



Dipl.-Ing. Andreas Teibinger

Entwicklung einer Validierungsmethode für Berechnungsmodelle hochfester Fahrzeugstrukturen

DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der technischen Wissenschaften

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

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

Technische Universität Graz, Institut für Fahrzeugsicherheit

Zweitbetreuer: Univ. Prof. Dr.-Ing. Martin Meywerk; Helmut Schmidt Universität - Institut
für Fahrzeugtechnik und Antriebssystemtechnik

Graz, August 2015

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

AFFIDAVIT

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Dissertation identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present doctoral dissertation.

27.08.2015

Datum / Date

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Heinz J.', written over a horizontal line.

Unterschrift / Signature

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen eines K2 Projektes am Kompetenzzentrum – Das Virtuelle Fahrzeug (ViF) in Zusammenarbeit mit der AUDI AG und dem Institut für Fahrzeugsicherheit der Technischen Universität Graz.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Hermann Steffan für die Unterstützung und wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit.

Mein weiterer Dank gilt Herrn Univ. Prof. Dr.-Ing. Martin Meywerk für die Übernahme des Zweitgutachtens.

Besonderer Dank gilt den Audi Mitarbeitern Dr. Mlekusch, Dr. Schluder und DI Dornberg, welche mir stets mit Rat und Tat zur Seite standen.

Mein herzlicher Dank gilt allen Kollegen am ViF für die kollegiale und vor allem freundschaftliche Zusammenarbeit, sowie für die fachliche Unterstützung bei der Durchführung dieses Projektes.

Bei meinen Eltern, Peter und Johanna Teibinger, bedanke ich mich für die Ermöglichung der Ausbildung und die Unterstützung, die ich jederzeit erhalten habe.

Ich widme diese Arbeit meiner Freundin, Birgit Rothschedl, die mir durch ihre Unterstützung, Motivation und den Verzicht auf Wochenenden die Verfassung dieser Arbeit erst möglich machte. Durch ihre Geduld und Zuneigung hat sie einen wesentlichen Anteil am Gelingen dieser Arbeit.

Der Autor bedankt sich beim Kompetenzzentrum – Das Virtuelle Fahrzeug. Das Kompetenzzentrum VIRTUAL VEHICLE wird im Rahmen von COMET – Competence Centers for Excellent Technologies durch das Österreichische Bundesministerium für Verkehr und Technologie (BMVIT), das Österreichische Bundesministerium für Wissenschaft, Forschung und Wirtschaft, (BMWFW), die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG), das Land Steiermark sowie die Steirische Wirtschaftsförderung (SFG) gefördert. Das Programm COMET wird durch die FFG abgewickelt.

Kurzfassung

Heutzutage wird bei modernen Fahrzeugen ein hohes Maß an Sicherheit und Komfort erwartet. Damit einher geht eine stetige Zunahme des Fahrzeuggewichts. Um dem steigenden Gewicht entgegenzuwirken, und folglich den Treibstoffverbrauch zu senken, wird konsequenter Leichtbau betrieben. Dies spielt vor allem bei der Dimensionierung von strukturelevanten Bauteilen eine entscheidende Rolle, da diese einerseits einen wesentlichen Teil zur Fahrzeugmasse beitragen und andererseits sicherheitstechnische Anforderungen erfüllen müssen. Dadurch halten hoch- und höchstfeste Stahlwerkstoffe in vielen Bereichen der Fahrzeugstruktur Einzug. Mit der hohen Festigkeit geht jedoch eine geringe Duktilität einher, wodurch eine erhöhte Rissgefahr gegeben ist. Diese lässt sich mit den Methoden der numerischen Simulation nur bedingt prognostizieren. Eine Absicherung durch reale Versuche ist zwingend.

Aufgrund des Kosten- und Termindruckes bei der Fahrzeugentwicklung kommt es zu einer Reduktion von Prototypen-Hardware, insbesondere von Gesamtfahrzeug-Prototypen. Kann eine Prüfung bereits an einer möglichst kleinen Komponente erfolgen, so ist dies zum einen bereits früher im Entwicklungsprozess möglich, zum anderen deutlich günstiger als ein Gesamtfahrzeugversuch.

Daher wird in dieser Arbeit aufgezeigt, wie es möglich ist, die äußerst komplexen Vorgänge bei einem Crashlastfall, in einem Komponententest nachzustellen. Die B-Säule im Seitenanprall nach IIHS wird dabei als Beispiel herangezogen, da die B-Säule aus hochfesten Stählen besteht und bei einem Seitenanprall hohe Energieanteile absorbiert.

Als Basis dient eine Gesamtfahrzeugsimulation, welche analysiert und zur Bestimmung der benötigten Freiheitsgrade im Komponentenprüfstand verwendet wird, wobei eine hinreichend genaue Nachstellung des dynamischen Verhaltens einer der Hauptaugenmerke ist. Als besondere Herausforderung stellt sich die Entwicklung des zu verwendenden Stoßkörpers dar, da die Türen als Lastverteiler im Komponentenprüfstand nicht existieren. Daher muss ein Stoßkörper entwickelt werden, welcher das Fehlen der Türen berücksichtigen kann.

Anschließend wird auf die Umsetzung des Komponentenprüfstandes in Hardware eingegangen, wobei auf eine einfache Handhabung, wenig Wechsel- und Verschleißteile und rasche Rüstzeiten Wert gelegt wird.

Zum Abschluss wird ein Vergleich zwischen den Versuchsergebnissen und den Simulationsresultaten im Komponentenprüfstand vorgenommen und die universelle Einsetzbarkeit des Komponentenprüfstandes demonstriert.

Der in dieser Arbeit entwickelte Komponentenprüfstand kann zur Überprüfung der Strukturintegrität von B-Säulen aus unterschiedlichen Fahrzeugen verwendet werden. Anhand der aufgezeigten Vorgehensweise und Methodik können ähnliche Fragestellungen zur Entwicklung von Komponentenprüfständen umgesetzt werden.

Abstract

Nowadays safety and comfort are expected in modern vehicles. This is accompanied by a continuous increase of the vehicle weight. Lightweight design is mandatory to counteract the increase of the weight. This is very important in the dimensioning of structural-relevant components, because these components influence the vehicle weight and have to fulfil safety requirements. Thereby the percentage of high and highest strength steels in most areas of the vehicle structure is increasing. High strength means a less ductility and therefore the crack risk is higher. A prediction of this, with numerical simulation methods, is limited. A protection with real tests is necessary.

This leads to a reduction of prototypes, particularly full vehicle prototypes, due to the cost and time pressure within the vehicle development process. When it is possible to make a test on a small component, the test can be done earlier in the development process and this is cheaper than a full vehicle test.

This work will show how to reproduce the complex processes during a crash load case within a component test. The B-pillar within the side load case according to IIHS is used as an example, as the B-pillar consists of high strength steels and has to absorb high energies.

A full vehicle simulation model is the basis, which will be analysed and used for the definition of the degrees of freedom for the component test bench. A sufficiently accurate adjustment of the dynamic behaviour is one of the major attentions of the component test bench. The development of the impactor is a special challenge, due because the doors as load distributor do not exist in the component test bench. Therefore an impactor must be developed, which compensates the absence of the doors.

Subsequently the realisation of the component test bench in hardware will be discussed, whereby an easy handling, less spare and wear parts and a short setup time is important.

Finally a comparison between the experimental test results and the simulation results will be shown and the universal usability of the component test bench will be demonstrated.

The component test bench developed in this study can be used to verify the structural integrity of B-pillars of different vehicles. On the basis of the indicated approach and methodology similar questions concerning the development of component test benches can be realised.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	13
1.1	PKW Bestand und Unfallstatistik	14
1.2	Unfallstatistik in Österreich	16
1.3	Heutige Anforderungen an die Automobilentwicklung	18
1.3.1	Kürzere Entwicklungszeiten	18
1.3.2	Kostensenkung	19
1.3.3	Trend Umweltverträglichkeit	19
1.3.4	Erfüllung Sicherheitsstandards	19
1.3.5	Hybrider Entwicklungsprozess	20
1.3.5.1	Rechnerische Simulation	21
1.3.5.2	Experimentelle Absicherung	22
2	Aufgabenstellung	23
3	Crashvorschriften	24
3.1	Gesetzliche Vorschriften	24
3.1.1	USA	25
3.1.2	Europa	25
3.2	Consumer Tests	25
3.2.1	USNCAP	26
3.2.2	IIHS	27
3.2.3	Euro NCAP	27
4	Stand der Technik	28
4.1	B-Säulen Komponententest des Instituts für Kraftfahrwesen Aachen	28
4.2	B-Säulen Komponentenprüfstand der Fa. Benteler	29
4.3	B-Säulen Komponententest der Fa. Opel	30
5	Der Seitenaufprall	32
5.1	Lastpfade	32
5.2	Versuchskonstellationen der unterschiedlichen Crash Lastfälle	34
5.2.1	Seitenkollision nach ECE-R95	34
5.2.2	Seitenkollision nach EuroNCAP	36
5.2.3	Seitenkollision nach FMVSS214	37
5.2.4	Seitenkollision nach US NCAP	37
5.2.5	Seitenkollision nach IIHS	37
6	Entwicklung des Komponentenprüfstandes	41
6.1	Fahrzeugmodell als Ausgangsbasis und Validierung des Modells	41
6.1.1	Modellierung des Fahrzeugmodells	41
6.1.1.1	Fahrzeugmodell	41
6.1.1.2	IIHS Barrierenmodell	43
6.1.1.3	Modellierung des Bodens	44
6.1.2	Simulation und Validerung	44
6.1.2.1	Gesamtfahrzeugsimulation des Seitenaufpralls	44
6.1.2.2	Überprüfung der Aussagequalität des Simulationsmodells	45

6.1.3	Bauteilumfang für den Prüfstand	49
6.1.3.1	Materialien des Bauteilumfangs	50
6.2	Bewertungskriterien.....	53
6.2.1	Verformungsenergie und Energiebilanz.....	53
6.2.2	Schnittgrößen	54
6.2.3	Dynamisches Verhalten.....	54
6.2.4	Deformation der B-Säule	55
6.2.5	Kontaktkraftprofil.....	55
6.3	Ergebnisse der Gesamtfahrzeugsimulation.....	56
6.3.1	Verformungsenergie Gesamtfahrzeugsimulation und Energiebilanz .	57
6.3.2	Schnittgrößen Gesamtfahrzeugsimulation.....	58
6.3.3	Dynamisches Verhalten Gesamtfahrzeugsimulation	59
6.3.4	Deformation der B-Säule Gesamtfahrzeugsimulation.....	60
6.3.5	Kontaktkraftprofil Gesamtfahrzeugsimulation	61
6.4	Entwicklung der Einspannungsbedingungen und des Stoßkörpers.....	62
6.4.1	Prüfstandsumgebung.....	63
6.4.1.1	Fallturm	64
6.4.1.2	Crash-Bahn – Schlitten.....	64
6.4.2	Freiheitsgrade der B-Säule aus der Gesamtfahrzeugsimulation	65
6.4.3	Ermittlung der Einspannung und der Länge des Schwellers	72
6.4.3.1	Schwellerlänge	73
6.4.3.2	Freiheitsgrade	74
6.4.4	Ermittlung der Einspannung und der Länge des Dachrahmens	76
6.4.4.1	Dachrahmenlänge	77
6.4.4.2	Freiheitsgrade	78
6.4.5	Stoßkörper.....	80
6.4.5.1	Originalbarriere.....	84
6.4.5.2	Ersatzkörper	85
6.4.6	Barrierewagen	90
6.4.6.1	Randbedingungen	92
7	Hardwareumsetzung des Prüfstandes	93
7.1	Prüfstandsumgebung	93
7.2	Schwelleranbindung	94
7.2.1	Unterbaugruppe Schwellerdreheinheit.....	96
7.2.2	Unterbaugruppe 2. Lastpfad	98
7.2.3	Unterbaugruppe obere Führung der Schwellerdreheinheit.....	99
7.2.4	Unterbaugruppe untere Führung der Schwellerdreheinheit	100
7.2.5	Hilfskomponenten der Schwellereinheit.....	101
7.3	Dachrahmenanbindung	102
7.3.1	Unterbaugruppe Dachrahmen Adaptereinheit	103
7.3.2	Unterbaugruppe Dachrahmen Einstelleinheit	104
7.3.3	Unterbaugruppe Dachrahmenaufnahme	105
7.3.4	Unterbaugruppe Dachrahmenabstützung.....	106
7.4	Impaktor	107
7.5	Barrierewagen	108

7.6	Simulation des Prüfstandes mit dem Konstruktionsstand und Ermittlung der Bewertungsgrößen.....	111
7.6.1	Vergleich Verformungsenergie	113
7.6.2	Vergleich der Schnittgrößen	113
7.6.3	Vergleich des dynamischen Verhaltens	115
7.6.4	Vergleich der B-Säulen Deformation	116
7.6.5	Vergleich der Kontaktkraftprofile.....	118
7.6.6	Misuse Lastfälle zur Absicherung	119
8	Validierung anhand der Versuchsergebnisse.....	122
8.1	Versuchsaufbau und -vorbereitung	122
8.1.1	Beschleunigungsaufnehmer	122
8.1.2	Kraftmessdosens.....	123
8.1.3	Filmtechnik und Beleuchtung.....	124
8.1.4	Treffergenauigkeit.....	125
8.1.5	Fotodokumentation	126
8.2	Versuchsauswertung.....	126
8.2.1	Treffergenauigkeit.....	126
8.2.2	Zeitlicher Verlauf der Deformation	127
8.2.3	Vergleich der Enddeformation	129
8.2.4	Vergleich der Rotation und des Stauchweges	130
8.2.5	Vergleich des dynamischen Verhaltens (Beschleunigungssensoren) 132	
8.2.6	Vergleich der Kraftsignale in den Schwelleranbindungen.....	132
8.3	Reproduzierbarkeit.....	133
8.3.1	Dynamisches Verhalten (Beschleunigungssensoren).....	134
8.3.2	Kraftsignale in den Schwelleranbindungen	135
8.3.3	Zusammenfassung der Reproduzierbarkeitsversuche.....	136
8.4	Anwendbarkeit für andere Lastfälle	136
8.4.1	Methodik zur Auslegung	136
8.4.2	Versuchsvalidierung	137
9	Resümee.....	140
9.1	Beantwortung der Fragestellung	140
9.1.1	Hinreichend genaue Nachstellung des dynamischen Verhaltens	140
9.1.2	Übereinstimmung der Enddeformation	140
9.1.3	Universelle Einsetzbarkeit für unterschiedliche Lastfälle	141
9.1.4	Universelle Einsetzbarkeit für alle Fahrzeuggrößen	141
9.1.5	Einfache Handhabung	142
9.1.6	Kostengünstiger Aufbau bzw. schnelle Rüstzeiten	142
9.1.7	Zusätzliche Funktionalität	143
9.2	Ausblick.....	143
	Abbildungsverzeichnis.....	145
	Diagramme	151
	Tabellenverzeichnis.....	152
	Formelverzeichnis	153
	Literaturverzeichnis	154

1 Einleitung

Im Jahre 1891 fand der erste erwähnte Verkehrsunfall in Ohio statt. James William Lambert hat eine Baumwurzel angefahren, wodurch er die Kontrolle über sein Fahrzeug (Abbildung 1) verloren hat und gegen einen Pfosten prallte. Beide Insassen wurden nur leicht verletzt (vgl. [1]).

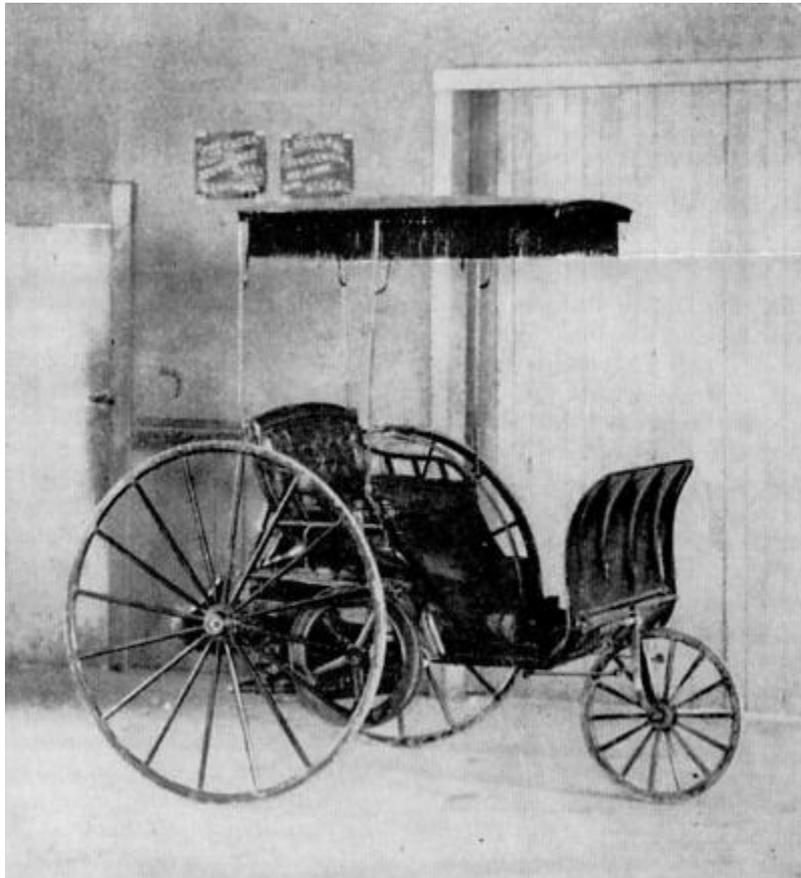


Abbildung 1: Buckeye gasoline buggy oder Lambert gasoline buggy (vgl. [2])

Nur 5 Jahre nach Erfindung des Automobils [3] gab es somit den ersten erwähnten Verletzten im Zuge eines Unfalls mit einem Automobil. Damals lag der Fokus allerdings auch noch in der Entwicklung geeigneter Technologien, um Personen „pferdelos“ von A nach B zu transportieren. Das Sicherheitsrisiko, welches mit der Entwicklung des Automobils einherging, wurde noch in keinster Weise beachtet. Doch der Vormarsch des Automobils war nicht aufzuhalten. Die Verkaufszahlen stiegen und damit auch die Anzahl an Verkehrsunfällen. Statistiken bekräftigen die Forderung nach Sicherheitsmaßnahmen, die Schnellebigkeit des Marktes und Kundenwünsche hinsichtlich Variantenvielfalt erhöhen die Anforderungen bei der Entwicklung eines Automobils.

