



## **Diplomarbeit**

# **Erstellung eines Berechnungsmodells für die Vorauslegung von Vorderwagen-Crashsystemen**

**von Gernot Frener**

Durchgeführt am Institut für Fahrzeugtechnik  
Member of the Frank Stronach Institute

Kommissarischer Institutsleiter:  
Univ.-Doz. Dr. techn. Arno Eichberger

Betreuer:  
Univ.-Doz. Dr. techn. Mario Hirz  
DI (FH) Alexander Harrich

Graz, im Jänner 2012

The logo for FTG, with "FT" in a bold, blue, italicized sans-serif font and "G" in a grey, italicized sans-serif font.



## **Danksagung**

An dieser Stelle möchte ich mich beim ehemaligen Institutsvorstand des Institutes für Fahrzeugtechnik (Member of Frank Stronach Institute) der Technischen Universität Graz, Herrn Univ.-Prof. i.R. Dipl.-Ing. Dr. techn. Wolfgang Hirschberg sowie dem kommissarischen Institutsleiter Herrn Univ.-Doz. Dipl.-Ing. Dr. techn. Arno Eichberger bedanken, dass ich an diesem Institut meine Diplomarbeit durchführen durfte und so herzlich in das bestehende Team aufgenommen wurde. Ein großes Dankeschön gilt den Betreuern dieser Diplomarbeit Univ.-Doz. Dipl.-Ing. Dr. techn. Mario Hirz und Herrn Dipl.-Ing. (FH) Alexander Harrich für die wertvolle fachliche und stets äußerst menschliche Unterstützung, sowie Frau Petra Bressnig für die Hilfestellung in organisatorischen Belangen.

Diese Diplomarbeit ist in Kooperation mit dem Automobilzulieferer MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik, Graz entstanden und war daher auch auf einen regen Informationsaustausch der beiden Projektpartner angewiesen. Somit möchte ich mich bei Herrn Wernig sowie Herrn Lukasser aus der Abteilung für Fahrzeugsicherheit bedanken, die mir stets relevante Informationen bereit stellten, um einen raschen Arbeitsablauf zu ermöglichen. Seitens der Abteilung EAE (Entwicklung Aufbau Exterieur) wurde die Diplomarbeit von Herrn Lorenzer sowie Herrn Marsalek unterstützt, da das entstandene Berechnungsmodell innerhalb dieser Abteilung Anwendung finden wird. Daher ebenfalls ein Dankeschön an die beiden genannten Herrn für die bereitgestellten Daten und Informationen.

Ebenfalls großer Dank gilt dem Institut für Fahrzeugsicherheit der TU Graz unter der Leitung von Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Hermann Steffan. Insbesondere möchte ich hier Herrn Thomas Pistotnig erwähnen, dem ich für die Hilfestellung betreffend der verwendeten Finite Elemente Software sehr dankbar bin.

Abschließend möchte ich mich bei meiner Familie bedanken, ohne deren Unterstützung ich nicht nur diese Diplomarbeit, sondern das gesamte Studium nicht mit diesem Erfolg abschließen hätte können.

## **Eidesstattliche Erklärung**

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

Name: \_\_\_\_\_

Unterschrift: \_\_\_\_\_

Graz, 19. Dezember 2011

## **Kurzfassung**

Neben dem Sicherheitsaspekt sind im Falle eines Fahrzeugunfalles auch die entstehenden Reparaturkosten von großem Interesse. Speziell bei Unfällen mit niedriger Geschwindigkeit (bis zu 15 km/h) kommt diesen Kosten eine große Bedeutung zu, da sie für die Einstufung in verschiedene Versicherungskategorien herangezogen werden. Um die Beschädigungen gering zu halten, ist es nötig, kostenrelevante Bauteile wie etwa den Kühler so anzuordnen, dass sie im Falle eines Low-Speed Crashes nicht beschädigt werden. Somit ist die Kenntnis der Deformation des Crashsystems während eines Low-Speed Crashes von enormer Bedeutung und muss während der gesamten Fahrzeugentwicklung entsprechend berücksichtigt werden.

Diese Diplomarbeit beschäftigt sich mit der Erstellung eines Berechnungsmodells, um die Verformungen des Crashsystems bei genormten Low-Speed Crashes abschätzen zu können. Dieses Berechnungsmodell soll während der frühen Entwicklungsphase von Crashsystemen zum Einsatz kommen. Es sollte daher mit wenigen Input-Parametern das Auslangen finden und dennoch eine gute Näherung des Deformationsverhaltens wieder geben.

Der Schwerpunkt dieser Diplomarbeit liegt in der Modellbildung eines Crashsystems bestehend aus dem Querträger und den Crashboxen. Unter Berücksichtigung einiger Annahmen und Vereinfachungen wird eine zweidimensionale Diskretisierung des Systems via Balkenelemente vorgenommen. Des Weiteren wird ein Modell entwickelt, um das Verhalten des Prallschaumes, der am Querträger aufgebracht ist, zu berücksichtigen. Ein vereinfachtes Kontaktmodell wird ebenso implementiert wie ein elastisch/plastisches Materialverhalten. Für die Validierung dieses Berechnungsmodells werden ein vergleichbares dreidimensionales Crashsystem modelliert und dieselben Low-Speed Crashszenarien mittels kommerzieller Finite Elemente Software simuliert. Die Auswertungen der Ergebnisse zeigen ein hohes Maß an Übereinstimmung der beiden Modellvarianten.

Durch die Implementierung des Berechnungsmodells in ein bestehendes Vorderwagenauslegungs-Werkzeug innerhalb einer 3D Konstruktionsumgebung ist es möglich, bereits während der Bauteilkonstruktion die Deformationen der Crashsystemkomponenten zu visualisieren. Somit können in frühen Phasen der Entwicklung komplexe Berechnungen mit kommerziellen Finite Elemente Programmen reduziert werden.

Das im Rahmen dieser Diplomarbeit entwickelte Berechnungsmodell ist im Stande, anhand weniger Daten Bauteildeformationen zu errechnen und kann als effiziente Alternative zur konventionellen Finite Elemente Berechnung während der Konzeptphase gesehen werden. Dieses Modell leistet somit einen Beitrag zu kürzeren Entwicklungszeiten und niedrigeren Entwicklungskosten.

## **Abstract**

In case of a car accident, the repair costs play a major role besides the passenger safety. Especially in case of low speed crashes (up to 15 kph) these costs have a high impact on the insurance classification of vehicles. To reduce and avoid damage of automotive front and rear end components it is necessary to place expensive and hardly repairable parts, such as cooler, at locations, which are not affected by the deformation of the crash system. Thus, the knowledge of the crash system deformation, especially in case of low speed crashes, is very important and has to be considered during the entire design phase of the automotive development process.

This Diploma Thesis deals with the creation of a computation model to calculate deformations of automotive crash systems in case of low speed crashes. This computation model will be used during an early development phase of automotive crash systems. Thus, it should work with a low number of input parameters and be able to return an acceptable approximation of the deformation behavior of crash systems.

The focus of this Thesis lies on the abstraction of the crash system, to work out a reliable simplified model of the crash system consisting of the crossbeam and the crash boxes. The used model is a simplified two dimensional Finite Element model, built up with beam elements. A computation model to calculate the compression forces and the energy absorption of the pedestrian protection foam is also implemented. Additionally a simplified contact model and a plasticity model for the metal components of the crash systems is developed and implemented as well. To validate this computation model, a three dimensional model of the crash system is built up and subjected to a simulation with a commercial Finite Element program. The results of both simulation models show a high degree of congruence. Thus, the developed computation model can be used during the early development phase of automotive crash systems.

By implementing this computation model into an already existing virtual front end development toolbox within a 3D CAD environment, it is possible to visualize the deformation of the components during the development phase of crash systems. That leads to a reduction of complex Finite Element calculation iterations during the concept phase.

The developed computation model is able to return deformations of crash system components on the basis of a low number of input parameters. Thus, it represents an acceptable alternative to very complex and expensive commercial Finite Element programs within the concept phase of automotive crash systems.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung.....</b>	<b>1</b>
1.1	Verkehrssicherheit .....	4
1.2	Crashtests.....	6
1.2.1	Vorstellung der RCAR-Tests .....	10
1.2.1.1	Front-Tests .....	10
1.2.1.2	Rear-Test .....	12
<b>2</b>	<b>Aufgabenstellung.....</b>	<b>13</b>
<b>3</b>	<b>Gliederung der Diplomarbeit.....</b>	<b>15</b>
<b>4</b>	<b>Theorie .....</b>	<b>16</b>
4.1	Finite Elemente .....	16
4.1.1	Elementtypen.....	16
4.1.1.1	Das eindimensionale Stabelement.....	17
4.1.1.2	Das eindimensionale Balkenelement (Bernoulli-Element).....	20
4.1.1.3	Das zweidimensionale Balkenelement.....	27
4.1.2	Koordinatentransformation eines ebenen Balkenelementes.....	28
4.1.3	Formulierung eines Gesamtsystems.....	30
4.1.4	Anbringen von Randbedingungen .....	32
4.2	Plastizität .....	33
4.3	Crashabsorber .....	35
4.3.1	Faltverhalten von Crashboxen .....	36
<b>5</b>	<b>Modellbildung.....</b>	<b>39</b>
5.1	Annahmen.....	39
5.1.1	Zweidimensionale Elemente statt räumlicher Diskretisierung .....	39
5.1.2	Schwerpunktlage des Fahrzeuges.....	40
5.1.3	Deformationsverhalten des Querträgers.....	40
5.2	Aufbau des zweidimensionalen FE-Modells.....	41
5.2.1	Prinzipieller Aufbau.....	42
5.2.2	Randbedingungen .....	46
5.2.3	Dimensionen des Crashsystems.....	47
5.2.4	Querschnittsgeometrie der Komponenten.....	48
5.2.5	Plausibilisierung des FE-Modells .....	50
5.3	Materialmodell der Metallkomponenten .....	54
5.3.1	Plastizität.....	54
5.3.1.1	Querträger.....	54
5.3.1.2	Crashbox.....	55

5.4	Schaummodell.....	55
5.4.1	Querträgerschaum.....	55
5.4.2	Energieabsorber der Barriere.....	56
5.4.3	Kombination der Schäume.....	57
5.4.4	Energieaufnahme.....	58
5.5	Vereinfachtes Kontaktmodell.....	59
5.5.1	Einführen von Kontaktkräften.....	60
5.6	Energieaufnahme des Systems.....	62
5.7	Algorithmus des Berechnungsmodells.....	64
5.7.1	Besonderheiten RCAR-Bumper Simulation.....	66
5.7.2	Besonderheiten RCAR-Structural Simulation.....	68
<b>6</b>	<b>Erstellung des Validierungsmodells .....</b>	<b>69</b>
6.1	Konstruktion.....	69
6.1.1	RCAR-Bumper-Test.....	70
6.1.2	RCAR-Structural-Test.....	72
6.2	Vernetzung.....	73
6.3	Materialmodell.....	74
6.4	Randbedingungen.....	79
<b>7</b>	<b>Validierung des entwickelten Berechnungsmodells .....</b>	<b>81</b>
7.1	RCAR-Bumper-Tests.....	83
7.1.1	Auswertung.....	84
7.1.1.1	Ergebnisse des entwickelten Berechnungsmodells.....	85
7.1.1.2	Ergebnisse des LS-DYNA Modells.....	86
7.2	RCAR-Structural-Test.....	90
7.2.1	Auswertung.....	91
7.2.1.1	Ergebnisse des entwickelten Berechnungsmodells.....	92
7.2.1.2	Ergebnisse des LS-DYNA-Modells.....	92
<b>8</b>	<b>Implementierung des Berechnungsmodells in das Gesamtkonzept.....</b>	<b>98</b>
8.1	Datenaustausch.....	98
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung .....</b>	<b>99</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>101</b>
	<b>Tabellenverzeichnis .....</b>	<b>104</b>
	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>105</b>
	<b>Anhang.....</b>	<b>108</b>

# Abkürzungen und Formelzeichen

## Abkürzungen

<i>CAD</i>	Computer Aided Design
<i>CATIA</i>	Computer Aided Three-Dimensional Interactive Application
<i>CB</i>	Crashbox
<i>DMU</i>	Digital Mock-Up
<i>Euro NCAP</i>	European New Car Assessment Programme
<i>FE</i>	Finite Elemente
<i>PKW</i>	Personenkraftwagen
<i>QT</i>	Querträger
<i>RCAR</i>	Research Council for Automobile Repairs
<i>SOP</i>	Start of Production
<i>STEP</i>	Standard for the Exchange of Product Model Data
<i>VBA</i>	Visual Basic for Applications

## Lateinische Zeichen

<i>A</i>	[mm <sup>2</sup> ]	Querschnittsfläche
<i>a<sub>i</sub></i>	[-]	Koeffizienten der Ansatzfunktionen
<i>B</i>	[-]	Anzahl der Binnenknoten
<i>b</i>	[mm]	Breite
<i>B<sub>Bar</sub></i>	[mm]	Breite der Barriere
<i>B<sub>CB</sub></i>	[mm]	Breite der Crashbox
<i>B<sub>Fahrzeug</sub></i>	[mm]	Breite des Fahrzeuges
<i>B<sub>QT</sub></i>	[mm]	Breite des Querträgers
<i>B<sub>Schaum_Bar</sub></i>	[mm]	Schaumbreite der Barriere
<i>B<sub>Schaum_QT</sub></i>	[mm]	Schaumbreite des Querträgers
<i>C</i>	[-]	Integrationskonstante
<i>c</i>	[mm]	halber Umfang einer rechteckigen Crashbox
<i>CB<sub>Abstand</sub></i>	[mm]	horizontaler Crashboxabstand
<i>D</i>	[-]	Knotenanzahl der Decklage eines Würfels
<i>D<sub>m0</sub></i>	[mm]	mittlerer Durchmesser vor Verformungsbeginn
<i>E</i>	[N/mm <sup>2</sup> ]	E-Modul
<i>E<sub>el</sub></i>	[mJ]	Energie, elastische Verformung
<i>E<sub>kin</sub></i>	[J]	kinetische Energie
<i>E<sub>pl</sub></i>	[mJ]	Energie, plastische Verformung
<i>F</i>	[N]	äußere Kraft
<i>f<sub>E</sub></i>	[-]	Energieverteilungsfaktor

$F_{Trigger}$	[N]	Triggerkraft der Crashboxfaltung
$G$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Schubmodul
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	Erdbeschleunigung
$h$	[mm]	Höhe
$H_{CB}$	[mm]	Höhe der Crashbox
$H_{QT}$	[mm]	Höhe des Querträgers
$I$	[mm <sup>4</sup> ]	Flächenträgheitsmoment
$l$	[mm]	Elementlänge
$L_{CB}$	[mm]	Länge der Crashbox
$L_{QT}$	[mm]	Länge des Querträgers
$M$	[Nm]	Biegemoment
$m$	[kg]	Fahrzeugmasse
$m^*$	[kg]	reduzierte Fahrzeugmasse
$N$	[N]	Normalkraft
$N_i$	[-]	Formfunktionen
$p_m$	[N]	Durchschnittskraft während der Crashboxfaltung
$q$	[N/mm]	Streckenlast
$Q$	[N]	Querkraft
$R$	[-]	Anzahl der Randknoten
$R'$	[-]	Anzahl der Randknoten ohne Ecken
$R_{Bar}$	[mm]	Radius der Barriere
$R_{QT}$	[mm]	Radius des Querträgers
$R_e$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Streckgrenze
$R_m$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Zugfestigkeit
$s$	[m]	Deformationsweg
$S_{CB}$	[mm]	Blechstärke der Crashbox
$S_{QT}$	[mm]	Blechstärke des Querträgers
$t$	[mm]	Wandstärke vor Verformungsbeginn
$u$	[mm]	Verschiebung in Längsrichtung
$\ddot{u}$	[%]	Überdeckungsgrad
$\ddot{U}$	[mm]	Überdeckung
$U^*$	[mJ]	Innere Ergänzungsenergie
$v$	[mm]	Verschiebung in Querrichtung
$V$	[mm <sup>3</sup> ]	Volumen
$v_F$	[m/s]	Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeuges
$w$	[mm]	Durchbiegung
$x_i$	[mm]	Relativabstand zum Gesamtschwerpunkt
$x_S$	[mm]	x-Koordinate des Gesamtschwerpunktes
$y_B$	[mm]	y-Koordinate des Barriereknötens
$y_Q$	[mm]	y-Koordinate des Querträgerknötens
$W$	[J]	Arbeit

## Griechische Zeichen

$\alpha$	[rad]	Drehwinkel
$\alpha_{Bar}$	[°]	Abschrägung der Barriere
$\Delta l_{CB}$	[mm]	Crashboxstauchung
$\Delta x$	[mm]	Schrittweite
$\varepsilon$	[-]	Dehnung
$\zeta$	[-]	Verhältnis $x/l$
$\Pi$	[mJ]	Potential
$\rho$	[kg/dm <sup>3</sup> ]	Dichte
$\sigma_B$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Bruchspannung
$\sigma_{CB}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Fließgrenze der Crashbox
$\sigma_{pm}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Fließspannung
$\sigma_{QT}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Fließgrenze des Querträgers
$\varphi$	[rad]	Verdrehung

## Vektoren und Matrizen

$B$	B-Matrix
$F$	Kraftvektor
$F_i$	Untervektor des Kraftvektors
$K$	Steifigkeitsmatrix
$K_{ij}$	Untermatrix der Steifigkeitsmatrix
$K_\alpha$	transformierte Steifigkeitsmatrix
$N$	Vektor der Formfunktionen
$P$	Ortsvektor eines Punktes
$Q$	Vektor der Streckenlast
$T$	Transformationsmatrix
$u$	Verschiebungsvektor des Stabes
$u_i$	Untervektor des Verschiebungsvektors
$v$	Verschiebungsvektor des Balkens

# 1 Einleitung

Im Sinne des oft genannten Frontloading-Prozesses [1] (Abbildung 1-1) gewinnen Simulationen auf Basis mathematisch-exakter als auch phänomenologischer Berechnungen während der Fahrzeugentwicklung stetig an Bedeutung. Der Trend weist eindeutig in Richtung aufwändigerer virtueller Modelle mit stetig steigender Anzahl an implementierten physikalischen Eigenschaften. Nur durch Kombination dieser Modelle mit wissensbasierten Prozessen und angepassten Workflow-Tools lassen sich die erforderlichen, ständig kürzer werdenden Entwicklungszeiten erreichen und gleichzeitig die Qualität sicher stellen.

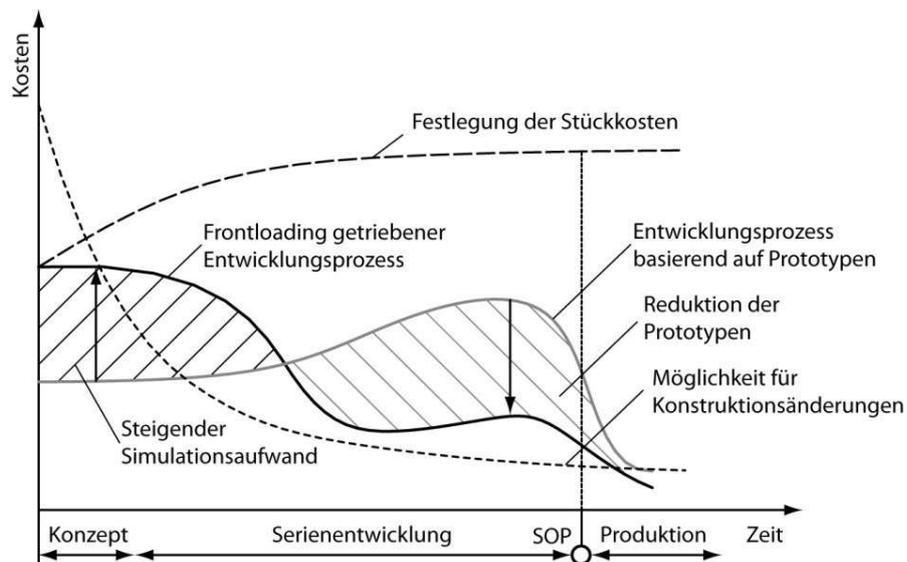


Abbildung 1-1: Frontloading Prozess, vgl. [1]

So treten zunehmend Berechnungsmodelle und Simulationen in den Vordergrund, während hardware-basierte Versuche weitgehend reduziert werden. Als wesentliche Vorteile der Simulationen gegenüber dem Versuch sind zu erwähnen:

- Exakte Reproduzierbarkeit
- Einfache Parametervariation
- Kostengünstige Durchführung
- Simulation sicherheitskritischer Szenarien
- Einfache Erfassung von Bauteilreaktionen ohne aufwändige Messungen

Trotz der genannten Vorzüge ist es nötig die Berechnungsergebnisse mit Hilfe von Versuchsreihen zu validieren. Dafür gibt es mehrere Gründe, einerseits ist dies als Sicherheitsnetz zu verstehen falls Rechenfehler bzw. Modellierungsfehler auftreten und andererseits werden anhand dieser Tests Materialparameter gefunden um in Zukunft die Simulation besser an die Realität angleichen zu können. Somit werden die idealen Eigenschaften der zu simulierenden Komponenten zunehmend an die realen Eigenschaften angepasst. Aufgrund der dadurch stetig besser werdenden Simulationsergebnisse sinkt die

## 1. Einleitung

---

Anzahl an benötigten Prototypen für physische Gesamtfahrzeugversuche stetig. Da ausgearbeitete Konzepte mittels Berechnungs- und Simulationswerkzeugen schon in einer sehr frühen Entwicklungsphase evaluiert werden können, lassen sich Veränderungen auch wesentlich schneller bewerkstelligen, was wiederum Entwicklungszeit und Kosten senkt. Dennoch gibt es Argumente die die Notwendigkeit von Realversuchen unterstreichen wie beispielsweise:

- Schwierige Zugänglichkeit aller für die Simulation notwendigen Einflüsse (z.B.: Umwelteinflüsse, Korrosion, Materialinhomogenitäten)
- Subjektives Empfinden

Der Ansatz einer computerunterstützten Entwicklung betrifft nicht nur Komponenten und Baugruppen, auch Gesamtfahrzeugkonzepte werden zunehmend virtuell entwickelt. Hierbei geht es nicht nur um Styling-Geometrien, gesetzliche Rahmenbedingungen müssen ebenso berücksichtigt werden wie Fahrkomfort und Ergonomieansprüche. Die Randbedingungen sind somit vom Gesamtfahrzeugkonzept bestimmt. Die detaillierte Entwicklung der Komponenten und Module kann jedoch unter Einhaltung dieser Vorgaben separat durchgeführt werden, während die fertige Geometrie wiederum in das Gesamtfahrzeug implementiert wird, um den Informationsgehalt des virtuellen Modells stetig zu erhöhen. Diese fortschreitende Erweiterung des Modells führt zu einer Qualitätssteigerung der Randbedingungen im Laufe des Entwicklungsprozesses, da benachbarte Komponenten zunehmend detaillierter dargestellt werden. Dieser Prozess gilt im Allgemeinen für sämtliche Bauteile und Module des Kraftfahrzeugbaus. Da diese Diplomarbeit eine Erstellung eines Berechnungsmodells für Vorderwagen-Crashsysteme (engl. front-end crash systems) zum Ziel hat wird nachfolgend dieser Entwicklungsprozess beschrieben.

In Abbildung 1-2 ist der Entwicklungsprozess eines Vorderwagen-Crashsystems vereinfacht dargestellt. Zu Beginn bilden Styling-Geometrien, festgelegte Grundmaße sowie gesetzliche Vorgaben die Randbedingungen, welche zunehmend mit Hilfe eines virtuellen Concept Cars visualisiert werden, [2].



Abbildung 1-2: Entwicklungsprozess eines Fahrzeug-Crashsystems, vgl. [3]

Weitere Einschränkungen finden sich im Inneren der Fahrzeugfront, da nicht nur die Grundgeometrie des Crashsystems im Packaging Berücksichtigung finden muss, sondern auch genügend Raum für etwaige Verformungen zur Verfügung stehen sollte, um im Falle eines Low-Speed-Crash-Tests das Ausmaß des Schadens möglichst gering zu halten. Innerhalb dieses Entwicklungsschrittes sind einige Iterationsschleifen zwischen

---

Konstruktion und Berechnung notwendig, bis der bestmögliche Kompromiss aus Packaging (Platzieren von Komponenten unter Berücksichtigung des Bauraumes), Sicherheit, Herstellungskosten und Reparaturkosten gefunden werden kann. Im Anschluss erfolgt die Detailkonstruktion der Module, welche wiederum innerhalb des virtuellen Gesamtfahrzeugs integriert werden. Dadurch ist es möglich weitere virtuelle Untersuchungen (z. B.: Packaging, Kollisionsanalyse, Crashberechnungen, Schwerpunkt-berechnung) mit wesentlich höherer Genauigkeit durchzuführen, als dies mit der Konzeptgeometrie der Fall wäre.

Innerhalb der Abbildung 1-2 nicht ersichtlich und dennoch vorhanden sind Einflüsse auf die Bauteilgeometrie aufgrund von Änderungen benachbarter Komponenten und Module während der Konzept- und Konstruktionsphase. Dieses Wechselspiel der Geometriebeeinflussung zwischen aneinander grenzenden Bauteilen ist ebenso als iterativer Prozess zu verstehen.

Trotz der oben erwähnten Kosteneinsparung durch steigenden Virtualisierungsgrad muss erwähnt werden, dass Simulationen, welcher Art auch immer, nicht nur Vorteile mit sich bringen. Es werden leistungsstarke Rechner bis hin zu Rechenzentren benötigt welche durch den raschen Fortschritt der Computertechnologie einer relativ kurzen Halbwertszeit unterworfen sind. Zusätzlich werden Lizenzen der zum Teil sehr teuren kommerziellen Simulations- und Berechnungswerkzeuge benötigt, sodass es durchaus attraktiv erscheint die Anzahl der hochdetaillierten Simulationen während des Entwicklungsprozesses zu senken. Speziell im Anfangsstadium einer Entwicklung sind meist vereinfachte Berechnungsalgorithmen für die Vordimensionierung völlig ausreichend. Hierbei geht es in erster Linie um allgemeine Packaging-Untersuchungen bei Einhaltung sämtlicher gesetzlicher Vorgaben, Ergonomieanforderungen, erste funktionale Auslegung sowie Styling-Geometrien. Viele Randbedingungen wie beispielsweise exaktes Werkstoffverhalten oder tatsächliche Bauteilgeometrie sind innerhalb der Konzeptphase ohnehin noch nicht bekannt was wiederum die Anwendung komplexer Berechnungsprogramme in Frage stellt. In dieser Phase der Entwicklung können vereinfachte Berechnungsalgorithmen, die problemspezifisch adaptiert und in die Konstruktionsumgebung integriert werden, erhebliche Zeiteinsparungen, bei ausreichend genauen Ergebnissen, bewerkstelligen. Je konkreter die Randbedingungen im Laufe des Entwicklungsprozesses werden, umso deutlicher rentieren sich komplexe Lösungsverfahren, welche mehr physikalische Phänomene abbilden als simple Berechnungsprogramme, innerhalb der Vorentwicklung. Während die schlussendliche Freigabe des vollständig konstruierten Bauteiles ausschließlich mit einer exakten FE (Finite Elemente)-Berechnung einer kommerziellen FE-Software bzw. mit einem physischen Prototypen-Versuch erfolgen kann, macht es durchaus Sinn, innerhalb der Konzeptphase den Komplexitätsgrad der Modelle zu Gunsten kürzerer Entwicklungszeiten und schnellerer Konzeptuntersuchungen zu senken. Die daraus resultierenden Vorteile sind neben der Vermeidung von zusätzlichen Schnittstellen eine einfache und schnelle Eingabe der Parameter sowie eine schnelle Berechnung. Besondere

Bedeutung kommt während der Fahrzeugentwicklung der Craschauslegung zu, da eine Änderung der Crashstruktur des Fahrzeuges große Auswirkungen auf das Gesamtfahrzeug hat und somit während späten Phasen der Entwicklung sehr umständlich und teuer werden kann. Um die Notwendigkeit einer optimalen Crashsystem-Auslegung zu unterstreichen wird nachfolgend auf die Verkehrssicherheit eingegangen.

### 1.1 Verkehrssicherheit

Das stetig wachsende Mobilitätsbedürfnis der Bevölkerung und die daraus resultierende Zunahme des Individualverkehrs stellt die Legislative und in weiterer Folge die Automobilhersteller und Zulieferbetriebe nicht nur vor große klima- und umweltpolitische sondern auch vor verkehrssicherheitspolitische Herausforderungen. Verkehrssicherheit lässt sich im Allgemeinen, wie aus Abbildung 1-3 nach [4] hervorgeht, in zwei Hauptgruppen einteilen, Aktive und Passive Verkehrssicherheit. Diese beiden Hauptgruppen lassen sich in die Zuständigkeitsbereiche Mensch, Fahrzeug und Umwelt untergliedern. Diese Darstellung zeigt, dass nicht nur das Fahrzeug einen Einfluss auf die Sicherheit hat, sondern auch der Verkehrsteilnehmer bzw. die Umgebung, in jener das Fahrzeug bewegt wird. Um den Straßenverkehr sicherer zu gestalten, muss somit an allen drei Säulen ständig gearbeitet sowie Verbesserungen entwickelt und umgesetzt bzw. vorgeschrieben werden. Die Differenzierung bezüglich der Aktiven und Passiven Sicherheit trennt die in Abbildung 1-3 aufgelisteten Punkte in unfallvermeidende Maßnahmen (Aktive Verkehrssicherheit) und Unfallfolgen mildernde Maßnahmen (Passive Sicherheit). Während zur Aktiven Verkehrssicherheit betreffend des Fahrzeuges in erster Linie unfallvermeidende Systeme wie beispielsweise Antiblockiersystem, elektronisches Stabilitätsprogramm, Abstandswarner, Müdigkeitserkennung udgl. zu zählen sind, betrifft die Passive Verkehrssicherheit Vorkehrungen, die getroffen werden, um das Verletzungsausmaß der am Unfall beteiligten Personen bestmöglich zu reduzieren. Hierzu zählen Komponenten wie beispielsweise Sicherheitsgurt, Airbag und Crashstruktur. Der Mensch trägt zur Aktiven Sicherheit durch eine qualifizierte Ausbildung im Sinne der Verkehrspädagogik und zur Passiven Sicherheit durch die Benutzung von Schutzeinrichtungen wie beispielsweise des Sicherheitsgurtes bei. Beeinflussungen der Verkehrssicherheit durch Verkehrsflusssteuerung werden der Umwelt zugeschrieben und beeinflussen die Aktive Sicherheit, während Straßenrandentschärfungen der Umwelt zur Passiven Sicherheit beitragen.

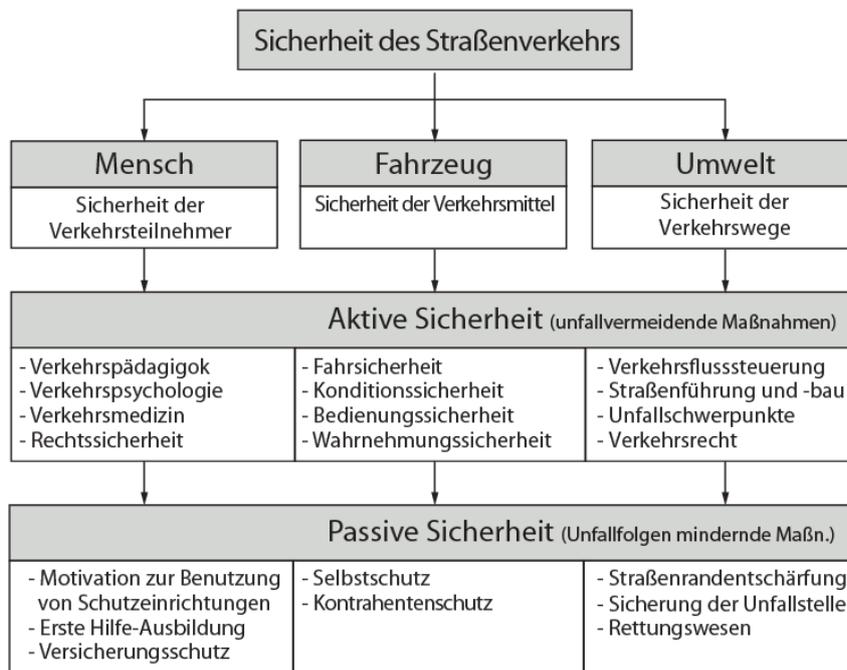


Abbildung 1-3: Gliederung der Verkehrssicherheit, [4]

U. Seiffert [5] geht noch weiter und teilt die *Unfallfolgenmildernde Sicherheit des Automobils*, wie er sie bezeichnet, in zwei Bereiche: Innen und Außen. Abbildung 1-4 zeigt diese Aufteilung in Anlehnung an [5].

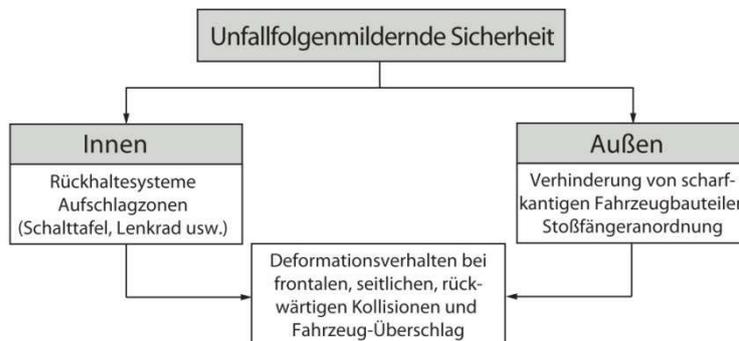


Abbildung 1-4: Einteilung der Unfallfolgenmildernden Sicherheit, vgl. [5]

Betrachtet man die Anzahl der jährlichen Unfälle und deren Folgen innerhalb eines gewissen Zeitraumes und setzt diese ins Verhältnis zur Anzahl der sich im Verkehr befindlichen Fahrzeuge, so lassen sich bestimmte Rückschlüsse auf die Verkehrssicherheit ziehen. So lässt sich beispielsweise trotz einer rund sechs prozentigen Zunahme an Kraftfahrzeugen in Österreich (Betrachtungszeitraum 2001-2010, Abbildung 1-5) ein Rückgang an Unfällen um 17,9 % (Abbildung 1-6) erkennen. Dies lässt Rückschlüsse auf Verbesserungen der Aktiven Sicherheit wie beispielsweise Verkehrserziehung, Fahrzeugstabilität, Fahrassistenzsysteme und Straßenführung zu, um nur einige Wenige zu nennen.

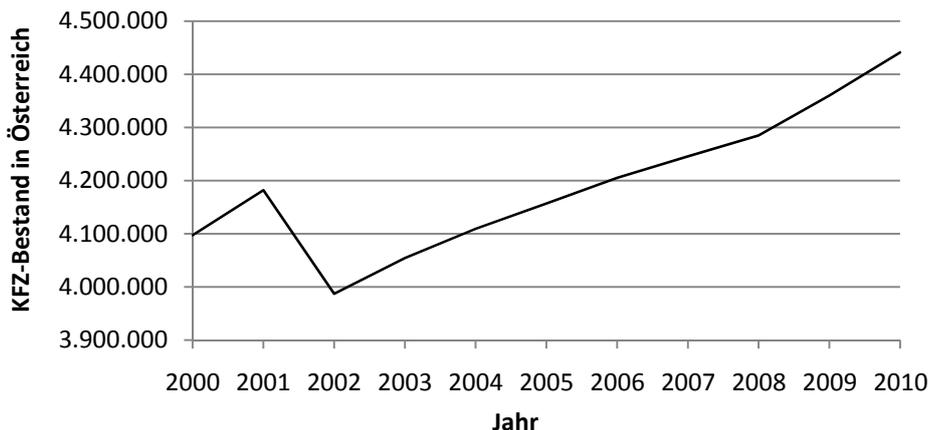


Abbildung 1-5: KFZ-Bestand in Österreich 2000-2010, vgl. [6]

Ein geringfügig stärkerer Rückgang ist bei der Anzahl der Verletzten (-18,5 %) und ein deutlicher Rückgang bei der Anzahl der Todesopfer (-42,4 %) zu verbuchen (Abbildung 1-6), wobei hier die passive Fahrzeugsicherheit in puncto Selbstschutz und Partnerschutz eine bedeutende Rolle einnimmt. Selbstverständlich haben auch aktive Sicherheitssysteme wie beispielsweise Fahrerassistenzsysteme ihren Beitrag zur drastischen Verringerung der Verkehrstoten geleistet, da es mit ihrer Hilfe auch im Falle eines unvermeidbaren Unfalles möglich ist, das Fahrzeug in Grenzsituationen besser zu kontrollieren.

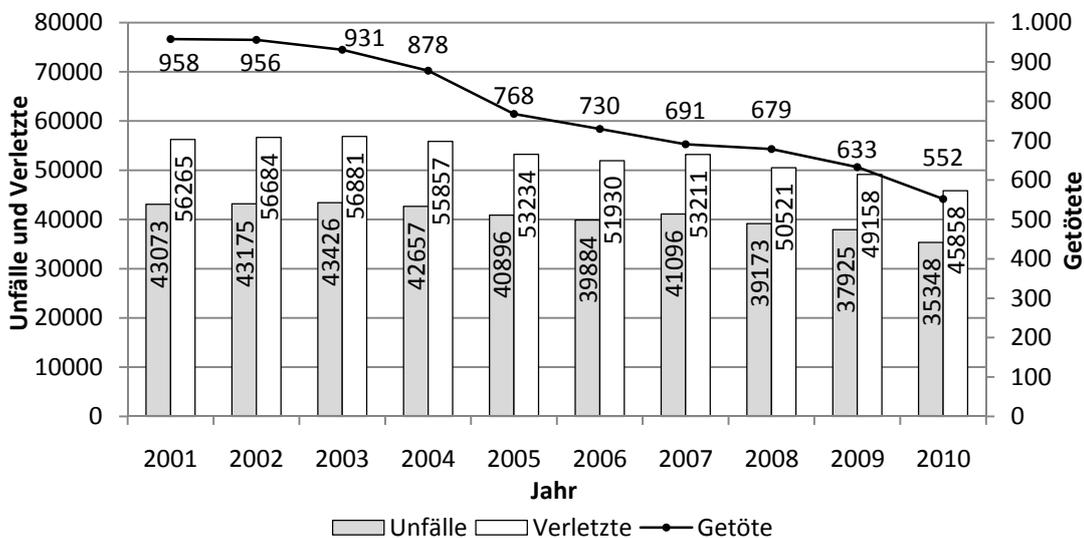


Abbildung 1-6: Verkehrsunfälle, Verletzte und Getötete in Österreich 2001-2010, vgl. [7]

## 1.2 Crashtests

Entscheidend für den Verletzungsgrad der Insassen eines Fahrzeuges sind neben der Geschwindigkeit und der Beschaffenheit des Hindernisses vor allem das Maß der Überdeckung (Prozentwert der Fahrzeugbreite welche im Falle eines Frontalzusammenstoßes vom Hindernis betroffen ist) und die Struktur des Fahrzeuges.

## 1. Einleitung

---

Unter Struktur versteht man den konstruktiven Aufbau der Rohkarosse mit Hinblick auf beabsichtigte Deformationspfade sowie Maximalkräfte während der Deformation. Definierte Deformationspfade schützen die Insassen indem sie verhindern, dass im Falle eines Crashes verletzungsrelevante Bauteile unkontrolliert deformiert bzw. verschoben werden (z.B. Eindringen des Motors in den Fahrgastraum). Des Weiteren beschränkt das Einhalten bestimmter Maximalkräfte während eines Unfalls die auf die Insassen wirkenden Beschleunigungen bzw. Verzögerungen und trägt dadurch einen wesentlichen Teil zum Insassenschutz bei. Ein sogenanntes „sicheres“ Fahrzeug kennzeichnet sich somit nicht durch geringere auftretende Verformungen sondern durch kontrolliertere Deformationen durch Vorgabe von Deformationspfaden. Abbildung 1-7 zeigt eine Rohkarosse eines PKWs an der man die Fahrzeugstruktur sowie das Vorderwagen-Crashsystem bestehend aus zwei Crashboxen und dem Querträger erkennen kann.

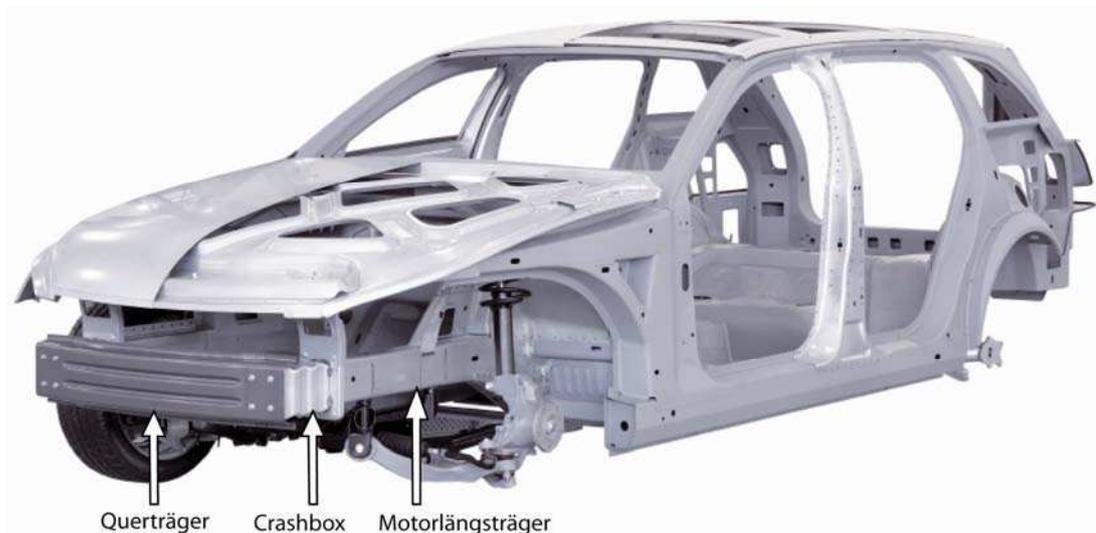


Abbildung 1-7: Fahrzeugstruktur, vgl. [8]

Geht man von der zu absorbierenden kinetischen Energie  $E_{kin}$  des Fahrzeuges, mit einer Masse  $m$  und einer Fahrgeschwindigkeit  $v_F$  aus,

$$E_{kin} = \frac{mv_F^2}{2} = W, \quad (1)$$

und berücksichtigt man den Zusammenhang der Arbeit  $W$  mit dem Kraftverlauf über dem Weg  $s$  mit

$$W = \int_0^s F_{(\bar{s})} d\bar{s}, \quad (2)$$

erkennt man, dass große Energien bei idealerweise konstantem Kraftniveau  $F$  lediglich durch längere Deformationswege  $s$  abgebaut werden können.

## 1. Einleitung

---

Um bestehende Konzepte realer Fahrzeuge evaluieren zu können, wurden genormte Crashtests eingeführt, bei denen sowohl Verformungen als auch Kraftverläufe gemessen werden, um Rückschlüsse auf die Belastungen der Insassen zu ziehen. Abbildung 1-8 [4] zeigt einen Überblick über die chronologische Einführung einiger bedeutender Crashtests. Die stichwortartige Kurzbeschreibung nennt das Land der Einführung, die entsprechende Norm, die Stoßrichtung, sowie das Hauptaugenmerk des Crashtests.

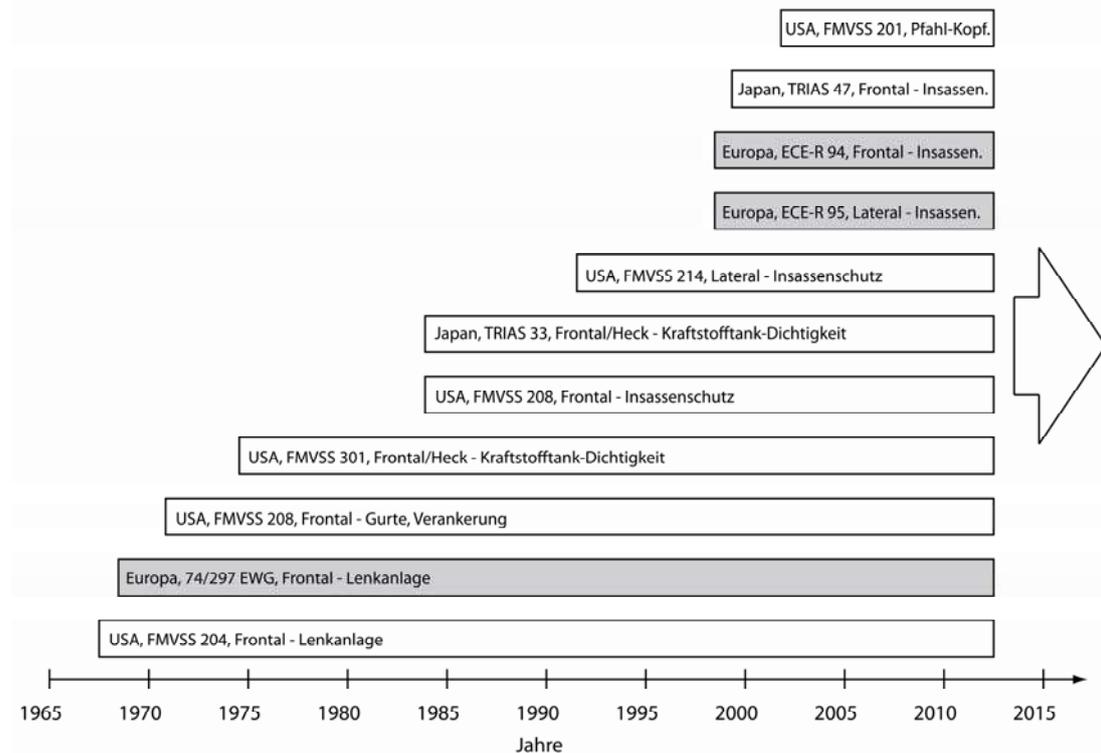


Abbildung 1-8: Chronologischer Überblick der Einführungen diverser Crashtests, [4]

Die meisten Crash-Tests betreffen jedoch ein spezielles Fahrzeug welches mit einer Barriere kollidiert bzw. gerammt wird. Wenig Aufmerksamkeit wird hingegen dem sogenannten Partnerschutz gewidmet. Hierbei handelt es sich um die Crash-Kompatibilität von Fahrzeugen. Häufig wird im Zusammenhang von Automobilunfällen auch von der Aggressivität der Fahrzeuge gesprochen, [9]. Hierunter versteht man im Allgemeinen die Massenaggressivität, welche wesentlich von den Fahrzeugmassen der beteiligten Fahrzeuge abhängt. Die unterschiedlichen Massen führen zu unterschiedlichen Geschwindigkeitsänderungen und somit zu verschiedenen Insassenbelastungen.

K. Langwieder [9] nennt drei Begriffe zwischen denen unterschieden wird:

- Kollisionsaggressivität
- Massenaggressivität
- Fahraggressivität

Kollisionsaggressivität gibt an, ob es bestimmte Fahrzeugtypen gibt, welche öfter an Unfällen beteiligt sind, bei denen die Fahrzeugaggressivität zum Tragen kommt. Die Massenaggressivität entspricht im eigentlichen Sinne wie bereits erwähnt dem Verhältnis der beiden Fahrzeugmassen. Sie wird jedoch auch von der Kollisionsart beeinflusst. Unter dem Titel Fahr aggressivität wird die Geschwindigkeitsverteilung der am Unfall beteiligten Fahrzeuge untersucht. Dies kann die Aggressivität sowohl positiv als auch negativ beeinflussen, vgl. [9].

Eine Möglichkeit der Klassifizierung der genormten Crash-Szenarien ist die Einteilung in sogenannte High Speed- und Low Speed-Crashtests. Während das Hauptaugenmerk der High Speed-Crashtests auf dem Insassenschutz liegt, sind bei Low Speed-Crashtests vorwiegend die Beschädigungen des Fahrzeuges und der damit verbundene Reparaturaufwand bzw. die entstehenden Reparaturkosten von Interesse. Auch dem Fußgängerschutz wird in den letzten Jahren größere Bedeutung beigemessen, da speziell im innerstädtischen Bereich diese Gruppe der Verkehrsteilnehmer besonders gefährdet ist.

*„Der VCÖ weist darauf hin, dass der Anteil der tödlich verunglückten Fußgänger an den Verkehrstoten in Österreich von 13 Prozent im Jahr 2005 auf rund 18 Prozent im Vorjahr (2010) gestiegen ist.“ [10]*

Aufgrund des Bedarfs verstärkter Fußgängerschutz-Bestimmungen hat Euro NCAP (European New Car Assessment Programme) [11] zwischen 1997 und 2009 eine eigenständige Sternebewertung für den Fußgängerschutz durchgeführt. Die Ergebnisse sind seit 2009 integraler Bestandteil des allgemeinen Bewertungsschemas nach Euro NCAP. Hier werden Bein- sowie Oberschenkelmodelle eingesetzt, um die Front des Fahrzeuges hinsichtlich des Verletzungsrisikos zu beurteilen, vgl. [11]. Es zeigte sich ein positiver Einfluss bei niedrigem Kraftangriffspunkt auf das Bein, weshalb dem unteren Bereich der Fahrzeugfront eine stärkere Bedeutung zukommt. Hierbei geht es darum, den Körper im Falle eines Unfalles schneller in Rotation zu versetzen und das Risiko von Knieverletzungen zu reduzieren. Außerdem werden Kopfmodelle eingesetzt, welche den Aufprall sowohl von Kinder- als auch von Erwachsenenköpfen am Fahrzeug simulieren. In diesem Fall spielt die Deformierbarkeit und Energieabsorptionsfähigkeit der Motorhaube eine entscheidende Rolle. Hierbei reichen moderne Sicherheitsvorkehrungen von via Pyrotechnik anhebbaren Motorhauben bis hin zu außenliegenden Windschutzscheibenairbags, vgl. [12]. Die Bedeutung des Fußgängerschutzes nimmt somit ständig zu, spielt jedoch für die Entwicklung des Berechnungsmodells in der vorliegenden Diplomarbeit keine Rolle.

Der Fokus dieser Diplomarbeit liegt hingegen auf der Simulation von Low Speed-Crashtests deren Vertreter in erster Linie die Testszenarien nach RCAR (Research Council for Automobile Repairs)-Bumper und RCAR-Structural sind, weshalb nachfolgend näher auf den Testaufbau dieser Szenarien eingegangen wird.

