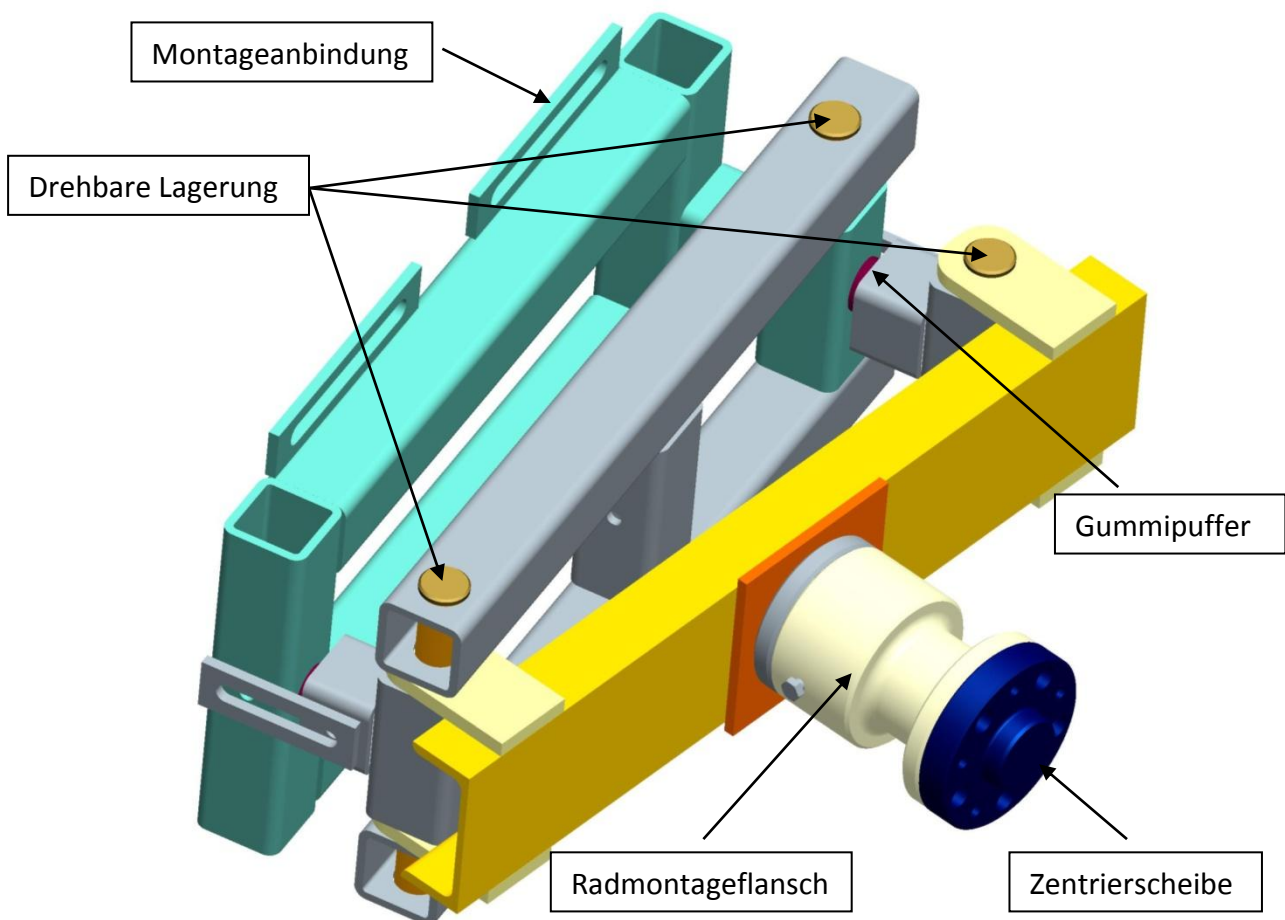


Abbildung 5-5: Detailansicht des Impact-Test Prüfstandes.

5.2 Prüfaufbau Radialschlagprüfung

Die Radialschlagprüfung stellt wie auch schon in Abschnitt 4.4 erwähnt das Überfahren eines Hindernisses nach. Auch hierfür sollte ein Prüfstand konzipiert werden, der wie der Impact-Test-Prüfstand auf der Crashanlage betrieben werden kann.

5.2.1 Randbedingungen

Auch hier sind die Randbedingungen ähnlich wie bei dem Impact-Test. Es musste möglich sein diesen Prüfstand mit demselben Equipment, welches für den Impact-Test zur Verfügung stand, zu betreiben.

5.2.2 Anforderungen

Bei der Radialschlagprüfung konnten einige Normparameter ebenso nicht eingehalten werden. Grund dafür war, wie auch schon bei den Anforderungen des Impact-Tests, die Betriebsumgebung der Crashanlage. Die exakten Abweichungen und deren Beschreibung sind in Kapitel 5.2.3 zu finden.

Aufgrund der Abweichung zum Normtest ergab sich vor Konstruktionsbeginn folgende Anforderungsliste für die Radialschlagprüfung:

- Die eingebrachte Schlagenergie muss der eingebrachten Energie des Normtests entsprechen.
- Die Radabstützung muss eine Federsteifigkeit $C_f = 85 \frac{kN}{mm} \pm 10 \frac{kN}{mm}$ aufweisen.
- Der Versuchsaufbau muss multifunktional, auch bei der Verwendung einer anderen Felgen/Reifen-Kombination, einsetzbar sein.
- Der Aufbau muss einer Überbelastung standhalten können.

Die restlichen Anforderungen sind entsprechend dem Normtest, wie er in Kapitel 4.4 beschrieben wird, zu entnehmen und einzuhalten.

5.2.3 Ausführung

Die Abbildung 5-6 zeigt einen Überblick der gesamten Prüfstands-umgebung mit aufgebautem Radialschlagtest-Prüfstand. Auch wie beim Impact-Test ist der augenmerklichste Unterschied zum Normprüfverfahren die unterschiedliche Bewegungsrichtung. Die Finne wird auch bei der Radialschlagprüfung horizontal mit dem Stoßwagen gegen das Rad gezogen, im Gegensatz zur Fallbewegung der Finne im normierten Testablauf. Der Wagen hat für die Radialschlagprüfung ein höheres Eigengewicht als das Fallgewicht des Normtests. Deshalb wurde wieder eine energieäquivalente Geschwindigkeit berechnet. Damit ergibt sich der gleiche Energieeintrag, jedoch bei unterschiedlicher Geschwindigkeit zur Normprüfung. Dies hat, wie zuvor beim Impact-Test beschrieben, ebenfalls eine Dehnratenabhängigkeit zur Folge.

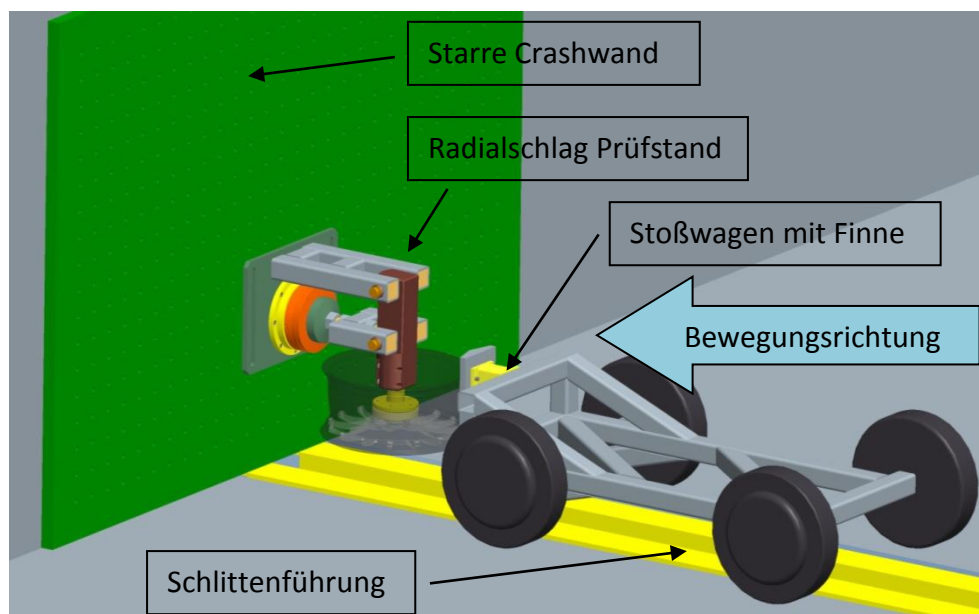


Abbildung 5-6: Konstruktionsüberblick des Radialschlag-Versuchsaufbaus an der Crashwand der Craschanlage.

Die Geschwindigkeit mit der der Stoßwagen auf das Rad auftreffen muss kann wie folgt berechnet werden:

- **Angaben:**
 - Radlast $F_R = 4200$ [N]
 - Gewicht des Stoßwagens $m_{st} = 291,52$ [kg]
 - Gewicht der Finne $m_{FR} = 28,1$ [kg]

Laut Gleichung (4.4) kann die Schlagenergie der jeweiligen Laststufe zu

$$E = Faktor \cdot F_r$$

berechnet werden. Dabei ist F_r die maximale, statische Radlast in [kg]. Diese kann durch

$$F_r = \frac{F_R}{g} = \frac{4200 [N]}{9,81 \frac{[m]}{[s^2]}} = 428,13 [kg]$$

errechnet werden (Gleichung 4.3). Damit ergibt sich die einzubringende Schlagenergie von:

$$E_{Laststufe2} = 1,15 \frac{[m^2]}{[s^2]} \cdot 428,13 [kg] = 492,35 [Joule] \quad (5.14)$$

beziehungsweise zu:

$$E_{Laststufe3} = 4,3 \frac{[m^2]}{[s^2]} \cdot 428,13 [kg] = 1840,98 [Joule] \quad (5.15)$$

Die Energieabweichungen dürfen laut Norm $\pm 2\%$ betragen. Dies führt zu minimalen und maximalen Schlagenergien pro Laststufe.

$$\begin{aligned} E_{Laststufe2max} &= 1,02 \cdot E_{Laststufe2} \\ &= 1,02 \cdot 492,35 [Joule] = 502,20 [Joule] \end{aligned} \quad (5.16)$$

$$\begin{aligned} E_{Laststufe2min} &= 0,98 \cdot E_{Laststufe2} \\ &= 0,98 \cdot 492,35 [Joule] = 482,51 [Joule] \end{aligned} \quad (5.17)$$

$$\begin{aligned} E_{Laststufe3max} &= 1,02 \cdot E_{Laststufe3} \\ &= 1,02 \cdot 1840,98 [Joule] = 1877,80 [Joule] \end{aligned} \quad (5.18)$$

$$\begin{aligned} E_{Laststufe3min} &= 0,98 \cdot E_{Laststufe3} \\ &= 0,98 \cdot 1840,98 [Joule] = 1804,16 [Joule] \end{aligned} \quad (5.19)$$

Die Masse des Stoßwagens ist wie schon zuvor bei dem Impact-Test vorgegeben. Die Masse des Stoßwagens und der Finne für die Radialschlagprüfung ergibt sich zu:

$$m_R = m_{st} + m_{FR} = 291,52 \text{ [kg]} + 28,10 \text{ [kg]} = 319,62 \text{ [kg]} \quad (5.20)$$

Mit den zuvor errechneten Schlagenergien und der Masse des Stoßwagens für die Radialschlagprüfung können wieder die Aufschlaggeschwindigkeit und der Geschwindigkeitstoleranzbereich berechnet werden.

$$\begin{aligned} v_{RxLaststufe2} &= \sqrt{\frac{2 \cdot E_{Laststufe2}}{m_R}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 492,35 \text{ [Joule]}}{319,62 \text{ [kg]}}} \\ &= 1,76 \frac{\text{m}}{\text{s}} \triangleq 6,32 \text{ km/h} \end{aligned} \quad (5.21)$$

$$\begin{aligned} v_{RxLaststufe3} &= \sqrt{\frac{2 \cdot E_{Laststufe3}}{m_R}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1840,98 \text{ [Joule]}}{319,62 \text{ [kg]}}} \\ &= 3,39 \frac{\text{m}}{\text{s}} \triangleq 12,22 \text{ km/h} \end{aligned} \quad (5.22)$$

Die Einstellbereiche der Geschwindigkeiten an der Crashanlage ergeben sich zu:

$$\begin{aligned} v_{RxLaststufe2max} &= \sqrt{\frac{2 \cdot E_{Laststufe2max}}{m_R}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 502,20 \text{ [Joule]}}{319,62 \text{ [kg]}}} \\ &= 1,77 \frac{\text{m}}{\text{s}} \triangleq 6,38 \text{ km/h} \end{aligned} \quad 5.23$$

$$\begin{aligned} v_{RxLaststufe2min} &= \sqrt{\frac{2 \cdot E_{Laststufe2min}}{m_R}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 482,51 \text{ [Joule]}}{319,62 \text{ [kg]}}} \\ &= 1,74 \frac{\text{m}}{\text{s}} \triangleq 6,26 \text{ km/h} \end{aligned} \quad 5.24$$

$$\begin{aligned} v_{RxLaststufe3max} &= \sqrt{\frac{2 \cdot E_{Laststufe3max}}{m_R}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1877,80 \text{ [Joule]}}{319,62 \text{ [kg]}}} \\ &= 3,43 \frac{\text{m}}{\text{s}} \triangleq 12,34 \text{ km/h} \end{aligned} \quad 5.25$$

$$v_{Rx\text{Laststufe}3\text{min}} = \sqrt{\frac{2 \cdot E_{\text{Laststufe}3\text{min}}}{m_R}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1804,16 \text{ [Joule]}}{319,62 \text{ [kg]}}} = 3,36 \frac{\text{m}}{\text{s}} \triangleq 12,10 \text{ km/h} \quad 5.26$$

In der Abbildung 5-7 ist die Möglichkeit einer Winkeleinstellung sichtbar. Der Winkel der Radaufspannung lässt sich dadurch laut Vorschrift auf 1° nach unten geneigt einstellen. Es kann somit der Winkel direkt an der Crashwand eingestellt und somit sämtliche Toleranzen des Bodens in Bezug auf die Crashwand einfach ausgeglichen werden.

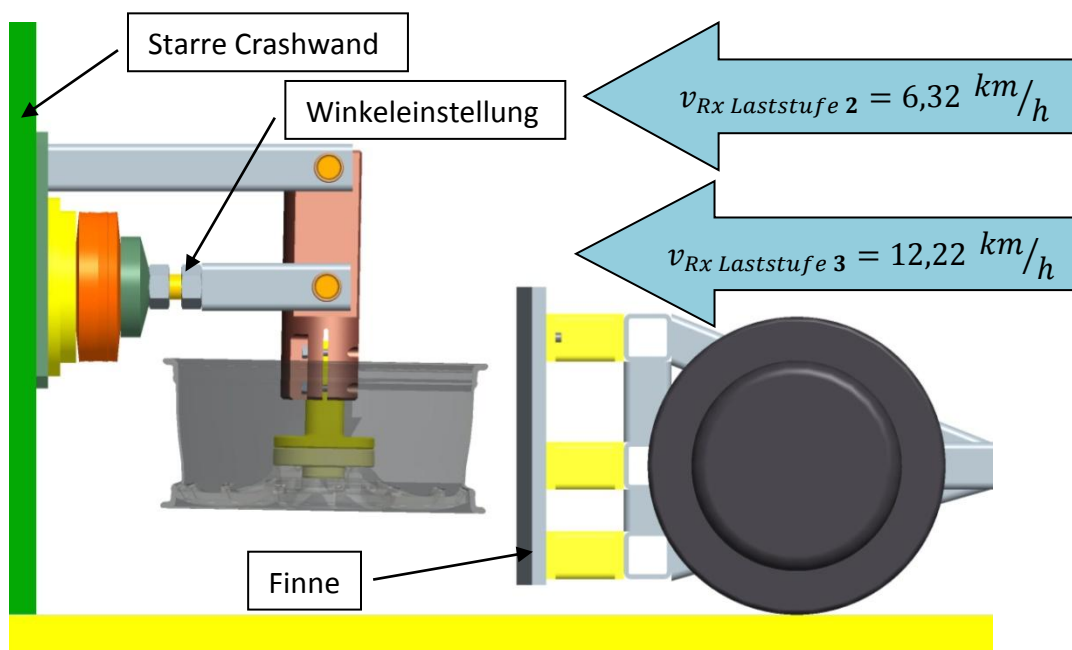


Abbildung 5-7: Vorderansicht der Radialschlag-Prüfstands-konstruktion.

Die Finne für die Radialschlagprüfung sieht man in der Abbildung 5-8. Diese Finne weist einen Winkel von 150° auf und wurde auf denselben Anbindungen wie die Finne aus dem Impact-Test am Crashwagen montiert. Weiters sieht man die Führungen für den Crashwagen und den Seilwagen, der den Crashwagen auf die Geschwindigkeit bringt. Die Auftrefflage und Auftreffgenauigkeit konnte auch hier aufgrund der Führungsbolzen, die am Stoßwagen montiert wurden, auf ±5mm minimiert werden.

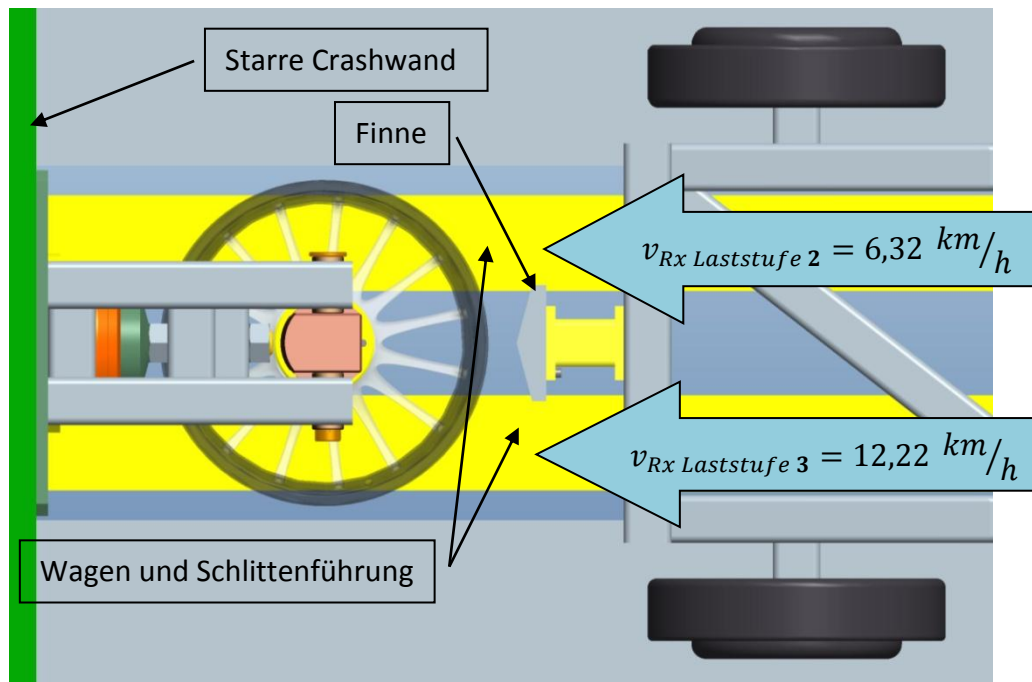


Abbildung 5-8: Draufsicht der Radialschlag-Prüfstandskonstruktion.

Eine detaillierte Darstellung des Radialprüfstandes zeigt die Abbildung 5-9. Hauptaugenmerk der Konstruktion des Radialprüfstandes legte man auf die Kompaktheit und dadurch die einfache Handhabung auf der Crashanlage. Der Abstand zwischen den drehbaren Lagerungen wurde wie in der Prüfvorschrift für Räder in einem Abstand von 200 mm ausgeführt. Bei der gesamten Konstruktion war darauf zu achten, dass die Ausführung steif und auch überlastfähig ist. Die vorgeschriebene Arretierung wurde in der Konstruktion durch einen Klemmmechanismus realisiert. Durch vier Schrauben wird der Radmontageflansch geklemmt und somit gegen Verschieben und Verdrehen gesichert. Die Schrägstellung des Rades ist wie gezeigt mit zwei Muttern einstellbar konstruiert. Die Abweichung der Federsteifigkeit wie im Normtest von $\pm 5 \frac{kN}{mm}$ konnte mit keinem Federpaket über einen Federweg von zehn Millimeter realisiert werden, deshalb wurde eine mögliche erreichbare Abweichung von $\pm 10 \frac{kN}{mm}$ mit der Carbo Tech WHEELS GmbH vereinbart. Um eine Federsteifigkeit von $C_f = 85 \frac{kN}{mm} \pm 10 \frac{kN}{mm}$ erreichen zu können, wurde ein Federpaket aus vier Tellerfedern eingebaut. Je zwei Tellerfedern wurden zu einer Parallelschaltung kombiniert und diese zwei Parallelschaltungen in Serie geschaltet, ergaben dann einen Federweg von mehr als zehn Millimeter. Mit dem Federanschlag ist der maximale Federweg, der laut Prüfvorschrift auf zehn Millimeter limitiert ist, begrenzt. Mit dem Federspannring besteht die Möglichkeit das Federpaket unter eine bestimmte Vorspannung zu stellen. Die

Zentrierscheibe ist dieselbe wie die des Impact-Prüfstandes und hat die gleiche Anbindung am Radflansch. Dadurch wird pro unterschiedlicher Radaufnahme und/oder Zentrierung nur eine Zentrierscheibe für beide Testkonfigurationen benötigt. Der Radmontageflansch ist verschiebbar und verdrehbar und somit für sämtliche gängige Einpresstiefen von Rädern geeignet. Die abgeflachte Messfläche dient der Auflage des Höhenmessschiebers, mit dem die Felgenverformung nach dem Test gemessen werden kann. Die Montageanbindung des gesamten Prüfstandes ist, wie auch schon die des Impact-Prüfstandes, mit Langlöchern versehen, um die Anzahl der Freiheitsgrade bei der Einstellung des Prüfstands an der starren Crashwand hoch zu halten.

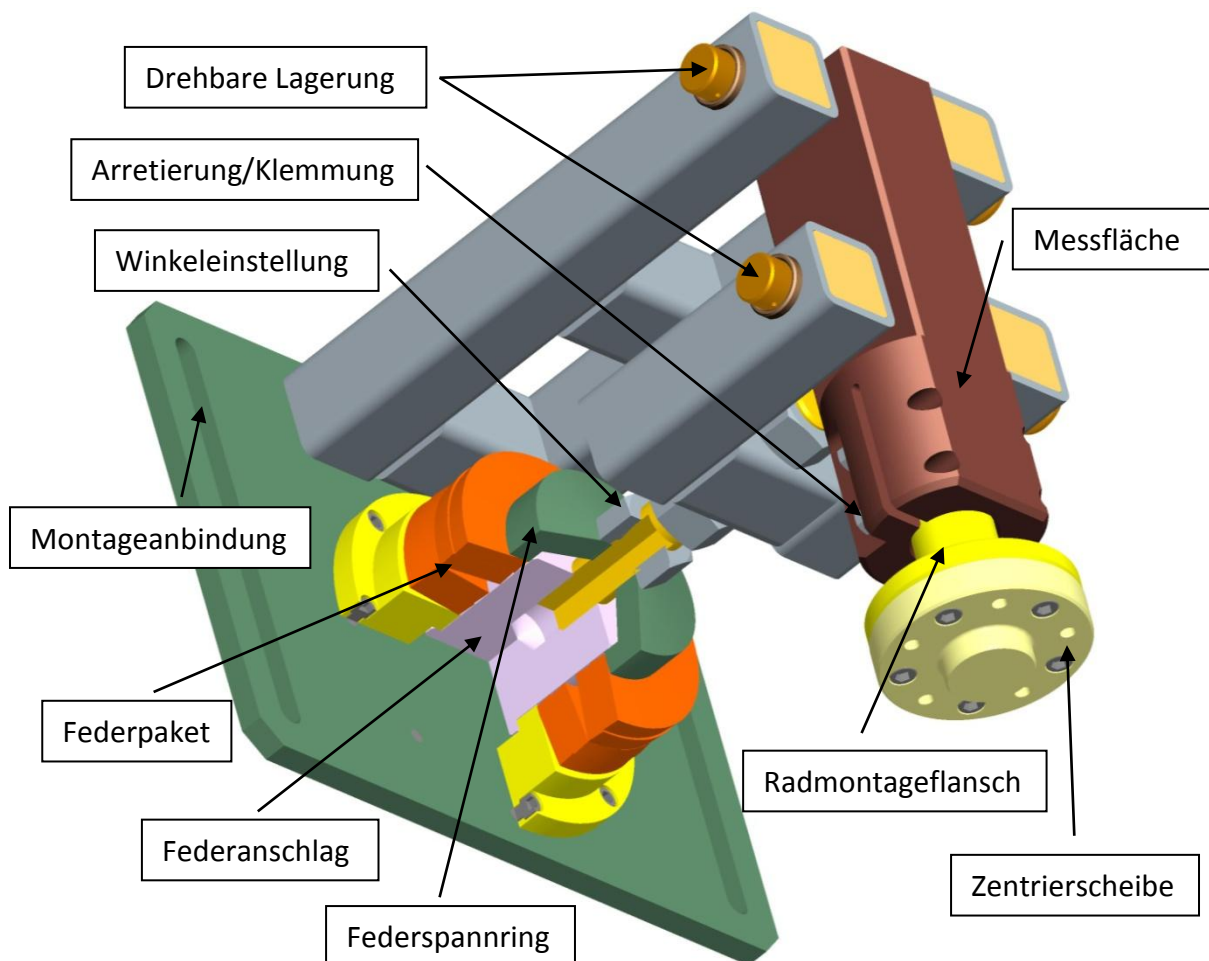


Abbildung 5-9: Detailansicht des Radialschlag-Prüfstandes.

6 Simulation

Eine Kernaufgabe des Projekts war die numerische Simulation und die Möglichkeit der dynamischen Berechnung von Bauteilen aus dem Werkstoff CFK. Solche Berechnungen wurden an den zwei, in Kapitel 5 beschriebenen, hochdynamischen Tests, einerseits dem Impact-Test und andererseits der Radialschlagprüfung durchgeführt. Ziel war es, Aussagen über kritische Bereiche bzw. auch über Beschädigungen virtuell treffen zu können. Das erklärte Ziel war es, ein prognosefähiges Simulationsmodell zu erlangen. Die benötigten Daten für die Simulation der Prüfstände und im speziellen die Materialdaten für die Felge sollten aus Prinzipversuchen gewonnen werden. Aufgrund dieser Simulationen soll es für die CARBO TECH WHEELS GmbH zukünftig möglich sein, die Anzahl der notwendigen Zertifizierungstests bis zur Freigabe zu minimieren und so die Entwicklungskosten und die Entwicklungszeit zu reduzieren. Natürlich besteht auch die Möglichkeit diese Methodik auf andere Bauteile als die Felge anzuwenden, da ja eine Materialkarte entwickelt wurde, die sich für jedes Bauteil aus diesem bestimmten Kohlefaserwerkstoff eignet.

6.1 *Verwendete Software*

Für die numerischen Simulationen kam eine Reihe von verschiedenen Programmen zum Einsatz. Als Pre- und Postprozessor dienten die Programme Hypermesh® und Hyperview®, die Bestandteile der Software Hyperworks® von Altair sind. Die Simulationsberechnung wurde mit dem nichtlinearen expliziten Finite Elemente Solver LS-Dyna® von Livermore Software Technology Corporation (LSTC) durchgeführt. Die Konstruktion und die Auswertung der Messung verformter Teile wurde mit dem 3D CAD Programm Pro Engineer® von PTC durchgeführt.

6.2 *Faserverbundbauteilmodellierung in der Simulation*

In der verwendeten Software LS-Dyna® gibt es mehrere Möglichkeiten, wie der Lagenaufbau eines Composite Bauteils in der Simulation abgebildet werden kann. Die einfachste Möglichkeit ist jene, in der nur Summeneigenschaften eines ganz bestimmten Lagenaufbaus in einem Materialmodell nachgebildet werden. Dieses Materialmodell wird einem einzigen Shell oder Körper aus Solid Elementen zugewiesen. Die Vorteile eines solchen Materialmodells sind die kurze Berechnungsdauer und der einfache Modellaufbau. Dies ergibt sich aus der möglichen niedrigen Elementanzahl, die notwendig ist um ein Bauteil

abbilden zu können. Diese Variante der Modellierung eines Werkstoffs mit Lagenaufbau birgt aber viele Nachteile in sich. So gelten die Materialdaten nur für einen ganz bestimmten Lagenaufbau mit nicht veränderlicher Lagenanzahl, Lagenstärke und Lagenwinkel. Diese Art der Verbundwerkstoffmodellierung musste in dieser Arbeit von vorne herein ausgeschlossen werden, da es auch möglich sein sollte Aussagen treffen zu können, wenn sich die Lagenstärke, der Lagenwinkel und die Lagenanzahl ändern, ohne dafür ein neues Materialmodell zu entwickeln.

6.2.1 Faserverbundbauteilmodellierung durch Multishell

Eine weitaus komplexere Methode einen Faserverbundwerkstoff in einer Simulation abbilden zu können ist die Gestaltung des Lagenaufbaus durch mehrere Schichten von Shells (Multishell oder Mehrschalenmodell). Diese Art des Lagenaufbaus ist deshalb komplexer, weil hier auch sämtliche Phänomene zwischen den einzelnen Lagen nachgebildet und die Materialkarten in der Simulation mit speziellen Kennwerten bestückt werden müssen. Um für ein solches Simulationsmodell auf notwendige Materialparameter zu kommen, sind neben den einfachen Materialprüfungen auch weitere sogenannte Delaminationstests durchzuführen. Unter Delamination versteht man das Ablösen von einzelnen Lagen des Verbundwerkstoffes. Somit wird nicht nur ein Materialmodell zur Beschreibung der Einzellagen benötigt, sondern auch noch ein Modell, welches die interlaminaren Vorgänge beschreibt. Häufig sollen genau die Abläufe in der Zwischenschicht mit Simulationen beschrieben werden. Vor allem bei Crashrechnungen ist es von Bedeutung, wie sich der Verbund aus den Lagen und bei Zerstörung auch die Lagen getrennt voneinander verhalten. Ein gutes Beispiel dafür ist die Nase eines Formel 1 Monocoque, wo es genau darauf ankommt, wie sich im Crashfall die einzelnen Lagen verhalten und wie somit der Aufprall möglichst gut gedämpft werden kann.

Ein Beispiel einer Mehrschalenmodellierung eines Faserverbundwerkstoffes zeigt die Abbildung 6-1.