1.1 PKW Bestand und Unfallstatistik

Alleine in Österreich (Diagramm 1) stieg die Anzahl an PKWs von 34.382 im Jahr 1948 auf 4.584.202 im Jahr 2012. Am 31. März 2002 wurde ein Bestandsdatenabgleich durchgeführt, weshalb ein Vergleich mit den Jahren davor nur bedingt möglich ist (vgl. [4]).

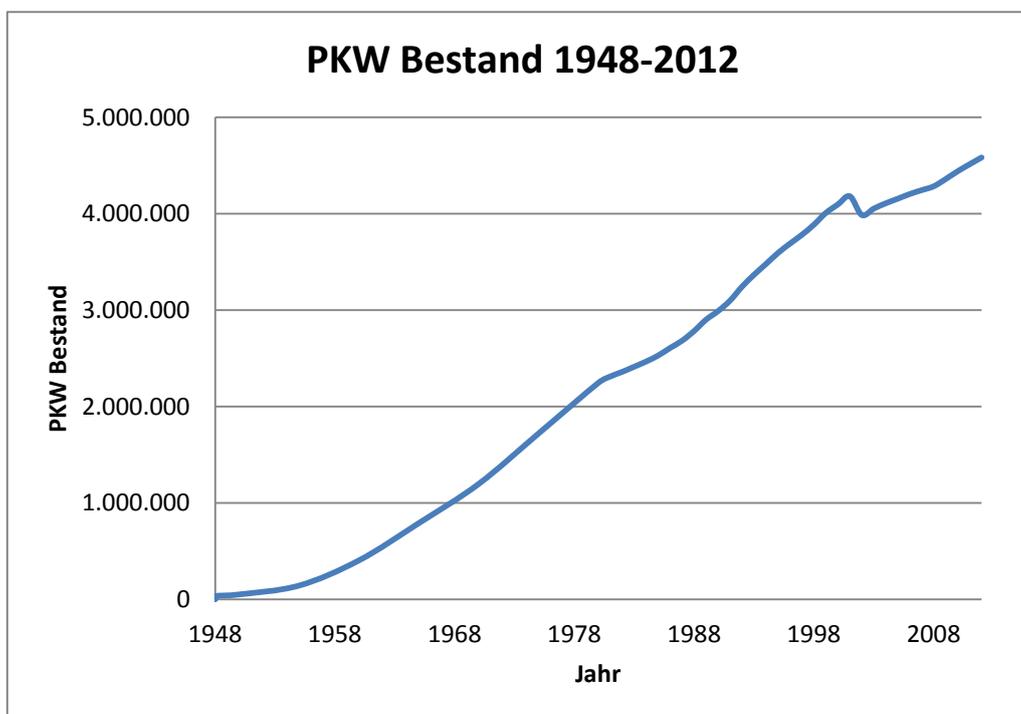


Diagramm 1: Anzahl PKW Bestand in Österreich (modifiziert nach [4])

Der rasante Anstieg an zugelassenen Fahrzeugen ist auch in anderen Ländern statistisch nachweisbar. In Deutschland stieg die Anzahl an PKWs von 681.573 im Jahr 1951 auf über 40.000.000 im Jahr 2010 an (vgl. [5]). Mit dem Anstieg am Fahrzeugbestand stieg auch die Anzahl der Verletzten und Getöteten Personen im Straßenverkehr (vgl. [5]). In der Tabelle 1 ist ersichtlich, dass die Anzahl an Unfalltoten bis 1970 kontinuierlich gestiegen und danach wieder gesunken ist.

Tabelle 1: Bestand an Kraftfahrzeugen und Anzahl an Unfalltoten zwischen 1941-2010 in Deutschland (modifiziert nach [5])

Jahr	Zahl der PKW	Unfalltote
1951	681.573	7.588
1960	3.331.400	14.107
1970	12.904.600	19.177
1980	23.191.600	12.958
1990	30.684.800	7.906
2000	42.839.900	7.503
2010	41.737.600	3.648

Ein ähnliches Bild zeigt auch die Unfallstatistik in Großbritannien [6]. Im Diagramm 2 ist die Anzahl an zugelassenen Fahrzeugen und die Anzahl an Unfalltoten im Zuge eines Verkehrsunfalls über die letzten 90 Jahre gegenübergestellt. Die Anzahl an Unfalltoten sinkt stetig seit Ende der 60er Jahre, wohingegen die Anzahl an Kraftfahrzeugen steigt.

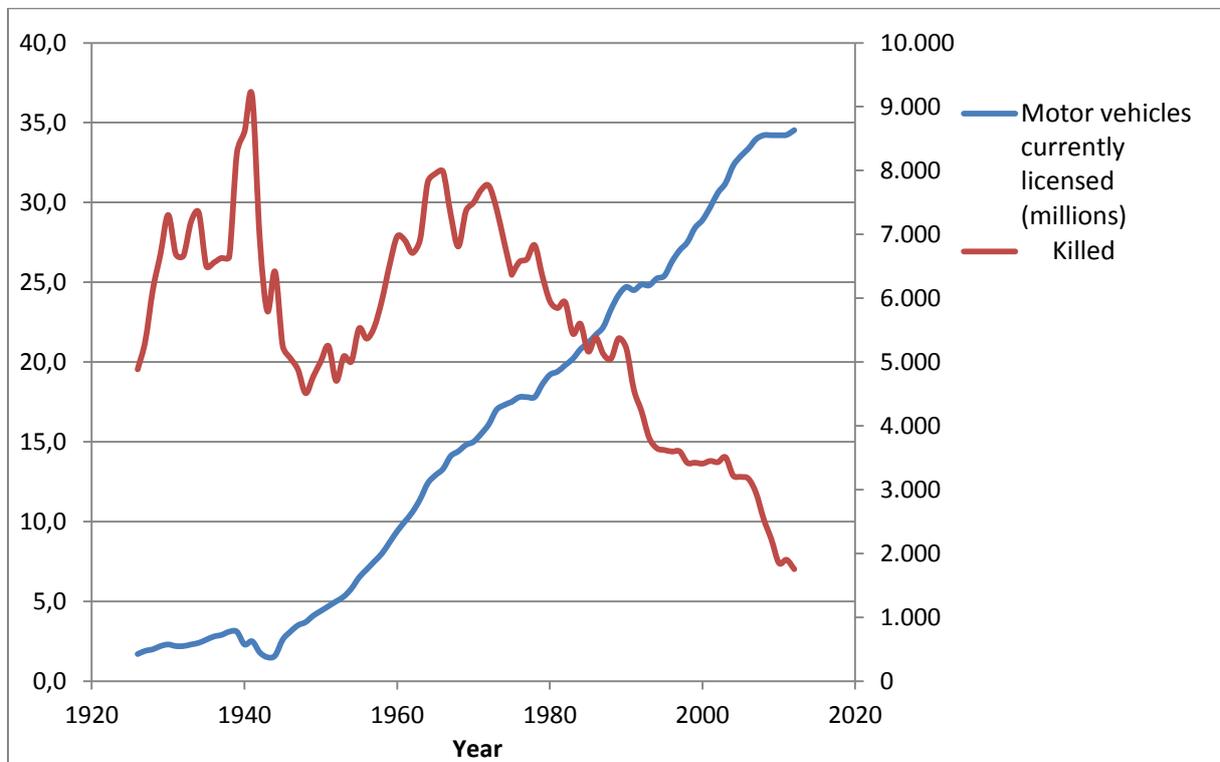
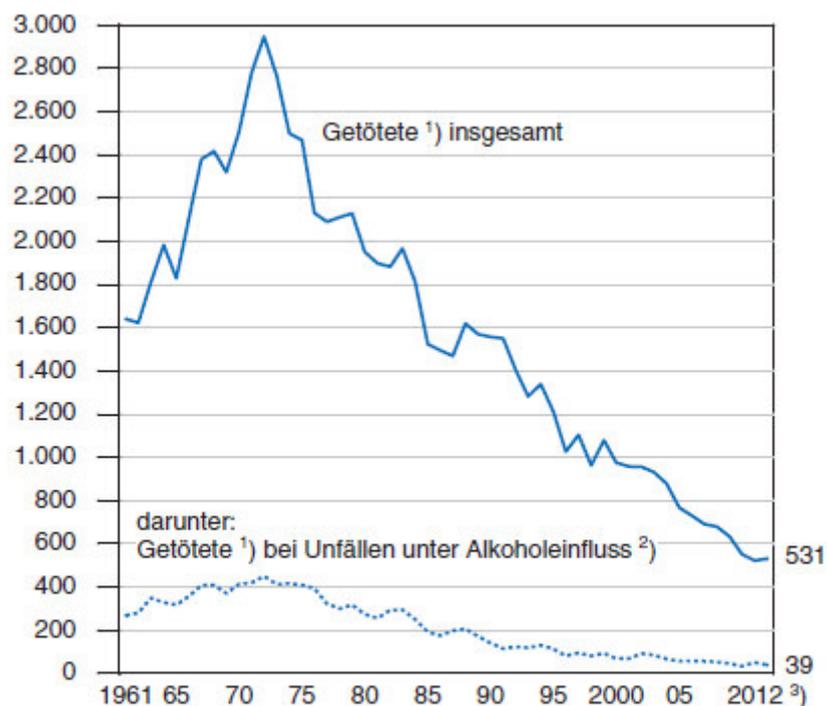


Diagramm 2: Darstellung der angemeldeten Kraftfahrzeuge und Anzahl an Unfalltoten in Großbritannien zwischen 1926-2012 (vgl. [6])

Die Reduktion von Unfalltoten ab Ende der 60er Jahre bei weiter kontinuierlichem Anstieg der Anzahl an Kraftfahrzeugen ist auf mehrere Umstände zurückzuführen, wobei hier nur die zwei wesentlichsten erwähnt werden. Ein essentieller Faktor zur Reduktion von Unfalltoten war die Einführung des Sicherheitsgurtes, welche z.B. in Deutschland seit 1. April 1961 in amtlich genehmigter Bauart ausgeführt werden müssen. Das Deutsche Patentamt hat diese Erfindung von Nils Bohlin [7] im Jahr 1985 auch zu einer der 8 Erfindungen ausgewählt, welche der Menschheit in den letzten 100 Jahren den größten Nutzen brachten (vgl. [8]). Ein zweiter wichtiger Faktor war, dass sukzessive Sicherheitsstandards von den Regierungen und durch Gesetzgebungen eingefordert wurden. So verabschiedete z.B. im Jahr 1966 die USA das „National Traffic and Motor Vehicle Safety Law“. Dies ermächtigte die Regierung, auch gegen den Willen der Automobilindustrie, Sicherheitsstandards für Kraftfahrzeuge zu entwickeln und festzulegen (vgl. [9]).

1.2 Unfallstatistik in Österreich

Laut dem Statistischen Jahrbuch 2014 der Statistik Austria ist auch in Österreich ein ähnlicher Trend festzustellen. Gab es Anfang der 70er Jahre noch einen Spitzenwert von knapp 3.000 an Getöteten bei Unfällen, so verstarben im Jahr 2012 auf Österreichs Straßen nur mehr 531 Menschen (Abbildung 2).



Q: STATISTIK AUSTRIA. - ¹⁾ Werte von 1966 bis 1991 umgerechnet auf 30-Tage-Frist.
- ²⁾ Ab 1998 Blutalkoholgrenzwert 0,5 Promille. - ³⁾ Ab 2012 geänderte Erhebungsmethode; ein direkter Vergleich mit Vorjahresergebnissen ist daher nicht zulässig.

Abbildung 2: Anzahl an Getötete bei Unfällen zwischen 1961 bis 2012 (vgl. [4])

Personenkraftwagen stellen bei Betrachtung der Getöteten nach Verkehrsbeteiligung die größte Gruppe dar, auch wenn es eine Reduktion von 55,4 % im Jahr 2011 auf 42,4 % im Jahr 2013 gab. Beim Vergleich der Jahre 2011 mit 2013 ist ein Anstieg bei Motorrädern/Leichtmotorrädern von 12,8 % auf 19,1 %, bei Radfahrern von 8 % auf 11,2 %, Fußgängern von 16,6 % auf 18,2 % und LKW < 3,5 t von 1 % auf 3,3 % ersichtlich, der Rest fällt auf Mopeds/Kleinmotorräder, LKW > 3,5 t, Busse und sonstige und (Diagramm 3, vgl. [4]; Diagramm 4, vgl. [10]).

Diagramm 5 stellt die tödlich Verunglückten nach Kollisionstyp in Österreich dar, wobei Seitenkollisionen mit etwa 44% die größte Gruppe darstellt (vgl. [11]). Die Wahrscheinlichkeit einer schwerwiegenden Verletzung ist bei einer Seitenkollision wesentlich höher, da die Distanz zwischen Insassen und Aufprallzone wesentlich geringer im Vergleich zu einer Frontalkollision ist. Auch trägt die hohe Kontaktwahrscheinlichkeit zwischen Insassen und Seitenfenster zu einem erhöhten Verletzungsrisiko bei (vgl. [11]).

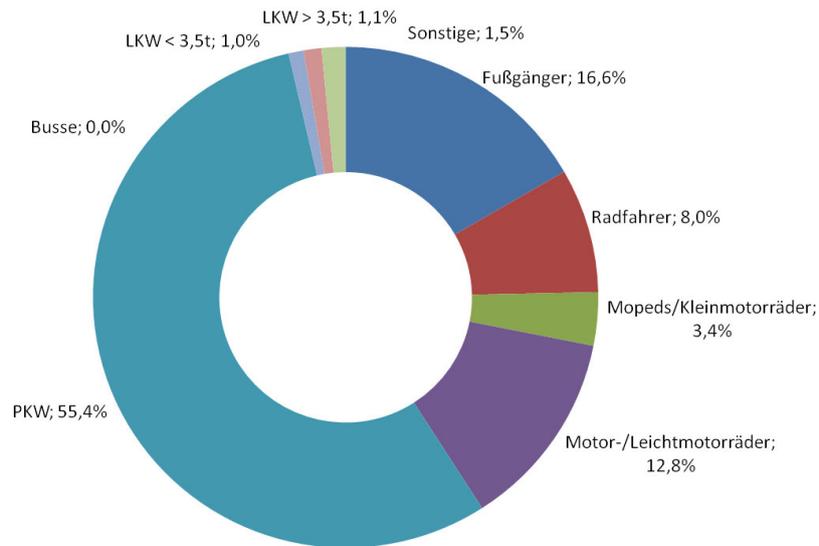


Diagramm 3: Getötete nach Verkehrsbeteiligung in Österreich 2011 (modifiziert nach [4])

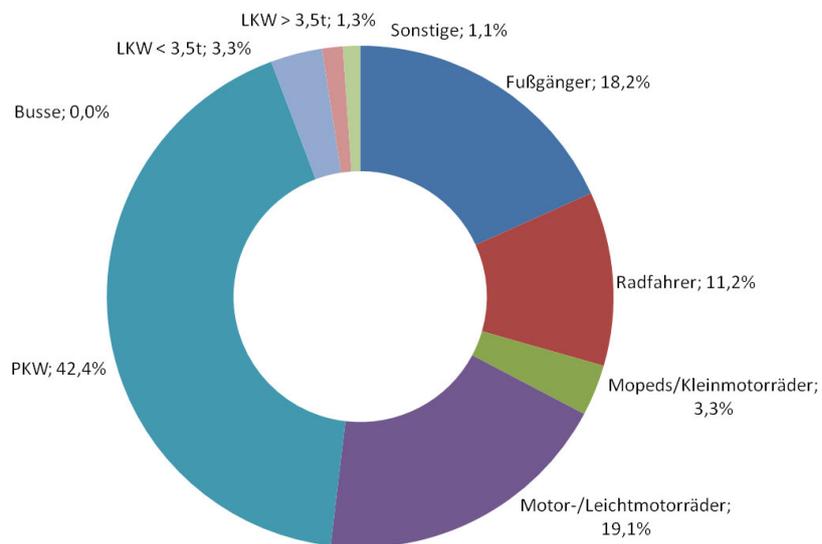


Diagramm 4: Getötete nach Verkehrsbeteiligung in Österreich 2013 (modifiziert nach [10])

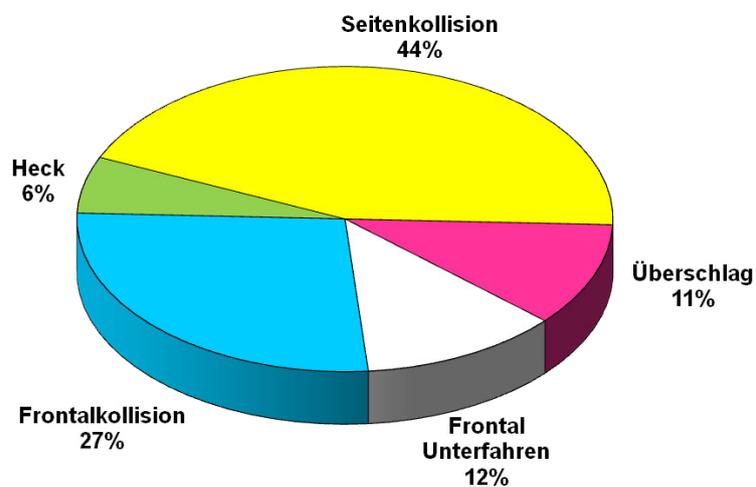


Diagramm 5: Tödlich Verunglückte nach Kollisionstyp in Österreich (vgl. [11])

1.3 Heutige Anforderungen an die Automobilentwicklung

1.3.1 Kürzere Entwicklungszeiten

Die starke Individualisierung führt zu einer hohen Zunahme von Derivaten, wodurch die Anzahl an unterschiedlichen Fahrzeugen, welcher ein Automobilhersteller anbietet, in den letzten Jahren kontinuierlich gestiegen ist und weiterhin steigt. Abbildung 3 zeigt den Anstieg am Beispiel Audi von 9 auf 40 Segmente innerhalb der Jahre 1985 bis 2007 (vgl. [12]).