### 1.2.1 Vorstellung der RCAR-Tests, vgl. [13]

Research Council for Automobile Repairs wurde 1972 gegründet, um das Beschädigungsverhalten und die Reparaturmöglichkeiten der Fahrzeuge zu verbessern. Speziell bei sogenannten Low-Speed-Crashes (bis zu 15 km/h) kommt es oft zu unnötigen Beschädigungen des Fahrzeug front-ends und der Fahrzeugstruktur, was komplizierte und schlussendlich teure Reparaturen zur Folge hat. RCAR nahm sich der Aufgabe an, einheitliche Standards zu entwickeln um Fahrzeuge im Falle eines Unfalles „kompatibler“ zu gestalten und somit den Schaden und nicht zuletzt die Reparaturkosten zu senken. Unter Fahrzeug front end versteht man den Vorderwagen eines Fahrzeuges. Dieser beinhaltet wie in Abbildung 1-9 ersichtlich, Stoßfängerverkleidung, Scheinwerfer, Crashsystem, Kühler und weitere Kleinteile.



Abbildung 1-9: Front end eines PKWs, [14]

#### 1.2.1.1 Front-Tests

Anfangs galt das Hauptaugenmerk dem „RCAR Bumper Test“ bei welchem ein Aufprall mit 100 prozentiger Überdeckung mit einem weiteren Fahrzeug bei einer Geschwindigkeit von 10 km/h nachgestellt wird. Auf der starren Barriere sind Absorberelemente montiert, welche die Nachgiebigkeit des gegnerischen Fahrzeuges simulieren. Bei diesem Szenario sollten idealerweise keine kostenrelevanten (z.B.: Kühler, Scheinwerfer) oder schwierig auszutauschenden Bauteile beschädigt werden. Dies bedeutet unter anderem, dass eine Deformation des Längsträgers (hinter der Crashbox, Abbildung 1-7) nicht geduldet wird.

Seit den achtziger Jahren wurde der „RCAR Structural Test“ in die Versuchsreihe aufgenommen. Hierbei handelt es sich um einen Crash-Test bei welchem gegen eine abgeschrägte starre Barriere ohne Absorberelemente mit 40 % Überdeckung (bezogen auf die Fahrzeugbreite ohne Rückspiegel) mit einer Geschwindigkeit von 15 km/h gefahren wird. Auch in diesem Fall sollten die auftretenden Kräfte nicht ausreichen, um die Längsträger des Fahrzeuges zu beschädigen. Abbildung 1-10 zeigt die Gegenüberstellung der genannten RCAR-Tests.

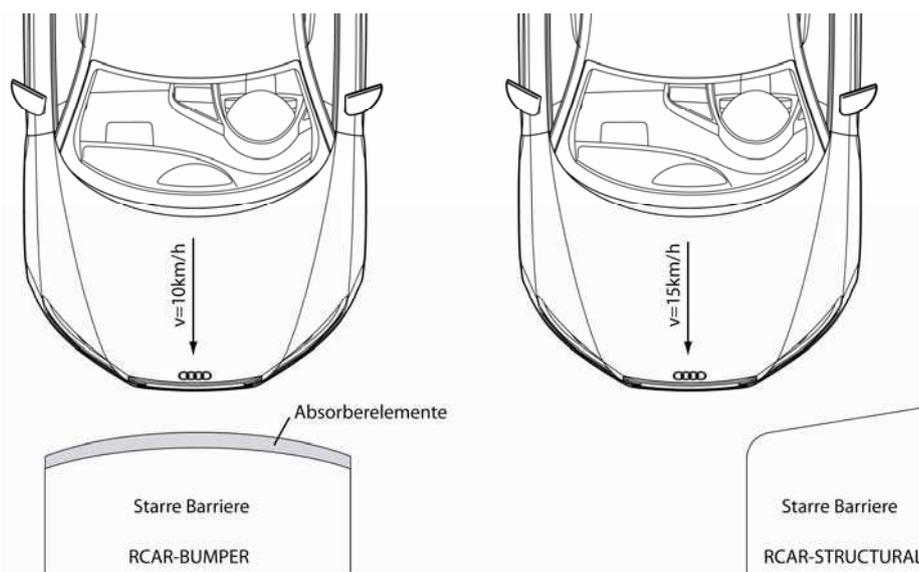


Abbildung 1-10: Crash-Szenarien: RCAR-Bumper vs. RCAR-Structural, vgl. [13, 15, 16]

Das Ziel dieser RCAR-Tests ist nach [13], Crashtests von Fahrzeugen zu testen und zu beurteilen in Hinblick auf:

### *Überdeckung statisch:*

Die Crashtests der Fahrzeuge müssen in einer definierten Höhe richtig positioniert sein, um im Falle eines Unfalls die vertikale Mindestüberdeckung einhalten zu können. Dies wird statisch überprüft.

### *Überdeckung dynamisch:*

Die Stoßfänger müssen sich über weite Bereiche vertikal erstrecken um unabhängig von Aufbaubewegungen des Fahrzeugs (z.B.: Nicken durch Bremsmanöver) oder Beladungszustand die vertikale Überdeckung zu gewährleisten.

### *Energieabsorption:*

Richtig dimensionierte Crashtests sollen im Stande sein, die Energie des Aufpralls bei niedriger Geschwindigkeit (bis 15 km/h) zu absorbieren, ohne weitere Teile der Fahrzeugstruktur zu beschädigen.

Diese Tests werden unter anderem auch vom Allianz Zentrum für Technik (AZT) unter dem Namen AZT Crash Reparatur Tests durchgeführt. Sie sind mitbestimmend für die Einstufung der Fahrzeuge in verschiedene Versicherungskategorien und somit von hoher Kundenrelevanz, da die daraus resultierenden Versicherungsbeiträge die Erhaltungskosten beeinflussen. Basierend auf Daten des AZT zeigt J. Hilmann [17] eine Gegenüberstellung (Abbildung 1-11) vergleichbarer Low-Speed Crashes und weist auf die positive Entwicklung der Reparaturkosten aufgrund der reparaturfreundlichen Konstruktion des Automobils hin.



Abbildung 1-11: Höhe der Reparaturkosten nach einem Low-Speed Crash Test, [17]

### 1.2.1.2 Rear-Test

Des Weiteren gibt es RCAR-Tests auch für den hinteren Bereich des Fahrzeuges. Dieser muss ähnlich geschützt und ebenso kostengünstig zu reparieren sein wie das Front-Modul. Die Konstruktion der Bauteile ähnelt einander sehr stark. Auch hier kommen meist deformierbare und kostengünstig auszutauschende Crashboxen zum Einsatz. Während bei den Front-Tests das Fahrzeug gegen die Barriere fährt, steht bei diesen Tests das Fahrzeug und wird im Heck von einer mobilen Barriere getroffen. Diese Barriere besitzt eine Masse von 1400 kg und rollt mit 15 km/h auf das Fahrzeugheck zu. Die Fahrtrichtung der Barriere ist um  $10^\circ$  gegenüber der Längsachse des Fahrzeuges gedreht. Die laterale Überdeckung wurde mit 40 % festgelegt. Somit entsprechen Kollisionsgeschwindigkeit, Winkel der Kontaktfläche sowie Grad der Überdeckung dem RCAR-Structural-Test des Vorderwagens, lediglich die Höhe der Barriere ist unterschiedlich.

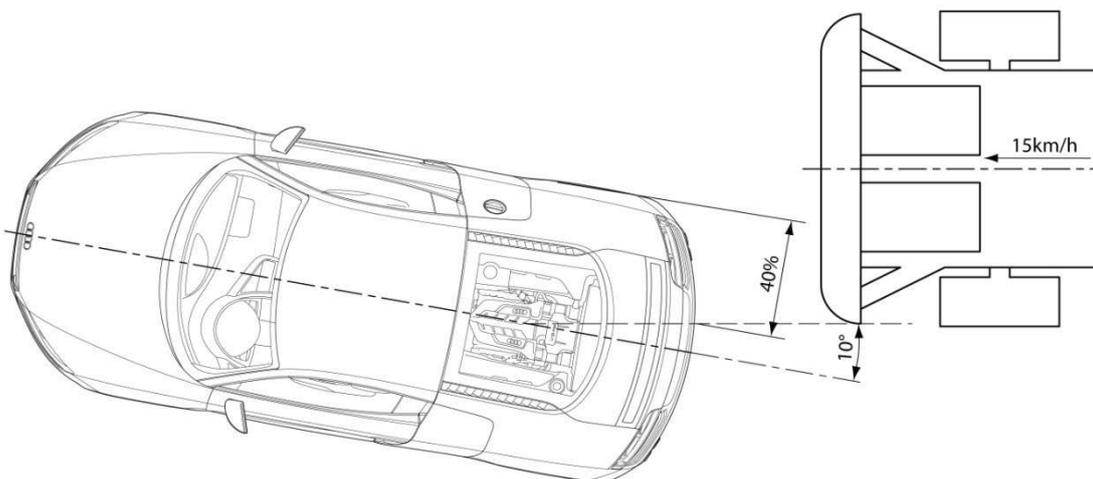


Abbildung 1-12: RCAR Rear-Bumper-Test, vgl. [15, 16]

Weitere Low Speed Crash Tests werden beispielsweise von IIHS (Insurance Institute for Highway Safety) [18] vorgegeben. Innerhalb dieser Testreihe gibt es auch einen sogenannten Corner Test. Dieser ist ähnlich dem RCAR-Structural-Test mit dem Unterschied, dass die Überdeckung anstatt 40 % lediglich 15 % beträgt und der Test mit einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 5 km/h ausgeführt wird, vgl. [18].

---

## 2 Aufgabenstellung

Das Ziel dieser Diplomarbeit ist es, ein Berechnungsmodell für die Vorauslegung von Crashsystemen zu entwickeln, welches direkt in die 3D-Konstruktionsumgebung eines kommerziellen CAD-Programmes (CATIA V5 [19]) implementiert werden kann. Mit Hilfe einiger weniger Eingabeparameter soll die Verformung des geometrisch vereinfachten Crashsystems in Folge genormter Low-Speed-Crashtests errechnet und dem Konstrukteur visualisiert werden können. Dieser ist somit im Stande, die Deformationen selbständig in Hinblick auf Kollision mit wichtigen bzw. kostenrelevanten Bauteilen, wie beispielsweise Kühler und dergleichen zu erkennen, zu beurteilen und daraus weitere Vorgehensmaßnahmen wie Dimensions-, Geometrie- oder Materialänderungen abzuleiten. Das Berechnungsmodell soll Verformungen und Energieabsorption des Crashsystems sowohl im linear elastischen als auch im plastischen Verformungszustand berechnen können. Sämtliche Bauteilgeometrien, Dimensionen, Materialparameter sowie Crash-Szenarien sollen benutzerspezifisch festgelegt werden können.

Sowohl die Eingabe der Input-Parameter als auch die grafische Visualisierung der Deformationsberechnung sollen innerhalb der Konstruktionsumgebung des CAD-Programmes erfolgen. Hierzu soll dieses Modell in eine bestehende virtuelle Entwicklungsumgebung eingebunden werden können. Die Basis hierfür bildet das von A. Harrich entwickelte virtuelle Auslegungswerkzeug für die Vorderwagenstruktur [20], welches dem Anwender unter anderem ermöglicht, diverse Hauptmaße des Crashsystems während der Konzeptphase schnell und effizient zu ändern. Über die Geometrie hinaus können mit Hilfe dieses Werkzeuges auch Auswirkungen auf das Crashverhalten analysiert werden. Speziell in dieser frühen Phase der Entwicklung ist es sehr wichtig, effizient und wissensbasiert Geometrie- sowie Dimensionsänderungen durchführen zu können. Trotz des unvollständigen Datenstandes während der Konzeptphase ist es mit dem genannten Werkzeug möglich, mit Hilfe von analytischen aber auch teils empirischen Formeln die Hauptmaße eines Crashsystems zu bestimmen und darüber hinaus diese automatisiert zu ändern bzw. zu erzeugen. Das in dieser Diplomarbeit behandelte Berechnungsmodell ist, wie in Abbildung 2-1 gezeigt, als ein Baustein dieses umfangreichen Werkzeugkastens anzusehen und wird innerhalb dieses Gesamtsystem dafür verwendet werden, Verformungen des konzeptionellen Crashsystems zu simulieren.

## 2. Aufgabenstellung

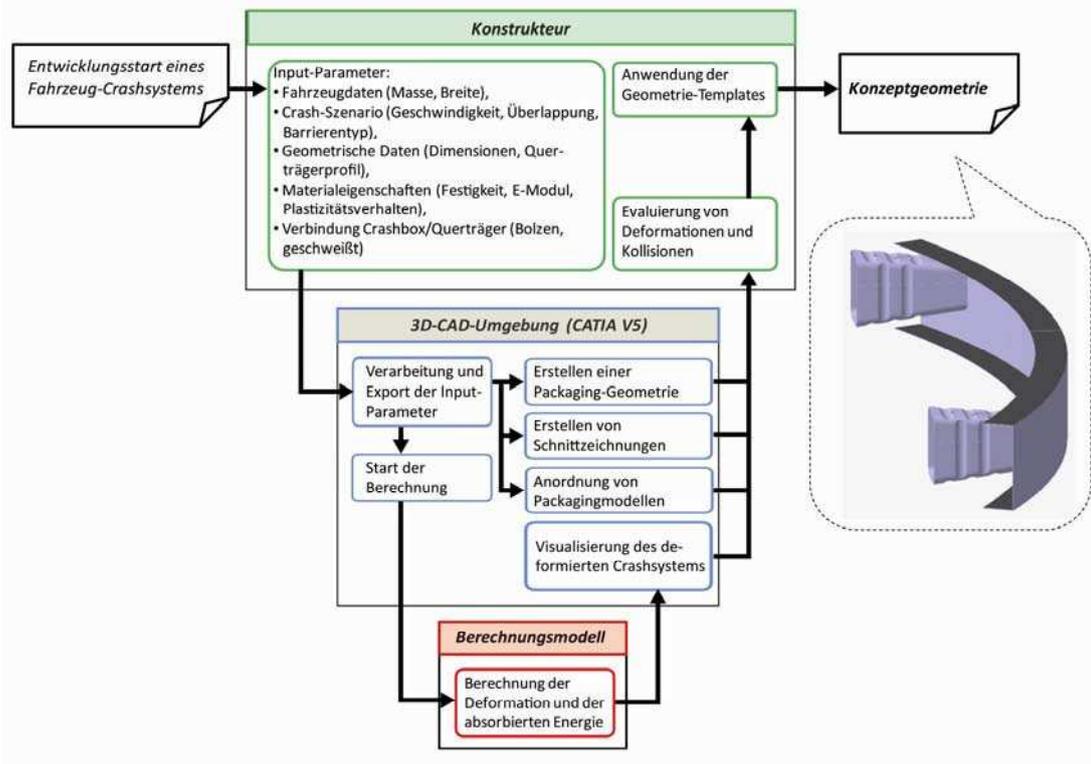


Abbildung 2-1: Angestrebter Entwicklungsprozess eines Crashsystems, vgl. [3]

Der in Abbildung 2-1 dargestellte Entwicklungsprozess unter Verwendung dieses Entwicklungswerkzeuges stellt sich wie folgt dar. Der Konstrukteur beginnt mit der Erzeugung der Konzeptgeometrie des Crashsystems innerhalb der 3D Konstruktionsumgebung von CATIA V5. Hierbei geben Stylingflächen sowie gesetzliche Bestimmungen wesentliche Rahmenbedingungen vor. Im Anschluss überträgt der Konstrukteur sämtliche relevante Input-Größen in das Berechnungsmodell. Hierzu zählen Fahrzeugdaten, Geometriedaten, Materialeigenschaften und das entsprechende Low-Speed Crashszenario. Dieses zu entwickelnde Berechnungsmodell liest die entsprechenden Datensätze und errechnet die Verformungen der jeweiligen Komponenten. Anschließend wird die verformte Geometrie dem Konstruktionsprogramm CATIA V5 übermittelt. Der Konstrukteur kann nachfolgend Bauteilkollisionen detektieren sowie Packaging-Untersuchungen durchführen. Entsprechen die Verformungen den Erwartungen des Konstrukteurs, wird der Detaillierungsgrad des Crashsystems durch die Anwendung von Geometrie-Templates gesteigert.

Der Umfang dieser Diplomarbeit beschränkt sich jedoch, wie eingangs erwähnt, auf die Erstellung und Validierung eines implementierfähigen Berechnungsmodells. Die Implementierung an sich ist nicht Teil dieser Diplomarbeit. Für die Validierung des Berechnungsmodells soll ein kommerzielles FE-Programm verwendet werden. Die Programmierung des Berechnungsmodells wird im numerischen Berechnungsprogramm MATLAB [21] gewünscht, um es später über die VBA (Visual Basic Application) Schnittstelle als Makro in das 3D-CAD Konstruktionsprogramm CATIA V5 einbinden zu können.

Mit Hilfe dieses automatisierten und auf diesen Anwendungsfall abgestimmten Berechnungsmodells soll es zukünftig möglich sein, in frühen Entwicklungsphasen Iterationszyklen zwischen Konstruktions- und Berechnungsabteilung einzusparen. Das Einsparungspotenzial liegt am Informationszuwachs für den Konstrukteur, der dieses Berechnungsmodell durch die Eingabe weniger Input-Parameter bedienen kann und innerhalb einiger Sekunden Informationen über die zu erwartenden Bauteildeformationen zu Folge Low-Speed Crashes erhält.

## 3 Gliederung der Diplomarbeit

Die Diplomarbeit unterteilt sich in insgesamt neun Kapitel. In Kapitel 1 wird der Leser an die Thematik herangeführt. Im Zuge dieser Einleitung wird auf die Verkehrssicherheit sowie auf standardisierte Crashtests eingegangen. Die Aufgabenstellung dieser Diplomarbeit wird in Kapitel 2 definiert. Im Anschluss widmet sich Kapitel 4 der, für diese Diplomarbeit notwendigen, Theorie. Innerhalb dieses Kapitels wird die Diskretisierung mit Hilfe von Finiten Elementen näher erläutert. Es werden verschiedene Elementtypen vorgestellt und die Koordinatentransformation beschrieben. Der Aufbau eines Gesamtsystems mit Finiten Elementen wird ebenso erklärt wie das Anbringen von Randbedingungen. Des Weiteren widmet sich Kapitel 4 dem Anwenden von Plastizität als Materialeigenschaft. Da sich Crashabsorber (Crashbox) ab einem bestimmten Kraftniveau zusammenfallen, wird dieser spezielle Vorgang ebenso im Theorieteil dieser Diplomarbeit erklärt. Sämtliche während des Theorieteils vorgestellten Modelle und Methoden sind als Bausteine zu verstehen die benötigt werden, um das Berechnungsmodell aufzubauen.

Die Modellbildung dieses Berechnungsmodells ist in Kapitel 5 ausgeführt. Hier wird nach der Definition der vorgenommenen Annahmen und Vereinfachungen der Aufbau des angewandten zweidimensionalen Modells erklärt. Nach der Festlegung der entsprechenden Randbedingungen wird auf die Dimensionen des Crashsystems sowie auf die implementierten Querschnittsgeometrien eingegangen. Dieses vereinfachte FE-Modell wird anschließend mit Hilfe einfacher Lastfälle plausibilisiert. Kapitel 5.3 beschäftigt sich mit der Implementierung des plastischen Materialverhaltens. Die angewandten Schaummodelle, die für die Berücksichtigung des Querträgerschaums und der Absorberelemente der Barriere von Bedeutung sind, werden in Kapitel 5.4 vorgestellt. Da das Crashsystem nicht mit äußeren Einzelkräften belastet wird, sondern sich aufgrund der Kollision mit der Barriere verformt, wird anschließend ein vereinfachtes Kontaktmodell implementiert, siehe Kapitel 5.5. Die Energieaufnahme der Metallkomponenten des Crashsystems wird in Kapitel 5.6 erläutert. Das Zusammenspiel dieser einzelnen Module sowie der genaue Algorithmus der Methode wird in Kapitel 5.7 unter anderem mit Hilfe eines Ablaufdiagrammes erklärt.

Für die Validierung dieses erstellten Berechnungsmodells ist ein Vergleich mit einem kommerziellen Finite Elemente Programm (LS-DYNA) nötig. Kapitel 6 widmet sich der Erstellung dieses Validierungsmodells. Die Validierung an sich folgt im Kapitel 7. Hier

werden RCAR- Bumper und RCAR- Structural Simulationen des neu entwickelten Berechnungsmodells und des LS-DYNA Modells gegenübergestellt und die jeweiligen Ergebnisse ausgewertet und verglichen.

Abschließend ist in Kapitel 8 die Implementierung des Berechnungsmodells in ein bestehendes Vorderwagen- Entwicklungswerkzeug bzw. der damit verbundene Datenaustausch beschrieben, bevor in Kapitel 9 die Zusammenfassung folgt.

## 4 Theorie

Innerhalb dieses Kapitels werden die theoretischen Grundlagen erörtert, die für die Erstellung des Berechnungsmodells notwendig sind.

### 4.1 Finite Elemente

Unter Finite Elemente versteht man die Diskretisierung eines Kontinuums, um diese einer numerischen Behandlung zugänglich zu machen, vgl. [22]. [23] empfiehlt als Einstieg in die Finite-Elemente Methode die in [24] beschriebene Matrix-Steifigkeitsmethode und sieht dabei folgenden Lösungsweg vor:

- *„Definition eines mechanischen Beschreibungselements (Stab oder Balken)*
- *Matrizenformulierung des Zusammenhangs zwischen Knotenkräften und Knotenverschiebungen; Erstellung einer Elementsteifigkeitsmatrix*
- *Zusammenbau der Gleichungen zu einem Gesamtkraftvektor, einem Gesamtverschiebungsvektor und einer Gesamtsteifigkeitsmatrix*
- *Unterdrückung der Starrkörperverschiebungen eines Systems durch die Einführung von Randbedingungen und Partitionierung des Gleichungssystems in unbekannte Verschiebungen und unbekannte Reaktionskräfte*
- *Lösung der entstandenen Teilgleichungssysteme und Ausweis der Verschiebungen und der Reaktionskräfte sowie*
- *Gegebenenfalls Rückrechnung zu den Schnittgrößen bzw. Spannungen in den Elementen“ [24].*

Um die Diskretisierung vornehmen zu können gibt es je nach Anwendungsfall eindimensionale, zweidimensionale oder dreidimensionale Elementtypen. Nachfolgend werden jedoch nur jene Elementtypen beschrieben, die in weiterer Folge für die Modellierung des Crashsystems herangezogen werden.

#### 4.1.1 Elementtypen

Nicht jeder Elementtyp eignet sich für jeden Anwendungsfall. Die Eigenschaften sowie Vor- und Nachteil bestimmter Elementtypen werden nachfolgend erörtert.

#### 4.1.1.1 Das eindimensionale Stabelement

Die Charakteristika eines Stabes sind die wesentlich größere Längsabmessung gegenüber den Dimensionen in den beiden anderen Koordinatenrichtungen sowie die Fähigkeit lediglich Kräfte in Längsrichtung aufnehmen zu können, vgl. [25]. Abbildung 4-1 zeigt ein solches Stabelement mit der Länge  $l$ , dem E-Modul  $E$  und der Querschnittsfläche  $A_{(x)}$ . Die Belastung durch die Längskraft  $F$  führt zu einer Verlängerung des Stabes und somit zu einer Verschiebung  $u_{(x)}$  des eingezeichneten Querschnittes.

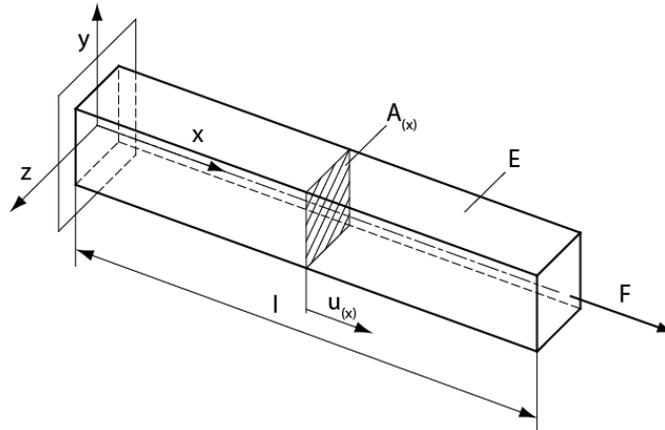


Abbildung 4-1: Eindimensionales Stabelement, vgl. [25]

Da das Stabelement lediglich Kräfte in Stabrichtung aufnehmen kann, bildet sich das Spannungsfeld auch nur in dieser Richtung aus. Querkontraktion wird somit vernachlässigt. Das auftretende Spannungsprofil ist in Abbildung 4-2 ersichtlich.

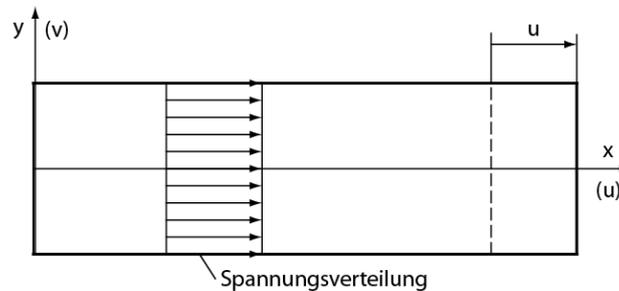


Abbildung 4-2: Verformtes und unverformtes eindimensionales Stabelement

Abbildung 4-3 zeigt das eindimensionale Stabelement mit den beiden Randknoten 1 und 2 unter Belastung zweier axialer entgegen gerichteter Kräfte  $F_1$  und  $F_2$ . Aufgrund dieser Kräfte kommt es zur Verschiebung  $u_1$  bzw.  $u_2$  der Knotenpunkte in Richtung der jeweiligen Kraft.

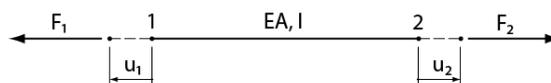


Abbildung 4-3: Kräfte und Verschiebungen eines eindimensionalen Stabelementes

Nachfolgend wird die Kraft-Verschiebungsbeziehung dieses eindimensionalen Stabelementes nach [25] hergeleitet. Bei einem Stab ist die Belastung eine Einzelkraft  $F$  und die Spannung  $\sigma$  sowie die Dehnung  $\varepsilon$  treten ebenso als skalare Größen auf wie die Verschiebung  $u$ . Daher ergibt das Potential

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_V \sigma \varepsilon dV - uF. \quad (3)$$

Formuliert man eine lineare Ansatzfunktion für die Verschiebungen

$$u = a_0 + a_1 x, \quad (4)$$

mit den unbekanntenen Koeffizienten  $a_0$  und  $a_1$ , kann man die Verschiebungen des ersten Knotens  $u(x=0)=u_1$  und des zweiten Knotens  $u(x=l)=u_2$  ausdrücken.

$$u(x = 0) = u_1 = a_0 + a_1 \cdot 0 \quad (5)$$

$$u(x = l) = u_2 = a_0 + a_1 l \quad (6)$$

Daraus ergeben sich die Koeffizienten zu:

$$a_0 = u_1 \quad (7)$$

$$a_1 = \frac{u_2 - u_1}{l} \quad (8)$$

Somit ergibt sich die allgemeine Ansatzfunktion (4) zu

$$u(x) = u_1 + \frac{u_2 - u_1}{l} x = \left(1 - \frac{x}{l}\right) u_1 + \frac{x}{l} u_2, \quad (9)$$

bzw. in matrizeller Schreibweise zu:

$$u(x) = \begin{bmatrix} 1 - \frac{x}{l} & \frac{x}{l} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \quad (10)$$

Die erste Matrix beinhaltet die beiden Formfunktionen

$$N_1 = 1 - \frac{x}{l}; N_2 = \frac{x}{l} \quad (11)$$

die über die Verteilung der Verformung Aufschluss geben. Die Dehnung  $\varepsilon$  entspricht der Ableitung von (10) nach  $x$  und ergibt:

$$\varepsilon = \frac{du}{dx} = \frac{u_2 - u_1}{l} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{l} & \frac{1}{l} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \quad (12)$$

Die Verbindung der Dehnungen mit den Spannungen erfolgt über das Stoffgesetz

$$\sigma = E\varepsilon = E \frac{u_2 - u_1}{l} = E \begin{bmatrix} -\frac{1}{l} & \frac{1}{l} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} = E\mathbf{B}^T \mathbf{u}. \quad (13)$$

Durch Einsetzen von (13) und (12) in (3) erhält man unter Berücksichtigung von

$$\mathbf{F}\mathbf{u} = \begin{bmatrix} F_1 & F_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \quad (14)$$

und

$$\int_V dV = \int_l Adx \quad (15)$$

das Funktional

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_0^l E \left( \frac{u_2 - u_1}{l} \right)^2 Adx - u_1 F_1 - u_2 F_2. \quad (16)$$

Bei konstanter Querschnittsfläche entlang des Elementes ergibt sich nach Integration:

$$\Pi = \frac{1}{2} AE \left( \frac{u_2 - u_1}{l} \right)^2 l - u_1 F_1 - u_2 F_2 \quad (17)$$

Aufgrund der Bedingung nach Stationarität

$$\partial\Pi = 0, \quad (18)$$

folgen

$$\frac{\partial\Pi}{\partial u_1} = -AE \left( \frac{u_2 - u_1}{l} \right) - F_1 = 0 \quad (19)$$

$$\frac{\partial\Pi}{\partial u_2} = AE \left( \frac{u_2 - u_1}{l} \right) - F_2 = 0 \quad (20)$$

Umformen dieser Gleichungen nach den Kräften führen zu

$$AE \frac{1}{l} (u_1 - u_2) = F_1 \quad (21)$$

und

$$AE \frac{1}{l} (-u_1 + u_2) = F_2. \quad (22)$$

In Matrizenform bedeutet dies:

$$\begin{bmatrix} \frac{AE}{l} & -\frac{AE}{l} \\ -\frac{AE}{l} & \frac{AE}{l} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} \quad (23)$$

bzw. in Kurzform:

$$\mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{F} \quad (24)$$

Hierbei stellt  $\mathbf{K}$  die Steifigkeitsmatrix des Elementes dar,  $\mathbf{u}$  den Verschiebungsvektor und  $\mathbf{F}$  den Kraftvektor.

##### 4.1.1.2 Das eindimensionale Balkenelement (Bernoulli-Element), vgl. [25]

Bei einem Balkenelement handelt es sich um die Reduktion eines dreidimensionalen Körpers auf ein eindimensionales Gebilde, wobei die Achse des Balkenelements der Schwerachse des dreidimensionalen Körpers entspricht, vgl. [25]. Abbildung 4-4 zeigt einen Balken der Länge  $l$ , einem E-Modul  $E$  und einem Flächenträgheitsmoment  $I$  unter Einwirkung einer Kraft  $F$  lotrecht zur Balkenachse und eines Momentes  $M$  welches um die  $z$ -Achse dreht.

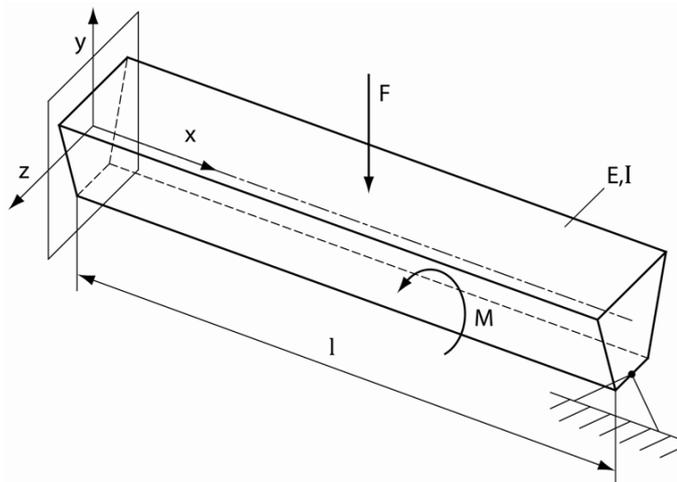


Abbildung 4-4: Eindimensionales Balkenelement, vgl. [25]

Nach [25] müssen folgende Voraussetzungen für die Anwendung eines eindimensionalen Balkenelements erfüllt sein:

- „Bernoulli-Hypothese: Querschnitte des Balkens, die vor der Verformung senkrecht zur Balkenachse standen, stehen auch im verformten Zustand senkrecht zur Biegelinie und weisen keine Verwölbung auf. Daraus folgt, dass keine Schubverformungen berücksichtigt werden.“
- Das Gleichgewicht des Balkens wird im unverformten Zustand beschrieben.
- Die Deformationen des Balkens werden durch die Biegelinie beschrieben.
- Die Durchbiegung des Balkens ist kleiner als die Höhe des Balkens. Die Länge  $l$  des Balkens ist sehr viel größer als die Höhe und Tiefe des Balkens.“

Ein eindimensionales Balkenelement reagiert auf eingeleitete Querkräfte und Biegemomente mit einer vertikalen Durchbiegung  $v$  in  $y$ -Richtung. Dadurch ergibt sich auch eine Verdrehung der Knoten des Balkenelementes gegenüber dem Ausgangszustand um

---

den Winkel  $\varphi$ . Dieser wiederum lässt sich nach [25] als Tangente der Biegelinie  $v=v(x)$  ausdrücken,

$$\varphi = \frac{dv}{dx}. \quad (25)$$

Abbildung 4-5 zeigt die Verschiebung  $v$  in Querrichtung sowie die daraus resultierende Verdrehung  $\varphi$  der Systemlinie, anhand eines verformten sowie eines unverformten Balkenelements.

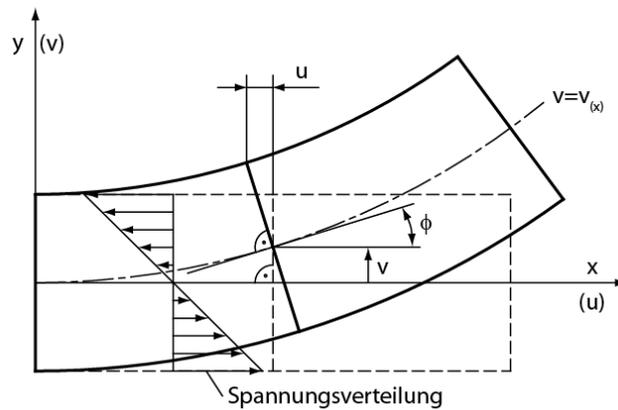


Abbildung 4-5: Verformtes und unverformtes eindimensionales Balkenelement [25]

Nachfolgend wird nach [25] wiederum ausgehend vom Potential des Balkenelementes

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_V \sigma \varepsilon dV - \int_{x_1}^{x_2} qv dx - Fv - M \frac{dv}{dx} \quad (26)$$

die Steifigkeitsmatrix dieses Elementes hergeleitet.

Für kleine Durchbiegungen  $v$  ist die Verschiebung

$$u = -y\varphi = -y \frac{dv}{dx}. \quad (27)$$

Nachdem die Dehnung definiert ist durch

$$\varepsilon = \frac{du}{dx}, \quad (28)$$

gilt durch Einsetzen von (27) in (28):

$$\varepsilon = \frac{d}{dx} \left( -y \frac{dv}{dx} \right) = -y \frac{d^2v}{dx^2} = -yv''. \quad (29)$$

Das Stoffgesetz lautet somit:

$$\sigma = E\varepsilon = -Ey \frac{d^2 v}{dx^2} = -Eyv'' \quad (30)$$

Das Einsetzen des Stoffgesetzes (30) in (26) führt zu

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_V (-Eyv'')(-yv'')dV - \int_{x_1}^{x_2} qvdx - Fv - Mv' \quad (31)$$

bzw. zusammengefasst:

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_V Ey^2(v'')^2dV - \int_{x_1}^{x_2} qvdx - Fv - Mv' \quad (32)$$

Durch Verwendung des Ausdruckes (15) und der Formulierung des Flächenträgheitsmomentes

$$I = \int_A y^2 dA, \quad (33)$$

ergibt sich das Potential zu

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_0^l EI(v'')^2 dx - \int_{x_1}^{x_2} qvdx - Fv - Mv' \quad (34)$$

Dieses Funktional beinhaltet erste und zweite Ableitungen der Durchbiegung  $v$ . Da der Balken nicht auseinanderklaffen darf, muss  $v=v(x)$  stetig sein. Des Weiteren darf der Balken keinen Knick aufweisen. Er muss also tangenzenstetig sein. Dies bedeutet, dass auch die erste Ableitung  $v'=v'(x)$  stetig sein muss. Aufgrund dieser Stetigkeitsanforderungen werden diese Größen als Knotengrößen formuliert, vgl. [25].

Abbildung 4-6 zeigt dieses Balkenelement mit den Verschiebungen  $v_1$  und  $v_2$  bzw. den Verdrehungen  $\varphi_1$  und  $\varphi_2$  an den Knoten 1 und 2. Diesen Größen sind die Kräfte  $F_1$  und  $F_2$  sowie die Momente  $M_1$  und  $M_2$  zugeordnet. Dieses Element besitzt die Länge  $l$  und das Flächenträgheitsmoment  $I$  sowie den E-Modul  $E$ .

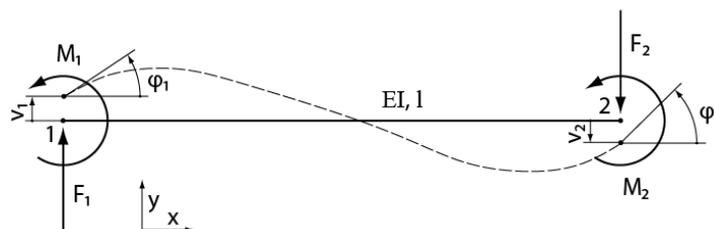


Abbildung 4-6: Belastung und Verformung eines ein-dimensionalen Balkenelements

---

Als Ansatzfunktion für die Verformung wird ein Polynom dritten Grades verwendet,

$$v = a_0 + a_1x + a_2x^2 + a_3x^3. \quad (35)$$

Die Ableitung dieser Ansatzfunktion ergibt:

$$v' = \varphi = a_1 + 2a_2x + 3a_3x^2 \quad (36)$$

Die Verschiebungen und Verdrehungen werden an den jeweiligen Balkenenden formuliert,

$$v(x = 0) = v_1 = a_0 \quad (37)$$

$$\varphi(x = 0) = \varphi_1 = a_1 \quad (38)$$

$$v(x = l) = v_2 = v_1 + \varphi_1l + a_2l^2 + a_3l^3 \quad (39)$$

$$\varphi(x = l) = \varphi_2 = \varphi_1 + 2a_2l + 3a_3l^2 \quad (40)$$

Setzt man die Gleichungen (39) und (40) in einander ein und formt sie nach  $a_2$  bzw.  $a_3$  um, folgen daraus:

$$a_2 = \frac{1}{l^2} (-3v_1 + 3v_2 - 2\varphi_1l - \varphi_2l) \quad (41)$$

$$a_3 = \frac{1}{l^3} (2v_1 - 2v_2 + \varphi_1l + \varphi_2l) \quad (42)$$

Setzt man die Koeffizienten (37), (38), (41) und (42) in die Ansatzfunktion (35) ein, erhält man:

$$v = \left[ 1 - 3\left(\frac{x}{l}\right)^2 + 2\left(\frac{x}{l}\right)^3 \right] v_1 + \left[ x \left( 1 - \frac{x}{l} \right)^2 \right] \varphi_1 + \left[ 3\left(\frac{x}{l}\right)^2 - 2\left(\frac{x}{l}\right)^3 \right] v_2 + \left[ x \left( \left(\frac{x}{l}\right)^2 - \frac{x}{l} \right) \right] \varphi_2 \quad (43)$$

Die Klammerausdrücke vor den Verschiebungen und Verdrehungen werden als Formfunktionen  $N_1, N_2, N_3$  und  $N_4$  bezeichnet. Die matrizielle Schreibweise lautet somit:

$$v = [N_1 \quad N_2 \quad N_3 \quad N_4] \begin{bmatrix} v_1 \\ \varphi_1 \\ v_2 \\ \varphi_2 \end{bmatrix} = \mathbf{N}^T \mathbf{v} \quad (44)$$

Da die Gleichung des Potentials (34) nicht nur  $v$  sondern auch dessen erste und zweite Ableitung enthält werden diese nachfolgend gebildet:

---

$$v' = \frac{dv}{dx} = \frac{d}{dx}(N^T v) = \frac{d}{dx} N^T v + N^T \frac{dv}{dx} = (N')^T v \quad (45)$$

$$v'' = \frac{d^2 v}{dx^2} = \frac{d^2}{dx^2}(N^T v) = \frac{d}{dx}((N')^T v) = (N'')^T v \quad (46)$$

In der ersten und zweiten Ableitung der Verschiebung  $v$  treten die erste und die zweite Ableitung der Formfunktionen auf. Daher wird in den nächsten Schritten  $N$  abgeleitet. Hierfür verwendet [25] eine neue Variable,

$$\zeta = \frac{x}{l}. \quad (47)$$

Daraus ergeben sich die Ableitungen

$$\frac{d}{dx} = \frac{d}{d\zeta} \frac{d\zeta}{dx} = \frac{1}{l} \frac{d}{d\zeta}; \quad \frac{d^2}{dx^2} = \frac{1}{l^2} \frac{d^2}{d\zeta^2}. \quad (48)$$

Die elementweise Ableitung von  $N$  führt zu:

$$\frac{dN_1}{dx} = \frac{6\zeta}{l} [-1 + \zeta] \quad \frac{d^2 N_1}{dx^2} = \frac{6}{l^2} [-1 + 2\zeta] \quad (49)$$

$$\frac{dN_2}{dx} = 1 - 4\zeta + 3\zeta^2 \quad \frac{d^2 N_2}{dx^2} = \frac{2}{l} [-2 + 3\zeta] \quad (50)$$

$$\frac{dN_3}{dx} = \frac{6\zeta}{l} [1 - \zeta] \quad \frac{d^2 N_3}{dx^2} = \frac{6}{l^2} [1 - 2\zeta] \quad (51)$$

$$\frac{dN_4}{dx} = 3\zeta^2 - 2\zeta \quad \frac{d^2 N_4}{dx^2} = \frac{2}{l} [3\zeta - 1] \quad (52)$$

Durch Einsetzen der zweiten Ableitungen der Formfunktionen (49), (50), (51) und (52) in (46) erhält man

$$v'' = \frac{1}{l^2} \begin{bmatrix} -6 + 12\zeta & -4l + 6l\zeta & 6 - 12\zeta & 6l\zeta - 2l \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_1 \\ \varphi_1 \\ v_2 \\ \varphi_2 \end{bmatrix} = \mathbf{B}^T v. \quad (53)$$

Innerhalb des Ausdrucks des Potentials (34) tritt die zweite Ableitung der Verschiebung  $v$  quadratisch auf. Dies kann man schreiben als:

$$(v'')^2 = \mathbf{B}^T v \mathbf{B}^T v = v^T \mathbf{B} \mathbf{B}^T v \quad (54)$$

Durch Einsetzen des Kraftvektors,

---

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} F_1 \\ M_1 \\ F_2 \\ M_2 \end{bmatrix} \quad (55)$$

und dem Zusammenhang

$$\mathbf{v}^T \mathbf{F} = v_1 F_1 + \varphi_1 M_1 + v_2 F_2 + \varphi_2 M_2 \quad (56)$$

in (34) ergibt sich:

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_0^l EI \mathbf{v}^T \mathbf{B} \mathbf{B}^T \mathbf{v} dx - \int_0^l \mathbf{v}^T \mathbf{N} q dx - \mathbf{v}^T \mathbf{F} \quad (57)$$

bzw. durch einsetzen von (48):

$$\Pi = \frac{1}{2} \mathbf{v}^T l \int_0^1 EI \mathbf{B} \mathbf{B}^T d\zeta \mathbf{v} - \mathbf{v}^T l \int_0^1 \mathbf{N} q d\zeta - \mathbf{v}^T \mathbf{F} \quad (58)$$

Werden die beiden Ausdrücke für die Steifigkeitsmatrix und die Streckenlast

$$l \int_0^1 EI \mathbf{B} \mathbf{B}^T d\zeta = \mathbf{K} \quad (59)$$

$$l \int_0^1 \mathbf{N} q d\zeta = \mathbf{Q} \quad (60)$$

zusammengefasst, kann man schreiben:

$$\Pi = \frac{1}{2} \mathbf{v}^T \mathbf{K} \mathbf{v} - \mathbf{v}^T \mathbf{Q} - \mathbf{v}^T \mathbf{F} \quad (61)$$

Aus der Bedingung nach Stationarität, (18) folgt:

$$\delta \Pi = \delta \mathbf{v}^T [\mathbf{K} \mathbf{v} - \mathbf{Q} - \mathbf{F}] = 0 \quad (62)$$

Stationarität erfordert somit das Verschwinden des Klammerausdrucks. Dem zu Folge gilt:

$$\mathbf{K} \mathbf{v} = \mathbf{Q} + \mathbf{F} \quad (63)$$

Tritt am Balken keine Streckenlast auf, kann  $\mathbf{Q}=\mathbf{0}$  gesetzt werden, sodass sich die gewohnte Kraftverschiebungsbeziehung

$$\mathbf{K} \mathbf{v} = \mathbf{F} \quad (64)$$

ergibt. Für die Anwendung dieses Balkenelementes ist die Steifigkeitsmatrix  $\mathbf{K}$  von Bedeutung. Daher wird nachfolgend aufbauend auf dem Ausdruck (59) diese berechnet. Bei

---

konstantem E-Modul  $E$  und Flächenträgheitsmoment  $I$  können diese Ausdrücke vor das Integral gezogen werden,

$$\mathbf{K} = EI l \int_0^1 \mathbf{B}\mathbf{B}^T d\zeta \quad (65)$$

Zunächst wird die Dyade

$$\mathbf{B}\mathbf{B}^T = \frac{1}{l^2} \begin{bmatrix} 12\zeta - 6l \\ -4l + 6l\zeta \\ 6 - 12\zeta \\ 6l\zeta - 2l \end{bmatrix} \frac{1}{l^2} [-6 + 12\zeta \quad -4l + 6l\zeta \quad 6 - 12\zeta \quad 6l\zeta - 2l] \quad (66)$$

gebildet:

$$\begin{aligned} & \mathbf{B}\mathbf{B}^T \\ &= \frac{1}{l^4} \begin{bmatrix} 36(2\zeta - 1)^2 & 12l(2\zeta - 1)(3\zeta - 2) & 36(2\zeta - 1)(1 - 2\zeta) & 12l(2\zeta - 1)(3\zeta - 1) \\ \vdots & 4l^2(3\zeta - 2)^2 & 12l(3\zeta - 2)(1 - 2\zeta) & 4l^2(3\zeta - 2)(3\zeta - 1) \\ \vdots & \dots & 36(1 - 2\zeta)^2 & 12l(1 - 2\zeta)(3\zeta - 1) \\ \text{symmetrisch} & \dots & \dots & 4l^2(3\zeta - 1)^2 \end{bmatrix} \quad (67) \end{aligned}$$

Wird nun diese Matrix elementweise integriert und in (65) eingesetzt, erhält man die Elementsteifigkeitsmatrix dieses Balkenelementes:

$$\mathbf{K} = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix}. \quad (68)$$

In diesem Fall ergibt sich die Kraft-Verschiebungsbeziehung nach [25] zu

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ M_1 \\ F_2 \\ M_2 \end{bmatrix} = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_1 \\ \varphi_1 \\ v_2 \\ \varphi_2 \end{bmatrix}. \quad (69)$$

Im Gegensatz zum zuvor beschriebenen Stabelement kann dieses eindimensionale Balkenelement Querkräfte  $F$  und Biegemomente  $M$  aufnehmen. Die daraus resultierenden Verschiebungen  $v$  sowie Verdrehungen  $\varphi$  sind in Abbildung 4-6 dargestellt. Es sei explizit darauf hingewiesen, dass sämtliche Steifigkeitsmatrizen ausschließlich für die eingezeichneten Koordinatensysteme gelten, da diverse Vorzeichen der Schnittreaktionen von dessen Richtung abhängen.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass das Stabelement nur Zug- und Druckkräfte aufnehmen kann, während das Bernoulli-Balkenelement lediglich Biegemomente und Querkräfte berücksichtigt. Innerhalb eines Crashsystems treten jedoch an sehr vielen Stellen Lastfälle auf, welche eine Kombination der genannten Belastungen

darstellen. Somit kann mit den bisher beschriebenen Elementen nicht das Auslangen gefunden werden.

#### 4.1.1.3 Das zweidimensionale Balkenelement vgl. [25]

Das zweidimensionale Balkenelement kombiniert die Eigenschaften des eindimensionalen Stabes (Verschiebung  $u$  in Längsrichtung) mit jenen des eindimensionalen Balkens (Verschiebung  $v$  lotrecht zur Längsrichtung, sowie Verdrehung  $\varphi$ ). Somit ist dieser Elementtyp im Stande Normalkräfte, Querkräfte und Biegemomente abzubilden. Abbildung 4-7 zeigt diesen Elementtyp mit der Länge  $l$ , einem E-Modul  $E$  und einer Querschnittsfläche  $A_{(x)}$  unter der Belastung einer Normalkraft  $F_x$  und einer Querkraft  $F_y$ .

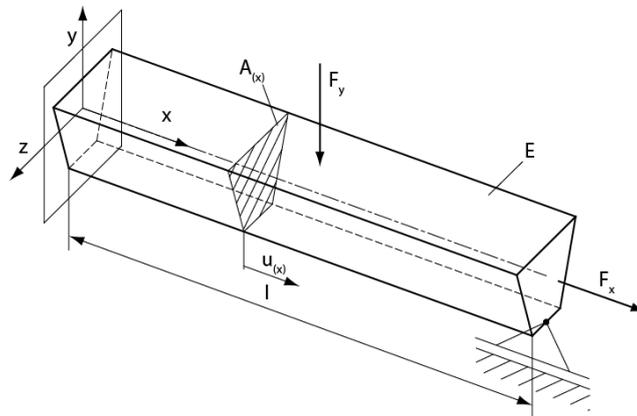


Abbildung 4-7: Zweidimensionales Balkenelement, vgl. [25]

Es kommt zu einer Überlagerung der Spannungen und in Folge derer zu einer Überlagerung der Dehnungen des Stab- und Balkenelementes. Abbildung 4-8 spiegelt die Summation der Dehnungen wider.