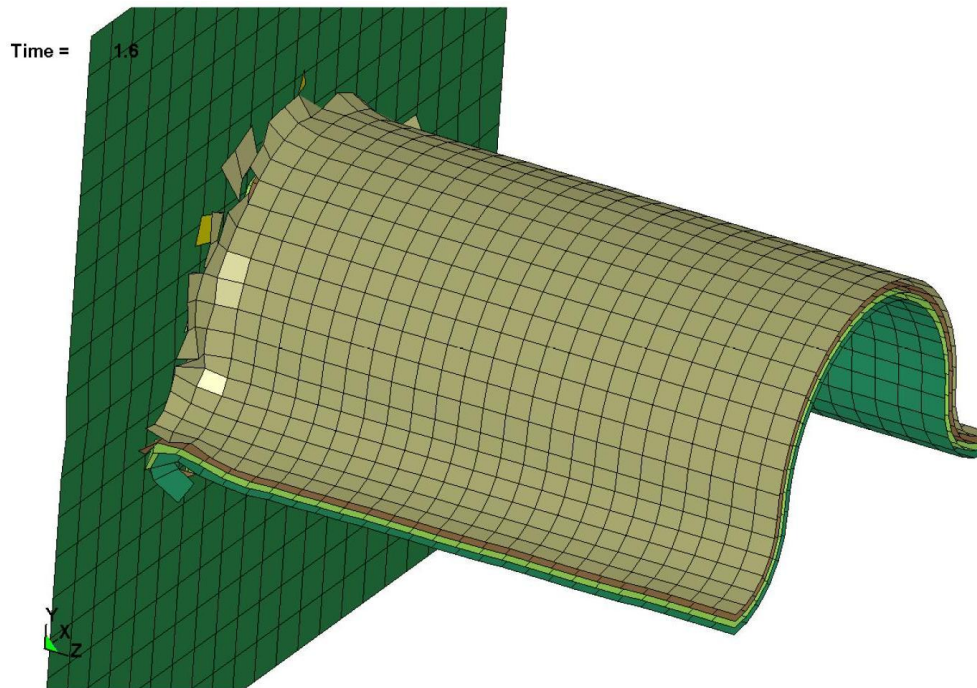


Abbildung 6-1: Multishell-Modellierung eines Crashelements (Holzapfel, et al., 2008)

Eine Modellierung der Felge als Mehrschalenmodell kam aus mehreren Gründen nicht zum Einsatz. Die Modellierung der Felge hätte durch die Lagenanzahl von bis zu 35 Einzellagen einen enormen Aufwand in der Netzgenerierung bedeutet. Problembereiche entstehen auch dort, wo sich die Anzahl der Lagen ändert. In diesen Übergangsbereichen entstehen Schwierigkeiten wie die Lagen miteinander verbunden werden können. Um ein Mehrschalenmodell mit Delamination prognosefähig rechnen zu können, dürfen die Elemente eine bestimmte Größe nicht überschreiten. Aufgrund der geringen möglichen Elementgrößen von zirka einem Millimeter ergibt sich neben der viel aufwendigeren Vernetzung auch noch eine erheblich längere Rechenzeit bei expliziter Berechnung. Eine Simulation mit einem Multishell Aufbau der Felge ist nicht notwendig, da bei den vorhandenen Belastungen es sehr unwahrscheinlich zu Delaminationen kommen würde. Auch die Geschwindigkeiten mit denen die Tests durchgeführt werden, kommen in einem Bereich zu liegen in dem es zu keiner nennenswerten Aufspaltung der Lagen kommen wird.

6.2.2 Faserverbundbauteilmodellierung als Part-Composite

Eine etwas vereinfachte Form der Multishell Simulation, ist der Aufbau des Verbundwerkstoffs als sogenanntes Part-Composite. Hierfür muss nicht jede Lage als eigenes Shell abgebildet werden, sondern es wird von einem Shell ausgehend ein Lagenaufbau definiert. Für jeden Integrationspunkt (IP) kann eine eigene Lage mit Lagenwinkel und

Lagenstärke definiert werden. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, dass auch für jeden Integrationspunkt eine eigene Materialkarte verwendet werden kann. Eine Darstellung eines Lagenaufbaus als Part-Composite mit unterschiedlichen Lagenstärken und Lagenwinkeln ist in der Abbildung 6-2 sichtbar.

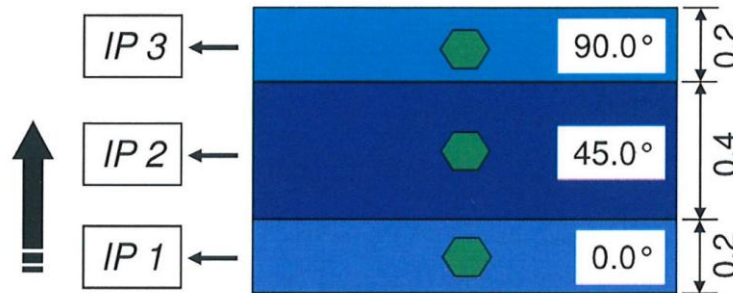


Abbildung 6-2: Aufbau eines Part-Composite mit Lagenstärken und Lagenwinkel (Graf, et al., 2010)

Die komplette Dicke des Werkstücks ergibt sich aus der Summe der Einzelschichtdicken. Die Lagen werden vom ersten Integrationspunkt ausgehend aufgebaut. Eine Darstellung der Keywordcard für das in Abbildung 6-2 dargestellte Part-Composite zeigt die Abbildung 6-3.

```

*PART_COMPOSITE
Composite Lay up
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
$   PID   ELFORM   SHRF   NLOC   MAREA   HGID   ADOPT
$   1     2         0.0    0.0    0.0     0      0
$   MID1  THICK1   BETA   MID2   THICK2   BETA
$   1     0.2     0.0    2     0.4     45.0
$   MID3  THICK3   BETA   MID4   THICK4   BETA
$   3     0.2     90.0
    
```

Abbildung 6-3: Keywordcard eines Part-Composite

In der Keywordcard ist ersichtlich, dass jedem Layer auch eine unterschiedliche Materialkarte zugeteilt werden kann. Für jeden Integrationspunkt kann eine eigene Material-ID (MID) angegeben werden. Somit können auch Verbunde unterschiedlicher Materialien und nicht nur Lagen unterschiedlicher Orientierung simuliert werden. Damit besteht auch die Möglichkeit, dass Sandwichwerkstoffe mit relativ geringem Aufwand simuliert werden können. Ein weiterer Vorteil bei dieser vereinfachten Modellierung eines Lagenaufbaus ist,

dass auch keine interlaminare Schicht modelliert werden muss, was die Rechenzeit und die Zeit um ein Netz zu generieren drastisch senkt.

6.3 Mögliche Materialkarten in LS-Dyna®

Wie auch bei der Lagenmodellierung gibt es in LS-Dyna® mehrere mögliche Modelle mit denen das Verhalten eines Faserverbundwerkstoffs beschrieben werden kann. In diesem Abschnitt werden die wichtigsten Materialmodelle für Composites kurz beschrieben. Details zu den möglichen Materialkarten kann (Livermore Software Technology Corporation, 2007) entnommen werden.

Hauptsächlich werden für Composite-Bauteile die folgenden Materialien verwendet:

- ***MAT_022: (*MAT_COMPOSITE_DAMAGE)**
 - Orthotropes Materialmodell
 - Chang-Chang Versagenskriterium
 - Ebener Spannungszustand
- ***MAT_054/055: (*MAT_ENHANCED_COMPOSITE_DAMAGE)**
 - Verbesserung des Material *MAT_022
 - *MAT_054 Chang-Chang und *MAT_055 Tsai-Wu Versagenskriterium
 - Ist nur für dünne Shells validiert
- ***MAT_058: (*MAT_LAMINATED_COMPOSITE_FABRIC)**
 - Materialmodell für Composite Materialien mit unidirektionalen Lagen, kompletten Laminaten und Geweben
 - Hashin Versagenskriterium
 - Modellierung von Shells und dicken Shells
- ***MAT_059: (*MAT_COMPOSITE_FAILURE_SHELL/SOLID_MODEL)**
 - Ähnlich dem Material *MAT_058
 - Modellierung von Shells oder Solids
 - Keine exponentielle Spannungsabnahme nach Erreichen der maximalen Dehnung

Die Auswahl des geeigneten Materialmodells um die Felge simulieren zu können entstand in Kooperation mit einem Experten der Firma Dyna More GmbH. Aufgrund der Forderungen, dass sowohl ein unidirektionaler Lagenaufbau als auch komplette Gewebe modelliert werden können, kam das Material *MAT_058 (*MAT_LAMINATED_FABRIC) zum Einsatz. Eine genauere Beschreibung des *MAT_058 folgt noch im Kapitel 6.4.2.

Dieses Materialmodell hat den Vorteil auch mit einer Lagendefinition als Part-Composite kompatibel zu sein, denn nicht jedes Materialmodell kann in Verbindung mit Part-Composite verwendet werden. Diese Kompatibilität war sehr wichtig, da der Lagenaufbau der Felge aufgrund der zur Verfügung stehenden Rechenleistung und aufgrund der hohen Lagenanzahl von bis zu 35 Einzellagen nicht als Multi Shell aufgebaut werden konnte.

6.4 Materialdaten für den Werkstoff CFK

Einen besonders großen und aufwendigen Teil dieser Arbeit nahm die Gewinnung von Materialdaten für den Kohlefaserverbundwerkstoff in Anspruch. Diese Daten sind zur Erstellung von Materialkarten in numerischen Simulationen Voraussetzung. Um die Materialdaten in einem noch sinnvollen Aufwand zu bestimmen, wurde in Zusammenarbeit mit CARBO TECH WHEELS GmbH ein Versuchsprogramm zur Ermittlung der benötigten Materialkennwerte festgelegt. Dazu zählte ein Zugversuchsprogramm. Als Besonderheit wurden von diesen Versuchen High Speed Videos erstellt, um über das Rissverhalten Aussagen treffen zu können. Geplant waren zuerst eine quasistatische und eine dynamische Zugversuchsreihe. Durch die dynamischen Zugversuche sollte eine Dehnratenabhängigkeit des Werkstoffes ermittelt werden. Aufgrund der Tatsache, dass momentan noch bei keiner Materialkarte für Composites in LS-Dyna® eine Dehnratenabhängigkeit vorgesehen ist, wurde auf die dynamischen Zugversuche verzichtet. Laut Expertenauskunft gibt es nun zwar diese sogenannte Dehnratenabhängigkeit bei Faserverbundwerkstoffen aber sie findet derzeit leider noch bei keinem Composite Simulationsmaterial Berücksichtigung. Laut diesem Experten sollte es aber in naher Zukunft zur Veröffentlichung von Materialmodellen kommen die eine Dehnratenabhängigkeit bei Compositematerialien sehr wohl berücksichtigen. Weiters wurde eine Serie von Versuchen mit zwei dynamischen Schlagtests durchgeführt. Einer davon war ein dynamischer Dreipunkt-Biegeversuch, bei dem die Belastung nahe an der Bruchlast sein sollte. Der zweite war ein Kugelschlagversuch, um das Schädigungsverhalten bei schnellen dynamischen Belastungen und einem komplexeren Spannungszustand abbilden zu können.

Vor der Durchführung der Prinzipversuche wurden einige Materialdaten eines ähnlichen Harz/Härter-Systems und ähnlichen Fasern von der Firma CARBO TECH GmbH zur Verfügung gestellt. Es handelte sich dabei um einen Werkstoff mit der Bezeichnung T620S. Die erhaltenen Daten konnten aufgrund des nur annähernd gleichen Werkstoffes nicht in die Simulation der betrachteten Felge übernommen werden, sondern dienten nur zur ersten Erprobung der erstellten Simulationsmodelle der Prinzipversuche.

Folgende Werte wurden zur Verfügung gestellt:

Mechanische Eigenschaften T620S für 0° Faserrichtung		
Zugfestigkeit	MPa	1469
E-Modul E_a	GPa	102
Druckfestigkeit	MPa	572

Tabelle 6-1: Mechanische Eigenschaften eines T620S-Kohlefaserverbundwerkstoffes mit 0° Faserorientierung der ähnlich dem Felgenwerkstoff ist. (CTW)

Mechanische Eigenschaften des T620S für 90° Faserrichtung		
Zugfestigkeit	MPa	75,9
E-Modul E_b	GPa	6,8
Druckfestigkeit	MPa	21,6

Tabelle 6-2: Mechanische Eigenschaften eines T620S-Kohlefaserverbundwerkstoffes mit 90° Faserorientierung der ähnlich dem Felgenwerkstoff ist. (CTW)

Mechanische Eigenschaften des T620S für Schub		
Schubfestigkeit	MPa	380
Schubmodul a_b	GPa	3,8
Schubmodul b_c	GPa	3,8
Schubmodul c_a	GPa	3,8

Tabelle 6-3: Kenngrößen eines T620S-Kohlefaserverbundwerkstoffes der ähnlich dem Felgenwerkstoff ist für Schub. (CTW)

6.4.1 Ermittlung der Materialdaten durch Prinzipversuche

Für den Abgleich von der Simulation und der Realität wurden, wie schon erwähnt, einfache Prinzipversuche mit genau definierten Probengeometrien durchgeführt. Es war darauf zu achten, dass auch die Randbedingungen der Probe nachmodelliert werden können, um die gesuchten Materialdaten einfach, aber vor allem richtig, zu bestimmen. Je nach Art des Versuchs sollten Erkenntnisse für statische Simulationen, dynamische Simulationen ohne Schädigung und dynamische Simulationen mit Schädigung gewonnen werden.

Es ergab sich folgende Einteilung für die Prinzipversuche:

- Zugversuch quasistatisch mit einer Belastungsgeschwindigkeit von $1 \text{ mm}/\text{min}$
- Zugversuch quasistatisch mit einer Belastungsgeschwindigkeit von $75 \text{ mm}/\text{min}$
- Dynamischer Schlagversuch (dynamischer Dreipunktbiegeversuch)
- Kugelschlagversuch bei ebenem Spannungszustand

Mit den unterschiedlichen, einfachen Materialprüfungen sollten notwendige Materialkennwerte gewonnen werden können. So ergaben sich aus den Zugversuchen die notwendigen Materialdaten für eine statische Berechnung des Werkstoffes. Mit dem dynamischen Durchbiegeversuch sollten Materialdaten, die für eine dynamische Berechnung der Deformationen notwendig sind, generiert werden. Die Schädigung des Werkstoffes konnte allein mit den Daten aus dem quasistatischen Zugversuch und dem dynamischen Dreipunktbiegeversuch noch nicht beschrieben werden. Dafür waren noch die Ergebnisse aus dem Kugelschlagversuch, bei dem eine Schädigung des Werkstoffes Prämisse war, notwendig.

Durch den Lagenaufbau ergaben sich mehrere notwendige Tests, um Daten für jede Einzellage zu erhalten, die dann zusammengesetzt werden, um den Schichtaufbau der Felge in der Simulation abzubilden. Die unterschiedlichen Lagenaufbauten sollten soweit es ging getrennt voneinander geprüft werden, um ein charakteristisches Verhalten von unterschiedlichen Faserorientierungen darstellen zu können. Dadurch sollte auch bei Änderung der Faserausrichtung die Fähigkeit einer Aussage des Simulationsmodells im Vergleich zur Realität erhalten bleiben.

Die Versuchsanzahl der jeweiligen Versuche ergab sich daher aus:

- Den unterschiedlichen Lagenaufbauten
- Verschiedenen Orientierungen der Fasern bei unterschiedlichen Probenzuschnitten
- Wiederholung der einzelnen Testkonfigurationen, um eine Reproduzierbarkeit der Versuche zu gewährleisten.

Die Versuche und Ergebnisse zur Materialvalidierung sind in den Kapiteln 6.4.3 bis 6.4.6 noch detaillierter dargestellt.

6.4.2 Simulationsmodell eines Zugelements

Für die Simulation war es überaus notwendig die Auswirkungen von einzelnen Materialparametern der Materialkarte in einer Simulation sichtbar zu machen. Dies war für das prinzipielle Verständnis, des von LS-Dyna® implementierten Materialmodells, sehr wichtig.

Aus diesem Grund wurde ein einziges Zugelement wie es in Abbildung 6-4 dargestellt ist simuliert.

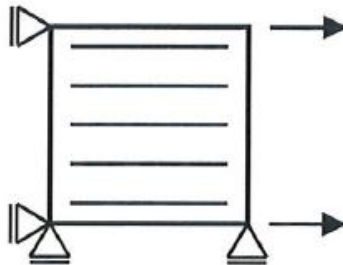


Abbildung 6-4: Darstellung der Lagerung und Belastung eines Zugelements. (Graf, et al., 2010)

Die Abbildung zeigt das Zugelement mit der Faserausrichtung, den notwendigen Lagerungen und der Belastungsrichtung. Als Vereinfachung wurde auch nur ein „Single-Layer“, also nur eine Schicht mit nur einer einzigen Faserausrichtung simuliert.

Für die Modellierung des einzelnen Zugelements wurde die LS-Dyna® Materialkarte *MAT_LAMINATED_COMPOSITE_FABRIC (*MAT_058) verwendet. Die Abbildung 6-5 zeigt das charakteristische Spannungs-Dehnungs-Diagramm für das *MAT_058 als Ergebnis der Simulation des einzelnen Zugelements.

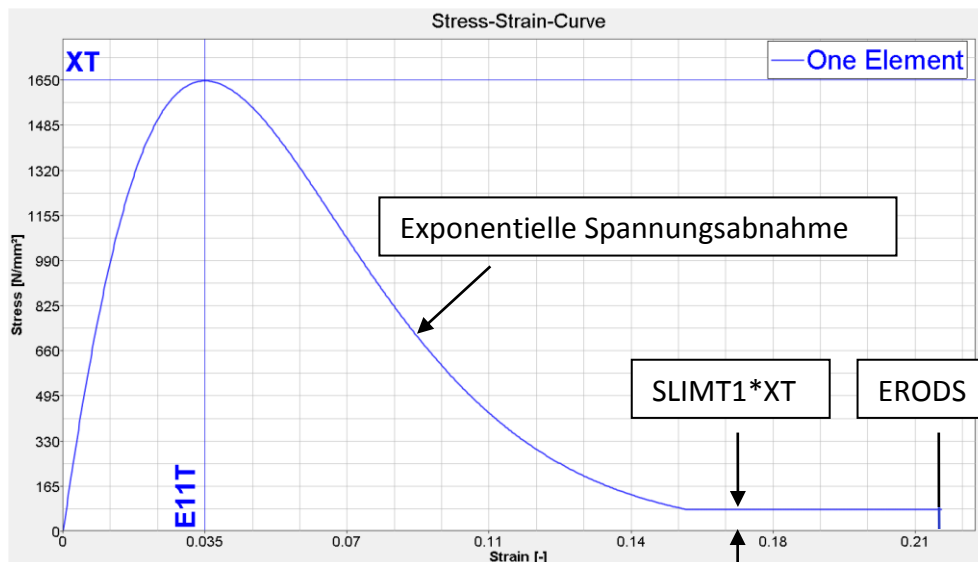


Abbildung 6-5: Spannungs-Dehnungs-Diagramm eines einzelnen Zugelements.

Es können Werte, die direkt in der Materialkarte eingegeben werden, wie zum Beispiel die Dehnung (E11T) bei der maximalen Zugspannung (XT), abgelesen werden. Weiters kann aber auch die exponentielle Spannungsabnahme nach dem Spannungsmaximum dargestellt werden. Diese Spannungsabnahme spiegelt den „Faser Pull-out“ wieder. Es wurden auch Werte der Materialkarte sichtbar, die nicht von vornherein einfach zu erklären waren. Einer dieser Werte ist der Faktor (SLIMT1). Dieser gibt Auskunft über die minimal aufnehmbare Spannung nach erstmaligem Überschreiten des Spannungsmaximums (XT). Dieser Spannungswert kann so lange ertragen werden bis die maximal mögliche Dehnung (ERODS) des Zugelements erreicht wird und es zum Bruch kommt. Nach dem Erreichen der maximalen Dehnung wird das Element in der Simulation gelöscht und somit können keine Kräfte und Spannungen mehr übertragen werden.

Diese Simulation eines einzelnen Zugelements wurde des Weiteren noch mit einer um 90° gedrehten Faserausrichtung durchgeführt. Mit diesen Grundlagen konnten die ersten quasistatischen Zugversuche (s.u.) simuliert und mit den realen Versuchen verglichen werden.

6.4.3 Zugversuch quasistatisch 0 Grad Faserwinkel

Das Simulationsmodell des Zugversuches mit 0° Faserwinkel weist zum Realversuch einige Vereinfachungen auf. Es wurde bei dem Simulationsmodell nicht die komplette Probengeometrie abgebildet, sondern nur der rechteckige Teil der Probe. Die Bindfäden, die

auf die Festigkeit des Werkstoffes einen relativ geringen Einfluss haben, wurden in der Simulation nicht explizit dargestellt.

Eine Gegenüberstellung der Proben von Simulationsmodell und Realversuch zeigt die Abbildung 6-6.

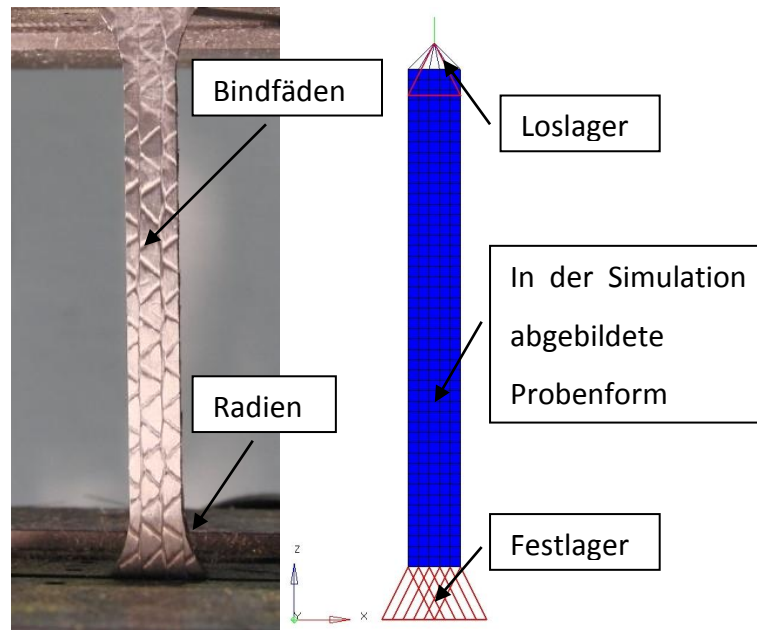


Abbildung 6-6: Gegenüberstellung der Zugversuchproben von Realversuch (links) und Simulationsmodell (rechts)

Das Spannungs-Dehnungs-Diagramm (Abbildung 6-7) der Realversuche war die Grundlage für die Simulation.

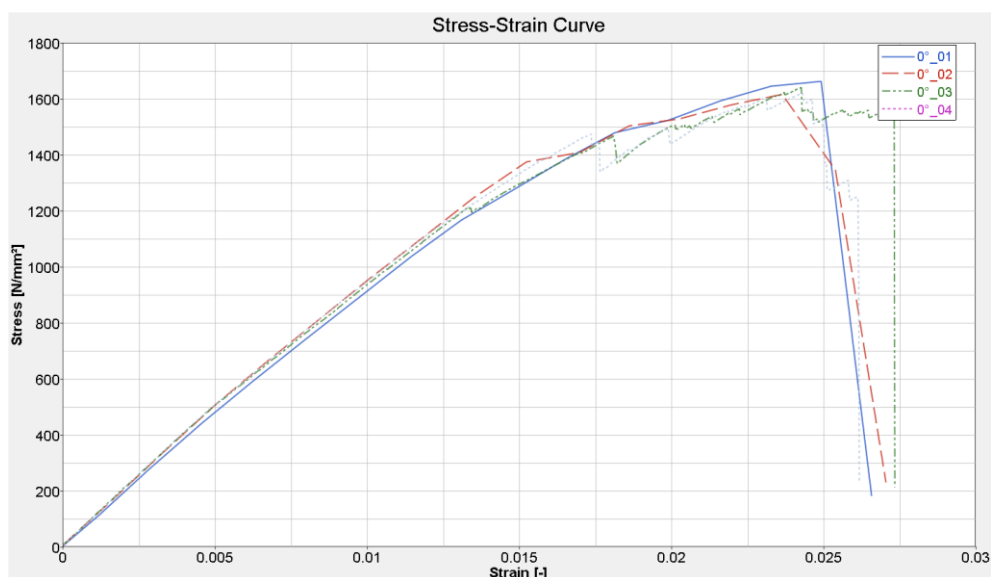


Abbildung 6-7: Spannungs-Dehnungs-Diagramm der Realversuche mit 0° Faserwinkel

In der Abbildung ist sichtbar, dass die Versuche untereinander nur eine relativ geringe Streuung aufweisen. Die Versuche 0°_03 und 0°_04 wurden mit einer Geschwindigkeit von $1 \text{ mm}/\text{min}$ getestet. Die Versuche 0°_01 und 0°_02 wurden hingegen mit einer Geschwindigkeit von $75 \text{ mm}/\text{min}$ getestet. Es ist hier kein Unterschied in den Versuchsergebnissen zu erkennen. Nur die unterschiedliche Aufzeichnungsrate ist hier sichtbar. Die Proben 0°_03 und 0°_04 sind mit einer höheren Auflösung dargestellt und es können Anrisse und Faserbrüche besser erkannt werden. Für die weiteren Betrachtungen wurden nur mehr diese Versuche mit hoher zeitlicher Auflösung herangezogen um die Simulationsmodelle zu validieren.

In erster Näherung wurde die LS-Dyna® Materialkarte mit den bekannten Werten und Empfehlungen der DYNA More GmbH gefüllt. Daten, wie die Limitierung der minimal aufnehmbaren Spannung nach dem Spannungsmaximum mit dem Faktor (SLIMIT1), wurden durch Variation optimiert um ein möglichst dem realen Versuch entsprechendes Ergebnis zu erhalten.

Mit Hilfe der gewonnenen Daten aus den Zugversuchen, wie maximale Zugspannung und Dehnung bei der maximalen Spannung, konnte die Materialkarte adaptiert und der Zugversuch in erster Näherung simuliert und berechnet werden. Danach wurden sämtliche Materialparameter optimiert, um auf ein Ergebnis zu kommen welches den Realversuch bestmöglich abbildet. Die Gegenüberstellung einer Spannungs-Dehnungs-Kurve der Simulation und der Kurve eines Realversuchs zeigt Abbildung 6-8.

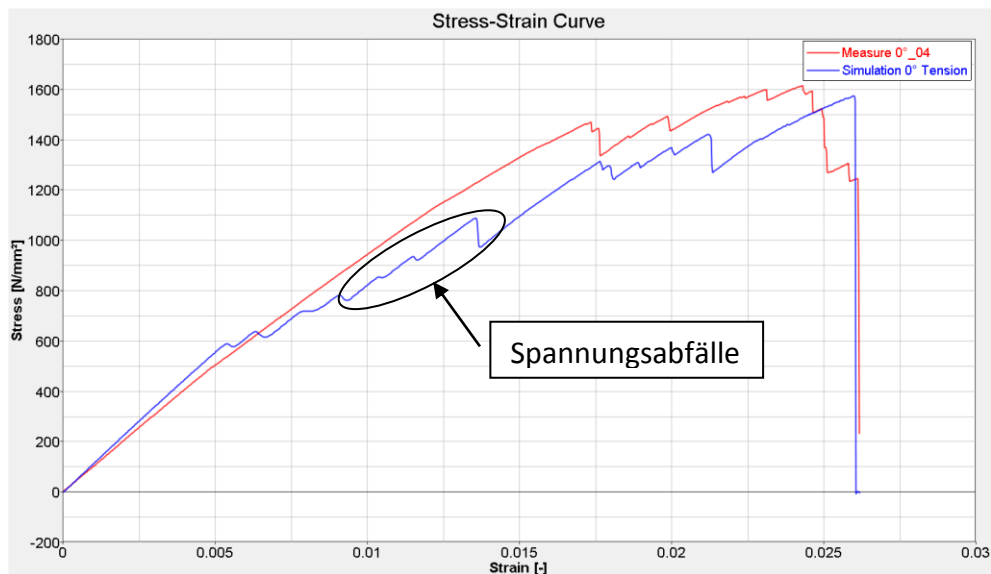


Abbildung 6-8: Spannungs-Dehnungs-Diagramm der 0°-Simulation im Vergleich zum Realversuch

In jenen Bereichen, wo die Simulation plötzliche Spannungsabfälle aufweist (Abbildung 6-8), konnten auch während der Realversuche deutliche Rissgeräusche wahrgenommen werden. Die Abweichungen zwischen der Simulation und dem Realversuch lassen sich aller Wahrscheinlichkeit nach auf die Vereinfachungen, die bei der Erstellung des Simulationsmodells gemacht wurden, zurückführen. Die Probengeometrie unterlag aufgrund ihres Herstellungsverfahrens auch Abweichungen. So waren zum Beispiel die Stärke und die Breite der einzelnen Proben über die Länge nicht konstant. Dies kann ebenfalls zu einem Einfluss auf die Unterschiede zwischen Realversuch und Simulation führen.

6.4.4 Zugversuch quasistatisch 90 Grad Faserwinkel

Der quasistatische Zugversuch mit einem Faserwinkel von 90° erfolgte ident dem Zugversuch mit einem Faserwinkel von 0°, nur wurde hier die Faserrichtung in der Probe um 90° gedreht. Diese unterschiedliche Faserausrichtung in Abbildung 6-9 ist im Vergleich mit der in Abbildung 6-6 sichtbaren Probe mit einer Faserausrichtung von 0° leicht zu erkennen.

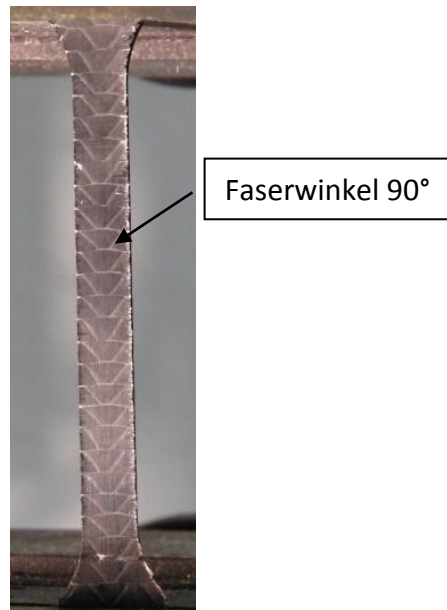


Abbildung 6-9: Zugversuchsprobe mit einer Faserausrichtung von 90°

Als Grundlage zur Ermittlung der notwendigen Materialdaten für die Simulation dienten auch bei diesen Zugversuchen die Spannungs-Dehnungs-Diagramme der Realversuche. Die Ergebnisse der Zugversuche mit einer Faserausrichtung von 90° sind in der Abbildung 6-10 ersichtlich.

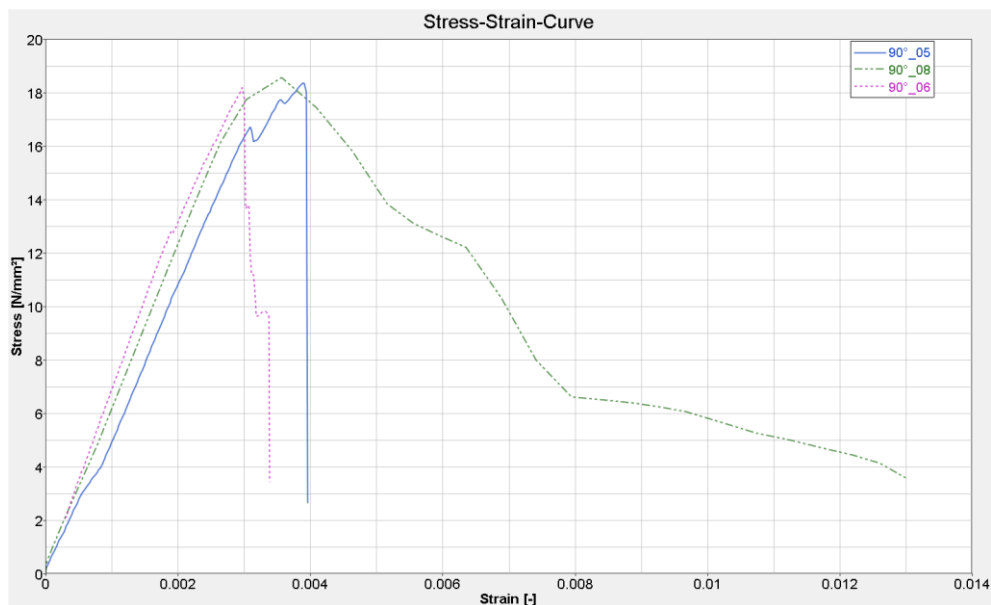


Abbildung 6-10: Spannungs-Dehnungs-Diagramm der Realversuche mit 90° Faserwinkel

Bei den Zugversuchen mit Hauptfaserrichtung von 90° wurden, wie beim Zugversuch mit einer Hauptfaserrichtung von 0°, vier Proben mit zwei unterschiedlichen

Belastungsgeschwindigkeiten getestet. Eine Aufzeichnung (Probe 90°_07) konnte aufgrund eines Fehlers bei der Aufzeichnung nicht verwertet werden. Des Weiteren ist bei der Probe 90°_08 eine deutlich erhöhte Spannung nach dem Spannungsmaximum ersichtlich. Dies rührt aus einem deutlich höheren Energieaufwand für den Faserpullout, der durch eine leicht schräge Einspannung der Probe zustande kam. Die Belastungsgeschwindigkeiten lagen ident zu den Versuchen mit 0° Hauptfaserrichtung bei den Proben 90°_07 und 90°_08 bei $75 \text{ mm}/\text{min}$ und bei den Proben 90°_05 und 90°_06 bei $1 \text{ mm}/\text{min}$.