Individualisierung

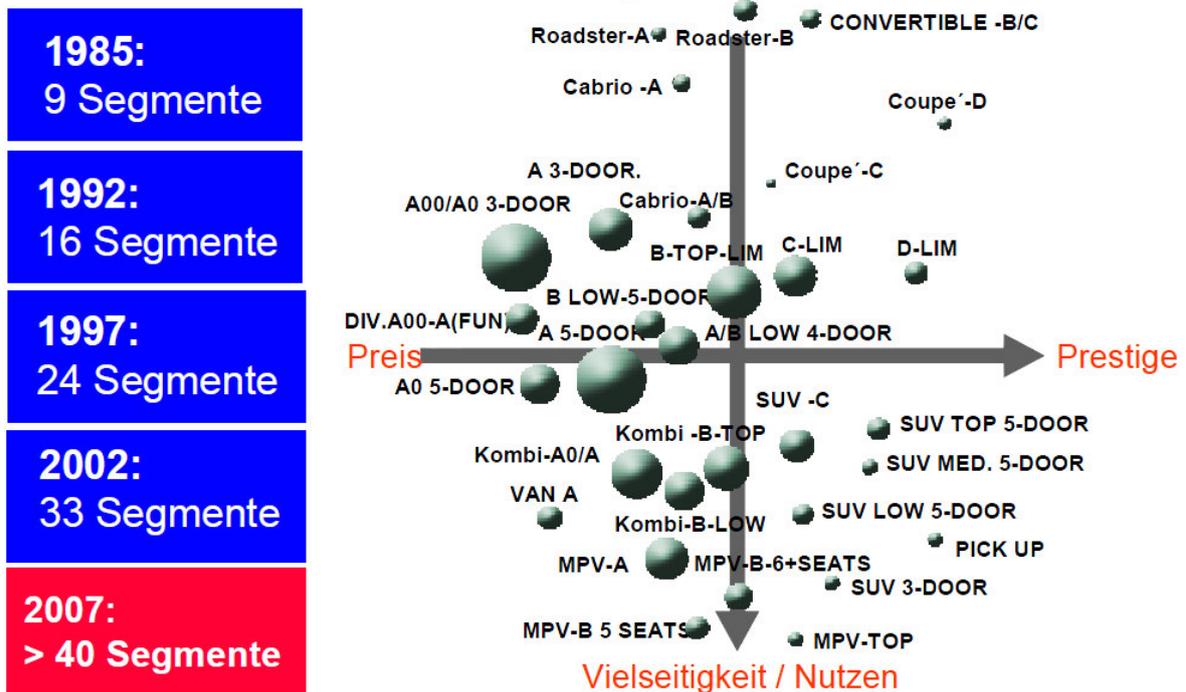


Abbildung 3: Zunahme von Derivaten bei Audi (vgl. [12])

Gleichzeitig sinken die Zykluszeiten, womit eine Verkürzung der Serienentwicklungszeit einhergeht. Die Serienentwicklungszeiten (Time-to-Market) wird sich von 26 Monaten (2004) um fast die Hälfte auf 14 Monate (2015) verkürzen (Abbildung 4) (vgl. [13]).

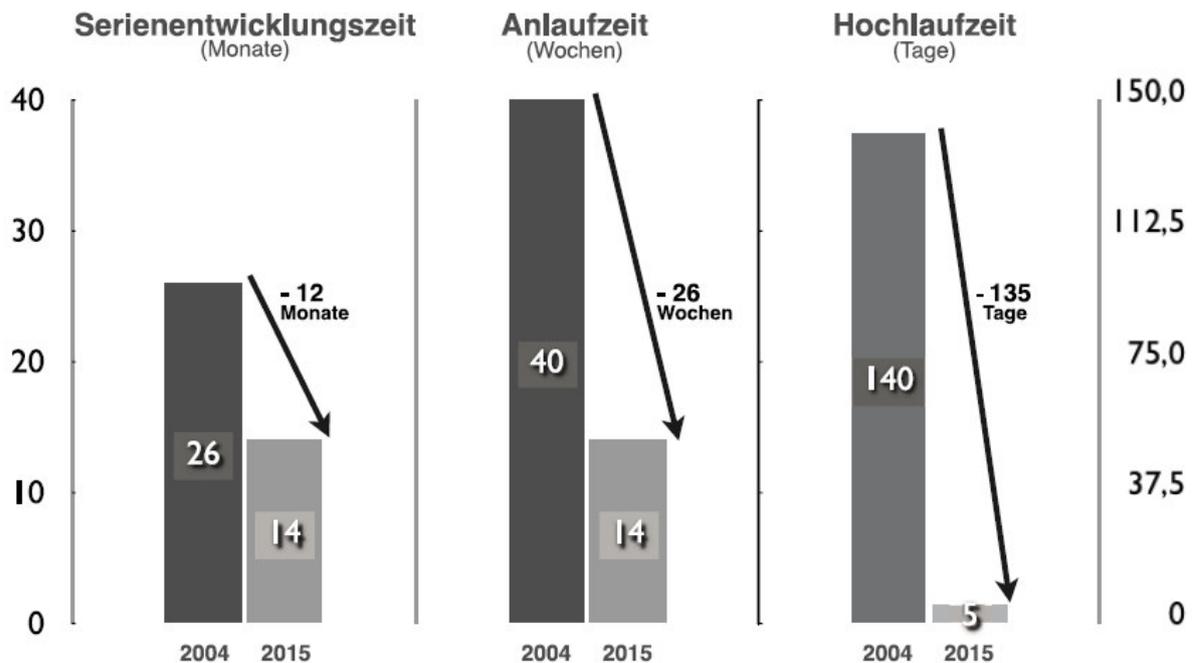


Abbildung 4: Radikale Verkürzung von Entwicklungszeit, Anlaufzeit und Hochlaufzeit (vgl. [13])

1.3.2 Kostensenkung

Der Kostendruck stellt neben dem Termindruck eine zweite wesentliche Anforderung an die Automobilentwicklung dar (vgl. [14]). Der Kostendruck ist mit verantwortlich für die Reduktion von Prototypen-Hardware, insbesondere Gesamtfahrzeug-Prototypen. Audi gelang es schon den Audi A4 Avant ohne Gesamtfahrzeugprototypen zu entwickeln (vgl. [15]).

1.3.3 Trend Umweltverträglichkeit

Durch die CO₂ Diskussion in der jüngsten Vergangenheit, ist der Druck zum Leichtbau in der Karosseriestruktur stark gestiegen, wodurch hoch- und höchstfeste Stahlwerkstoffe in vielen Bereichen der Struktur Einzug halten (vgl. [16]). Mit der hohen Festigkeit geht jedoch eine geringe Duktilität einher, wodurch eine erhöhte Rissgefahr gegeben ist (vgl. [17]).

1.3.4 Erfüllung Sicherheitsstandards

Wie im Kapitel 3 noch genauer ausgeführt wird, sind für die Zulassung von Fahrzeugen für den Straßenverkehr international vereinbarte und gesetzlich verankerte Fahrzeugversuche notwendig. Jeder Automobilhersteller bedient sich dieser experimentellen Simulation, um unerwartete Schwachstellen zu identifizieren. Jedoch stehen Hardware-Prototypen erst sehr spät im Entwicklungsprozess zur

1 Einleitung

Verfügung und sind nur in geringer Anzahl verfügbar aufgrund der teuren Herstellung.

1.3.5 Hybrider Entwicklungsprozess

Der Entwicklungsprozess eines Fahrzeuges hat sich im Laufe der Zeit stark geändert und musste sich den geänderten Gegebenheiten anpassen. Vor allem die immer kürzer werdenden Entwicklungszeiten (Kapitel 1.3.1) verlangen eine enge Verzahnung unterschiedlicher Arbeitsprozesse.

Der Fahrzeugentwicklungsprozess ist Herstellerabhängig. Abbildung 5 zeigt einen schematischen und generischen Fahrzeugentwicklungsprozess mit Fokus auf die passive Sicherheit. Der Prozess unterteilt sich in Definitions- bzw. Strategiephase, Absicherungsphase, Realisierungsphase und Serienphase. Bei einem Phasenübergang wird mit Hilfe von Qualitätskriterien der Entwicklungsfortschritt überprüft. Des Weiteren zeigt das Schema, dass Arbeitsprozesse parallel laufen und sich zum Teil auch über mehrere Phasen erstrecken (vgl. [18]).

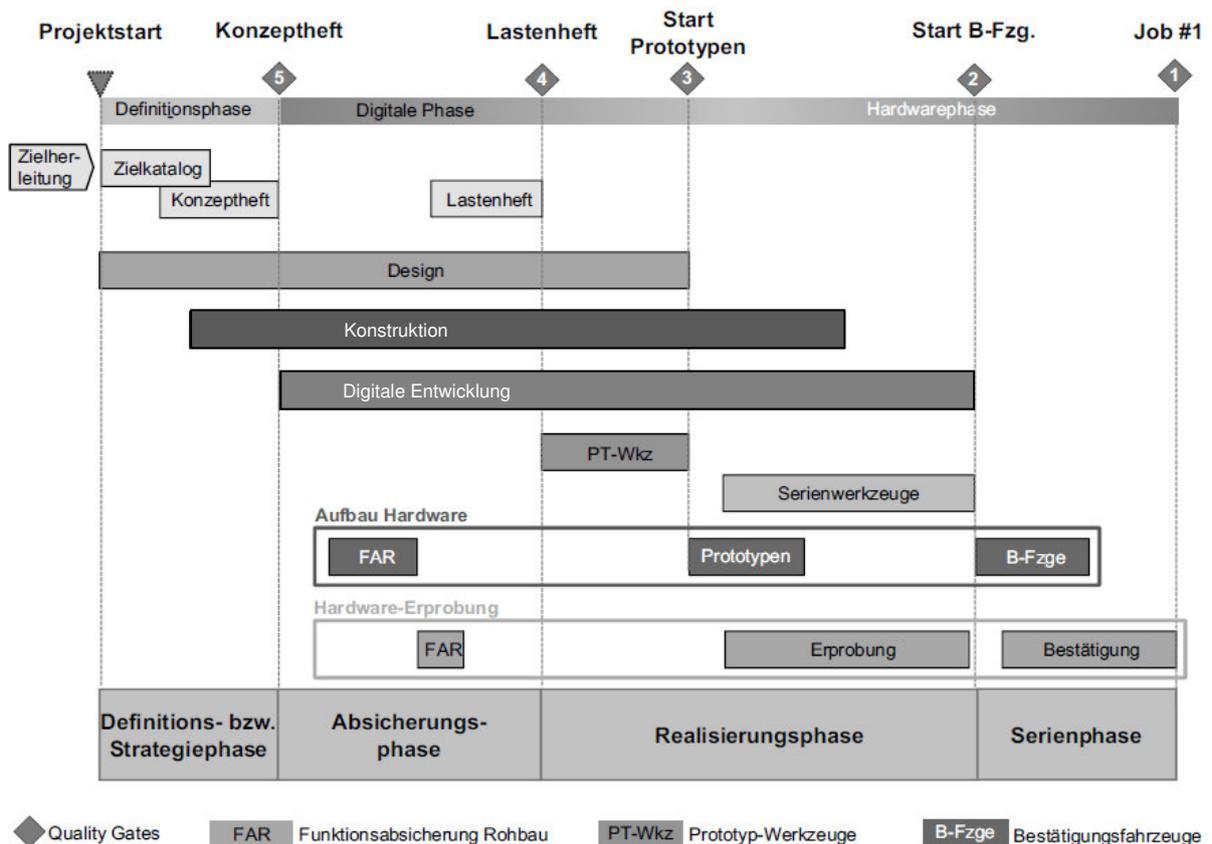


Abbildung 5: Schematischer Fahrzeugentwicklungsprozess Fahrzeugsicherheit (vgl. [18])

Die passive Fahrzeugsicherheit muss bereits früh im Entwicklungsprozess berücksichtigt werden. Dies ist notwendig, um die vielfältigen Wechselwirkungen und damit Zielkonflikte (Abbildung 6) und deren Einflussparameter rechtzeitig zu erkennen und in die Fahrzeugentwicklung mit einzubeziehen. Somit werden bereits

frühzeitig interne und externe Sicherheitsanforderungen in Form von Test-Grenzwerten festgelegt.

Es gilt alle Zielsetzungen, welche sich z.B. aus Erfahrungen des Vorgängermodells ergeben, sowie die gesetzlichen Anforderungen als auch den Anforderungen von Verbraucherschutzorganisationen frühzeitig zu berücksichtigen. Dies erfordert eine Vernetzung von unterschiedlichen Bereichen, wie z.B. der Konstruktion, der Berechnung und dem Versuch. Die Absicherung erfolgt zu Beginn durch ein virtuelles Berechnungsmodell. Ab einem gewissen Reifegrad wird ein Fahrzeug oder ein Teil eines Fahrzeuges aufgebaut und getestet.

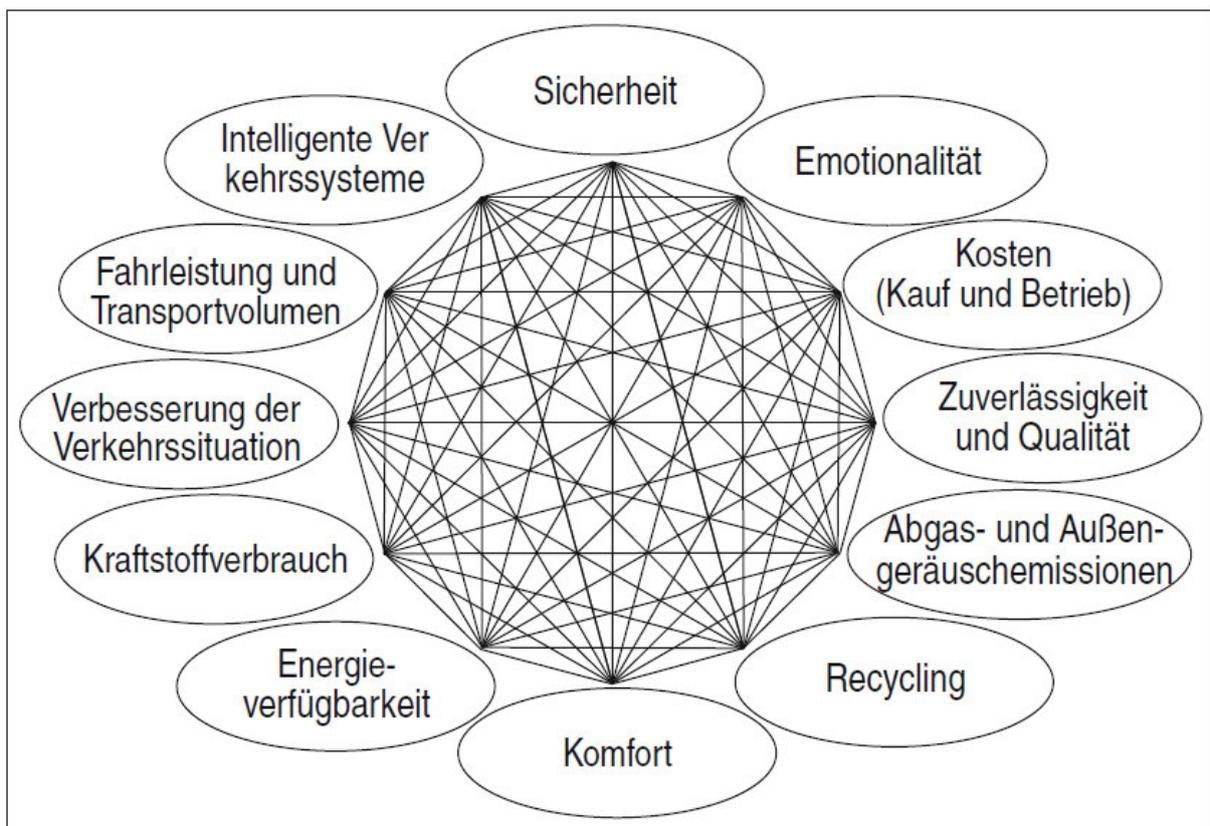


Abbildung 6: Forderungen an das Automobil – Zielkonflikte (vgl. [19])

Eine geeignete Verzahnung von Konstruktion, Berechnung, Prototypenbau und Versuch ist ein wesentlicher Bestandteil, um die Herausforderungen im Bereich passive Sicherheit erfüllen zu können. Gerade das Zusammenspiel zwischen rechnerischer Simulation und experimenteller Absicherung ist dabei wesentlich und bedarf einer genauen Abstimmung.