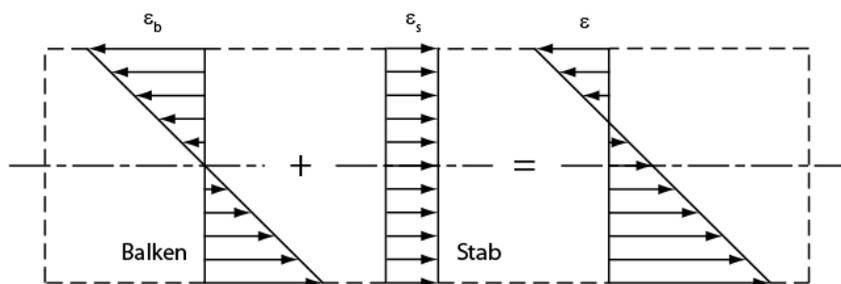


Abbildung 4-8: Überlagerung der Dehnungen, vgl. [25]

Aufgrund der Kombination dieser Elementtypen wird auch die Kraft-Verschiebungsbeziehung (24) umfangreicher und lautet nach [25]

$$\begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ M_1 \\ F_{2x} \\ F_{2y} \\ M_2 \end{bmatrix} = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} \frac{Al^2}{I} & 0 & 0 & -\frac{Al^2}{I} & 0 & 0 \\ 0 & 12 & 6l & 0 & -12 & 6l \\ 0 & 6l & 4l^2 & 0 & -6l & 2l^2 \\ -\frac{Al^2}{I} & 0 & 0 & \frac{Al^2}{I} & 0 & 0 \\ 0 & -12 & -6l & 0 & 12 & -6l \\ 0 & 6l & 2l^2 & 0 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ \varphi_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ \varphi_2 \end{bmatrix}. \quad (70)$$

Der Kraftvektor  $\mathbf{F}$  beinhaltet alle von außen aufgebracht Kräfte und Momente und setzt sich somit aus Längs- und Querkräften  $F_x$  bzw.  $F_y$  sowie den Biegemomenten  $M$  zusammen. Der Verschiebungsvektor  $\mathbf{u}$  beinhaltet Längsdehnungen  $u$ , Durchbiegungen  $v$  lotrecht zur Systemlinie sowie Verdrehungen  $\varphi$  der Tangenten der Biegelinie.

Die Steifigkeitsmatrix  $\mathbf{K}$  dieses Elementtyps lautet nach [25]:

$$\mathbf{K} = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} \frac{Al^2}{I} & 0 & 0 & -\frac{Al^2}{I} & 0 & 0 \\ 0 & 12 & 6l & 0 & -12 & 6l \\ 0 & 6l & 4l^2 & 0 & -6l & 2l^2 \\ -\frac{Al^2}{I} & 0 & 0 & \frac{Al^2}{I} & 0 & 0 \\ 0 & -12 & -6l & 0 & 12 & -6l \\ 0 & 6l & 2l^2 & 0 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix}. \quad (71)$$

In der Elementsteifigkeitsmatrix ist die Kombination der Steifigkeitsmatrizen des eindimensionalen Stabelementes (23) und des eindimensionalen Balkenelementes (68) ersichtlich. Durch die Eigenschaft, sowohl Längsdehnungen als auch Durchbiegungen lotrecht zur Systemlinie abzubilden, wird dieser Elementtyp später für die Diskretisierung des Crashsystems gewählt und in das Berechnungsmodell implementiert.

#### 4.1.2 Koordinatentransformation eines ebenen Balkenelementes

Wie in Abbildung 4-7 zu erkennen ist, besitzt jedes Element sein eigenes Koordinatensystem. Um den realen Verlauf einer gekrümmten Kontur wie etwa der Querträgerkontur zu diskretisieren ist es jedoch notwendig, die jeweiligen Finiten Elemente beliebig in der Ebene anordnen zu können und ein gemeinsames globales Koordinatensystem zu verwenden. Durch Verschiebung und Verdrehung der Elemente gelingt es, die Kontur an die Trajektorie des Querträgers gut anzunähern, dennoch müssen die unterschiedlichen Koordinatensysteme in einander übergeführt werden. Speziell die Rotation ist von grundlegender Bedeutung, da die Verschiebungen  $u$  und  $v$  stets für das lokale Koordinatensystem gelten. Durch die richtige Transformation der Elemente in ihre jeweilige verdrehte Lage können die entsprechenden Verschiebungen  $u$  bzw.  $v$  über Winkelfunktionen den globalen Koordinatenrichtungen  $x$  und  $y$  zugeordnet werden. Mit Hilfe der Transformationsmatrix nach [22]

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha & 0 \\ -\sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (72)$$

kann wie in Abbildung 4-9 gezeigt ein Punkt  $P$  mit den Koordinaten  $x$  und  $y$  zu einem Punkt

$$\bar{P} = \mathbf{T}P \quad (73)$$

in einem um den Winkel  $\alpha$  verdrehten Koordinatensystem  $\bar{x}$  bzw.  $\bar{y}$  transformiert werden.

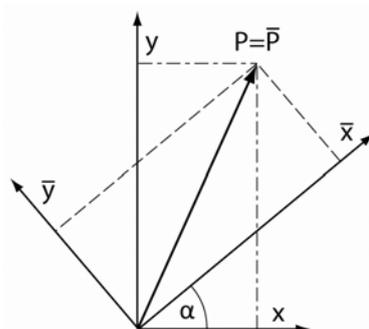


Abbildung 4-9: Koordinatentransformation, vgl. [25]

Die Transformation der Steifigkeitsmatrix erfolgt nach [25] anhand einer Unterteilung von  $\mathbf{K}$  in vier Untermatrizen. Die Verformungs- und Kraftvektoren werden ebenfalls in Untervektoren aufgeteilt:

$$\begin{bmatrix} \bar{\mathbf{K}}_{11} & \bar{\mathbf{K}}_{12} \\ \bar{\mathbf{K}}_{21} & \bar{\mathbf{K}}_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\mathbf{u}}_1 \\ \bar{\mathbf{u}}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{\mathbf{F}}_1 \\ \bar{\mathbf{F}}_2 \end{bmatrix} \quad (74)$$

Gemäß Abbildung 4-9 werden hierbei alle Größen die das lokale Koordinatensystem des Elementes betreffen mit einem Querbalken gekennzeichnet, während jene Größen des globalen Koordinatensystems ohne diesen gekennzeichnet werden.

Schreibt man Gl. (74) in Form zweier Gleichungen an ergibt sich:

$$\bar{\mathbf{K}}_{11}\bar{\mathbf{u}}_1 + \bar{\mathbf{K}}_{12}\bar{\mathbf{u}}_2 = \bar{\mathbf{F}}_1 \quad (75)$$

$$\bar{\mathbf{K}}_{21}\bar{\mathbf{u}}_1 + \bar{\mathbf{K}}_{22}\bar{\mathbf{u}}_2 = \bar{\mathbf{F}}_2 \quad (76)$$

Unter Anwendung von (73) folgt daraus:

$$\bar{\mathbf{K}}_{11}\mathbf{T}\mathbf{u}_1 + \bar{\mathbf{K}}_{12}\mathbf{T}\mathbf{u}_1 = \mathbf{T}\mathbf{F}_1 \quad (77)$$

$$\bar{\mathbf{K}}_{21}\mathbf{T}\mathbf{u}_1 + \bar{\mathbf{K}}_{22}\mathbf{T}\mathbf{u}_2 = \mathbf{T}\mathbf{F}_2 \quad (78)$$

Durch Multiplikation der Gleichungen mit  $\mathbf{T}^T$  erhält man:

---

$$T^T \bar{K}_{11} T u_1 + T^T \bar{K}_{12} T u_2 = T^T T F_1 = F_1 \quad (79)$$

$$T^T \bar{K}_{21} T u_1 + T^T \bar{K}_{22} T u_2 = T^T T F_2 = F_2 \quad (80)$$

In Matrixschreibweise bedeutet das

$$\begin{bmatrix} T^T \bar{K}_{11} T & T^T \bar{K}_{12} T \\ T^T \bar{K}_{21} T & T^T \bar{K}_{22} T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix}, \quad (81)$$

bzw. in Kurzform

$$K u = F \quad (82)$$

oder

$$K \begin{bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ \varphi_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ \varphi_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ M_1 \\ F_{2x} \\ F_{2y} \\ M_2 \end{bmatrix}. \quad (83)$$

Errechnet man nun die Steifigkeitsmatrix des Elementes bezogen auf das globale Koordinatensystem durch einsetzen von (71) und (72) in (80) erhält man:

$$K_\alpha = \frac{E}{l^3} \begin{bmatrix} Al^2 c^2 + 12s^2 & (Al^2 - 12I)sc & -6lsI & -Al^2 c^2 - 12s^2 I & -(Al^2 - 12I)sc & -6lsI \\ (Al^2 - 12I)sc & Al^2 s^2 + 12c^2 I & 6lcI & -(Al^2 - 12I)sc & -Al^2 s^2 - 12c^2 I & 6lcI \\ -6lsI & 6lcI & 4l^2 I & 6lsI & -6lcI & 2l^2 I \\ -Al^2 c^2 - 12s^2 I & -(Al^2 - 12I)sc & 6lsI & Al^2 c^2 + 12s^2 I & (Al^2 - 12I)sc & 6lsI \\ -(Al^2 - 12I)sc & -Al^2 s^2 - 12c^2 I & -6lcI & (Al^2 - 12I)sc & Al^2 s^2 + 12c^2 I & -6lcI \\ -6lsI & 6lcI & 2l^2 I & 6lsI & -6lcI & 4l^2 I \end{bmatrix} \quad (84)$$

Abkürzungen:  $s \dots \sin\alpha$ ;  $c \dots \cos\alpha$

Wobei gilt:

$$K_\alpha = K \quad (85)$$

Die Bezeichnung  $K_\alpha$  soll lediglich verdeutlichen, dass es sich bereits um die transformierte Steifigkeitsmatrix handelt.

#### 4.1.3 Formulierung eines Gesamtsystems

Das Modell eines Gesamtsystems besteht üblicherweise aus mehreren Elementen. Für die Lösung dieses Gesamtsystems ist es zielführend eine globale Steifigkeitsmatrix dieses Modells zu erzeugen. Hierfür ist es nach [25] wiederum zweckmäßig die Elementsteifigkeitsmatrix in vier Untermatrizen aufzuteilen (Gl. (86)). Die Koeffizienten  $a_{ij}$

---

stehen für die einzelnen Glieder der Elementsteifigkeitsmatrix  $\mathbf{K}^{(e)}$  und der Index  $e$  für das jeweilige Element.

$$\mathbf{K}^{(e)} = \begin{bmatrix} a_{11}^{(e)} & a_{12}^{(e)} & a_{13}^{(e)} & a_{14}^{(e)} & a_{15}^{(e)} & a_{16}^{(e)} \\ a_{21}^{(e)} & a_{22}^{(e)} & a_{23}^{(e)} & a_{24}^{(e)} & a_{25}^{(e)} & a_{26}^{(e)} \\ a_{31}^{(e)} & a_{32}^{(e)} & a_{33}^{(e)} & a_{34}^{(e)} & a_{35}^{(e)} & a_{36}^{(e)} \\ a_{41}^{(e)} & a_{42}^{(e)} & a_{43}^{(e)} & a_{44}^{(e)} & a_{45}^{(e)} & a_{46}^{(e)} \\ a_{51}^{(e)} & a_{52}^{(e)} & a_{53}^{(e)} & a_{54}^{(e)} & a_{55}^{(e)} & a_{56}^{(e)} \\ a_{61}^{(e)} & a_{62}^{(e)} & a_{63}^{(e)} & a_{64}^{(e)} & a_{65}^{(e)} & a_{66}^{(e)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{11}^{(e)} & \mathbf{K}_{12}^{(e)} \\ \mathbf{K}_{21}^{(e)} & \mathbf{K}_{22}^{(e)} \end{bmatrix} \quad (86)$$

Diese Nomenklatur ist notwendig um die entsprechenden Untermatrizen der jeweiligen Elemente in der Gesamtsteifigkeitsmatrix unterscheiden zu können. Um diese Zuordnung besser zu veranschaulichen ist in Abbildung 4-10 ein Beispiel angeführt. Hierbei handelt es sich um einen T-förmigen Bauteil mit drei Elementen und 4 Knoten. Neben der globalen Knotennummerierung (ohne Index) sind auch die lokalen Knotennummern angegeben, wobei der obere Index analog zu Gl. (86) das jeweilige Element bezeichnet. In dieser Abbildung bezeichnen  $E_1$  bis  $E_3$  die Elemente 1 bis 3.

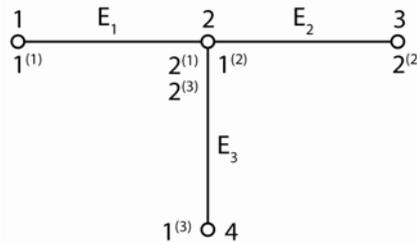


Abbildung 4-10: FE-Beispiel

Die Elementsteifigkeitsmatrizen ergeben sich zu:

$$\mathbf{K}^{(1)} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{11}^{(1)} & \mathbf{K}_{12}^{(1)} \\ \mathbf{K}_{21}^{(1)} & \mathbf{K}_{22}^{(1)} \end{bmatrix} \quad \mathbf{K}^{(2)} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{11}^{(2)} & \mathbf{K}_{12}^{(2)} \\ \mathbf{K}_{21}^{(2)} & \mathbf{K}_{22}^{(2)} \end{bmatrix} \quad \mathbf{K}^{(3)} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{11}^{(3)} & \mathbf{K}_{12}^{(3)} \\ \mathbf{K}_{21}^{(3)} & \mathbf{K}_{22}^{(3)} \end{bmatrix}. \quad (87)$$

Die allgemeine Form der Gesamtsteifigkeitsmatrix bezieht sich auf die globale Knotennummerierung und lautet für dieses Modell

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{11} & \mathbf{K}_{12} & \mathbf{K}_{13} & \mathbf{K}_{14} \\ \mathbf{K}_{21} & \mathbf{K}_{22} & \mathbf{K}_{23} & \mathbf{K}_{24} \\ \mathbf{K}_{31} & \mathbf{K}_{32} & \mathbf{K}_{33} & \mathbf{K}_{34} \\ \mathbf{K}_{41} & \mathbf{K}_{42} & \mathbf{K}_{43} & \mathbf{K}_{44} \end{bmatrix}. \quad (88)$$

Nun werden die Elementsteifigkeitsmatrizen von Gl. (87) innerhalb der Gesamtsteifigkeitsmatrix Gl. (88) so angeordnet, dass sich die Elementsteifigkeitsmatrizen gemäß der globalen Knotennummerierung an den gemeinsamen Knoten überdecken. Hier ist ersichtlich, dass der globale Knoten 2 für das erste und dritte Element den lokalen Knoten 2 und für das zweite Element den lokale Knoten 1 repräsentiert,

$$K = \begin{bmatrix} K_{11}^{(1)} & K_{12}^{(1)} & 0 & 0 \\ K_{21}^{(1)} & K_{22}^{(1)} + K_{11}^{(2)} + K_{22}^{(3)} & K_{12}^{(2)} & K_{21}^{(3)} \\ 0 & K_{21}^{(2)} & K_{22}^{(2)} & 0 \\ 0 & K_{12}^{(3)} & 0 & K_{11}^{(3)} \end{bmatrix}. \quad (89)$$

Im Grunde basiert die Erstellung dieser Matrix auf der sogenannten Koinzidenztabelle der lokalen und globalen Freiheitsgrade die beispielsweise in [26] beschrieben wird.

#### 4.1.4 Anbringen von Randbedingungen

Nach der Erstellung der Gesamtsteifigkeitsmatrix ist es nötig Randbedingungen zu definieren, um die Gleichung gemäß dem Kraft-Verschiebungsgesetz Gl. (24) einer Lösung zuführen zu können.

Hierzu empfiehlt [26] folgende Methodik:

- Unbekannte Verschiebungen in einem Vektor  $\mathbf{u}_a$  und bekannte Verschiebungen in einem Vektor  $\mathbf{u}_b$  zusammenfassen.
- Bekannte Lasten in einem Vektor  $\mathbf{F}_a$  und unbekannte Lasten in einem Vektor  $\mathbf{F}_b$  zusammenfassen.
- Man beachte dass Index  $a$  unbekannte Verschiebungen bei bekannten Lasten und Index  $b$  bekannte Verschiebungen bei unbekanntem Lasten bezeichnet.

Führt man diese Klasseneinteilung durch ergibt sich aus dem Kraft-Verschiebungszusammenhang

$$\begin{bmatrix} \mathbf{F}_a \\ \mathbf{F}_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{aa} & K_{ab} \\ K_{ab}^T & K_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}_a \\ \mathbf{u}_b \end{bmatrix}. \quad (90)$$

Durch Multiplikation erhält man

$$\mathbf{F}_a = K_{aa} \cdot \mathbf{u}_a + K_{ab} \cdot \mathbf{u}_b \quad (91)$$

und

$$\mathbf{F}_b = K_{ab}^T \cdot \mathbf{u}_a + K_{bb} \cdot \mathbf{u}_b. \quad (92)$$

Formt man die erhaltene Gleichung (91) nach  $\mathbf{u}_a$  um erhält man

$$\mathbf{u}_a = (K_{aa})^{-1}(\mathbf{F}_a - K_{ab} \cdot \mathbf{u}_b). \quad (93)$$

Bei einer festen Einspannung tritt beispielsweise der Spezialfall ein, dass keinerlei Verschiebungen oder Verdrehungen auftreten,

$$\mathbf{u}_b = \mathbf{0}. \quad (94)$$

Daher reduziert sich (93) zu

$$\mathbf{u}_a = (K_{aa})^{-1} \mathbf{F}_a. \quad (95)$$


---

Für die Ermittlung der unbekanntten Kräfte werden (94) und (95) in (92) eingesetzt, sodass daraus

$$\mathbf{F}_b = \mathbf{K}_{ab}^T \cdot \mathbf{u}_a \quad (96)$$

resultiert.

Sind die Verschiebungen  $u$  bzw.  $v$  sowie die Verdrehungen  $\varphi$  des Systems bekannt so kann der Verformungsvektor  $\mathbf{u}$  definiert und daraus die Energieaufnahme des Systems nach [22] berechnet werden,

$$E = \frac{1}{2} [\mathbf{u}]^T [\mathbf{K}] [\mathbf{u}]. \quad (97)$$

## 4.2 Plastizität

Die Plastifizierung kennzeichnet sich durch eine plötzlich auftretende überproportionale Dehnung bei gleichem Kraftniveau (z.B.: Einschnüren bei Zugprobe), welche jedoch irreversibel ist, sodass beim Wegfall der Belastung der Bauteil seine ursprüngliche Form nicht mehr erreicht. Im Falle des Crashsystems werden zähe Materialien den spröden vorgezogen, da während dem Fließen weitere Energie des Systems vom Bauteil absorbiert wird. Bei spröden Werkstoffen hingegen ist die Energieaufnahme relativ gering und nach dem Bruch nicht mehr vorhanden. Abbildung 4-11 zeigt links das Spannungs-Dehnungsdiagramm eines spröden Werkstoffes bei dem die Bruchspannung  $\sigma_B$  knapp nach dem Verlassen der linear-elastischen Kennlinie auftritt. Rechts zeigt die Abbildung die Kennlinie eines zähen Werkstoffes mit ausgeprägter Fließgrenze. Nach Erreichen der Streckgrenze  $R_e$  beginnt der Werkstoff sich bei annähernd gleich bleibender Spannung plastisch zu verformen. Wird die Spannung weiter gesteigert, kommt es zu einem Spannungsmaximum  $R_M$  (Zugfestigkeit) und anschließend zum Bruch des Bauteiles.

Legt man durch den Punkt der den Bruch symbolisiert eine Parallele zur Geraden des elastischen Anstiegs (Hookesche Gerade), so lässt sich die Dehnung in zwei Bereiche teilen. Links von der parallel verschobenen Linie ist der Bereich der plastischen und rechts jener der elastischen Dehnung. Die Flächen unterhalb der Kurve entsprechen der aufgenommenen Energie je indefinitem Volumenelement.

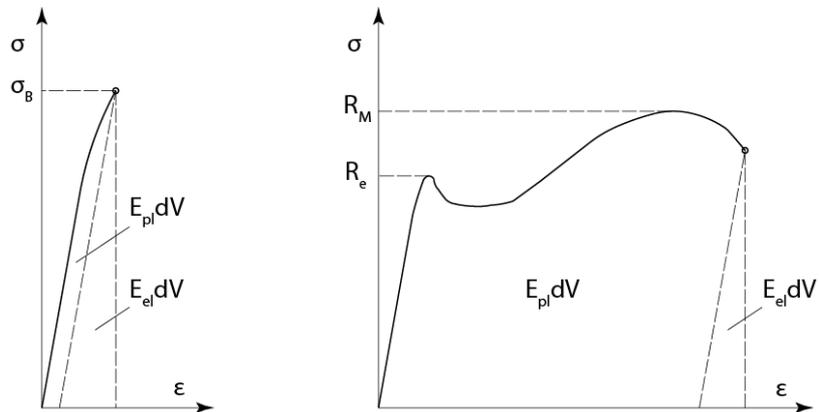


Abbildung 4-11: Spannungs-Dehnungsdiagramm sprödes vs. zähes Material

Da es im Crashfall zu einer Plastifizierung der Komponenten kommt (sogar gewollt) ist es notwendig Plastizität innerhalb dieses Berechnungsmodells abzubilden. Handelt es sich bei den verwendeten Materialien um zähe Werkstoffe, wie dies bei den Bauteilen des Crashsystems oftmals der Fall ist, so lässt sich die Plastifizierung gut mit einem elastisch-idealplastischen Materialmodell abbilden. Dieses kennzeichnet sich dadurch, dass ab dem Zustand der eintretenden Plastifizierung die Kennlinie innerhalb des Spannungs-Dehnungsdiagrammes horizontal verläuft, während der elastische Teil weiterhin anhand der Hooke'schen Geraden Berücksichtigung findet, Abbildung 4-12.

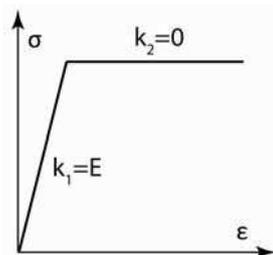


Abbildung 4-12: Elastisch-idealplastisches Materialverhalten

Im Falle eines Zug- bzw. Druckstabes ist dieses Verhalten aufgrund der homogenen Spannungsverteilung programmtechnisch einfach umzusetzen, während es beim Vorliegen einer Biegebeanspruchung deutlich komplizierter ist, da hierbei plastifizierende Randbereiche gemeinsam mit elastischen Bereichen in der Nähe der neutralen Faser gleichzeitig auftreten. Wenn die Randbereiche plastifizieren können diese nicht die Spannung aufnehmen die notwendig wäre um diesen Gleichgewichtszustand zu halten. Daher wird den inneren Bereichen mehr Spannung aufgelastet, was wiederum zu einer Plastifizierung der inneren Fasern führt, bis schlussendlich vollständige Plastifizierung eintritt und der Werkstoff keine weitere Spannung aufnehmen kann. Dieser Vorgang ist in Abbildung 4-13 für einen Rechteckquerschnitt skizziert. Auf diese Iteration wird später beim Berechnungsmodell verzichtet indem beim Erreichen der sogenannten Fließspannung in der Randfaser der gesamte Querschnitt plastifizierend geschaltet wird (Abbildung 4-13 rechts).

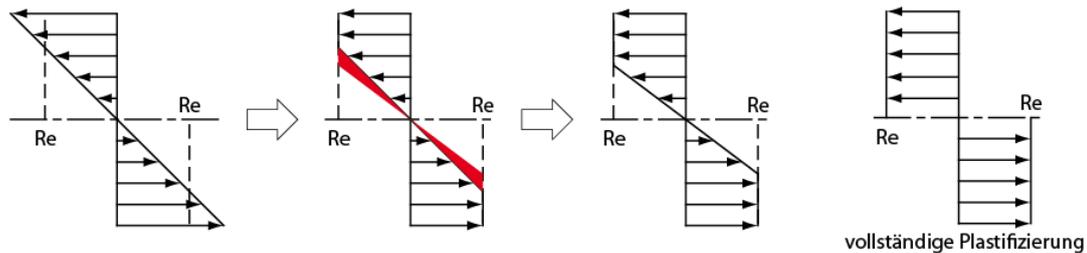


Abbildung 4-13: Biegespannungsverteilung während Plastifizierung

### 4.3 Crashabsorber

Eine wesentliche Bedeutung kommt im Falle eines Frontalzusammenstoßes den Crashboxen zu. Diese stauchen sich aufgrund der eigens dafür entwickelten Geometrie (Bohrungen, Sicken, konischer Verlauf und dgl.), durch gezielt beeinflusste Faltung bei ungefähr gleich bleibendem Kraftniveau, bis die entsprechende Energie absorbiert ist. Sehr häufig kann die exakte Geometrie jedoch nur mit Hilfe von Komponententests entwickelt werden, da hier viele Kenngrößen wie beispielsweise Schweißstellen, Stahlqualität, Walzrichtung oder Wärmebehandlung entscheidende Rollen spielen. Während eines High Speed Crashes liegt die Aufgabe der Crashboxen in Kombination mit den Motorlängsträgern auf der Senkung der Beschleunigungsspitzen für die Insassen um das Verletzungsrisiko bzw. den Verletzungsgrad zu reduzieren. Im Falle eines Low Speed Crashes hingegen sollen Crashboxen, die bei geringem Kraftniveau kollabieren, dahinterliegende Bauteile wie beispielsweise den Motorlängsträger schützen.

Laut *M. Kröger* [27] sind bei Fahrzeugen Crashboxen mit verschiedenen Deformationsvarianten im Einsatz. Am Häufigsten werden jene verwendet, welche sich bei Überschreitung einer maximalen Druckkraft zusammenfallen. Des Weiteren sind Crashboxen mit freier bzw. erzwungener Inversion im Einsatz. Bei diesen Varianten wird das Profil während der Deformation übergestülpt und dabei Energie absorbiert. Bei freier Inversion stellt sich ein Biegeradius ein, der dem geringsten Energieniveau entspricht während bei erzwungener Inversion dieser Radius vorgegeben wird. In manchen Fällen bedient man sich bei der Energieabsorption der Verjüngung, indem ein Profil durch einen kleineren Querschnitt gepresst wird. Auch Aufweitung wird eingesetzt wobei hier das Hohlprofil über einen größeren Querschnitt geschoben wird. Durch die Aufweitung des Materials wird wiederum entsprechend Energie abgebaut. Auch die Kombination von Stauchung und Längung sei an dieser Stelle erwähnt, vgl. [27].

Bei allen bisher genannten Varianten ist besonderes Augenmerk auf die Materialwahl zu legen, da bei Rissbildung deutlich weniger Energie absorbiert werden kann. Speziell bei jenen Varianten bei denen Komponenten auch auf Zug beansprucht werden, ist dies besonders kritisch. Hierzu zählen die freie Inversion und die Längung. Abbildung 4-14 zeigt die beschriebenen Deformationsvarianten von Crashabsorbern nach [27].

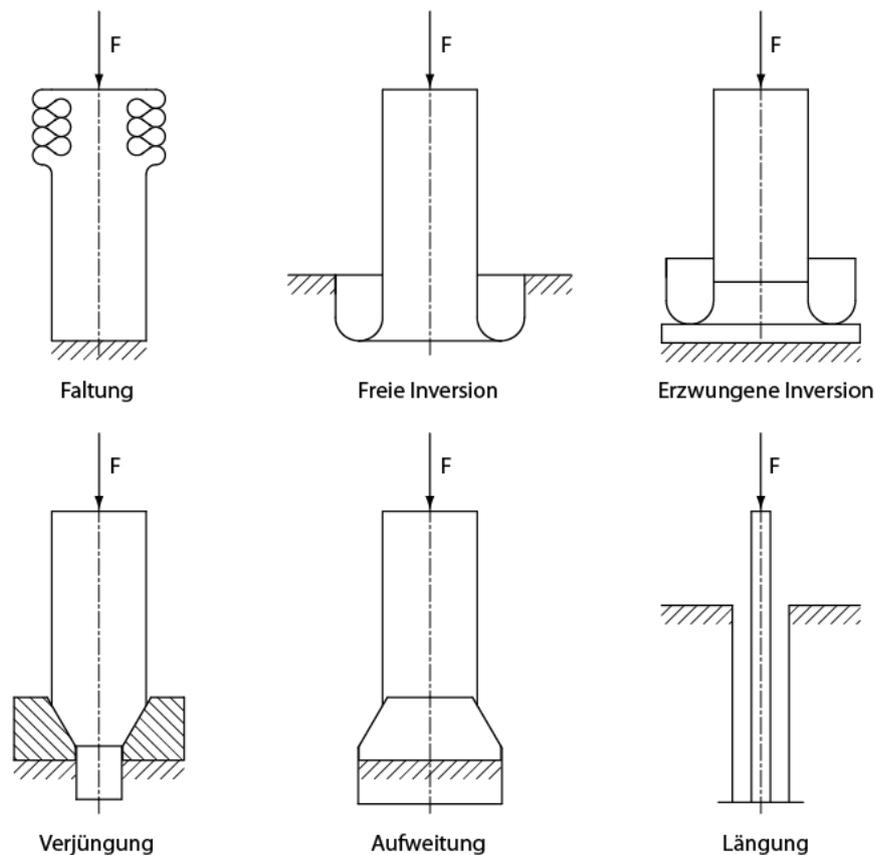


Abbildung 4-14: Deformationsarten irreversibler Crashabsorber, vgl. [27]

Teilweise sind auch hydraulische Pralldämpfer als Crashabsorber im Einsatz. Diese bieten den Vorteil, dass sie bis zu einem bestimmten Geschwindigkeitsniveau unbeschädigt bleiben, vgl. [28]. Reversibel arbeitende Pralldämpfer dissipieren die Energie indem innerhalb von Gasen bzw. Flüssigkeiten laminare und turbulente Strömungsverluste auftreten oder durch die innere Reibung von Gummibauteilen (Elastomere), vgl. [27].

Aufgrund der Tatsache, dass das Prinzip der Faltung am weitesten verbreitet ist, wird dieses nachfolgend näher ausgeführt.

#### 4.3.1 **Faltverhalten von Crashboxen**

*N. Jones* hat sich intensiv mit dem Kaltverhalten von dünnwandigen Profilen auseinandergesetzt. Abbildung 4-15 nach *N. Jones* in [29] zeigt ein quadratisches Hohlprofil vor und nach dem Stauchvorgang.

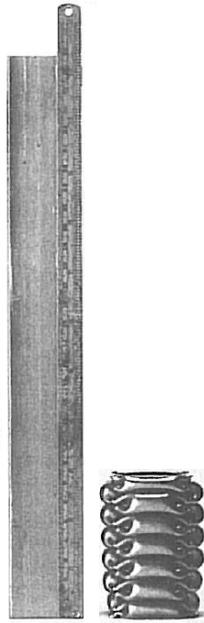


Abbildung 4-15: Stauchung eines dünnwandigen Hohlprofils, N. Jones in [29]

M. Kröger hat im Rahmen seiner Dissertation [27] unter anderem die Faltung von Crashabsorbern untersucht und spricht von verschiedenen Faltungsmustern die sich einstellen können wie beispielsweise symmetrische, zweieckige oder dreieckige Faltung. Jedoch kann selbst bei identem Versuchsaufbau die Faltung variieren bzw. sich während des Versuchs ändern, vgl. [27].

Er spricht bei diesem Faltvorgang von einer vorhandenen Triggerkraft die erreicht werden muss, um den Faltvorgang auszulösen. Danach pendelt die erforderliche Kraft in etwa um ein konstantes Niveau bis das Stahlrohr entsprechend Abbildung 4-15 zusammengestaucht ist. Die erforderliche Triggerkraft  $F_{Trigger}$  beschreibt [27] unter der Annahme, dass sich die Fließspannung  $\sigma_{pm}$  über den gesamten Querschnitt erstrecken muss mit (98), wobei  $D_{m0}$  für den mittleren Durchmesser vor Verformungsbeginn sowie  $t$  für die Wandstärke ebenfalls vor Verformungsbeginn stehen.

$$F_{Trigger} = \pi \sigma_{pm} D_{m0} t \quad (98)$$

Es ist ersichtlich, dass diese Triggerkraft sich lediglich aus der Fließspannung und der Querschnittsfläche eines dünnwandigen Kreisprofilrohres ergibt. Um diese Triggerkraft innerhalb des Berechnungsmodells auch für rechteckige Querschnitte (Crashbox) anwenden zu können, liegt es daher nahe einzig die Fließspannung in das Berechnungsmodell zu implementieren und mit Hilfe der Querschnittsfläche der rechteckigen Crashboxen die entsprechende Triggerkraft zu ermitteln.

Im Verhältnis zur Triggerkraft ist die während der Faltung auftretende mittlere Kraft wesentlich geringer und kann entsprechend der von W. Abramowicz behandelten *Macro Element Method* in [29] für Rechteckquerschnitte gemäß Gl. (99) definiert werden. Die

---

Parameter  $c$  und  $M_y$  werden in Gl. (100) definiert. Hierbei beschreiben  $a$  und  $b$  die Längen der Seiten des Rechteckquerschnittes,  $t$  die Stärke des Bleches und  $p_m$  die mittlere Kraft während der Faltung.

$$\frac{p_m}{M_y} = 52,2 \sqrt[3]{\frac{c}{t}} \quad (99)$$

Es gilt:

$$c = a + b; M_y = \sigma_{pm} \frac{t^2}{4} \quad (100)$$

Legt man die Formel der Triggerkraft für zylindrische Hohlprofile gemäß Gl. (98) nach [27] auf rechteckige um, und verwendet dabei die Notation nach Abramowicz, so erhält man Gl. (101).

$$F_{Trigger} = 2 \cdot c \cdot t \cdot \sigma_{pm} \quad (101)$$

Eine Gegenüberstellung der beiden Gleichungen (99) und (101) zeigt, dass die Triggerkraft meist größer ist als die Durchschnittskraft während der Faltung. Dies wird nachfolgend mit der Ungleichung (102) untersucht.

$$\sigma_{pm} \frac{t^2}{4} 52,2 \sqrt[3]{\frac{c}{t}} < 2 \cdot c \cdot t \cdot \sigma_{pm} \quad (102)$$

Nach einigen Vereinfachungen erhält man

$$16,67 \cdot t < c. \quad (103)$$

Das bedeutet, wählt man beispielsweise eine Wandstärke von 2 mm und die Seitenlängen des Rechtecks  $a$  und  $b$  mit jeweils 16 mm, so ist die Ungleichung nicht mehr erfüllt. Der Mindestumfang  $U_{min}$  (104) des Rechtecks der eingehalten werden muss um die Formel anwenden zu können beträgt daher

$$U_{min} = 33,34 \cdot t. \quad (104)$$

Diese Dimensionsbereiche sind jedoch außerhalb des Gültigkeitsbereiches der verwendeten Formeln, da diese stets für dünnwandige Hohlprofile gelten und somit die Bedingungen

$$t \ll a \cap t \ll b \quad (105)$$

erfüllt sein müssen.

Typische Crashboxdimensionen liegen jedoch deutlich über diesem Grenzwert, sodass angenommen werden kann, dass die Triggerkraft stets deutlich größer als die Durchschnittskraft ist. Ein typischer Kraftverlauf eines solchen Stauchvorganges ist in Abbildung 4-16 dargestellt.

---

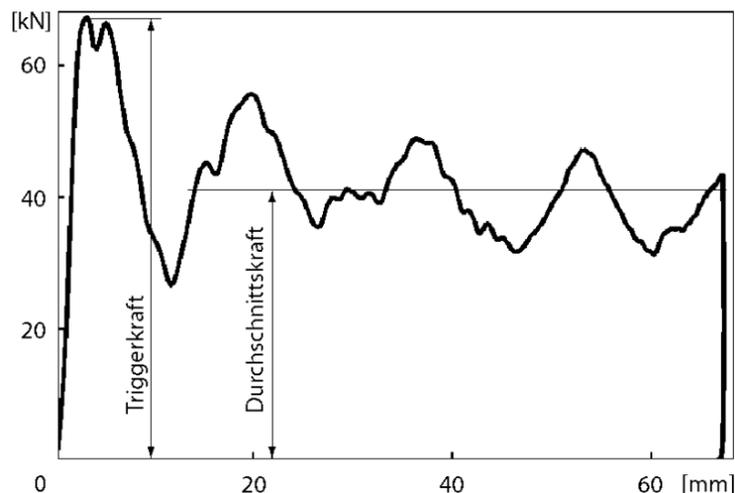


Abbildung 4-16: Kraftverlauf während Crashboxfaltung, vgl. [27]

Für die Energieaufnahme der Crashbox hat die Durchschnittskraft bei großen Verformungen eine wesentlich bedeutendere Rolle als die Triggerkraft, da die Durchschnittskraft über weite Bereiche annähernd auf diesem Niveau bleibt und sich aus diesem Wert die absorbierte Energie ergibt, während die Triggerkraft wie in Abbildung 4-16 ersichtlich, lediglich einen kurzen Peak darstellt und auf die Gesamtenergie nur geringen Einfluss hat. Daher wird später beim Berechnungsmodell bei großen Crashboxdeformationen (RCAR Structural) auf die Implementierung der Triggerkraft verzichtet und stattdessen die Durchschnittskraft angewandt.

## 5 Modellbildung

Die Modellbildung beschreibt den Aufbau des Berechnungsmodells. Hierfür werden Submodelle miteinander kombiniert und entsprechend adaptiert um das Crashsystem eines Fahrzeuges abbilden zu können. Die Grundlagen dieser Subsysteme wie beispielsweise die Finite Elemente Methode oder die Faltung von Crashboxen sind im Kapitel 4 Theorie näher beschrieben und werden hier für die Modellbildung des Berechnungsmodells angewandt. Zunächst müssen Annahmen getroffen werden, um die Deformation eines realen Crashsystems durch ein vereinfachtes Modell abzubilden.

### 5.1 Annahmen

Während der Vorauslegung von Crashsystemen wird primär mit vereinfachten Geometrien gearbeitet, da diese Darstellung für erste Packaging-Untersuchungen völlig ausreichend ist.

#### 5.1.1 Zweidimensionale Elemente statt räumlicher Diskretisierung

Da es sich während der frühen Entwicklungsphase um Konzeptgeometrien handelt, ist es sinnvoll, auf die räumliche Diskretisierung des Volumenmodells wie es beispielsweise bei der Anwendung von kommerziellen FE-Programmen häufig gemacht wird zu verzichten und

stattdessen mit konstanten Werten für Flächenträgheitsmomente und Widerstandsmomente zu rechnen. Des Weiteren sind während der Konzeptphase noch keine exakten Geometrien verfügbar. Daher ist es in der frühen Phase der Entwicklung zielführend, die Komplexität der Modelle dem Umfang des verfügbaren Datenstandes anzugleichen.

### 5.1.2 Schwerpunktlage des Fahrzeuges

Es wird angenommen, dass sich der Fahrzeugschwerpunkt (Ursprung des aufbaufesten Koordinatensystems) auf Höhe des Kontaktes mit der Barriere befindet, sodass Nickbewegungen des Fahrzeuges (Drehung um die  $y$ -Achse) in Folge des Crashes vernachlässigt werden können. Diese Schwerpunktanordnung ist in Abbildung 5-1 dargestellt.

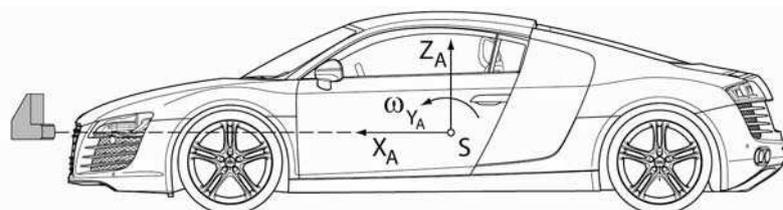


Abbildung 5-1: Annahme der Schwerpunktlage des Fahrzeuges, vgl. [16]

### 5.1.3 Deformationsverhalten des Querträgers

Effekte wie beispielsweise Rissbildung oder Querschnittsquetschung würden die Biegesteifigkeit des Querträgers enorm schwächen. Rissbildung sowie Rissfortpflanzung sind äußerst komplexe Themen, welche der Bruchmechanik zugordnet sind und deren Voraussage äußerst schwierig ist. Aus Informationen seitens des industriellen Projektpartners ist jedoch bekannt, dass Rissbildung generell vermieden werden sollte und daher im Idealfall nicht auftritt. Somit wird dieser Fall der Bauteilschwächung innerhalb der implementierten Methode nicht weiter betrachtet.

Wie bereits erwähnt kann es bei niedrigen Wandstärken der horizontal liegenden Flächen des Querträgers zum Ausbeulen oder zum Plastifizieren derer kommen, sodass die Querschnittsfläche des Trägers und in weiterer Folge das Flächenträgheitsmoment erheblich sinkt, Abbildung 5-2.

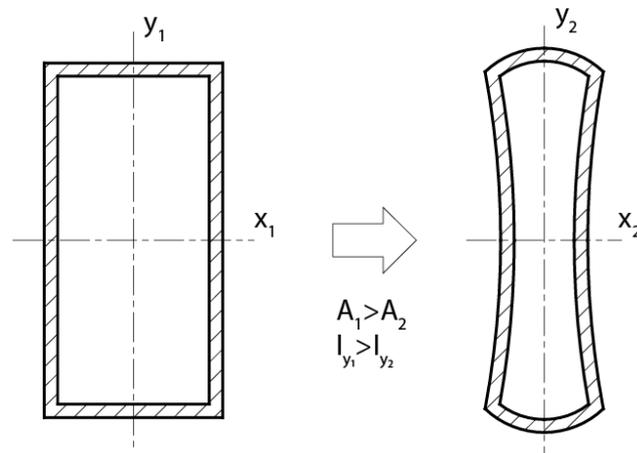


Abbildung 5-2: Mögliche Quetschung des Querträgerquerschnittes

Die Deformation wird sich aufgrund der Tatsache, dass sich der Querträger ohnehin an die Barriere anschmiegt nicht wesentlich ändern, die Energieaufnahme während dieser Verformung bei reduziertem Flächenträgheitsmoment ist jedoch eine geringere. Um die Komplexität und somit die Rechenzeit niedrig zu halten wird die mögliche Querschnittsquetschung bei diesem Berechnungsmodell nicht berücksichtigt. Diese Vereinfachung wird später mit Hilfe von LS-DYNA [30], einer kommerziellen FE-Software, evaluiert und auf Zulässigkeit überprüft.

### 5.2 Aufbau des zweidimensionalen FE-Modells

Die Grundlage der Berechnung ist die Auswahl eines geeigneten Modelles. Es sollte stets danach getrachtet werden das Ersatzmodell eines Systems so einfach wie möglich jedoch so genau wie nötig zu wählen. Dies ist notwendig um eine gute Performance des Berechnungsmodells bei dennoch ausreichender Qualität der Ergebnisse, die qualifizierte Aussagen und Bewertungen erlauben, sicher zu stellen. Unter Berücksichtigung dieser „Trade off“ Problematik zwischen Detaillierungsgrad und Komplexität wird ein zweidimensionales FE-Modell gewählt, welches das gesamte Crashsystem abstrahiert.

Das nachfolgende Bild (Abbildung 5-3) zeigt die Draufsicht eines im Fahrzeug-front-end verbauten Crashsystems. Diese Ansicht gilt als Referenz für die folgenden Abbildungen des abstrahierten Crashsystems. Als Orientierungshilfe ist das fahrzeugfeste Koordinatensystem in Vorderachsmittle eingezeichnet wobei die  $x_{VA}$ -Koordinate in Fahrtrichtung weist, und  $y_{VA}$  in Richtung des linken Vorderrades.

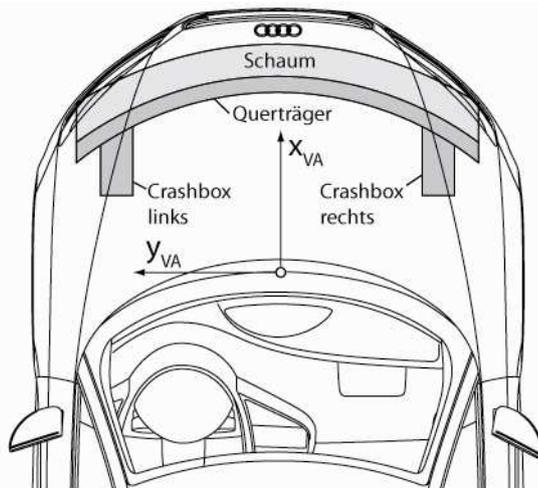


Abbildung 5-3: Position des Vorderwagen-Crashsystems, vgl. [16]

Bildet man das gesamte Crashsystem bestehend aus dem Querträger und den beiden Crashboxen mit Hilfe eines zweidimensionalen FE-Modells ab, gelingt es durch die in Kapitel 4.1.2 beschriebene Transformation der dafür notwendigen Balkenelemente den realen Querträgerverlauf in das Modell zu übernehmen.

### 5.2.1 Prinzipieller Aufbau

Das komplette Crashsystem wird mit demselben Elementtyp, dem in Kapitel 4.1.1.3 beschriebenen zweidimensionalen Balkenelement, modelliert, Abbildung 5-4. Jedem Element können andere Eigenschaften zugewiesen werden. Somit ist es möglich, den Querträgerelementen eine andere Querschnittsfläche  $A$ , E-Modul  $E$  oder Flächenträgheitsmoment  $I$  zuzuweisen als den Crashboxelementen.

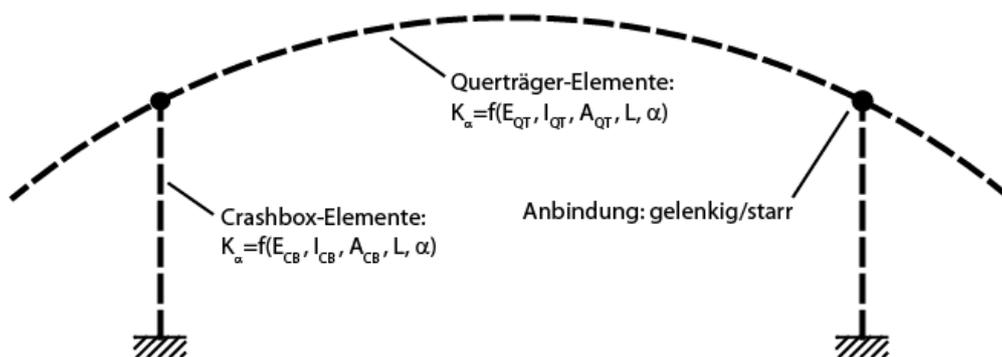


Abbildung 5-4: Diskretisiertes Crashsystem

Einer der Vorteile der FE-Methode besteht darin, dass sämtliche Elementsteifigkeitsmatrizen zu einer globalen Steifigkeitsmatrix zusammengefasst werden können und somit ein vollständiges Modell für das gesamte Crashsystem vorliegt. Dabei wird automatisch von einer festen Verbindung zwischen Crashbox und Querträger ausgegangen, die jedoch bei Bedarf gelenkig geschaltet werden kann. Dies ist notwendig

wenn die Crashbox mit dem Querträger nicht verschweißt sondern über einen Bolzen verbunden ist. Dieser stellt in diesem Punkt ein Gelenk dar und muss somit bei der Modellbildung berücksichtigt werden.

Um den prinzipiellen Aufbau der globalen Steifigkeitsmatrix für dieses Modell zu veranschaulichen wird das Crashsystem anhand weniger Knoten diskretisiert. Im folgenden Beispiel (Abbildung 5-5) werden 17 Knoten gewählt wobei 1 bis 11 dem Querträger, 12 bis 14 der linken Crashbox und 15 bis 17 der rechten Crashbox zugeordnet sind. Die Crashboxen sind mit dem Querträger über jene Elemente verbunden, welche die globalen Knotennummern 14 und 3 bzw. 17 und 9 beinhalten. Das tatsächlich implementierte Modell ist wesentlich feiner aufgelöst und besteht je nach Diskretisierungsabstand und Crashsystemdimensionen aus mehreren hundert Knoten.

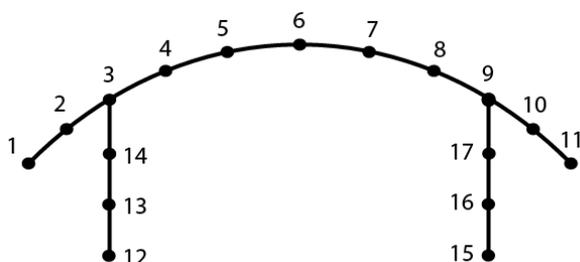


Abbildung 5-5: Diskretisiertes Crashsystem mit 17 Knoten

Zu Beginn wird wie in Kapitel 4.1.3 beschrieben und in Abbildung 5-6 ersichtlich die lokale Knotennummerierung in die globale Knotennummerierung übergeführt. Zur besseren Unterscheidung ist in der genannten Abbildung die lokale Knotennummer kursiv und unterstrichen dargestellt. Ebenfalls eingetragen sind die fortlaufenden Elementnummern  $E_i$ .

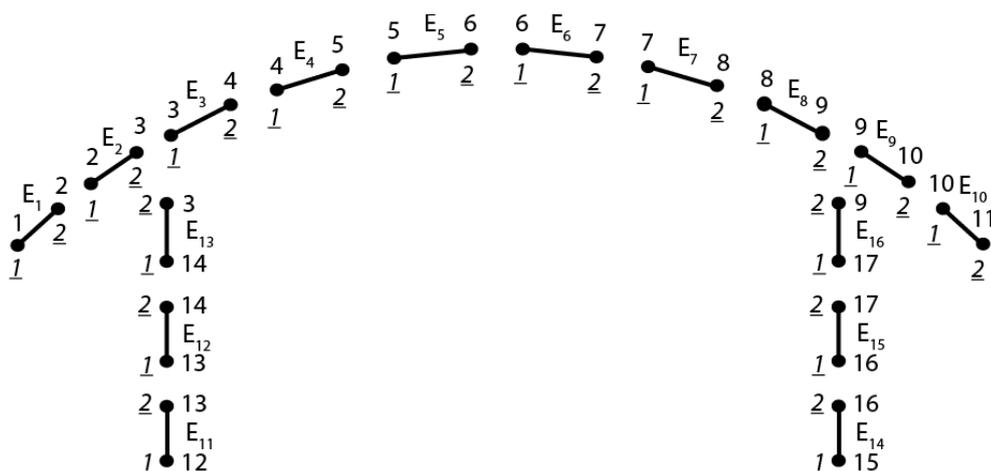


Abbildung 5-6: Lokale und globale Knotennummerierung

Der Aufbau der globalen Steifigkeitsmatrix erfolgt analog der innerhalb des Theorieteils im Kapitel 4.1.3 beschriebenen Vorgehensweise. Hierzu werden wiederum die

Elementsteifigkeitsmatrizen auf vier Untermatrizen aufgeteilt um die Zuordnung innerhalb der Gesamtsteifigkeitsmatrix übersichtlicher zu gestalten. In Abbildung 5-6 ist ersichtlich, dass lediglich das erste Element übereinstimmende lokale und globale Knotennummern aufweist und somit in der globalen Steifigkeitsmatrix (106), links oben Platz findet. Alle weiteren Elementsteifigkeitsmatrizen werden an die entsprechende Stelle verschoben. Da der Knoten mit der globalen Knotennummer 2 zwei Elemente miteinander verbindet, werden diesem Knoten sowohl die Steifigkeiten des zweiten lokalen Knotens des ersten Elementes als auch jene des ersten lokalen Knotens des zweiten Elementes zugewiesen. Der Knoten 3 verbindet den Querträger mit der Crashbox und stellt somit den Kreuzungspunkt der Elemente 2, 3 und 13 dar. Für die Elemente 2 und 13 ist dies der zweite Knoten ihres lokalen Koordinatensystems, während diese Stelle für das dritte Element den ersten Knoten des lokalen Koordinatensystems darstellt.