Mit den gewonnenen Daten aus den 90° Zugproben konnte die Materialkarte mit den restlichen notwendigen Parametern, die für eine statische Rechnung ausreichend sind, gefüllt werden. Dazu zählten, wie auch bei 0° Faserrichtung, die Werte die, direkt in die Materialkarte eingegeben werden konnten, wie die maximale Dehnung (E22T), die maximale Spannung (YT) und der E-Modul (EB). Wie bei den 0° Simulationen kam es auch bei den 90° Simulationen zu einer Optimierungsschleife der Materialparameter, die nicht direkt eingegeben werden konnten. Das Verhalten der Zugversuchsprobe mit einem Faserwinkel von 90°, konnte wie in der Abbildung 6-11 ersichtlich, mit der Simulation zufriedenstellend abgebildet werden.

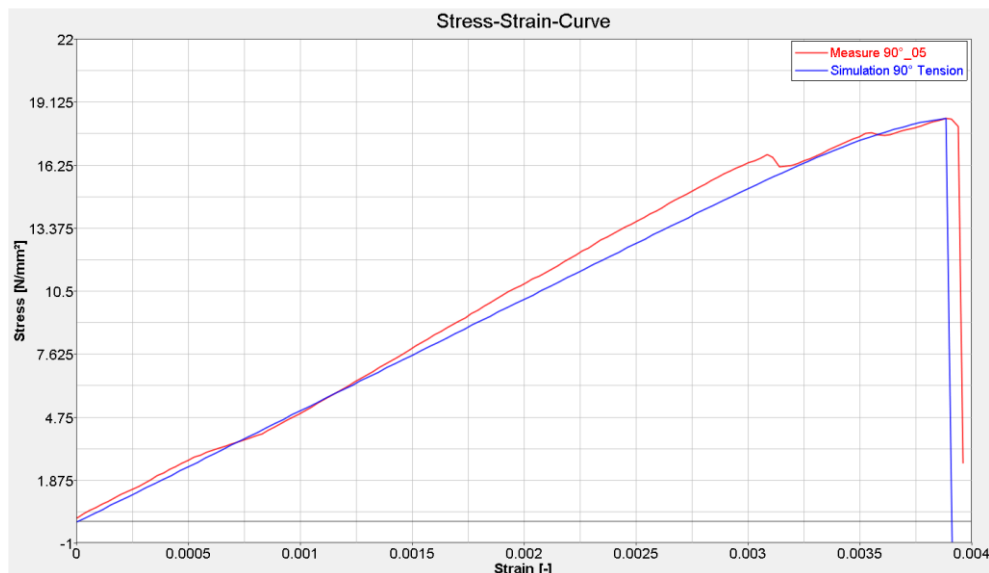


Abbildung 6-11: Spannungs-Dehnungs-Diagramm der 90°-Simulation im Vergleich zum Realversuch

Diese geringfügige Abweichung kann unter Umständen durch die Vereinfachung der simulierten Probengeometrie und durch die Formabweichungen der realen

Probengeometrien erklärt werden. Die Formabweichungen der Realproben waren grundsätzlich bei den Versuchen in Hauptfaserrichtung stärker ausgeprägt.

Bei diesen Versuchen wird das Bruchverhalten durch die Materialeigenschaften der Matrix bestimmt. Dieses Material zeigt einen linearen Spannungsanstieg bis zu einer Bruchdehnung, die leicht über jener der Versuche in Faserrichtung liegt. So kommt es bei Gelegen mit mehreren Faserrichtungen nicht zum frühzeitigen Versagen von gering belasteten Lagen, deren Faserrichtung quer zur Belastungsrichtung liegt.

6.4.5 Dynamischer Schlagversuch

Um auch Materialdaten zu erhalten, die für eine dynamische Berechnung von Bauteilen aus Kohlefaser notwendig sind, wurde der dynamische Schlagversuch durchgeführt. Dieser Versuch wurde in Kooperation mit der CARBO TECH WHEELS GmbH festgelegt, um eine Möglichkeit zu schaffen, einfache Proben unter dynamischen Belastungen zu prüfen. Ein wichtiger Punkt dieser Materialprüfung war hier, das Material dynamisch bis an seine Grenzen zu belasten, aber es sollte bei diesen Versuchen noch nicht bei allen Proben ein Bruch auftreten. Zu einem Bruch sollte es nur bei zwei Proben kommen, bei denen die Belastungsgeschwindigkeit höher angesetzt wurde. (s.u.)

Entwicklung und Konstruktion

Der Prüfstand wurde so entwickelt, dass wenn möglich schon vorhandene Prüfmöglichkeiten genutzt oder adaptiert werden können. Für diesen Materialversuch wurde eine Hüftpendel-Prüfmaschine verwendet. Diese stellt bei der Komponentenprüfung eines Fahrzeuges die Kopfbewegung mit der Drehachse in der Hüfte nach. Da dieses Prüfgerät schon vorhanden war, musste die Maschine nur noch um einen entsprechenden Impaktor und um ein Grundgestell zur Probenaufgabe erweitert werden.

Die Konstruktion der notwendigen Anbauten ist in der Abbildung 6-12 sichtbar.

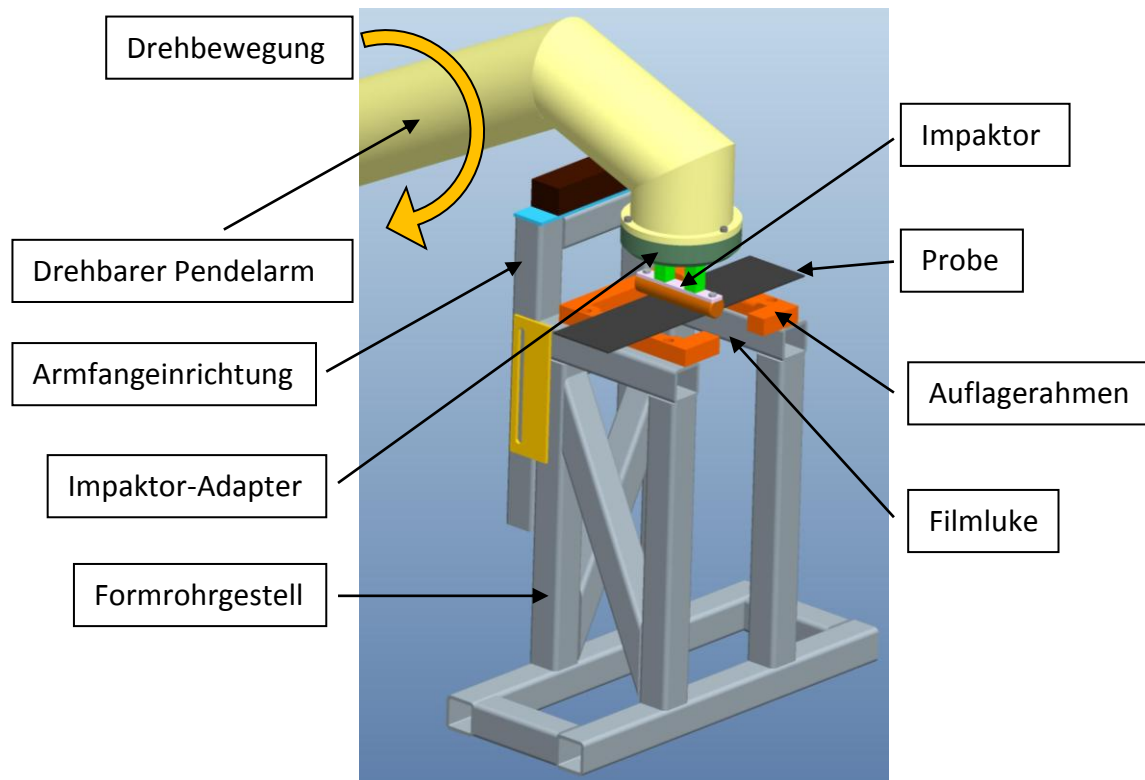


Abbildung 6-12: Konstruktion des einachsigen Schlagprüfstands

Auf den vorhandenen Pendelarm der H-Pendel-Prüfmaschine wurde ein Impaktor-Adapter aufgeschraubt um verschiedenste Impaktorformen verwenden zu können, da die für die Kopfaufschlagprüfung vorgeschriebene Halbkugel für diese Versuche nicht geeignet ist. Die Entscheidung fiel auf einen zylindrischen Impaktor mit 30mm Durchmesser. Eine Auflage für die zu prüfende Probe musste ebenfalls erst konstruiert und gefertigt werden. Hierbei lag das Augenmerk darauf, dass die Einspannbedingungen der Probe möglichst definiert sind. Es wurde ein Rahmen konstruiert, welcher in den Auflagebereichen einen Radius aufweist. Der Radius soll das Verkleben, und so komplexe Randbedingungen bei der Simulation, verhindern. Dieser Auflagerahmen wurde auf ein Formrohrgestell geschraubt. Eine Armfangereinrichtung, welche als Endanschlag dient, verhindert eine Beschädigung des Prüfstandes wenn es zu einem Bruch der Versuchsprobe kommt. Bei der Konstruktion des Prüfstandes wurde auch auf eine optimale Zugänglichkeit und die Möglichkeit der Anbringung von HS-Filmequipment geachtet. Eine Filmluke wurde eingebaut, um die Durchbiegung der Probe über die Versuchsdauer filmen und auswerten zu können. Diese HS-Videos können dann in weiterer Folge sehr gut für den eigentlichen Validierungsprozess eingesetzt werden.

Versuch

Im Realversuch kamen acht Proben zum Einsatz. Vier Proben wurden mit einer Hauptfaserrichtung von 0° und vier Proben mit einer Hauptfaserrichtung von 90° getestet. Die zwei Hauptfaserrichtungen (0° und 90°), sowie eine Darstellung des gesamten Prüfaufbaus mit dazugehörigem Equipment, ist in der Abbildung 6-13 dargestellt.

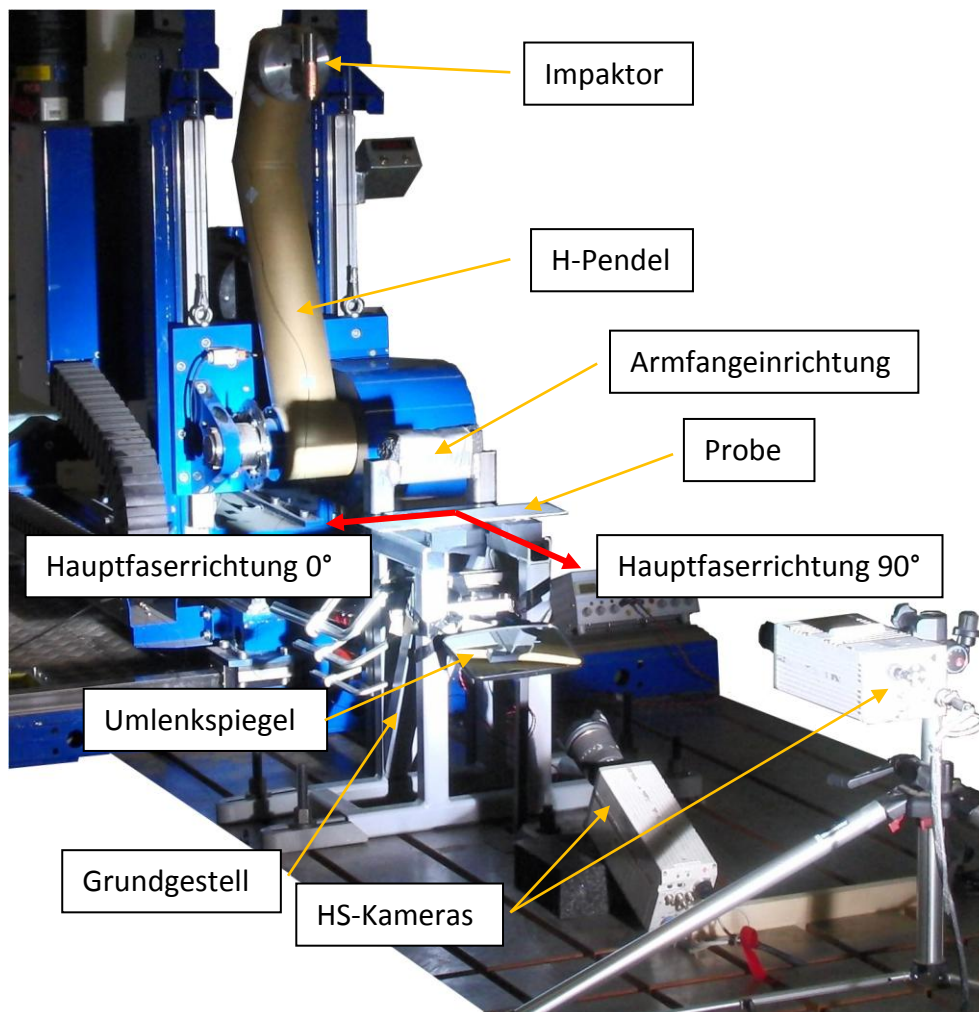


Abbildung 6-13: Prüfaufbau des dynamischen Schlagversuchs einachsiger

Für die Auswertung der Versuche wurden die Beschleunigungen des Impaktors gemessen. Des Weiteren kamen zwei High-Speed-Kameras zum Einsatz, mit denen aus verschiedenen Blickwinkeln die Verformungen der Probe über die Zeit gefilmt werden konnten. Eine Momentaufnahme einer Kamera, in der die Verformung einer Probe sichtbar ist, zeigt die Abbildung 6-14. Mit Hilfe solcher Aufnahmen können auch Zeit-Weg-Kurven des Impaktors erstellt werden.

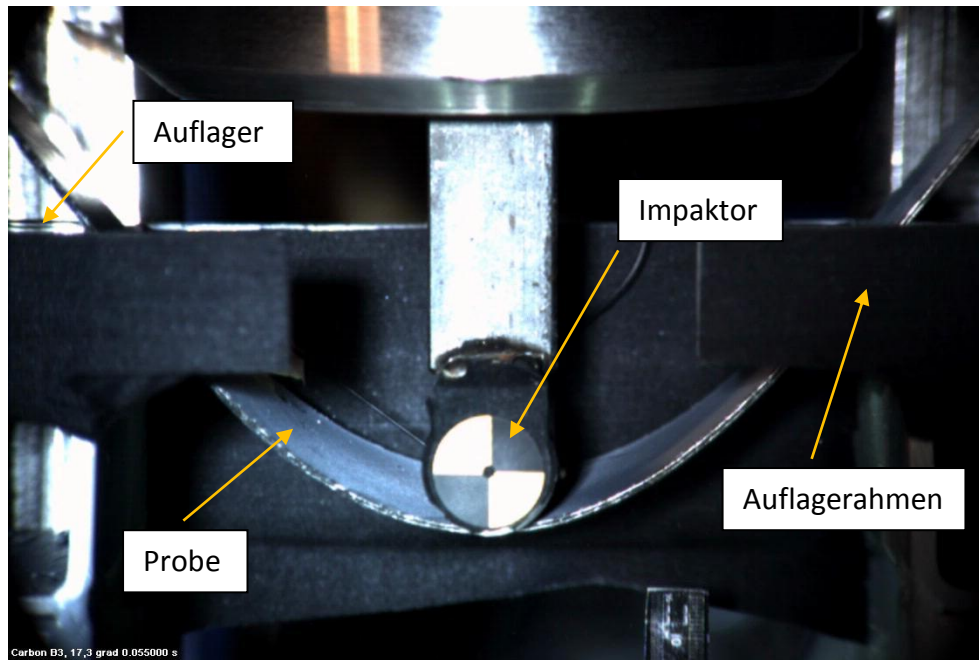


Abbildung 6-14: Versuchsaufnahme der Probe drei zum Zeitpunkt $t=0,055$ s

Die folgende Tabelle zeigt eine Aufstellung der Versuchsbedingungen für den dynamischen Biegeversuch.

Dynamischer Biegeversuch			
Probennummer	Auftreff-Geschwindigkeit [m/s]	Hauptfaserrichtung [°]	Bruch
1	2,19	90	Nein
2	2,17	90	Nein
3	2,14	0	Nein
4	2,19	90	Ja
5	2,14	0	Nein
6	2,19	0	Ja
7	5,28	0	Ja
8	5,11	90	Ja

Tabelle 6-4: Versuchsbedingungen des dynamischen Biegeversuchs mit Auftreffgeschwindigkeit, Hauptfaserrichtung und Auskunft über Zerstörung der Probe

Bei dem dynamischen Biegeversuch kam es, wie in der Tabelle 6-4 ersichtlich, zum Bruch der Proben mit den Nummern 4, 6, 7 und 8. Die Zerstörung der Proben hatte unterschiedliche Gründe. Bei den Proben mit den Nummern 7 und 8 kam es aufgrund der zu hohen Auftreffgeschwindigkeit des Impaktors zum Bruch. Diese Versuche wurden gewollt mit höherer Geschwindigkeit durchgeführt um eventuell einen Einfluss der

Belastungsgeschwindigkeit zu ermitteln. Dieser Einfluss konnte bei diesen Versuchen nicht beobachtet werden. Bei den Proben mit den Nummern 4 und 6 sollte es nicht von vornherein zu einem Bruch der Probe kommen. Der Bruch der Proben konnte nach Begutachtung durch die CARBO TECH WHEELS GmbH auf die Herstellung der Probenkörper zurückgeführt werden. Da es sich bei den Proben um die ersten Werkstücke mit der Harz/Härter- und Faserkombination handelte, waren Teilbereiche der Probenplatte besser beziehungsweise schlechter mit Harz durchtränkt. In Bereichen bei denen eine schlechte Durchtränkung zu sehen war, konnten die Proben nur geringere Spannungen aufnehmen. Durch diese ungleichmäßige Harzverteilung entstanden bei zwei Proben genau in den höchstbelasteten Stellen Unstetigkeiten bei denen es zum Bruch der Probe kam. Bei allen nicht zerstörten Proben schwankten die Beschleunigungswerte nur unkenntlich und somit gab es so gut wie keine Streuung zwischen den einzelnen Versuchen. Die Abbildung 6-15 zeigt die Auswertung der Beschleunigungskurven des Impaktors für die Versuche, bei denen die Hauptfaserrichtung 0° war. Die Abbildung 6-16 zeigt ebenfalls die Impaktorbeschleunigungen, jedoch für die Hauptfaserrichtung 90° . Für den Abgleich der späteren Simulationen des dynamischen Schlagversuchs kam die Probe mit der Nummer 3 für die Simulationen mit Hauptfaserrichtung 0° und die Probe mit der Nummer 2 für die Hauptfaserrichtung 90° zum Einsatz, weil diese Proben am wenigsten Ungleichmäßigkeiten aufwiesen.

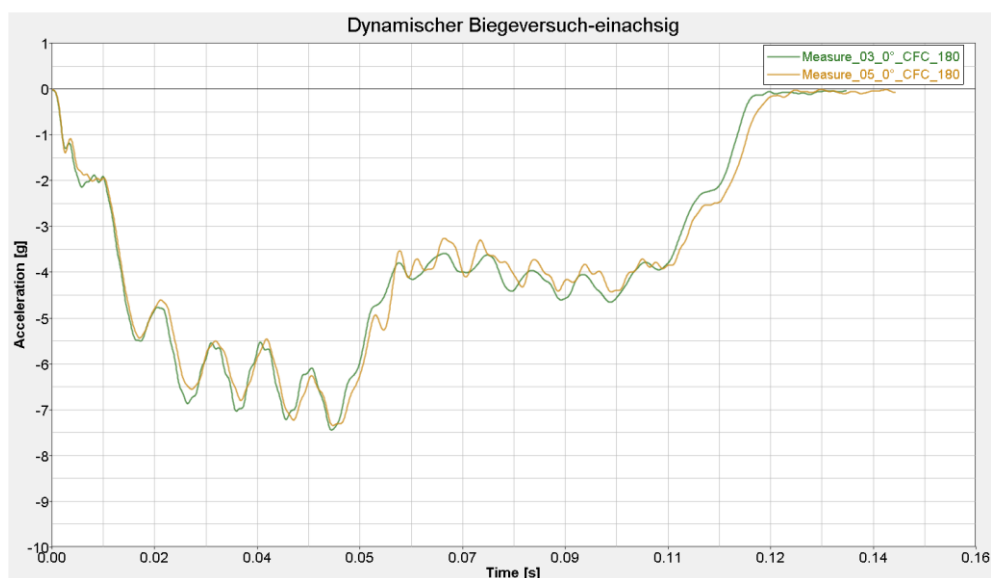


Abbildung 6-15: Beschleunigungsverlauf des Impaktors beim dynamischen Biegeversuch mit Hauptfaserrichtung 0° (CFC180)

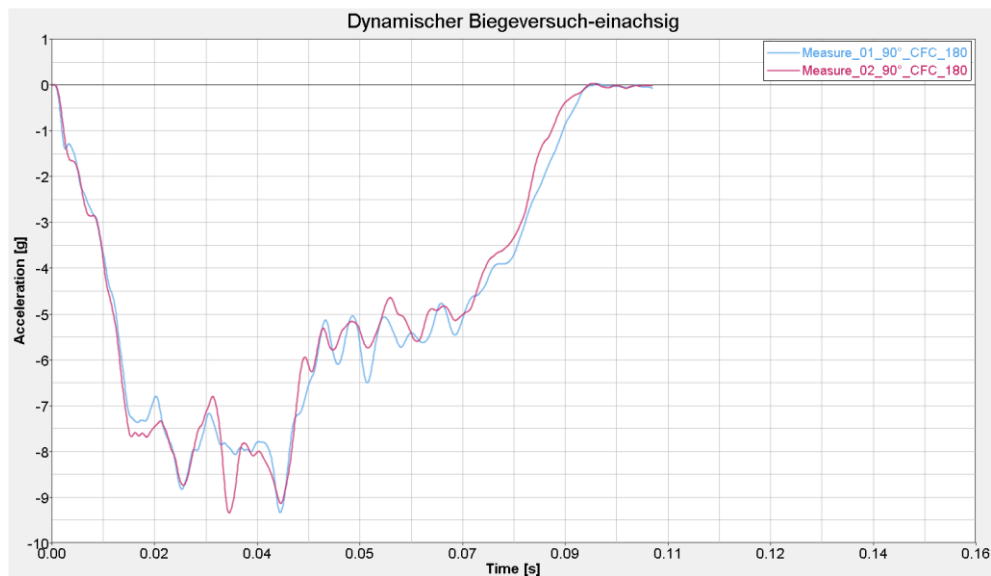


Abbildung 6-16: Beschleunigungsverlauf des Impaktors beim dynamischen Biegeversuch mit Hauptfaserrichtung 90° (CFC180)

Es war nicht notwendig einen Korridor aus mehreren Versuchen zu bilden, in dem die Werte der Simulation liegen sollten, sondern es konnten die Simulationen direkt mit einem Versuchsergebnis verglichen werden.

Simulation

Für die Simulation des dynamischen Schlagversuchs wurde ein vereinfachtes Simulationsmodell aufgebaut. Das Netz des Simulationsmodells zeigt Abbildung 6-17. Die Probe liegt nur auf den Auflagern, ohne dass sie eingespannt ist, um ein mögliches Verkleben der Probe zu verhindern. Um die Masse des Pendelarms in der Simulation nachstellen zu können, kam es zu einer Erweiterung des Impaktors um eine zusätzliche Masse, die der reduzierten Masse des Pendelarms entsprach.

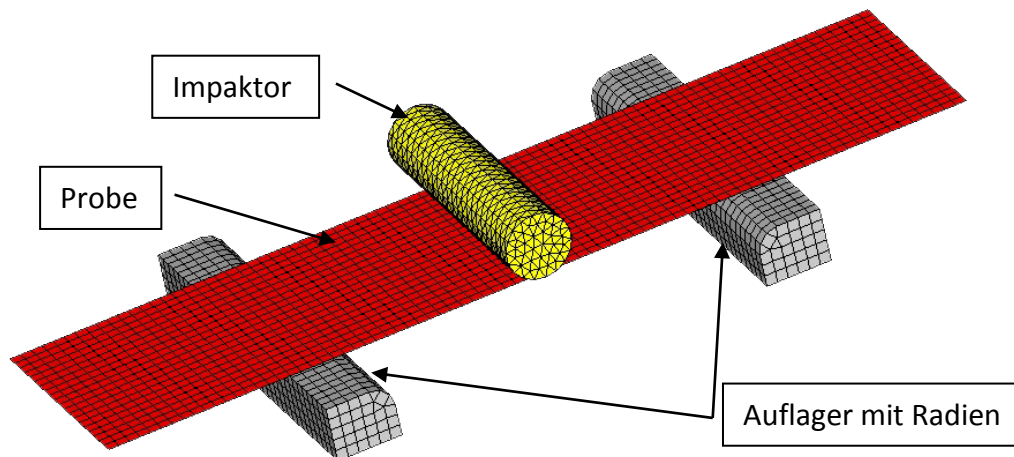


Abbildung 6-17: FE-Modell des vereinfachten dynamischen Schlagversuchs

Die ersten Simulationen des dynamischen Schlagversuchs entstanden mit Materialkarten, die nur mit Materialinformationen aus den Zugversuchen bestückt waren. Mit diesen, noch wenig abgestimmten Materialkarten, wurde hauptsächlich der prinzipielle Simulationsaufbau getestet, um ein stabiles und lauffähiges Rechenmodell zu erhalten. Um das Material in der Simulation noch feiner validieren zu können diente vor allem der Beschleunigungsverlauf des Impaktors. Die Simulationen wurden mit den Versuchsgeschwindigkeiten gerechnet und die Beschleunigungsverläufe von Simulation und Realversuch miteinander verglichen. Die Materialparameter wurden in einem iterativen Prozess weiter verfeinert, bis die Abweichungen zwischen Rechenmodell und Realversuch minimal waren. Die Abbildung 6-18 zeigt einen Vergleich der Impaktorbeschleunigungen des dynamischen Biegeversuchs und der Simulation, die mit der Materialkarte, wie sie nach den Zugversuchssimulationen vorlag, gerechnet wurde.

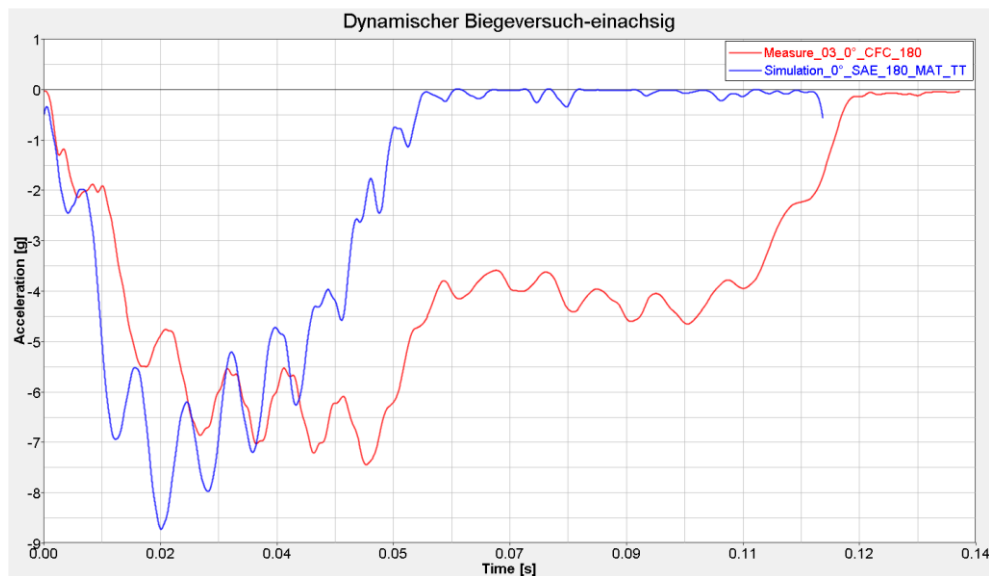


Abbildung 6-18: Gegenüberstellung der Impaktor-Beschleunigungsverläufe bei der dynamischen Durchbiegung von Simulation mit Materialkennwerten aus dem Zugversuch und Realversuch für die Hauptfaserrichtung 0°

In dieser Abbildung ist noch eine deutliche Abweichung zwischen der Versuchskurve und dem Verlauf der Simulation erkennbar. Die Kurven stimmen bis zu einer Zeit von 0,04s noch gut überein, ab diesem Zeitpunkt tritt jedoch bei der Simulation ein Bruch der Probe auf und die Beschleunigungskurven weichen voneinander stark ab. Nach ständiger Verbesserung und Optimierung des Materialmodells ergab sich ein Beschleunigungsverlauf des Impaktors für die Hauptfaserrichtung von 0° wie er in der Abbildung 6-19, in Blau, sichtbar ist. Dieser Beschleunigungsverlauf der Simulation besitzt nur mehr eine geringe Abweichung von der Versuchskurve. Bei der Simulation kommt es auch zu keinem Bruch der Probe, was ebenfalls dem Versuch entspricht.

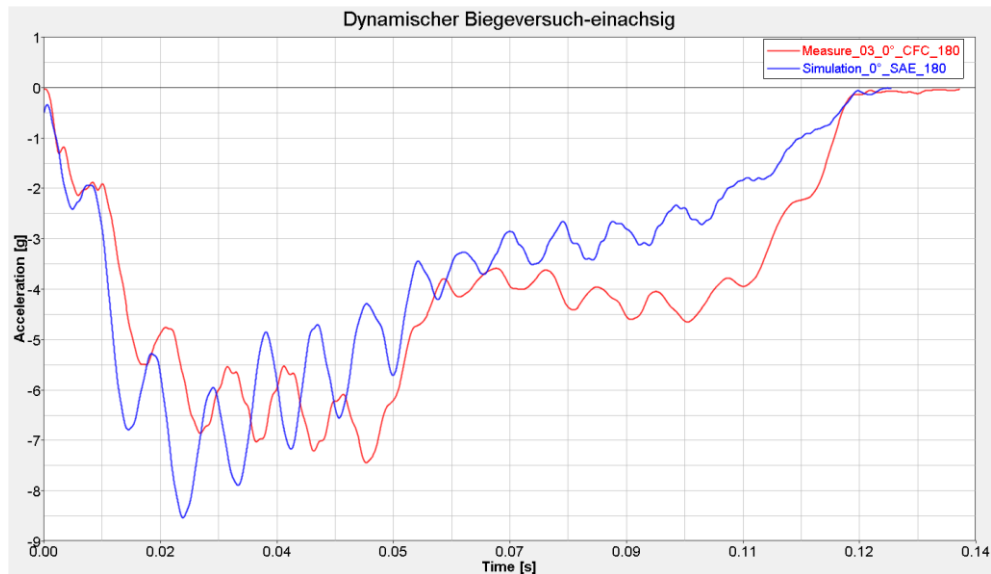


Abbildung 6-19: Gegenüberstellung der Impaktor-Beschleunigungsverläufe bei der dynamischen Durchbiegung von Simulation und Realversuch für die Hauptfaserrichtung 0°

Die Simulationskurven wurden mit einem SAE180 Filter und die Kurven aus dem Realversuch mit einem CFC180 Filter gefiltert.