1.3.5.1 Rechnerische Simulation

OEMs bedienen sich bei der Auslegung schon seit Jahren der Finite-Elemente-Methode (FEM), einem numerischen Verfahren zur Lösung von partiellen Differentialgleichungen.

Der Schweizer Mathematiker und Physiker Walter Ritz lieferte bereits Anfang des 20. Jahrhunderts durch das nach ihm benannten Verfahren nach Ritz erste Vorarbeiten für die Finite Elemente Methode. Da es zur damaligen Zeit jedoch noch keine ausreichende Rechenkapazität gab, fanden die Arbeiten aber keine praktische Relevanz. 1956 kam es dann zur ersten Anwendung des FEM Verfahrens bei der Fa. Boeing zur Berechnung von gepfeilten Flugzeugtragflügeln (vgl. [20]). Mit dem Aufkommen von leistungsstarken Rechnern war die Entwicklung nicht mehr aufzuhalten.

Jedoch hat die FEM Methode auch ihre Grenzen, z.B. ist bei strukturkritischen Bauteilen, wie Seitenstrukturen, eine prognosefähige Aussage des Strukturverhaltens nur bedingt möglich. Auch wenn die kommerziellen Simulationsprogramme durch ihre realitätsnahe Visualisierung den Eindruck nahe legen, dass Kollisionslastfälle exakt nachgebildet werden können, so werden dennoch an vielen Stellen Vereinfachungen vorgenommen, da die physikalischen Effekte sehr komplex und vielfältig sind und um die Berechnungen in einem akzeptablen Zeitrahmen durchführen zu können (vgl. [18]). Des Weiteren müssen von allen eingesetzten Werkstoffen unzählige Materialdaten ermittelt werden, um das Verhalten dieser Werkstoffe in der FEM exakt beschreiben zu können. Dies ist gerade bei strukturkritischen Baugruppen, bei denen erhöhte Rissgefahr besteht, nur bedingt möglich, da die Nachbildung von Rissinitiierung und Rissfortschritt entweder nur mit sehr hohem zeitlichen Rechenaufwand oder nur sehr ungenau abgebildet werden kann (vgl. [21]). Hinzu kommt, dass bei diesen Bauteilen auch unzählige Verbindungstechniken eingesetzt werden, bei welchen das Versagen ebenfalls nur schwer prognostizierbar ist.

1.3.5.2 Experimentelle Absicherung

Nicht nur aufgrund der Vereinfachungen bei der rechnerischen Simulation ist eine experimentelle Absicherung unumgänglich, sondern vor allem um die Crashvorschriften (welche im Kapitel 3 genauer dargestellt werden) in Hardware überprüfen zu können. Das Ziel der experimentellen Simulation ist die Nachbildung von Sicherheitsmaßnahmen und deren Verhalten unter möglichst realistischen Bedingungen zu ermitteln (vgl. [18]).

Wesentlicher Bestandteil ist die Beobachtung und Analyse des Struktur-Deformationsverhalten und die Insassenbelastung im Falle einer Kollision. Dazu bedient man sich einer Crash-Anlage mit dazugehöriger Mess- und Filmtechnik. Zur Beurteilung werden je nach Lastfall und Crashvorschrift unterschiedliche Testpuppen (Dummies) verwendet und Beschleunigungen, Kräfte, Momente und andere Belastungsgrößen gemessen. Diese Messgrößen dienen als Kriterium für die Schwere der zu erwartenden Verletzungen.

2 Aufgabenstellung

Kürzere Entwicklungszeiten bei gleichzeitiger Erhöhung an Fahrzeugderivaten und der stetig steigende Kostendruck führen zur Senkung der Anzahl von Gesamtfahrzeugprototypen.

Daneben führt der Druck zum Leichtbau zu einem vermehrten Einsatz von hoch- und höchstfesten Stahlwerkstoffen, wodurch Bauteile mit geringerer Wandstärke und damit geringerem Gewicht eingesetzt werden können.

Die rechnerische Simulation wird schon sehr früh im Entwicklungsprozess eingesetzt und mit ihr können damit schon früh Aussagen über das Strukturverhalten und die Insassenbelastung getroffen werden. Jedoch kann nicht jeder Aspekt (z.B. Versagen, Berücksichtigung Fertigungsprozess, Fertigungstoleranzen, Verbindungstechniken) hinreichend genau bzw. nur mit zu hohem Aufwand exakt abgebildet werden. Eine versuchstechnische Überprüfung ist notwendig, um spätere hohe Folgekosten zu vermeiden. Die Anzahl an Gesamtfahrzeugprototypen sinkt und diese Prototypen sind erst spät im Entwicklungsprozess verfügbar.

Daher rückte zu Beginn der Durchführung der vorgelegten Arbeit die Notwendigkeit von Strukturkomponententests immer mehr in den Vordergrund, damit erste Hardwareerkenntnisse frühzeitig im Entwicklungsprozess zur Verfügung stehen.

Aus Kapitel 1.2 und aus den weiteren Kapiteln ist ersichtlich, dass gerade eine Seitenkollision hohe Anforderungen an die Strukturbauteile, allen voran der B-Säule, stellt.

Auf Basis dieser Fakten stellte sich die Frage, ob und wie man die äußerst komplexen Vorgänge bei einem Crashlastfall (am Beispiel Seitenkollision) in einem Komponentenprüfstand (am Beispiel B-Säule) wiedergeben kann, um folgende Kriterien zu erfüllen:

- hinreichend genaue Nachstellung des dynamischen Verhaltens
- Übereinstimmung der Enddeformation
- universelle Einsetzbarkeit für unterschiedliche Lastfälle
- universelle Einsetzbarkeit für alle Fahrzeuggrößen
- einfache Handhabung
- kostengünstiger Aufbau bzw. schnelle Rüstzeiten

Im folgenden werden zuerst relevante Informationen zum Thema Crash im Zusammenhang mit der gestellten Aufgabe erläutert und anschließend am Beispiel B-Säulen Komponentenprüfstand eine Möglichkeit aufgezeigt, wie die oben beschriebene Aufgabe gelöst werden kann.

3 Crashvorschriften

Im Jahre 1934 führte General Motors den ersten Barrieren Crashtest durch (vgl. [22]). Zur damaligen Zeit gab es noch keinerlei Sicherheitsrichtlinien und Gesetzgebungen, welche sich mit der Thematik Crashtests auseinandersetzten. Am 10. September 1959 führte Daimler den ersten erwähnten Crashtest in Deutschland durch (vgl. [23]). Hier wurde damals ein Versuchsfahrzeug frontal gegen ein festes Hindernis gesteuert. Damals wurde lediglich ausprobiert, was passiert, wenn ein Fahrzeug frontal gegen eine starre Wand fährt.

Mittlerweile gibt es in jedem Land gesetzlich vorgeschriebene Crashtests, welche ein Fahrzeug erfüllen muss, um zugelassen zu werden. Darüber hinaus gibt es unzählige Verbraucherschutztests, welche höhere Anforderungen haben, als die gesetzlichen.

Generell wird bei einem Crashtest die Fahrzeugstruktur und vor allem das Verletzungsrisiko der Insassen bewertet. Das zu testende Fahrzeug wird mit einem Hindernis (deformierbar oder starr) zur Kollision unter genau definierten Randbedingungen (z.B. Stoßrichtung, Geschwindigkeit, Überdeckung) gebracht. Mittels Sensoren und Hochgeschwindigkeitskameras werden die Auswirkungen erfasst.

Die wichtigsten Crashvorschriften sind im Folgenden zusammengefasst.

3.1 Gesetzliche Vorschriften

Gesetzliche Vorschriften müssen von den Automobilherstellern erfüllt werden, um im jeweiligen Land eine Typengenehmigung zu erhalten (siehe Abbildung 7).

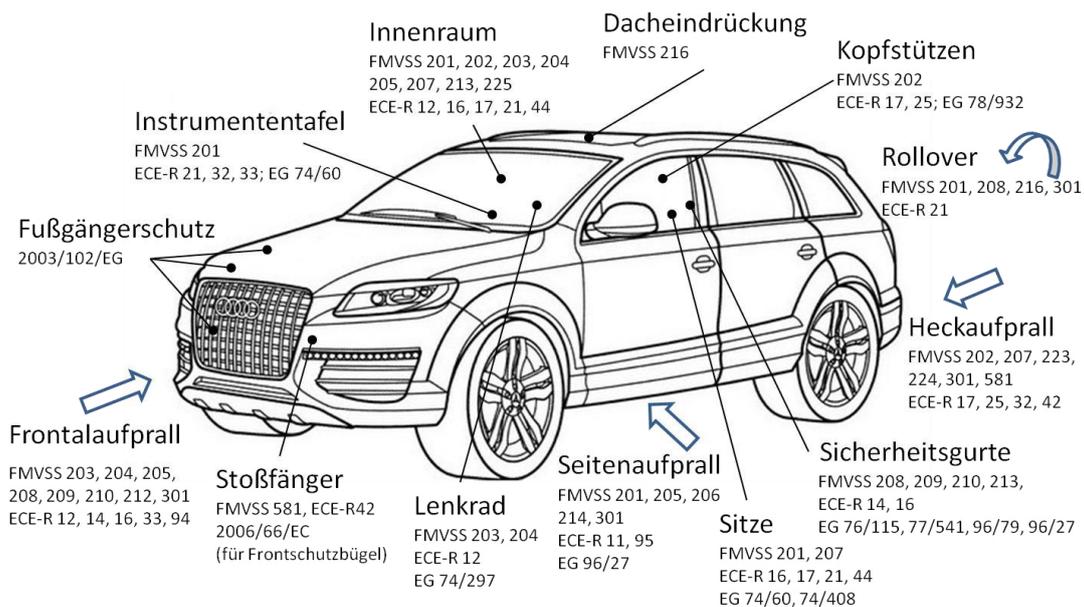


Abbildung 7: Überblick über gesetzliche Crashvorschriften in Europa und USA (modifiziert nach [24])

Die beiden relevantesten Gebiete sind dabei die USA und Europa.

3.1.1 USA

Die Erstellung von Sicherheitsvorschriften und somit die gesetzlichen Vorschriften obliegen in den USA der National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) (vgl. [25]). Die Gesetze sind im Federal Motor Vehicle Safety Standard (FMVSS) niedergeschrieben. Die erste FMVSS Vorschrift, die FMVSS 209, wurde bereits am 1. März 1967 erlassen und hat heute noch Gültigkeit (vgl. [26]). Sie beschreibt die Mindestanforderungen von Sicherheitsgurten bei Personenkraftwagen, Mehrzweckfahrzeugen, Lastkraftwagen und Bussen. Seit damals wurden unzählige weitere Vorschriften erlassen, die wesentlichsten sind in Abbildung 7 ersichtlich.

3.1.2 Europa

Das Pendant zu den FMVSS Vorschriften stellen in Europa die ECE-Regulierungen dar, welche durch die Wirtschaftskommission für Europa der Vereinten Nationen (United Nations Economic Commission for Europe, kurz UNECE) erstellt wird. Die UNECE wurde am 28. März 1947 gegründet mit der Zielsetzung den Wiederaufbau der Volkswirtschaften in Europa zu unterstützen (vgl. [27]).

Die ECE-Regelungen bezeichnen einen Katalog von international vereinbarten, einheitlichen technischen Vorschriften für Kraftfahrzeuge. Die Vorschriften sind in 131 Regulationen (ECE-R01 – ECE-R131) gegliedert (vgl. [28]), die relevantesten sind in Abbildung 7 ersichtlich.

3.2 Consumer Tests

Interessensgemeinschaften, wie z.B. Automobilclubs oder Versicherungsverbände, erstellen über die gesetzlichen Anforderungen hinaus, weitere Crashtests. Diese sollen dem Automobilkäufer eine realistische und unabhängige Beurteilung von Sicherheitsmerkmalen geben. Für die Hersteller gibt es keinen gesetzlichen Zwang diese Anforderungen zu erfüllen. Es gibt eine Vielzahl unterschiedlicher Ausprägungen, wobei wiederum die Regionen USA und Europa betrachtet werden. Ein Überblick über diese Testkonstellationen ist in Abbildung 8 dargestellt.

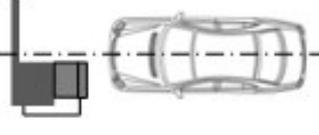
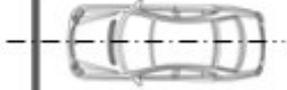
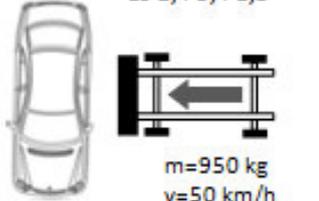
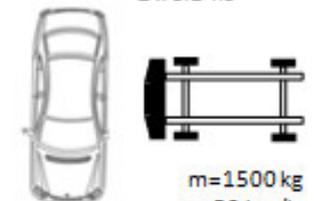
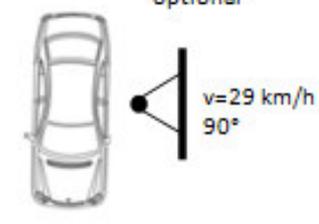
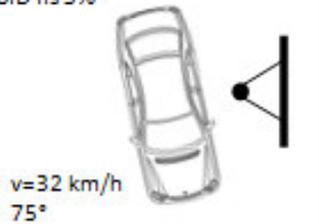
Euro NCAP	US NCAP	USA IIHS
<p>2 x 50% HIII, P3, P1,5</p>  <p>40% Overlap v=64 km/h</p>	<p>50% HIII, 5% HIII</p>  <p>v=56 km/h</p>	<p>50% HIII</p>  <p>40% Overlap v=64 km/h</p>
<p>ES-2, P3, P1,5</p>  <p>m=950 kg v=50 km/h</p>	<p>SID IIs, ES-2re</p>  <p>m=1368 kg v=61 km/h 27° Krebsgang</p>	<p>2 x SID IIs</p>  <p>m=1500 kg v=50 km/h</p>
<p>optional</p>  <p>v=29 km/h 90°</p>	<p>SID IIs 5%</p>  <p>v=32 km/h 75°</p>	
<ul style="list-style-type: none"> • Fußgängerschutztests • Schlittentest für Heckaufprall mit Bewertung des Sitzes • Dynamische Tests mit Kinderschutzsystemen und Bewertung der Handhabung 	<ul style="list-style-type: none"> • Static Stability Factor und Fishhookmanöver • Ease of use Rating für Kindersitze 	<ul style="list-style-type: none"> • Reparaturtests für Stoßfänger • Bewertung des Sitzes und der Kopfstütze beim Heckanprall

Abbildung 8: Consumer Tests (modifiziert nach [29])

3.2.1 USNCAP

Das United States New Car Assessment Program (USNCAP) wurde von der NHTSA im Jahre 1978 ins Leben gerufen (vgl. [30]). Auf Grundlage der Messergebnisse aus den Crashtests wird eine Risikobewertung für die Fahrzeuge erstellt und eine Sternbewertung (1-5 Sterne) vergeben. Die Sternbewertung gibt die Wahrscheinlichkeit einer schweren Verletzung wieder. 5 Sterne bedeutet eine schwere Verletzungswahrscheinlichkeit von unter 5%, 1 Stern eine schwere Verletzungswahrscheinlichkeit von über 25%.

3.2.2 IIHS

Das Insurance Institute for Highway Safety (IIHS) wurde 1959 von den drei marktdominierenden Versicherungsgesellschaften gegründet (vgl. [31]). Aktuell von höchster Brisanz ist der im Jahr 2013 eingeführte Small Overlap Frontlastfall (vgl. [32]). Bei diesem Lastfall trifft die starre Barriere nicht den Hauptlastpfad (Längsträger), sondern trifft über die Frontkarosserie auf das Rad, den Radkasten und den Schweller.

Ein weiterer wichtiger Lastfall von IIHS ist der Seitencrash, auf welchem in den nachfolgenden Kapiteln genauer eingegangen wird.

3.2.3 Euro NCAP

Das European New Car Assessment Programme (Euro NCAP) wurde 1997 gegründet und wird von europäischen Regierungen, Automobilclubs und Verbraucherorganisationen unterstützt (vgl. [33]). Wie beim US NCAP erfolgt auch beim Euro NCAP die Bewertung mittels einem 5 Sterne System. Es erfolgt eine Unterteilung in 4 Teilbereiche:

- Insassenschutz für Erwachsene
- Insassenschutz für Kinder
- Fußgängerschutz
- Sicherheitsunterstützung

Seit 2009 wird nur mehr eine Gesamtbewertung über alle 4 Teilbereiche angegeben, welche sich aus den vier gewichteten Teilergebnissen errechnet (vgl. [34]).

4 Stand der Technik

Im Folgenden werden bereits existierende Prüfstände auf Komponentenebene für B-Säulen erläutert, auf Vor- und Nachteile eingegangen und aufgezeigt, ob diese Prüfstände die Aufgabenstellung der vorliegenden Arbeit erfüllen können.

4.1 B-Säulen Komponententest des Instituts für Kraftfahrwesen Aachen

Dieser Komponententest ist als Fallturmtest ausgeführt (Abbildung 9) und soll einen IIHS Seitenaufpralltest nachstellen. Dabei ist die B-Säule im oberen Bereich in der Mitte des Dachrahmens sowie im unteren Bereich unterhalb des Schwellers drehbar gelagert. Weiters wurde die Lagerung am oberen und unteren Ende so gewählt, dass die Bewegung in Richtung Fahrzeugquerachse gesperrt und in Richtung der Fahrzeughochachse frei verschiebbar ist. Der Einfluss der Karosserie wurde mit Biegeblechbremsen nachgebildet (vgl. [35]).