Die mathematische Formulierung kann in Anlehnung an [26] für das gezeigte Beispiel auch wie folgt formuliert werden:

$$\mathbf{K}_{ges} = \begin{bmatrix}
 \mathbf{K}_{11}^{(1)} & \mathbf{K}_{12}^{(1)} & 0 & \dots & 0 \\
 \mathbf{K}_{21}^{(1)} & \mathbf{K}_{22}^{(1)} + \mathbf{K}_{11}^{(2)} & \mathbf{K}_{12}^{(2)} & \dots & 0 \\
 0 & \mathbf{K}_{21}^{(2)} & \mathbf{K}_{22}^{(2)} + \mathbf{K}_{11}^{(3)} + \mathbf{K}_{22}^{(13)} & \dots & 0 \\
 \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\
 0 & 0 & 0 & \dots & \mathbf{K}_{22}^{(15)} + \mathbf{K}_{11}^{(16)}
 \end{bmatrix} \quad (106)$$

Die Gesamtsteifigkeitsmatrix  $\mathbf{K}_{ges}$  weist wiederum die typische Bandstruktur und Symmetrie auf.

Abbildung 5-7 zeigt den prinzipiellen Aufbau der globalen Steifigkeitsmatrix als grafische Darstellung. Zur einfacheren Übersicht sind die Freiheitsgrade sämtlicher Knoten sowohl horizontal als auch vertikal am Abbildungsrand aufgetragen und sämtliche lokale Steifigkeitsmatrizen als farbige Quadrate dargestellt. Die zuvor beschriebene Addition der Steifigkeitskoeffizienten wird durch die diagonale Überlappung der unterschiedlich eingefärbten Quadrate veranschaulicht. Die rot bis gelb gefärbten Quadrate beschreiben die Querträger-Elemente. Die blau dargestellten Elemente der linken Crashbox beginnen bei Knoten 12 und überlappen mit jenen des Querträgers am gemeinsamen Knoten 3. Da der Lokale Knoten 2 dieses Elementes dem globalen Knoten 3 entspricht wird die Matrix des Crashbox-Elementes (14-3) in vier Quadranten aufgeteilt und entsprechend der Abbildung 5-7 aufgeteilt. Nun sieht man, dass Knoten 3, Steifigkeiten von 3 Elementen beinhaltet, nämlich von den angrenzenden zwei Elementen des Querträgers und jene der Crashbox. Analog wird bei der rechten Crashbox vorgegangen welche über den Knoten 9 mit dem Querträger verbunden ist. Ähnliche Schemata für die Zuordnung der jeweiligen Koeffizienten sind auch in [22] zu finden.

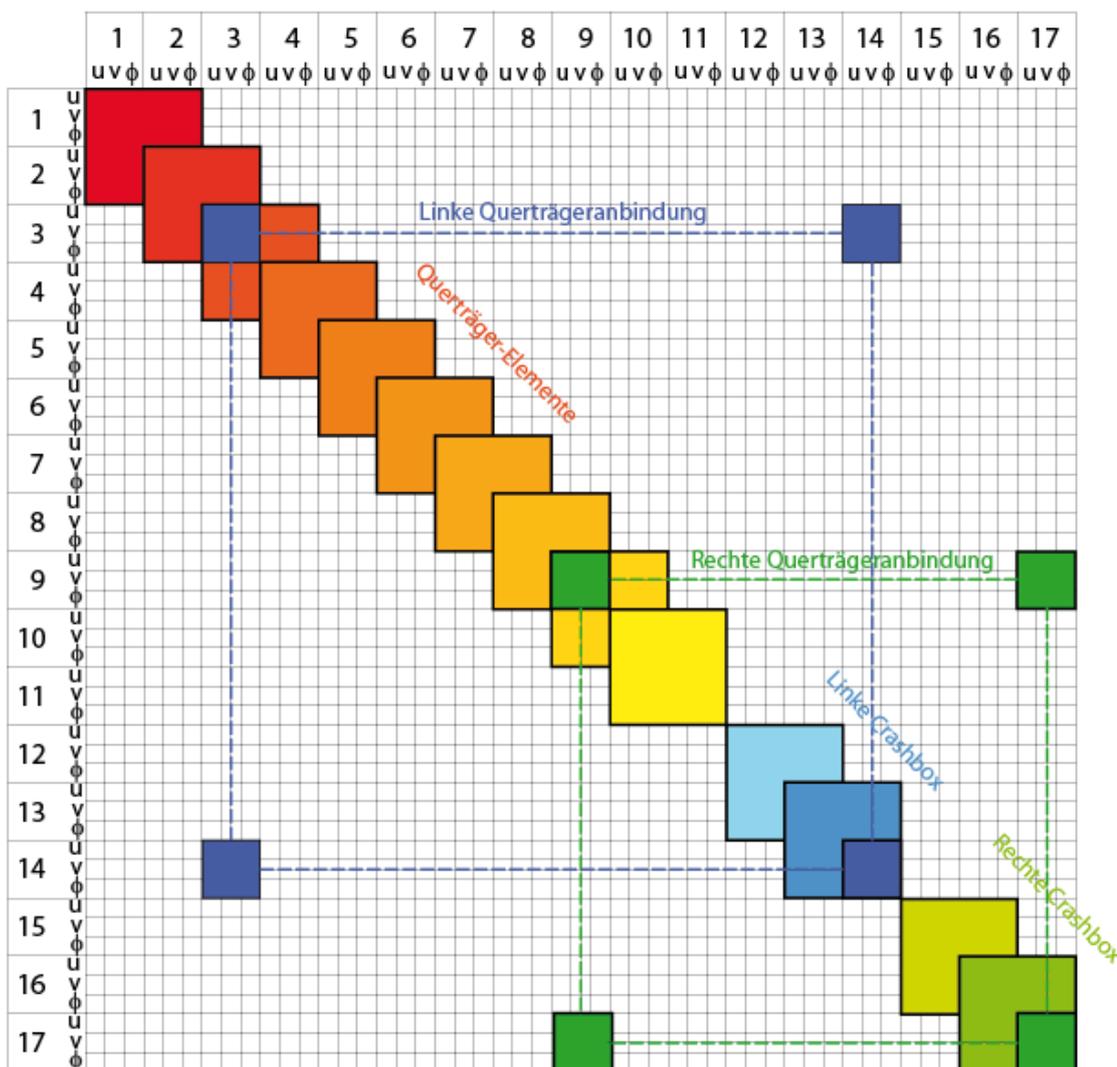


Abbildung 5-7: Systematischer Aufbau der globalen Steifigkeitsmatrix

Diese Zuordnung geschieht bei dem entwickelten Berechnungsmodell durch Vorgabe der Crashsystemdimensionen automatisch. Hierfür werden die Kreuzungspunkte der Crashboxen mit dem Querträger errechnet und die Steifigkeitsmatrix in Abhängigkeit der Elementanzahl je Komponente selbständig erstellt. Das Berechnungsmodell ist bei der Erstellung des zweidimensionalen FE-Modells auf die Zuweisung sämtlicher Koordinaten der Knoten angewiesen. Aus den Koordinaten wird automatisch die Länge der jeweiligen Elemente sowie deren Winkellage innerhalb des globalen Koordinatensystems errechnet. Die Differenz der  $x$ -Koordinaten zweier Elementknoten in Abbildung 5-8 wird als  $u$  und jene in  $y$ -Richtung als  $v$  definiert,

$$u = x_2 - x_1 ; v = y_2 - y_1. \tag{107}$$

Der Winkel des Elementes ergibt sich aufgrund des inversen Tangens des Verhältnisses dieser Variablen zueinander,

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{v}{u}. \quad (108)$$

Hierbei muss jedoch darauf Acht gegeben werden, dass nicht die Standardfunktion Arkustangens (atan) von MATLAB verwendet werden kann, um den Winkel des Elementes auszugeben, da hier eine genaue Fallunterscheidung notwendig ist. Für die Standardfunktion Arkustangens wird nämlich der erste und der dritte Quadrant bzw. der zweite und der vierte Quadrant des Einheitskreises identisch behandelt, weil die Funktion nicht unterscheiden kann ob  $u$ ,  $v$  oder beide negativ sind. Im Falle der Finiten Elemente ist es jedoch wichtig zu wissen welcher der Anfangs- (1) und welcher der Endknoten (2) des Elementes ist. In Abbildung 5-8 ist die tatsächliche Lage der Elemente mit  $\alpha$  und jene Lage die aufgrund der Standard-Arkustangens-Funktion ermittelt wird mit  $\alpha_M$  gekennzeichnet.

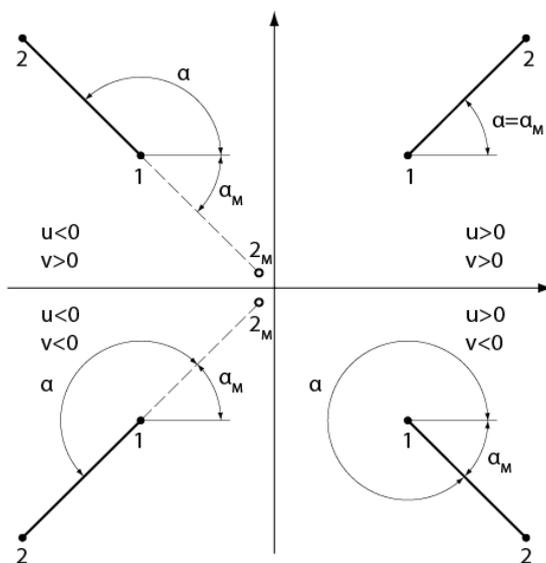


Abbildung 5-8: Fallunterscheidung bei Arkustangens-Funktion

Aufgrund der Notwendigkeit der richtigen Winkelausgabe wird eine Funktion in das Berechnungsmodell implementiert welche die Vorzeichen von  $u$  bzw.  $v$  detektiert und stets den richtigen Winkel  $\alpha$  unabhängig vom Quadranten berechnet.

### 5.2.2 Randbedingungen

Der nächste Schritt stellt das Bestimmen von Randbedingungen dar. Das Crashsystem wird mittels Flanschplatten auf die Längsträger des Fahrzeuges montiert. Diese Lagerung ähnelt gemäß Abbildung 5-4 einer festen Einspannung der beiden Crashboxen an den Knoten 12 und 15. Somit kommt es in diesen Punkten weder zu einer Verschiebung  $u$  in  $x$ -Richtung noch zu einer Verschiebung  $v$  in  $y$ -Richtung. Eine Verdrehung  $\varphi$  um die  $z$ -Achse kann bei einer festen Einspannung ebenso ausgeschlossen werden. Die dadurch entstehenden Randbedingungen

$$u_{12} = 0, v_{12} = 0 \text{ und } \varphi_{12} = 0 \quad (109)$$

$$u_{15} = 0, v_{15} = 0 \text{ und } \varphi_{15} = 0 \quad (110)$$

müssen innerhalb des FE-Modells berücksichtigt werden. Somit tritt der innerhalb des Theorieteils im Kapitel 4.1.4 beschriebene Spezialfall ein und der Untervektor  $\mathbf{u}_b$  des Verformungsvektors  $\mathbf{u}$  wird

$$\mathbf{u}_b = \mathbf{0}, \quad (111)$$

da alle bekannten Verschiebungen bzw. Verdrehungen null sind.

### 5.2.3 Dimensionen des Crashsystems

Nach vollständiger Beschreibung des Modells werden im Anschluss die Dimensionen definiert. Die Hauptmaße des Crashsystems sind in Abbildung 5-9 angegeben.

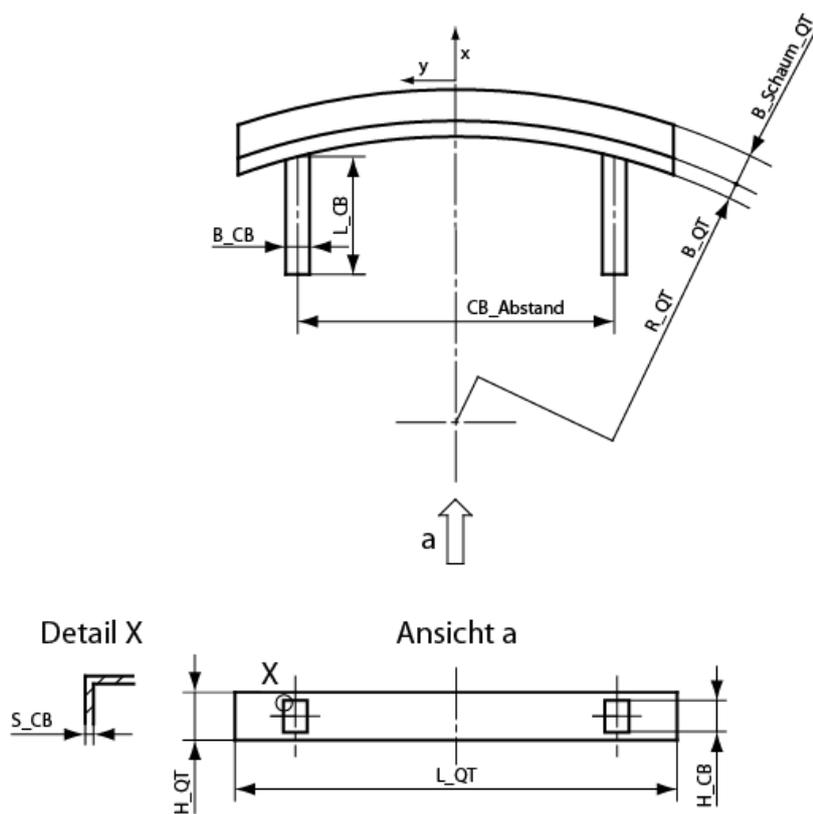


Abbildung 5-9: Hauptmaße des Crashsystems

Die Crashboxen des Crashsystems sind durch ihre Hauptmaße wie Länge ( $L_{CB}$ ), Breite ( $B_{CB}$ ), Höhe ( $H_{CB}$ ) und Wandstärke ( $S_{CB}$ ) sowie durch deren Horizontalabstand zueinander ( $CB\_Abstand$ ) eindeutig definiert. Der Querträger wird ebenfalls durch Höhe und Breite beschrieben ( $H_{QT}$  und  $B_{QT}$ ). Die vertikale Position des Querträgers ist nicht näher beschrieben, da von einer symmetrischen Lage gegenüber den Crashboxen

ausgegangen wird. Die Dicke des Querträgerschaumes findet mit dem Parameter  $B\_Schaum\_QT$  Berücksichtigung.

Hier beschränkt sich die Definition der Hauptmaße des Querträgers auf den Radius und die Breite. Die Eingabe eines Radius ist die einfachste Möglichkeit den Verlauf des Querträgers innerhalb dieses Berechnungsmodells zu definieren und für die Konzeptphase völlig ausreichend. Es ist jedoch auch eine Eingabe von Koordinatenpaaren für die Knoten der Balkenelemente möglich um eine beliebige Querträgertrajektorie zu beschreiben. Die Dimensionen des Crashsystems sind für dieses Berechnungsmodell innerhalb sinnvoller Grenzen frei wählbar. Das bedeutet, dass der Radius des Querträgers nicht kleiner sein darf als der halbe Crashboxabstand bzw. dass die Erstreckung des Querträgers in  $y$ -Richtung (Fahrzeugkoordinatensystem) mindestens dem Crashboxabstand entsprechen muss.

### 5.2.4 Querschnittsgeometrie der Komponenten

Neben den Hauptmaßen des Crashsystems sind die Querschnitte der Komponenten von wesentlicher Bedeutung, da aus diesen Werten die Eigenschaften der Elementsteifigkeitsmatrizen der Balkenelemente berechnet werden. Hierzu zählen die Querschnittsflächen sowie die Flächenträgheitsmomente.

Während bei den Crashboxen meistens rechteckige Hohlprofilquerschnitte mit einfach zu berechnenden Flächen und Flächenträgheitsmomenten auftreten, sind Querschnittsprofile von Querträgern wesentlich komplexer. Meist handelt es sich hierbei um Freiformflächen mit variabler Querschnittsgeometrie entlang der Längsachse. Dennoch kann eine Grobeinteilung in offene Profile ähnlich der Abbildung 5-10 links und geschlossene Profile gemäß der Abbildung 5-10 rechts getroffen werden. Da es sich hierbei um die Entwicklung einer Methode handelt die im Speziellen die Konzeptphase unterstützt ist eine Reduktion der Komplexität der Profile auf die genannten vereinfachten Querschnitte zulässig und sinnvoll. Die Geometrie des Querträgers ändert sich entlang der Längsachse nicht wesentlich, sodass ein konstanter Querschnittsverlauf angenommen werden kann.

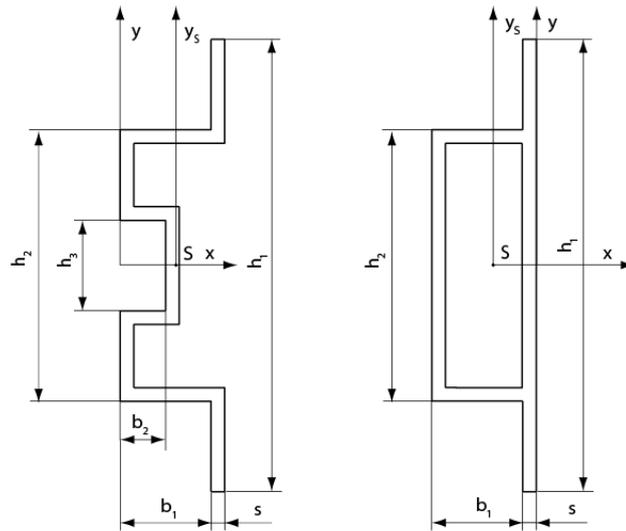


Abbildung 5-10: Implementierte Querschnittsgeometrien des Querträgers

Nach Auswahl eines entsprechenden Profils und der Eingabe der erforderlichen Parameter wird die Querschnittsfläche  $A$  sowie die Lage des Flächenschwerpunktes  $x_S$  und in weiterer Folge das Flächenträgheitsmoment  $I_y$  des Querschnittes um die  $y_S$ -Achse automatisch berechnet. Hierfür werden die Querschnitte wie in Abbildung 5-11 ersichtlich in Rechtecke unterteilt.

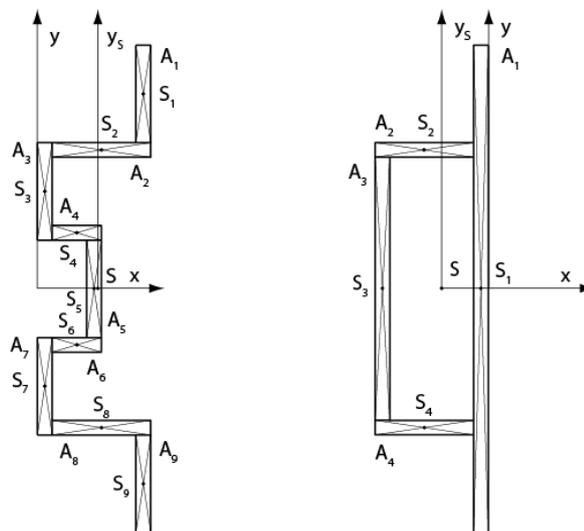


Abbildung 5-11: Zerteilung der Querschnittsgeometrien in Rechtecke

Die Fläche berechnet sich aus der Summe der Rechtecksflächen,

$$A = \sum_{i=1}^n A_i. \quad (112)$$

Für die Lage des Gesamtschwerpunktes müssen die einzelnen Schwerpunktsabstände  $x_i$  der Teilflächen  $A_i$  in  $x$ -Richtung bekannt sein, sodass (113) angewendet werden kann.

$$x_S = \frac{\sum_{i=1}^n (A_i \cdot x_i)}{\sum_{i=1}^n A_i} \quad (113)$$

Da die Querschnitte symmetrisch zur  $x$ -Achse aufgebaut sind gilt für den Gesamtschwerpunkt:

$$y_S = 0. \quad (114)$$

Ist der Gesamtschwerpunkt bekannt, können die Schwerpunktsabstände der Teilflächen bezogen auf das Schwerachsensystem ( $x_S$  bzw.  $y_S$ ) berechnet werden,

$$x_{S_i} = |x_i - x_S|. \quad (115)$$

Hier kennzeichnet  $x_i$  den Schwerpunktsabstand einer Teilfläche zur ursprünglichen  $y$ -Koordinate, während  $x_{S_i}$  den Schwerpunktsabstand zur neuen  $y_S$ -Koordinate welche um  $x_S$  verschoben ist definiert.

Das Flächenträgheitsmoment  $I_y$  um die  $y$ -Achse wird allgemein durch

$$I_y = \iint x^2 dx dy \quad (116)$$

beschrieben. Bei einfachen Rechteckquerschnitten kann das Flächenträgheitsmoment auch mit Gl. (117) errechnet werden, wobei  $b$  und  $h$  die Breite bzw. die Höhe der einzelnen Rechteckflächen bezeichnen.

$$I_y = \sum_i^n \left( \frac{b_i \cdot h_i^3}{12} + A_i \cdot x_i^2 \right) \quad (117)$$

### 5.2.5 Plausibilisierung des FE-Modells

Nach erfolgreicher Erstellung dieses bisher idealelastischen Modells innerhalb der numerischen Programmierumgebung MATLAB wird das selbige hinsichtlich Stabilität und Plausibilität getestet. Innerhalb weiter Bereiche sind sowohl Diskretisierungsabstand, Querträgerradius, Crashboxmittenabstand, Crashboxlänge sowie Querträgerlänge frei wählbar. Abbildung 5-12 a) zeigt ein Crashsystem mit sehr kleinem Querträgerradius, während Abbildung 5-12 b) einen beinahe gestreckten Querträger zeigt. In den Abbildung 5-12 c) und d) sind unterschiedliche Crashboxabstände erkennbar. Die Querschnittsgeometrie ist in diesen Bildern nicht ersichtlich, da es sich um ein diskretisiertes Modell handelt welches aus Balkenelementen zusammengesetzt ist. Eingabeparameter die die Breite, Höhe und Wandstärke der Crashbox sowie die Querschnittsgeometrie des Querträgers betreffen wirken sich auf die Querschnittsflächen und Widerstandsmomente der einzelnen Elemente aus und sind somit lediglich als Elementeigenschaften wiederzufinden.

---

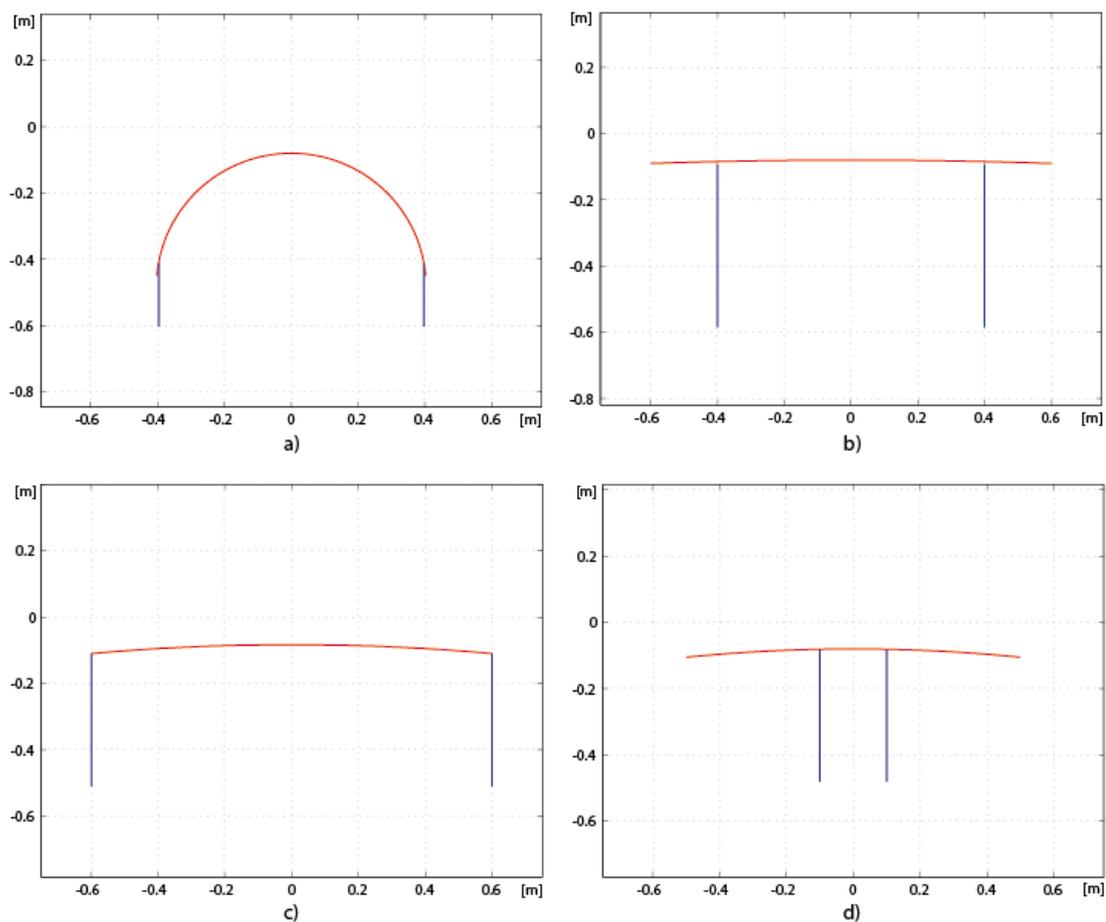


Abbildung 5-12: Extremfälle von Crashsystem-Dimensionen

Keine der oben gezeigten Varianten spiegelt die Dimensionen eines realen Crashsystems wieder, es soll lediglich die Flexibilität der Methode gezeigt werden. Die reale Querträgerkontur wird nicht einem exakten Kreisbogen folgen und kann wie bereits erwähnt mit Hilfe von Koordinatenpaaren von Trajektorienpunkten beschrieben werden. Dies wird beispielsweise bei jenem Querträger in Abbildung 5-13 angewandt bei welchem eine deutliche Abflachung im Mittelteil erkennbar ist.

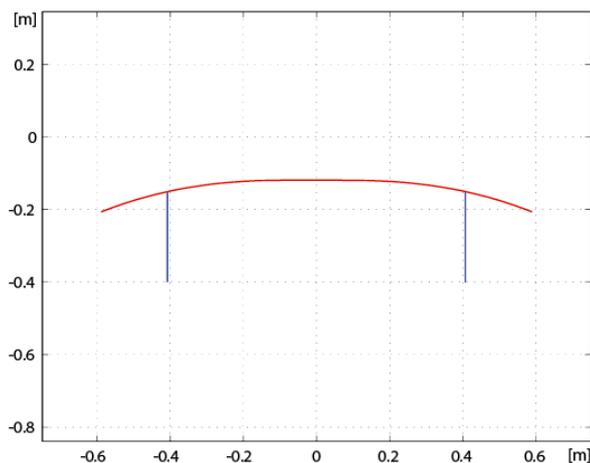


Abbildung 5-13: Querträgerkontur mit Koordinaten beschrieben

Flächenträgheitsmomente, Widerstandsmomente, Querschnittsflächen sowie Randfaserabstände werden anhand der gewählten Geometrien und der vergebenen Maße automatisch berechnet. Da von jedem diskreten Element die Steifigkeitsmatrix separat erstellt wird, wäre es auch möglich die genannten Größen einschließlich E-Modul bei jedem Element zu variieren. Wie bereits erwähnt kann auch die Verbindung Crashbox-Querträger von starr auf gelenkig umgeschaltet werden, sodass keine Momentübertragung zwischen Crashbox und Querträger eintritt und der Querträger bei gleicher Last stärker deformiert wird.

Um das Modell zu plausibilisieren werden einfache Lastfälle wie beispielsweise Einzelkräfte und konstante bzw. Streckenlasten angenommen und die Verformung mittels Handrechnung bei ebenem Querträger überprüft. Abbildung 5-14 a) zeigt einen starren Querträger mit relativ biegeweichen Crashboxen. Hier wird im mittleren Querträgerknoten eine Horizontalkraft aufgebracht welche sich auf beide Crashboxen aufteilt und diese verformt. Hierfür wird die Durchbiegung der Crashboxen gemäß einem Kragträger bei fester Einspannung berechnet. Dieser Lastfall hat mit einem Low-Speed Crash im engeren Sinne nichts zu tun, sondern wird lediglich dazu verwendet die Ergebnisse des Modells zu überprüfen. In Abbildung 5-14 b) wird direkt auf den linken Anbindungsknoten der Crashbox eine Druckkraft und rechts eine Zugkraft aufgebracht und die daraus resultierende Crashboxdehnung bzw. Crashboxstauchung kontrolliert. Des Weiteren wird auf den Querträger eine zentrale Einzellast aufgebracht und die Durchbiegung, wie sie in Abbildung 5-14 c) erkennbar ist, per Handrechnung überprüft. Dieselbe Vorgehensweise wird auch für den Lastfall der Abbildung 5-14 d) durchgeführt. Hier wirkt dieselbe Last wie bei Abbildung 5-14 c) jedoch als Streckenlast und führt daher zu geringerer Durchbiegung. In allen bisher genannten Fällen ist die Crashbox-Querträger-Anbindung als Gelenk definiert und kann daher kein Moment übertragen.

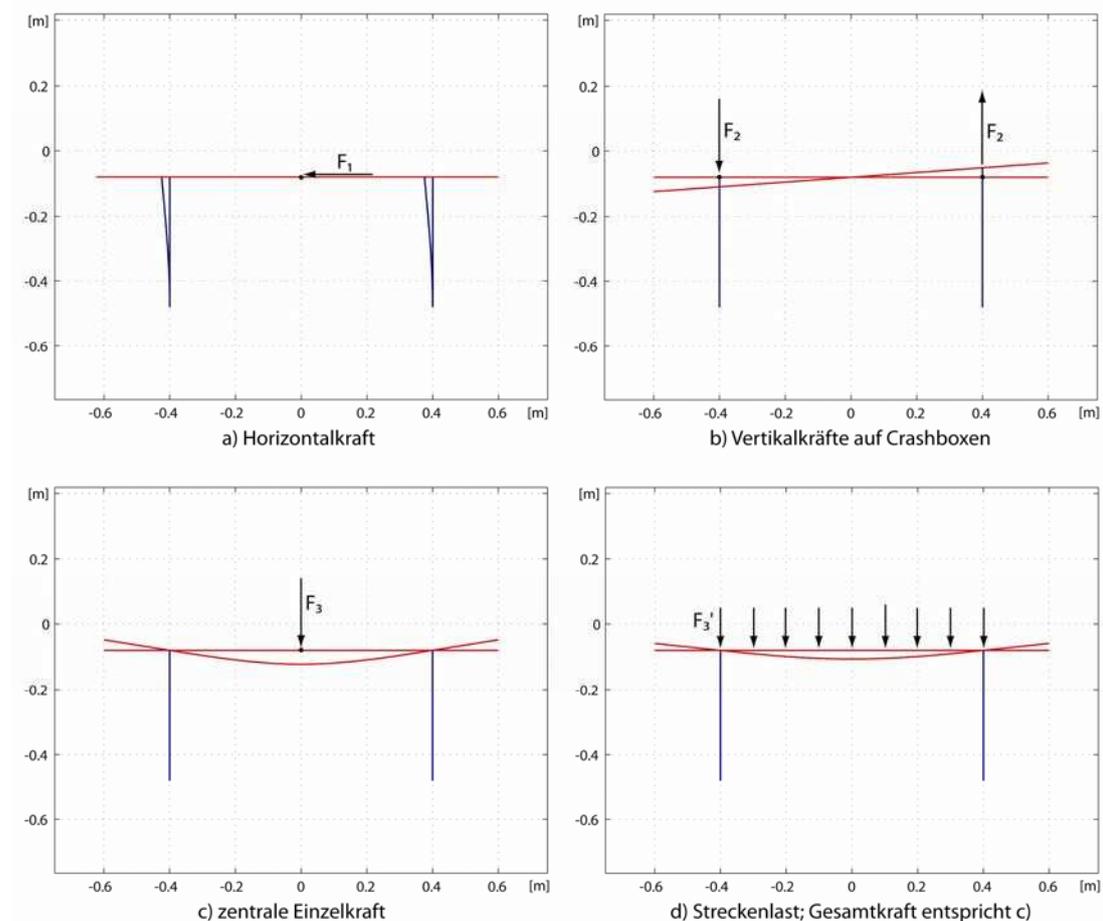


Abbildung 5-14: Modelltest anhand verschiedener Lastfälle

Abschließend wird noch ein Lastfall getestet bei welchem die Crashbox-Anbindung als starr definiert wird und die Crashboxen gegenüber dem Querträger eine sehr hohe Biegesteifigkeit aufweisen. Der Test findet wiederum mit einer Einzelkraft, Abbildung 5-15 a) und mit derselben Belastung als Streckenlast Abbildung 5-15 b) statt.

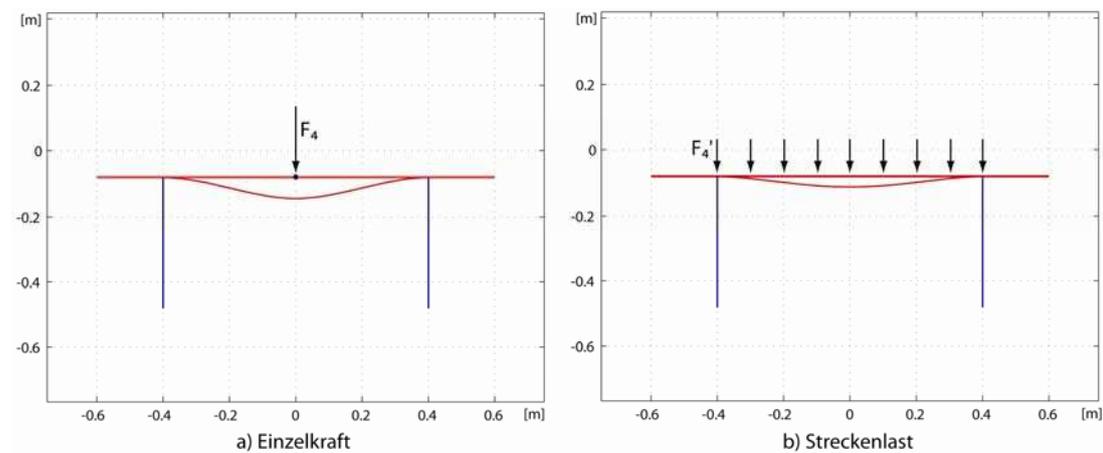


Abbildung 5-15: Querträgerdeformation in Folge Einzelkraft und Streckenlast

Nach positiver Evaluierung dieses zweidimensionalen Finite-Elemente Modells kann dieses in das Berechnungsmodell implementiert werden, um Verformungen aufgrund äußerer Kräfte zu berechnen.

### 5.3 Materialmodell der Metallkomponenten

Bei einem Crash kommt es zur Plastifizierung diverser Bauteile, sodass ein ausschließlich elastisches Modell ungeeignet ist. Bisher war das implementierte System ein ideal-elastisches, da der E-Modul zu Beginn der Rechnung einmal gesetzt werden musste und danach unabhängig von auftretenden Spannungen konstant blieb. In der Realität beginnt ein Werkstoff jedoch bei einer bestimmten Spannung zu plastifizieren (fließen) oder bei spröden Materialien zu brechen, siehe Kapitel 4.2. Da speziell bei Crashsystemen aufgrund des hohen Energieabsorptionsvermögens kein Bruch auftreten sollte wird innerhalb dieser Diplomarbeit auch nicht näher auf dieses Versagenskriterium eingegangen. Die plastische Dehnung ist hingegen ein wesentlicher Bestandteil und wird nachfolgend erläutert.

#### 5.3.1 Plastizität

Wie später im Kapitel 5.7 erklärt, basiert der im Zuge der Diplomarbeit entwickelte Algorithmus auf einer quasistatischen Betrachtung von Einzelschritten wobei der verformte Zustand den neuen unverformten Ausgangszustand darstellt. Einerseits bedeutet dies, dass die Einzelspannungen aller bisherigen Verformungsschritte gespeichert und akkumuliert werden müssen und andererseits, dass beim implementierten Materialmodell für den idealplastischen Bereich die Kennlinie nicht horizontal verlaufen (Abbildung 5-16 links) darf, da im darauf folgenden Berechnungsschritt eine geringe Krafterhöhung eine unendliche Verformung zur Folge hätte. Um dies zu vermeiden entspricht die Steigung der Kennlinie des idealplastischen Bereichs der implementierten Methode einem Bruchteil der Hookeschen Geraden des idealelastischen Bereichs (Abbildung 5-16 rechts). Der durch diese Vereinfachung entstehende Fehler ist gering, da diese kleine Änderung der Steigung auf die Energieaufnahme einen geringen Einfluss hat.

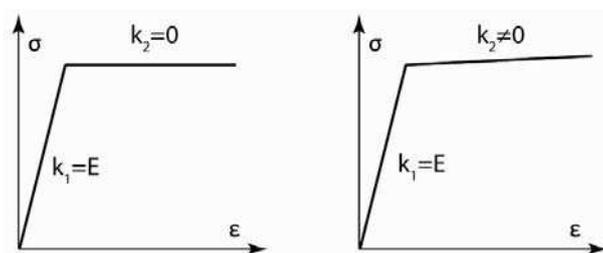


Abbildung 5-16: Elastisch-idealplastisches Materialverhalten

##### 5.3.1.1 Querträger

Weiters wird das Materialmodell der Komponenten selektiv zu den Verformungsrichtungen angepasst. Der Querträger beispielsweise wird hauptsächlich mit Biegemoment beaufschlagt, bei relativ geringer Normalkraft. Im Falle einer Plastifizierung des Querträgers ist es daher wünschenswert, dass lediglich die Biegesteifigkeit ( $EI$ ) reduziert wird während

---

die Dehnsteifigkeit ( $EA$ ) erhalten bleibt, da eine Verringerung der Dehnsteifigkeit eine enorme Längenänderung selbst bei kleinen Normalkräften zur Folge hätte. Somit ist es naheliegend, nicht den E-Modul zu variieren sondern das Flächenträgheitsmoment ( $I$ ).

### 5.3.1.2 Crashbox

Die Plastifizierung der Crashbox findet hingegen hauptsächlich in Längsrichtung statt, während seitliches Ausknicken idealerweise nicht auftritt. Dies legt eine Variation der Querschnittsfläche ( $A$ ) nahe, um die Dehnsteifigkeit ( $EA$ ) zu senken ohne die Biegesteifigkeit ( $EI$ ) zu beeinflussen. Während der Querträger ab Erreichen der Fließspannung plastifiziert, wird bei den Crashboxen als Umschaltkriterium das Erreichen der mittleren Druckkraft während des Faltvorganges (Kapitel 4.3.1) gewählt.

## 5.4 Schaummodell

Bisher wurde das Modell mit Einzelkräften bzw. Streckenlasten getestet. In der Realität tritt jedoch ein deutlich komplexeres Lastprofil auf, welches von vielen Einflussfaktoren wie beispielsweise Geschwindigkeit, Masse, Geometrie sowie Bauteilelastizitäten abhängt. Wenn das Crashsystem auf die Barriere trifft, tritt als erstes der Querträgerschaum mit den Energieabsorbieren der Barriere in Kontakt, wie Abbildung 5-17 zeigt. Die auf das System wirkenden Kräfte werden durch diesen Kontakt bestimmt. Daher ist es von entscheidender Bedeutung die Materialeigenschaften dieser Komponenten zu kennen. Aufgrund der schaumähnlichen Charakteristik werden die Absorberelemente der Barriere im Folgenden auch des Öfteren als „Schaum“ der Barriere bezeichnet.

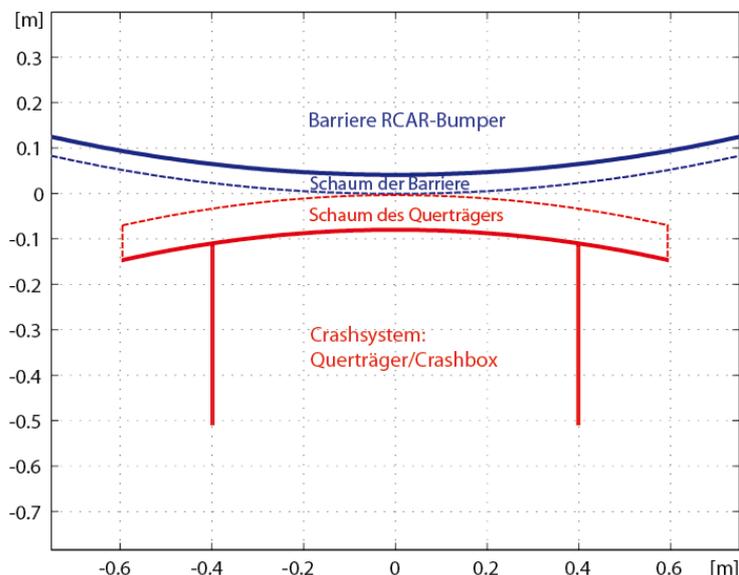


Abbildung 5-17: Erster Kontakt der beiden Schäume

### 5.4.1 Querträgerschaum

Um die Materialeigenschaften des Querträgerschaumes nachzubilden, werden zur Verfügung stehende Kennlinien von Proben, bei welchen die Druckkraft über der

---

Kompression aufgetragen ist, zu Spannungskurven umgerechnet. Die daraus hervorgehenden Spannungs-Dehnungsdiagramme dienen als Eingabe für das Berechnungsmodell, um den Querträgerschaum realitätsnah abbilden zu können. Abbildung 5-18 zeigt beispielhaft den gemessenen Kraftverlauf in Abhängigkeit der Kompression eines Schaumwürfels (Seitenlänge: 50 mm) aus expandiertem Polypropylen.

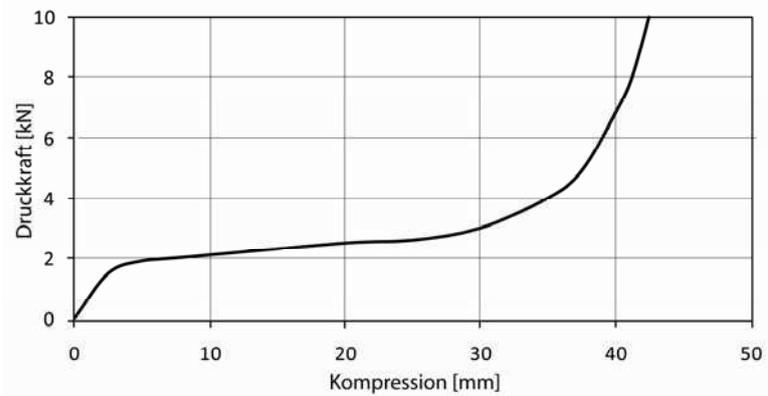


Abbildung 5-18: Kennlinie eines Schaumwürfels, vgl. [31]

Aufgrund der Seitenlänge des Würfels ist die Querschnittsfläche definiert, und es ergeben sich vorhandene Druckspannungen zu Folge der Druckkraft, gemäß Abbildung 5-19.

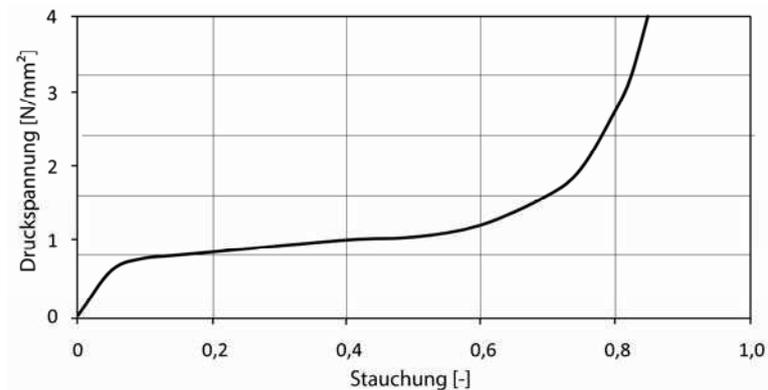


Abbildung 5-19: Spannungsdehnungsdiagramm eines Schaumwürfels

### 5.4.2 Energieabsorber der Barriere

Als Energieabsorber kommen bei den RCAR-Bumper Tests Aluminium-Waben-Strukturen, Aluminium-Eierbecher-Strukturen sowie verschiedene Thermoplaste zum Einsatz, vgl. [13]. Abbildung 5-20 zeigt eine RCAR-Bumper-Barriere mit aufgebracht Energieabsorbern ohne bzw. mit Abdeckung.



Abbildung 5-20: RCAR Barriere ohne bzw. mit Abdeckung, [13]

Die Kennlinienimplementierung der Absorberelemente der Barriere erfolgt analog zur oben beschriebenen Vorgangsweise betreffend den Querträgerschaum. Hier gibt RCAR [13] wie in Abbildung 5-21 ersichtlich einen Korridor vor, innerhalb dessen die Kennlinien der Absorberelemente zu liegen haben. Daher wird die blaue Kennlinie gewählt, welche innerhalb des Korridors verläuft. Unabhängig davon welche Kennlinie definiert wird, ist darauf zu achten, dass sowohl in das neuentwickelte MATLAB-Modell als auch in das zur Verifizierung generierte LS-DYNA-Modell dieselbe Kennlinie implementiert wird um eine Vergleichbarkeit der beiden Modelle sicherzustellen. Da der genannte Kennlinienkorridor für Barriereelemente mit einer Länge von 160 mm und einer Höhe von 100 mm bestimmt ist, wird dieser Kraftverlauf wiederum in ein Spannungs-Dehnungsdiagramm umgerechnet.

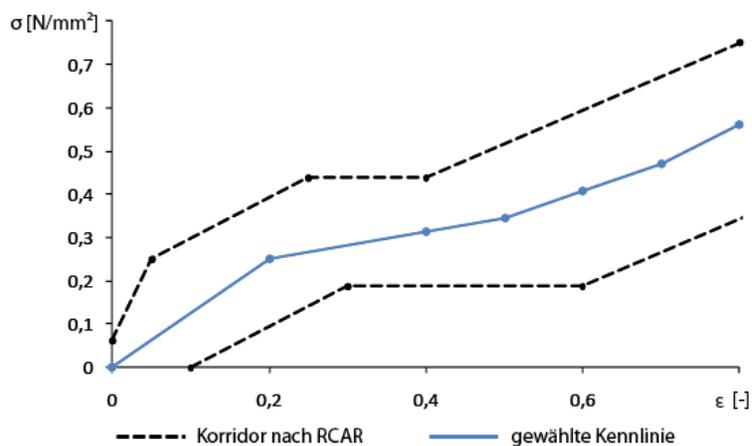


Abbildung 5-21: Druckspannungsverlauf der Absorberelemente des RCAR-Bumpers, vgl. [13]

### 5.4.3 Kombination der Schäume

Um die Berechnung übersichtlich zu gestalten wird die Kennlinie des Absorbers und die des Schaumes zu einer kombinierten Kennlinie gemäß Abbildung 5-22 zusammengefügt.

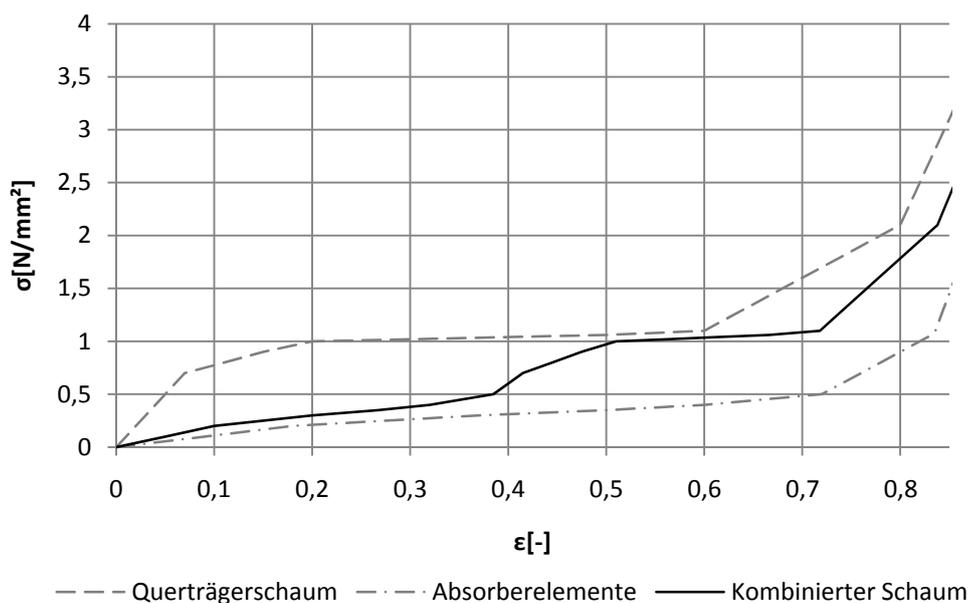


Abbildung 5-22: Kennlinie des Schaumes und des Absorbers an der Barriere

Da die Absorbererelemente der Barriere dem Querträgerschaum zugerechnet werden, sieht das Ersatzmodell nun wie in Abbildung 5-23 dargestellt aus.

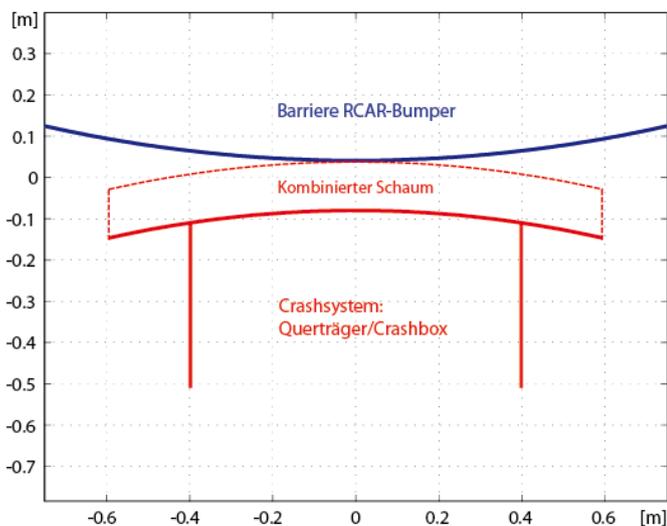


Abbildung 5-23: Starre Barriere trifft auf kombinierten Schaum

Der Schaum stellt somit eine nichtlineare Feder zwischen dem Querträger und der Barriere dar. Aufgrund der Kompression des Schaumes an jedem Knoten des Querträgers lassen sich über die Schaumkennlinie die Kontaktkräfte ermitteln.