Die Abbildung 6-20 zeigt den Vergleich der Beschleunigungsverläufe von Simulation und Realversuch für die Hauptfaserrichtung 90°.

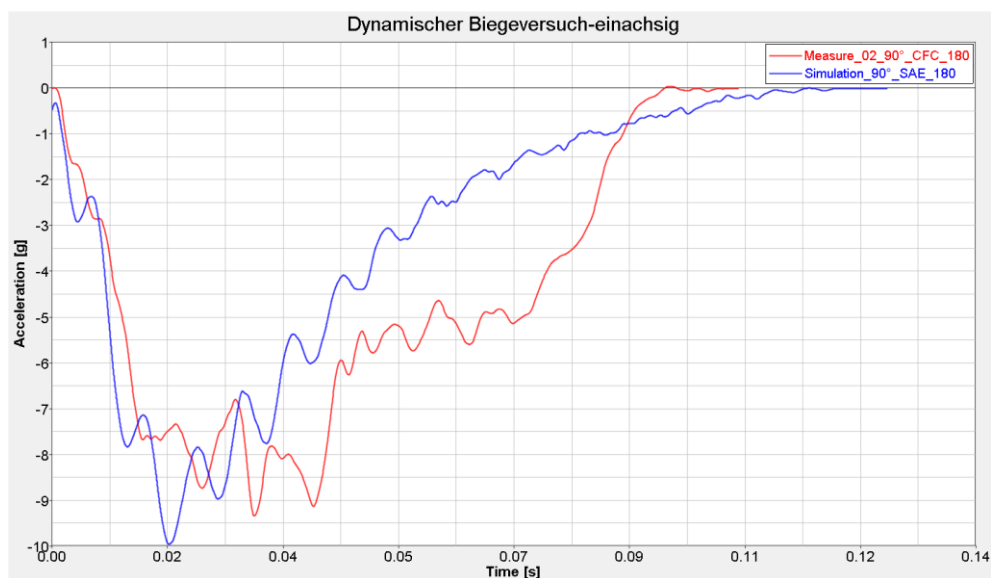


Abbildung 6-20: Gegenüberstellung der Impaktor-Beschleunigungsverläufe bei der dynamischen Durchbiegung von Simulation und Realversuch für die Hauptfaserrichtung 90°

Die Simulationskurve wurde wie zuvor mit einem SAE180 Filter und die Kurve aus dem Realversuch mit einem CFC180 Filter gefiltert.

6.4.6 Kugelschlagversuch bei ebenem Spannungszustand

Nach den vorangegangenen Versuchen zur Materialvalidierung konnten schon sehr gut statische und dynamische Effekte von Kohlefaserwerkstoffen abgebildet werden. Für die Felgenversuche Impact-Test und Radialschlagprüfung fehlte noch die Modellierung des Werkstoffversagens. Aufgrund der vorgegebenen Belastungen konnte davon ausgegangen werden, dass die Felge nicht nur verformt wird, sondern dass es auch zu Brüchen und Versagen des Materials an stark belasteten Stellen kommen würde. Aus diesem Grund war es auch notwendig ein Materialversagen im Simulationsmodell zu berücksichtigen. Dafür wurde ein sogenannter Kugelschlagversuch, mit dem das Versagensmodell validiert werden sollte, entwickelt.

Entwicklung und Konstruktion

Der Prüfstand wurde, um Kosten zu sparen, so gebaut, dass sowohl der dynamische Schlagversuch als auch der Kugelschlagversuch durch wenige Umbauarbeiten durchgeführt werden konnte. Für den Kugelschlagversuch kam ebenfalls das Hüftpendel zum Einsatz und der Prüfaufbau des dynamischen Biegeversuchs wurde lediglich mit einem Spannrahmen versehen um die Versuchsprobe einspannen zu können. Die Impaktorform wurde so gewählt, dass eine sichere Zerstörung der Probe gewährleistet werden konnte. Der Prüfaufbau, wie er für den Kugelschlagversuch zum Einsatz kam, ist in der Abbildung 6-21 sichtbar.

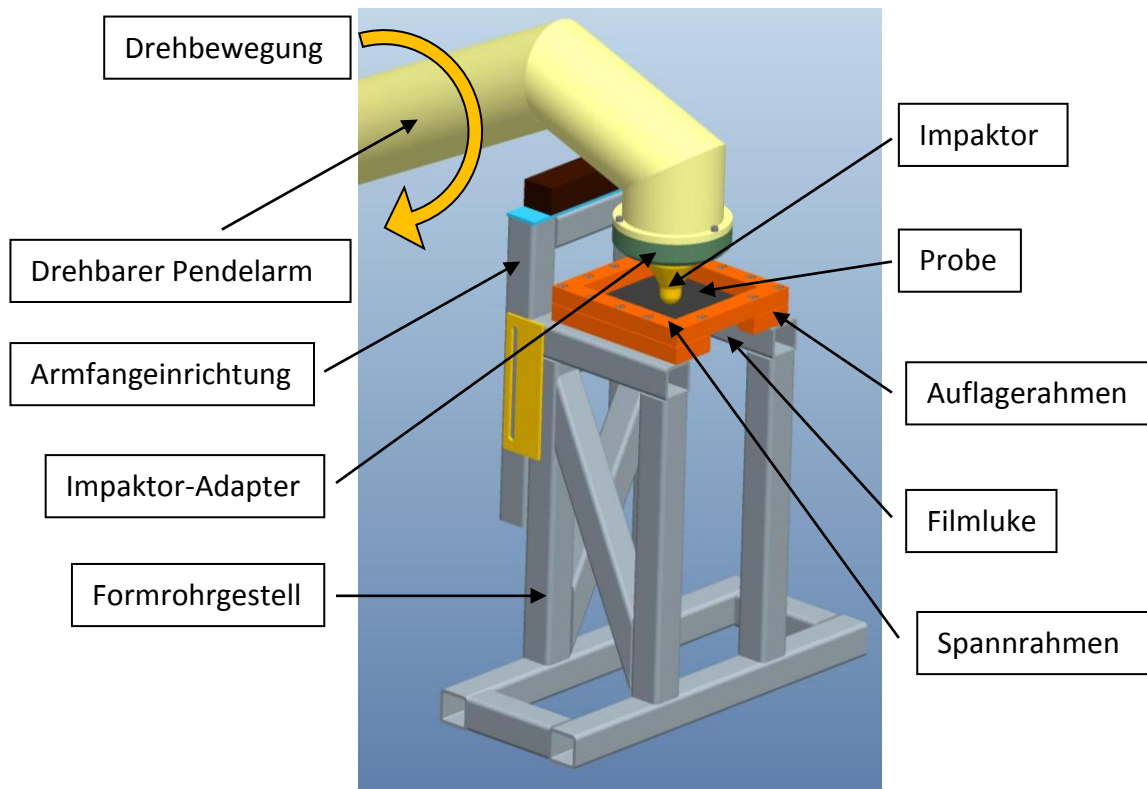


Abbildung 6-21: Prüfstandskonstruktion des Kugelschlagversuchs

Für die Prüfung, bei der eine Schädigung des Materials erwünscht war, gab es auch bei der Impaktorform eine Änderung zum dynamischen Durchbiegeversuch. Die Geometrie des Impaktors wurde kugelförmig gewählt.

Versuch

Ident zum dynamischen Schlagversuch wurde die Probenzahl auch beim Kugelschlagversuch mit acht Proben festgelegt. Die nachfolgende Tabelle gibt einen Überblick der Versuchsproben mit den dazugehörigen Auftreffgeschwindigkeiten des Impaktors.

Kugelschlagversuch			
Probennummer	Auftreff-Geschwindigkeit [m/s]	Hauptfaserrichtung [°]	Bruch
1	8,36	90	Ja
2	6,47	90	Ja
3	6,58	90	Ja
4	6,58	90	Ja
5	6,64	0	Ja
6	6,47	0	Ja
7	6,44	0	Ja
8	5,61	0	Ja

Tabelle 6-5: Versuchsbedingungen des Kugelschlagversuchs mit Auftreffgeschwindigkeit, Hauptfaserrichtung und Auskunft über Zerstörung der Probe

Die Auftreffgeschwindigkeit mit denen die Proben getestet wurden, wurden unterschiedlich gewählt, um eventuell eine Aussage über die Geschwindigkeitsabhängigkeit der Belastung eine Aussage treffen zu können. Eine gravierende Abweichung der Simulationsergebnisse bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten konnte für diese Versuche nicht festgestellt werden. Eine Zerstörung der Probe und somit das Ziel einer möglichen Validierung des Materialmodelles auf Versagen trat bei jeder getesteten Probe ein. Die Abbildung 6-22 zeigt die Auswertung der Beschleunigungsverläufe des Impaktors für die Versuche bei denen die Hauptfaserrichtung 0° war. Die Abbildung 6-23 zeigt ebenfalls die Impaktorbeschleunigungen, jedoch für die Hauptfaserrichtung 90°.

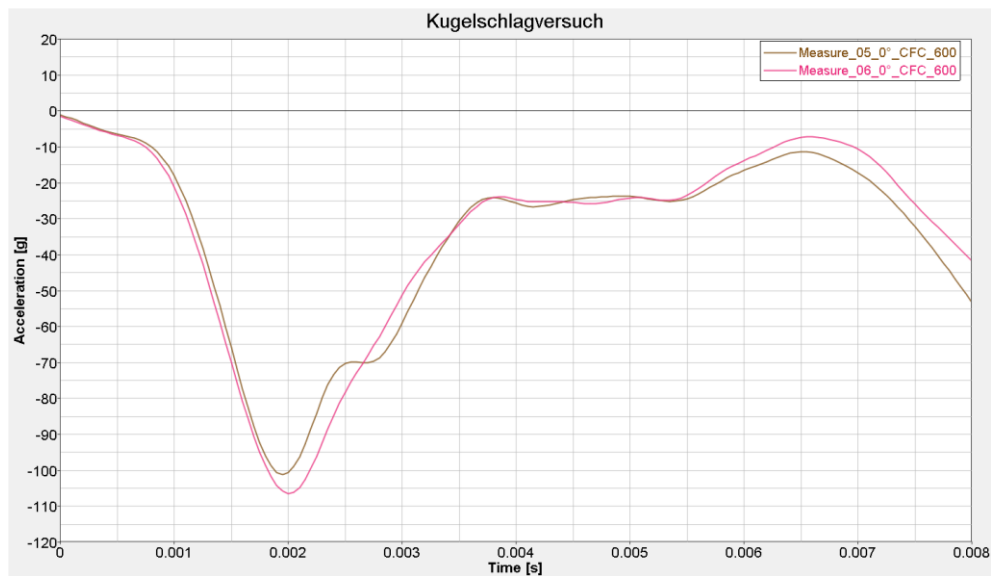


Abbildung 6-22: Gegenüberstellung der Impaktor-Beschleunigungsverläufe bei dem Kugelschlagversuch von Simulation und Realversuch für die Hauptfaserrichtung 0°

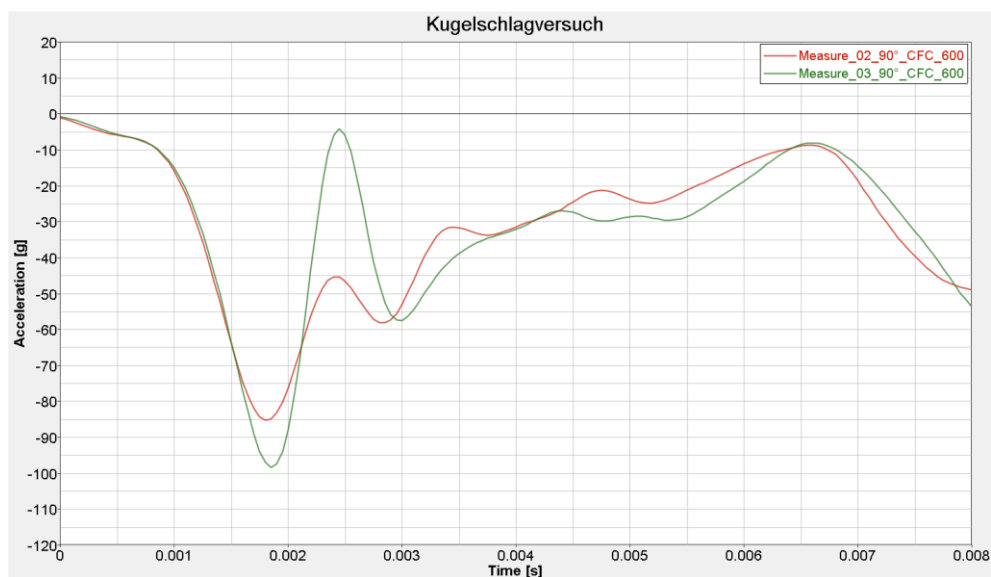


Abbildung 6-23: Gegenüberstellung der Impaktor-Beschleunigungsverläufe bei dem Kugelschlagversuch von Simulation und Realversuch für die Hauptfaserrichtung 90°

Ähnlich wie bei dem dynamischen Durchbiegeversuch wiesen die Versuchsergebnisse nur geringfügige Abweichungen untereinander auf. Aufgrund dieser guten Reproduzierbarkeit der einzelnen Versuche diente als Referenz für die weitere Validierung des Materials der Versuch mit der Probe Nummer 6, weil auch hier dieser Versuch die geringste Unstetigkeit aufweist.

Als Grundlage, um Materialwerte in der Simulation validieren zu können, dienten wieder die Beschleunigungsverläufe des Impaktors und die Aufnahme einer High-Speed Kamera. Die

Videoaufzeichnung diente hauptsächlich dazu, eine Aussage über das Versagensbild des Werkstoffes treffen bzw. auftretende Ereignisse zeitlich zuordnen zu können. Ein weiteres Ergebnis aus der High-Speed-Aufzeichnung war die Eindringung des Impaktors in die Probe über die Zeit. Eine Momentaufnahme der Kamera zeigt die Abbildung 6-24.

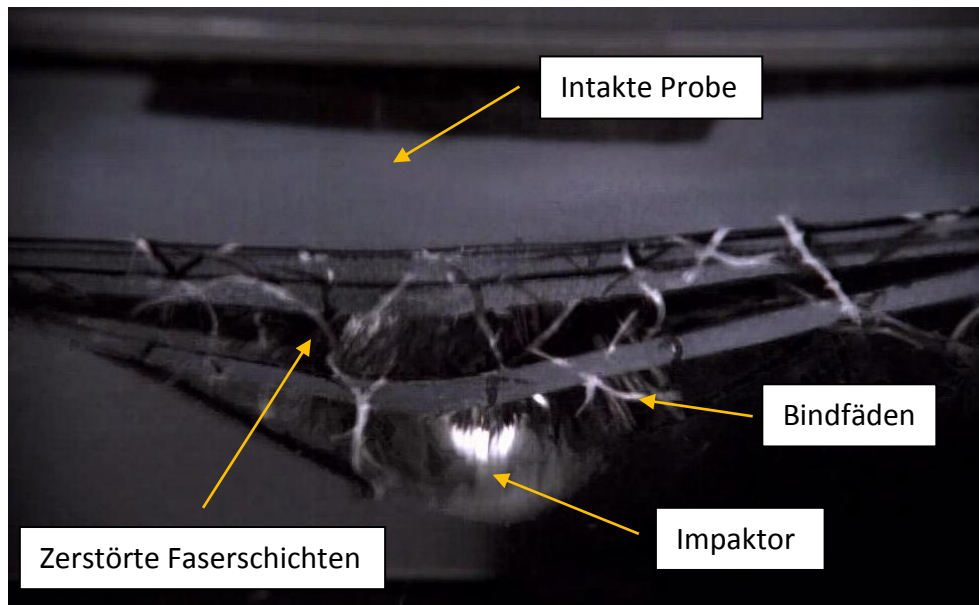


Abbildung 6-24: Versuchsaufnahme des Kugelschlagversuchs mit zerstörter Probe ($t=0,006$)

Die unterschiedliche Hauptfaserrichtung hatte aufgrund der festen Einspannung keine feststellbaren Auswirkungen auf die Versuchsergebnisse. Wie in der Abbildung 6-24 ersichtlich, kam es bei der untersten Faserschicht zu keinem Faserbruch, sondern die Fasern wichen dem Impaktor aus und delaminierten.

Simulation

Das generierte Netz der Simulation zeigt die Abbildung 6-25. Die Einspannung ist so ausgeführt, dass alle translatorischen und alle rotatorischen Bewegungsrichtungen gesperrt sind. An der Stelle, an der sich im Versuchsaufbau die Filmluke befindet, ist kein Auflager modelliert. Der Impaktor besteht aus einem völlig starren Material (rigid).

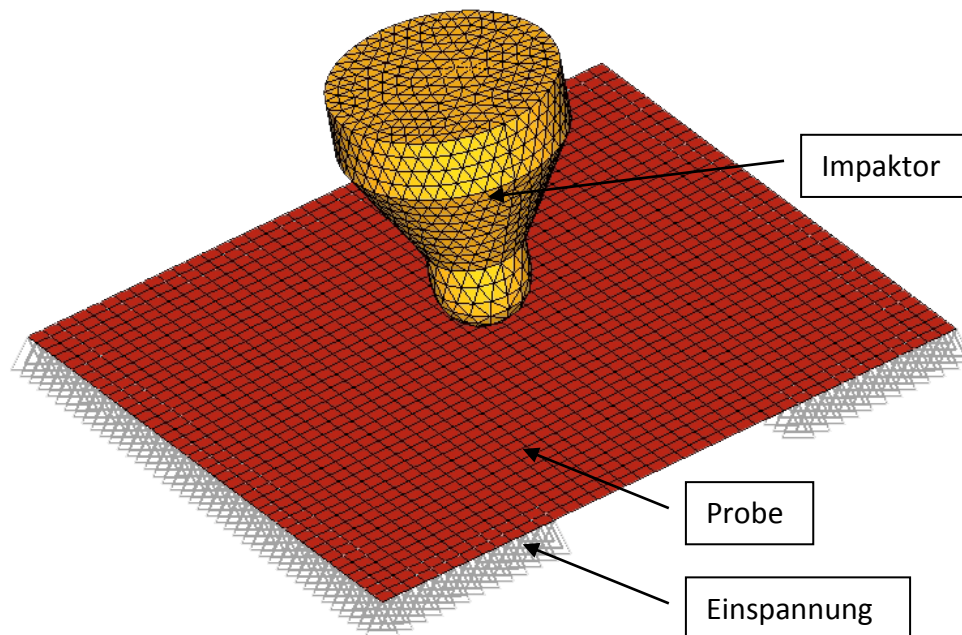


Abbildung 6-25: FE-Modell des vereinfachten Prüfaufbaus des Kugelschlagversuchs

So wie beim dynamischen Durchbiegeversuch wurden die Simulationen iterativ mit Hilfe des Realversuchs validiert. Dabei wurden die Materialwerte variiert bis die Abweichung zwischen der numerischen Simulation und dem Versuch ein Minimum betrug.

Als Referenz diente bei diesem Versuch wieder die Beschleunigung des Impaktors über die Zeit. Diese Beschleunigungsverläufe wurden bei den Realversuchen mitgemessen und in den Simulationen berechnet. Das Versagen des Werkstoffes unterzog sich hauptsächlich einer optischen Beurteilung. Dafür wurde die Zeit bei, der es zum Probendurchbruch kam, und die Größe der zerstörten Fläche über die Zeit herangezogen. Eine Gegenüberstellung der Beschleunigungsverläufe von Simulation und Realversuch zeigt die Abbildung 6-26.

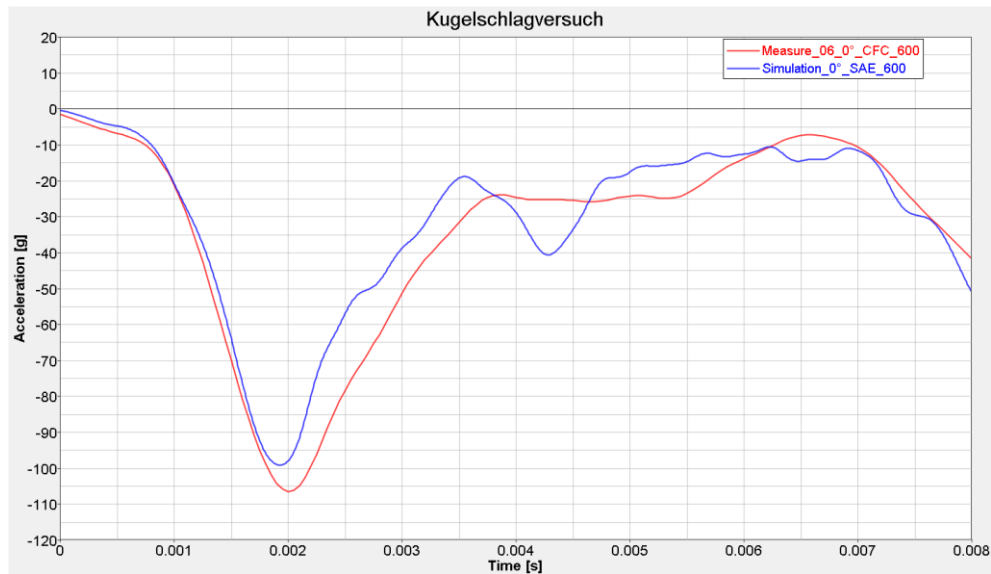


Abbildung 6-26: Gegenüberstellung der Impaktor-Beschleunigungsverläufe beim Kugelschlagversuch von Simulation und Realversuch

Die Beschleunigungskurven der Simulation wurden mit einem SAE600 Filter und die Kurven des Realversuchs mit einem CFC600 Filter gefiltert. Diese Kurven wurden deshalb so gefiltert, um aufgrund der kurzen Versuchsdauer von nur 0,008s die Signale nicht zu sehr zu glätten.

Durch die gewonnenen Daten aus dem Kugelschlagversuch und den vorangegangenen Materialprüfungen war es möglich, das Verhalten eines Composite-Werkstoffes bei dynamischen Belastungen simulieren zu können. Weiters kann auch eine Aussage über das Versagen des Werkstoffes getroffen werden.

6.5 Reifenmodell

Eine äußerst wichtige Rolle spielt das Simulationsmodell des Reifens bei den Felgensimulationen. Vor allem bei der Radialschlagprüfung übernimmt der Reifen einen wesentlichen Anteil der Impaktorenergie. Der Reifen schützt die Felge vor direktem Kontakt mit dem Impaktor und dämpft die Belastungen, die auf die Felge wirken. Dies zeigt auch die Aufnahme aus dem Versuch einer Radialschlagprüfung (Abbildung 6-27).

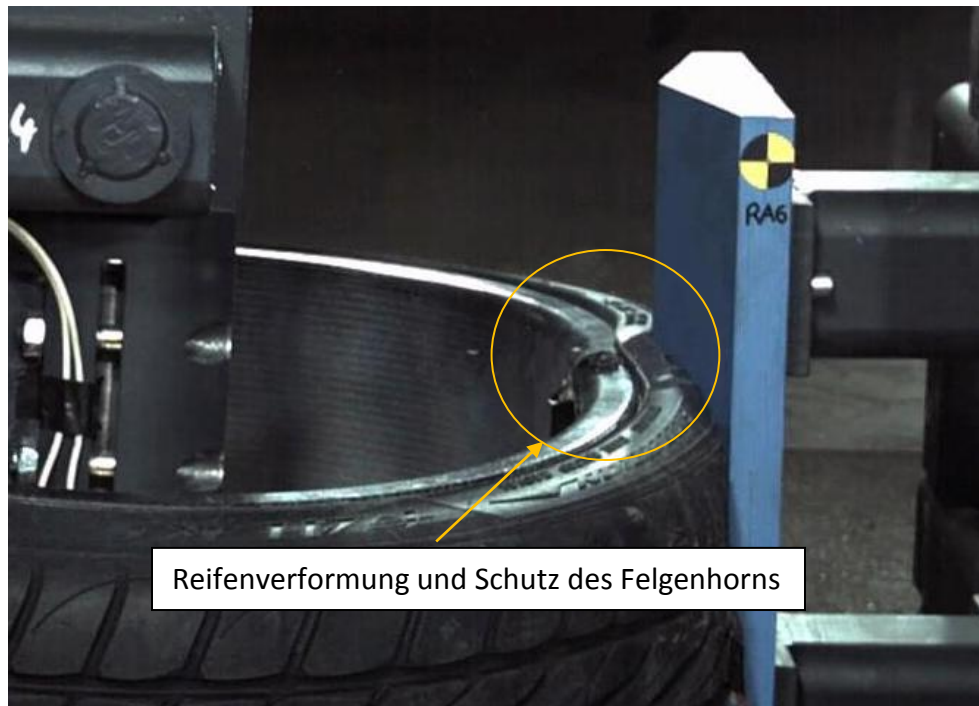


Abbildung 6-27: Verformungen des Reifens und Schutz des Felgenhorns (t=0.036)

Die Aufgaben, die der Reifen im Versuch übernimmt, müssen so gut als möglich nachmodelliert werden. Die meisten, derzeit in Gesamtfahrzeugsimulationen eingesetzten, Reifenmodelle sind aber sehr vereinfacht und spiegeln meist nur die Einfederung des Reifens wider. Für die Anwendung in einer Crashberechnung reicht dieses einfache Modell meist völlig aus. Für die Simulation der Radialschlagprüfung ist aber ein solch simples Reifenmodell nicht geeignet. Im Gegensatz dazu verwenden Reifenhersteller bei ihren FE-Simulationen teilweise hochkomplexe Reifenmodelle mit denen Rollwiderstände, Geräuschentwicklungen, fahrdynamische Eigenschaften oder auch thermische Belastungen simuliert werden. In dieser Arbeit ging der Simulation der Felgenversuche noch die Entwicklung eines geeigneten Reifenmodells voraus. Dieses Modell sollte so detailliert sein, dass die Simulation der Radialschlagprüfung zufriedenstellende Ergebnisse prognostiziert.

6.5.1 Reifenaufbau

Für die Felgenversuche kam der Reifen Falken FK452 in der Dimension 245/35ZR20 – 95Y zum Einsatz. Den Aufbau dieses Sommerreifens zeigt die Abbildung 6-28.

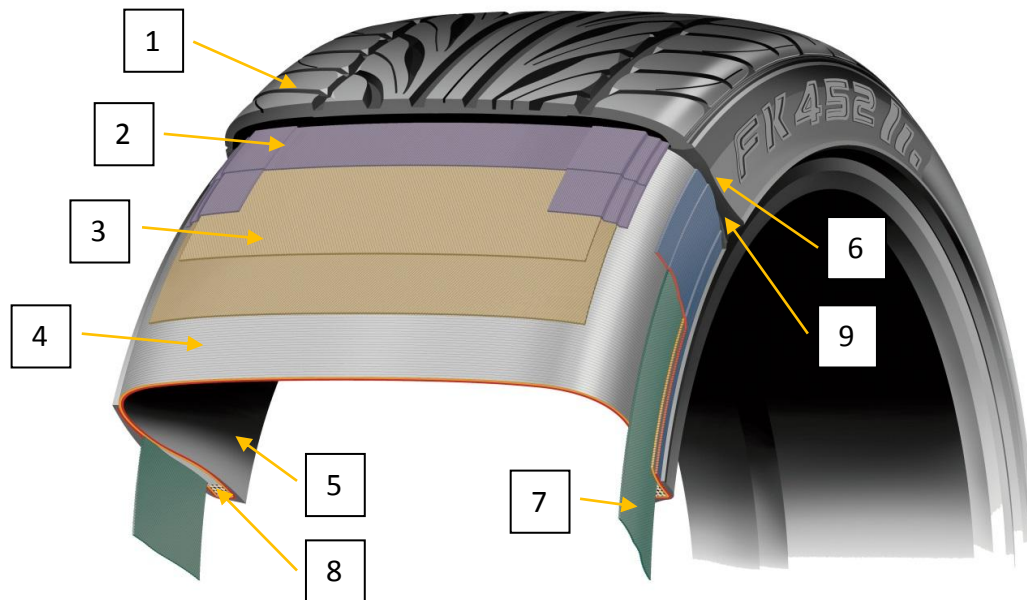


Abbildung 6-28: Aufbau des Reifens Falken FK452 in der Dimension 245/35ZR20 – 95Y
(Falken Tyre Europe GmbH, 2010)

Laufband bestehend aus:

- 1 Laufstreifen:** für gute Straßenhaftung und Wasserverdrängung
- 2 Spulbandagen:** ermöglichen hohe Geschwindigkeiten
- 3 Stahlcord-Gürtellagen:** optimieren Fahrstabilität und Rollwiderstand

Karkasse bestehend aus:

- 4 Textilcordeinlagen:** hält den Reifen auch bei hohem Innendruck in Form
- 5 Innenschicht:** macht den Reifen luftdicht
- 6 Seitenstreifen:** schützt vor seitlichen Beschädigungen
- 7 Kernprofil:** begünstigt Fahrstabilität, Lenk- und Komfortverhalten
- 8 Stahlkern:** sorgt für festen Sitz auf der Felge
- 9 Wulstverstärker:** unterstützt Fahrstabilität und präzises Lenkverhalten

(Mundl, 2010)

Der Reifen besteht aus relativ vielen Einzelschichten, wobei jede Schicht einen bestimmten Zweck erfüllt. Dieser Aufbau eines Reifens ist wie ein Verbund aus mehreren Werkstoffen anzusehen, wobei das Steifigkeitsverhalten eines Reifens, das von dem Gewebeunterbau, auch Karkasse genannt, bestimmt wird, in hohem Grade anisotrop ist. (Mundl, 2010)

Der Reifen besitzt viele verschiedene Gummimischungen. Allein die Lauffläche besteht aus drei unterschiedlichen Gummimischungen. Die obere Schicht der Lauffläche, die mit der Straße in Kontakt kommt, nennt man Cap und sorgt für die Bodenhaftung, Abriebfestigkeit und Fahrstabilität. Die darunterliegende Schicht wird Base genannt, sie verringert den Rollwiderstand und dämpft die Stöße, die auf die Karkasse übertragen werden. Die dritte Schicht, der sogenannte Seitenteil, bildet den Übergang zwischen Lauffläche und Seitenwand. Zu den Schichten der Lauffläche kommen noch die Seitenwand, Innenschicht und das Kernprofil. Die Stahlcord-Lage besteht aus hochfesten Stahlcorden, welche die Form- und Fahrstabilität steigern, den Rollwiderstand verbessern und die Laufleistung des Reifens erhöhen. Die Spulbandage besteht aus Nylonfasern, die in Kautschuk eingebettet sind. Die Spulbandage dient hauptsächlich der Verbesserung der Hochgeschwindigkeitstauglichkeit.

Die Karkasse besteht aus einer Innenschicht, die zur Abdichtung des Reifens gegen die Umgebung dient. Diese Innenschicht ersetzt den Schlauch des Reifens. Ein weiterer Hauptbestandteil der Karkasse ist die Textilcordeinlage. Sie gibt dem Reifen die Stabilität gegenüber dem Luftinnendruck.

6.5.2 Simulationsmodell

Bei der Modellerstellung von Reifen reichen die Ausführungen von sehr einfachen bis hin zu hoch komplexen Modellen. Ein sehr komplex aufgebautes FE-Reifenmodell, wie es bei Berechnungen von Reifenherstellern verwendet wird, zeigt die Abbildung 6-29. Mit solchen Modellen werden Rollwiderstände, das Fahrverhalten und auch das thermische Verhalten des Reifens berechnet.