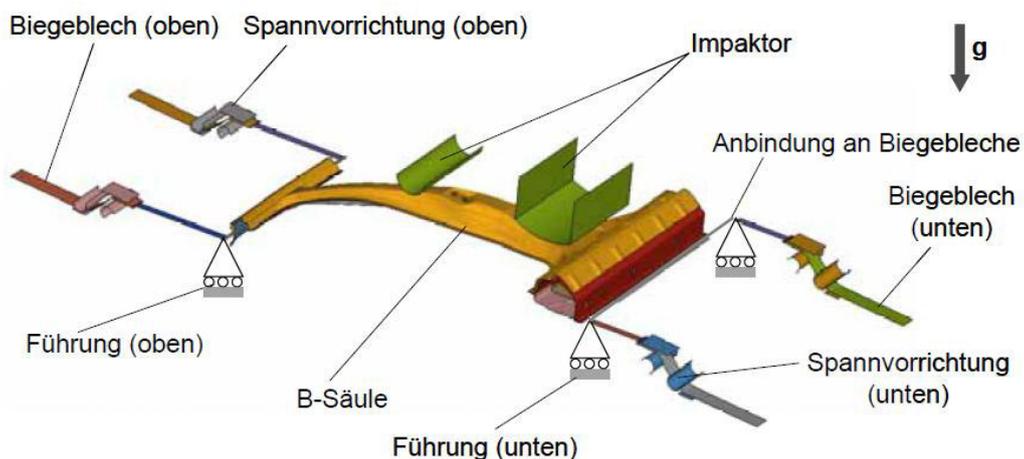


Abbildung 9: Prinzipaufbau des B-Säulen Komponententests des Instituts für Kraftfahrwesen Aachen [35]

Der Stoßkörper ist aus zwei starr miteinander verbundenen Teilen ausgeführt (Abbildung 10). Für den unteren Bereich des Stoßkörpers ist eine gewölbte Form und für den oberen Bereich eine runde Form gewählt worden. Es wurde eine Fallgeschwindigkeit von 30 km/h gewählt bei einer Stoßkörpermasse von 255 kg, um auf die erforderliche Energie in der B-Säule von ca. 8,9 kJ zu kommen, welche sich aus dem Gesamtfahrzeugcrash ergibt (vgl. [35]).

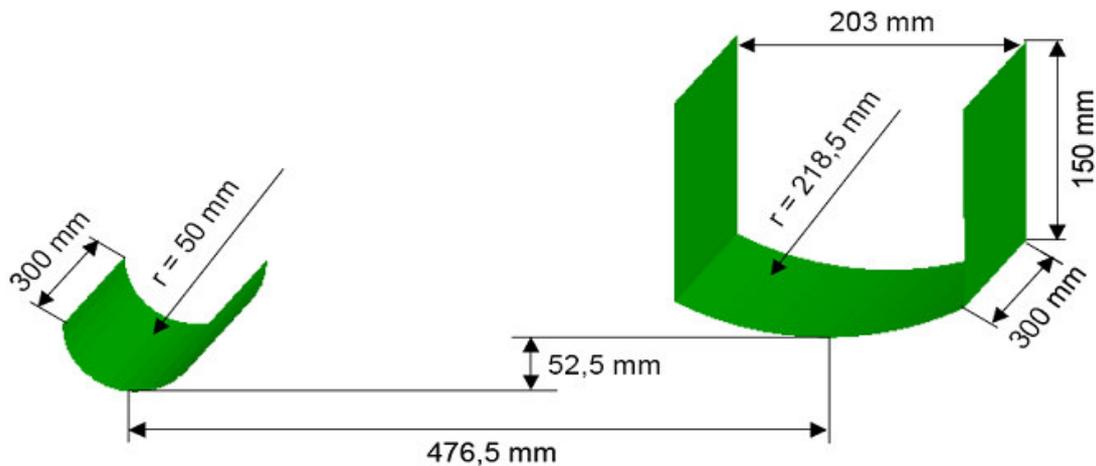


Abbildung 10: Aufbau des Stoßkörpers des B-Säulenprüfstandes des Institutes für Kraftfahrwesen Aachen [35]

Als wesentliche Vorteile dieses Prüfstandes kann die crashbahnunabhängige Ausführung, die dauerhafte Verwendung des Stoßkörpers und der relativ einfache Aufbau genannt werden. Die wesentlichen Nachteile sind die maßgeschneiderte Entwicklung des Prüfstandes für ein Fahrzeug, die geringere Verformungsgeschwindigkeit im Vergleich zum Gesamtfahrzeug, die nicht variable Krafteinstellung in den Drehpunkten und die generell zu geringe Flexibilität des Prüfstandes.

Durch diesen Prüfstand werden die Anforderungen „hinreichend genaue Nachstellung des dynamischen Verhaltens“, „realitätsnahe Abbildung der Belastung“, „universelle Einsetzbarkeit für unterschiedliche Lastfälle“ und die „universelle Einsetzbarkeit für alle Fahrzeuggrößen“ nicht oder nur zum Teil erfüllt. Die Forderung hinsichtlich „Übereinstimmung der Enddeformation“ kann aus dem Bericht nicht exakt beurteilt werden.

4.2 B-Säulen Komponentenprüfstand der Fa. Benteler

Die Basis dieses Prüfstandes war der Prüfstand des Instituts für Kraftfahrwesen Aachen. Dieser wurde durch die Fa. Benteler erweitert. Auch dieser Prüfstand ist als Fallturm ausgeführt. Der Stoßkörper ist auch hier wieder ein starres Bauteil, wobei der obere mit dem unteren Teil nicht fix verbunden, sondern in Grenzen einstellbar ist. Die maximale Geschwindigkeit ergibt sich aus der Einsatzgrenze des Fallturms mit 35 km/h. Des Weiteren wurden Gasdruckfedern zur Abbildung des Einflusses der Karosserie verwendet. Die Drehpunkte können darüber hinaus ebenfalls über Schlitten eingestellt werden (vgl. [36]).

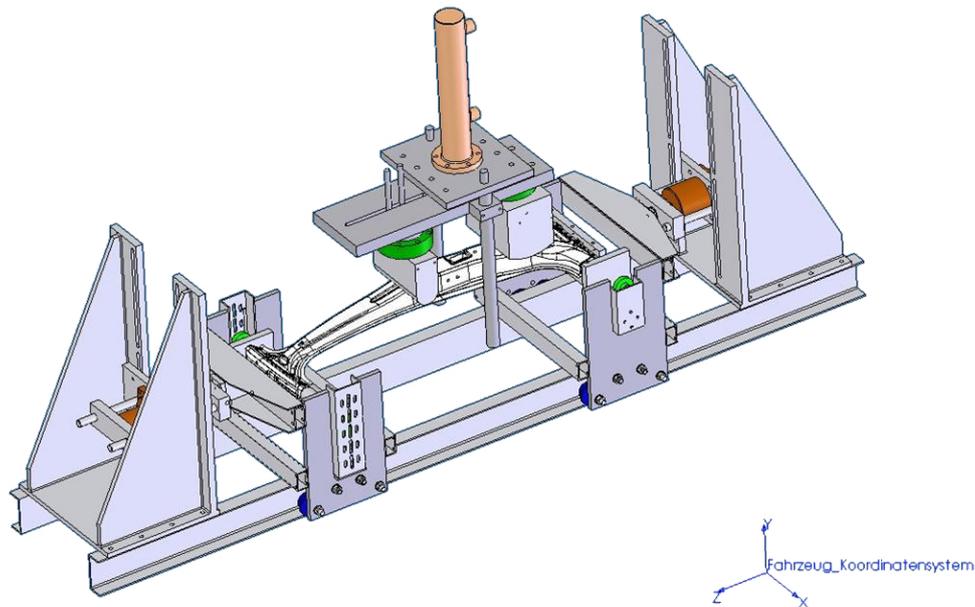


Abbildung 11: B-Säulen Komponentenprüfstand von Benteler [36]

Als wesentliche Vorteile sind die Einsetzbarkeit des Prüfstandes für unterschiedliche B-Säulen, die Einstellbarkeit der Steifigkeit mittels der Gasdruckfedern und die Einstellbarkeit der Stoßkörper zu nennen. Als wesentliche Nachteile bleiben der starre Stoßkörper, die zu geringe Geschwindigkeit und die nur begrenzte Einstellbarkeit zu erwähnen.

Durch diesen Prüfstand werden die Anforderungen „hinreichend genaue Nachstellung des dynamischen Verhaltens“, „realitätsnahe Abbildung der Belastung“ nicht, die Punkte „universelle Einsetzbarkeit für unterschiedliche Lastfälle“ und die „universelle Einsetzbarkeit für alle Fahrzeuggrößen“ nur zum Teil erfüllt. Die Forderung hinsichtlich „Übereinstimmung der Enddeformation“ kann aus dem Bericht nicht exakt beurteilt werden.

4.3 B-Säulen Komponententest der Fa. Opel

Dieser Prüfstand nutzt einen Barrierewagen mit zwei als starr zu setzenden Rohren als Stoßkörper. Diese Rohre sind genau auf der Höhe der Türscharniere positioniert. Das obere Ende der B-Säule kann sich in vertikaler Richtung frei bewegen (Abbildung 12). Der Schweller ist dreimal am Boden mit Schrauben befestigt. Dies soll die Torsionssteifigkeit des Schwellers nachsimulieren (Abbildung 13). Die Testenergie des Prüfstandes wurde so gewählt, dass es dem Seitenaufpralltest nach IIHS [37] widerspiegelt (vgl. [38]). Das bedingt somit eine geringere Testgeschwindigkeit, als im Gesamtfahrzeugversuch.

Als Vorteile dieses Prüfstandes können der einfache Aufbau und die Wiederverwendbarkeit der Stoßkörper genannt werden. Wesentliche Nachteile sind

die Inflexibilität, die Einsetzbarkeit für nur einen Lastfall und die bedingt einstellbare Rotationssteifigkeit des Schwellers zu erwähnen.

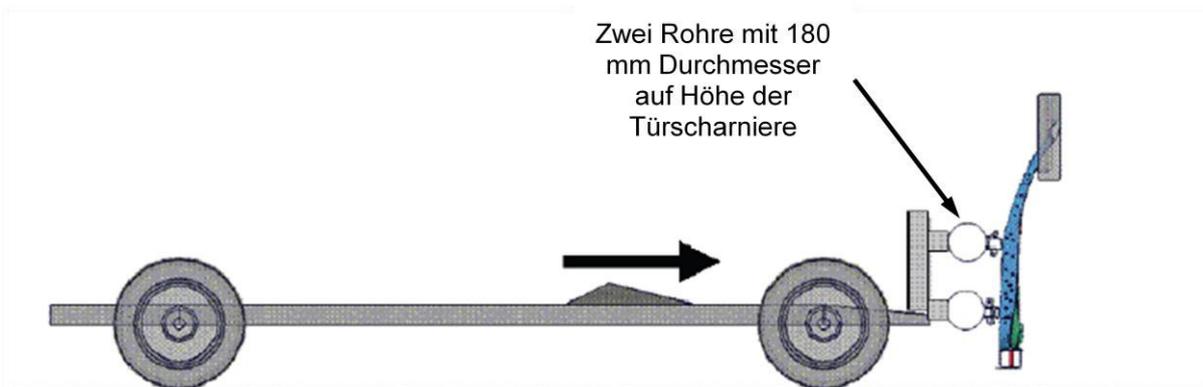


Abbildung 12: B-Säulen Komponentenprüfstand von Opel (modifiziert nach [38])

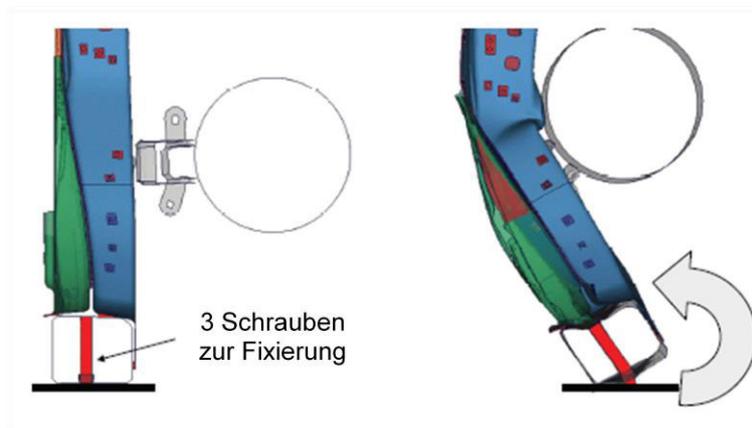


Abbildung 13: Fixierung des Schwellers im B-Säulen Komponentenprüfstand von Opel (modifiziert nach [38])

Durch diesen Prüfstand werden die Anforderungen „hinreichend genaue Nachstellung des dynamischen Verhaltens“, „realitätsnahe Abbildung der Belastung“, „universelle Einsetzbarkeit für unterschiedliche Lastfälle“ nicht, den Punkt „universelle Einsetzbarkeit für alle Fahrzeuggrößen“ nur zum Teil erfüllt. Die Forderung hinsichtlich „Übereinstimmung der Enddeformation“ kann aus dem Bericht nicht exakt beurteilt werden.

5 Der Seitenaufprall

Der Seitenaufprall stellt den Aufprall eines anderen Fahrzeuges von der Seite dar. Das Kollisionsfahrzeug wird im „Crashtest Lastfall“ durch eine deformierbare Barriere dargestellt.

Darüber hinaus gibt es noch den Crashlastfall Pfahl Seitenaufprall, welcher einen seitlichen Anprall gegen einen Masten oder Baum darstellt.

Im Folgenden wird nun der Seitenaufprall, die daraus resultierenden Anforderungen an die Struktur, und die B-Säule als wesentlicher Bauteil erläutert.

5.1 Lastpfade

Bei der Betrachtung der Lastpfade der unterschiedlichen Kollisionstypen kann die hohe Bedeutung der B-Säule beim Seitenaufprall zum Teil erklärt werden. Bei einer Frontalkollision erfolgt die Kraftleitung über Längsträger hin zum Mitteltunnel und Dachrahmen bzw. über die Räder zum Schweller (Abbildung 14).

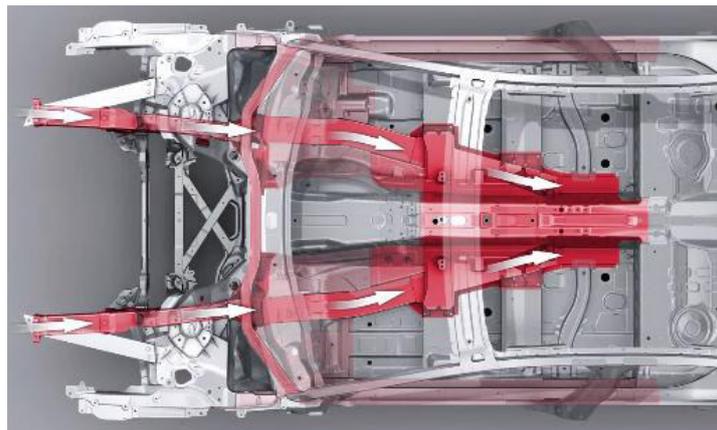


Abbildung 14: Lastpfade bei Frontalkollision am Beispiel Audi A8 (vgl. [39])

Bei der Heckkollision werden die Kräfte über die hinteren Längsträger, die Bodenplatte und die Räder in den Schweller und in den Dachrahmen geleitet.

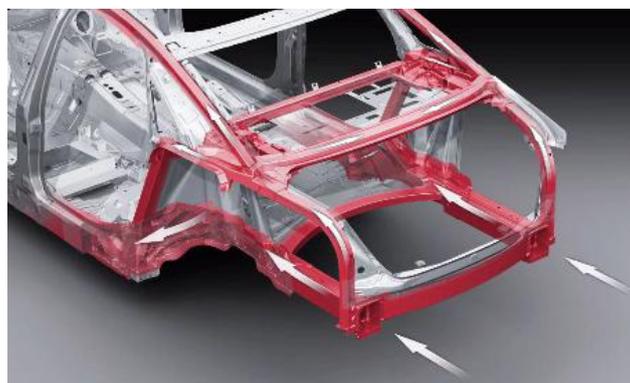


Abbildung 15: Lastpfade bei einer Heckkollision am Beispiel Audi A8 (vgl. [39])

Bei einer Seitenkollision erfolgt die Krafteinleitung über die B-Säule hin zu Schweller und Sitzquerträger als auch in den Dachrahmen (Abbildung 16).

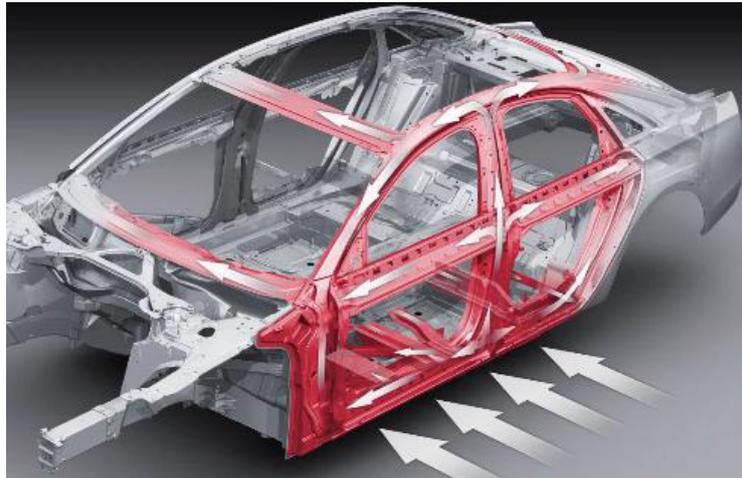


Abbildung 16: Lastpfade bei einer Seitenkollision am Beispiel Audi A8 (vgl. [39])

Zur Erklärung bedarf es der zusätzlichen Betrachtung einer Fahrgastzelle (Abbildung 17). Diese ist entsprechend steif ausgeführt, um den Insassen den Überlebensraum im Falle einer Kollision zu sichern.