#### 5.4.4 Energieaufnahme

Da das verformte Crashsystem des vorherigen Berechnungsschrittes das unverformte System des neuen Berechnungsschrittes darstellt muss nicht nur die bisherige Energieaufnahme sondern auch das Energieniveau des Schaumes sowie die Spannungen

des Querträgers und der Crashboxen errechnet und gespeichert werden. Die Kenntnis des Energieniveaus des Schaumes ist wichtig, da aufgrund der bereits eingepprägten Energien der vorigen Berechnungsschritte, die aktuelle Deformation des Schaumes bereits in einem deutlich progressiveren Kennlinienteil stattfindet. Somit ist sowohl der Gradient größer als auch das Kraftniveau höher, was wiederum zu einer deutlich größeren Energieaufnahme des Schaumes während dieses Verformungsschrittes führt, Abbildung 5-24. In dieser Abbildung ist  $\Delta x$  überzeichnet dargestellt um den Unterschied der Kraft- und Energiezuwächse sichtbar zu machen.

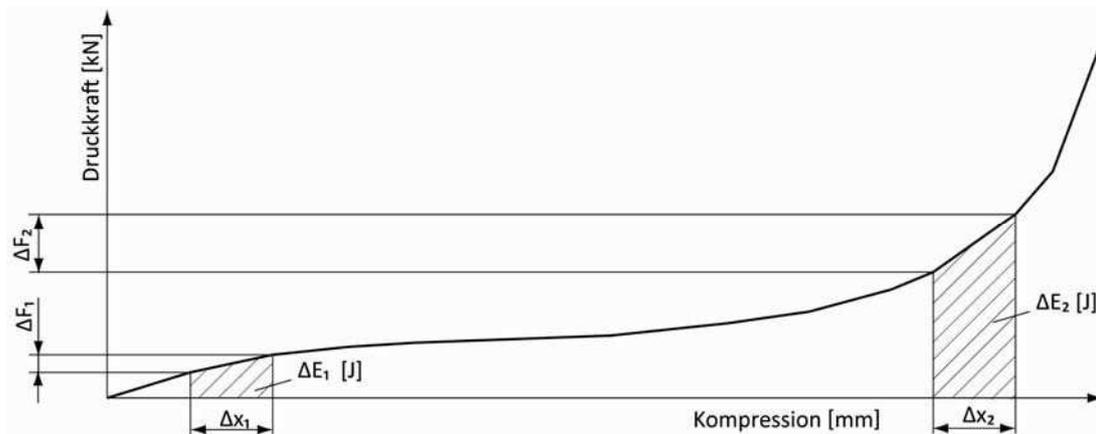


Abbildung 5-24: Nichtlinearität der kombinierten Schaumkennlinie

## 5.5 Vereinfachtes Kontaktmodell

Bisher wurden die Kontaktkräfte aus der Kompression des Schaumes entsprechend eines Federmodells errechnet. Von besonderer Bedeutung ist jedoch der Übergang, wenn sowohl der Querträgerschaum als auch die Energieabsorber der Barriere komplett komprimiert sind und sozusagen auf „Block“ liegen. Ab diesem Zeitpunkt steigen die Kontaktkräfte um ein Vielfaches an. Würde man hier weiterhin mit konstanten Kontaktkräften rechnen, siehe Abbildung 5-25 a), reichten diese nicht aus, das Crashsystem (Querträger und Crashboxen) entsprechend zu verformen, um eine Intrusion des Querträgers in die Barriere zu verhindern. Implementiert man hingegen eine Schaumkennlinie mit asymptotischem Verlauf, siehe Abbildung 5-25 b), sodass die Kontaktkräfte bei völliger Kompression gegen unendlich streben, so führt dies zu Instabilitäten im Berechnungsablauf, da sich die Kontaktkräfte bei gänzlicher Näherung der beiden Kontaktpartner innerhalb kurzer Zeit um einige Größenordnungen erhöhen. Selbst eine Verkleinerung der Schrittweite trägt nicht zur Verbesserung der Stabilität bei. Hier liegt die Herausforderung darin, ein Kontaktmodell zu implementieren, welches zwar Intrusion verhindert, aber dennoch dem Querträger ermöglicht sich an die Barriere anzuschmiegen, wie dies in Realität der Fall ist. Hierfür wird auf eine asymptotische Kennlinie verzichtet und stattdessen ein endlicher Wert als Kontaktkraft bei völliger Kompression des Schaumes festgesetzt, siehe Abbildung 5-25 c).

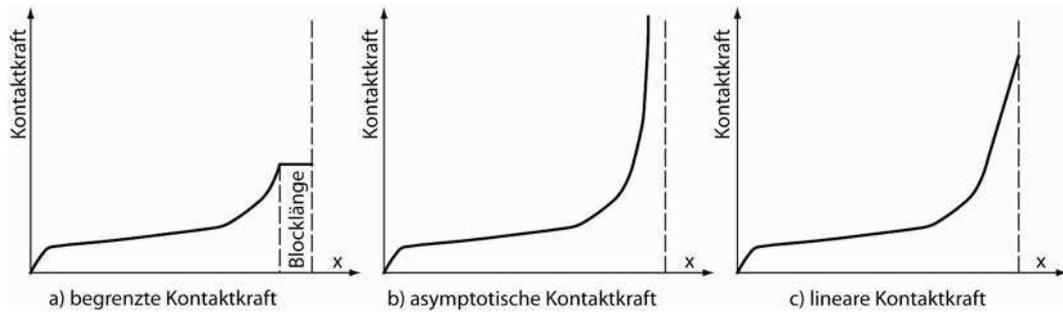


Abbildung 5-25: Kontaktmodelle

Um Intrusion der Metallkomponenten dennoch zu vermeiden, werden zusätzliche Kontaktkräfte eingeführt und mit einer quadratischen Kennlinie hinterlegt die in Abhängigkeit von minimaler Intrusion die entsprechenden Knotenkräfte mit geeigneten Vorfaktoren aufwertet. Diese Kennlinie hängt von empirischen sowie von Geometrie- und Materialparametern ab und wurde mit üblichen Crashsystemgeometrien getestet. Dadurch gelingt es, Intrusion weitgehend zu vermeiden und dennoch einen stabilen Programmablauf zu gewährleisten.

### 5.5.1 Einführen von Kontaktkräften

Um die Intrusion der einzelnen Knoten zu errechnen gibt es mehrere Möglichkeiten. Eine Möglichkeit besteht darin, die Barriere ebenfalls zu diskretisieren und aus linearer Interpolation zwischen den Barriereknöten auf die Intrusion der Querträgerknöten zu schließen. Da das entwickelte Berechnungsmodell unterschiedliche Diskretisierungsabstände von Crashsystem und Barriere erlaubt, müssen die Barriereknöten gefunden werden die in unmittelbarer Umgebung ( $y$ -Richtung des Fahrzeugkoordinatensystems) des Querträgerknöten liegen. Hierfür wird die  $y$ -Position des Querträgerknöten  $Q_i$  mit jeder  $y$ -Position der Barriereknöten  $B_k$  verglichen (118) und jener mit dem kleinsten positiven Abstand gewählt.

$$\Delta \mathbf{y}_B = \begin{pmatrix} y_{B1} \\ \dots \\ y_{Bk} \\ y_{B(k+1)} \\ \dots \\ y_{Bm} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} y_{Qi} \\ \dots \\ y_{Qi} \\ y_{Qi} \\ \dots \\ y_{Qi} \end{pmatrix} \quad (118)$$

Ab dem Barriereknöten  $B_{k+1}$  sind die Ausdrücke des Vektors  $\Delta \mathbf{y}_B$  negativ (siehe Abbildung 5-26), somit ist  $B_k$  der gesuchte Knöten. Dieser und der darauffolgende Knöten  $B_{k+1}$  werden nun linear unter zu Hilfenahme der  $y$ -Koordinate des Querträgerpunktes interpoliert (119) um die  $x$ -Position der gewünschten Stelle der Barriere zu errechnen.

$$x_{Bi} = \frac{y_{Qi} - y_{Bk}}{y_{B(k+1)} - y_{Bk}} \cdot (x_{B(k+1)} - x_{Bk}) + x_{Bk} \quad (119)$$

In Abbildung 5-26 ist die zuvor verwendete Knötennummerierung dargestellt wobei  $Q$

Querträgerknoten und  $B$  Barriereknoten kennzeichnen. Das eingezeichnete Koordinatensystem ist jenes des Fahrzeuges. Somit weist der positive Ast der  $y$ -Achse nach links.

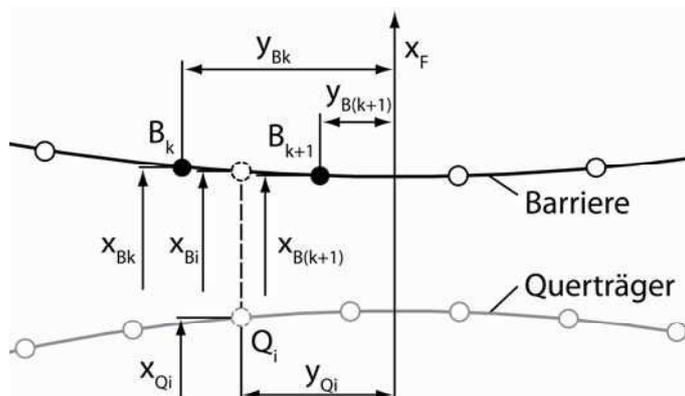


Abbildung 5-26: Interpolation der Barriereknoten

Aufgrund der feinen Diskretisierung (ca. 10 mm) wird auf die Linearinterpolation zwischen zwei Barriereknoten verzichtet und es werden stets die Koordinaten des näheren Knotens herangezogen. In Abbildung 5-27 sind die Barriereknoten mit  $B_i$  und die Querträgerknoten mit  $Q_i$  gekennzeichnet. Die Abbildung 5-27 zeigt die aufgrund des Kontaktmodells aufgeprägten Kontaktkräfte sowie die dadurch hervorgerufene Deformation des Querträgers. Die Beschriftung der Knoten lehnt sich an Abbildung 5-26 an.

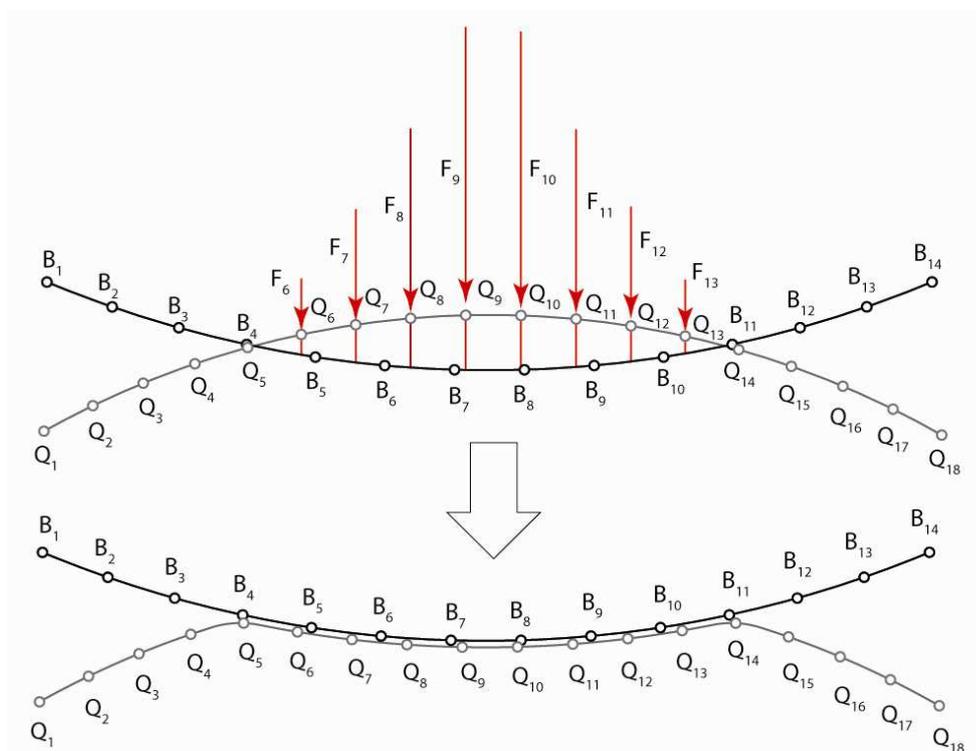


Abbildung 5-27: Kontaktmodell

## 5.6 Energieaufnahme des Systems

Die Energieaufnahme ist bei der Modellierung des Crashsystems von zentraler Bedeutung. Da die absorbierte Energie als Abbruchkriterium dient, muss diese zu jedem Zeitpunkt bekannt sein und wird daher nach jedem Verformungsschritt mit Hilfe der Gl. (97) aus dem Kapitel 4.1 berechnet. Hierbei ist darauf zu achten, dass nur ein Teil der Gesamtenergie dem diskretisierten Crashsystem (Metallkomponenten) zukommt. Der Querträgerschaum bzw. die Energieabsorber auf der Barriere (RCAR-Bumper-Test) nehmen ebenso Energie auf, wie verformte bzw. zerstörte Klein- und Blechteile. Hierzu zählen Scheinwerfer, Kunststoffverkleidungen, Motorhaube udgl. Die Energieaufnahme des Querträgerschaumes sowie der Absorberelemente der Barriere wird im Kapitel 5.4.4 beschrieben. Auf die Verteilung der Gesamtenergie wird im Kapitel 7 genauer eingegangen.

Aufgrund der quasistatischen Betrachtung (Kapitel 5.7), ist es notwendig, die eingepprägten Energien der vorigen Verformungsschritte zu berücksichtigen. Stellt man sich einen beliebigen Kraftverlauf über dem Verformungsweg vor, kann man die Fläche darunter annähernd in Trapeze teilen, wobei jedes für sich eine bestimmte Energie eines Verformungsschrittes darstellt (Abbildung 5-28). Rechnet man jedoch mit dem unverformten System, erhält man stets die weitaus geringeren Energien entsprechend den oben liegenden Dreiecken. Die Fläche des darunter liegenden Rechtecks muss aufgrund der vorigen Verformungsschritte ebenso berücksichtigt werden.

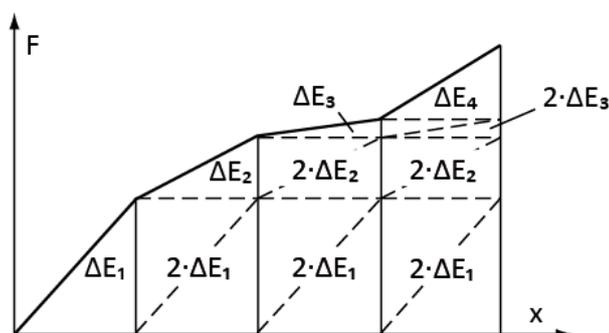


Abbildung 5-28: Vereinfachtes Modell: Berücksichtigung der eingepprägten Energien

Innerhalb des ersten Verformungsschrittes ist die aufgenommene Energie gleich der bis zu diesem Zeitpunkt aufgenommenen Gesamtenergie,

$$E_1 = \Delta E_1. \quad (120)$$

Gleichung (121) und (122) zeigen die Energieaufnahme des zweiten bzw. des dritten Verformungsschrittes.

$$E_2 = \Delta E_2 + 2 \cdot \Delta E_1 \quad (121)$$

$$E_3 = \Delta E_3 + 2 \cdot \Delta E_1 + 2 \cdot \Delta E_2 \quad (122)$$

Man erkennt hierbei eine bestimmte Gesetzmäßigkeit wodurch sich Gl. (123) für einen beliebigen Berechnungsschritt ( $n > 1$ ) formulieren lässt.

$$E_n = \Delta E_n + 2 \cdot \sum_{i=1}^{n-1} \Delta E_i \quad (123)$$

$n$ ...aktueller Berechnungsschritt  
 $i$ ...Zähler der Berechnungsschritte

Die Gesamtenergie entspricht der Summe der Energien der jeweiligen Verformungsschritte,

$$E_{ges} = \sum_{n=1}^N E_n. \quad (124)$$

$N$ ...Gesamtanzahl der Berechnungsschritte  
 $n$ ...einzelner Berechnungsschritt

Die Summe der einzelnen Teilflächen entspricht wie zuvor erwähnt der internen Gesamtenergie und wird in die Gesamtbilanz mit der absorbierten Energie des Querträgerschaums bzw. der Absorberelemente der Barriere aufgenommen und stets mit der anfänglichen kinetischen Energie des Fahrzeuges

$$E_{kin} = \frac{mv_F^2}{2} = E_{Crashsystem} + E_{Schaum\_kombiniert} + E_{and. \text{Komponenten}} + E_{Reibung} \quad (125)$$

verglichen. Bei Übereinstimmung wird die Iteration abgebrochen, siehe Ablaufdiagramm Abbildung 5-31. Hierbei kennzeichnet  $m$  die Fahrzeugmasse und  $v_F$  die Fahrgeschwindigkeit. Die absorbierte Energie der verformten und zerstörten Kleinteile wie beispielsweise Kunststoffverkleidungen, Kühlerabdeckungen, Scheinwerfer, Motorhaube udgl. muss gemäß Gl. (125) ebenso berücksichtigt werden, wie der Anteil der Gesamtenergie die in Form von Reibung absorbiert wird. Diese tritt bei Relativbewegungen von aneinandergrenzenden Bauteilen, sowie zwischen den Rädern und dem Boden beim Auftreten einer Gierrate (Rotation um die Vertikalachse des Fahrzeuges) oder einer Querkraft in Folge des Aufpralls auf. Der Anteil dieser Energien bezogen auf die anfängliche kinetische Energie des Fahrzeuges ist anhand von Faktoren festzulegen, die auf Erfahrungswerten basieren bzw. mit Hilfe von Prototypen-Crashtests ermittelt werden können. Auf den Wert dieses Faktors wird später im Kapitel 7 näher eingegangen.

## 5.7 Algorithmus des Berechnungsmodells

Die Berechnung der Bauteildeformationen des Crashsystems erfolgt aufgrund einer quasistatischen Betrachtung, indem das Crashsystem schrittweise um die finite Länge  $\Delta x$  (Fahrzeugkoordinatensystem) in Richtung der Barriere bewegt wird und der aktuelle Gleichgewichtszustand ermittelt wird. Die verformte Geometrie des letzten Berechnungsschrittes bildet somit die neue Ausgangsgeometrie für den folgenden Berechnungsschritt. Hierfür müssen sämtliche eingprägten Energien und Kräfte gespeichert werden um diese entsprechend zu berücksichtigen. Durch die quasistatische Betrachtung werden Massenträgheiten infolge der Impulsübertragung ebenso wenig berücksichtigt wie belastungsgeschwindigkeitsabhängige Materialeigenschaften. Die Auswirkungen dieser Vernachlässigungen werden bei der Evaluierung der Methode mittels einer FE-basierten Vergleichsrechnung in LS-DYNA sichtbar.

Abbildung 5-29 zeigt die Verformung des Systems bei gleichmäßig steigendem Kraftniveau einer zentral angreifenden Einzelkraft. Auch in diesem Fall ist die unterschiedliche Verformung je nach Typ der Crashbox-Anbindung erkennbar. Links handelt es sich um eine starre Verbindung der Crashbox mit dem Querträger während im rechten Bild an der Verbindungsstelle ein Gelenk angebracht ist. Um den Linearisierungsfehler aufgrund zu großer Verformung gering zu halten, wird ein geringer Kraftzuwachs dafür jedoch im Gegenzug eine große Anzahl an Berechnungsschritten gewählt, sodass schlussendlich wiederum dieselbe Gesamtkraft auf das System wirkt wie bei wenigen Berechnungsschritten mit größerer Last. Zu Gunsten der Übersichtlichkeit werden in Abbildung 5-29 lediglich jeder zehnte Verformungsschritt dargestellt und die Materialeigenschaften linear elastisch definiert. Außerdem wurden die Bauteilquerschnitte entsprechend gewählt um deutlich überdurchschnittliche Verformungen des, in diesem speziellen Fall ideal-elastischen, Crashsystems zu erzielen. Das Verformungsbild in Abbildung 5-29 entspricht somit nicht jenem eines realen Crashsystems und dient lediglich der Veranschaulichung des Berechnungsalgorithmus.

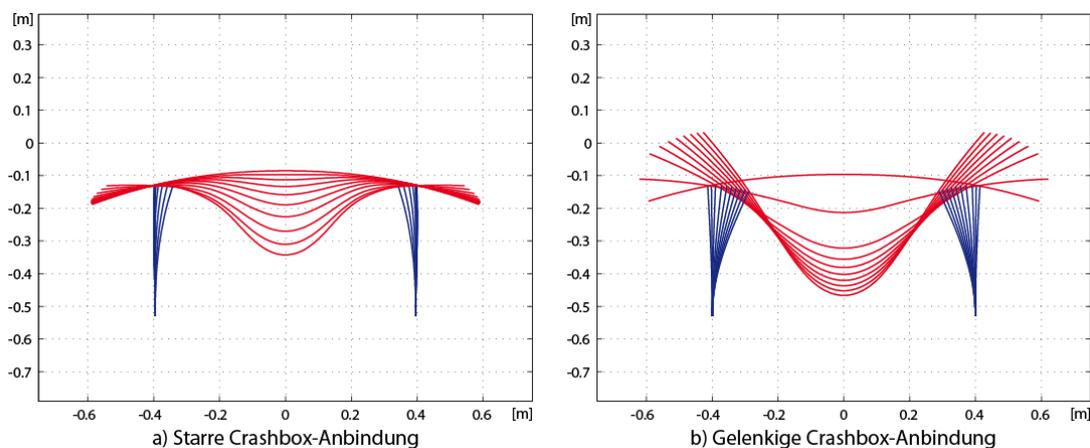


Abbildung 5-29: Berechnungsschritte während der Verformung

Innerhalb des Berechnungsmodells wird die Last auf das Crashsystem jedoch nicht mit einer Einzelkraft wie in Abbildung 5-29 gezeigt, sondern durch den Kontakt des Crashsystems mit der Barriere aufgebracht. Bewegt sich das Crashsystem um  $\Delta x$  auf die Barriere zu, kann aufgrund der Intrusion (Abbildung 5-30) jedes einzelnen Knotens die erforderliche Kraft ermittelt werden, die notwendig ist um dieser theoretischen Intrusion entgegenzuwirken. Somit wird der Schaum gedanklich in Streifen geschnitten wobei jeder Streifen ein Federelement darstellt, welches die Federkennlinie des kombinierten Schaumes nach Abbildung 5-22 besitzt.

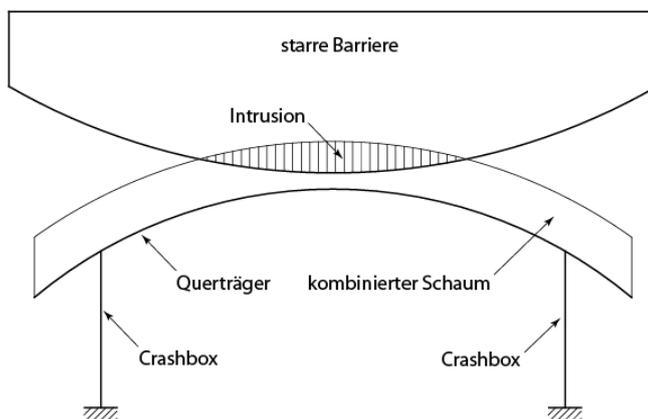


Abbildung 5-30: Intrusion der Barriere in den kombinierten Schaum

Dieselben Kräfte des Schaumstreifens wirken auf den dahinterliegenden Querträger der sich aufgrund derselben Kräfte zwar deutlich weniger aber dennoch verformt, woraus sich eine neue Gleichgewichtslage ergibt, da die Kompression des Schaumes um den Betrag der Querträgerverformung verringert wird. Somit wird derselbe Rechenschritt nochmals mit veränderten Kräften aufgrund der veränderten Schaumkompression durchgeführt. Um diese Gleichgewichtslage wird iteriert bis die Änderung zweier aufeinanderfolgender Iterationsschritte vernachlässigbar klein wird. Für dieses Abbruchkriterium wird die Summe der Beträge der  $x$ -Koordinatendifferenzen (Fahrzeug-Koordinatensystem) der letzten beiden Iterationsschritte aller Querträgerknoten herangezogen. Im Zuge der Forschungsarbeiten hat sich eine sinnvolle Grenze der Summe ergeben. Im erstellten Berechnungsalgorithmus wurde das Abbruchkriterium bei einer Summe  $\leq 1$  mm definiert, (126). Das bedeutet bei beispielsweise 200 Querträgerknoten, dass sich die Lage jedes Knotens innerhalb der letzten beiden Iterationsschritte im Durchschnitt um lediglich 0,005 mm geändert haben darf, um das Abbruchkriterium zu erfüllen.

$$\sum_{i=1}^n |(x_{i,m} - x_{i,m-1})| \leq 1 \quad (126)$$

Indizes:  $i$ ...Knotennummer;  $n$ ...Anzahl der Knoten;  $m$ ...Iterationsschritt

Ist dieser Gleichgewichtszustand erreicht werden die Verformungsenergien der Komponenten gespeichert und das Crashsystem wird wiederum um  $\Delta x$  auf die Barriere zubewegt. Diese Methode ist in Abbildung 5-31 als Ablaufdiagramm zusammengefasst.

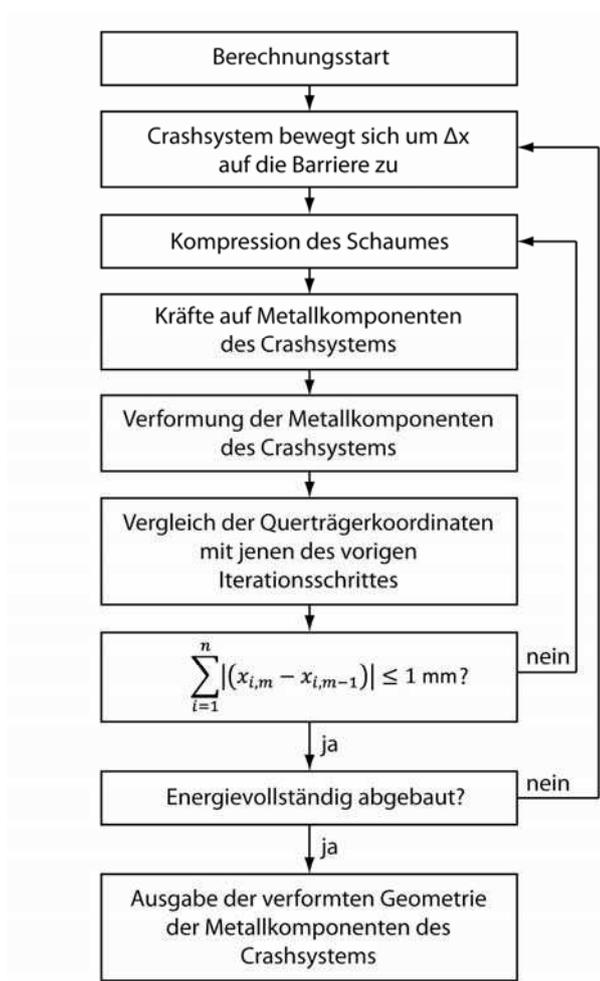


Abbildung 5-31: Ablaufdiagramm des Berechnungsmodells

Um das verformte Crashsystem nach jedem Berechnungsschritt dem Algorithmus als neue unverformte Geometrie zuzuführen ist es notwendig sämtliche Koordinaten der Knoten innerhalb der MATLAB-Routine zu speichern und am Anfang des nächsten Berechnungsschrittes automatisiert einzulesen.

### 5.7.1 Besonderheiten RCAR-Bumper Simulation

Wird das kritische Kraftniveau ( $F_{Trigger}$  gemäß Kapitel 4.3.1) der Crashboxen während einer RCAR-Bumper Simulationsrechnung überschritten, so wird zu diesem Zeitpunkt die Rechnung angehalten da sich die Querträgerkontur von da an nicht mehr ändert, sondern lediglich um  $\Delta l_{CB}$  nach hinten verschoben wird (Abbildung 5-32 b). Die verbleibende Energie  $E_{Rest}$  wird somit lediglich in den Crashboxen absorbiert. Daher wird aus den Materialparametern der plastifizierenden Crashboxen und der zu absorbierenden Restenergie die entsprechende Stauchung errechnet und der Querträger um

$$\Delta l_{CB} = \frac{E_{Rest}}{2F_{Trigger}} \quad (127)$$

nach hinten versetzt.

Ähnliches geschieht auch beim direkten Kontakt des starren Barriereteils mit dem Querträger an der Stelle der Crashboxanbindungen, wenn also sowohl der Schaum als auch die Absorber an diesen Stellen völlig komprimiert werden. Auch in diesem Fall ist keine weitere Querträgerverformung zu erwarten und die restliche Energie wird zur Gänze den Crashboxen zur Absorption zugeführt (Abbildung 5-32 a).

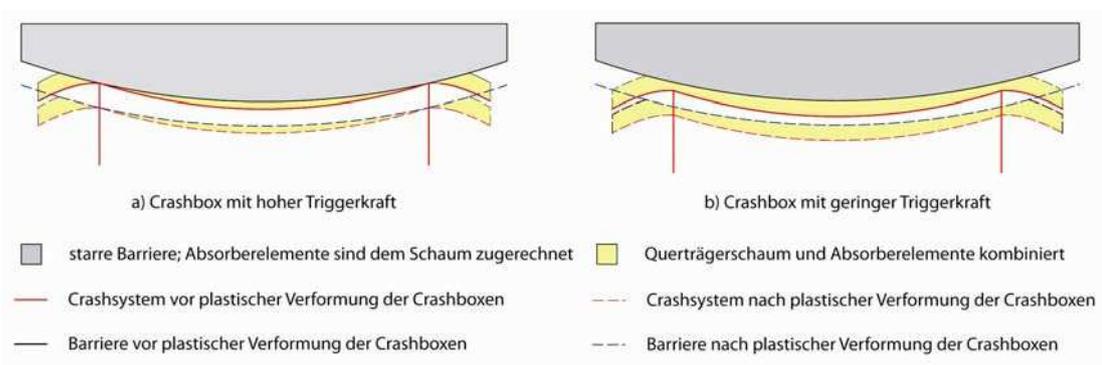


Abbildung 5-32: Auswirkung unterschiedlicher Triggerkräfte der Crashboxen

Als kritisches Kraftniveau wird bei diesem Berechnungsmodell für RCAR-Tests die in Kapitel 4.3.1 definierte Triggerkraft verwendet da sich die Crashboxen im Falle eines RCAR-Bumper Tests nur sehr gering stauchen und daher die Energieaufnahme mit der Triggerkraft genauer berechnet werden kann als mit der mittleren Faltkraft.

Des Weiteren muss die horizontale Erstreckung der Crashboxen in Querrichtung entsprechend berücksichtigt werden. Crashboxen verhindern in diesem Bereich weitgehend die Durchbiegung des Querträgers. Innerhalb des zweidimensionalen Balkenmodells werden die Crashboxen jedoch nur mit Balkenelementen, welche keine Ausdehnung in Querrichtung besitzen, abstrahiert. Dadurch entsteht eine wesentlich größere Durchbiegung des Querträgers als dies in Realität der Fall ist. Um diesen Fehler zu kompensieren, wird der Crashboxabstand bei der RCAR-Bumper Simulation um die Crashboxbreite reduziert. Damit ist die freie Querträgerlänge zwischen den Crashboxen in der Simulation gleich groß, wie bei einem realen Querträger. Die Crashboxlänge muss jedoch unverändert bleiben um die Ergebnisse der Crashboxstauchung nicht zu verfälschen, da die Stauchung von der Ausgangslänge abhängt. Daher liegen die Crashboxen gemäß Abbildung 5-33 nicht nur weiter innen sondern aufgrund der Querträgerkrümmung auch weiter vorne.

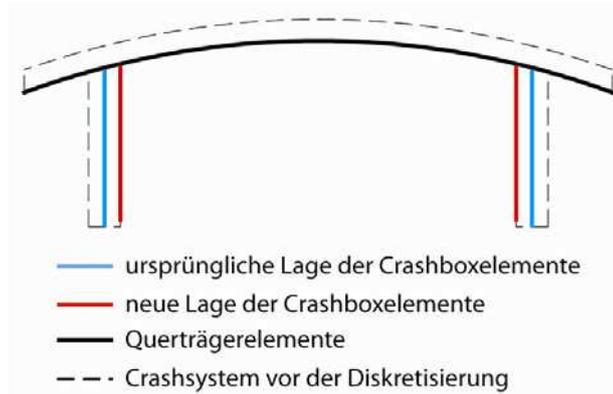


Abbildung 5-33: Modifikation des Crashboxabstandes

### 5.7.2 Besonderheiten RCAR-Structural Simulation

Bei RCAR-Structural-Tests sind hingegen große Verformungen der Crashbox zu erwarten. Hier wird das erforderliche Kraftniveau für die Crashboxfaltung, wie bereits im Theorieteil unter Kapitel 4.3.1 erklärt, mit der mittleren Faltkraft gleichgesetzt. Eine weitere wesentliche Einschränkung ist die Unterdrückung von Rotation um die z-Achse. In der Realität würde das Fahrzeug bei einer Kollision mit einer asymmetrischen Barriere eine Rotation ausführen. Dies würde jedoch die Modellierung eines Reifenmodells sowie die exakte Berechnung der Aufstandskräfte erfordern, da die entstehenden Reibungskräfte der Reifen dieser Rotation entgegenwirken. Dies würde den Komplexitätsgrad der Modelle wesentlich erhöhen und zusätzliche Einflussfaktoren in das System bringen die schwierig zu validieren sind. Da jedoch sowohl beim neu entwickelten Berechnungsmodell als auch beim LS-DYNA Modell dieselben Vereinfachungen getroffen werden und somit die Rotation um die Hochachse bei beiden Modellen unterdrückt wird, können die Ergebnisse wiederum miteinander verglichen werden.

## 6 Erstellung des Validierungsmodells

Das entwickelte Berechnungsmodell zur Berechnung der Verformungen eines Vorderwagen-Crashsystems muss vor der Implementierung in die 3D-CAD-Konstruktionsumgebung validiert werden. Da während den späteren Phasen der Crashsystem-Entwicklung seitens der Automobilindustrie häufig das kommerzielle Finite-Elemente Programm LS-DYNA verwendet wird, wird diese Software auch für die Validierung dieses Modells herangezogen. Hierfür ist es nötig, den gesamten Crashaufbau bestehend aus Querträger, den Crashboxen, dem Prallschaum sowie der Barriere in 3D darzustellen. LS-DYNA bietet zwar, wie die meisten FE-Programme auch eine vereinfachte Konstruktionsumgebung, um Knoten und Flächen zu erzeugen, dennoch ist bei komplizierteren Modellen sowie Freiformflächen der Einsatz von spezieller 3D-CAD Software zur Geometrieerzeugung sinnvoll. Bereits während der Konstruktion sollte auf die Berechnungseinheiten von LS-DYNA Rücksicht genommen werden. Diese Einheiten der physikalischen Größen sind zwar innerhalb des FE-Programmes frei wählbar, jedoch muss die Verwendung derer konsequent und konsistent durchgezogen werden, sodass beispielsweise Masseneinheit multipliziert mit Beschleunigungseinheit wiederum die Krafteinheit ergibt, vgl. [32].

Das LS-DYNA Keyword User's Manual beschreibt drei Beispiele von konsistenten Einheiten in Tabelle 6-1:

Tabelle 6-1: Beispiele konsistenter Einheiten, vgl. [32]

	a)	b)	c)
Längeneinheit	Meter	Millimeter	Millimeter
Zeiteinheit	Sekunde	Sekunde	Millisekunde
Masseneinheit	Kilogramm	Tonne	Kilogramm
Krafteinheit	Newton	Newton	Kilonewton
Spannungseinheit	N/m <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>	kN/mm <sup>2</sup>
Dichteeinheit	kg/m <sup>3</sup>	to/mm <sup>3</sup>	kg/mm <sup>3</sup>
Geschwindigkeitseinheit	m/s	mm/s	mm/ms
Beschleunigungseinheit	m/s <sup>2</sup>	mm/s <sup>2</sup>	mm/ms <sup>2</sup>

Aufgrund der innerhalb des Tätigkeitsfeldes Maschinenbau gebräuchlichen Einheiten von Millimeter und Sekunden wird Variante *b)* ausgewählt und muss nachfolgend bei der Umrechnung sämtlicher Massen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen stets eingehalten werden.

### 6.1 Konstruktion

Die Konstruktion dient als Grundlage für die Berechnung und muss daher geometrisch ident mit den Eingabeparametern des MATLAB-Modells sein. Das bedeutet, dass

---

Querträgerradius, Querträgerbreite und weitere Dimensionen sowie Flächenträgheitsmomente der beiden Modelle übereinstimmen müssen, um die Validierung entsprechend durchführen zu können. Weiters sind zwei verschiedene Barriere-Typen notwendig um sowohl den Bumper-Test als auch den Structural-Test mit Hilfe von LS-DYNA zu simulieren.

### 6.1.1 RCAR-Bumper-Test

Im Falle des RCAR-Bumper-Tests besitzt die Barriere Absorberelemente, welche innerhalb der Konstruktion Berücksichtigung finden müssen. Abbildung 6-1 zeigt den Grundriss der RCAR-Bumper Barriere.

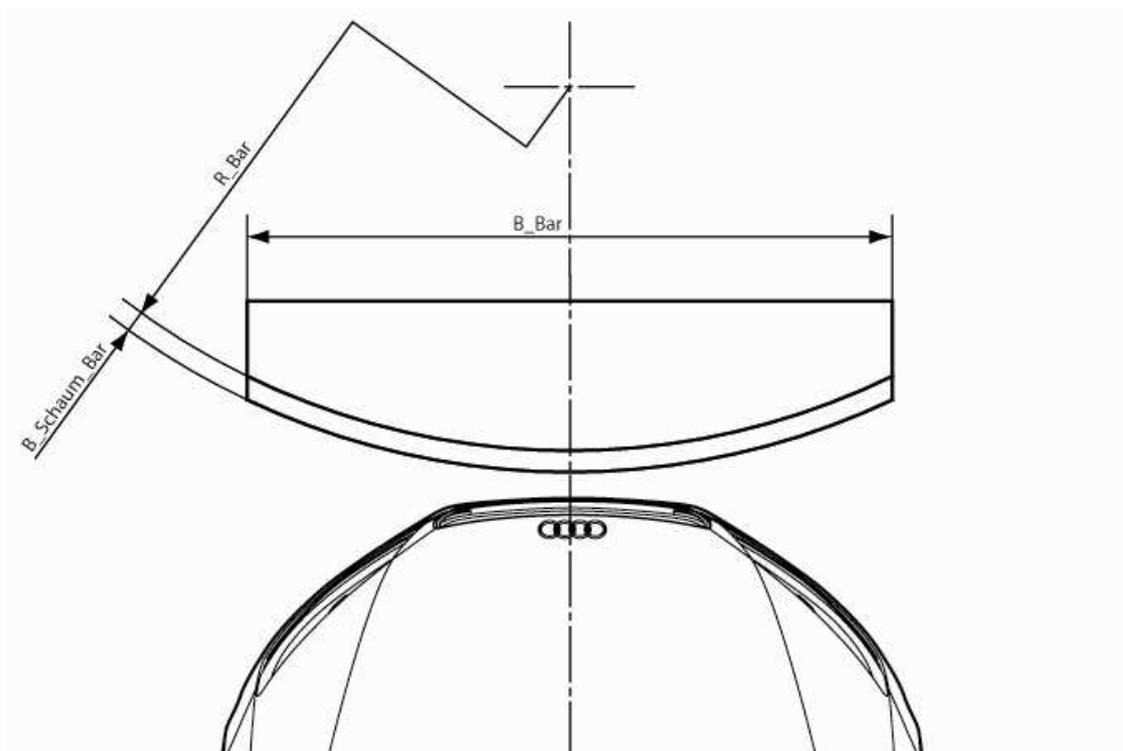


Abbildung 6-1: Hauptmaße der RCAR-Bumper Barriere, vgl. [13, 16]

Die Barriere besitzt eine Gesamtbreite  $B_{Bar}$  sowie einen Krümmungsradius  $R_{Bar}$ . Die Dicke der Energieabsorber seitens der Barriere finden mit dem Parameter  $B_{Schaum_{Bar}}$  Berücksichtigung. Die vertikale Ausdehnung der Barriere ist nicht bemaßt da prinzipiell von einer symmetrischen Lage zum Querträger und von einer Höhe, die mindestens dem Querträger entspricht, ausgegangen wird, sodass sowohl horizontal als auch vertikal in jedem Fall 100 % Überdeckung vorliegt. Während die Dimensionen der Crashsysteme (siehe Abbildung 5-9) frei wählbar sind, besitzen jene der Barriere standardisierte Abmessungen nach RCAR, [13]. Die wichtigsten werden in Tabelle 6-2 zusammengefasst.

Tabelle 6-2: Abmessungen der RCAR-Bumper Barriere

<b>Benennung</b>	<b>Wert</b>
<i>R_Bar</i>	3400 mm
<i>B_Bar</i>	1500 mm
<i>B_Schaum_Bar</i>	50 mm

Des Weiteren ist es zwingend notwendig, dass das Konstruktionsprogramm im Stande ist, sogenannte STEP-Dateien zu exportieren, da dies eine bewährte Datenschnittstelle ist, um Geometrie in HyperMesh [33] (angewandter Präprozessor) einzulesen, was jedoch bei modernen 3D-Konstruktionswerkzeugen bereits zu den Standardfunktionen zählt. Um während der Validierung die Konstruktion einfach und effizient modifizieren zu können, ist auch der Einsatz eines CAD-Programmes sinnvoll, welches parametrisch-assoziativ [34] Konstruktion unterstützt. Aufgrund dieser Anforderungen sowie der Tatsache, dass diese Methode anschließend in CATIA V5 implementiert wird, wird dieses 3D-CAD Konstruktionsprogramm auch für die Konstruktion des Crashsystems herangezogen.

Während der Konstruktion wird darauf geachtet, dass die Geometrie eindeutig bestimmt ist und mit Hilfe von Arbeitsebenen, Hilfspunkten und weiterer Skelettgeometrie parametrisch-assoziativ aufgebaut ist. Sämtliche Dimensionen werden sowohl vom Crashsystem als auch von der RCAR-Bumper Barriere entsprechend der Abbildung 6-1 in Kombination mit Tabelle 6-2 übernommen.

Um die Erstellung eines gleichmäßigen Netzes (ähnliche Elementgröße sowie Elementform am gesamten Bauteil) zu erleichtern, ist es zweckmäßig die Flächen des Querträgers und des Schaumes an den Stellen der Crashboxanbindungen in mehrere Teilflächen zu trennen (Abbildung 6-2). Dies bietet den Vorteil, dass während der Vernetzung mit Hilfe von HyperMesh diese Randzonen automatisch detektiert werden und die Randknoten dieser Flächen des Querträgers automatisch an jene Randknoten der Crashboxen angepasst werden. Dadurch wird die Anzahl der Knoten reduziert, da die Randknoten von verschiedenen Komponenten gemeinsam genutzt werden. Dies führt zu einem homogenen Übergang des Berechnungsnetzes der jeweiligen Komponenten und trägt zu einer Verbesserung der Simulationsgenauigkeit bei.

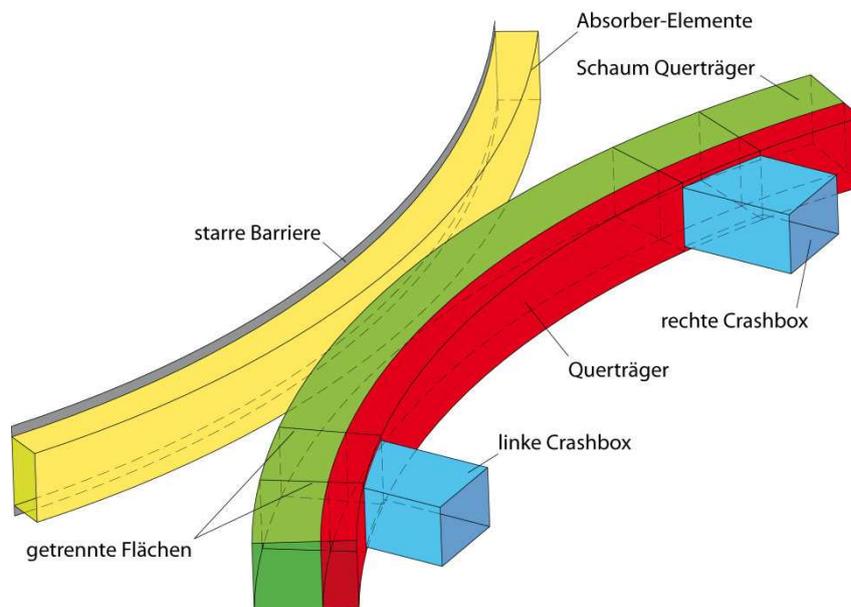


Abbildung 6-2: Flächenmodell des Crashsystems

### 6.1.2 RCAR-Structural-Test

Die Konstruktion des Crashsystems ist im Falle des RCAR-Structural-Tests dieselbe, lediglich die Barriere wird durch eine starre etwas schräge und abgerundete Barriere mit Teilüberdeckung ersetzt. Da es sich um ein komplett parametrisiertes CAD-Modell handelt, kann dieses während der Evaluierung des MATLAB-Modells schnell und einfach modifiziert werden. In Abbildung 6-3 sind die Abmessungen dieser RCAR-Structural-Barriere eingetragen und in Tabelle 6-3 definiert. Die Maße des Crashsystems sind in Abbildung 6-1 dargestellt.

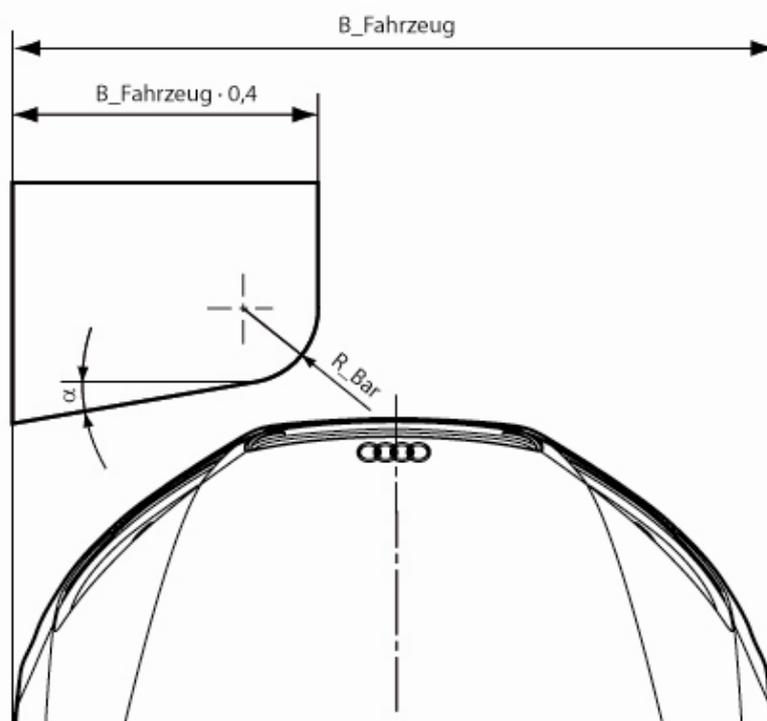


Abbildung 6-3: Bemaßung der RCAR-Structural Barriere, vgl. [15], [16]

Analog zur RCAR-Bumper Barriere erfolgt die Modellierung der RCAR-Structural Barriere gemäß den gültigen Bestimmungen nach RCAR [15].

Tabelle 6-3: Abmessungen der RCAR-Structural Barriere

Benennung	Wert
$\alpha_{\text{Bar}}$	10°
$R_{\text{Bar}}$	150 mm
$B_{\text{Fahrzeug}}$	z.B.: 1500 mm
$B_{\text{Fahrzeug}} \cdot 0,4$	z.B.: 600 mm

## 6.2 Vernetzung

Diese 3D-Modelle werden wie bereits erwähnt in Form von STEP-Dateien in HyperMesh eingelesen und dienen als Basis um anschließend Materialien sowie Randbedingungen zuweisen zu können. Da es sich beim Crashsystem vorwiegend um Hohlprofile handelt, empfiehlt sich für die Modellierung der Blechflächen der Einsatz von sogenannten Shell-Elementen. Dabei handelt es sich um Flächenelemente die als zusätzliches Attribut die Elementdicke enthalten. Somit kann den als Flächenmodelle konstruierten Komponenten die entsprechende Blechstärke zugewiesen werden. Die Elementgröße ist ein entscheidendes Kriterium hinsichtlich Genauigkeit der Ergebnisse sowie Dauer der Rechnung. Vergleichbare Gesamtfahrzeugmodelle weisen für ähnliche Rechnungen oftmals eine Elementgröße im Bereich 5-10 mm auf. Aufgrund dieser Erfahrung wird auch bei

diesem Modell eine ähnliche Elementgröße gewählt. Es ist darauf zu achten, dass keine stark verzerrten Elemente auftreten, da diese zu falschen Ergebnissen mit unrealistischen Spannungsspitzen führen können.

Im Anschluss an die Vernetzung wird jedem Element ein Elementtyp, und in weiterer Folge ein Material zugewiesen. Entsprechend der Bedingung der Gleichheit der beiden zu vergleichenden Modelle (MATLAB-Modell und LS-DYNA-Modell) werden hier sowohl bei den Querträgerelementen als auch bei den Crashelementen stets dieselben Materialeigenschaften verwendet. Der Schaum sowie die Absorberelemente der Barriere werden aufgrund der großen zu erwartenden Kompression sowie der Tatsache dass viele Materialarten für Schäume nur Solid-Elemente akzeptieren, mit Solid-Elementen modelliert. Wobei auch hier einige Stellen manuell vernetzt werden, um ein gleichmäßiges Netz zu gewährleisten und somit Rechenfehler bzw. fälschlicherweise auftretende Spannungsspitzen und dergleichen zu vermeiden. Das Ergebnis der Netzerstellung ist in Abbildung 6-4 ersichtlich.