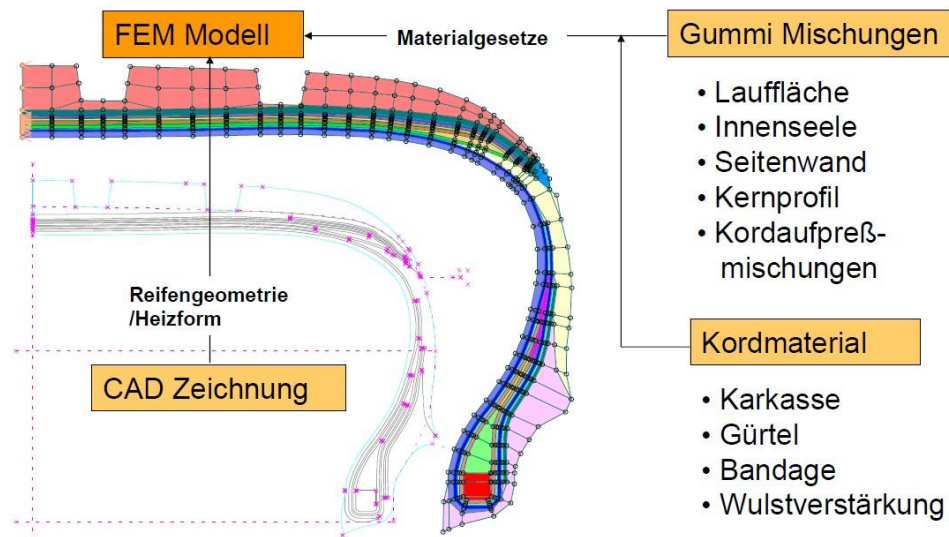


Abbildung 6-29: Vom CAD-Modell zum FE-Modell eines Reifens (Mundl, 2010)

Wie in der Abbildung 6-29 ersichtlich, beinhaltet ein solches Modell schon neun verschiedene Materialmodelle um die Eigenschaften des Reifens darstellen zu können. Dazu kommt noch, dass jede der neun Schichten des Reifens getrennt modelliert ist, was die Anzahl der Elemente in die Höhe treibt. Für die Crashsimulation ist ein solches Reifenmodell, bei der heute zur Verfügung stehenden Rechenleistung, nicht sinnvoll. Aufgrund des zu hohen Modellierungsgrades des Reifens würde sich die Rechenzeit nur unnötig verlängern, das Ergebnis wäre aber im Gegensatz zu einem einfachen Reifenmodell aller Wahrscheinlichkeit nach nur unwesentlich besser.

Es sollte für diese Versuche ein Reifenmodell entwickelt werden, dass die hohe Schichtanzahl in wenigen modellierten Lagen vereint, um so eine schnelle Rechenzeit der Simulationen zu ermöglichen. Das Modell muss die Verformungen des Reifens gut nachbilden können um einen Kontakt zwischen Impaktor und Felge zu verhindern.

Der gewählte Aufbau des Reifensimulationsmodells mit den unterschiedlichen Lagen zeigt die Abbildung 6-30.

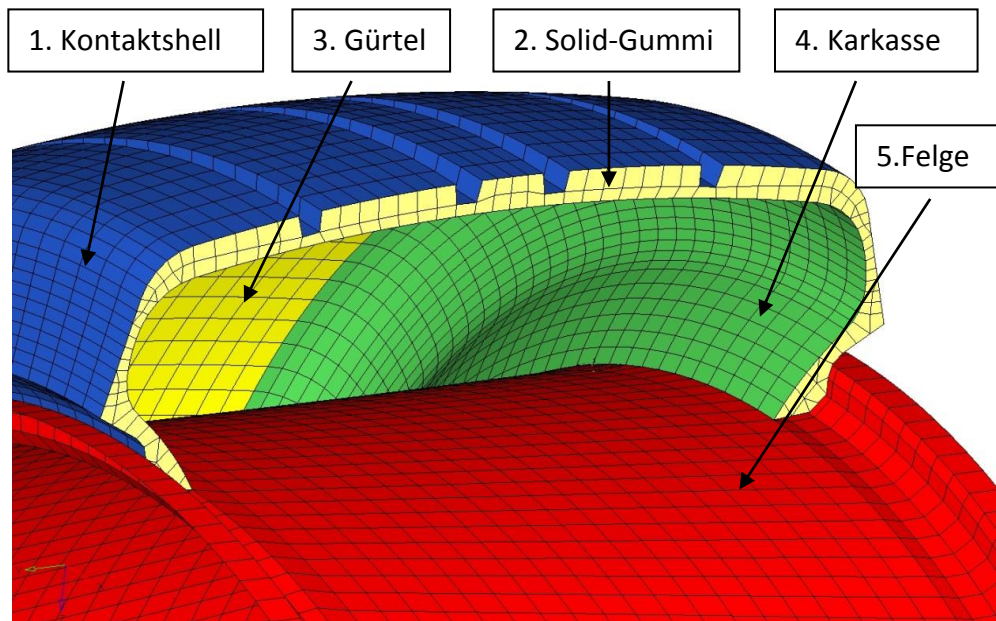


Abbildung 6-30: Gewählter Aufbau des Reifensimulationsmodells für die Felgenversuche

Das Modell des Reifens besteht aus vier verschiedenen Lagen in denen die Gesamteigenschaften des Reifens nachmodelliert sind. Die oberste Schicht des Modells ist eine sogenannte Kontaktshell. Diese Schicht dient nur dazu, um den Kontakt zwischen dem Impaktor und dem Reifen sicherzustellen. Diese Schicht besitzt keinerlei mechanische Eigenschaften (Null-Material) und verändert somit das Verhalten des Reifenmodells nicht. Die mechanischen Eigenschaften von allen Gummimischungen wurden im Simulationsmodell in einer Schicht vereint. Diese Schicht wurde aus Solid-Elementen mit relativ hohem Detaillierungsgrad modelliert um die Verformungen des Reifens gut nachstellen zu können. Durch den geringen E-Modul hat Gummi eine geringe Schallgeschwindigkeit, deshalb setzen diese kleinen Elemente durch den hohen Detaillierungsgrad den Zeitschritt der Gesamtrechnung nicht herab. Das Reifenprofil wurde im Simulationsmodell nur durch Längsrillen angedeutet.

In der darunter liegenden Gürtellage sind sowohl Stahlcord-Gürtellagen, die in einem Winkel zueinander aufgebaut sind, als auch die Spulbandage vereint. Diese Lagen sind im Simulationsmodell als eine Shell mit orthotropen Materialeigenschaften aufgebaut, darunter versteht man, dass die Elastizitätseigenschaften des Werkstoffes richtungsabhängig sind, wobei die beiden Hauptrichtungen des Materialverhaltens rechtwinkelig sind.

Die Modellierung der Karkasse erfolgte in dem gewählten Modellaufbau als Membran, welche nur Zugspannungen aber keine Biegebelastungen aufnehmen kann. Die Materialeigenschaften sind wie bei der Gürtellage orthotrop modelliert. Die Karkasse besteht wiederum in Wirklichkeit aus mehreren Schichten die in der Simulation zu einer Schicht vereint wurden.

Um den Luftdruck im inneren des Reifens gegenüber der Atmosphäre zu simulieren, kam ein Airbag Modell zum Einsatz. Mit einem *AIRBAG_SIMPLE_PRESSURE_MODEL kann ein gewünschter Druck über Atmosphäre im Reifen vorgegeben werden. Dafür muss aber ein geschlossenes Volumen, in dem der Druck beaufschlagt wird, vorhanden sein. Das Volumen, begrenzt durch die Felge und Karkasse, ist aber von vorneherein nicht geschlossen. Dafür müssen die Knoten, an denen die Karkasse die Felge berührt, äquivalent sein. In der Abbildung 7-3 ist die Verbindung dieser Knoten gut zu sehen. Durch diese Verbindung konnte auf die Modellierung des Kerns verzichtet werden. Somit entsteht ein geschlossenes Volumen, das bei Verwendung des *AIRBAG_SIMPLE_PRESSURE_MODEL, mit dem gewünschten Innendruck beaufschlagt wird.

7 Bauteilversuche und Simulationen

Als Bauteil, an dem das durch Prinzipversuche gewonnene Materialmodell Anwendung fand, diente, wie schon zuvor erwähnt, eine CFK-Aluminium Hybridfelge. Zu der Felge kam noch die Simulation zweier dynamischer Prüfstände, auf denen die Felge montiert wird, hinzu. In diesem Kapitel wird beschrieben, wie der Aufbau der Felge in der Simulation nachgebildet wurde. In den nachfolgenden Kapiteln werden die Simulationen der Felgenversuche in Verbindung mit den Realversuchen beschrieben. Die Felge die für die Simulationen und für die Versuche zum Einsatz kam zeigt die Abbildung 7-1.



Abbildung 7-1: R20_020_000 CFK-Al-Hybridfelge mit
Bereifung - Falken FK452 in der Dimension 245/35ZR20 – 95Y

Als Versuchsprogramm wurden sechs Felgenversuche vorgesehen, welche jedoch im Laufe der Arbeit um drei Versuche erweitert wurden. Die Erweiterung des Versuchsprogramms kam aufgrund einer Materialveränderung im Felgenaufbau zu Stande. Zwei der zusätzlichen Versuche fanden mit Felgen statt, in denen ein spezielles Vlies eingelegt wurde, um so die Eigenschaften besonders im Hinblick auf das dynamische Verhalten zu verbessern. Bei dem letzten zusätzlichen Versuch sollte die Prognosefähigkeit des Rechenmodells unter Beweis gestellt werden. Mit der Simulation sollte vorausberechnet werden, ab welcher

Auftreffgeschwindigkeit es zu einem Bruch des Felgenhorns bei einer Radialschlagprüfung kommt.

7.1 Felgenaufbau in der Simulation

Eine Herausforderung bei der Simulation dieser Felge war auch, dass die Felge aus unterschiedlichen Werkstoffen besteht. Somit musste nicht nur ein Materialmodell für Kohlefaser, sondern auch ein Aluminiummodell generiert werden. Bei der Modellierung des Felgenbettes musste über den gesamten Querschnitt der unterschiedliche Lagenaufbau berücksichtigt werden. Das Netz der kompletten Felge mit den unterschiedlichen Bereichen des Felgenbetts zeigt die Abbildung 7-2.

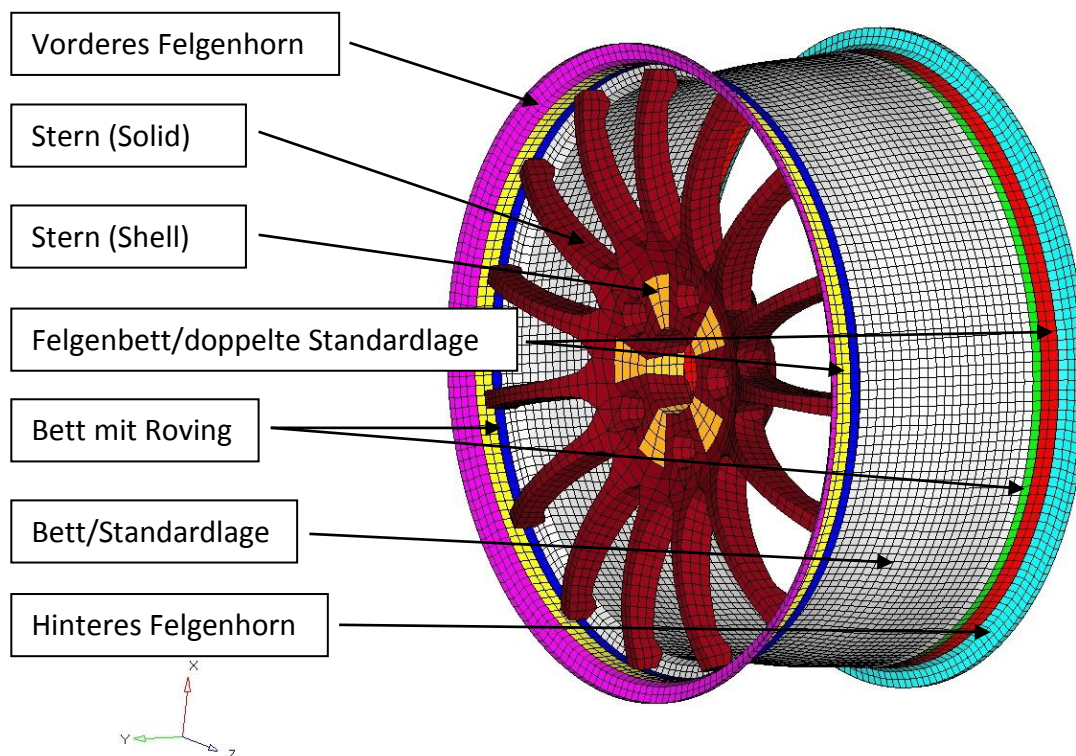


Abbildung 7-2: FE-Modell der R20_020_000 CFK-Al-Hybridfelge mit Einteilung der Felgenbettbereiche

Die Lagenaufbauten können den Tabellen Tabelle 3-1 und Tabelle 3-2 entnommen werden. Jedem Bereich des Felgenbetts ist in der Simulation eine eigene Komponente zugewiesen. Somit kann jeder Komponente ein eigenes Part-Composite zugewiesen und damit die Lagenstärke und der Lagenaufbau entsprechend variiert werden. Das gesamte Felgenbett hat somit sieben Bereiche mit vier unterschiedlichen Lagenaufbauten. Die Sichtlage aus einem Prepreg Gewebe hat auf die Festigkeit des Felgenbetts nur einen geringen Einfluss und wurde deshalb in der Simulation vernachlässigt. Der geringe Festigkeitseinfluss der

Sichtlage folgt aus dem geringen Flächengewicht dieser Lage. Unter Flächengewicht versteht man das Gewicht der Fasern pro Quadratmeter. Je dünner die Faserlage, desto geringer das Flächengewicht und somit auch die Festigkeit der Lage.

Der Felgenstern besteht zum Teil aus Solid- und zum Teil aus Shell-Elementen. Shell-Elemente kommen dort zum Einsatz wo das Verhältnis aus Dicke zur Konturlänge der Felge sehr gering ist. Die Teile, bei denen das Verhältnis aus Dicke zur Konturlänge größer ist, sind als Solid modelliert. Die Bereiche, in denen mit hohen Verformungen des Sterns zu rechnen ist, weisen einen höheren Detaillierungsgrad des Netzes auf, als Bereiche an denen kaum Verformungen zu erwarten sind, wie zum Beispiel der Aufnahmebereich der Felge.

Die Verbindung zwischen Felgenstern und Felgenbett ist als „rigid“ ausgeführt. Darunter versteht man eine komplett starre Verbindung zwischen ausgewählten Netzknoten. Die nachfolgende Abbildung zeigt das Netz der gesamten Felge mit dem Reifen.

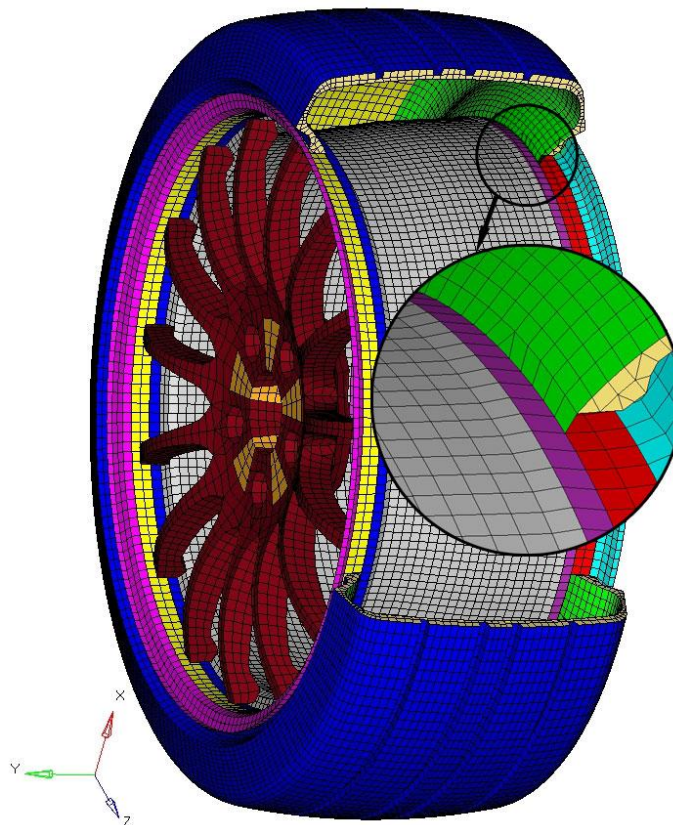


Abbildung 7-3: Simulationsmodell der Felgen-Reifen-Kombination

In dem Detail der Abbildung 7-3 ist der Übergang zwischen Felge und Reifen, wie er schon im vorigen Kapitel beschrieben wurde, dargestellt. Man erkennt gut die äquivalenten Knotenpunkte zwischen Felge und Reifen.

7.2 Versuch und Simulation des Impact-Tests

In diesem Teilkapitel wird auf die Versuchsdurchführung und die Simulation des Impacttests eingegangen. Weiters wird ein Vergleich zwischen Simulations- und Versuchsergebnissen dargestellt, um die Prognosefähigkeit der numerischen Modelle nachzuweisen.

Versuch

Die Versuchsserie des Impacttests bestand aus vier Versuchsfelgen, wobei an jeder Felge zwei Versuche durchgeführt wurden. Bei den ersten beiden Impacttests sollte der Prüfstand validiert und die Streuung zwischen zwei Versuchsfelgen ermittelt werden. Die dritte Felge sollte bewusst überbelastet werden, um Aufschluss über Versagen bei erhöhten Lasten zu erhalten. Mit dem Überlastversuch sollte auch das Simulationsmodell überprüft werden, ob eine Aussagefähigkeit des Modells bei erhöhtem Energieeintrag gegeben ist. Der letzte Testbauteil wurde mit einem veränderten Lagenaufbau, im Speziellen mit einer Einlage aus Vlies getestet, um gegebenenfalls einen Unterschied zu den vorangegangenen Lagenaufbauten zu ermitteln. In der Tabelle 7-1 sind die Geschwindigkeitsvorgaben, die tatsächlichen Geschwindigkeiten im Versuch und die dazugehörigen Abweichungen eingetragen.

Versuchsnummer	Geschwindigkeit Soll [km/h]	Geschwindigkeit Ist [km/h]	Abweichung [km/h]	Abweichung [%]	Anmerkung:
IM_BT004_V1_180VL	9.01	9.16	0.15	1.665	Geschwindigkeitsabw.
IM_BT004_V2_VL	9.01	9.12	0.11	1.221	
IM_BT005_V1_180VL	9.01	9.03	0.02	0.222	
IM_BT005_V2_VL	9.01	9.11	0.1	1.110	
IM_BT008_UL1_180VL	9.5	9.45	0.05	0.526	
IM_BT008_UL2_VL	9.5	9.6	0.1	1.053	
IM_BT013_V1_180VL	9.01	9.08	0.07	0.777	
IM_BT013_V2_VL	9.01	9.08	0.07	0.777	
Legende:	IM	Impact Test			
	BT000	Bauteilnummer laut CTW			
	V1	Versuch 1			
	V2	Versuch 2			
	UEL1	Überlast Versuch 1			
	UEL2	Überlast Versuch 2			
	180VL	180° versetzt zum Ventilloch			
	VL	Ventilloch			

Tabelle 7-1: Soll-, Ist-Geschwindigkeiten und Abweichungen der Impact-Tests

Der erste Impact-Test weist eine etwas erhöhte Geschwindigkeitsabweichung auf, was aber laut den Versuchsaufzeichnungen der Tests keine großen Auswirkungen auf das Endergebnis hatte. Als Auswerteparameter der Versuche kamen wieder Beschleunigungssignale von Bauteilen des Prüfstandes zum Einsatz, um damit das numerische Prüfstandsmodell validieren zu können. Beim Impact-Test waren Beschleunigungssensoren am Rahmen, am Impaktor und am U-Profil angebracht. Die Abbildung 7-4 zeigt die Stelle, an der der Beschleunigungssensor des Rahmens angebracht war. Gut zu erkennen ist auch der Impaktor, von dem die Beschleunigung ebenfalls aufgezeichnet wurde. Auch am Impaktor wurde ein Beschleunigungsaufnehmer montiert. Dieser ist aber in der Abbildung nicht sichtbar.



Abbildung 7-4: Position des Rahmen-Beschleunigungssensors beim Impact-Test

Eine Auswertung der Versuche, bei denen der Trefferpunkt genau auf dem Ventilloch war, zeigt die Abbildung 7-5. Die Trefferpunkte sind vorgeschrieben und wurden bereits in Kapitel 4.3 beschrieben.

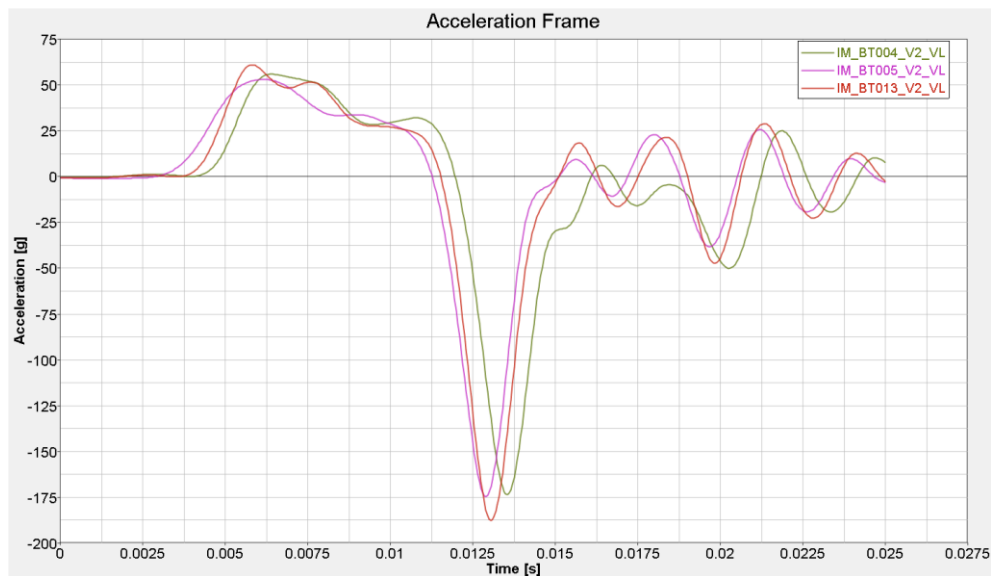


Abbildung 7-5: Vergleich der Beschleunigungen aus den Versuchen des Rahmens der einzelnen Impact-Tests (CFC 180)

Die Abbildung 7-5 zeigt die Beschleunigungsverläufe des Rahmens von Impact-Tests mit drei unterschiedlichen Felgen. Für die Validierung des Prüfstandes kam vorwiegend der Beschleunigungswert des Rahmens zum Einsatz. Dieser Verlauf beschreibt am besten die Bewegungen des Prüfstandes während der Versuchsdauer. Der Beschleunigungsverlauf des Rahmens weist bei zirka 0,005s einen positiven Wert von rund 50g in Bewegungsrichtung auf. Diese Beschleunigung wird durch das Gummi-Federelement gedämpft, bis schließlich der Rahmen auf das Formrohr durchschlägt und es zu einer Beschleunigungsspitze von 175g gegen die Bewegungsrichtung kommt. Danach pendelt sich die Beschleunigung des Rahmens bei null ein.

Die Abbildung 7-6 zeigt die Beschleunigung des Impaktors von Impact-Tests mit drei unterschiedlichen Felgen.

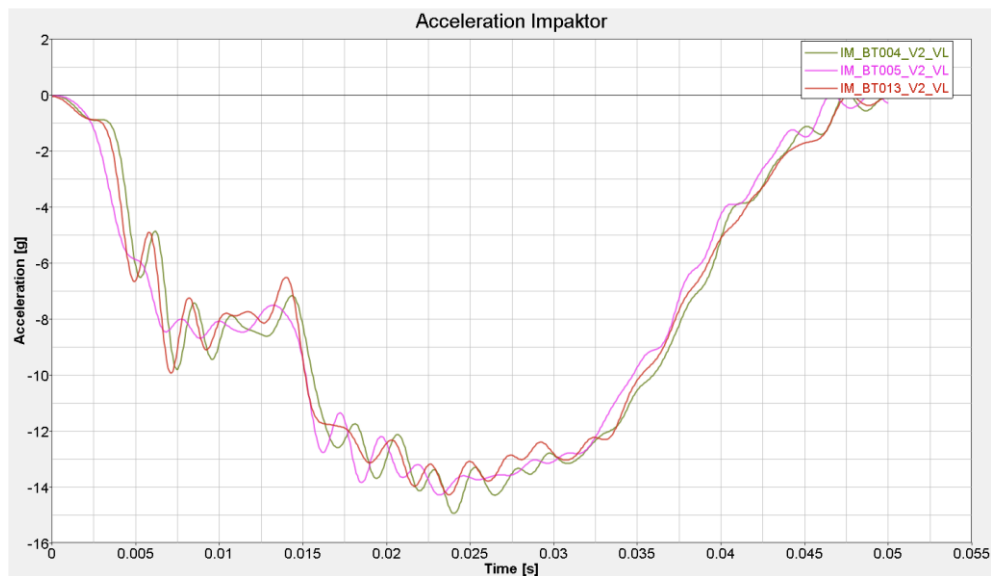


Abbildung 7-6: Vergleich der Beschleunigungen aus den Versuchen des Impaktors der einzelnen Impact-Tests (CFC 180)

Deutlich sichtbar in den Beschleunigungskurven ist die gute Reproduzierbarkeit der Versuche untereinander. Die Beschleunigungsverläufe weichen voneinander nur geringfügig ab. Gut sichtbar ist auch, dass bei zirka 0,005s der Rahmen beschleunigt wird und somit die Beschleunigung des Impaktors für zirka 0,01s nahezu konstant bleibt. Kurz nach Aufschlagen des Rahmens an dem Formrohr ändert sich auch die Beschleunigung des Impaktors sprunghaft bei zirka 0,015s. Danach bleibt die Beschleunigung des Impaktors auf dem Höchstwert von etwa 14g, um ab zirka 0,03s nach Versuchsbeginn nahezu linear auf null zurückzugehen.

Simulation

Am Beginn der Simulation des Impact-Tests standen die Modellierung des Prüfstandes und die Nachbildung von vorliegenden Randbedingungen im Mittelpunkt. Den Prüfaufbau wie er zur Simulation von den Felgenversuchen verwendet wurde zeigt die Abbildung 7-7. Die geschweißte U-Profil- und Formrohrkonstruktion wurde in der Simulation aus Shell-Elementen aufgebaut. Die Felgenaufnahme besteht aus Solid-Elementen.

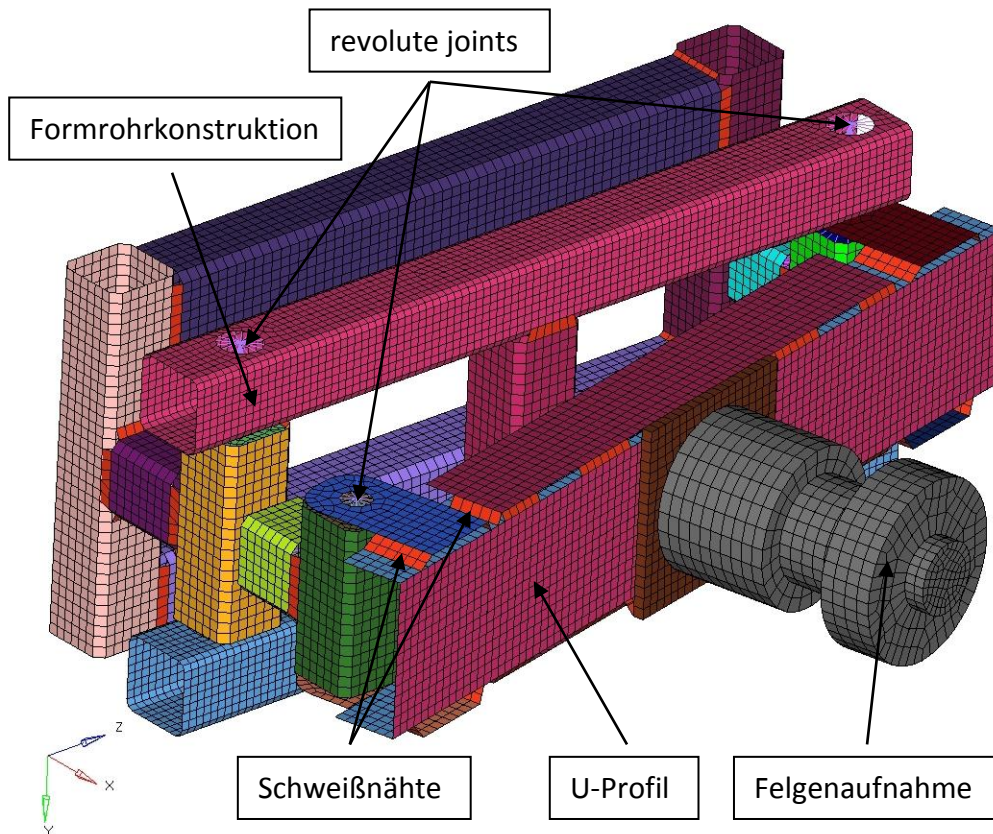


Abbildung 7-7:FE-Modell des Prüfaufbaus für die Simulation des Impact-Tests

Alle Drehgelenke wurden in dem Simulationsmodell als sogenannte „revolute joints“ ausgeführt. Diese besitzen einen rotatorischen Freiheitsgrad um eine Parallele zur y-Achse. Die Schweißnähte, die den Formrohrrahmen und das U-Profil zusammen halten, wurden ebenfalls als Shell-Elemente modelliert. Die Schweißnähte sind in der Abbildung 7-7 als rote Shells sichtbar. Als Material für den Stahlaufbau diente das schon gut validierte Materialmodell eines S235JR. Diesem Stahl wurde in der Simulation das Materialmodell *MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY zugewiesen. Die Gummifederelemente wurden mittels Solidelementen approximiert. Das Federelement ist in der nachfolgenden Abbildung gut sichtbar.

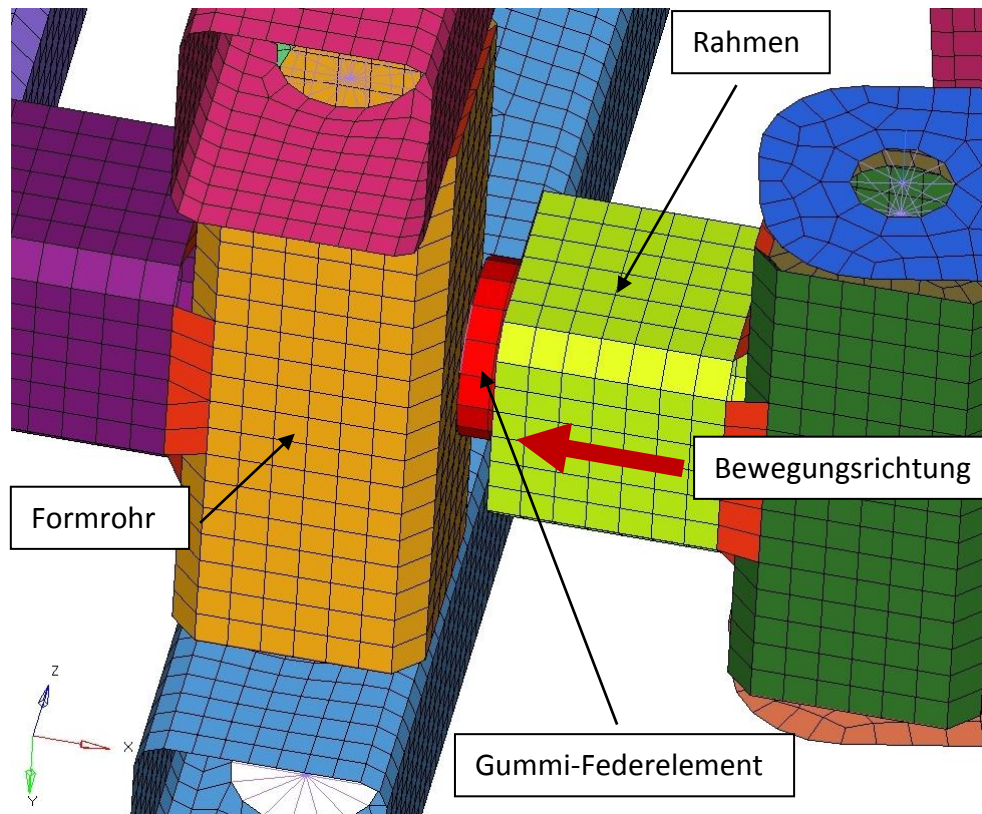


Abbildung 7-8: Detailansicht des Impact-Test Prüfstands mit sichtbarem Gummi-Federelement

Das Gummi-Element wurde mit der Materialkarte `*MAT_SIMPLIFIED_RUBBER/FOAM` modelliert. Bei diesem Materialmodell wird zur Beschreibung der Eigenschaften ein Spannungs-Dehnungs-Verlauf mittels einer Kurve vorgegeben. Dieser Spannungs-Dehnungs-Verlauf wurde so angepasst, dass das Verhalten dem realen Gummidämpfer entsprach. Der Rahmen bewegt sich in negativer x-Richtung und drückt den Gummi zusammen. Die Energie die der Gummipuffer nicht mehr aufnehmen kann, wird beim Aufschlagen des Rahmens auf dem Formrohr abgebaut.