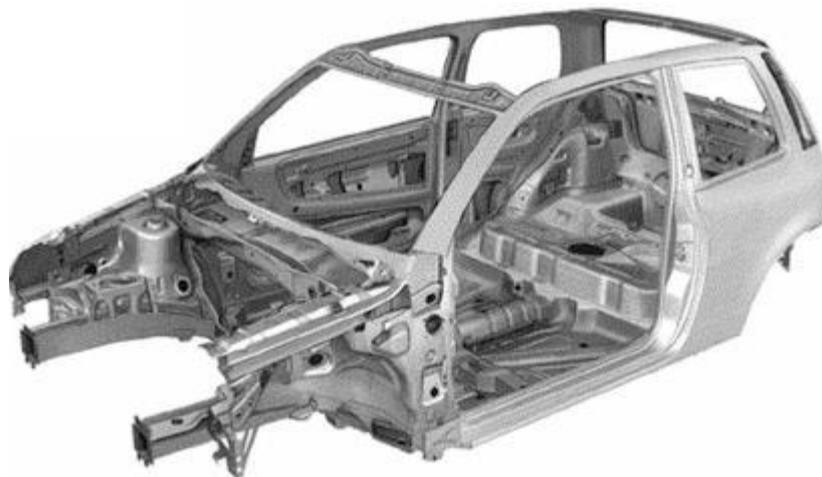


Abbildung 17: Tragende Bauteile der Fahrgastzelle am Beispiel einer Standard-Schalenbauweise (vgl. [18])

Der zur Verfügung stehende Weg zwischen Tür-Innenseite und dem Insassen ist bei einer seitlichen Kollision sehr gering, wodurch der Insasse einem hohen Verletzungsrisiko ausgesetzt ist. Bei der Frontalkollision wirken auf den Insassen zunächst die Rückhaltesysteme (er „fällt“ in diese hinein) und erst danach nimmt er an der Verzögerung teil. Bei der Seitenkollision dringt die Fahrertür in den Innenraum ein und der Insasse wird beinahe auf die Geschwindigkeit des stoßenden Fahrzeuges gebracht. Daher trägt die Festigkeit des Seitenbereichs der Fahrzeugstruktur wesentlich zum Schutz des Insassen bei. Ein stabiles Türschloss- und Türscharniersystem, verstärkte Schweller und Türrahmen, sowie zusätzliche Blechkonstruktionen in den Seitenbereichen (z.B. Türaufprallträger) sind

unumgänglich (vgl. [18]). Jedoch absorbiert die B-Säule den größten Anteil an Energie bei einer Seitenkollision. Dieser beträgt je nach betrachteten Lastfall zwischen 60-80% (Abbildung 18, vgl. [40]).

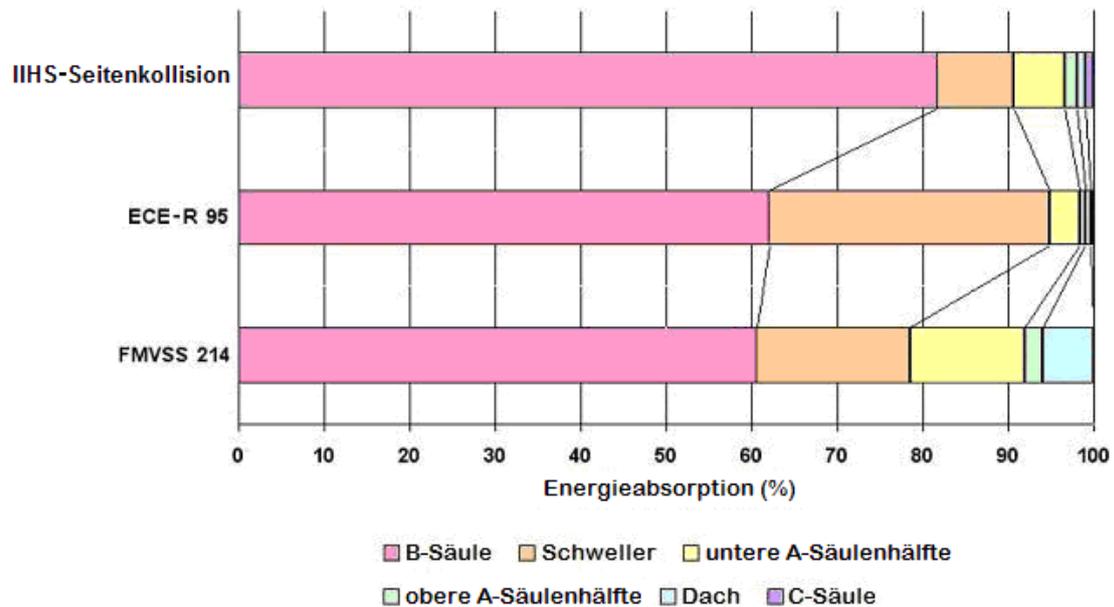


Abbildung 18: Verteilung der absorbierten Energie je Lastfall bei einer Seitenkollision (modifiziert nach [40])

5.2 Versuchskonstellationen der unterschiedlichen Crash Lastfälle

Die Unterschiede der einzelnen gesetzlichen Regelungen und der Verbraucherschutzrichtlinien sind nicht unerheblich, weshalb diese im folgendem genauer beschrieben werden.

5.2.1 Seitenkollision nach ECE-R95

Die gesetzliche Regelung nach ECE-R95 soll eine seitliche Kollision eines Fahrzeug-Fahrzeug-Crashes nachbilden. Dabei trifft eine bewegliche, verformbare Barriere mit 50km/h und einem Winkel von 90° auf die Fahrertür (Abbildung 19).

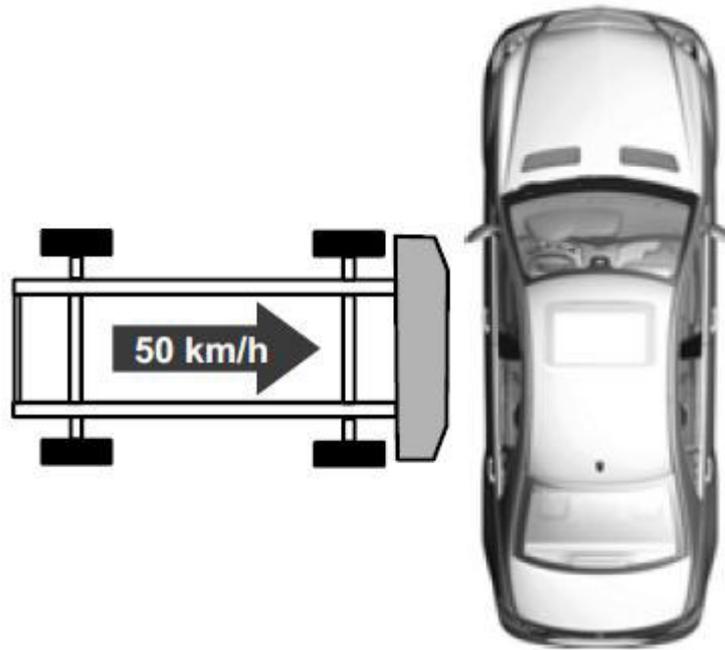


Abbildung 19: Prüfaufbau nach ECE-R95 (vgl. [41])

Die Gesamtmasse der Barriere beträgt 950kg, der Abstand der Stoßkörperunterkante vom Boden beträgt 300 mm (Ruhestellung vor dem Aufprall). Der deformierbare Teil der Barriere besteht aus sechs miteinander verbundenen Bereichen (Abbildung 20). Als Dummy wird ein EuroSID 2 (European Side Impact Dummy) am Fahrersitz verwendet. Der Auftreffpunkt des Stoßwagens auf das Fahrzeug erfolgt mittels R-Punkt bzw. Sitzreferenzpunkt (ein vom Hersteller für jeden Sitzplatz angegebener konstruktiv festgelegter Punkt). Die Barrierenmitte muss zum Auftreffpunkt auf Höhe des R-Punktes liegen (vgl. [41]).

5 Der Seitenaufprall

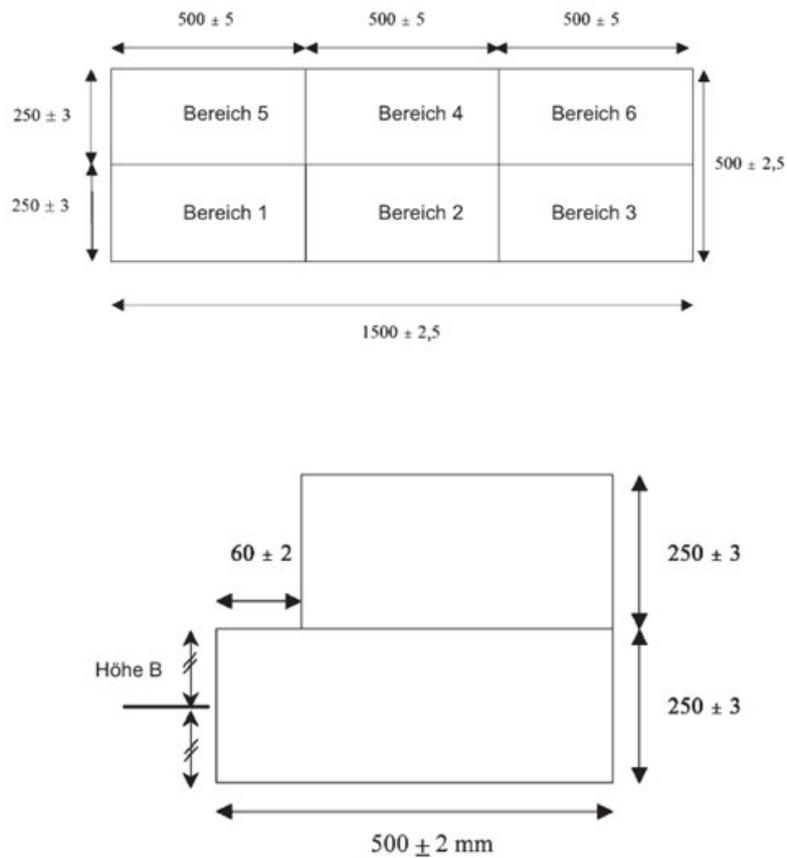


Abbildung 20: Aufbau der Front der Barriere (vgl. [41])

5.2.2 Seitenkollision nach EuroNCAP

Der Seitenaufprall nach EuroNCAP unterscheidet sich nur geringfügig vom gesetzlichen Lastfall. Ein wesentlicher Unterschied ist die zusätzliche Verwendung von Kinderdummies (1 ½ und 3 Jahre) auf den Rücksitzen.

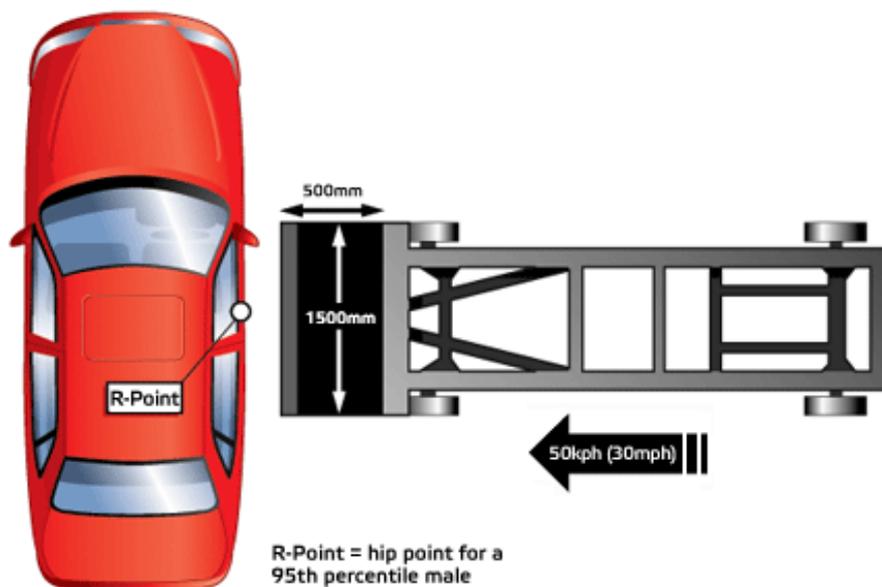


Abbildung 21: Seitenaufprall nach EuroNCAP (vgl. [42])

5.2.3 Seitenkollision nach FMVSS214

Beim gesetzlichen Seitenaufprall nach FMVSS214 (Abbildung 22) trifft eine deformierbare Barriere im Krebsgang unter 27° mit 54km/h auf die Fahrertür des stehenden Fahrzeuges. Der Schräglauf soll die im Unfall zu beobachtende Eigenbewegung des gestoßenen PKW, der im Versuch stillsteht, nachbilden. Verwendet werden 2 Dummys (US-SID) auf Fahrersitz und im Fond stoßseitig (vgl. [43]).

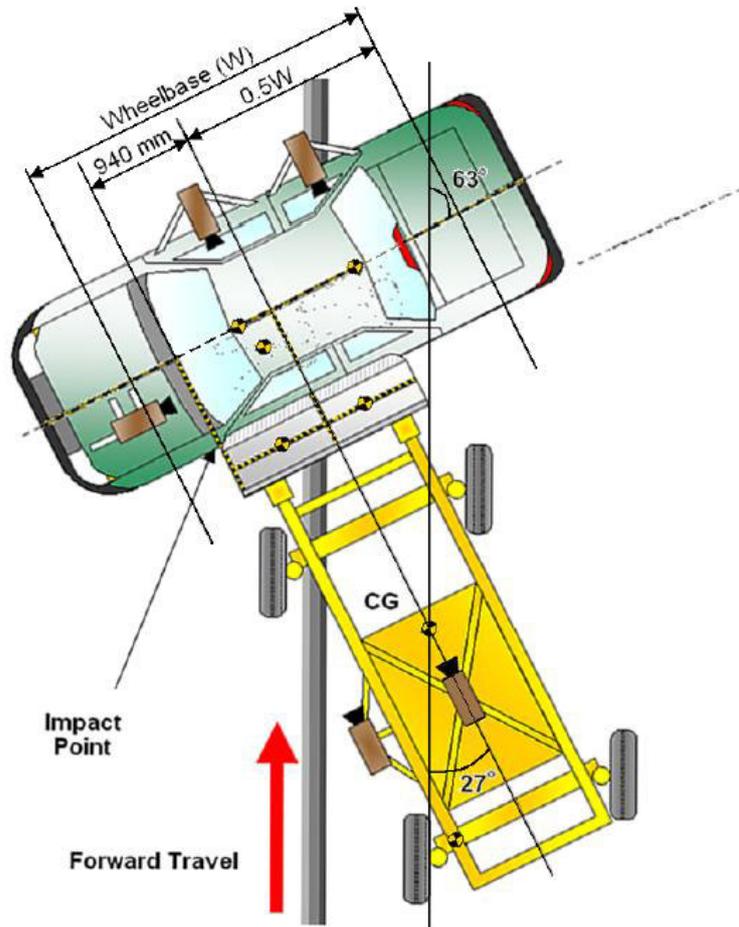


Abbildung 22: Seitenaufprall nach FMVSS214 (vgl. [43])

5.2.4 Seitenkollision nach US NCAP

Die Seitenkollision nach US NCAP ist ähnlich dem Seitenaufprall nach FMVSS 214, wobei hier die Barriere mit einer etwas höheren Barrierengeschwindigkeit, 38mph ($\sim 61\text{ km/h}$) auf das Fahrzeug trifft (vgl. [44]).

5.2.5 Seitenkollision nach IIHS

Einen wesentlichen Unterschied im Vergleich zu den bisher erläuterten Testkonstellationen stellt die Seitenkollision nach IIHS dar (Abbildung 23). Dabei soll

5 Der Seitenaufprall

die seitliche Kollision mit einem SUV (Sport Utility Vehicle) nachgestellt werden. Der Barrierewagen mit einer Masse von 1500kg trifft dabei mit einer Geschwindigkeit von 50 km/h unter einem Winkel von 90° auf das Fahrzeug (vgl. [37]).