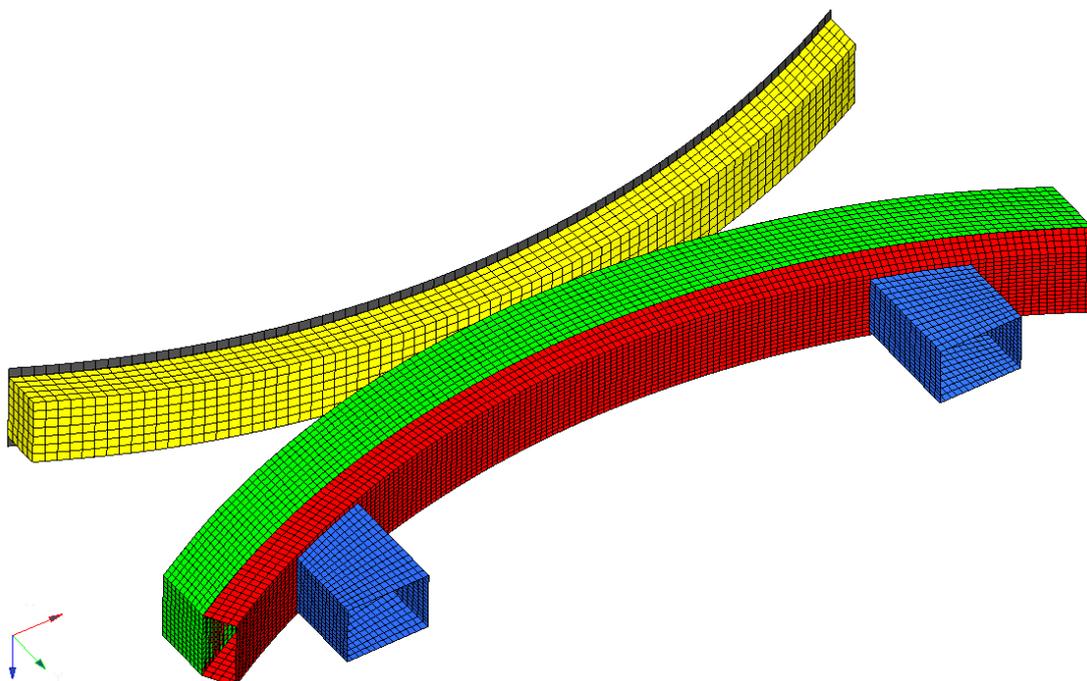


Abbildung 6-4: Crashtsystem vernetzt

### 6.3 Materialmodell

Der nächste Schritt ist die Materialzuweisung um über die Geometriedaten hinaus auch die Werkstoffparameter der beiden Modelle anzugleichen. Hierfür werden sowohl für die Crashboxen als auch für den Querträger Materialeigenschaften vergeben welche neben Elastizität auch im Stande sind, Plastizität abzubilden und obendrein noch die Möglichkeit bieten den Verlauf der Spannung als Funktion der Dehnung über acht Punkte zu beschreiben. In beiden Fällen wird hier ebenso wie beim MATLAB-Modell eine geringfügig

adaptierte elastisch-idealplastische Kennlinie implementiert. Diese Kennlinie zeichnet sich, wie bereits im Kapitel 4.2 beschrieben, durch einen direkten Übergang der Hookeschen Geraden, welche den elastischen Bereich beschreibt, in einen horizontal verlaufenden plastischen Kennlinienbereich aus. Die Implementierung der Materialdaten des Schaumes sowie der Absorber-Elemente der Barriere gestaltet sich etwas komplexer als jene der Metallkomponenten, da die Schäume sehr starken Kompressionen ausgesetzt sind. Um die Werkstoffe zuzuweisen werden die Spannungs-Dehnungskurven dieser Materialien in Standard-Materialkarten integriert, welche von LS-DYNA bereitgestellt werden.

LS-DYNA bietet in [32] einige Standard-Materialkarten an, die für Schäume und Absorberelemente geeignet sind, wie beispielsweise:

- MAT\_SOIL\_AND\_FOAM
- MAT\_SOIL\_AND\_FOAM\_FAILURE
- MAT\_HONEYCOMB
- MAT\_BLATZ-KO\_FOAM
- MAT\_CLOSED\_CELL\_FOAM
- MAT\_LOW\_DENSITY\_FOAM
- MAT\_VISCOUS\_FOAM
- MAT\_CRUSHABLE\_FOAM
- MAT\_LOW\_DENSITY\_VISCOUS\_FOAM
- MAT\_BILKHU/DUBOIS\_FOAM
- MAT\_FU\_CHANG\_FOAM
- MAT\_MODIFIED\_HONEYCOMB
- MAT\_TRANSVERSELY\_ISOTROPIC\_CRUSHABLE\_FOAM
- MAT\_PITZER\_CRUSHABLE\_FOAM
- MAT\_DESHPANDE\_FLECK\_FOAM
- MAT\_MODIFIED\_CRUSHABLE\_FOAM
- MAT\_HILL\_FOAM
- MAT\_VISCOELASTIC\_HILL\_FOAM
- MAT\_LOW\_DENSITY\_SYNTHETIC\_FOAM
- MAT\_SIMPLIFIED\_RUBBER/FOAM

Hierbei steht die Bezeichnung *MAT* für den englischen Ausdruck *material*, während der zweite Teil der Materialkartenbenennung über das Material (z.B.: *VISCOUS\_FOAM*) bzw. über die Wissenschaftler (z.B.: *BLATZ-KO* → Blatz und Ko) die zur Erstellung dieser Materialkarte beigetragen haben oder auf deren Erkenntnissen die implementierten Methoden beruhen, Auskunft gibt. Die angeführten Materialkarten bieten verschiedenste Möglichkeiten Materialparameter einzugeben. Diese reichen von der Dichte über den E-Modul bei Verformungsbeginn bis hin zur Vorgabe von Dämpfungswerten, geschwindigkeitsabhängigen Spannungs-Dehnungs-Beziehungen und weiteren empirisch zu ermittelnden Größen. Aus dieser Vielzahl an Materialkarten gilt es jene zu wählen, die für

---

diese Art von Schaum am besten geeignet ist, realitätsnahe plausible Lösungen bringt und nicht zuletzt zur Stabilität der Berechnung beiträgt. Zunächst wird eine Vorauswahl getroffen. Da der Schaum oftmals fluidähnlich betrachtet wird und somit dieselben geometrischen Randbedingungen wie Flüssigkeiten erfordert, scheiden einige Materialtypen wie etwa *MAT\_SOIL\_AND\_FOAM* und *MAT\_SOIL\_AND\_FOAM\_FAILURE* aus, vgl. [32]. Weitere Materialkarten kommen aufgrund der großen Anzahl der Eingabeparameter nicht in Frage, da viele dieser Größen nur mit Hilfe von Prüfständen ermittelt werden können.

Die Funktion und die Qualität der verbleibenden Materialkarten wird getestet indem derselbe Schaumwürfel mit 50 mm Seitenlänge modelliert und virtuell mit entsprechenden Druckkräften  $F_{ges}$  beaufschlagt (siehe Abbildung 6-5) wird, um zu kontrollieren, ob die Kompression der gegebenen Kennlinie (Abbildung 5-19) entspricht. Da der Schaum auf den Querträger aufgeklebt wird, werden, um die Klebestelle zu modellieren, den Knoten an der Unterseite des Würfels sämtliche Freiheitsgrade entzogen.

Während einer Crashesimulation wird der Schaum aufgrund geometrischer Randbedingungen komprimiert. Die Einleitung der Kräfte erfolgt somit über Kontaktbedingungen. Um die Kontaktkräfte des Schaumes auf dieselbe Weise aufzubringen wie dies später innerhalb des Gesamtmodells der Fall ist, wird eine dünne starre Platte über den Würfel gelegt, welche mit der entsprechenden Druckkraft beaufschlagt wird. Aufgrund der Tatsache, dass es sich um eine starre Platte handelt, muss auf die Verteilung der Kräfte keine Rücksicht genommen werden (solange die Verteilung symmetrisch ist), da es zu keiner Deformation der Platte kommt und die Deckfläche des Schaumwürfels somit stets waagrecht und eben bleibt.

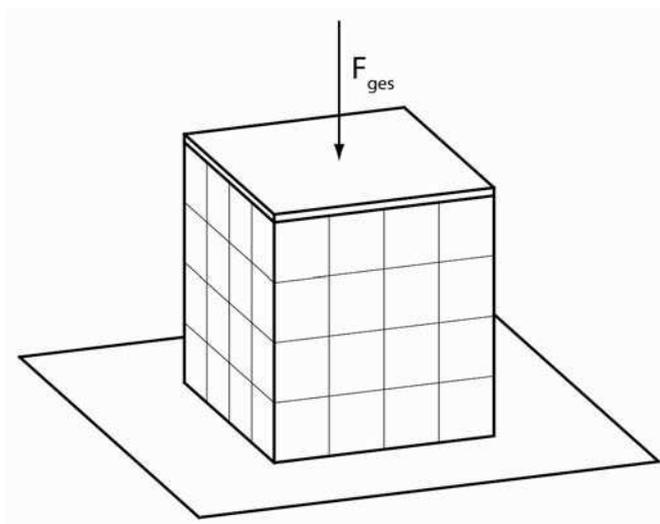


Abbildung 6-5: Schaumwürfel mit starrer Platte

Komprimiert man den Schaumwürfel nicht mit Hilfe geometrischer Randbedingungen sondern mit einzelnen Knotenkräften muss darauf geachtet werden, dass nicht jedem

Knoten dieselbe Last aufgetragen werden darf, Abbildung 6-6. Belastet man den Würfel durch äquivalente senkrechte Druckkräfte an jedem Knoten der Decklage so stellt sich rasch eine überdurchschnittliche unerwünschte Deformation der oberen Ecken und Kanten ein.

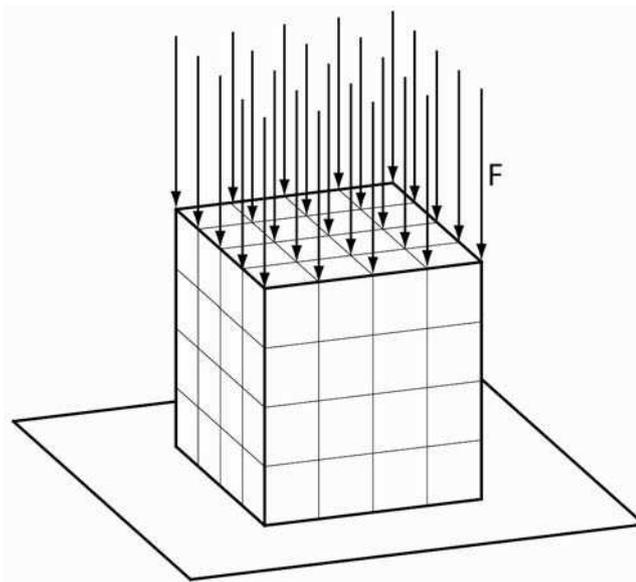


Abbildung 6-6: Schaumwürfel mit äquivalenten Knotenkräften belastet

Durch die Anwendung einer starren Platte ergibt sich eine andere Verteilung der Knotenkräfte, die zu einer homogenen Kompression des Würfels führt. Um dieses Verformungsbild zu erhalten, muss beim Festlegen der Knotenkräfte auf die Anzahl der vorhandenen Stützelemente in der Umgebung des Knotens Rücksicht genommen werden. Somit stellt sich die gewünschte Verformung ein, wenn man, wie in Abbildung 6-7 dargestellt, die Kräfte an den Randknoten halbiert und jene in den Eckknoten durch vier teilt. Zu beachten ist jedoch, dass die Summe der Vertikalkräfte wiederum der jeweiligen Gesamtdruckkraft entspricht, was zur Folge hat dass die Knotenkraft an den regulären Knoten (keine Randknoten) steigt. Somit gilt  $F^* > F$ . Geht man von  $D$  Knoten in der Decklage eines Würfels aus ergeben sich

$$R = 4(\sqrt{D} - 1) \tag{128}$$

Randknoten wobei  $E=4$  davon an den Ecken liegen, sodass

$$R' = 4(\sqrt{D} - 2) \tag{129}$$

Knoten an den oberen Kanten des Würfels liegen. Es ergeben sich

$$B = D - 4(\sqrt{D} - 1) \tag{130}$$

verbleibende Binnenknoten welche von vier Elementen umgeben sind. Stellt man nun ein

---

Kräftegleichgewicht zwischen den in Abbildung 6-6 wirkenden Kräften und dem neuen Ansatz mit gleichmäßigem Verformungsbild auf, ergibt sich

$$E \cdot \frac{F^*}{4} + R \cdot \frac{F^*}{2} + B \cdot F^* = D \cdot F. \quad (131)$$

Nach dem Einsetzen von (129) und (130) in (131) und Umformen der Gleichung nach  $F^*$  ergibt sich

$$F^* = \frac{D \cdot F}{D - 2\sqrt{D} + 1}. \quad (132)$$

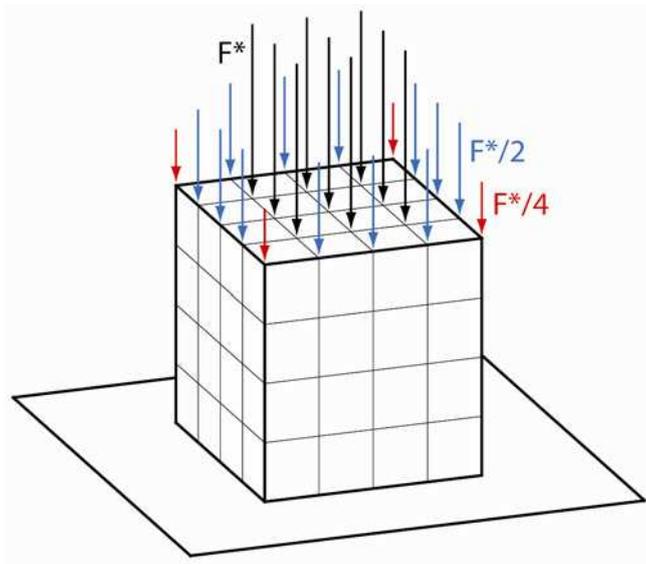


Abbildung 6-7: Schaumwürfel mit angepasstem Lastprofil

Für die Auswahl eines geeigneten Schaummodells werden die verbleibenden Materialarten einigen Berechnungsdurchläufen mit verschiedenen Vertikalkräften unterzogen um zu testen, ob die auftretende Kompression tatsächlich der gewünschten Kompression entspricht, welche aufgrund der Kraftverlaufs-Kennlinie erwartet wird. Diese Kennlinie endet jedoch wie in Abbildung 5-18 ersichtlich bei einer Druckkraft von 10 kN. Um die Rechenstabilität des gewählten Materials zu überprüfen werden auch Testläufe mit einer Vertikalkraft von 50 kN durchgeführt bei denen es zu Kompressionen von über 49,5 mm und somit zu einer komprimierten Dicke des Schaumes von unter 0,5 mm kommt. Diese enorme Kompression ( $\varepsilon > 0,92$ ) stellt für viele Materialarten ein großes Problem dar und kann oftmals nicht richtig zu Ende gerechnet werden. Viele Materialtypen scheiden während dieser Testphase aus, da diese nur innerhalb gewisser Kompressionsverhältnisse funktionieren und oftmals ab rund 50 % und sehr häufig im Bereich von 90 % Kompression Fehler verursachen, die zur Elimination von Elementen und somit zur Zerstörung des Modelles bzw. zu einem Programmabsturz führen.

Nach ausgiebigem Testen kamen schlussendlich zwei Materialkarten in die engere Auswahl. Zum Einen Nr. 63 namens MAT\_CRUSHABLE\_FOAM und zum Anderen Nr. 83 namens MAT\_FU\_CHANG\_FOAM, [32]. Nur diese konnten plausible Ergebnisse liefern und kommen somit für den Einsatz sowohl für den Querträgerschaum als auch für die Absorberelemente in Frage. Abbildung 6-8 zeigt schrittweise die simulierte Kompression des Testwürfels (Seitenlänge: 50 mm) unter einer Belastung von 50 kN.

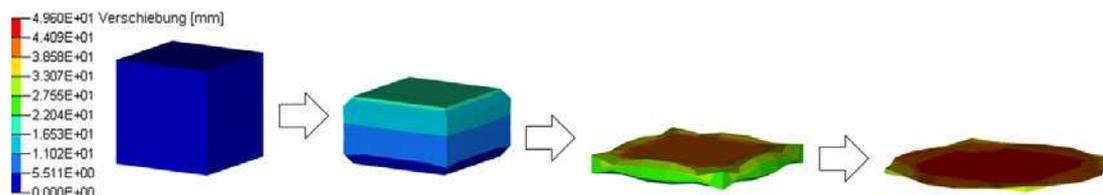


Abbildung 6-8: Schaumwürfel belastet mit einer Vertikalkraft von 50 kN

Nach zahlreichen Tests erweist sich die Materialkarte MAT\_FU\_CHANG\_FOAM als die bessere, hinsichtlich Stabilität der Berechnung, sodass diese für den Querträgerschaum sowie für die Absorberelemente angewandt werden kann. Die wesentlichen Inputparameter für die Verwendung dieser Materialkarte beim Validierungsmodell sind die Dichte des Materials sowie die Vorgabe von definierten Spannungs-Dehnungs-Beziehungen. Die gewählte Materialkarte inklusive Beschreibung ist im Anhang dieser Diplomarbeit enthalten.

### 6.4 Randbedingungen

Neben den Geometrie- und Materialparametern müssen auch die Randbedingungen definiert werden. Im eingebauten Zustand des Crashsystems sind die Crashboxen über Adapterplatten mit den Längsträgern verschraubt. Dies hat den Vorteil, dass die Crashboxen, welche im Vergleich zum Motorlängsträger bei niedrigerem Kraftniveau kollabieren im Falle eines Low-Speed-Crashes einfach und kostengünstig ausgewechselt werden können, während die Längsträger sowie die restliche dahinterliegende Struktur des Fahrzeuges keinen Schaden nehmen. Durch die Anflanschung des Crashsystems an diese Elemente ist davon auszugehen, dass die Adapterplatten weder seitlich noch vertikal ausweichen oder sich um eine Achse drehen werden. Um seitliches und vertikales Ausweichen beim Modell zu vermeiden, werden die Knoten, die in der Flanschebene liegen, mit Randbedingungen versehen, sodass diese lediglich in Fahrtrichtung ( $x$ -Richtung innerhalb des Fahrzeugkoordinatensystems) linear verschoben werden können. Durch diese Einschränkung allein lässt sich jedoch noch nicht ein Verdrehen der Flanschebene zwingend vermeiden. Sind die auftretenden Kräfte und Momente im Verhältnis zu den vorliegenden Steifigkeiten groß genug, ist es durchaus möglich, dass sich die Flanschebene durch Aufweitung des Crashboxquerschnittes um die Vertikalachse dreht. Wie in Abbildung 6-9 ersichtlich kommt es beim Auftreten eines Momentes  $M$ , zusätzlich zur Kraft  $F$ , neben der Verschiebung der Flanschebene auch zu einer Verdrehung, wobei in den rot eingefärbten Gebieten aufgrund der Randbedingung, dass weiterhin sämtliche Knoten

lediglich in  $x$ -Richtung (Fahrzeugkoordinatensystem) transformiert werden können, zu entsprechenden Dehnungen.

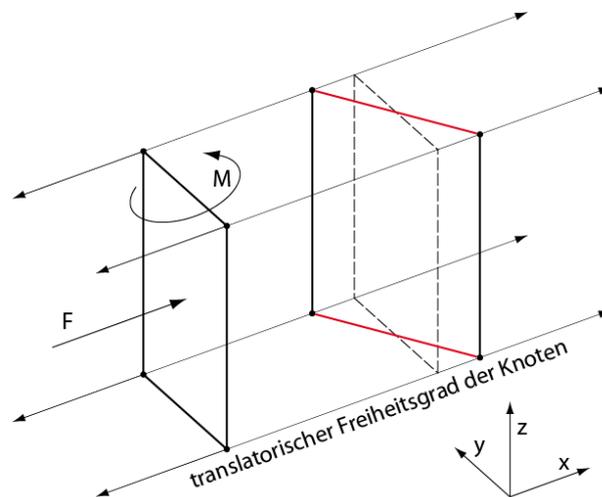


Abbildung 6-9: Verzernte Flanschebene wegen Randbedingungen

Da dieser Zustand jedoch nicht der Realität entspricht, ist es notwendig, hinter den Crashboxen einen massiven Block zu erzeugen welcher das restliche Fahrzeug symbolisiert und somit als Aufnahme für das Crashsystem fungiert. Die Knoten der Flanschebene werden mit diesem verbunden, sodass die Anbindung der Crashbox einer festen Einspannung ähnelt. Zusätzlich ist es nun möglich, dem gesamten Block eine Masseneigenschaft zuzuweisen, sodass die kinetische Energie des Gesamtsystems mit jener eines Fahrzeuges bei derselben Geschwindigkeit ident ist. Diese Geschwindigkeit wird dem gesamten Crashsystem inklusive dem Block als Initialwert vorgegeben und entspricht im Falle des RCAR Bumper-Tests 10 km/h (2777,8 mm/s) und im Falle des RCAR Structural-Tests 15 km/h (4166,7 mm/s). Um Rechenzeit einzusparen wird nicht tatsächlich ein Block modelliert, welcher tausende Knoten und Elemente beinhaltet, sondern lediglich eine dünne starre Platte (rigid body) erzeugt, die mit der Gesamtmasse beaufschlagt wird, Abbildung 6-10.

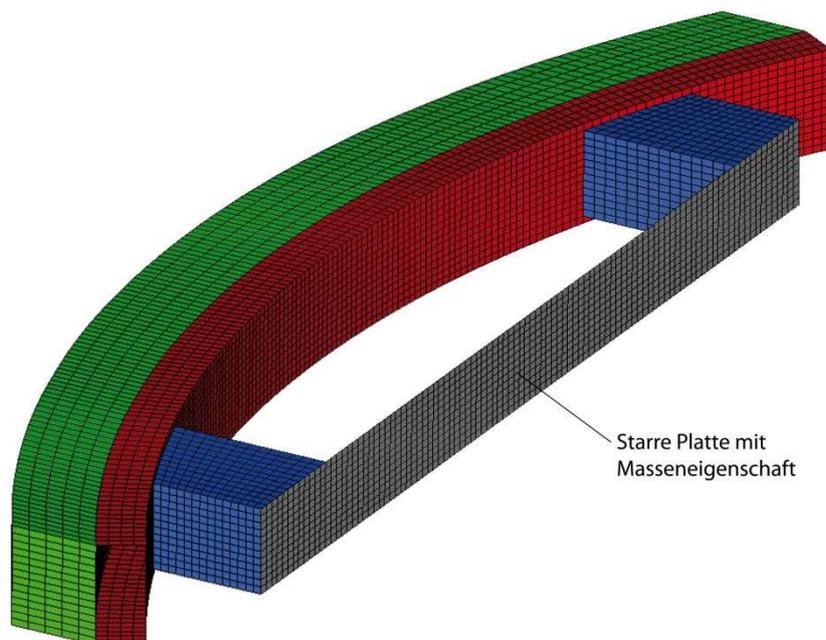


Abbildung 6-10: Crashsystem mit starrer Platte als Crashboxeinspannung

Durch die Konzentration der Gesamtmasse innerhalb dieser Platte weicht der Schwerpunkt des Crashsystems vom Schwerpunkt des Gesamtfahrzeuges deutlich ab (speziell in Richtung der Fahrzeuglängsachse). Dies hat eine deutliche Änderung des Massenträgheitsmomentes um die Hochachse zur Folge. Da jedoch sowohl beim RCAR-Bumper als auch beim RCAR-Structural Test das Crashsystem translatorisch geführt wird, tritt eine Drehung um die z-Achse ohnehin nicht ein. Durch die Sperre des rotatorischen Freiheitsgrades um die Hochachse in beiden Modellen (MATLAB und LS-DYNA), ist wiederum eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse gegeben.

Die Rückwand der Barriere wird als starr angenommen indem jedem Knoten alle Freiheitsgrade gesperrt werden. Weiters werden entsprechende Kontaktbedingungen für alle Komponenten vergeben, sodass selbst bei kompletter Stauchung der Crashboxen, diese nicht durch den Querträger oder andere Bauteile dringen können.

## 7 Validierung des entwickelten Berechnungsmodells

Innerhalb dieses Kapitels wird das entwickelte Berechnungsmodell (MATLAB-Modell) mit Hilfe des kommerziellen Finite Elemente-Programmes LS DYNA validiert. Hierbei liegt das Augenmerk auf den Verformungen der Komponenten sowie auf deren Energieaufnahme. Um die Validierung durchführen zu können, werden idente Crashszenarien mit dem LS-DYNA Modell und dem neu entwickelten MATLAB-Modell simuliert. Bei den Crashszenarien handelt es sich um fünf RCAR-Bumper und vier RCAR-Structural-Tests bei verschiedenen Fahrzeugkonfigurationen. Neben Crashboxlängen werden auch die Blechstärken der Komponenten, der Schaumtyp des Querträgerschaumes sowie die Fahrzeugmasse variiert.

## 7. Validierung des entwickelten Berechnungsmodells

---

Die Verformungen des LS-DYNA Modells werden mit Hilfe des Postprozessors HyperView [33] ausgewertet. Hierbei werden 15 charakteristische Punkte gewählt deren Relativverschiebungen ausgewertet werden. Abbildung 7-1 zeigt diese genannten Punkte anhand des zweidimensional entwickelten Berechnungsmodells, während Abbildung 7-2 die Anordnung dieser Punkte innerhalb des 3D Modells, welches mit LS-DYNA simuliert wird, wiedergibt.

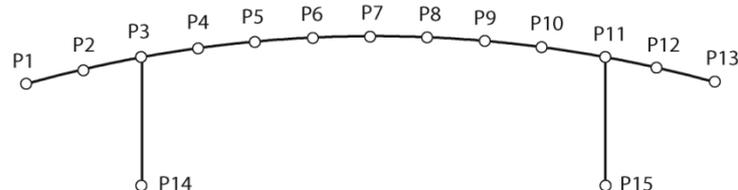


Abbildung 7-1: Messpunktanordnung am 2D-Modell

Beim 3D-Modell wird die z-Koordinate der Messpunkte durch eine Parallelebene zur XY-Ebene bestimmt. In diesem Fall wird die Deckebene der Crashboxen herangezogen, Abbildung 7-2. Dadurch ist es möglich, durch Vermessen der Punkte 3 und 14 bzw. 15 und 11 die Crashboxstauchung zu ermitteln. Wählt man hingegen als Messebene die vertikale Mitte des Crashsystems, sind die entsprechenden Knoten nicht vorhanden.

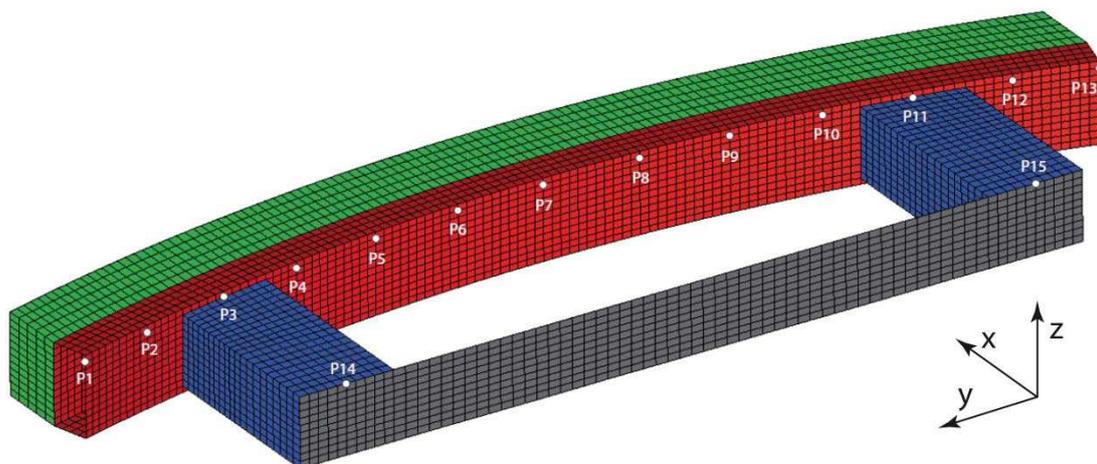


Abbildung 7-2: Messpunktanordnung am 3D-Modell

Die Auswertung der Energieaufnahme des Gesamtsystems sowie deren Komponenten wird mit dem Postprozessor HyperGraph [33] durchgeführt. Anschließend werden die auftretenden Energien in zwei Klassen zusammen gefasst:

- Schaum und Absorberelemente
- Restliches Crashsystem (Metallkomponenten)

Die Verteilung der Gesamtenergie auf diese beiden Klassen wird im Zuge der Validierung ebenfalls verglichen. Hierbei ist jedoch nicht der gesamte Verlauf der Energien, sondern lediglich die Aufteilung zum Zeitpunkt der größten Gesamtverformung von Bedeutung.

Dieser Zeitpunkt ist jener, bei dem sich die starre Platte des Crashsystems, welche die Gesamtmasse beinhaltet, in vorübergehender Ruhelage befindet, und somit keine kinetische Energie aufweist.

### 7.1 RCAR-Bumper-Tests

Für die Simulation der RCAR-Bumper Tests wird die standardisierte Geometrie der RCAR-Bumper-Barriere gemäß Abbildung 6-1 verwendet. Die hierfür vorgeschriebenen Dimensionen sind Tabelle 6-2 zu entnehmen. Die Bemaßung der Geometrie des Crashsystems ist bereits in Abbildung 5-9 definiert. Als Querträgerkontur wird ein Rechteckquerschnitt gewählt. Dieser entspricht dem Querschnitt in Abbildung 5-10 wenn

$$h_1 = h_2 = H_{QT} \quad (133)$$

und

$$b_1 + s = B_{QT} \quad (134)$$

gilt.

Folgende in Tabelle 7-1 aufgelistete Parameter gelten für alle durchgeführten RCAR-Bumper-Simulationen:

Tabelle 7-1: Randbedingungen RCAR-Bumper

Parameter	Wert	Benennung
$v_F$	10 km/h	Kollisionsgeschwindigkeit
$\ddot{u}$	100 %	Überdeckungsgrad
$\sigma_{CB}$	300 N/mm <sup>2</sup>	Fließgrenze der Crashbox
$E_{CB}$	210000 N/mm <sup>2</sup>	E-Modul der Crashbox
$\sigma_{QT}$	1350 N/mm <sup>2</sup>	Fließgrenze des Querträgers
$E_{QT}$	210000 N/mm <sup>2</sup>	E-Modul des Querträgers

Die Tabelle enthält typische Werte eines Vorderwagen-Crashsystems. Auffällig ist die wesentlich höhere Fließgrenze des Querträgers im Vergleich zur Crashbox. Dies ist auf den Lastfall zurückzuführen, da der Querträger auf Biegung beansprucht wird und somit eine wesentlich schlechtere Querschnittsausnutzung besitzt als die gestauchte Crashbox. Während den nachfolgend beschriebenen Tests werden sowohl Schaumkennlinien Crashboxlängen, Blechstärken sowie die Masse des Fahrzeuges variiert und die Ergebnisse entsprechend ausgewertet.

Betreffend der Masse des Fahrzeuges ist zu erwähnen, dass im Rahmen dieser Simulationen ausschließlich das Crashsystem betrachtet wird, und somit nur jene kinetische Energie von Bedeutung ist, die Erfahrungswerten zu Folge vom Crashsystem absorbiert wird. Der restliche Teil der Gesamtenergie wird bei diesem Crashszenario im Realfall durch die Verformung bzw. Zerstörung weiterer Komponenten des Vorderwagens abgebaut. Hierzu

zählen beispielsweise Deformationen der Kunststoffverkleidungen und Verschiebungen sowie Beschädigungen der Scheinwerfereinheiten. Die Energieaufnahme des Crashsystems liegt gemäß Gesamtfahrzeugsimulationen häufig zwischen 70% und 75% [20] der Gesamtenergie. Dieser Anteil wird hier als Energieverteilungsfaktor  $f_E$  bezeichnet. Der exakte Wert ist bei der vorliegenden Vergleichsrechnung jedoch von untergeordneter Bedeutung, da sowohl beim LS-DYNA-Modell als auch beim MATLAB-Modell lediglich das Crashsystem betrachtet wird und bereits im Vorhinein die kinetische Energie des Gesamtsystems anhand einer Massenreduktion um den Energieverteilungsfaktor gesenkt wird. Die reduzierte Masse beträgt somit:

$$m^* = m \cdot f_E . \tag{135}$$

In der weiteren Folge werden die Simulationen mit der reduzierten Masse  $m^*$  durchgeführt.

Nachfolgend werden die simulierten RCAR-Bumper Tests sowie die dabei Verwendung findenden Parameter beschrieben.

### 7.1.1 Auswertung

Der erste Test wird mit einer reduzierten Fahrzeugmasse von 1300 kg durchgeführt einer realen Fahrzeugmasse von rund 1800 kg entspricht. Die Abmessungen des in Abbildung 5-9 dargestellten Crashsystems entsprechen jenen eines Mittelklassewagens und sind nachfolgend in Tabelle 7-2 zusammengefasst.

Tabelle 7-2: Abmessungen des Crashsystems, RCAR-Bumper-Test 1

Parameter	Wert	Benennung
$B_{CB}$	109 mm	Breite der Crashbox
$H_{CB}$	79 mm	Höhe der Crashbox
$L_{CB}$	125 mm	Länge der Crashbox
$S_{CB}$	2 mm	Blechstärke der Crashbox
$CB\_Abstand$	800 mm	Crashboxabstand
$H_{QT}$	94 mm	Höhe des Querträgers
$B_{QT}$	46 mm	Breite des Querträgers
$S_{QT}$	1,8 mm	Blechstärke des Querträgers
$L_{QT}$	1200 mm	Länge des Querträgers
$R_{QT}$	1140 mm	Radius des Querträgers
$B\_Schaum\_QT$	80 mm	Breite des Querträgerschaums

Als Kennlinie für die Absorberelemente der RCAR-Bumper-Barriere wird die in Kapitel 5.4.2 beschriebene Funktion der Druckspannung in Abhängigkeit der Kompression implementiert. Die Charakteristik des Querträgerschaums wird in Anlehnung an die Kennlinie in Abbildung 7-3 festgelegt. Diese Kennlinie entspricht einem Prallschaum aus expandiertem Polypropylen mit einer Dichte von 60 g/dm<sup>3</sup>.

---

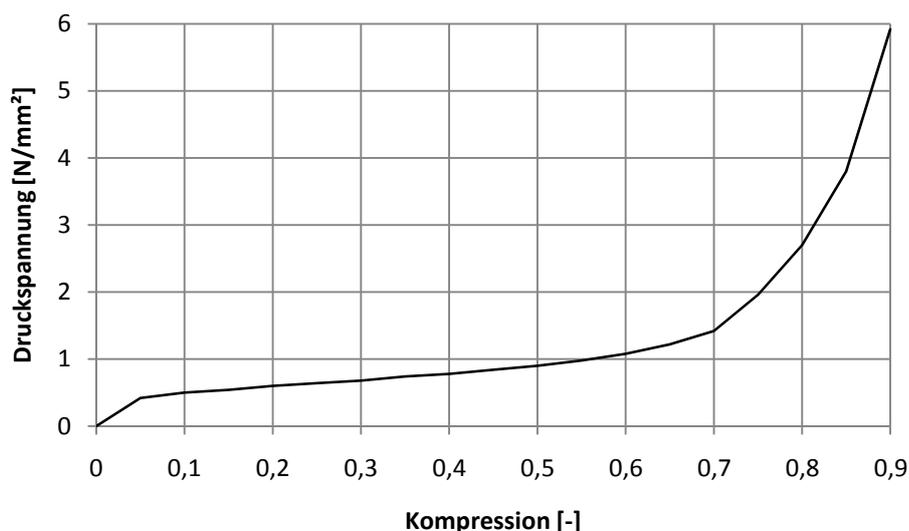


Abbildung 7-3: Schaumkennlinie: EPP 60g/dm<sup>3</sup>

#### 7.1.1.1 Ergebnisse des entwickelten Berechnungsmodells

Das Simulationsergebnis dieses Crashszenarios, unter Verwendung der beschriebenen Parameter, ist in Abbildung 7-4 ersichtlich. Auf die Darstellung der Koordinaten des Schaumes, sowie der Absorberelemente der Barriere wird verzichtet, da die Verformung dieser Komponenten lediglich für die daraus resultierenden Kräfte auf die Metallkomponenten des Crashsystems von Bedeutung ist. Somit sind für Packaging-Untersuchungen während der Konzeptphase lediglich die Lage der dem Motor zugewandten Metallkomponenten interessant.

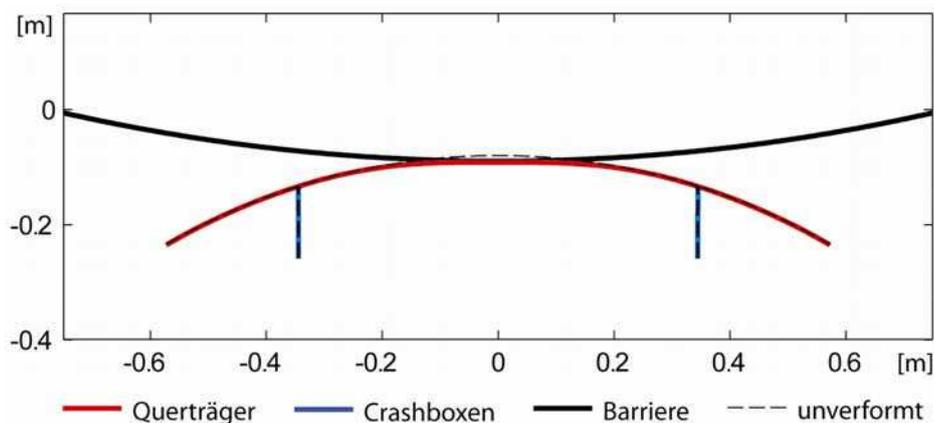


Abbildung 7-4: Verformung des Crashsystems; RCAR Bumper Test 1

Der mittlere Punkt des Querträgers (*P7* in Abbildung 7-1), welcher maßgebend für die Verformung ist, wird hierbei um 21,7mm nach hinten verschoben. Die errechnete Energieaufnahme des Schaumes und der Absorberelemente der Barriere betragen gemeinsam 93,7 % der anfänglichen Gesamtenergie des Systems. Um die Richtigkeit dieser Ergebnisse zu validieren wird dieselbe Simulation mit LS-DYNA durchgeführt.

### 7.1.1.2 Ergebnisse des LS-DYNA Modells

Vergleicht man diese zweidimensionale Grafik des neu entwickelten Berechnungsmodells mit dem Ergebnis der dreidimensionalen Simulation (Abbildung 7-5) erkennt man ein sehr ähnliches Verformungsbild. Bei dieser Simulation mit Hilfe von LS-DYNA ergab sich eine Verschiebung des mittleren Querträgerknotens von 20,4 mm. Somit weicht die FE-Simulation mit LS-DYNA lediglich um 1,3 mm von dem Ergebnis des neuen Berechnungsmodells ab.

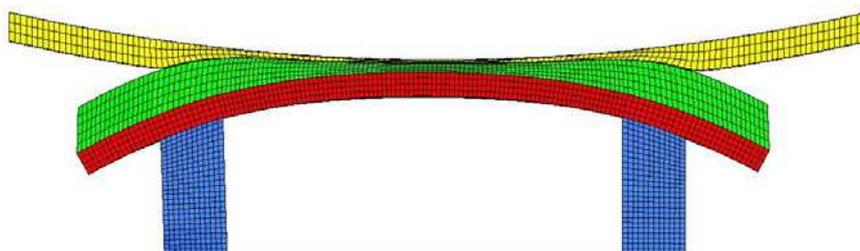


Abbildung 7-5: Verformung des Crashsystems gemäß LS DYNA; RCAR-Bumper Test 1

Um eine bessere Vergleichbarkeit der beiden Simulationsergebnisse zu gewährleisten, werden die Koordinaten der zuvor beschriebenen charakteristischen Punkte vor und nach der Verformung von beiden Modellen ausgewertet. Das Ergebnis dieser Auswertung ist in Abbildung 7-6 in ein Koordinatensystem eingetragen. Man erkennt eine weitgehende Übereinstimmung der beiden Simulationsergebnisse. Ebenfalls ist der in Kapitel 5.7.1 beschriebene unterschiedliche Crashboxabstand der Simulationen zu erkennen. Der Crashboxabstand des neu entwickelten Berechnungsmodell ist bei den RCAR-Bumper-Tests stets der Abstand der beiden inneren Crashboxflächen zueinander. Dies beruht auf der großen Stützwirkung der Crashbox über die gesamte Erstreckung, in Querrichtung des Fahrzeuges, welche eine Durchbiegung des Querträgers, im Bereich der Crashboxanbindung, verhindert. Da die Balkenelemente des zweidimensionalen Modells keine Ausdehnung in Querrichtung aufweisen, werden diese an die entsprechende Position verschoben um den beschriebenen Einfluss zu kompensieren. Die Länge der Crashboxen bleibt jedoch gleich, somit werden diese automatisch aufgrund der Querträgerkrümmung nach vorne verschoben.

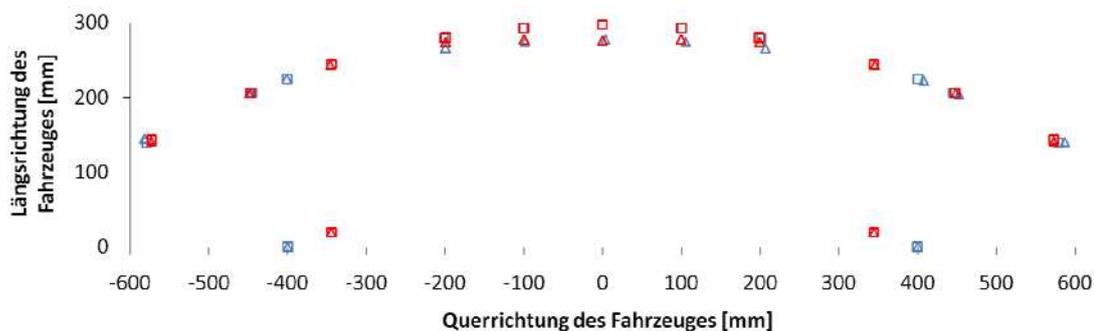


Abbildung 7-6: Vergleich der Verformungen, Bumper Test 1

- ... Messpunkte der LS-DYNA Simulation, unverformter Zustand
- ... Messpunkte des neu entwickelten Berechnungsmodells, unverformter Zustand
- △... Messpunkte der LS-DYNA Simulation, verformter Zustand
- △... Messpunkte des neu entwickelten Berechnungsmodells, verformter Zustand

Die Abweichungen der Messpunkte der beiden Simulationen ist in Abbildung 7-7 dargestellt, wobei hier lediglich jene des Querträgers zwischen den beiden Crashboxen betrachtet werden, da diese für Packaging-Untersuchungen die größte Relevanz aufweisen.

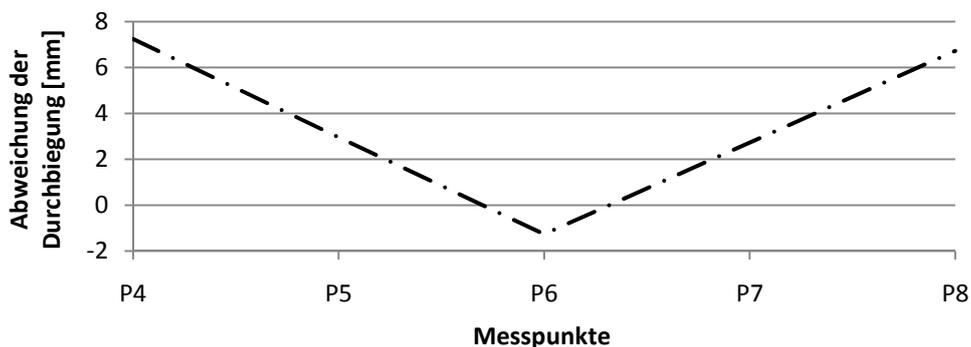


Abbildung 7-7: Abweichung der Querträgerknoten; RCAR-Bumper Test 1

Nachfolgend wird die Energieaufnahme der Schäume ausgewertet. Hierzu werden die Verläufe der inneren Energien sowie der kinetischen Energie der LS-DYNA Simulation mittels HyperGraph ausgewertet. Diese sind zusammengefasst in Abbildung 7-8 ersichtlich.

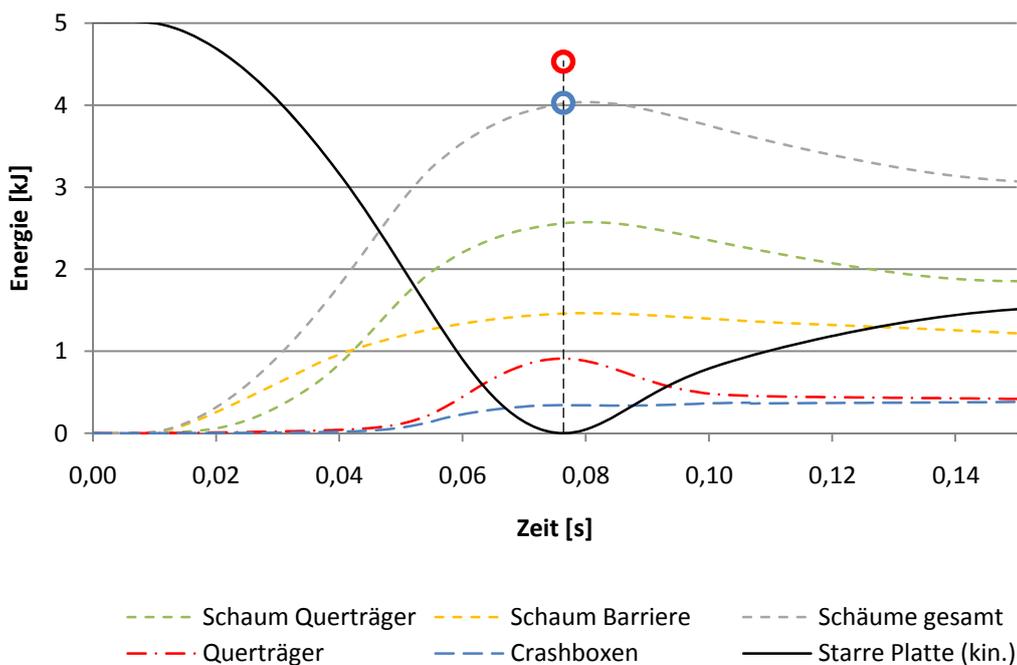


Abbildung 7-8: Energieverläufe RCAR-Bumper Test 1

In dieser Abbildung werden die Energien der Absorberelemente der Barriere und des Querträgerschaumes zu einer Kennlinie namens *Schäume gesamt* zusammengefasst. Zum Zeitpunkt des Stillstandes der starren Platte (kinetische Energie der reduzierten Masse=0 J) sind somit 80,1 % der anfänglichen kinetischen Energie in den Schäumen gespeichert (blaue Kreismarkierung in Abbildung 7-8. Das Ergebnis des entwickelten Berechnungsmodells liegt um 13,6 % darüber (rote Kreismarkierung). Die Ursache ist das vereinfachte Plastizitätsmodell des Querträgers. Dieses Modell ist ab dem Erreichen der Streckgrenze idealplastisch ausgeführt. Tritt nun eine Spannungsspitze in der äußersten Faser des mit Biegespannung beanspruchten Querträgers auf, so werden die Materialparameter des Querträgers unmittelbar an idealplastisches Verhalten angepasst. LS-DYNA bildet diesen Zustand realitätsnäher ab, sodass die von außen beginnende Plastifizierung schrittweise bis zur neutralen Faser fortschreitet. Dadurch ist die Biegesteifigkeit des Querträgers während der Plastifizierung beim LS-DYNA-Modell höher als beim entwickelten zweidimensionalen Berechnungsmodell, was zu einer geringeren Querträgerdeformation führt. Dadurch schmiegt sich der Querträger bei der Simulation mit dem neu entwickelten Berechnungsmodell mehr an die Barriere an, als dies bei der LS-DYNA Simulation der Fall ist, was wiederum zur Folge hat, dass ein breiterer Bereich des Schaumes von Deformation betroffen ist. Aufgrund des breiteren Kontaktbereiches wird mehr Schaum komprimiert und dadurch mehr Energie von den Schäumen absorbiert. Auf das Verformungsbild des Querträgers hat dies jedoch geringen Einfluss.

Für die Validierung des Berechnungsmodells werden vier weitere RCAR-Bumper Simulationen durchgeführt wobei einige Parameter variiert werden. Unter anderem wird bei einem Test die Crashboxlänge  $L_{CB}$  auf 125 mm und ein Schaum aus expandiertem Polypropylen mit einer Dichte von  $\rho=55 \text{ g/dm}^3$  (Charakteristik siehe Abbildung 7-9) als Querträgerschaum verwendet.

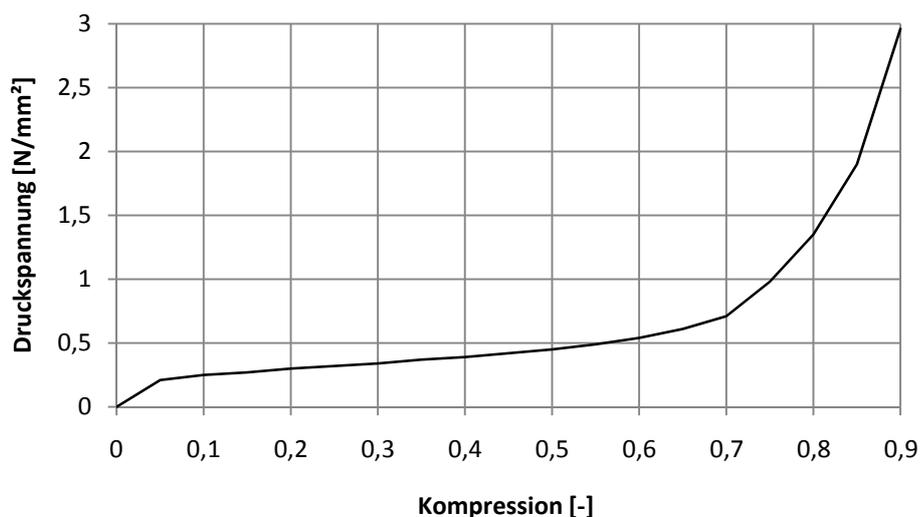


Abbildung 7-9: Schaumkennlinie: EPP 55 g/dm<sup>3</sup>, vgl. [31]

## 7. Validierung des entwickelten Berechnungsmodells

Zusätzlich wird bei einigen Tests die Blechstärke des Querträgers S\_QT von 1,8 mm auf 2,0 mm erhöht. Des Weiteren wird die reduzierte Fahrzeugmasse auf 1400 kg angehoben was einem realen Fahrzeuggewicht von rund 1900 kg entspricht. Tabelle 7-3 zeigt die Variationen der durchgeführten Tests zusammenfassend.