In der Abbildung 7-9 ist der gesamte Prüfaufbau samt Felge, Reifen und Impaktor sichtbar. Die Verbindung der Felge mit dem Prüfstand wurde als „rigid“, also völlig starr, ausgeführt. Der Impaktor, der auf die Felge auftrifft wurde ebenfalls als „rigid“ modelliert. Aufgrund der geringen elastischen Verformungen dieser Bereiche bzw. Bauteile bewirkt dies keinen nennenswerten Unterschied zum realen Aufbau und hat auf das gesamte Prüfstandsverhalten nur einen sehr geringen Einfluss.

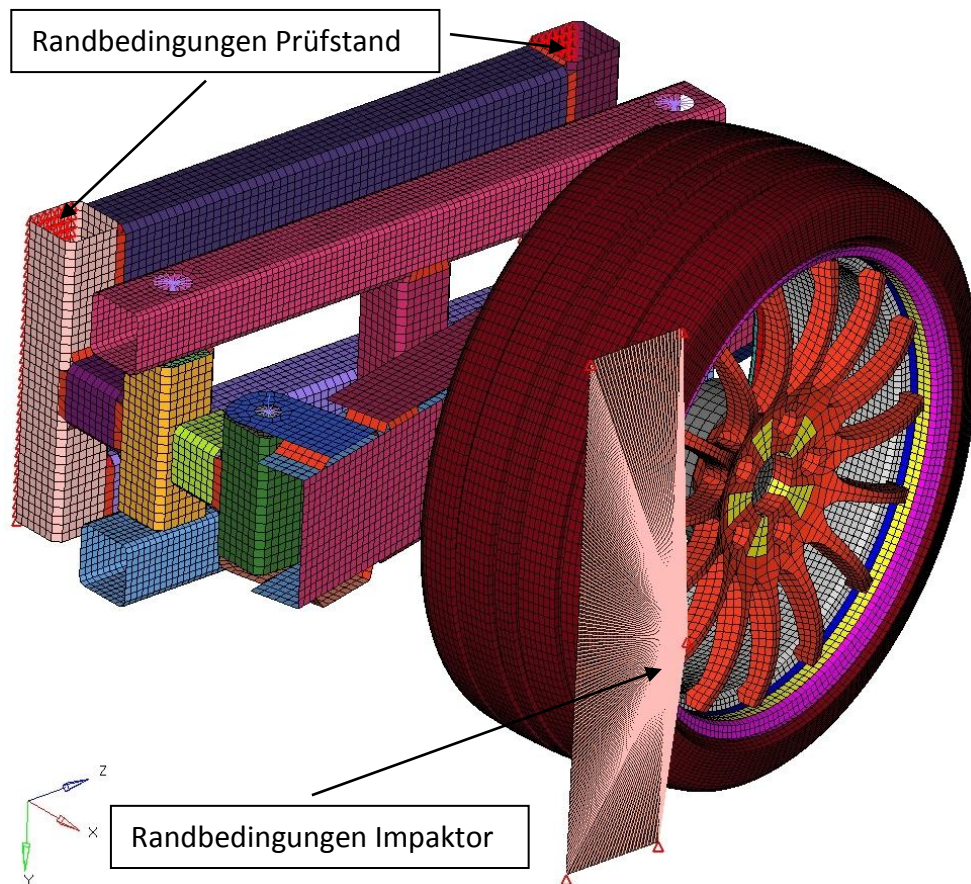


Abbildung 7-9: FE-Modell des Impact-Test-Simulationsmodells mit aufgebauter Felge und Impaktor

Die Randbedingungen des Prüfstandes sind so gewählt, dass es an den Knoten, an denen der Prüfstand die Crashwand berührt, keine Freiheitsgrade gibt. Das heißt sowohl alle translatorischen als auch rotatorischen Freiheitsgrade sind gesperrt. Die Randbedingungen des Impaktors weisen nur einen translatorischen Freiheitsgrad in x-Richtung auf, wobei sich der Impaktor zu Simulationsbeginn mit einer Initialgeschwindigkeit in negativer x-Richtung bewegt.

Vergleich von Versuch und Simulation

Nach den ersten Impact-Tests wurde die Simulation anhand von Versuchsergebnissen des Realversuchs validiert. Dazu dienten, schon wie zuvor bei den Prinziptests, hauptsächlich Beschleunigungsverläufe. Mögliche Beschädigungen und Deformationen wurden anhand von HS-Videos aus dem Realversuch und den Bildern zu bestimmten Zeiten aus der Simulation verglichen. Die bleibende Verformung des Felgensterns wurde nach dem Versuch gemessen und mit den Werten aus der Simulation verglichen. Die Abbildung 7-10 zeigt den Vergleich von den Beschleunigungssignalen zwischen Realversuch und Simulation des

Rahmens. Um die Vergleichsdiagramme übersichtlich zu halten wurde immer nur eine Felge aus dem Realversuch mit der Simulation verglichen. Als Grundlage zum Vergleich dient in den nachfolgenden Diagrammen immer das Bauteil 013.

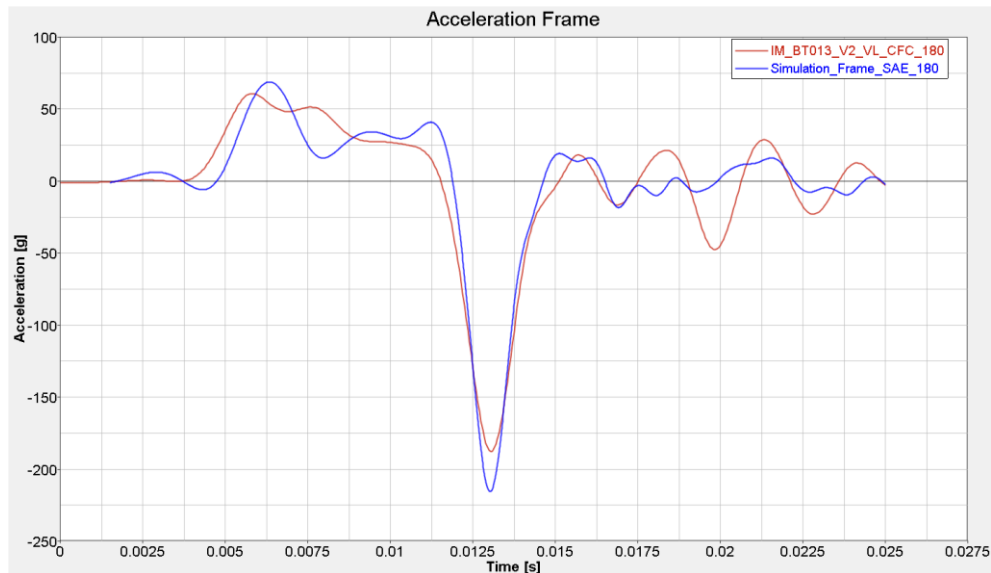


Abbildung 7-10: Vergleich von Beschleunigungssignalen des Rahmens zwischen Realversuch und Simulation
(IM_BT013_V2_VL)

In diesem Diagramm ist sichtbar, dass die Simulationsergebnisse mit den Daten aus dem Versuch sehr gut übereinstimmen. In dem Beschleunigungsvergleich fällt ebenso die gute zeitliche Übereinstimmung der Kurven von Realversuch und der Simulation auf. Auch der Spitzenwert der Beschleunigung, wenn der Rahmen am Formrohr aufschlägt, konnte in der Simulation gut nachgebildet werden. Die Beschleunigungsverläufe aus dem Realversuch wurden jeweils mit einem CFC 180 Filter gefiltert. Die Kurven der Simulationen wurden immer mit einem SAE 180 Filter gefiltert. Die Filter von Simulation und Realversuch unterscheiden sich deshalb voneinander, weil für die Auswertung der Ergebnisse unterschiedliche Software Programme zum Einsatz kamen. Je nach Software sind entweder CFC Filter bzw. SAE Filter standardmäßig integriert. Die Unterschiede, die sich durch die verschiedenen Filter ergeben, sind sehr gering und in der Abbildung 7-11 dargestellt.

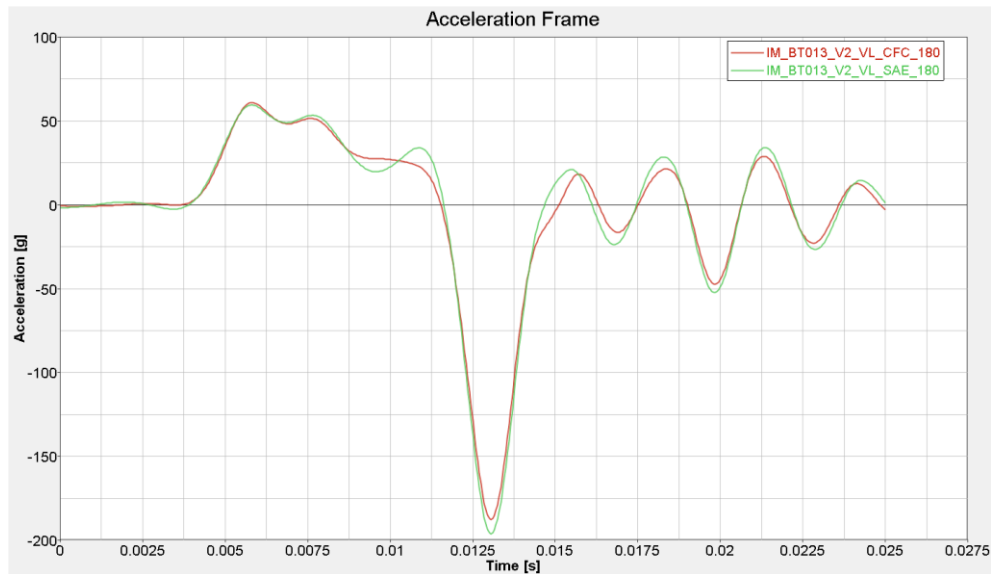


Abbildung 7-11: Vergleich von Versuchsergebnissen bei CFC und SAE Filterung

Um einen Vergleich der plastischen Verformung des Aluminium Felgensterns zu erhalten, wurde nach dem Versuch die Verformung zwischen Felgenhorn und Prüfaufbau gemessen. Dieser Wert wurde anschließend mit den Ergebnissen aus der Simulation verglichen. Eine Aufzeichnung der Felgenhornverformung ist in der Abbildung 7-12 sichtbar.

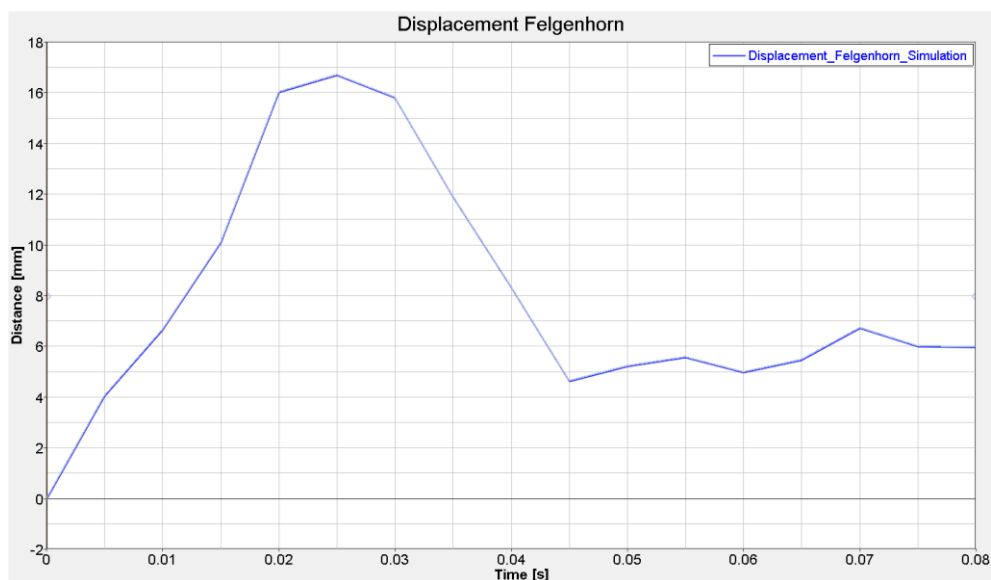


Abbildung 7-12: Verschiebung zwischen Felgenhorn und Prüfstand über die Versuchsdauer

In der Simulation ergab sich eine bleibende Verschiebung zu Ende des Impact-Tests von Felgenhorn zum Prüfaufbau von 5,98mm. Im Realversuch konnte eine Verschiebung von 5,78mm gemessen werden, wie man in der Abbildung 7-13 erkennen kann.



Abbildung 7-13: Auswertung der Verschiebung des Felgenbettes zum Prüfaufbau (IM_BT013_V2_VL)

Wie schon zuvor erwähnt wurde zusätzlich der Beschleunigungsverlauf des Impaktors mit den Simulationen verglichen. Eine Gegenüberstellung der Impaktorbeschleunigungen zeigt die Abbildung 7-14.

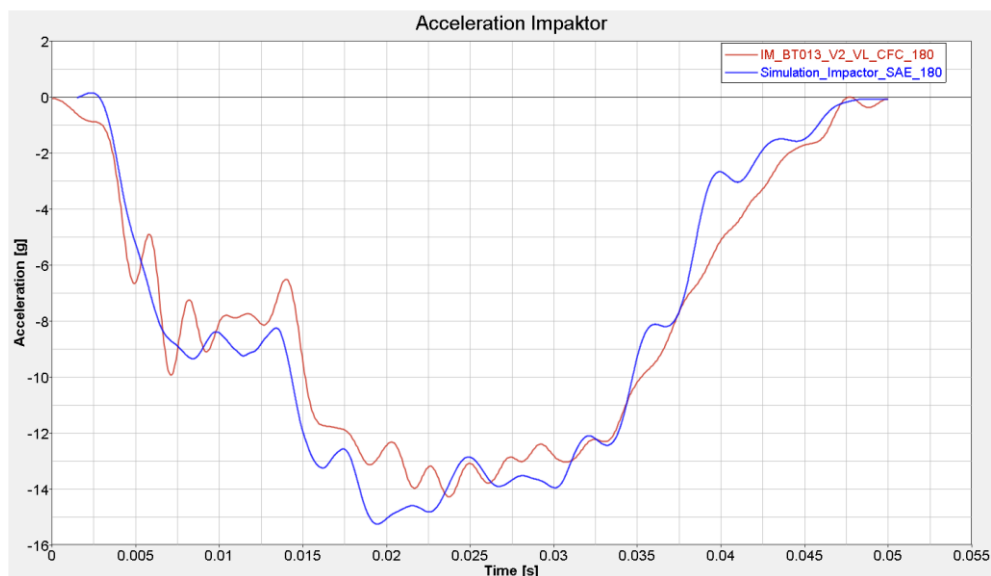


Abbildung 7-14: Vergleich von Beschleunigungssignalen des Impaktors zwischen Realversuch und Simulation (IM_BT013_V2_VL)

Auch die Beschleunigungen des Impaktors weisen zwischen Simulation und Versuch nur geringfügige Abweichungen auf. Aufgrund der durchgeführten Signalvergleiche konnte nachgewiesen werden, dass der Prüfaufbau und die Felge in der Simulation realitätsnahe Ergebnisse liefern.

7.3 Versuch und Simulation der Radialschlagprüfung

In diesem Teilkapitel wird auf die Versuchsdurchführung und die Simulation der Radialschlagprüfung eingegangen. Weiters werden die Unterschiede der Simulation zum Realversuch verglichen und diskutiert, dabei wird auch auf einen Versuch, der mit Überlast durchgeführt wurde, eingegangen. Der letzte Teil beschäftigt sich mit einer Berechnung der Prognosefähigkeit des Simulationsmodelles. Dafür wurde die Geschwindigkeit mit der der Impaktor auftreffen muss, um einen Bruch der Felge zu erzeugen zuerst berechnet und danach in einem Realversuch überprüft.

Versuch

Die Versuchsserie der Radialschlagprüfungen bestand in erster Linie aus vier Versuchsfelgen, wobei auf jeder Felge drei Versuchskonfigurationen durchgeführt worden sind. Eine fünfte Felge (BT014) wurde getestet, um die Prognosefähigkeit des Simulationsmodells zu überprüfen. Diese Felge wurde nur mit einer Versuchskonfiguration getestet. Daraus ergibt sich ein Versuchsprogramm mit insgesamt 13 Radialschlagversuchen. Anhand der ersten beiden Felgen (BT003, BT009) wurden die Versuchsabweichungen ermittelt. Eine Felge (BT007) wurde anschließend gewollt mit einer höheren Last getestet. Dies hatte einerseits den Hintergrund, dass das Simulationsmodell auch für höhere Lasten bzw. Geschwindigkeiten plausible Aussagen treffen können soll. Andererseits sollte damit überprüft werden ob ein Unterschied der Dehnratenabhängigkeit in diesen Geschwindigkeitsbereichen merkbar auftritt. Eine genaue Aufschlüsselung der Versuche mit Geschwindigkeiten und Erklärung der Versuchsnummern zeigt die Tabelle 7-2.

Versuchsnummer	Geschwindigkeit Soll [km/h]	Geschwindigkeit Ist [km/h]	Abweichung [km/h]	Abweichung [%]	Anmerkung:
RA_BT003_LF2_ASP	6.32	6.27	0.05	0.791	
RA_BT003_LF2_ZSP	6.32	6.25	0.07	1.108	
RA_BT003_LF3_VL	12.22	12.24	0.02	0.164	
RA_BT007_UL2_ASP	6.89	6.84	0.05	0.726	
RA_BT007_UL2_ZSP	6.89	6.86	0.03	0.435	
RA_BT007_UL3_VL	13.33	13.39	0.06	0.450	
RA_BT009_LF2_ASP	6.32	6.3	0.02	0.316	
RA_BT009_LF2_ZSP	6.32	6.27	0.05	0.791	
RA_BT009_LF3_VL	12.22	12.32	0.1	0.818	
RA_BT012_LF2_ASP	6.32	6.41	0.09	1.424	Geschwindigkeitsabw.
RA_BT012_LF2_ZSP	6.32	6.17	0.15	2.373	Geschwindigkeitsabw.
RA_BT012_LF3_VL	12.22	12.14	0.08	0.655	
RA_BT014_BL1_ZSP	9.75	9.65	0.1	1.026	
Legende:	RA	Radialschlag Test			
	BT000	Bauteilnummer laut CTW			
	LF2	Lastfall 2			
	LF3	Lastfall 3			
	UL2	Überlast Lastfall 2			
	UL3	Überlast Lastfall 3			
	ASP	Auf Speiche			
	ZSP	Zwischen Speiche			
	VL	Ventilloch			

Tabelle 7-2: Soll-, Ist-Geschwindigkeiten und Abweichungen der Radialschlagprüfungen

Wie auch bei dem Impact-Test wurde eine Felge (BT012) mit einem speziellen Lagenaufbau, der ein Vlies als Zwischenlage besitzt, ins Versuchsprogramm aufgenommen. Anhand dieser Felge konnte ein Einfluss des veränderten Lagenaufbaus auf die Eigenschaften im Versuch ermittelt werden bzw. wurde untersucht ob sich die Vliesschichten auf das Testergebnis positiv auswirken.

Zur Versuchsauswertung der Radialschlagprüfungen dienten ebenfalls, wie schon beim Impact-Test davor, in erster Linie die Beschleunigungssignale von Bauteilen des Prüfstandes und des Impaktors. Weiters wurden bei der Radialschlagprüfung auch die Verschiebung des Rahmens und nach dem Versuch der Druckverlust des Reifens mitgemessen. In der Abbildung 7-15 sind die Positionen der Beschleunigungssensoren auf dem Radialprüfstand eingezeichnet. Bei den Beschleunigungssensoren handelt es sich um 1-Achs Sensoren. Die Messrichtung ist ebenfalls in der Abbildung eingezeichnet. Die Messung der Verschiebung

des Rahmens wurde mit einem Stangenpotentiometer realisiert, welches in der Abbildung 7-16 sichtbar ist.



Abbildung 7-15: Position der Beschleunigungssensoren am Radialschlagprüfstand

Mit Hilfe des Stangenpotentiometers konnte die Verschiebung des Rahmens über die komplette Versuchsdauer aufgezeichnet werden. Damit konnte der Federweg der Tellerfedern gemessen werden und somit für den Validierungsprozess eine Wegcharakteristik für die gesamte Versuchsdauer ermittelt werden.

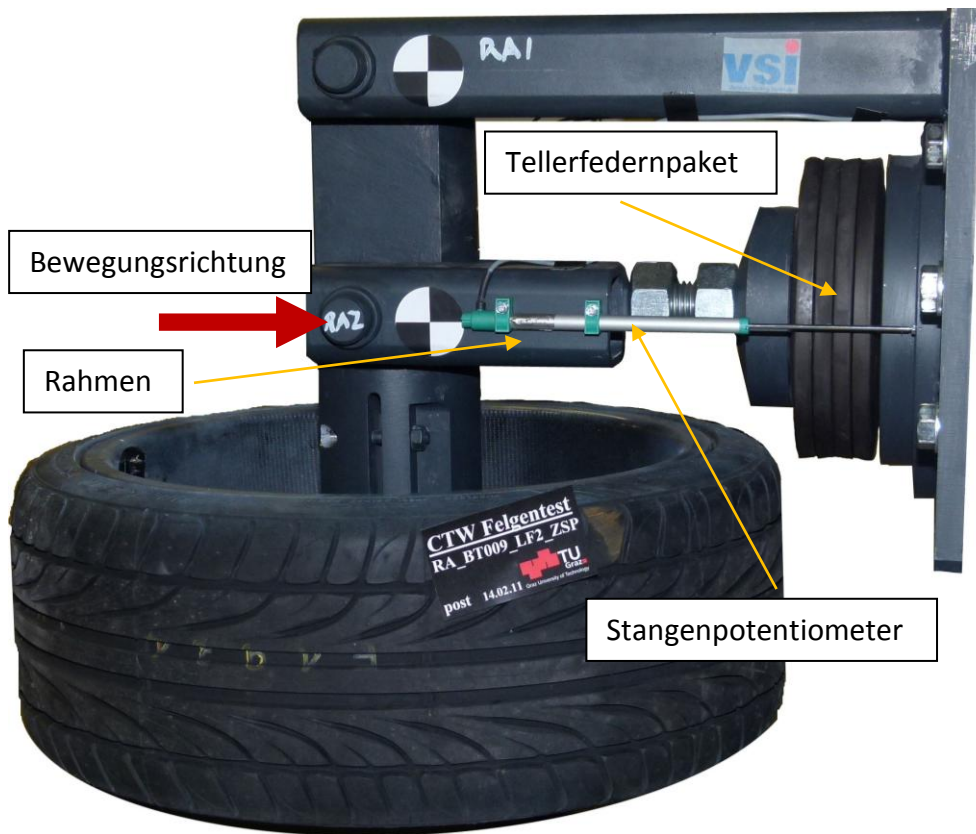


Abbildung 7-16: Position des Stangenpotentiometers am Radialschlagprüfstand

Eine Auswertung von Beschleunigungssignalen der Radialschlagprüfung ist in der Abbildung 7-17 sichtbar. Zwei Versuchsfelgen wurden getestet um wieder auf die Abweichung unter den Versuchen zu kommen.

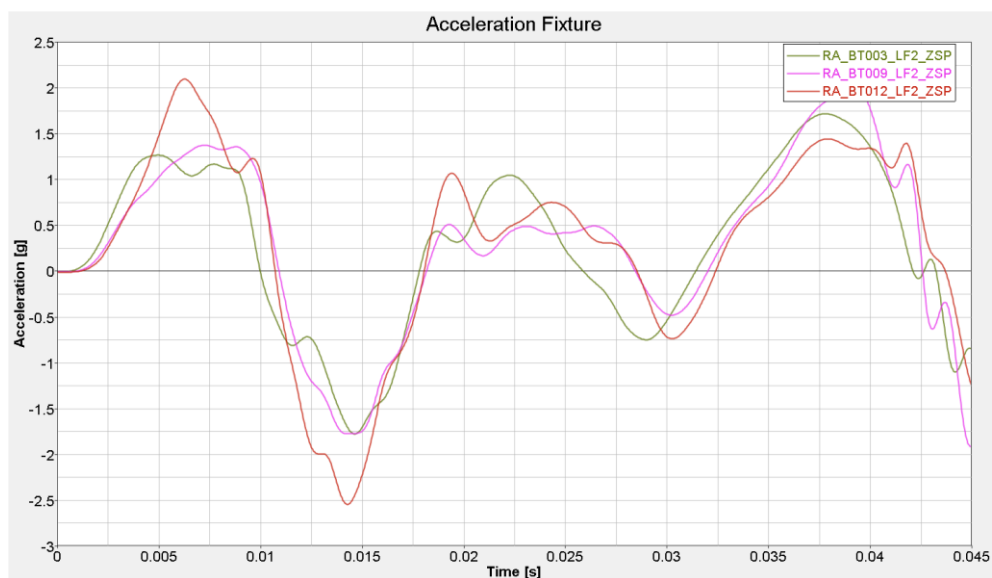


Abbildung 7-17: Beschleunigungsverläufe aus den Versuchen der Aufnahme von drei verschiedenen Felgen der Radialschlagprüfung (CFC 180)

Gut zu erkennen ist die geringe Abweichung der einzelnen Versuchskurven, was positiv für den Validierungsprozess ist. Damit kann auf eine Mittelwertbildung aus den Versuchen verzichtet werden und die Simulation kann direkt mit den Versuchsergebnissen verglichen werden. Generell sind die Beschleunigungsspitzen bei den Bauteilen des Radialschlagprüfstandes eher gering. Dies ist auch in der Abbildung 7-17 ersichtlich. Die Höchstwerte der Beschleunigungen der Aufnahme liegen bei zirka 2,5g. Der Grund dafür ist, dass der Reifen, der radial von dem Impaktor getroffen wird, die Bewegung des Prüfstandes und damit die Beschleunigungen stark dämpft. Die Beschleunigungsverläufe des Rahmens sind hier nicht mehr dargestellt. Sie sind den Verläufen der Aufnahme sehr ähnlich. Die Beschleunigungskurven des Rahmens sind im Vergleich mit den Kurven der Aufnahme zeitlich etwas nach spät verschoben und weisen nur mehr einen Spitzenwert von zirka 1g auf.

Ein wichtiger Parameter zur Validierung des Radialschlagprüfstandes war auch die Verschiebung des Rahmens zur starren Wand. Den Verlauf der Rahmenverschiebung von drei verschiedenen Testfelgen zeigt die Abbildung 7-18.

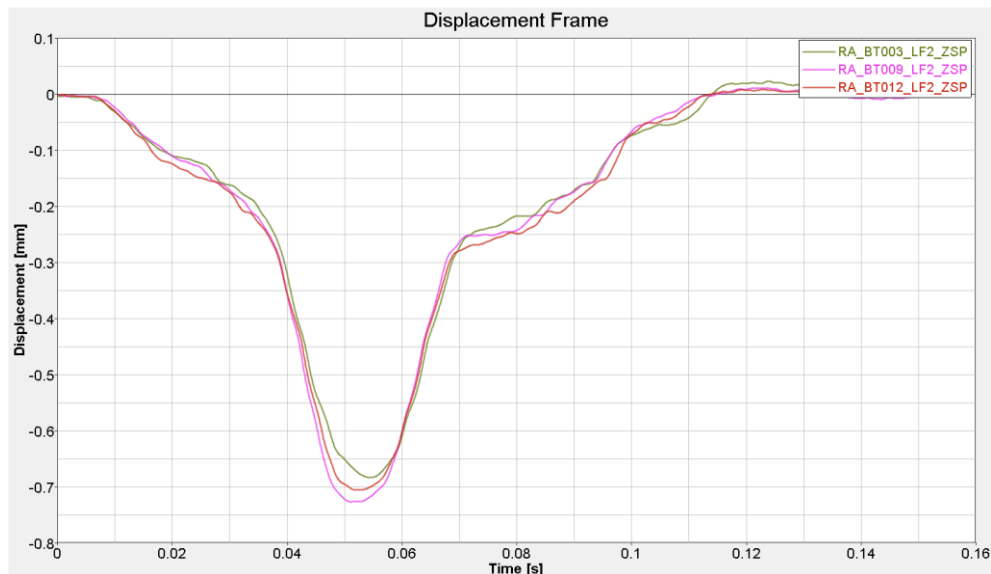


Abbildung 7-18: Rahmenverschiebungen aus den Versuchen der einzelnen Radialschlagprüfungen (CFC180)

Die Verschiebung des Rahmens weist am Anfang des Versuchs einen geringen Gradienten auf, dies liegt daran, dass der Reifen die Bewegung anfänglich dämpft. Erst ab einer Zeit von zirka 0,035s steigt die Kurve steiler an. Dies passiert, weil der Reifen gequetscht wird und der Impaktor über den Reifen direkt auf die Felge drückt. Die Verschiebungen des Rahmens

weisen bei zirka 0,05s ihr Maximum von zirka -0,7mm auf. Nach der Bewegungsumkehr verhält sich die Verschiebung des Rahmens gleich wie beim Einfedern. Zuerst federt der Rahmen mit hohem Gradienten aus, hier federt die verformte Felge wieder elastisch aus. Danach ab zirka 0,07s wird das Ausfedern hauptsächlich vom Reifen bestimmt.

Ebenfalls zur Validierung des gesamten Prüfstandes mit aufgebauter Felge dienten die Beschleunigungsverläufe des Impaktors. Die Aufzeichnungen der Impaktorbeschleunigungen wiederum von drei Versuchsfelgen sind in der Abbildung 7-19 dargestellt.