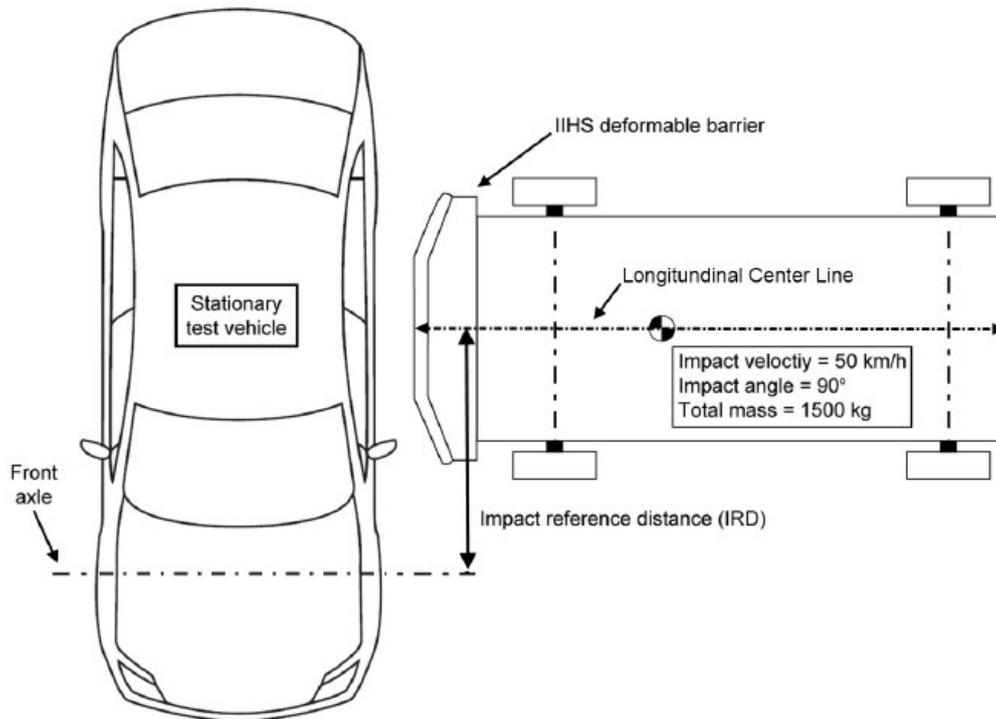


Abbildung 23: Seitenaufprall nach IIHS (vgl. [37])

In Abbildung 18 ist ersichtlich, dass die B-Säule bei der Seitenkollision nach IIHS gegenüber anderen Richtlinien mehr Energie absorbieren muss. Das ergibt sich durch die höher positionierte Barriere, wodurch diese über den Schweller auf das Fahrzeug und somit direkt auf die B-Säule trifft.

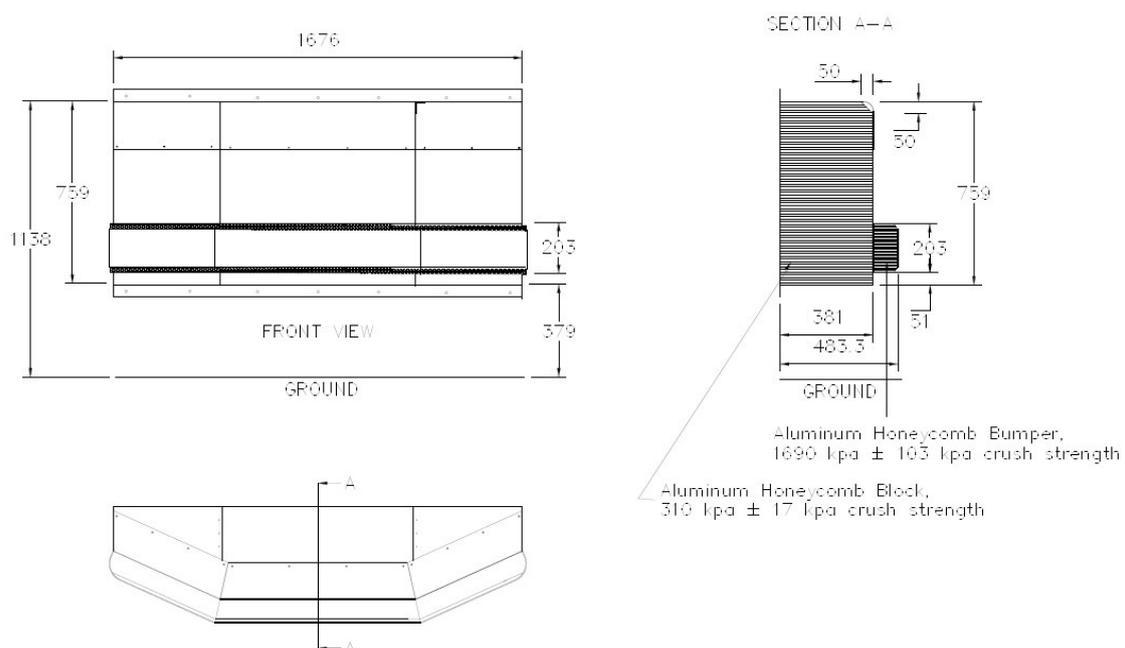


Abbildung 24: IIHS deformierbare Barriere (vgl. [37])

Die Unterkante der Barriere ist beim IIHS Seitenaufprall 379mm über den Boden (Abbildung 24), beim EuroNCAP und bei der gesetzlichen Regelung ECE-R95 beträgt der Abstand zwischen Unterkante Barriere und Boden nur 300 mm (vgl. [41], [42]) und bei den Lastfällen nach FMVSS214 und US NCAP 279mm (Abbildung 25).

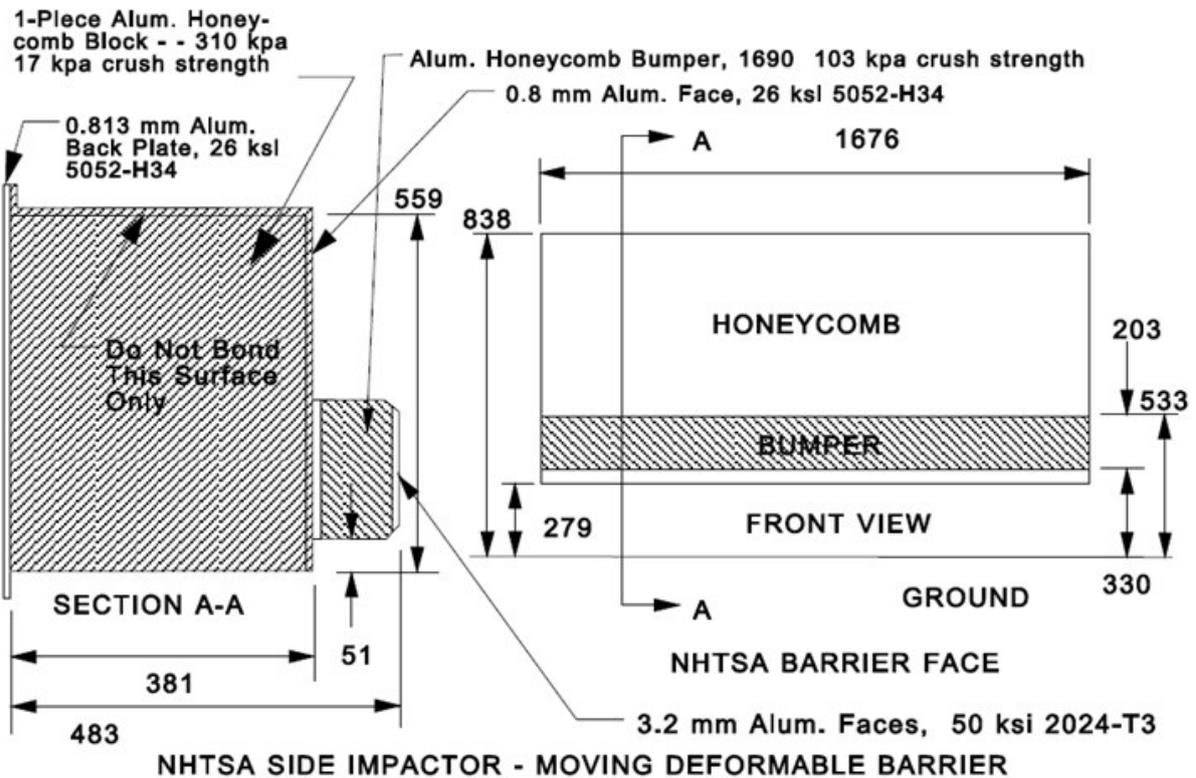


Abbildung 25: US NCAP und FMVSS214 Seitenaufprall Barriere (vgl. [43], [44])

Als Dummies werden 2 SID IIs (Small Side Impact Dummy) auf der stoßzugewandten Seite verwendet. Für das Rating ist neben der Verletzungsbewertung aus den Dummywerten auch das Strukturverhalten entscheidend. Als Kriterium dient hierbei die Intrusion in den Fahrzeuginnenraum mit der Mittellinie des Fahrersitzes als Referenzpunkt. Je nach Eindringtiefe erfolgt die Beurteilung in gut, akzeptabel, mäßig oder schlecht (Abbildung 26, vgl. [45]).

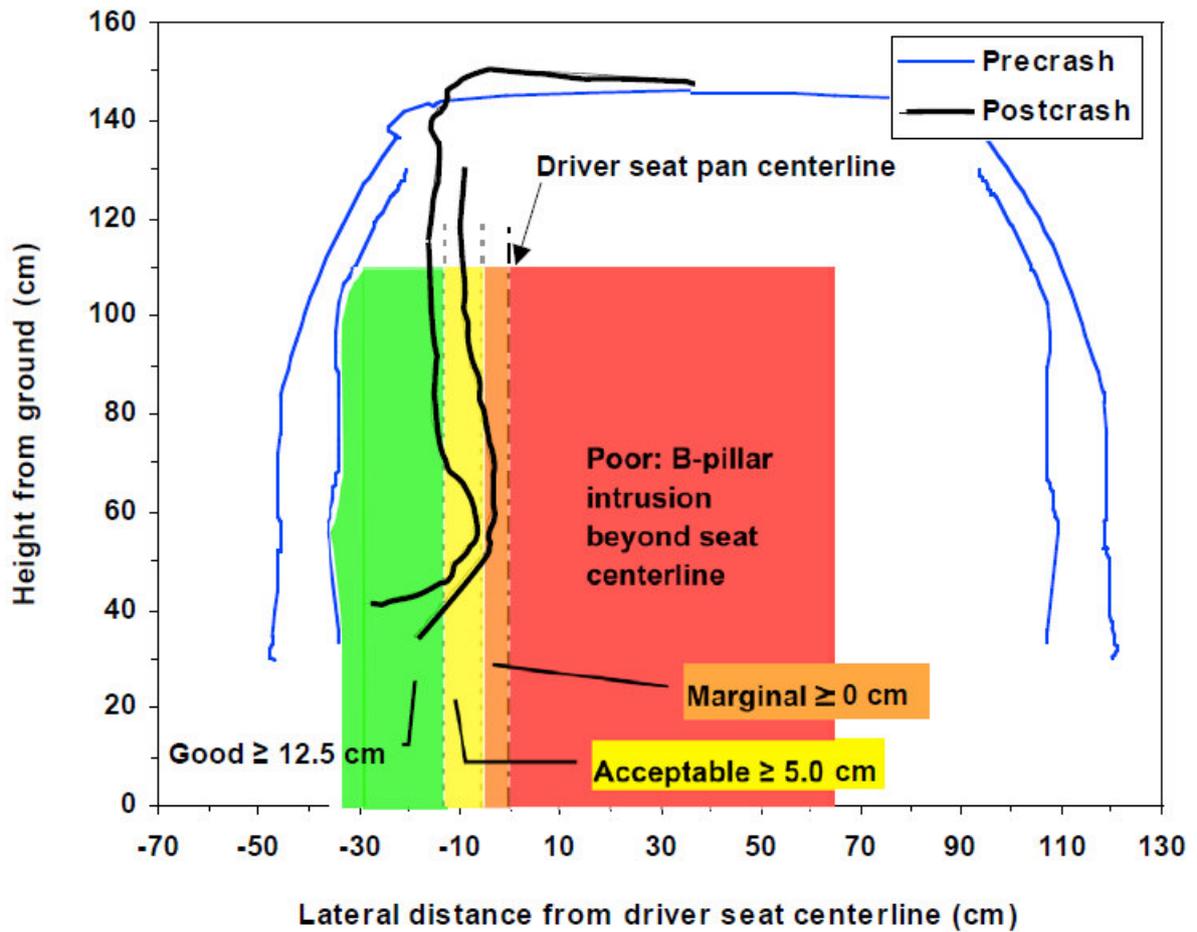


Abbildung 26: Strukturbewertung nach IIHS - Lateraler Abstand von der Mittellinie des Fahrersitzes in cm (vgl. [45])

6 Entwicklung des Komponentenprüfstandes

In diesem Kapitel werden nun die notwendigen Schritte bei der Entwicklung eines Komponentenprüfstandes am Beispiel der Komponente B-Säule für einen Seitenaufprall nach IIHS aufgezeigt, wobei zunächst auf die Ausgangsbasis eingegangen wird.

6.1 Fahrzeugmodell als Ausgangsbasis und Validierung des Modells

Als Ausgangsbasis wurde ein bereits am Markt befindliches Fahrzeug und ein somit gut validiertes Simulationsmodell herangezogen. Die Entwicklungsbasis ist ein Simulationsmodell des Fahrzeuges Audi A4 der Baureihe B8. Als Berechnungssoftware wird PamCrash mit der Version 2005.1 von der Firma ESI Group verwendet [46]. Dieses Fahrzeug wurde erstmalig im Dezember 2007 ausgeliefert (vgl. [47]). Erste Testratings nach IIHS für dieses Fahrzeug sind 2009 durchgeführt worden. Der Audi A4B8 bekam in den 4 Hauptkategorien (Moderate overlap front, Side, Roof strength, Head restraints & seats) jeweils die Bewertung „Good“, wodurch er auch die TOP SAFETY Pick Auszeichnung erhielt (vgl. [48]). Der laterale Abstand der B-Säule zur Mittellinie des Fahrersitzes beim Seitenaufpralltest betrug 13cm (vgl. [49]).

6.1.1 Modellierung des Fahrzeugmodells

6.1.1.1 Fahrzeugmodell

Das Simulationsmodell des Fahrzeuges entspricht im Aufbau und in der Ausstattung weitestgehend dem realen Fahrzeug. Das Fahrzeug hat eine Länge von 4703 mm, eine Breite von 1826 mm und eine Höhe von 1427 mm. Weiters beträgt der Radstand 2808 mm und die Spurweite 1564 mm. Die Gesamtmasse des Fahrzeuges beträgt 1709 kg (vgl. [50]). Neben den großen Baugruppen, wie z. B. Karosserie oder Antriebsstrang, werden unter anderem Schweißpunkte, Airbags oder auch unterschiedlichste Gelenke, in vereinfachter Form, abgebildet. Um das Modell zu vereinfachen, werden einerseits Bauteile, die eine hohe Steifigkeit besitzen (wie z. B. der Motor oder das Getriebe), als starre Körper abgebildet, und andererseits werden Komponenten wie beispielsweise die Seitenscheiben oder der Stoßstangenüberzug nicht abgebildet. Diese Vereinfachungen sind zulässig, da diese keinen nennenswerten Einfluss auf die Ergebnisse der Seitenkollision haben. Um die Gewichtsverteilung dennoch nicht zu verfälschen, werden die Massen der entfernten Bauteile auf benachbarte Komponenten aufgeteilt. Durch diesen Aufbau des Fahrzeuges hat das Modell rund 1,3 Millionen Elemente. Das globale Koordinatensystem ist wie in Abbildung 27 und Abbildung 28 dargestellt positioniert.

6 Entwicklung des Komponentenprüfstandes

Die x-Achse wird in Längsrichtung, die y-Achse in Querrichtung und die z-Achse in Hochrichtung des Fahrzeuges festgelegt.

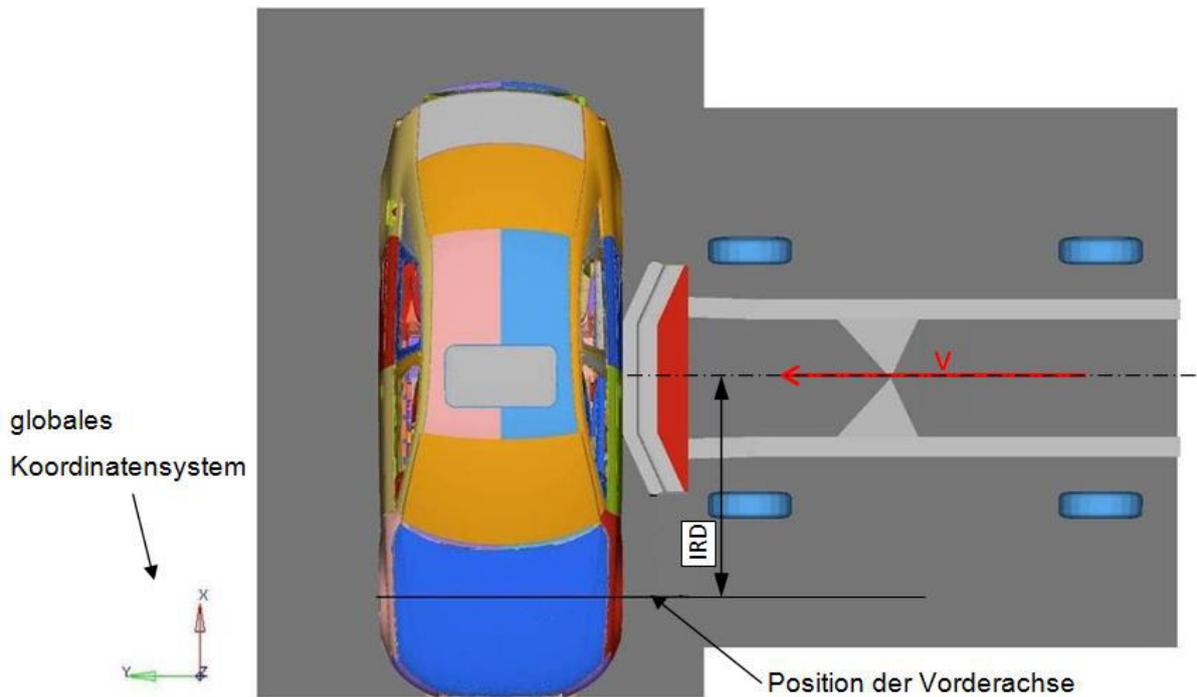


Abbildung 27: Aufsicht des Fahrzeuges inkl. IIHS Barriere als Simulationsmodell (modifiziert nach [51])