Tabelle 7-3: Durchgeführte RCAR-Bumper Simulationen

Test	Blechstärke Querträger	Dichte des Querträgerschaums	Reduzierte Fahrzeugmasse	Crashboxlänge
Test1	1,8 mm	60 g/dm <sup>3</sup>	1300 kg	225 mm
Test2	2 mm	60 g/dm <sup>3</sup>	1400 kg	225 mm
Test3	2 mm	60 g/dm <sup>3</sup>	1300 kg	225 mm
Test4	2 mm	55 g/dm <sup>3</sup>	1400 kg	125 mm
Test5	1,8 mm	60 g/dm <sup>3</sup>	1400 kg	225 mm

In der nachstehenden Abbildung 7-10 sind die Ergebnisse der Verschiebungen des mittleren Querträgerknotens, sowie die Energieaufnahme der Schäume beider Simulationsergebnisse gegenübergestellt.

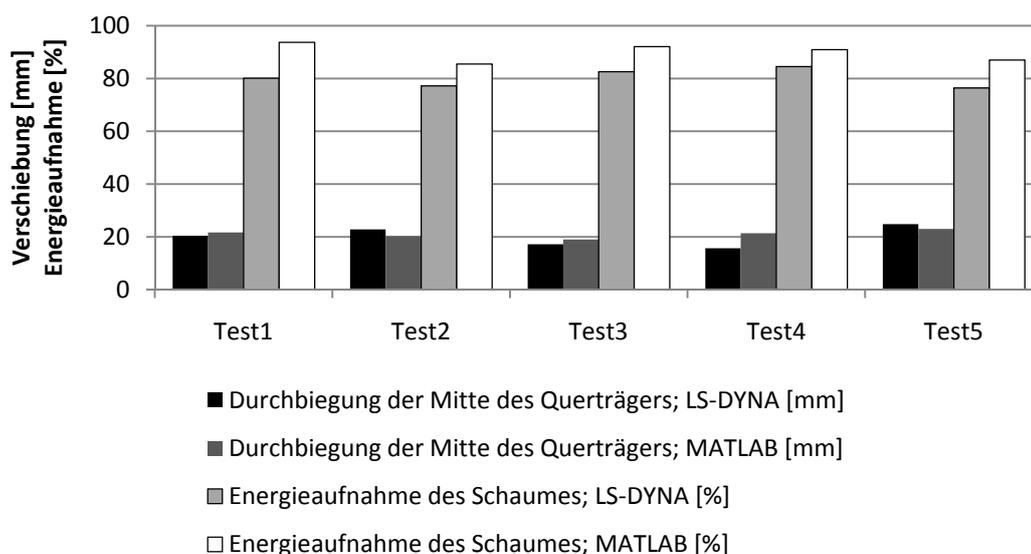


Abbildung 7-10: Simulationsergebnisse der RCAR-Bumper Testläufe

Detailliertere Informationen beinhaltet Abbildung 7-11, in welcher die Abweichungen der Knotenverschiebungen beider Modelle dargestellt sind. Hierbei handelt es sich nicht nur um den mittleren Knoten, sondern um sämtliche Messpunkte zwischen den beiden Crashboxen, da der gesamte Bereich der Querträgerdeformation für weitere Packaging-Untersuchungen von Bedeutung ist.

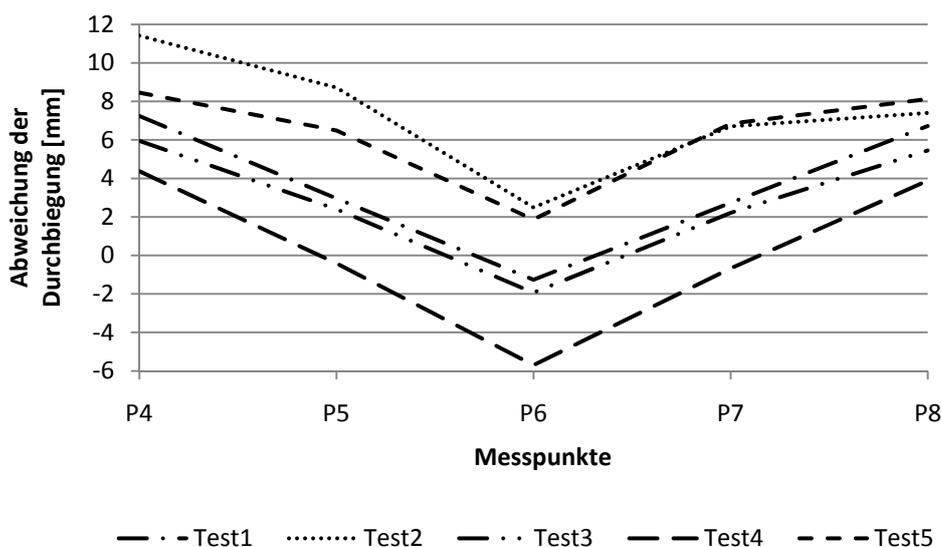


Abbildung 7-11: Abweichung der RCAR-Bumper Simulationsergebnisse

Der Durchschnittswert der Beträge der Abweichungen dieser Messpunkte liegt bei 4,90 mm. Von größter Bedeutung ist jedoch die Abweichung des mittleren Knotens des Querträgers. Hier beträgt Mittelwert der Beträge der Abweichungen 2,6 mm. Somit ist die Genauigkeit des neu entwickelten Berechnungsmodells, für die Anwendung während der Konzeptphase, ausreichend. Nachfolgend wird das Berechnungsmodell hinsichtlich der Anwendbarkeit für RCAR-Structural-Simulationen validiert.

## 7.2 RCAR-Structural-Test

Die Validierung der RCAR-Structural-Tests erfolgt analog zu jener der RCAR-Bumper-Tests. Die wesentlichen Unterschiede der Randbedingungen sind eine höhere Kollisionsgeschwindigkeit sowie ein geringerer Überdeckungsgrad, siehe Tabelle 7-4. Da sich das Maß der Überdeckung aus der Fahrzeugbreite ergibt (siehe Abbildung 6-3), ist es nötig eine einheitliche Fahrzeugbreite für die Validierung festzulegen. Die in Tabelle 7-4 angegebenen Daten entsprechen jenen eines durchschnittlichen Kompaktklassefahrzeuges.

Tabelle 7-4: Randbedingungen der RCAR-Structural-Tests

Parameter	Wert	Benennung
$v_F$	15 km/h	Kollisionsgeschwindigkeit
$\ddot{u}$	40 %	Überdeckungsgrad
$\ddot{U}$	700 mm	Maß der Überdeckung
$B_{\text{Fahrzeug}}$	1750 mm	Breite des Fahrzeuges ohne Rückspiegel
$m^*$	1000 kg	reduzierte Fahrzeugmasse

Die RCAR-Structural-Barriere ist in Abbildung 6-3 dargestellt und in Tabelle 6-3 dimensioniert. Die Geometrie des Crashsystems wird gemäß Abbildung 5-9 mit den in Tabelle 7-5 angeführten Maßen modelliert.

Tabelle 7-5: Dimensionen des Crashsystems, RCAR-Structural

Parameter	Wert	Benennung
$B_{CB}$	109 mm	Breite der Crashbox
$H_{CB}$	79 mm	Höhe der Crashbox
$L_{CB}$	225 mm	Länge der Crashbox
$CB\_Abstand$	800 mm	Crashboxabstand
$H_{QT}$	94 mm	Höhe des Querträgers
$B_{QT}$	46 mm	Breite des Querträgers
$B_{Schaum\_QT}$	80 mm	Breite des Querträgerschaums
$L_{QT}$	1200 mm	Länge des Querträgers
$R_{QT}$	2200 mm	Radius des Querträgers
$S_{QT}$	2 mm	Blechstärke des Querträgers

Beim RCAR-Structural-Test kommt der Crashbox, die sich auf derselben Seite befindet wie die Barriere, besondere Bedeutung zu. Wie bereits aus dem Theorieteil dieser Diplomarbeit hervorgeht, wird das Deformationsverhalten der Crashbox maßgeblich von der Wandstärke der selbigen beeinflusst. Einflüsse der Schaumparameter sowie der Querträgerdimensionen spielen hierbei eine untergeordnete Rolle. Deshalb beschäftigt sich die Validierung des Berechnungsmodells im Falle eines RCAR-Structural-Tests ausschließlich mit der Variation der Blechstärke der Crashboxen.

### 7.2.1 Auswertung

Die entsprechenden Werkstoffparameter für den ersten Validierungsdurchlauf sind der nachstehenden Tabelle 7-6 zu entnehmen.

Tabelle 7-6: Werkstoffparameter, RCAR Structural Test 1

Parameter	Wert	Benennung
$\sigma_{CB}$	300 N/mm <sup>2</sup>	Fließgrenze der Crashbox
$E_{CB}$	210000 N/mm <sup>2</sup>	E-Modul der Crashbox
$\sigma_{QT}$	1000 N/mm <sup>2</sup>	Fließgrenze des Querträgers
$E_{QT}$	210000 N/mm <sup>2</sup>	E-Modul des Querträgers

Zunächst werden die Simulationsergebnisse des entwickelten Berechnungsmodells gezeigt und anschließend jene des LS-DYNA-Modells präsentiert.

### 7.2.1.1 Ergebnisse des entwickelten Berechnungsmodells

Die Verformung des Crashsystems aufgrund der Kollision mit der RCAR-Structural-Barriere stellt sich wie in Abbildung 7-12 gezeigt dar.

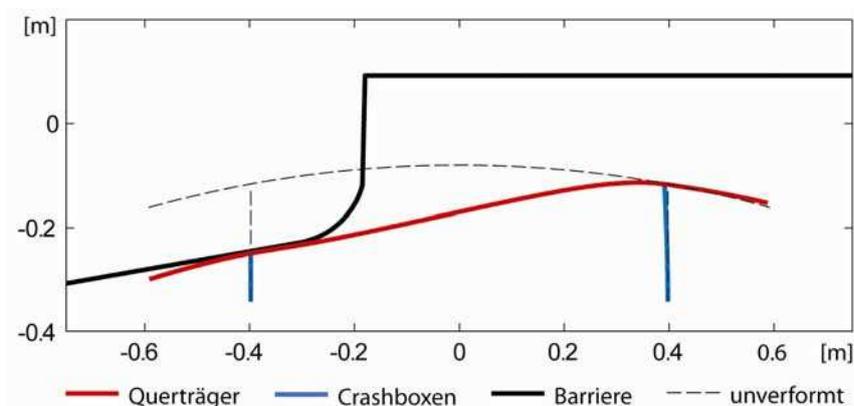


Abbildung 7-12: Verformung des Crashsystems; RCAR-Structural Test 1

In dieser Abbildung ist die Deformation des Querträgers sowie die Stauchung der linken Crashbox deutlich zu erkennen. Der Wert dieser axialen Stauchung beträgt 131,7 mm. Aufgrund dieser Deformationen wird die rechte Crashbox nach innen gebogen, sodass sich der obere Punkt der rechten Crashbox um 6 mm nach links verschiebt.

Wie zuvor bei der Beschreibung der RCAR-Bumper Tests erwähnt, ist auch hier der Schaum des Querträgers nicht grafisch dargestellt. Für die Validierung des Modells wird jedoch auch die Energieabsorption des Schaumes als Vergleichskriterium herangezogen. Diese beträgt für den behandelten Crashfall zum Zeitpunkt der völligen Absorption der kinetischen Energie, prozentual zur Gesamtenergie des Crashsystems, 30,3 %.

### 7.2.1.2 Ergebnisse des LS-DYNA-Modells

Die Simulation desselben Crashszenarios mit dem kommerziellen Finite Elemente Programm LS DYNA ergab das in Abbildung 7-13 dargestellte Deformationsbild des Crashsystems.

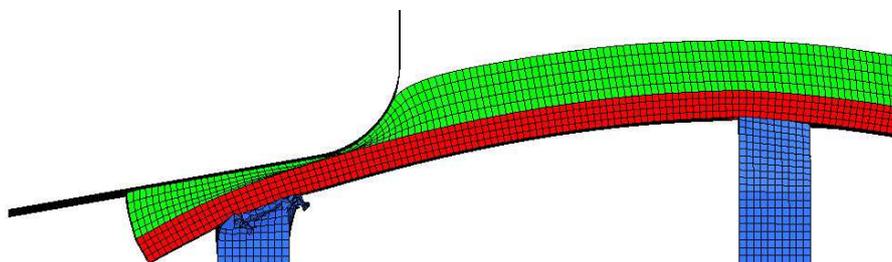


Abbildung 7-13: Verformung des Crashsystems gemäß LS DYNA; RCAR-Structural Test 1

Hier ist eine ähnlich große Stauchung der linken Crashbox in der Höhe von 132,7 mm erkennbar. Diese weicht 1 mm von dem Ergebnis des neu entwickelten Berechnungsmodells ab. Um die beiden Ergebnisse besser miteinander vergleichen zu

## 7. Validierung des entwickelten Berechnungsmodells

---

können, werden wie bereits zuvor bei den RCAR-Bumper-Tests die 15 charakteristischen Testpunkte der beiden Simulationen in ein gemeinsames Diagramm übertragen (Abbildung 7-14).

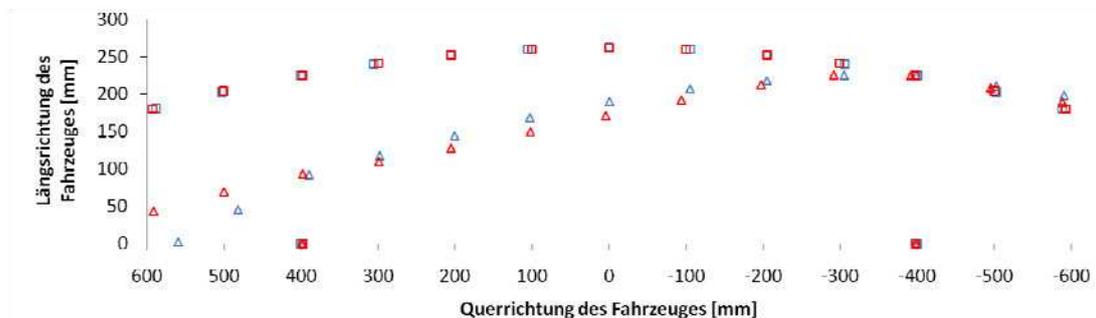


Abbildung 7-14: Vergleich der Verformungen, Structural Test 1

□... Messpunkte der LS-DYNA Simulation, unverformter Zustand

□... Messpunkte des neu entwickelten Berechnungsmodells, unverformter Zustand

△... Messpunkte der LS-DYNA Simulation, verformter Zustand

△... Messpunkte des neu entwickelten Berechnungsmodells, verformter Zustand

Wie bereits erwähnt, zeigen die Crashboxstauchungen beider Simulationen übereinstimmende Werte. Die Querträgerdeformation unterscheidet sich jedoch sowohl zwischen den beiden Crashboxen als auch am linken überstehenden Ende. Im Mittelteil zeigt der Querträger des neu entwickelten Berechnungsmodells größere Deformationen als dies beim LS-DYNA-Modell der Fall ist. Dies ist, analog zum Bumper Test, auf das angewandte Plastizitätsmodell des Querträgers zurückzuführen.

Des Weiteren zeigt Abbildung 7-14 Lageabweichungen des linken überstehenden Endes des Querträgers. Dies hat die Ursache ebenfalls in der zuvor erwähnten unterschiedlichen Biegesteifigkeit des Querträgers während der Plastifizierung aufgrund derer sich der Querträger beim LS-DYNA-Modell (Abbildung 7-13) nicht im selben Ausmaß an die Barriere anschmiegt, als dies beim zweidimensionalen Berechnungsmodell (Abbildung 7-12) der Fall ist. In Abbildung 7-15 sind die Abweichungen der Querträgerknoten der beiden Modelle für den ersten RCAR-Structural Test abgebildet.

## 7. Validierung des entwickelten Berechnungsmodells

---

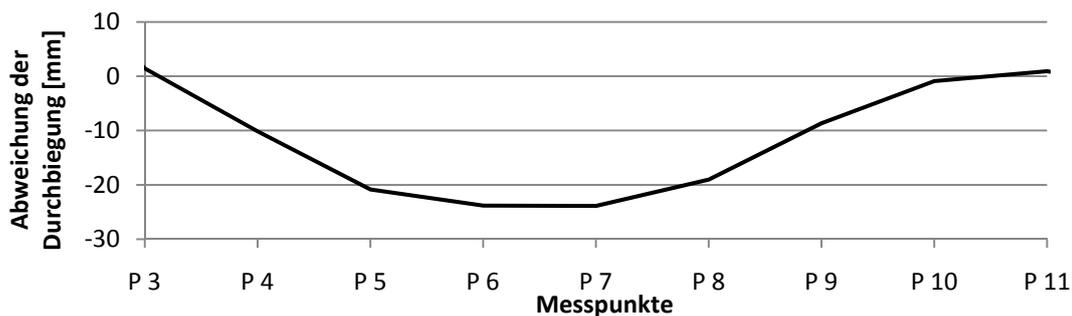


Abbildung 7-15: Abweichung der Querträgerknoten; RCAR- Structural Test 1

Nach der Betrachtung der Verformungen der beteiligten Komponenten wird nun auf die Verteilung der Energien eingegangen. Abbildung 7-16 zeigt die Energieverläufe, die aus der LS-DYNA Simulation mit dem Postprozessor HyperGraph ausgewertet werden.

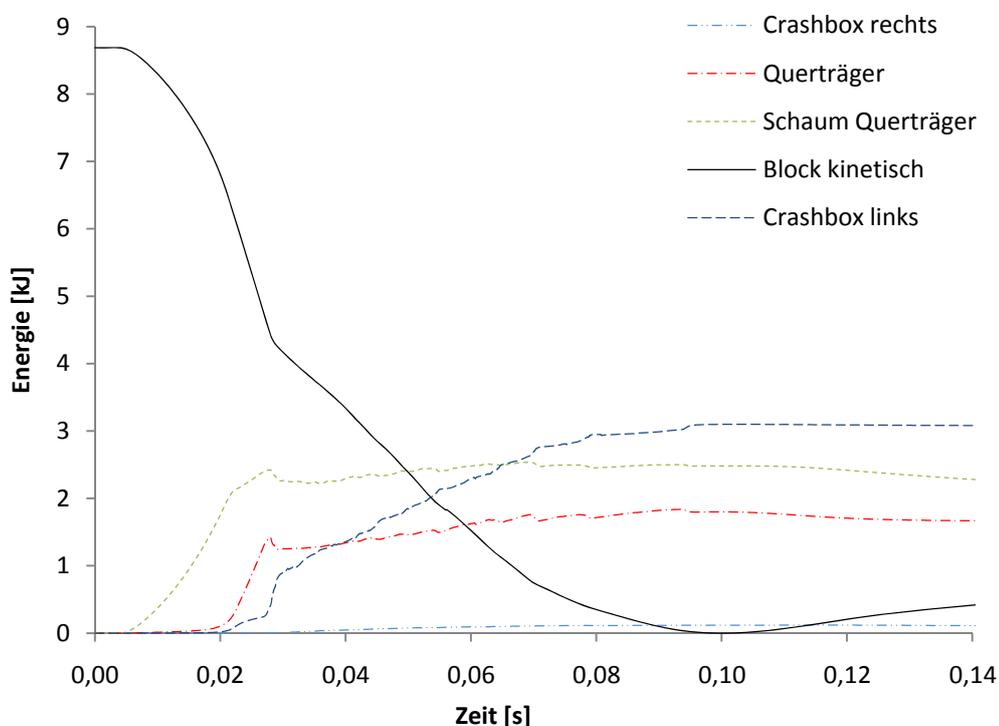


Abbildung 7-16: Energieverläufe RCAR-Structural Test 1

Die Kurve der kinetischen Energie der starren Platte welche mit der Fahrzeugmasse beaufschlagt ist, erreicht nach 0,10 Sekunden den Minimalwert mit 0 J. Analysiert man die abgebildeten Energieverläufe, erkennt man eine rasche Abnahme der kinetischen Energie ab dem Zeitpunkt des Kontaktes. Wobei zunächst die meiste Energie vom Querträgerschaum absorbiert wird. Der Gradient der kinetischen Energieabnahme nimmt betragsmäßig stetig zu. Wie man in Abbildung 7-17 erkennen kann, nimmt während dieses Zeitraumes (bis 0,02 Sekunden) die Geschwindigkeit des Fahrzeuges ebenfalls überproportional ab. Anschließend beginnt der Querträger nennenswert Energie zu

---

absorbieren. Nach rund 0,027 Sekunden ist die, innerhalb des Theorieteils beschriebene, Triggerkraft der linken Crashbox erreicht, was in weiterer Folge zu ihrer Faltung führt. Da sich das durchschnittliche Kraftniveau während der Faltung deutlich unter jenem der Triggerkraft befindet, geht ein Teil der in Form elastischer Verformung gespeicherten Energien des Schaumes und des Querträgers in die Crashbox über. Dies kennzeichnet sich in Abbildung 7-16 durch einen kleinen Abfall der Energien des Schaumes und des Querträgers in Kombination mit einem raschen Anstieg der Energie der linken Crashbox. Ab diesem Zeitpunkt wird die verbleibende kinetische Energie hauptsächlich von der linken Crashbox absorbiert. Während dieser Zeit nimmt die Geschwindigkeit gemäß Abbildung 7-17 linear ab. Dies führt in weiterer Folge zu einer konstanten Verzögerung (rund  $4g$ ) und zu einem gleichbleibenden Kraftniveau. Dieser Einfluss der deutlich höheren Triggerkraft gegenüber der durchschnittlichen Kraft während der Verformung ist bei realen Fahrzeugen nicht in diesem Ausmaß vorhanden, da die detaillierte Geometrie der Crashboxen eigens dafür entwickelte Bohrungen und Sicken enthält, um derartige Kraftspitzen zu vermeiden.

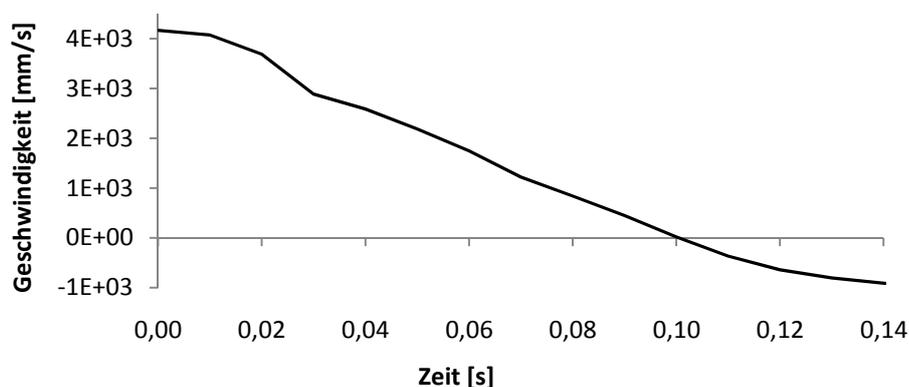


Abbildung 7-17: Geschwindigkeitsverlauf des Gesamtsystems

Die Energieauswertung des Schaumes zeigt, dass zum Zeitpunkt der vollständigen Absorption der kinetischen Energie der starren Platte (vorübergehender Stillstand des Fahrzeuges) der Schaum 2,48 kJ und somit 28,6 % der Gesamtenergie des Systems aufgenommen hat. Dieser Wert liegt 1,7 % unter dem Ergebnis des entwickelten Berechnungsmodells. Diese Abweichung ergibt sich aus der Energieaufnahme durch die elastische Deformation des Schaumes. Diese Energie wird wie bereits erwähnt während dem Faltvorgang der Crashbox an diese abgegeben. Das Energiemodell welches in das Berechnungsmodell implementiert wird, ist hingegen nur im Stande die Energie der Komponenten zu erhöhen bzw. auf dem Niveau zu belassen. Das elastische Rückfedern wird absichtlich außer Acht gelassen, da stets der Zustand der maximalen Verformung von Interesse ist und im Falle der RCAR-Bumper-Tests meist kein elastisches Rückfedern von Komponenten vor dem Stillstand des Fahrzeuges auftritt. Bei RCAR-Structural-Tests kommt es, wie eben gezeigt auch vor dem Stillstand des Fahrzeuges zu einer, zumindest Teilentladung dieser elastisch gespeicherten Energie, wodurch ein systeminterner

Energiefluss auftritt. Es ist jedoch ersichtlich dass, der dadurch zustande kommende Fehler vernachlässigbar klein ist.

Um das entwickelte Berechnungsmodell für den Lastfall des RCAR-Structural-Tests zu validieren, werden drei weitere Testläufe mit veränderten Parametern durchgeführt. Wie bereits erwähnt, liegt das Hauptaugenmerk bei diesem Crashszenario auf dem Deformationsverhalten der linken Crashbox. Somit wird ausgehend vom ersten Testfall die Wandstärke der Crashboxen  $S_{CB}$  variiert um die Auswirkungen seitens der LS-DYNA Simulation und seitens des entwickelten MATLAB-Modells sichtbar zu machen. Abbildung 7-18 zeigt die Ergebnisse dieser Simulationsrechnungen beider Modelle. Unter den jeweiligen Balken ist die Blechstärke der Crashboxen für den entsprechenden Testlauf aufgetragen.

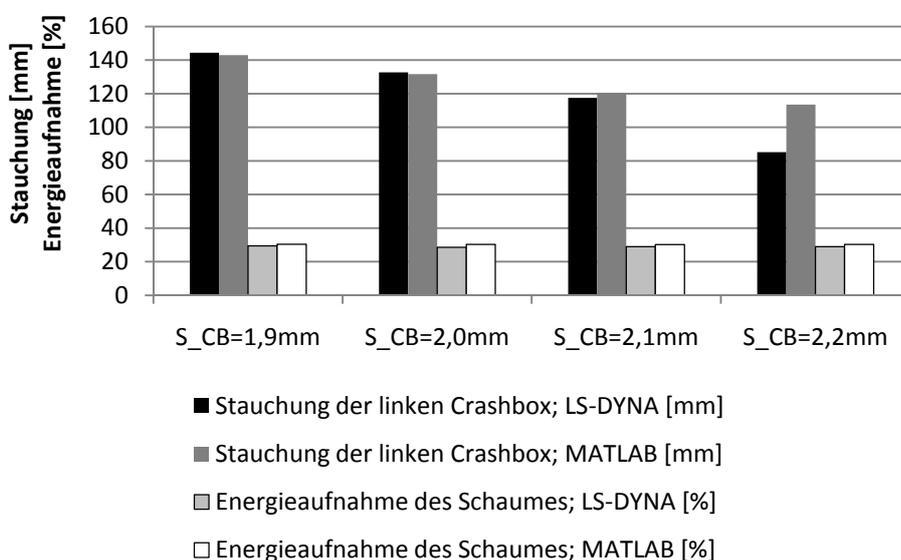


Abbildung 7-18: Simulationsergebnisse der RCAR-Structural-Testläufe

Der Vergleich dieser ausgewerteten Daten zeigt eine hohe Übereinstimmung, mit Ausnahme des letzten Simulationsvorganges der mit einer Wandstärke von 2,2 mm durchgeführt wurde. Hier betrug die Stauchung der Crashbox seitens des LS-DYNA Modells 85,2 mm während das zweidimensionale Modell eine Stauchung von 113,5 mm errechnete. Diese Abweichung von rund 30 mm gilt es zu untersuchen. Verwendet man die empirisch ermittelte Stauchrohrformel Gl. (99) mit den entsprechenden Parametern, erkennt man bei einer Zunahme der Wandstärke von 2,1 mm auf 2,2 mm eine Erhöhung der Durchschnittskraft von rund 8%. Dies entspricht im Falle der Energieabsorption eines Stauchrohres einer um 8% verringerten Stauchung. Geht man von der Stauchung der Crashbox mit einer Wandstärke von 2,1 mm aus (Stauchung: 117,5 mm), ergibt sich bei Verminderung der Stauchung um 8% eine gesamte Crashboxverkürzung von 108 mm. Die Simulation mit LS-DYNA liefert jedoch einen Wert von 85,2 mm. Dies ist darauf zurückzuführen, dass es sich beim Faltvorgang eines Stauchrohres um keine kontinuierliche

Verformung handelt. In Abbildung 4-16 ist dieser wellige Kraftverlauf während einer Stauchrohrfaltung abgebildet. Es ist davon auszugehen, dass am Ende dieser Simulation mit LS-DYNA, die aktuelle Verformung in der Nähe eines lokalen Kraftmaximums liegt und sich daher eine deutlich geringere Verformung einstellt, als dies gemäß der empirischen Stauchrohrformel, welche von einer kontinuierlichen Deformation ausgeht, der Fall ist.

Neben der Crashboxfaltung ist aus Sicht der Packaging-Anforderungen auch der Verlauf des Querträgers von Interesse. Speziell der Bereich von der linken bis zur rechten Crashbox ist hier von Bedeutung (Messpunkt 3 bis 11). In Abbildung 7-19 sind die Koordinatendifferenzen der Messpunkte in Fahrtrichtung des Fahrzeuges aufgetragen. Eine negative Verformung bedeutet in diesem Fall eine größere Durchbiegung des zweidimensionalen MATLAB-Modells gegenüber dem LS-DYNA Modell.

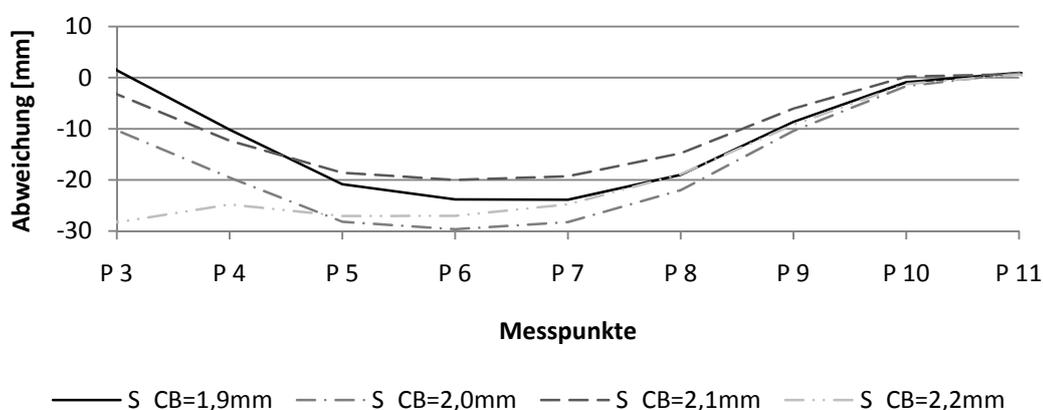


Abbildung 7-19: Abweichung der RCAR-Structural Simulationsergebnisse

Anhand dieser Abbildung ist ersichtlich, dass zwischen den beiden Crashboxen Deformationsunterschiede des Querträgers von bis zu 29,7 mm auftreten können. In Relation zur Gesamtverschiebung dieses Knotens beträgt die Abweichung der beiden Modelle maximal 21 %. Dies ist wie bereits beschrieben auf das implementierte Plastizitätsmodell des Querträgers zurückzuführen, welches ab Erreichen der Streckgrenze auf den gesamten Querschnitt idealplastisches Materialverhalten anwendet. An den Crashboxanbindungs-knoten ist die Übereinstimmung wesentlich größer. Somit ist die durchschnittliche betragsmäßige Abweichung der Knoten dieser beiden Modelle 14,4 mm. Setzt man die Summe der Beträge aller Abweichungen der Messpunkte 3 bis 11 in das Verhältnis zur Gesamtverschiebung dieser Knoten während der Simulation beträgt der Fehler 6 %.

Da das entwickelte Berechnungsmodell während der Konzeptphase zum Einsatz kommen wird um Verformungen und Packaging-Situationen abzuschätzen, ist eine biegeweichere Modellierung des Querträgers gegenüber der LS-DYNA Simulation nicht nachteilig, da aufgrund der stärkeren Verformung des Querträgers diesem in Zuge der Packaging-Untersuchungen mehr Deformationsraum eingeräumt werden kann.

## 8 Implementierung des Berechnungsmodells in das Gesamtkonzept

### 8.1 Datenaustausch

Nach der Validierung kann dieses Berechnungsmodell in das von A. Harrich entwickelte virtuelle Vorderwagen-Auslegungs-Werkzeug [20] implementiert werden. Somit wird der Aufwand für die Benutzung dieses Werkzeuges für den Benutzer enorm vermindert. Dieser kommuniziert über die grafische Benutzeroberfläche, welche als Makro über die VBA (Visual Basic Applications) Schnittstelle in CATIA V5 implementiert wird mit dem Berechnungsprogramm, ohne dass er gezwungen wird, seine gewohnte Entwicklungsumgebung zu verlassen. Um jedoch einen reibungslosen Ablauf dieser Prozesse zu gewährleisten, muss eine geeignete Datenschnittstelle gefunden werden, um einerseits die Eingabeparameter seitens des Konstrukteurs, wie beispielsweise Dimensionen des Crashsystems, Materialparameter oder Crashszenario dem MATLAB-Berechnungsmodell zuzuführen und andererseits um die daraus resultierenden Ergebnisse wiederum in die 3D-CAD Umgebung des Entwicklers zu übertragen. Hierfür wird folgendermaßen vorgegangen.

Entsprechend Abbildung 8-1 werden die Inputparameter nach deren Eingabe innerhalb der Konstruktionsumgebung CATIA V5 automatisch strukturiert und in einem Textfile *input.txt* abgelegt. Das erstellte MATLAB-Modell, welches zu einer Anwendungsdatei (\*.exe) kompiliert wird, wird beim Start des Berechnungsmodells automatisch über VBA-Befehle von CATIA V5 ausgeführt. Diese Anwendungsdatei greift während der Prozedur auf die vorhin erstellte Textdatei zu und liest die entsprechenden Größen aus, die für den Berechnungsalgorithmus notwendig sind. Die Ergebnisse der Simulation werden wiederum automatisiert in ein Textfile *output.txt* geschrieben, auf das nach Berechnungsende mittels VBA-Makro zugegriffen wird, um die Ergebnisse weiter zu verarbeiten und sie dem Entwickler grafisch darzustellen.

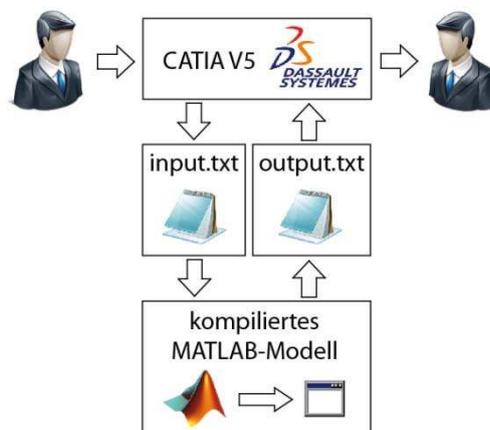


Abbildung 8-1: Datenschnittstellen

Im Anschluss werden die Textdateien gelöscht um nicht unnötig Speicherplatz zu belegen. Als Speicherort dieser Textdateien empfiehlt sich der Temp-Ordner, da auf diesen einfach und effizient vor allem jedoch auf jedem Rechner mit derselben Methode zugegriffen werden kann. Somit kann dem Konstrukteur innerhalb weniger Sekunden eine konzeptionelle Vorauslegung eines verformten Crashsystems dargestellt werden, ohne dass sich dieser mit der aufwändigen Bedatung und Modellierung eines kommerziellen Finite Elemente Programmes auseinander setzen muss. Die notwendigen Inputparameter sowie die mit Hilfe des Berechnungsmodells berechneten Outputgrößen sind im Anhang tabellarisch angeführt.

## 9 Zusammenfassung

Diese Diplomarbeit wurde gemeinsam mit einem Automobilzulieferbetrieb durchgeführt und hatte zum Ziel, ein vereinfachtes Berechnungsmodell zu entwickeln, das im Stande ist, Verformungen von Fahrzeug-Crashsystemen aufgrund von Low-Speed Crashes konzeptionell zu berechnen. Dieses Modell sollte während der Entwicklungsphase eines Fahrzeug-Crashsystems zum Einsatz kommen und anhand weniger verfügbarer Input-Parameter Werte über die Deformation der jeweiligen Bauteile liefern, um Packaging-Untersuchungen in einer frühen Entwicklungsphase durchführen zu können. Die Hauptmotivation dieses Berechnungsmodells liegt in der Reduktion der Anzahl von komplexen dreidimensionalen Finite Elemente Berechnungen während der Konzeptphase, sowie in einer einfachen Bedienbarkeit innerhalb der gewohnten Konstruktionsumgebung des Konstrukteurs.

Im Zuge dieser Diplomarbeit wurde das Crashsystem entsprechend abstrahiert, um es in ein zweidimensionales FE-Modell überzuführen. Plastizität wurde im gewählten Modell ebenso berücksichtigt, wie die Energieaufnahme des Prallschaumes, der auf dem Querträger des Crashsystems aufgebracht ist. Sämtliche Geometrie- und Werkstoffparameter sind von Seiten des Benutzers editierbar. Das gesamte Berechnungsmodell wurde in der Berechnungssoftware MATLAB programmiert und wird aufgrund der positiven Validierung in ein bestehendes Vorderwagenauslegungs-Werkzeug implementiert.

Für die Validierung des Modells wurden einige Low-Speed Crashes nach RCAR [13, 15] (RCAR-Bumper: 100 % Überdeckung, 10 km/h bzw. RCAR-Structural: 40 % Überdeckung, 15 km/h) mit dem neu entwickelten Berechnungsmodell simuliert und die Ergebnisse mit den Simulationsergebnissen eines kommerziellen dreidimensionalen Finite Elemente Programmes verglichen. Dieses Modell wurde ebenfalls im Rahmen dieser Diplomarbeit aufgebaut und ausgewertet. Von Interesse waren hierbei in erster Linie die unterschiedlichen Verformungen der beiden Modelle, sowie die Energieaufnahme der Komponenten. Die Ergebnisse des neu entwickelten Berechnungsmodells zeigen bei beiden Crash-Szenarien hohe Übereinstimmung mit jenen des kommerziellen Finite Elemente Programmes. Auf diese Weise wurde nachgewiesen, dass das im Zuge der vorliegenden

Diplomarbeit entwickelte Berechnungsmodell im Stande ist, für die Konzeptphase ausreichend genaue Ergebnisse zur Verfügung zu stellen.

Durch die Implementierung in ein bestehendes virtuelles Werkzeug zur Auslegung der Crashstruktur des Vorderwagens innerhalb einer 3D Konstruktionsumgebung, kann die verformte Geometrie bereits während der Bauteilkonstruktion visualisiert werden. Somit wird die Qualität der Konstruktionsmodelle während der Konzeptphase gesteigert. Gleichzeitig werden Iterationen mit der Berechnungsabteilung verringert. Die erarbeitete Vorgehensweise kann in Zukunft zu einer effizienteren und besseren Crashsystementwicklung beitragen.

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Frontloading Prozess, vgl. [1] .....	1
Abbildung 1-2: Entwicklungsprozess eines Fahrzeug-Crashsystems, vgl. [3] .....	2
Abbildung 1-3: Gliederung der Verkehrssicherheit, [4] .....	5
Abbildung 1-4: Einteilung der Unfallfolgenmildernden Sicherheit, vgl. [5] .....	5
Abbildung 1-5: KFZ-Bestand in Österreich 2000-2010, vgl. [6] .....	6
Abbildung 1-6: Verkehrsunfälle, Verletzte und Getötete in Österreich 2001-2010, vgl. [7] ...	6
Abbildung 1-7: Fahrzeugstruktur, vgl. [8] .....	7
Abbildung 1-8: Chronologischer Überblick der Einführungen diverser Crashtests, [4] .....	8
Abbildung 1-9: Front end eines PKWs, [14] .....	10
Abbildung 1-10: Crash-Szenarien: RCAR-Bumper vs. RCAR-Structural, vgl. [13, 15, 16] .....	11
Abbildung 1-11: Höhe der Reparaturkosten nach einem Low-Speed Crash Test, [17] .....	12
Abbildung 1-12: RCAR Rear-Bumper-Test, vgl. [15, 16] .....	12
Abbildung 2-1: Angestrebter Entwicklungsprozess eines Crashsystems, vgl. [3] .....	14
Abbildung 4-1: Eindimensionales Stabelement, vgl. [25] .....	17
Abbildung 4-2: Verformtes und unverformtes eindimensionales Stabelement.....	17
Abbildung 4-3: Kräfte und Verschiebungen eines eindimensionalen Stabelementes.....	17
Abbildung 4-4: Eindimensionales Balkenelement, vgl. [25].....	20
Abbildung 4-5: Verformtes und unverformtes eindimensionales Balkenelement [25] .....	21
Abbildung 4-6: Belastung und Verformung eines eindimensionalen Balkenelements .....	22
Abbildung 4-7: Zweidimensionales Balkenelement, vgl. [25] .....	27
Abbildung 4-8: Überlagerung der Dehnungen, vgl. [25] .....	27
Abbildung 4-9: Koordinatentransformation, vgl. [25] .....	29
Abbildung 4-10: FE-Beispiel .....	31
Abbildung 4-11: Spannungs-Dehnungsdiagramm sprödes vs. zähes Material.....	34
Abbildung 4-12: Elastisch-idealplastisches Materialverhalten .....	34
Abbildung 4-13: Biegespannungsverteilung während Plastifizierung .....	35
Abbildung 4-14: Deformationsarten irreversibler Crashabsorber, vgl. [27] .....	36
Abbildung 4-15: Stauchung eines dünnwandigen Hohlprofils, N. Jones in [29] .....	37
Abbildung 4-16: Kraftverlauf während Crashboxfaltung, vgl. [27] .....	39
Abbildung 5-1: Annahme der Schwerpunktlage des Fahrzeuges, vgl. [16] .....	40
Abbildung 5-2: Mögliche Quetschung des Querträgerquerschnittes .....	41
Abbildung 5-3: Position des Vorderwagen-Crashsystems, vgl. [16] .....	42
Abbildung 5-4: Diskretisiertes Crashsystem .....	42
Abbildung 5-5: Diskretisiertes Crashsystem mit 17 Knoten.....	43
Abbildung 5-6: Lokale und globale Knotennummerierung.....	43
Abbildung 5-7: Systematischer Aufbau der globalen Steifigkeitsmatrix.....	45
Abbildung 5-8: Fallunterscheidung bei Arkustangens-Funktion.....	46
Abbildung 5-9: Hauptmaße des Crashsystems .....	47
Abbildung 5-10: Implementierte Querschnittsgeometrien des Querträgers .....	49
Abbildung 5-11: Zerteilung der Querschnittsgeometrien in Rechtecke .....	49

Abbildung 5-12: Extremfälle von Crashsystem-Dimensionen.....	51
Abbildung 5-13: Querträgerkontur mit Koordinaten beschrieben .....	52
Abbildung 5-14: Modelltest anhand verschiedener Lastfälle .....	53
Abbildung 5-15: Querträgerdeformation in Folge Einzelkraft und Streckenlast .....	53
Abbildung 5-16: Elastisch-idealplastisches Materialverhalten .....	54
Abbildung 5-17: Erster Kontakt der beiden Schäume.....	55
Abbildung 5-18: Kennlinie eines Schaumwürfels, vgl. [31].....	56
Abbildung 5-19: Spannungsdehnungsdiagramm eines Schaumwürfels.....	56
Abbildung 5-20: RCAR Barriere ohne bzw. mit Abdeckung, [13].....	57
Abbildung 5-21: Spannungsverlauf der Absorberelemente des RCAR-Bumpers, vgl. [13]....	57
Abbildung 5-22: Kennlinie des Schaumes und des Absorbers an der Barriere.....	58
Abbildung 5-23: Starre Barriere trifft auf kombinierten Schaum .....	58
Abbildung 5-24: Nichtlinearität der kombinierten Schaumkennlinie .....	59
Abbildung 5-25: Kontaktmodelle .....	60
Abbildung 5-26: Interpolation der Barriereknoten.....	61
Abbildung 5-27: Kontaktmodell .....	61
Abbildung 5-28: Vereinfachtes Modell: Berücksichtigung der eingepprägten Energien.....	62
Abbildung 5-29: Berechnungsschritte während der Verformung .....	64
Abbildung 5-30: Intrusion der Barriere in den kombinierten Schaum .....	65
Abbildung 5-31: Ablaufdiagramm des Berechnungsmodells.....	66
Abbildung 5-32: Auswirkung unterschiedlicher Triggerkräfte der Crashboxen.....	67
Abbildung 5-33: Modifikation des Crashboxabstandes .....	68
Abbildung 6-1: Hauptmaße der RCAR-Bumper Barriere, vgl. [13, 16].....	70
Abbildung 6-2: Flächenmodell des Crashsystems.....	72
Abbildung 6-3: Bemaßung der RCAR-Structural Barriere, vgl. [15], [16] .....	73
Abbildung 6-4: Crashsystem vernetzt .....	74
Abbildung 6-5: Schaumwürfel mit starrer Platte .....	76
Abbildung 6-6: Schaumwürfel mit äquivalenten Knotenkräften belastet .....	77
Abbildung 6-7: Schaumwürfel mit angepasstem Lastprofil .....	78
Abbildung 6-8: Schaumwürfel belastet mit einer Vertikalkraft von 50 kN.....	79
Abbildung 6-9: Verzerzte Flanschebene wegen Randbedingungen .....	80
Abbildung 6-10: Crashsystem mit starrer Platte als Crashboxeinspannung.....	81
Abbildung 7-1: Messpunktanordnung am 2D-Modell .....	82
Abbildung 7-2: Messpunktanordnung am 3D-Modell .....	82
Abbildung 7-3: Schaumkennlinie: EPP 60g/dm <sup>3</sup> .....	85
Abbildung 7-4: Verformung des Crashsystems; RCAR Bumper Test 1.....	85
Abbildung 7-5: Verformung des Crashsystems gemäß LS DYNA; RCAR-Bumper Test 1.....	86
Abbildung 7-6: Vergleich der Verformungen, Bumper Test 1 .....	86
Abbildung 7-7: Abweichung der Querträgerknoten; RCAR-Bumper Test 1.....	87
Abbildung 7-8: Energieverläufe RCAR-Bumper Test 1 .....	87
Abbildung 7-9: Schaumkennlinie: EPP 55 g/dm <sup>3</sup> , vgl. [31].....	88

Abbildung 7-10: Simulationsergebnisse der RCAR-Bumper Testläufe.....	89
Abbildung 7-11: Abweichung der RCAR-Bumper Simulationsergebnisse.....	90
Abbildung 7-12: Verformung des Crashsystems; RCAR-Structural Test 1 .....	92
Abbildung 7-13: Verformung des Crashsystems gemäß LS DYNA; RCAR-Structural Test 1...	92
Abbildung 7-14: Vergleich der Verformungen, Structural Test 1 .....	93
Abbildung 7-15: Abweichung der Querträgerknoten; RCAR- Structural Test 1.....	94
Abbildung 7-16: Energieverläufe RCAR-Structural Test 1 .....	94
Abbildung 7-17: Geschwindigkeitsverlauf des Gesamtsystems.....	95
Abbildung 7-18: Simulationsergebnisse der RCAR-Structural-Testläufe .....	96
Abbildung 7-19: Abweichung der RCAR-Structural Simulationsergebnisse.....	97
Abbildung 8-1: Datenschnittstellen .....	98

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 6-1: Beispiele konsistenter Einheiten, vgl. [32] .....	69
Tabelle 6-2: Abmessungen der RCAR-Bumper Barriere.....	71
Tabelle 6-3: Abmessungen der RCAR-Structural Barriere.....	73
Tabelle 7-1: Randbedingungen RCAR-Bumper .....	83
Tabelle 7-2: Abmessungen des Crashsystems, RCAR-Bumper-Test 1.....	84
Tabelle 7-3: Durchgeführte RCAR-Bumper Simulationen .....	89
Tabelle 7-4: Randbedingungen der RCAR-Structural-Tests .....	90
Tabelle 7-5: Dimensionen des Crashsystems, RCAR-Structural .....	91
Tabelle 7-6: Werkstoffparameter, RCAR Structural Test 1 .....	91

## Literaturverzeichnis

- [1] A. Eichberger, D. Michbronn, F. Wörgötter and B. Fellner, *A Novel Virtual Development Process for Side Impact at Magna Steyr Based on Numerical Simulations Verified by Component Testing*, In: *Proceedings of the 6th EUROSIM Congress on Modelling and Simulation*, Ljubljana, Slovenia, 2007
- [2] P. Rossbacher, M. Hirz, A. Harrich, W. Dietrich and N. Theiss, *The Potential of 3D-CAD Based Process – Optimization in the Automotive Concept Phase*, In: *SAE International Journal of Materials and Manufacturing*, vol. 2, pp. 250-257, 2009
- [3] G. Frener, M. Hirz and A. Harrich, *Development of calculation methods for conceptual layout of automotive front and rear end crash systems*, In: *ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, Washington DC, USA, 2011
- [4] F. Kramer, *Passive Sicherheit von Kraftfahrzeugen*, Vieweg Verlag, 2006.
- [5] U. Seiffert, *Unfallfolgenmildernde Fahrzeugsicherheit*, In: *VDI Fortschritt Berichte Reihe 12*, 1985
- [6] *STATISTIK AUSTRIA - Kraftfahrzeuge-Bestand*, Verfügbar unter: [www.statistik.at](http://www.statistik.at), [Datum des Zugriffs: 21.07.2011]
- [7] *STATISTIK AUSTRIA - Unfälle mit Personenschaden*, Verfügbar unter: [www.statistik.at](http://www.statistik.at), [Datum des Zugriffs: 05.08.2011]
- [8] *ThyssenKrupp - Karosserie-Leichtbau mit System*, Verfügbar unter: [incar.thyssenkrupp.com](http://incar.thyssenkrupp.com), [Datum des Zugriffs: 27.07.2011]
- [9] K. Langwieder, *Aspekte der Fahrzeugsicherheit anhand einer Untersuchung von realen Unfällen*, Technische Universität Berlin, Dissertation, 1975
- [10] *VCÖ: Österreich bei Fußgängersicherheit nur im Mittelfeld der EU - 27.07.2011*, In: *Ausgabe: 2011-099 2011(11/2011)*, Verfügbar unter: <http://www.vcoe.at>, [Datum des Zugriffs: 25.11.2011]
- [11] *EURO NCAP - Fußgängerschutz*, Verfügbar unter [www.euroncap.com](http://www.euroncap.com), [Datum des Zugriffs: 05.11.2011]
- [12] T. Jungmann, *Außenairbags von Autoliv schützen Fußgänger*, In: *ATZ Online*, Verfügbar unter: [www.atzonline.de](http://www.atzonline.de), [Datum des Zugriffs: 07.11.2011]
- [13] Research Council for Automobile Repairs, *RCAR Bumper Test vol. Issue 2.0*, 2010
- [14] *BMW Front End*, Verfügbar unter: [www.faurecialaautoshow.com](http://www.faurecialaautoshow.com), [Datum des Zugriffs: 21.11.2011]

- [15] Research Council for Automobile Repairs, *RCAR Low-speed structural crash test protocol vol. Issue 2.2*, 2011
- [16] AUDI AG, Verfügbar unter: [www.audi.de](http://www.audi.de), [Datum des Zugriffs: 22.11.2011]
- [17] J. Hilmann, *On the development of a process chain for structural optimization in vehicle passive safety*, Technische Universität Berlin, Dissertation, 2009
- [18] IIHS - *Low Speed Crash Test*, Verfügbar unter: [www.iihs.org](http://www.iihs.org), [Datum des Zugriffs: 24.11.2011]
- [19] Dassault Systemes - *CATIA-Virtual Product*, Verfügbar unter: [www.3ds.com](http://www.3ds.com), [Datum des Zugriffs: 30.11.2011]
- [20] A. Harrich, W. Sinz, M. Hirz and M. Lorenzer, *CAD-basiertes Werkzeug zur Vorauslegung der Crashstruktur eines Frontendmoduls*, In: *VDI Berichte*, vol. 2107, pp. 585-600, 2010
- [21] *MATLAB - Die Sprache für technische Berechnungen*, Verfügbar unter: [www.mathworks.de](http://www.mathworks.de), [Datum des Zugriffs: 30.11.2011]
- [22] O. Zienkiewicz C., *Methode der finiten Element*, Carl Hanser Verlag, 1975
- [23] B. Klein, *FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau*, Vieweg Verlag, 2007
- [24] H. Hahn G., *Methode der finiten Elemente in der Festigkeitslehre*, Akademische Verlagsgesellschaft, 1975
- [25] P. Steinke, *Finite-Elemente-Methode Rechnergestützte Einführung*, Springer-Verlag, 2007
- [26] M. Link, *Finite Elemente in der Statik und Dynamik*, B. G. Teubner GmbH, 2002
- [27] M. Kröger, *Methodische Auslegung und Erprobung von Fahrzeug-Crashstrukturen*, Universität Hannover, Dissertation, VDI Verlag. pp. 1-153, 2002
- [28] W. Kuchling, *Crash-Elemente*, Technische Universität Graz, Diplomarbeit, 1997
- [29] J. Ambrosio, Ed., *Crashworthiness - Energy Management and Occupant Protection*, Springer Verlag, 2001
- [30] *Livermore Software Technology Corporation - LS-DYNA*, Verfügbar unter: [www.lstc.com](http://www.lstc.com), [Datum des Zugriffs: 30.11.2011]
- [31] MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik, *Foam characteristics*, 2011, Messbericht

[32] Livermore Software Technology Corporation, *LS-DYNA Keyword user's manual Volume I*, Livermore Software Technology Corporation, 2007

[33] *HyperWorks - A Platform for Innovation*, Verfügbar unter: [www.altairhyperworks.de](http://www.altairhyperworks.de),  
[Datum des Zugriffs: 30.11. 2011]

[34] M. Hirz, Ed., *CAX in Automotive and Engine Technology*, Technische Universität Graz, Vorlesungsskriptum, 2011

## Anhang

Sämtliche Gegenüberstellungen der Verformungen der vorgenommenen Modell-Tests sind dem Anhang beigelegt. Auf diesen Verformungen basieren die innerhalb der Diplomarbeit genannten Abweichungsangaben der beiden Modelle. Zusätzlich zu den Verformungen werden die Energieverläufe der mit LS-DYNA simulierten Modelle ausgewertet und ebenfalls im Anhang abgebildet.