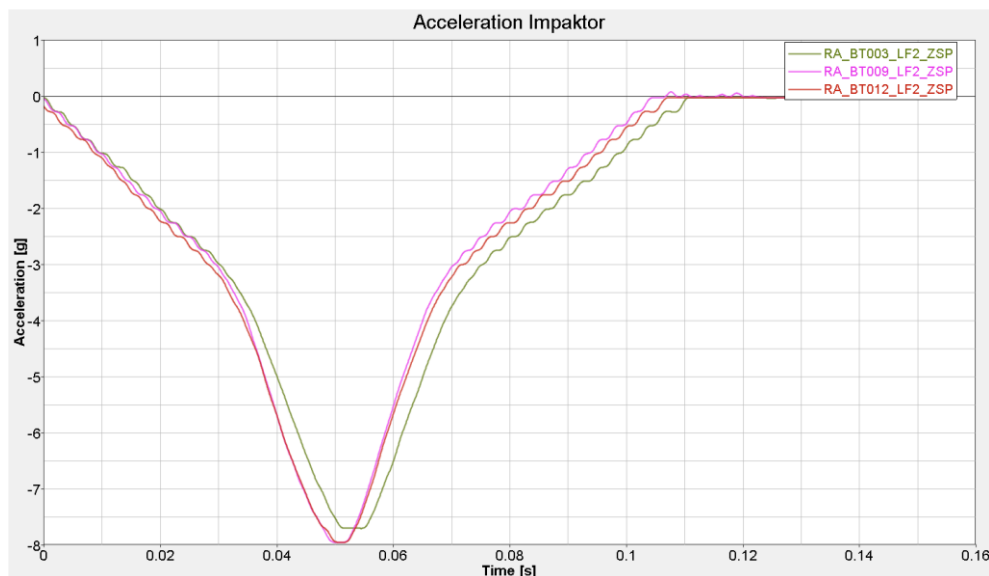


Abbildung 7-19: Beschleunigungsverläufe des Impaktors während der Versuche der Radialschlagprüfungen (CFC180)

Wie schon zuvor bei den Verschiebungskurven des Rahmens erwähnt sieht man auch bei den Beschleunigungsverläufen des Impaktors, wann sich der Reifen und wann sich die Felge verformt. Wieder zirka ab 0,03s nach Versuchsbeginn beginnt sich die Felge elastisch zu verformen. Hier weist dann der Impaktor bei zirka 0,05s die höchste Beschleunigung von etwa 8g auf. Ab diesem Zeitpunkt federt zuerst die Felge und danach der Reifen aus und sie begeben sich in eine Ruhelage zurück.

Eine gravierende Veränderung durch den geänderten Lagenaufbau bei der Versuchsfelge BT012 konnte in den Beschleunigungsverläufen, die während der Versuche aufgezeichnet wurden, nicht erkannt werden. Was jedoch durch die Verbesserung des Herstellungsprozesses von der ersten bis zur letzten Felge und durch das Einlegen von Vliesschichten in den Lagenaufbau der Felge festgestellt werden konnte ist, dass sich der

Luftverlust nach den Versuchen mit der Laststufe 3 stetig verringerte. Den Druckabfall der Versuchsräder über der Zeit zeigt die Abbildung 7-20.

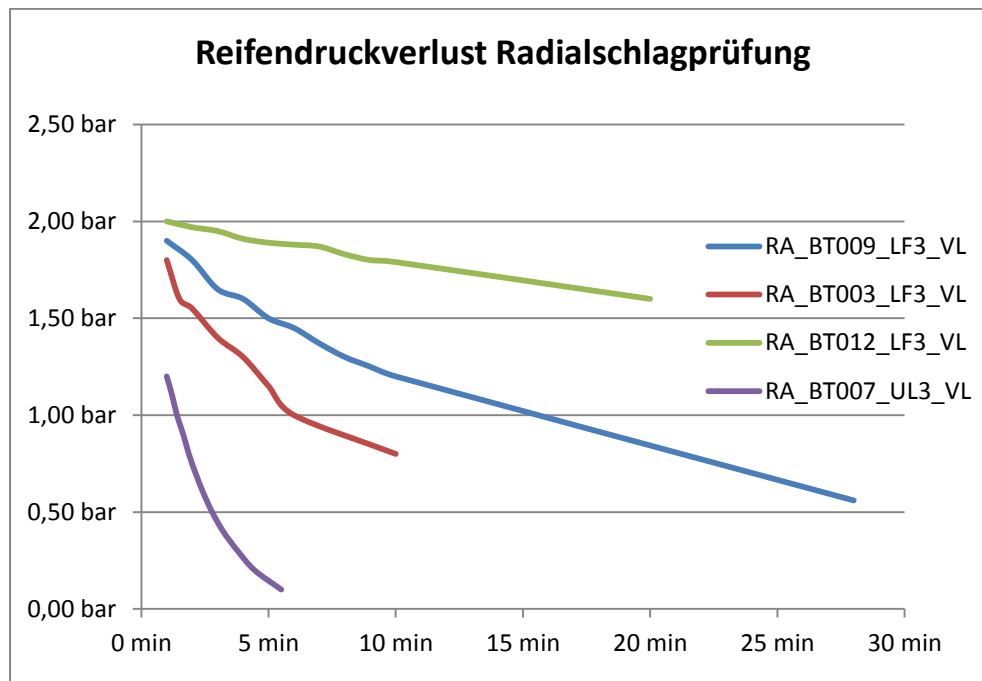


Abbildung 7-20: Druckverlauf der Testräder über die Zeit nach der Versuchsdurchführung

Der Unterschied der Versuchsfelgen untereinander, der den verbesserten Druckverlauf nach den Versuchen ergab, konnte auch auf das verbesserte Bruchverhalten zurückgeführt werden. Dies verbesserte sich von Felgen früherer Baureihe zu später produzierten Bauteilen stetig. Das gelang einerseits durch Anpassung des Herstellprozesses und andererseits durch die beigelegten Vlieseinlagen. Auch die Klebestellen der Felgen späterer Baureihen waren besser und wiesen weniger Brüche und Anrisse auf.

Simulation

Am Beginn der Simulation des Radialschlagprüfstands stand wieder der Aufbau eines rechenfähigen Simulationsmodells des Prüfstandes. Dies erfolgte ähnlich wie der Aufbau des Impact-Test Simulationsmodells. Die Abbildung 7-21 zeigt das Netz und den Aufbau des Radialschlagprüfstands.

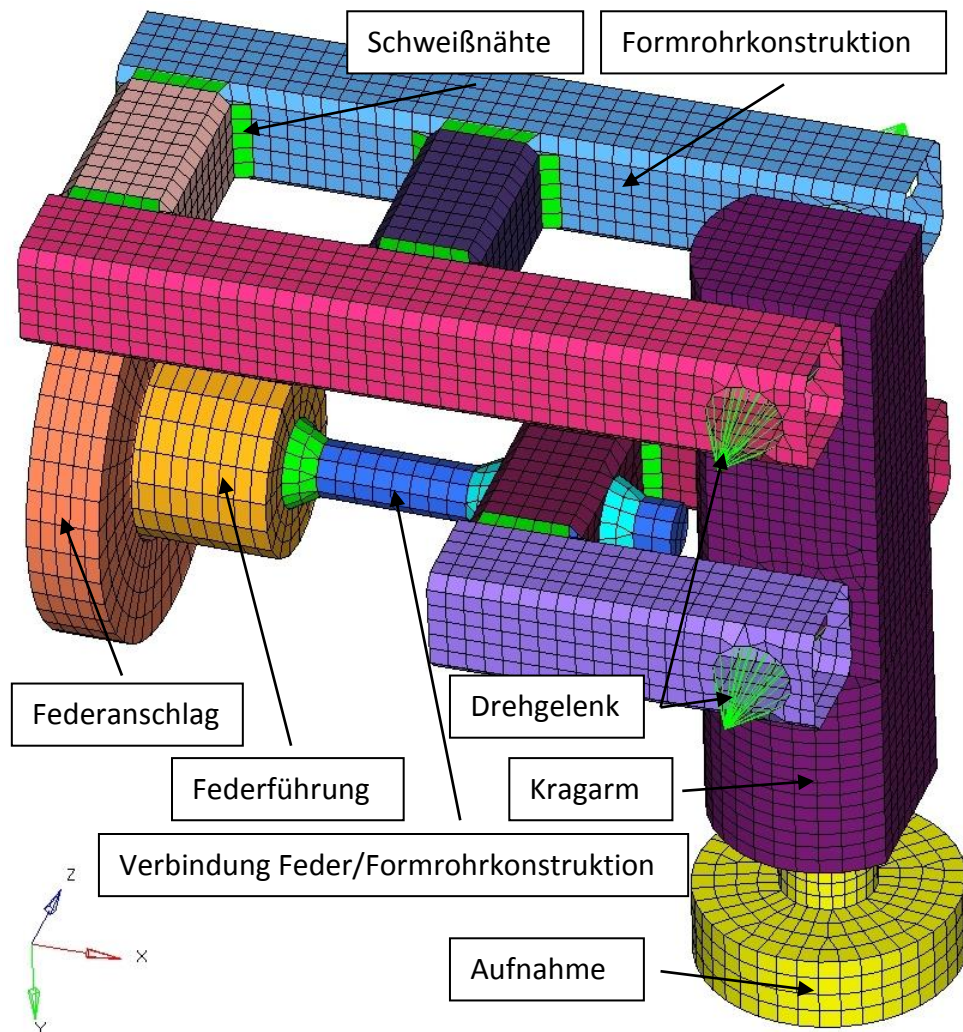


Abbildung 7-21: FE-Modell des Radialschlagprüfstands zur Simulation der Radialschlagprüfung

Die Formrohrkonstruktion wurde hierbei auch aus Shell-Elementen aufgebaut. Die Aufnahme, an der die Felge samt Reifen an dem Prüfstand befestigt wird, ist aus Solid Elementen aufgebaut. Ebenso aus Solid Elementen bestehen der Kragarm, die Aufnahme, die Federführung, der Federanschlag und die Verbindung der Federn zur Formrohrkonstruktion. Die Federung wurde als *ELEMENT_DESCRETE mit einer Federsteifigkeit von 85 kN/mm ausgeführt. Diese befindet sich hinter der Federführung und ist in der Abbildung nicht sichtbar. Der Federanschlag wurde als vollkommen starr, als *MAT_RIGID, modelliert. Der Stahlbau wurde auch hier mit dem Materialmodell *MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY (S235JR) modelliert. Die Schweißnähte wurden wie beim Aufbau des Impact-Tests auch durch Shell-Elemente abgebildet. Die Drehgelenke wurden als *CONSTRAINED_JOINT_REVOLUTE_ID, sogenannten Joints, aufgebaut.

In der Abbildung 7-22 ist der gesamte Radialschlagprüfaufbau der Simulation mit aufgebauter Felge und dem Impaktor dargestellt. Die Randbedingungen des Prüfstandes sind so gewählt, dass an den Stellen, welche die starre Wand berühren, die Knotenpunkte keine Freiheitsgrade mehr aufweisen. Die Randbedingungen des Impaktors besitzen einen translatorischen Freiheitsgrad in x-Richtung, wobei sich der Impaktor zu Simulationsbeginn mit einer Initialgeschwindigkeit in negativer x-Richtung bewegt. Ebenfalls vollkommen starr wurde die Aufnahme der Felge an den Prüfstand realisiert. Dabei sind Knoten der Felgenverschraubung starr mit der Aufnahme des Prüfstandes verbunden.

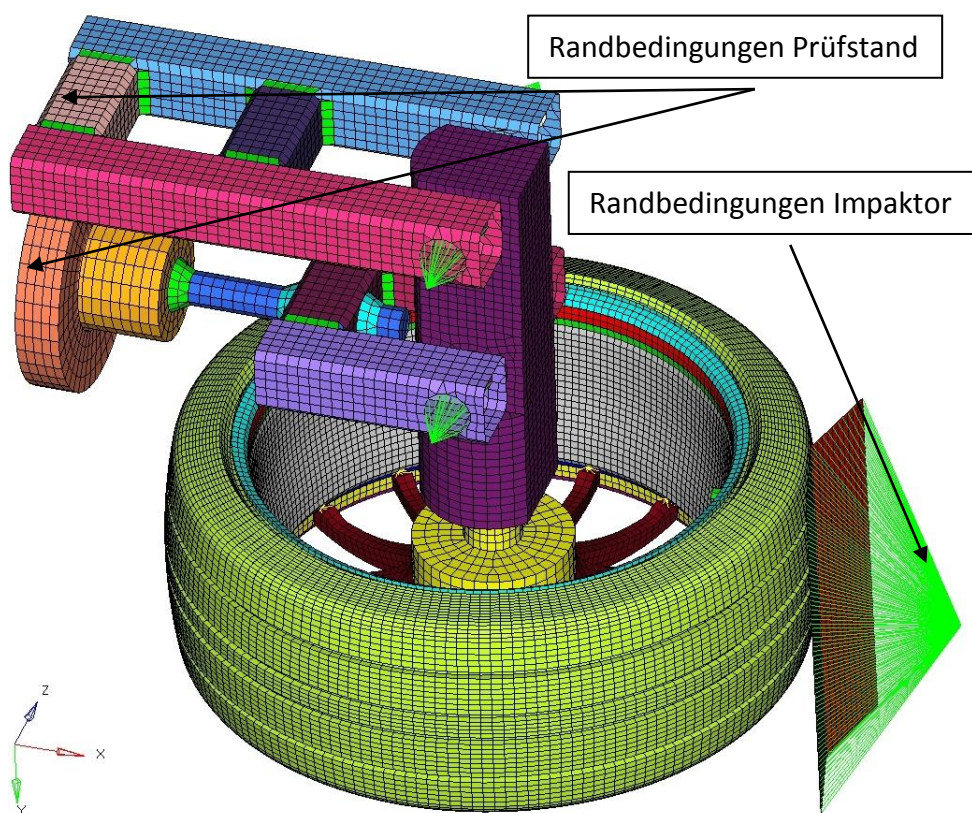


Abbildung 7-22: FE-Modell des Radialschlagprüfstand-Simulationsmodells mit aufgebauter Felge und Impaktor

Für die Simulation der Kontakte der Bauteile untereinander kamen verschiedene Kontaktkarten zum Einsatz.

Hierbei beschreibt ein `*CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE_ID` einen Kontakt zwischen zwei Flächen, ein `*CONTACT_AUTOMATIC_NODES_TO_SURFACE_ID` einen Kontakt zwischen Knoten und einer Fläche und ein `*CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE_ID` den Kontakt eines Bauteils mit sich selbst.

Vergleich von Versuch und Simulation bei Normallast

Um auch das Simulationsmodell des Radialschlagprüfstands validieren zu können, wurden die Beschleunigungssignale und Verschiebungen des Prüfstandes vom Realversuch mit denen der Simulation gegenübergestellt. Anhand dieser Vergleiche konnte der Simulationsaufbau verbessert und an den realen Versuchsablauf angepasst werden. Einen Vergleich der Beschleunigungen von Simulation und Realversuch der Felgenaufnahme zeigt die Abbildung 7-23.

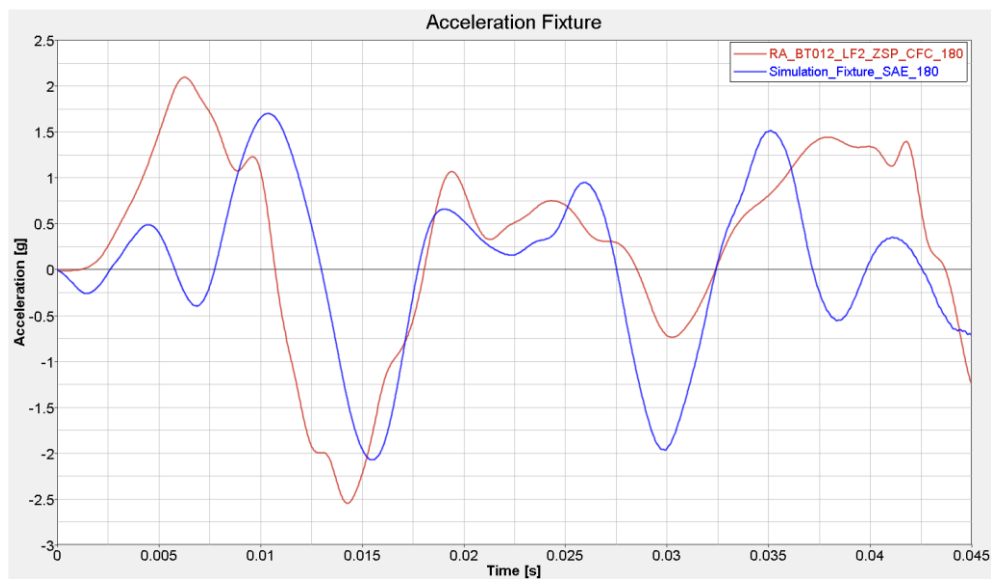


Abbildung 7-23: Vergleich von Beschleunigungssignalen der Felgenaufnahme zwischen Realversuch und Simulation (RA_BT012_LF2_ZSP)

In dieser Abbildung ist ersichtlich, dass die Spitzenwerte der Beschleunigung in etwa gleich hoch sind, aber die Frequenz der Schwingungen im Gegensatz zu den Ergebnissen des Impact-Tests hohe Abweichungen aufweisen. Dies rührt daher, dass der Reifen in der Simulation zu stark schwingt und diese Schwingung auf den Prüfstand übertragen wird. Für den Vergleich von Simulation und Realversuch wurden für die Beschleunigungen und die Verschiebungen die Werte aus dem Versuch RA_BT012_LF2_ZSP verwendet um die Diagramme übersichtlicher zu halten. Die Beschleunigungssignale der Realversuche wurden mit einem CFC 180 Filter und die Signale der Simulation mit einem SAE 180 Filter gefiltert. In der Abbildung 7-24 ist der Vergleich der Rahmenverschiebung, wie sie in der Abbildung 7-16 sichtbar ist, dargestellt.

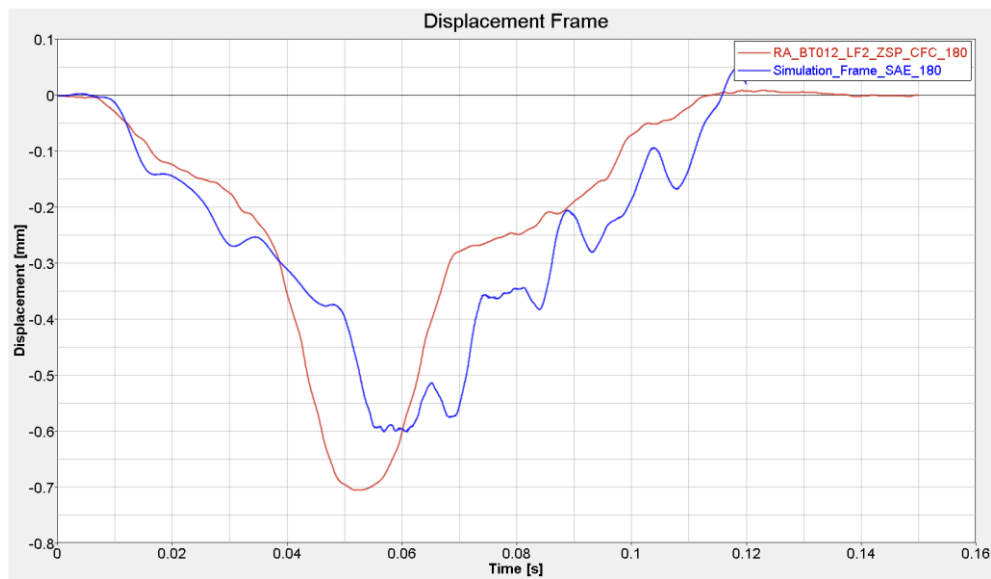


Abbildung 7-24: Vergleich von Verschiebungen des Rahmens zwischen Realversuch und Simulation
(RA_BT012_LF2_ZSP)

Die Vergleiche der Rahmenverschiebungen zeigen ebenfalls leichte Abweichungen auf der Zeitachse bzw. in den Beschleunigungswerten. Das Simulationsergebnis zeigt vor allem ab zirka 0,06s eine deutliche Schwingung. Diese Schwingung rührt, wie schon zuvor erwähnt, von den Reifenschwingungen. Die Schwingungen des Reifens in der Simulation sind auch im Vergleich der Videos von der Simulation und dem Realversuch deutlich stärker. Der Reifen wird beim Impact-Test aufgrund der Trefferposition (siehe Kapitel 4.3) nicht in eine solche Schwingung versetzt. Deshalb weichen die Ergebnisse der Simulation der Radialschlagprüfung stärker von den Realversuchen ab als jene des Impact-Tests.

Der Vergleich der Impaktorbeschleunigung zwischen Versuch und Simulation ist in der Abbildung 7-25 dargestellt.

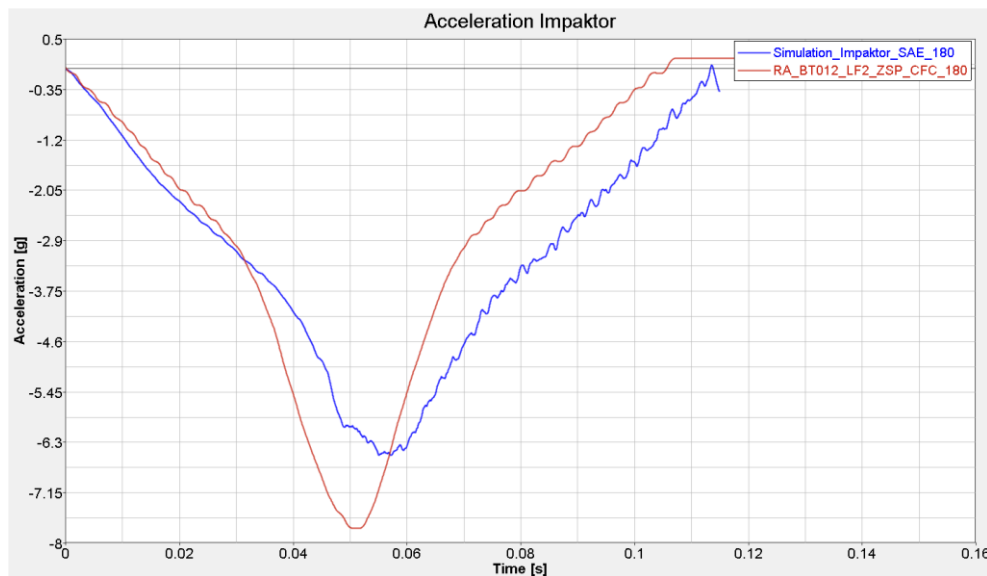


Abbildung 7-25: Vergleich von Beschleunigungen des Impaktors zwischen Realversuch und Simulation (RA_BT012_LF2_ZSP)

Auch in dem Beschleunigungsverlauf des Impaktors der Simulation lässt sich erkennen, dass die Spitze der Beschleunigung etwas später als im Realversuch auftritt und dass der Spitzenwert der Beschleunigung etwas geringer ist. Diese Abweichung kann aber auch damit zusammenhängen, dass die Beschleunigungswerte des Impaktors sehr gering (zirka 8g) sind. Die verbauten Beschleunigungssensoren haben einen Messbereich von 1000g und eine bestimmte prozentuale Abweichung von diesem Wert als Toleranz. Es kommt aber auch auf die Messtechnik bzw. Messdatenverarbeitung an, wie dieser Messbereich aufgelöst werden kann. Diese Auflösung beeinflusst ebenfalls die Messgenauigkeit. Für diese geringen Beschleunigungen wäre es besser gewesen, sogenannte „Low-g-Sensoren“ zu verwenden, damit Fehler der Beschleunigungssensoren verringert werden können.

Vergleich von Versuch und Simulation bei Überlast

Wie schon zu Beginn dieses Teilkapitels beschrieben, wurden nicht nur Versuche mit vorgegebener Normlast, sondern auch mit Überlast durchgeführt. Durch einen Versuch, der mit Überlast durchgeführt wurde, sollte gezeigt werden, dass das Simulationsmodell auch für höhere Lasten, bzw. Auftreffgeschwindigkeiten des Impaktors prognostizierbare Ergebnisse liefert. Ein weiterer Punkt ist, dass ein Einfluss einer Dehnratenabhängigkeit überprüft werden kann. Diese hat sich jedoch in diesen Geschwindigkeitsbereichen nicht merklich gezeigt. In den nachfolgenden Abbildungen werden Beschleunigungen und Verschiebungen eines Versuchs bei Überlast mit einer Überlastsimulation verglichen.

Die Abbildung 7-26 stellt einen Vergleich von Beschleunigungen der Felgenaufnahme bei Überlast dar.

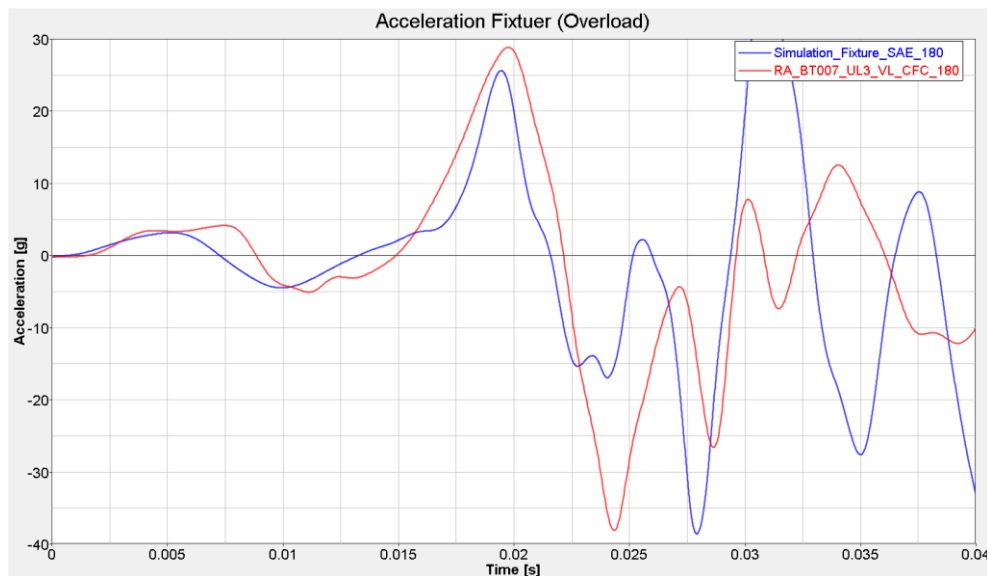


Abbildung 7-26: Vergleich von Beschleunigungssignalen der Felgenaufnahme zwischen Realversuch und Simulation bei Überlast (RA_BT007_UL3_VL)

In dieser Abbildung ist sichtbar, dass die zeitliche Übereinstimmung der Beschleunigungsverläufe zwischen Versuch und Simulation bis zu einer Versuchsdauer von zirka 0,03s deutlich besser ist. Dies könnte ein Hinweis auf die bessere Beschleunigungsmessung sein, da hier Beschleunigungen von schon bis zu 30g gemessen werden. Ab einer Zeit von zirka 0,03s zeigt die Simulationskurve sehr hohe Beschleunigungen, wie sie im Versuch nicht gemessen werden konnten. Diese hohen Beschleunigungsspitzen werden wiederum durch die Schwingungen, die im Reifenmodell auftreten und deutlich sichtbar sind, verursacht.

Die Kurvenverläufe wurden auch bei den Simulationen mit Überlast mit einem SAE 180 und die Realversuchskurven mit einem CFC 180 Filter gefiltert.

Den Verlauf der Verschiebungen des Rahmens zeigt die Abbildung 7-27.

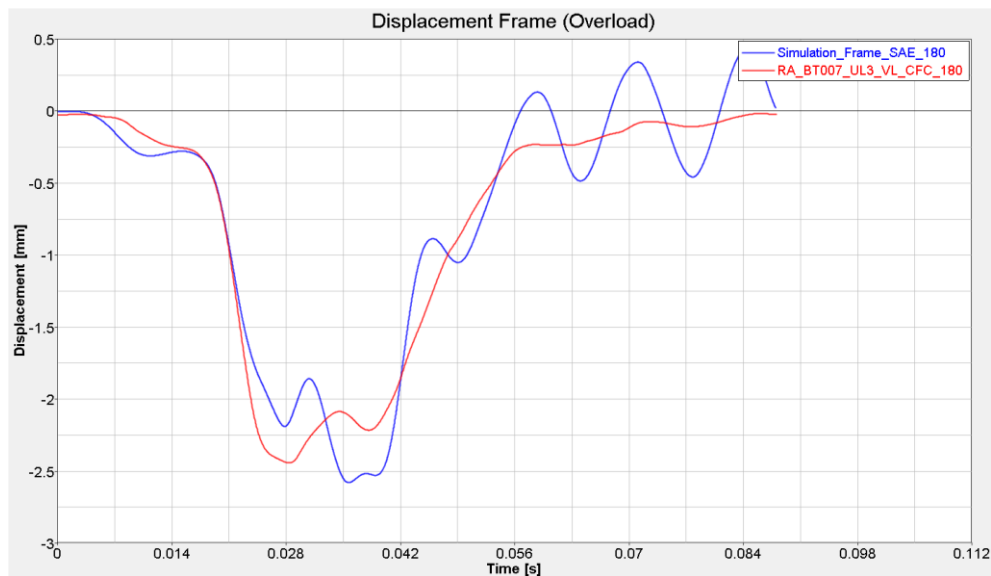


Abbildung 7-27: Vergleich von Verschiebungen des Rahmens zwischen Realversuch und Simulation bei Überlast (RA_BT007_UL3_VL)

Auch in der Verschiebekurve des Rahmens der Simulation kann deutlich das starke Schwingen des Reifens festgestellt werden. Die Spitzenwerte der Verschiebung weichen aber zwischen Versuch und Simulation relativ geringfügig voneinander ab.

Die Abbildung 7-28 zeigt den Vergleich der Beschleunigungsverläufe des Impaktors von Simulation und Realversuch bei Überlast.

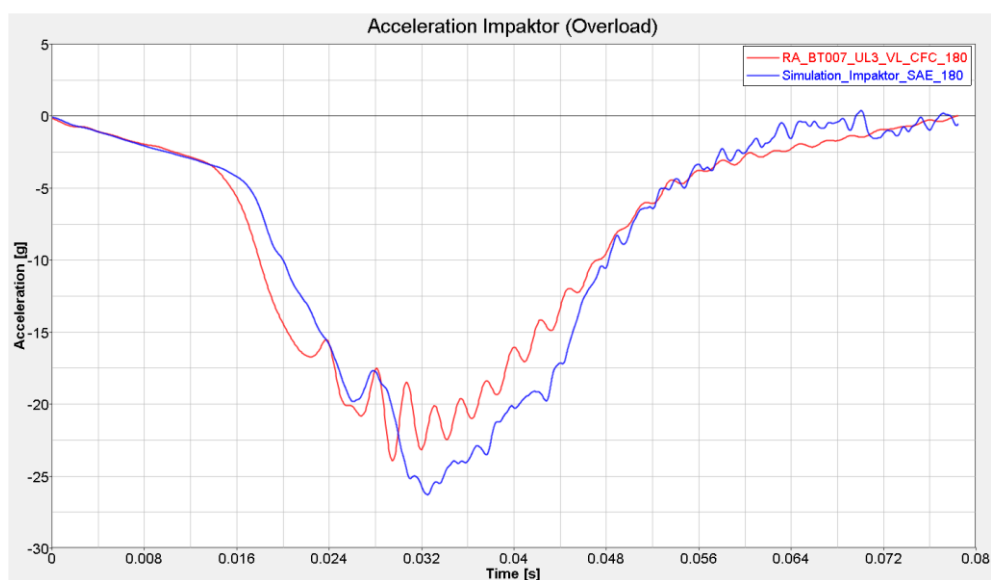


Abbildung 7-28: Vergleich von Beschleunigungen des Impaktors zwischen Realversuch und Simulation bei Überlast (RA_BT007_UL3_VL)

In dieser Abbildung ist gut zu erkennen, dass das Simulationsmodell nicht nur für die Normlast gut anwendbar ist, sondern dass die Ergebnisse auch bei höheren Belastungen sehr gut übereinstimmen.

Die nächste Abbildung (Abbildung 7-29) zeigt ein Simulationsergebnis eines Überlastversuchs mit einer Auftreffgeschwindigkeit von $3,72 \text{ m/s}$ im Vergleich mit einer Momentaufnahme des Realversuchs.

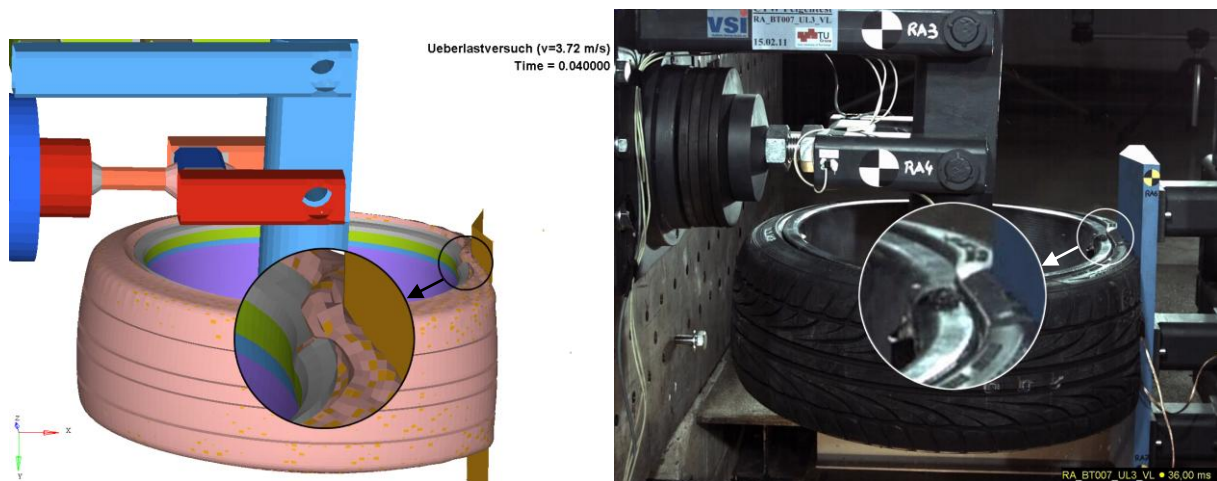


Abbildung 7-29: Vergleich von Simulationsmodell und Realversuch der Radialschlagprüfung bei Überlast ($v=3,72 \text{ m/s}$), zum Zeitpunkt $t=0,04 \text{ s}$

In dieser Abbildung wird dargestellt, dass das Simulationsmodell auch bei noch höheren Belastungen prognosefähig bleibt. Es ist auch in den Details sichtbar, dass die Schädigungen des Felgenbetts gut dargestellt werden können. In LS-Dyna® werden hierfür Elemente des Simulationsmodells ab einer bestimmten Belastung gelöscht, welche keine Last mehr aufnehmen können und es wird sichtbar, an welchen Stellen es in dem Felgenbett zu Brüchen bzw. Anrissen kommen kann.

Prognosefähigkeitsanalyse des Simulationsmodelles

Wie schon ganz am Anfang dieser Arbeit beschrieben sollte ein prognosefähiges FE-Simulationsmodell entstehen. Um diese Prognosefähigkeit unter Beweis zu stellen wurde eine Versuchsfelge vorausberechnet und anschließend getestet. Mit diesem Modell sollte die Auftreffgeschwindigkeit des Impaktors ermittelt werden, bei der es zu einem Anbruch des Felgenhorns kommt. Die Berechnung ergab eine Auftreffgeschwindigkeit des Impaktors von $2,967 \text{ m/s} \hat{=} 10,68 \text{ km/h}$ ab dem das Felgenhorn wie in der Abbildung 7-30 erste Beschädigungen aufweist.

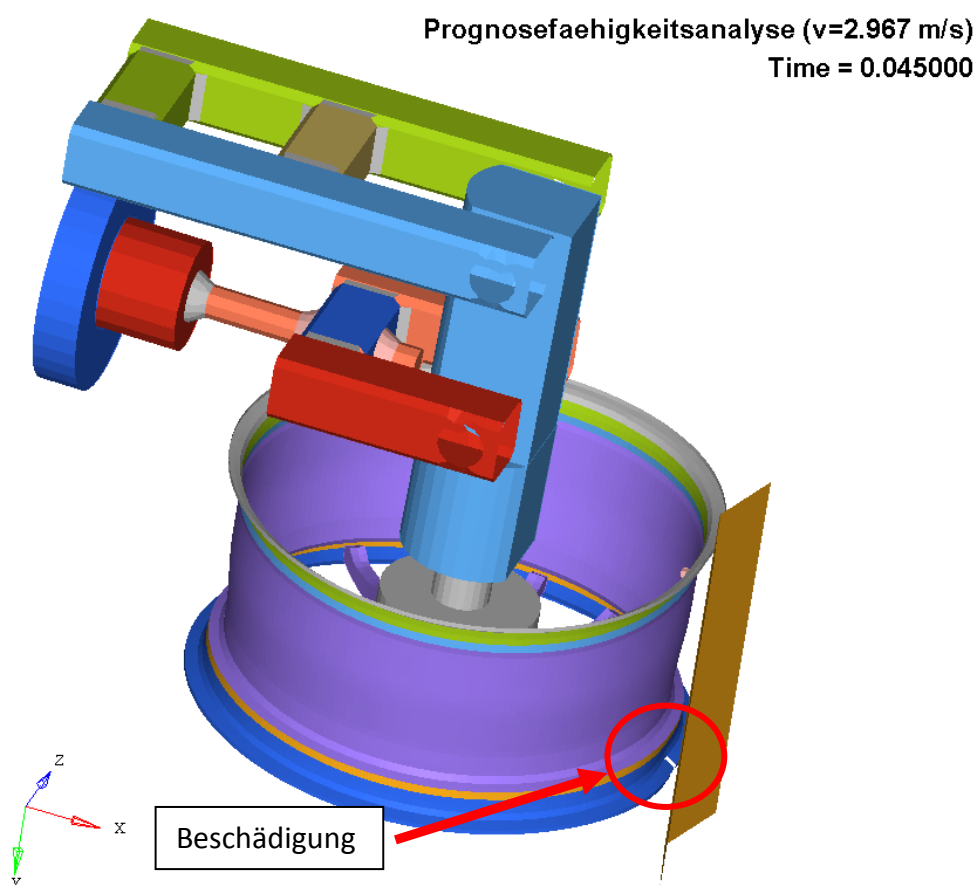


Abbildung 7-30: Ergebnis der Prognosefähigkeitssimulation mit sichtbarer Beschädigung des Felgenbettes bei $v=2,697 \text{ m/s}$ und einer Zeit von $t=0,045\text{s}$

Der Grund für diesen Versuch war die Felge einer mechanischen Vorschädigung zu unterziehen, um sie für einen nachfolgenden Biegeumlauftest, bei dem eine geschädigte Felge verwendet wird, vorzubereiten. Bei diesem Versuch sollte die Auftreffgeschwindigkeit so lange gesteigert werden, bis die gewünschten Brüche auftreten. Aus diesem Grund wurde

für den ersten Versuch die Auftreffgeschwindigkeit um ca. 10% unter der berechneten Geschwindigkeit angesetzt.

Der Versuch ergab jedoch, dass es schon bei einer Auftreffgeschwindigkeit des Impaktors von $2,681 \text{ m/s} \hat{=} 9,65 \text{ km/h}$ zu ersten Brüchen im Felgenhorn kam. Für die Darstellung dieses Simulationsergebnisses wurde in der Abbildung 7-30 der gesamte Reifen ausgeblendet. Laut der Simulation kommt es ab einer Zeit von 0,0415s ab Versuchsbeginn zu einem Anriss des Felgenhorns. Der erste Anriss des Felgenhorns der Versuchsfelge konnte anhand der HS-Videos ab einem Zeitpunkt von 0,036s nach dem Versuchsbeginn festgestellt werden. Dies ergibt sich aber aus der geringeren Geschwindigkeit des Realversuchs.

Damit ergibt sich eine Abweichung der Simulation und des Realversuchs von $1,03 \text{ km/h}$ was einer prozentualen Abweichung von unter 10% entspricht.

Versuchsnummer	Geschwindigkeit bei dem Bruch auftrat [km/h]	Abweichung [km/h]	Abweichung [%]
Simulation	10,68	1,03	9,64
RA_BT014_BL1_ZSP	9,65		

Tabelle 7-3: Abweichungen zwischen Simulation und Versuch bei der Ermittlung der Last ab der es zu Brüchen des Felgenhorns kommt

Diese Abweichung der Auftreffgeschwindigkeit lässt sich mit jetzigem Wissensstand aller Wahrscheinlichkeit nach auf die noch nicht ausgereifte Nachbildung der Reifeneigenschaften zurückführen. Wie in der Abbildung 7-29 ersichtlich ist der Reifen in der Simulation speziell in den Bereichen des Felgenhorns, wo die ersten Brüche auftraten, zu weich modelliert. Dies führt dazu, dass die Felge an diesen Stellen durch das Reifenmodell besser geschützt ist und es somit erst bei höheren Auftreffgeschwindigkeiten zu einer Schädigung der Felge kommt. Hingegen sind beim Realversuch, aufgrund der steiferen Reifeneigenschaften im Hornbereich der Felge, die Belastungen dort wesentlich höher und somit tritt hier der Bruch etwas früher ein.

Es konnten mit diesem Versuch dennoch die guten, realitätsnahen Ergebnisse der Simulationen bestätigt werden. Außerdem wurden die Abweichungen zwischen Realversuch und Simulation stetig verringert und somit die Prognosefähigkeit der Simulationen gesteigert. Ebenso konnte ein Prozess für den Einsatz von numerischen Methoden bei Verwendung von Kohlefaserwerkstoffen entwickelt werden, welcher in Zukunft bei jeglichen Bauteilen aus Faserverbundwerkstoffen Anwendung finden kann.

8 Schlussfolgerungen

Die vorliegende Arbeit beschreibt die Entwicklung eines Kohlefaser Materialmodelles und die Entwicklung einer Methode um Kohlefaserverbundwerkstoffe in einer dynamischen Simulation mit relativ schnellen Vorgängen, wie sie beispielsweise mit LS-Dyna® durchgeführt werden können, abbilden zu können. Anwendung fand diese Entwicklung an einem Felgenbett einer CFK-Aluminium-Hybridfelge.

Die Ergebnisse dieser Arbeit lieferten ein Materialmodell eines Kohlefaserwerkstoffes, welches nun für jeglichen weiteren Einsatz, basierend auf dem validierten Grundmaterial, zur Verfügung steht. Dieses entwickelte Materialmodell ist auf sämtliche Bauteile und Lagenanordnungen (Lagenwinkel, Lagenstärke, Lagenanzahl) anwendbar, das heißt es können nicht nur Felgen berechnet werden, sondern die Ergebnisse können auf einen erheblichen Teil der Produktpalette, die aus diesem Werkstoff hergestellt wird, angewendet werden. Dies bietet den großen Vorteil, dass dadurch Entwicklungskosten und Entwicklungszeit in erheblichem Maß eingespart werden können.

Mit den Zugversuchen konnten die wichtigsten Eingangsgrößen für die Simulation des hier beschriebenen Kohlefaserwerkstoffes, sowie die notwendigen Validierungsdaten ermittelt werden. Die Ergebnisse der dazugehörigen Simulationen bilden das Realverhalten gut ab. Daraus ergab sich eine geeignete Abstimmung der Materialkarte für langsame Belastungsgeschwindigkeiten.

Mit den Prüfaufbauten der Prinziptests (dynamischer Biegeversuch und Kugelschlagversuch) konnten die weiteren Materialvalidierungen zufriedenstellend durchgeführt werden. Mit diesen Versuchen konnten das Schädigungsverhalten und erweiterte Materialparameter speziell für dynamische Belastungen validiert werden.

Mit den Prüfaufbauten der Felgenversuche (Impact-Test und Radialschlagprüfung) ergaben sich über die Anzahl der Versuche reproduzierbare Ergebnisse, die nur sehr geringe Streuungen aufwiesen. Auch die Simulationsmodelle der beiden dynamischen Prüfstände bieten gute und prognosefähige Ergebnisse. Die Abweichungen der beiden Prüfstands-Simulationen von den Realversuchen, vor allem aber jene des Radialschlagprüfstandes, sind noch von den Einflüssen des Reifenmodelles geprägt. Eine Verbesserung der Ergebnisse sollte sich aber mit einer Validierung des Reifenmodells ergeben.

Somit ergibt sich ein großes Potential der entwickelten Methode und Modelle. Auch die Versuchskompetenz konnte weiter gesteigert werden, was sich auf weitere Untersuchungen positiv auswirken kann.

9 Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurde ein bestimmter Werkstoff aus einer Harz/Härter- und Faserkombination betrachtet. Für weitere Untersuchungen würden sich andere Kombinationen aus Harz/Härter und Fasern anbieten, um eine Materialdatenbank für verschiedene Kohlefaser-, aber auch Glasfaser-Werkstoffe, zu erstellen. Mit dem vorhandenen, validierten Materialmodell könnten außer der Felge auch andere Bauteile simuliert und berechnet werden, wobei die Ergebnisse und die Prognosefähigkeit mit einfachen Versuchskonfigurationen überprüft werden könnten.

Die Erstellung von neuen Materialmodellen könnte jederzeit mit den vorhandenen Prinzipprüfständen durchgeführt werden. Es würde sich nach jetzigem Wissensstand anbieten, diese einfachen Materialprüfungen um eine Versuchskonfiguration, die Aufschluss über das Verhalten des Werkstoffes bei Schub- und Normalbeanspruchung gibt zu erweitern, da delaminieren eine häufige Schädigungsform dieser Werkstoffkategorie darstellt.

Mit den vorhandenen Prüfständen der dynamischen Zertifizierungstests lassen sich jederzeit Versuche mit unterschiedlichen Felgentypen (Felgenmaterial), Felgenrößen und Einpresstiefen durchführen. Sämtliche Felgenkonfigurationen können auch anhand der Prüfstandssimulationen berechnet und simuliert werden. Um die Simulationsergebnisse noch besser mit den Realversuchen in Einklang zu bringen, ist eine Validierung des Reifenmodelles basierend auf dem jetzigen Wissensstand notwendig. Damit sollten sich die Simulationsergebnisse des Impact-Tests und der Radialschlagprüfung aller Wahrscheinlichkeit nach noch deutlich verbessern lassen.

10 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Funktionsüberblick einer RTM Anlage. (R&G Faserverbundwerkstoffe GmbH, 2010)	6
Abbildung 2-2: Anordnung von Faser und Matrix in Belastungsrichtung. (Rösler, et al., 2006)	8
Abbildung 2-3: Abhängigkeit des Elastizitätsmoduls vom Faseranteil in Volumprozent bei Belastung in Faserrichtung. (Rösler, et al., 2006)	9
Abbildung 2-4: Anordnung von Faser und Matrix quer zur Belastungsrichtung. (Rösler, et al., 2006)	10
Abbildung 2-5: Abhängigkeit des Elastizitätsmoduls vom Faseranteil bei Belastung quer zur Faserrichtung. (Rösler, et al., 2006)	11
Abbildung 2-6: Elastizitätsmodule in einem Faserverbundwerkstoff für unterschiedliche Faseranordnungen (Rösler, et al., 2006)	11
Abbildung 2-7: Schematisches Spannungs-Dehnungs-Diagramm eines faserverstärkten Kunststoffes (Rösler, et al., 2006)	13
Abbildung 2-8: Rissausbreitung quer zur Faser bei einem Faserverbundwerkstoff mit spröde brechender Matrix. (Rösler, et al., 2006)	14
Abbildung 2-9: Riss in einem Faserverbundwerkstoff der von den Fasern überbrückt wird. (Rösler, et al., 2006)	14
Abbildung 2-10: Faser-Pull-Out aus der Matrix mit der dazugehörigen Schubspannung, mit $l/2$ als halber kritischer Faserlänge und d als Faserdurchmesser. (Rösler, et al., 2006)	15
Abbildung 2-11: Schematisches Spannungs-Dehnungs-Diagramm eines faserverstärkten Werkstoffes mit Matrixbruch, Faserbruch und Faser-Pull-Out. (Rösler, et al., 2006)	16
Abbildung 2-12: Prinzipdarstellung eines Schichtaufbaus von Faser und Matrix (Baumann, et al.)	19
Abbildung 2-13: Wirrfasermatte mit ungerichteten Glasfasern (KROSGLOSS, 2007)	19
Abbildung 2-14: Kohlefaseroving zur Verarbeitung aufgerollt (R&G Faserverbundwerkstoffe GmbH)	20
Abbildung 2-15: Prinzipieller Aufbau einer Gewebesicht (R&G Faserverbundwerkstoffe GmbH, 2010)	21
Abbildung 2-16: Prinzipieller Aufbau einer Gelegesicht (R&G Faserverbundwerkstoffe GmbH, 2010)	21
Abbildung 2-17: Aufbau und Winkel in einem Multiaxialgelege	21
Abbildung 2-18: Einfluss von unterschiedlichen Webarten auf die Festigkeit von Faserverbundwerkstoffen. (R&G Faserverbundwerkstoffe GmbH, 2010)	22
Abbildung 3-1: Konstruktion und Aufbau der R20_020_000 CFK-Al-Hybridfelge.	23
Abbildung 3-2: Lagenaufbau der Felge R20_020_000 mit Standardaufbau, 2xStandardaufbau und Aufbau für die Felgenhörner. (CTW)	24

Abbildung 4-1: Impact-Test Prüfstands Aufbau nach ISO 7141 (ISO, 2005)	32
Abbildung 4-2: Prinzipieller Aufbau einer Radialschlagprüfung mit dazugehörigen Parametern. (Porsche AG, 2009)	34
Abbildung 4-3: Prinzipieller Ablauf einer Verformungsmessung nach der Radialschlagprüfung an einem getesteten Rad. (Porsche AG, 2009)	35
Abbildung 5-1: Konstruktionsüberblick des Impact-Tests, Versuchsaufbau an der Crashwand der Schlittenanlage.	41
Abbildung 5-2: Vorderansicht der Impact-Test Prüfstandskonstruktion.	44
Abbildung 5-3: Draufsicht der Impact-Test Prüfstandskonstruktion.	45
Abbildung 5-4: Stoßwagen von vorne mit Führungsbolzen zur Spielminimierung	45
Abbildung 5-5: Detailansicht des Impact-Test Prüfstandes.	46
Abbildung 5-6: Konstruktionsüberblick des Radialschlag-Versuchsaufbaus an der Crashwand der Crashanlage.	48
Abbildung 5-7: Vorderansicht der Radialschlag-Prüfstandskonstruktion.	51
Abbildung 5-8: Draufsicht der Radialschlag-Prüfstandskonstruktion.	52
Abbildung 5-9: Detailansicht des Radialschlag-Prüfstandes.	53
Abbildung 6-1: Multishell-Modellierung eines Crashelements (Holzapfel, et al., 2008)	56
Abbildung 6-2: Aufbau eines Part-Composite mit Lagenstärken und Lagenwinkel (Graf, et al., 2010)	57
Abbildung 6-3: Keywordcard eines Part-Composite	57
Abbildung 6-4: Darstellung der Lagerung und Belastung eines Zugelements. (Graf, et al., 2010)	62
Abbildung 6-5: Spannungs-Dehnungs-Diagramm eines einzelnen Zugelements.	63
Abbildung 6-6: Gegenüberstellung der Zugversuchsproben von Realversuch (links) und Simulationsmodell (rechts)	64
Abbildung 6-7: Spannungs-Dehnungs-Diagramm der Realversuche mit 0° Faserwinkel	64
Abbildung 6-8: Spannungs-Dehnungs-Diagramm der 0°-Simulation im Vergleich zum Realversuch	66
Abbildung 6-9: Zugversuchsprobe mit einer Faserausrichtung von 90°	67
Abbildung 6-10: Spannungs-Dehnungs-Diagramm der Realversuche mit 90° Faserwinkel	67
Abbildung 6-11: Spannungs-Dehnungs-Diagramm der 90°-Simulation im Vergleich zum Realversuch	68
Abbildung 6-12: Konstruktion des einachsigen Schlagprüfstands	70
Abbildung 6-13: Prüfstands Aufbau des dynamischen Schlagversuchs einachsig	71
Abbildung 6-14: Versuchsaufnahme der Probe drei zum Zeitpunkt $t=0,055$ s	72
Abbildung 6-15: Beschleunigungsverlauf des Impaktors beim dynamischen Biegeversuch mit Hauptfaserrichtung 0° (CFC180)	73
Abbildung 6-16: Beschleunigungsverlauf des Impaktors beim dynamischen Biegeversuch mit Hauptfaserrichtung 90° (CFC180)	74

Abbildung 6-17: FE-Modell des vereinfachten dynamischen Schlagversuchs	75
Abbildung 6-18: Gegenüberstellung der Impaktor-Beschleunigungsverläufe bei der dynamischen Durchbiegung von Simulation mit Materialkennwerten aus dem Zugversuch und Realversuch für die Hauptfaserrichtung 0°	76
Abbildung 6-19: Gegenüberstellung der Impaktor-Beschleunigungsverläufe bei der dynamischen Durchbiegung von Simulation und Realversuch für die Hauptfaserrichtung 0°	77
Abbildung 6-20: Gegenüberstellung der Impaktor-Beschleunigungsverläufe bei der dynamischen Durchbiegung von Simulation und Realversuch für die Hauptfaserrichtung 90°	77
Abbildung 6-21: Prüfstands konstruktion des Kugelschlagversuchs	79
Abbildung 6-22: Gegenüberstellung der Impaktor-Beschleunigungsverläufe bei dem Kugelschlagversuch von Simulation und Realversuch für die Hauptfaserrichtung 0°	81
Abbildung 6-23: Gegenüberstellung der Impaktor-Beschleunigungsverläufe bei dem Kugelschlagversuch von Simulation und Realversuch für die Hauptfaserrichtung 90°	81
Abbildung 6-24: Versuchsaufnahme des Kugelschlagversuchs mit zerstörter Probe (t=0,006)	82
Abbildung 6-25: FE-Modell des vereinfachten Prüfaufbaus des Kugelschlagversuchs	83
Abbildung 6-26: Gegenüberstellung der Impaktor-Beschleunigungsverläufe beim Kugelschlagversuch von Simulation und Realversuch	84
Abbildung 6-27: Verformungen des Reifens und Schutz des Felgenhorns (t=0.036)	85
Abbildung 6-28: Aufbau des Reifens Falken FK452 in der Dimension 245/35ZR20 – 95Y (Falken Tyre Europe GmbH, 2010)	86
Abbildung 6-29: Vom CAD-Modell zum FE-Modell eines Reifens (Mundl, 2010)	88
Abbildung 6-30: Gewählter Aufbau des Reifenssimulationsmodells für die Felgenversuche	89
Abbildung 7-1: R20_020_000 CFK-Al-Hybridfelge mit Bereifung - Falken FK452 in der Dimension 245/35ZR20 – 95Y	91
Abbildung 7-2: FE-Modell der R20_020_000 CFK-Al-Hybridfelge mit Einteilung der Felgenbettbereiche	92
Abbildung 7-3: Simulationsmodell der Felgen-Reifen-Kombination	93
Abbildung 7-4: Position des Rahmen-Beschleunigungssensors beim Impact-Test	95
Abbildung 7-5: Vergleich der Beschleunigungen aus den Versuchen des Rahmens der einzelnen Impact-Tests (CFC 180)	96
Abbildung 7-6: Vergleich der Beschleunigungen aus den Versuchen des Impaktors der einzelnen Impact-Tests (CFC 180)	97
Abbildung 7-7: FE-Modell des Prüfaufbaus für die Simulation des Impact-Tests	98
Abbildung 7-8: Detailansicht des Impact-Test Prüfstands mit sichtbarem Gummi-Federelement	99
Abbildung 7-9: FE-Modell des Impact-Test-Simulationsmodells mit aufgebauter Felge und Impaktor	100

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 7-10: Vergleich von Beschleunigungssignalen des Rahmens zwischen Realversuch und Simulation (IM_BT013_V2_VL)	101
Abbildung 7-11: Vergleich von Versuchsergebnissen bei CFC und SAE Filterung	102
Abbildung 7-12: Verschiebung zwischen Felgenhorn und Prüfstand über die Versuchsdauer	102
Abbildung 7-13: Auswertung der Verschiebung des Felgenbettes zum Prüfaufbau (IM_BT013_V2_VL)	103
Abbildung 7-14: Vergleich von Beschleunigungssignalen des Impaktors zwischen Realversuch und Simulation (IM_BT013_V2_VL)	103
Abbildung 7-15: Position der Beschleunigungssensoren am Radialschlagprüfstand	106
Abbildung 7-16: Position des Stangenpotentiometers am Radialschlagprüfstand	107
Abbildung 7-17: Beschleunigungsverläufe aus den Versuchen der Aufnahme von drei verschiedenen Felgen der Radialschlagprüfung (CFC 180)	107
Abbildung 7-18: Rahmenverschiebungen aus den Versuchen der einzelnen Radialschlagprüfungen (CFC180)	108
Abbildung 7-19: Beschleunigungsverläufe des Impaktors während der Versuche der Radialschlagprüfungen (CFC180)	109
Abbildung 7-20: Druckverlauf der Testräder über die Zeit nach der Versuchsdurchführung	110
Abbildung 7-21: FE-Modell des Radialschlagprüfstands zur Simulation der Radialschlagprüfung	111
Abbildung 7-22: FE-Modell des Radialschlagprüfstand-Simulationsmodells mit aufgebauter Felge und Impaktor	112
Abbildung 7-23: Vergleich von Beschleunigungssignalen der Felgenaufnahme zwischen Realversuch und Simulation (RA_BT012_LF2_ZSP)	113
Abbildung 7-24: Vergleich von Verschiebungen des Rahmens zwischen Realversuch und Simulation (RA_BT012_LF2_ZSP)	114
Abbildung 7-25: Vergleich von Beschleunigungen des Impaktors zwischen Realversuch und Simulation (RA_BT012_LF2_ZSP)	115
Abbildung 7-26: Vergleich von Beschleunigungssignalen der Felgenaufnahme zwischen Realversuch und Simulation bei Überlast (RA_BT007_UL3_VL)	116
Abbildung 7-27: Vergleich von Verschiebungen des Rahmens zwischen Realversuch und Simulation bei Überlast (RA_BT007_UL3_VL)	117
Abbildung 7-28: Vergleich von Beschleunigungen des Impaktors zwischen Realversuch und Simulation bei Überlast (RA_BT007_UL3_VL)	117
Abbildung 7-29: Vergleich von Simulationsmodell und Realversuch der Radialschlagprüfung bei Überlast ($v=3,72\text{m/s}$), zum Zeitpunkt $t=0,04\text{s}$	118
Abbildung 7-30: Ergebnis der Prognosefähigkeitssimulation mit sichtbarer Beschädigung des Felgenbettes bei $v=2,697\text{ m/s}$ und einer Zeit von $t=0,045\text{s}$	119

11 Tabellenverzeichnis

Tabelle 3-1: Standardlagenaufbau mit Schichtstärken und Winkelorientierung	25
Tabelle 3-2: Doppelter Standardlagenaufbau mit Schichtstärken und Winkelorientierung	26
Tabelle 3-3: Aufbau der UD-Fasermatte mit Flächengewichten, Toleranzen und Strangfeinheiten. (CTW)	27
Tabelle 3-4: Materialeigenschaften der Fasern, die für die UD-Fasermatten verwendet wurden. (TORAYCA/CTW)	27
Tabelle 3-5: Materialeigenschaften des Harz/Härter-Systems. (Graf Epoxy Specials/CTW)	28
Tabelle 6-1: Mechanische Eigenschaften eines T620S-Kohlefaserverbundwerkstoffes mit 0° Faserorientierung der ähnlich dem Felgenwerkstoff ist. (CTW)	60
Tabelle 6-2: Mechanische Eigenschaften eines T620S-Kohlefaserverbundwerkstoffes mit 90° Faserorientierung der ähnlich dem Felgenwerkstoff ist. (CTW)	60
Tabelle 6-3: Kenngrößen eines T620S-Kohlefaserverbundwerkstoffes der ähnlich dem Felgenwerkstoff ist für Schub. (CTW)	60
Tabelle 6-4: Versuchsbedingungen des dynamischen Biegeversuchs mit Auftreffgeschwindigkeit, Hauptfaserrichtung und Auskunft über Zerstörung der Probe	72
Tabelle 6-5: Versuchsbedingungen des Kugelschlagversuchs mit Auftreffgeschwindigkeit, Hauptfaserrichtung und Auskunft über Zerstörung der Probe	80
Tabelle 7-1: Soll-, Ist-Geschwindigkeiten und Abweichungen der Impact-Tests	94
Tabelle 7-2: Soll-, Ist-Geschwindigkeiten und Abweichungen der Radialschlagprüfungen	105
Tabelle 7-3: Abweichungen zwischen Simulation und Versuch bei der Ermittlung der Last ab der es zu Brüchen des Felgenhorns kommt	120

12 Literaturverzeichnis

Baumann, Helmut und Karall, Thomas. Script zur Lehrveranstaltung Kunst und Verbundwerkstoffe. [Buchverf.] Thomas Karall. *Verbundwerkstoffe (Kunststoffverbunde)*. s.l. : TU-Graz.

Deutsche Forschungsgemeinschaft RWTH AACHEN. [Online] [Zitat vom: 2. September 2011.] <http://www.for860.rwth-aachen.de/cms4215/index.php?id=49>.

EADS Composites Atlantic. [Online] [Zitat vom: 29. 03 2011.] http://www.compositesatlantic.com/index_whatcomp.html.

EURO-RTM-GROUP. Was ist RTM? [Online] [Zitat vom: 31. 03 2011.] <http://www.euro-rtm-group.de/index.php?id=4>.

Falken Tyre Europe GmbH. 2010. Falken High-Performance-Reifen, vom Rennsport auf die Straße. [Online] 2010. [Zitat vom: 27. August 2011.] <http://www.falken-europe.de>.

Graf, Tobias und Hartmann, Stefan. 2010. *Modeling Composite Materials in LS-DYNA*. Stuttgart : s.n., 2010.

Gutsche, Andreas Johann. 2011. Optimierung von Composite-Bauteilen für statische und dynamische Belastungen. Graz : TU-Graz, 2011.

Holzappel, Martin, et al. 2008. *Untersuchung zur Modellierung von Strukturen aus FKV unter Crashbelastung mit Hilfe von Mehrschalenmodellierungen*. Bamberg : s.n., 2008.

ISO. 2005. ISO 7141. *Road vehicles-Light alloy wheels-Impact test*. Switzerland : s.n., 2005.

KROSGLOSS. 2007. Krosklass. [Online] 2007. [Zitat vom: 02. September 2011.] <http://krosglass.pl/de/index.php?id=33>.

Livermore Software Technology Corporation. 2007. *LS Dyna Keyword User's Manual*. 2007.

Manfred Kratzmeier GmbH. 2011. Makra GmbH. [Online] 16. April 2011. [Zitat vom: 20. April 2011.] <http://www.makra-gmbh.de/downloads/impact-test-und-radial-impact-test.pdf>.

Mundl, Reinhard. 2010. *Vorlesungsscript Reifentechnik*. Graz : s.n., 2010.

Porsche AG. 2009. Fahrwerk/Räder Anforderungen und Prüfungen. Stuttgart : s.n., August 2009.

Puck, Alfred. 1996. Festigkeitsanalyse von Faser-Matrix-Laminaten, Modelle für die Praxis. Wien : Hanser, 1996.

R&G Faserverbundwerkstoffe GmbH. R&G Faserverbundwerkstoffe Onlineshop. [Online] [Zitat vom: 17. 06 2011.] <http://shop.r-g.de/Verstaerkungsfasern/Kohlerovings/Kohleroving-UMS-40-800-tex.html>.

—. **2010**. R&G Wiki. [Online] 04. 08 2010. [Zitat vom: 17. 06 2011.] <http://wiki.r-g.de/index.php?title=Webarten>.

—. **2010**. R&G Wiki. [Online] 02. 09 2010. [Zitat vom: 27. 04 2011.] http://wiki.r-g.de/index.php?title=Das_Injektionsverfahren.

Rösler, Joachim, Harders, Harald und Bäker, Martin. 2006. *Mechanisches Verhalten der Werkstoffe*. Wiesbaden : B.G. Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH, 2006. ISBN-10 3-8351-0008-4.

Zepf, Hans und 9 Mitautoren. 1997. *Faserverbundwerkstoffe mit thermoplastischer Matrix*. Renningen-Malmsheim : Expert Verlag, 1997. ISBN 3-8169-1390-3.