Für alle nachfolgenden Gegenüberstellungen der Verformungen gilt die nachstehende Legende:

- ... Messpunkte der LS-DYNA Simulation, unverformter Zustand
- ... Messpunkte des neu entwickelten Berechnungsmodells, unverformter Zustand
- △... Messpunkte der LS-DYNA Simulation, verformter Zustand
- △... Messpunkte des neu entwickelten Berechnungsmodells, verformter Zustand

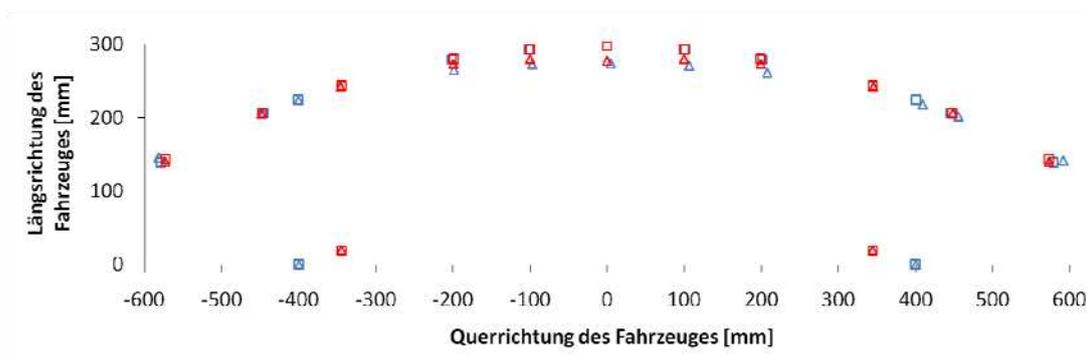
### a) Auswertungen der Bumper-Tests

Die Geometrien der Bumper-Test-Modelle sind weitestgehend ident mit jenen des ersten Tests. Modifiziert wurden insgesamt vier Parameter. Diese Parameter sind vor der Gegenüberstellung der Verformungen stets in einer Tabelle angegeben. Des Weiteren fällt bei den Auswertungen der RCAR-Bumper-Tests der geringere Crashboxabstand des neu entwickelten MATLAB-Modells auf. Der Hintergrund dieser Geometrieänderung ist die in Kapitel 5.7.1 beschriebene Forderung nach der gleichen freien Querträgerlänge zwischen den Crashboxen. Die Energieverläufe der Bumper-Tests bestehen aus wesentlich glatteren Kurven als jene des Structural-Tests. Dies liegt daran dass bei den meisten RCAR-Bumper-Simulationen keine Faltung der Crashboxen auftritt.

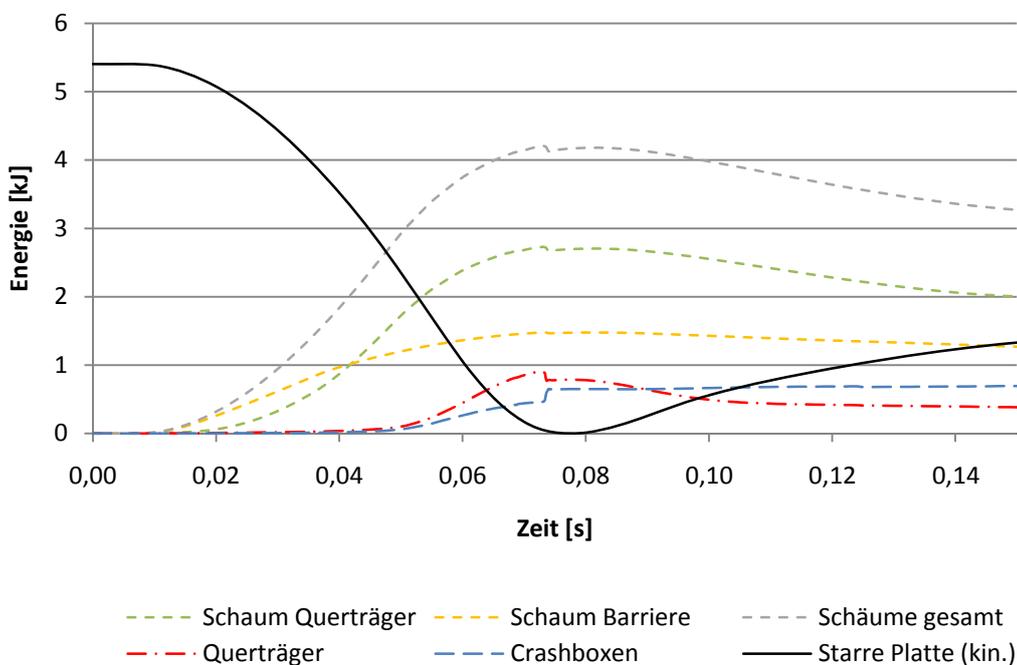
**Inputparameter: Bumper-Test 2**

Test	Blechstärke Querträger	Dichte des Querträgerschaums	Reduzierte Fahrzeugmasse	Crashboxlänge
Test2	2 mm	60 g/dm <sup>3</sup>	1400 kg	225 mm

**Verformungen: Bumper-Test 2**



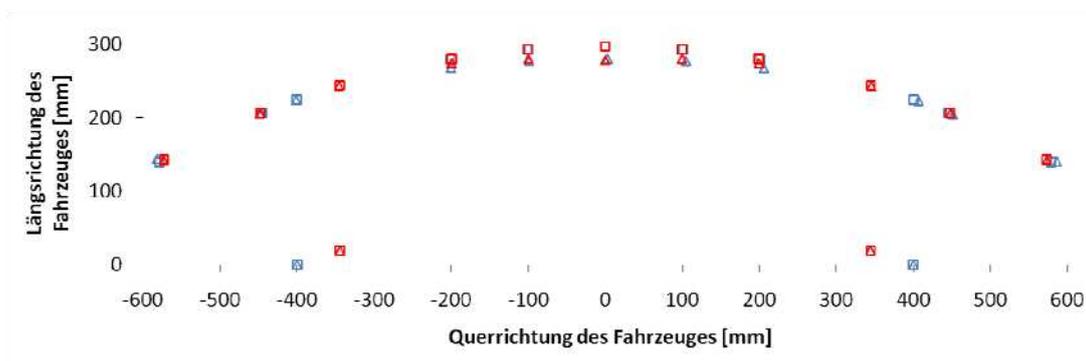
**Energieverläufe: Bumper-Test 2**



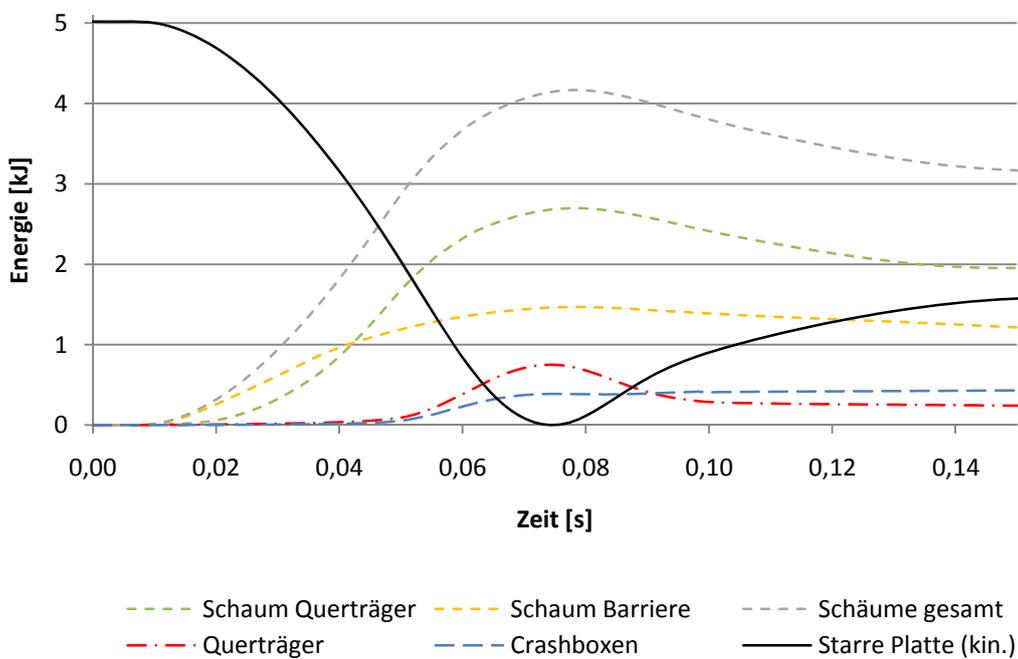
**Inputparameter: Bumper-Test 3**

Test	Blechstärke Querträger	Dichte des Querträgerschaums	Reduzierte Fahrzeugmasse	Crashboxlänge
Test3	2 mm	60 g/dm <sup>3</sup>	1300 kg	225 mm

**Verformungen: Bumper-Test 3**



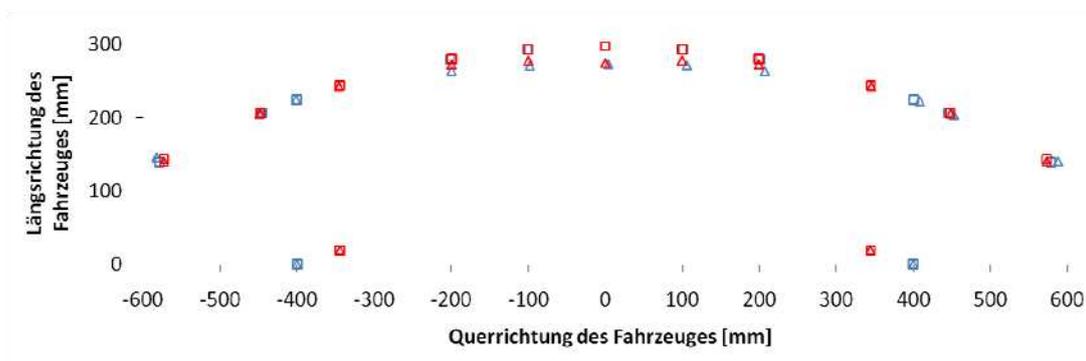
**Energieverläufe: Bumper-Test 3**



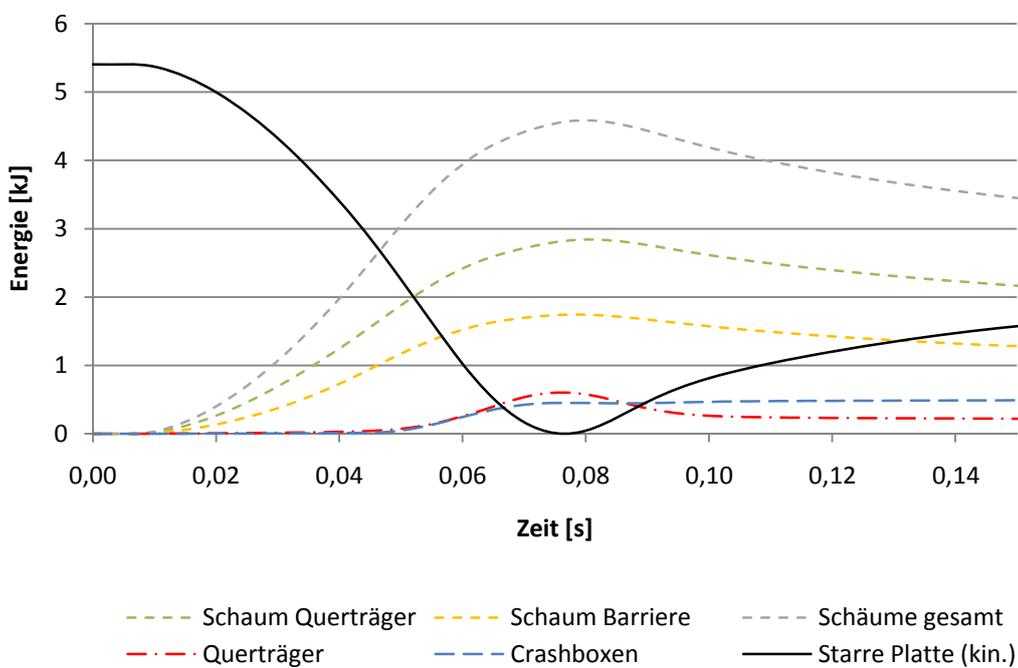
**Inputparameter: Bumper-Test 4**

Test	Blechstärke Querträger	Dichte des Querträgerschaums	Reduzierte Fahrzeugmasse	Crashboxlänge
Test4	2 mm	55 g/dm <sup>3</sup>	1400 kg	125 mm

**Verformungen: Bumper-Test 4**



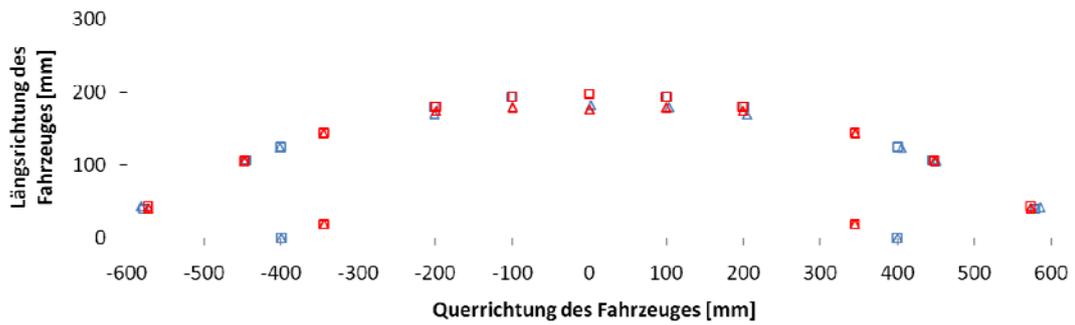
**Energieverläufe: Bumper-Test 4**



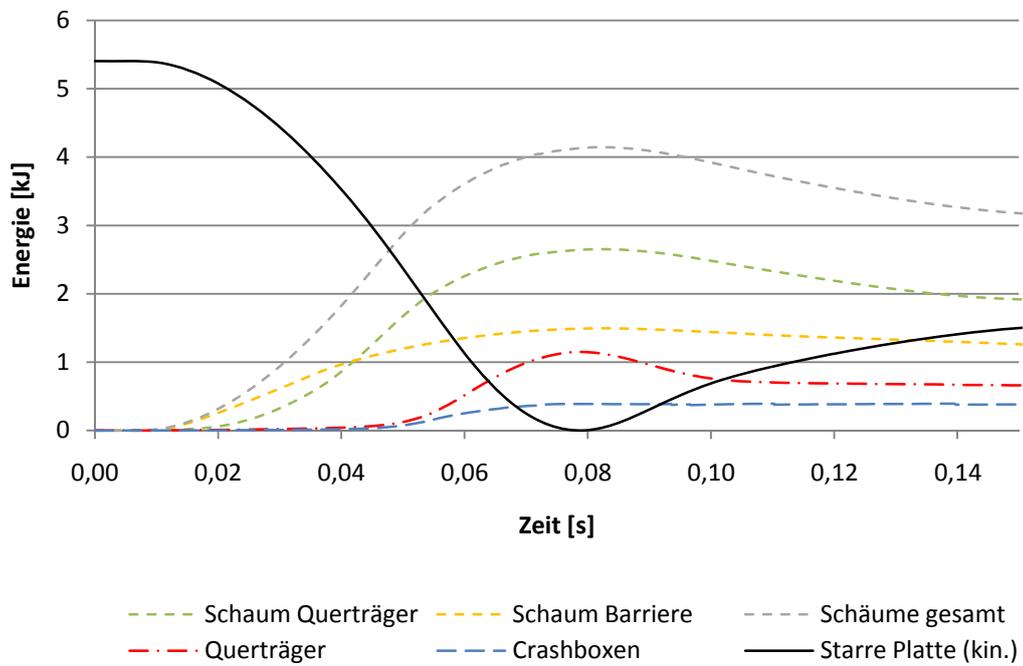
**Inputparameter: Bumper-Test 5**

Test	Blechstärke Querträger	Dichte des Querträgerschaums	Reduzierte Fahrzeugmasse	Crashboxlänge
Test5	1,8 mm	60 g/dm <sup>3</sup>	1400 kg	225 mm

**Verformungen: Bumper-Test 5**



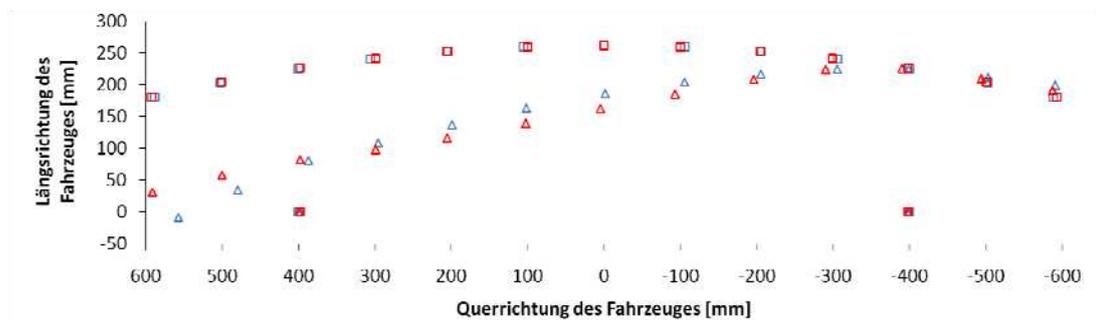
**Energieverläufe: Bumper-Test 5**



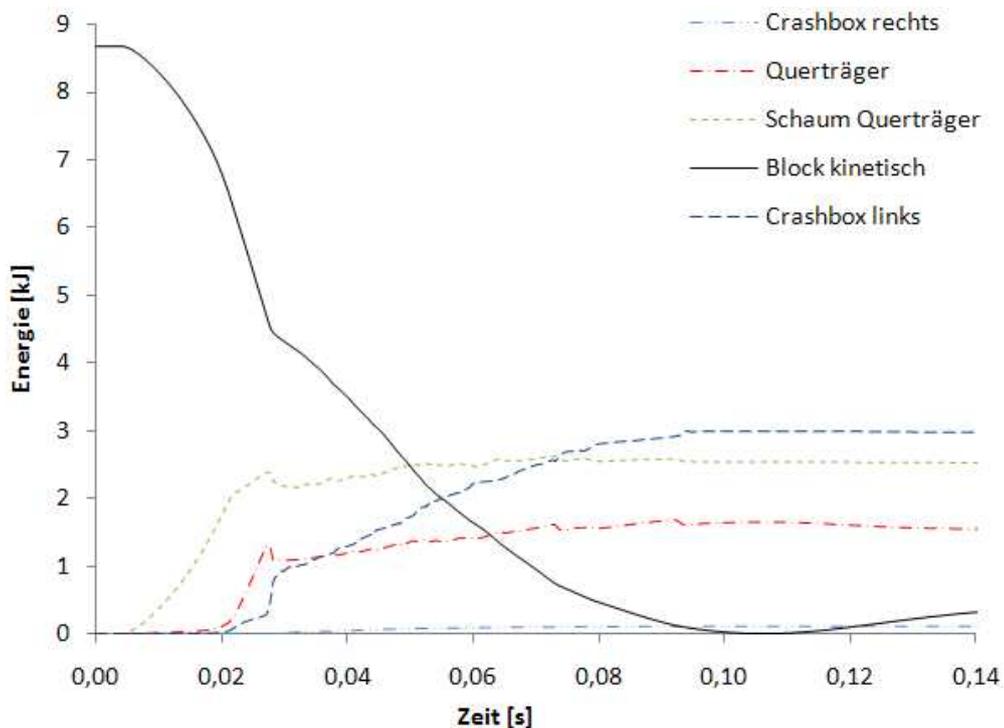
## b) Auswertungen der Structural-Tests

Bei den Structural-Tests liegt das Hauptaugenmerk auf der Wandstärke der Crashboxen. Daher wird bei der Validierung dieses Modells lediglich die Blechstärke der Crashboxen verändert. Dieser Wert ist zu Beginn der jeweiligen Auswertung mit  $S_{CB}$  angeführt. Bei diesem Modell bleibt der Crashboxabstand unverändert, da bei diesem Lastfall der Querträger nicht im selben Ausmaß auf Durchbiegung beansprucht wird wie bei den RCAR-Bumper-Tests. Daher besitzt dieser Abstand im Falle von RCAR-Structural-Tests eine untergeordnete Bedeutung.

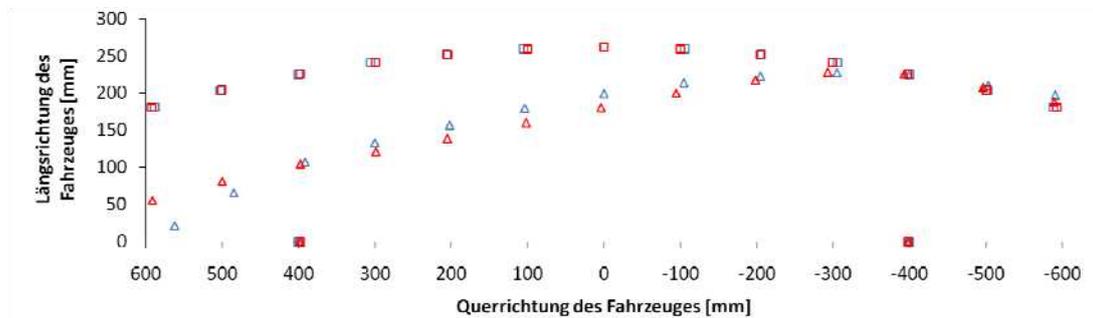
### Verformungen: Structural-Test 2; $S_{CB}=1,9\text{mm}$



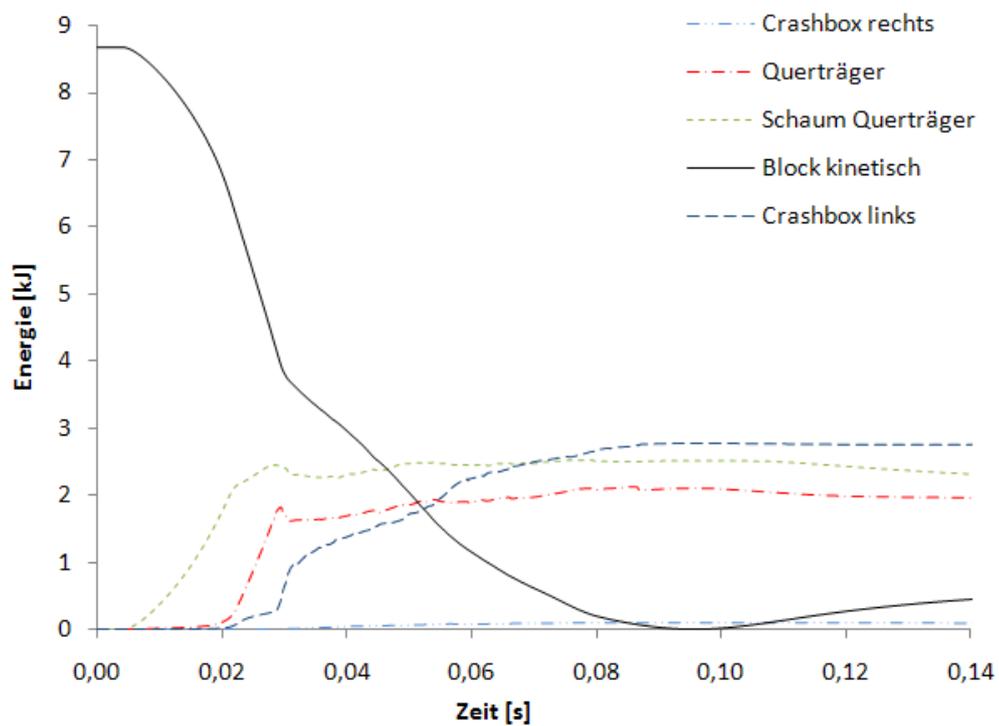
### Energieverläufe: Structural-Test 2; $S_{CB}=1,9\text{mm}$



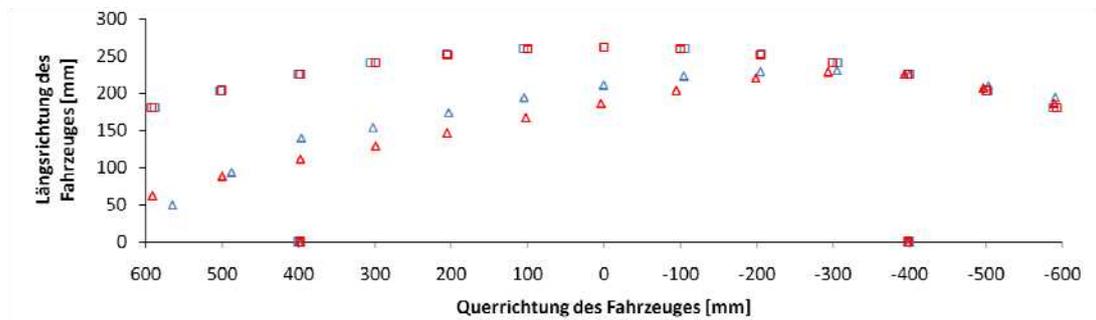
Verformungen: Structural-Test 3; S\_CB=2,1mm



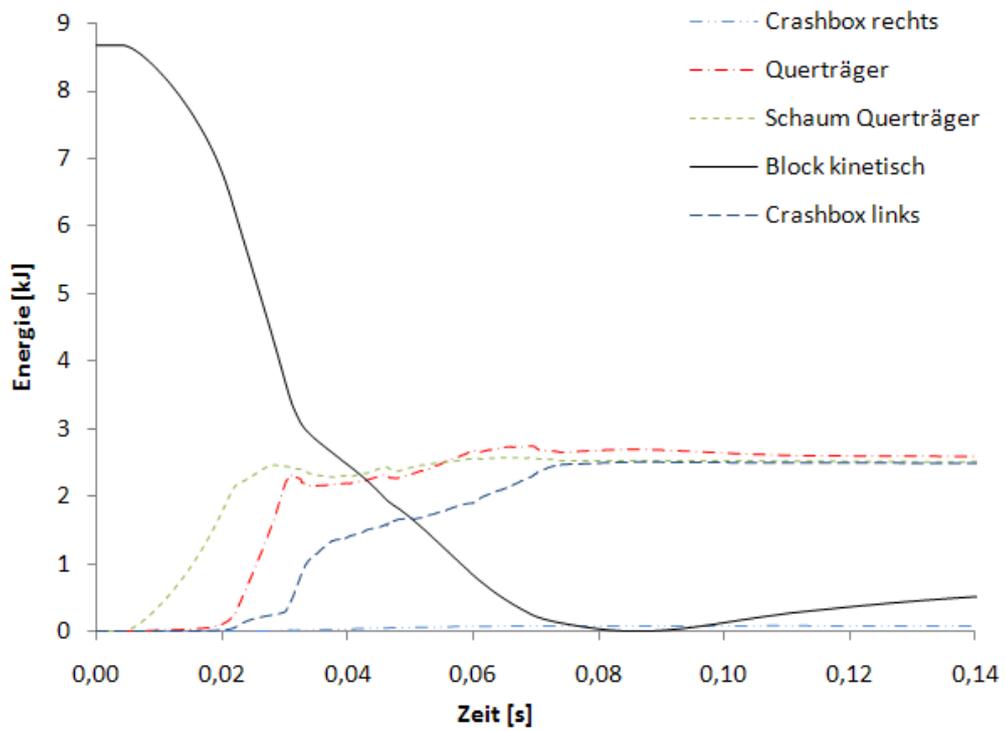
Energieverläufe: Structural-Test 3; S\_CB=2,1mm



Verformungen: Structural-Test 4; S\_CB=2,2mm



Energieverläufe: Structural-Test 4; S\_CB=2,2mm



### c) Inputparameter des Berechnungsmodells

#### Crashszenario:

<i>RCAR Bumper/</i>	[-]	Wahl des Crashszenarios
<i>RCAR Structural</i>		

Die Fahrgeschwindigkeit  $v_F$  [m/s] sowie das Maß der Überdeckung  $\ddot{u}$  [%] werden automatisch über die Auswahl des Crashszenarios festgelegt.

#### Fahrzeug:

$f_E$	[-]	Energieverteilungsfaktor
$m$	[kg]	Fahrzeugmasse

#### Crashsystem Hauptmaße (siehe Abbildung 5-9):

$B_{CB}$	[mm]	Breite der Crashbox
$B_{Fahrzeug}$	[mm]	Breite des Fahrzeuges
$B_{QT}$	[mm]	Breite des Querträgers
$B_{Schaum\_Bar}$	[mm]	Schaumbreite der Barriere
$B_{Schaum\_QT}$	[mm]	Schaumbreite des Querträgers
$CB\_Abstand$	[mm]	horizontaler Crashboxabstand
$H_{CB}$	[mm]	Höhe der Crashbox
$H_{QT}$	[mm]	Höhe des Querträgers
$L_{CB}$	[mm]	Länge der Crashbox
$L_{QT}$	[mm]	Länge des Querträgers
$R_{QT}$	[mm]	Radius des Querträgers
$S_{CB}$	[mm]	Blechstärke der Crashbox

#### Geometrie des Querträgers (siehe Abbildung 5-10):

<i>offen / geschlossen</i>	[-]	Wahl der Querschnittsgeometrie
$b_1$	[mm]	(siehe Abbildung 5-10)
$b_2$	[mm]	(siehe Abbildung 5-10)
$h_1$	[mm]	Gesamthöhe des Querträgers
$h_2$	[mm]	(siehe Abbildung 5-10)
$h_3$	[mm]	(siehe Abbildung 5-10)
$s$	[mm]	Blechstärke des Querträgers

**Crashsystem Materialeigenschaften:**

$E_{CB}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	E-Modul der Crashbox
$E_{QT}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	E-Modul des Querträgers
$\sigma_{CB}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Fließspannung der Crashbox
$\sigma_{QT}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Fließgrenze des Querträgers

**d) Outputgrößen des Berechnungsmodells**

Der Output des Berechnungsmodells ist eine Punktwolke des verformten Crashsystems in einer, zur XY-Ebene parallelen, Ebene. Durch den angewandten Diskretisierungsabstand von 1 cm ergeben sich bei einem durchschnittlichen Crashsystem ungefähr 200 Punkte von denen die XY-Koordinaten der verformten Geometrien ausgeschrieben werden. Nach Implementierung dieses Modells in CATIA V5 kann innerhalb der 3D-Konstruktionsumgebung diese Punktwolke zu einer zweidimensionalen Geometrie des verformten Crashsystems verbunden werden.

**e) Materialkarte des Schaumes**

Für die Zuweisung der Materialeigenschaften des Schaumes des Querträgers sowie der Absorberelemente der RCAR-Bumper-Barriere wurden beim Validierungsmodell, welches mit dem kommerziellen FE-Programm LS-DYNA berechnet wurde, eine Standardmaterialkarte von LS-DYNA verwendet. Diese ist in der Lage diese Schaumeigenschaften abzubilden und eine stabile Berechnung zu gewährleisten. Die Benennung dieser verwendeten Materialkarte lautet nach [32] *MAT\_FU\_CHANG\_FOAM*. Auf den nachfolgenden Seiten ist diese Materialkarte inklusive der möglichen Inputparameter beschrieben. Diese Seiten wurden aus dem *LS-DYNA Keyword user's manual Volume I* [32] entnommen.

**\*MAT\_FU\_CHANG\_FOAM**

This is Material Type 83. Rate effects can be modeled in low and medium density foams, see Figure 83.1. Hysteretic unloading behavior in this model is a function of the rate sensitivity with the most rate sensitive foams providing the largest hysteresis and vice versa. The unified constitutive equations for foam materials by Chang [1995] provides the basis for this model. The mathematical description given below is excerpted from the reference. Further improvements have been incorporated based on work by Hirth, Du Bois, and Weimar [1998]. Their improvements permit: load curves generated by drop tower test to be directly input, a choice of principal or volumetric strain rates, load curves to be defined in tension, and the volumetric behavior to be specified by a load curve. The unloading response was generalized by Kolling, Hirth, Erhart and Du Bois [2006].

Card 1            1            2            3            4            5            6            7            8

Variable	MID	RO	E	ED	TC	FAIL	DAMP	TBID
Type	A8	F	F	F	F	F	F	F
Default	---	---	---	---	1.E+20			
Remarks	---	---	---	---	---			5

Card 2

Variable	BVFLAG	SFLAG	RFLAG	TFLAG	PVID	SRAF	REF	HU
Type	F	F	F	F	F	F	F	F
Default	1.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1.0
Remarks	1	2	3		4			5

Card 3            1            2            3            4            5            6            7            8

Variable	D0	N0	N1	N2	N3	C0	C1	C2
Type	F	F	F	F	F	F	F	F
Default	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

Card 4

Variable	C3	C4	C5	AIJ	SIJ	MINR	MAXR	SHAPE
Type	F	F	F	F	F	F	F	F
Default	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

VARIABLE	DESCRIPTION
MID	Material identification. A unique number or label not exceeding 8 characters must be specified.
RO	Mass density
E	Young's modulus
ED	Optional Young's relaxation modulus, $E_d$ , for rate effects. See comments below. EQ.0.0: Maximum slope in stress vs. strain curve is used. When the maximum slope is taken for the contact, the time step size for this material is reduced for stability. In some cases $\Delta t$ may be significantly smaller, and defining a reasonable stiffness is recommended.
TC	Tension cut-off stress
FAIL	Failure option after cutoff stress is reached: EQ.0.0: tensile stress remains at cut-off value, EQ.1.0: tensile stress is reset to zero.
DAMP	Viscous coefficient ( $.05 <$ recommended value $<.50$ ) to model damping effects.

<u>VARIABLE</u>	<u>DESCRIPTION</u>
TBID	Table ID, see *DEFINE_TABLE, for nominal stress vs. strain data as a function of strain rate. If the table ID is provided, cards 3 and 4 may be left blank and the fit will be done internally. The Table ID can be positive or negative (see remark 5 below).
BVFLAG	Bulk viscosity activation flag, see remark below: EQ.0.0: no bulk viscosity (recommended), EQ.1.0: bulk viscosity active.
SFLAG	Strain rate flag (see remark 2 below): EQ.0.0: true constant strain rate, EQ.1.0: engineering strain rate.
RFLAG	Strain rate evaluation flag: EQ.0.0: first principal direction, EQ.1.0: principal strain rates for each principal direction, EQ.2.0: volumetric strain rate.
TFLAG	Tensile stress evaluation: EQ.0.0: linear in tension. EQ.1.0: input via load curves with the tensile response corresponds to negative values of stress and strain.
PVID	Optional load curve ID defining pressure versus volumetric strain.
SRAF	Strain rate averaging flag. EQ.0.0: use weighted running average. EQ.1.0: average the last twelve values.
REF	Use reference geometry to initialize the stress tensor. The reference geometry is defined by the keyword: *INITIAL_FOAM_REFERENCE_GEOMETRY (see there for more details). EQ.0.0: off, EQ.1.0: on.
HU	Hysteretic unloading factor between 0 and 1 (default=1, i.e., no energy dissipation), see also Figure 22.57.1.
D0	material constant, see equations below.
N0	material constant, see equations below.
N1	material constant, see equations below.
N2	material constant, see equations below.
N3	material constant, see equations below.

VARIABLE	DESCRIPTION
C0	material constant, see equations below.
C1	material constant, see equations below.
C2	material constant, see equations below.
C3	material constant, see equations below.
C4	material constant, see equations below.
C5	material constant, see equations below.
AIJ	material constant, see equations below.
SIJ	material constant, see equations below.
MINR	Ratemin, minimum strain rate of interest.
MAXR	Ratemax, maximum strain rate of interest.
SHAPE	Shape factor for unloading. Active for nonzero values of the hysteretic unloading factor HU. Values less than one reduces the energy dissipation and greater than one increases dissipation, see also Figure 57.1.

**Remarks:**

The strain is divided into two parts: a linear part and a non-linear part of the strain

$$E(t) = E^L(t) + E^N(t)$$

and the strain rate become

$$\dot{E}(t) = \dot{E}^L(t) + \dot{E}^N(t)$$

$\dot{E}^N$  is an expression for the past history of  $E^N$ . A postulated constitutive equation may be written as:

$$\sigma(t) = \int_{\tau=0}^{\infty} [E_t^N(\tau), S(t)] d\tau$$

where  $S(t)$  is the state variable and  $\int_{\tau=0}^{\infty}$  is a functional of all values of  $\tau$  in  $T_r: 0 \leq \tau \leq \infty$  and

$$E_t^N(\tau) = E^N(t - \tau)$$

where  $\tau$  is the history parameter:

$$E_t^N(\tau = \infty) \leftrightarrow \text{the virgin material}$$

It is assumed that the material remembers only its immediate past, i.e., a neighborhood about  $\tau = 0$ . Therefore, an expansion of  $E_t^N(\tau)$  in a Taylor series about  $\tau = 0$  yields:

$$E_t^N(\tau) = E^N(0) + \frac{\partial E_t^N}{\partial t}(0) dt$$

Hence, the postulated constitutive equation becomes:

$$\sigma(t) = \sigma^*(E^N(t), \dot{E}^N(t), S(t))$$

where we have replaced  $\frac{\partial E_t^N}{\partial t}$  by  $\dot{E}^N$ , and  $\sigma^*$  is a function of its arguments.

For a special case,

$$\sigma(t) = \sigma^*(E^N(t), S(t))$$

we may write

$$\dot{E}_t^N = f(S(t), s(t))$$

which states that the nonlinear strain rate is the function of stress and a state variable which represents the history of loading. Therefore, the proposed kinetic equation for foam materials is:

$$\dot{E}_t^N = \frac{\sigma}{\|\sigma\|} D_0 \exp \left[ -c_0 \left( \frac{\text{tr}(\sigma S)}{\|\sigma\|^2} \right)^{2n_0} \right]$$

where  $D_0$ ,  $c_0$ , and  $n_0$  are material constants, and  $S$  is the overall state variable. If either  $D_0 = 0$  or  $c_0 \rightarrow \infty$  then the nonlinear strain rate vanishes.

$$\dot{S}_{ij} = \left[ c_1 (a_{ij} R - c_2 S_{ij}) P + c_3 W^{n_1} \left( \|\dot{E}^N\| \right)^{n_2} I_{ij} \right] R$$

$$R = 1 + c_4 \left( \frac{\|\dot{E}^N\|}{c_5} - 1 \right)^{n_3}$$

$$P = \text{tr}(\sigma \dot{E}^N)$$

$$W = \int \text{tr}(\sigma(dE))$$

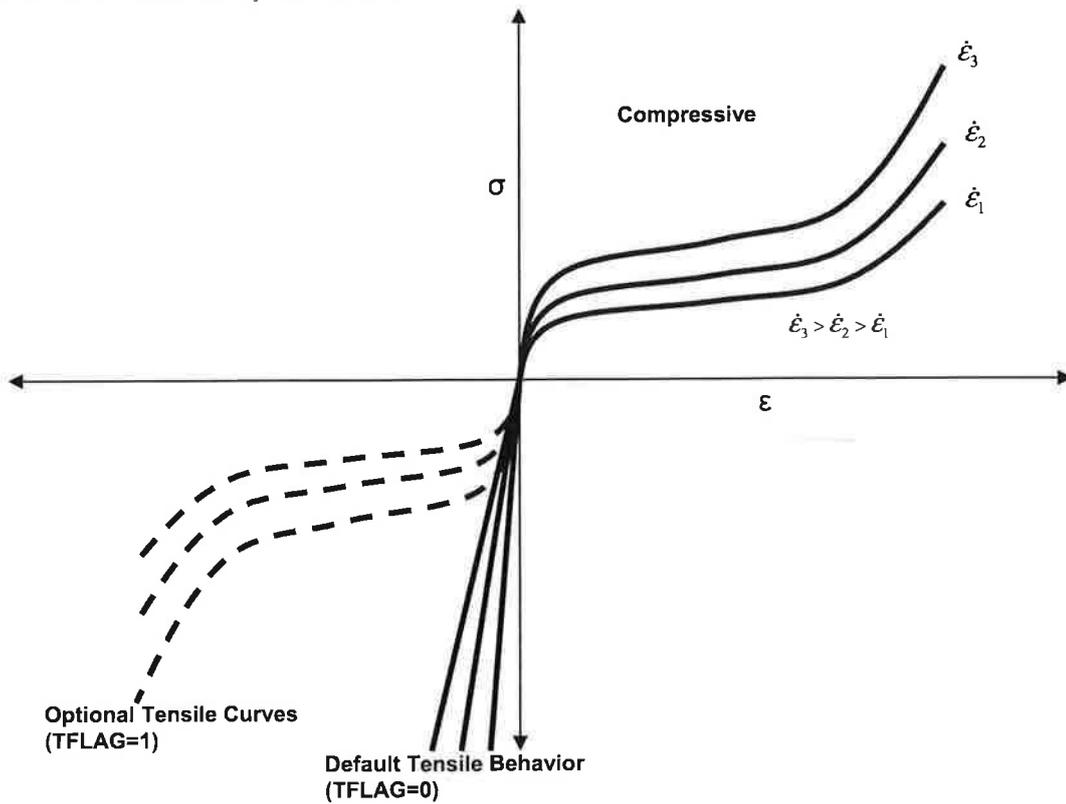
where  $c_1, c_2, c_3, c_4, c_5, n_1, n_2, n_3$ , and  $a_{ij}$  are material constants and:

$$\|\sigma\| = (\sigma_{ij}\sigma_{ij})^{\frac{1}{2}}$$

$$\|\dot{E}\| = (\dot{E}_{ij}\dot{E}_{ij})^{\frac{1}{2}}$$

$$\|\dot{E}^N\| = (\dot{E}_{ij}^N\dot{E}_{ij}^N)^{\frac{1}{2}}$$

In the implementation by Fu Chang the model was simplified such that the input constants  $a_{ij}$  and the state variables  $S_{ij}$  are scalars.



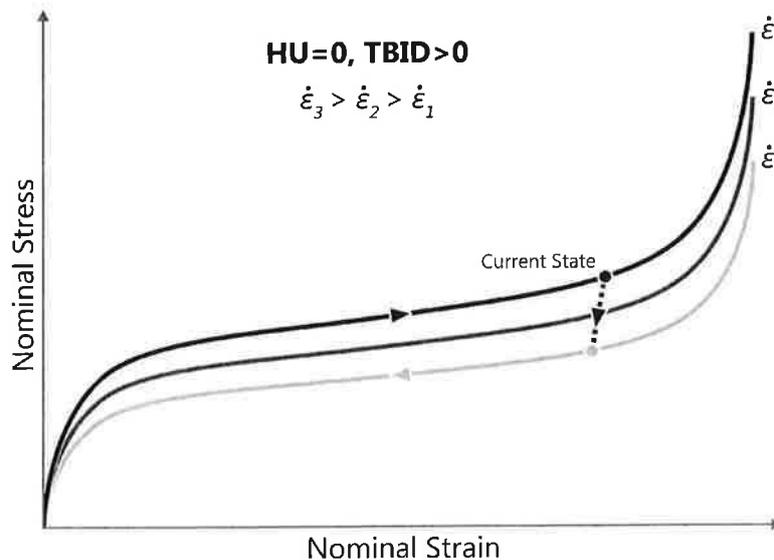
**Figure 83.1.** Nominal stress versus engineering strain curves, which are used to model rate effects in Fu Chang’s foam model.

**Additional Remarks:**

1. The bulk viscosity, which generates a rate dependent pressure, may cause an unexpected volumetric response and consequently, it is optional with this model.
2. Dynamic compression tests at the strain rates of interest in vehicle crash are usually performed with a drop tower. In this test the loading velocity is nearly constant but the true strain rate, which depends on the instantaneous specimen thickness, is not. Therefore, the engineering strain rate input is optional so that the stress strain curves obtained at constant velocity loading can be used directly.
3. To further improve the response under multiaxial loading, the strain rate parameter can either be based on the principal strain rates or the volumetric strain rate.
4. Correlation under triaxial loading is achieved by directly inputting the results of hydrostatic testing in addition to the uniaxial data. Without this additional information which is fully optional, triaxial response tends to be underestimated.
5. Several options are available to control unloading response in MAT\_083:

1)  $HU=0$  and  $TBID>0$

This is the old way. In this case the unloading response will follow the curve with the lowest strain rate and is rate-independent. The curve with lowest strain rate value (typically zero) in TBID should correspond to the unloading path of the material as measured in a quasistatic test. The quasistatic loading path then corresponds to a realistic (small) value of the strain rate.

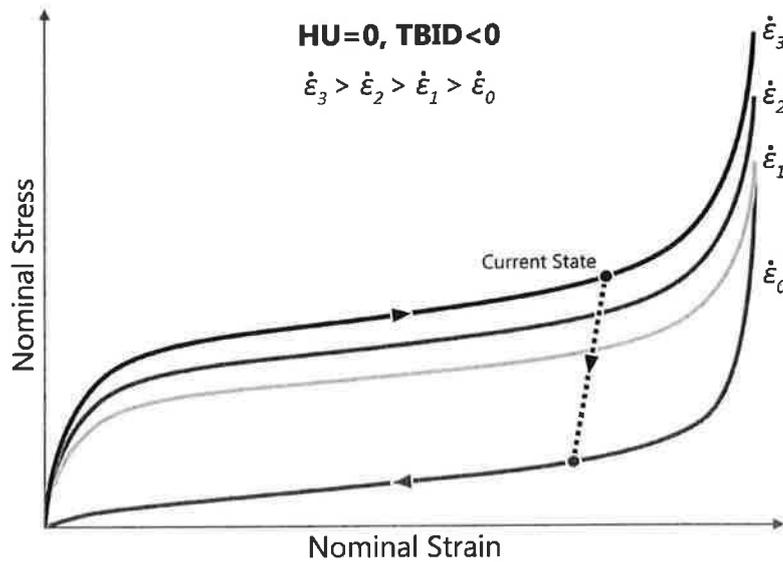


2) HU=0 and TBID<0

In this case the curve with lowest strain rate value (typically zero) in TBID must correspond to the unloading path of the material as measured in a quasistatic test. The quasistatic loading path then corresponds to a realistic (small) value of the strain rate. The quasistatic loading and unloading path (thus the first two curves of the table) should form a closed loop. The unloading response is given by a damage formulation for the principal stresses as follows:

$$\sigma_i = (1 - d)\sigma_i$$

The damage parameter d is computed internally in such a way that the unloading path under uniaxial tension and compression is fitted exactly in the simulation. The unloading response is rate dependent in this case.



3)  $HU > 0$  and  $TBID > 0$

No unloading curve should be provided in the table and the curve with the lowest strain rate value in TBID should correspond to the loading path of the material as measured in a quasistatic test. In this case the unloading response is given by a damage formulation for the principal stresses as follows:

$$\sigma_i = (1 - d) \sigma_i$$

$$d = (1 - HU) \left( 1 - \left( \frac{W_{cur}}{W_{max}} \right)^{SHAPE} \right),$$

where  $W$  corresponds to the current value of the hyperelastic energy per unit undeformed volume. The unloading response is rate dependent in this case.