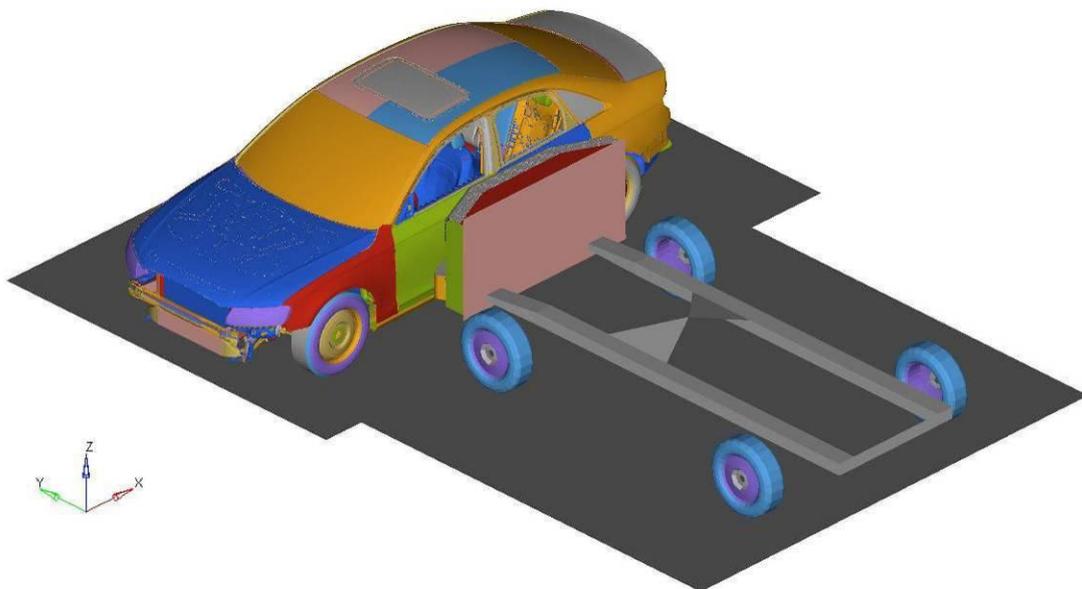


Abbildung 28: Isometrische Ansicht des Fahrzeuges inkl. IIHS Barriere (modifiziert nach [51])

Die Karosserie besteht, wie aus Abbildung 29 (vgl. [52]) ersichtlich, aus mehreren Stahlsorten mit verschiedenen Streckgrenzen, die von 150 N/mm² bei weichen Tiefziehstählen bis hin zu 1400 N/mm² bei warmumgeformten Stählen reichen. Aus der Abbildung ist erkennbar, dass im Front- und Heckbereich bis hin zur Fahrgastzelle niederfestere Materialien zum Einsatz kommen um bei einer Kollision in diesen Bereichen genügend Energie absorbieren zu können, da diese eine höhere

Duktilität aufweisen. Dadurch wird eine ausreichende Verringerung der Belastung für den Fahrzeuginsassen erzielt. Im Bereich um die Fahrgastzelle kommen höchstfeste und warmumgeformte Stähle zum Einsatz, die aufgrund der hohen Festigkeit, und folglich niederen Duktilität, den Überlebensraum des Insassen schützen.

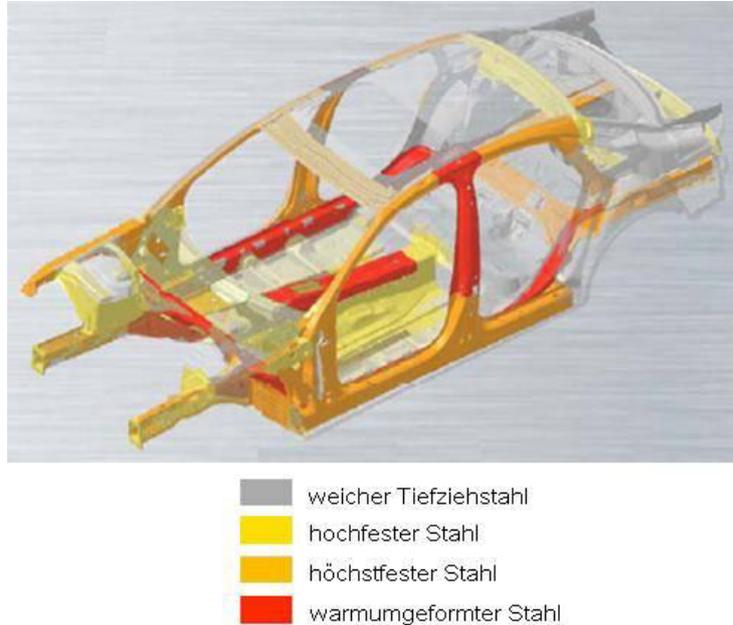


Abbildung 29: Materialien der Karosserie des Audi A4 Baureihe B8 (vgl. [52])

6.1.1.2 IIHS Barrierenmodell

Auch ein aussagefähiges Barrierenmodell ist für die in weiterer Folge durchgeführten Vergleiche zwischen Gesamtfahrzeugsimulation und Detailmodellsimulation von entscheidender Bedeutung. Deswegen wird nachfolgend auf das IIHS Barrierenmodell eingegangen.

Es handelt sich dabei um eine Nachbildung eines realen IIHS-Barrierewagens für Seitenkollisionen. Um die Berechnungszeit zu verringern, und aufgrund der hohen Steifigkeit des Wagens, kann er starr (als rigid body) modelliert und zusätzlich vereinfacht werden. Es werden alle Aufbauten des realen Wagens bei der Erstellung des Simulationsmodells vernachlässigt, wie im Abbildung 30 erkennbar ist. Lediglich die Barriere selbst ist im Modell originalgetreu nachgebildet und deformierbar modelliert. Diese Vereinfachungen führen beim Simulationsmodell zu einer Verringerung der Masse sowie der Trägheitsmomente und zu einer Verschiebung der Schwerpunktlage gegenüber des realen IIHS-Barrierewagens. Um dennoch die vorgeschriebenen Werte für die Masse, Schwerpunktlage und Trägheitsmomente laut IIHS (vgl. [37]) einzuhalten, wird ein starrer Körper verwendet, dem die fehlende Masse und Trägheitsmomente sowie die benötigte Schwerpunktlage zugewiesen wird, um die realen Verhältnisse des Barrierewagens wiederzugeben. Die Position des Barrierewagens zum Fahrzeug wird laut IIHS mit dem „Impact reference distance (IRD)“ definiert, wobei dies der Abstand zwischen der Vorderachse des Fahrzeuges

6 Entwicklung des Komponentenprüfstandes

und der Mittellinie des Barrierewagens ist (Abbildung 27). Der Radstand (L_{rad}) beträgt 280,8 cm, wodurch sich der IRD wie folgt berechnet:

Formel 1: Berechnung des IRD (vgl. [37])

$$IRD = \left(\frac{L_{rad}}{2} \right) + 19,8 \text{ cm}$$

Daher beträgt in diesem Fall der IRD 160,2 cm. Der Barrierewagen wird mit einer Geschwindigkeit v von 50 km/h in globaler y-Richtung gesehen, mit der das stehende Fahrzeug im Winkel von 90° zur Längsachse gestoßen wird.

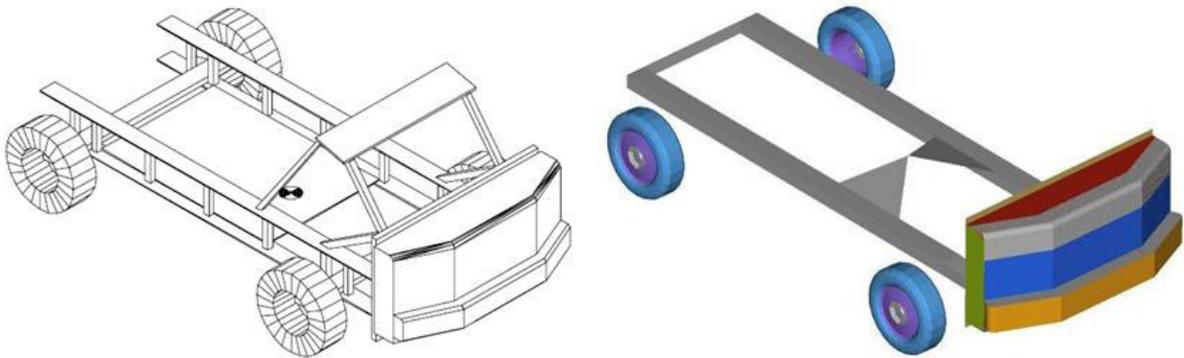


Abbildung 30: Gegenüberstellung des realen Barrierewagens lt. IIHS (links, vgl. [37]) mit dem Simulationsmodell (rechts)

6.1.1.3 Modellierung des Bodens

Der reale Testuntergrund (Boden) wird starr modelliert und fix im Raum eingespannt, da dieser auf das Ergebnis keinerlei Einfluss hat und nur als Begrenzung in z Richtung dient.

6.1.2 Simulation und Validierung

Es wird die Simulation des Fahrzeugmodells und die Validierung dieses Modell nun folgend aufgezeigt.

6.1.2.1 Gesamtfahrzeugsimulation des Seitenaufpralls

Die Teilmodelle werden entsprechend des Lastfalls Seitenaufprall nach IIHS positioniert. Für die Berechnung wird eine Simulationszeit von 100 ms gewählt, welche ausreicht, um die gesamte Kollision berechnen zu können (siehe 6.2.4). Die Berechnungen werden an einem Rechencluster durchgeführt. Nach 100 ms stellt sich folgender Zustand ein (Abbildung 31, vgl. [51]):

- Es erfolgt eine Drehung des Fahrzeuges um die Hochachse (z-Achse). Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Barriere hinter dem Schwerpunkt des Fahrzeuges aufprallt, und dadurch ein Moment um die Hochachse eingeleitet wird (vgl. [51]).
- Der Barrierewagen und das Fahrzeug haben sich voneinander getrennt. Zu Beginn der Simulation erfolgt ein Eindringen der Barriere in das Fahrzeug, wobei es sich um einen teilelastischen Stoß handelt. In der Kompressionsphase werden die Bauteile in der Umgebung der Kontaktstelle zusammengedrückt, am Ende dieser Phase haben beide Objekte dieselbe Geschwindigkeit. In der Restitutionsphase gehen die elastischen Anteile der Deformationen wieder zurück, und die Objekte bewegen sich mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten, was zu einer Trennung des Barrierewagens vom Fahrzeug führt (vgl. [51]).

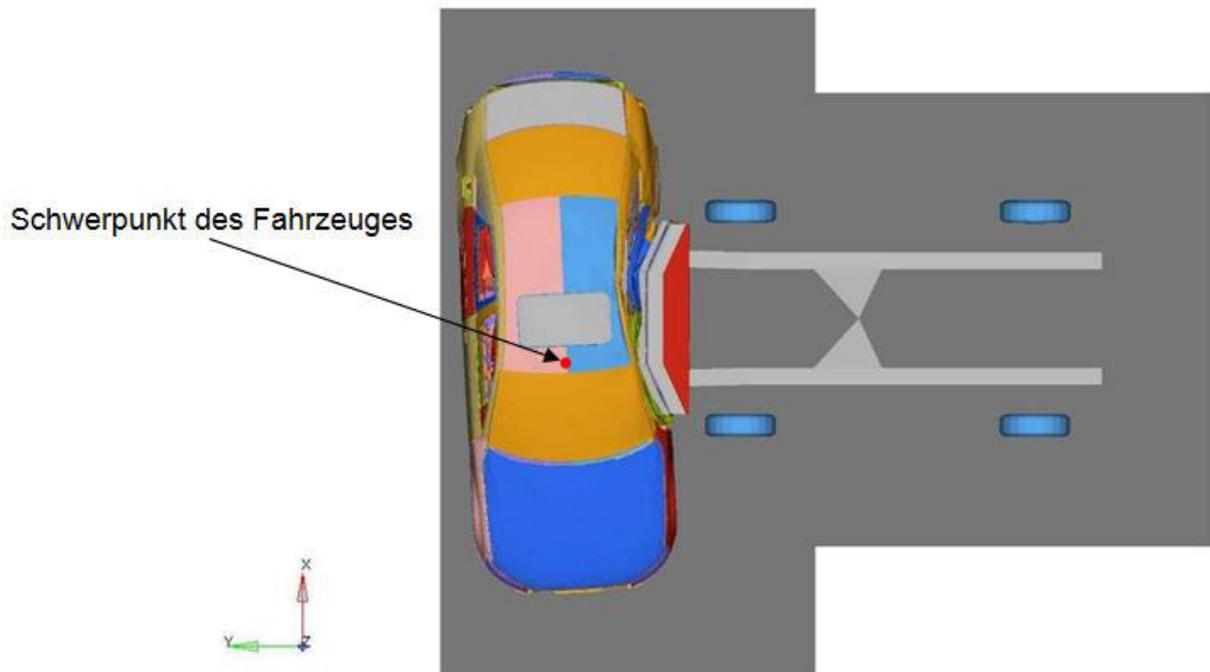


Abbildung 31: Aufsicht der Gesamtfahrzeugsimulation nach 100 ms (modifiziert nach [51])

6.1.2.2 Überprüfung der Aussagequalität des Simulationsmodells

Da die Entwicklung und folglich die zu treffenden Aussagen wesentlich von der Qualität und Prognosefähigkeit des Basissimulationsmodells abhängen, wird nun ein Vergleich der realen Testergebnisse mit dem Simulationsmodell durchgeführt.

a. Strukturbewertung

Wie bereits in Kapitel 5.2.5 ausgeführt, wird beim Seitenaufprall nach IIHS auch eine Strukturbewertung durchgeführt. Dazu wird der laterale Abstand zwischen B-Säule und der Mittellinie des Fahrersitzes nach dem Versuch vermessen und dieser Abstand nach einem Bewertungsschema in die Kategorien gut, akzeptabel, mäßig

6 Entwicklung des Komponentenprüfstandes

und schlecht bewertet. Tabelle 2 zeigt diese Unterteilung (vgl. [45]). Für die Festlegung der Mittellinie des Fahrersitzes gibt es lt. IIHS 3 Möglichkeiten (vgl. [45]):

1. Sitzschalenpolsterung
2. Rückenlehnenpolsterung
3. Kopfstütze

Nur wenn die Sitzschalenpolsterung keine markanten Referenzlinien aufweist, wird die Rückenlehne zur Ermittlung der Mittellinie des Sitzes verwendet. Wenn auch die Rückenlehne keine eindeutigen Bezugslinien hat, wird die Kopfstütze herangezogen (Abbildung 32).

Tabelle 2: Strukturbewertung nach IIHS [45]

Begrenzungslinien	gut	akzeptabel	mäßig	schlecht
Abstand zwischen B-Säule und Mittellinie des Fahrersitzes [cm]	12,5	5,0	0,0	
Strukturversagen	Abstufung der Strukturbewertung um eine Stufe			



Abbildung 32: Drei Möglichkeiten zur Bestimmung der Mittellinie des Fahrersitzes für die Strukturbewertung (modifiziert nach [51])

Im vorliegenden Fall des Audi A4B8 ist die Ermittlung der Mittellinie des Fahrersitzes mit der Sitzschalenpolsterung möglich, da der Übergang zu den Seitenpolstern deutlich erkennbar ist.

Zur Bestimmung der max. Intrusionstiefe der B-Säule aus der Simulation, wird der Abstand (Y-Richtung) von ausgewählten Knoten entlang der B-Säule zu einem nicht deformierten Knoten auf der stoßabgewandten Seite gemessen (siehe Abbildung 33). Der Knoten mit dem geringsten Abstand wird für die Ermittlung des Abstandes zwischen Mittellinie Fahrersitz zu B-Säule herangezogen. Aus Abbildung 34 folgt,

dass der Knoten 237926 (Bereich obere Scharniere) jener mit dem geringsten Abstand ist

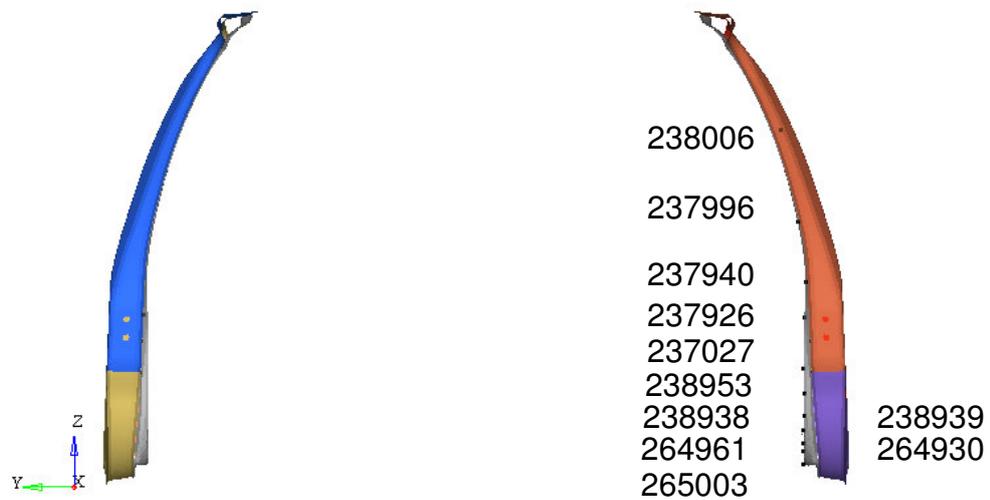


Abbildung 33: Messpunkte zur Ermittlung der höchsten Intrusion der B-Säule

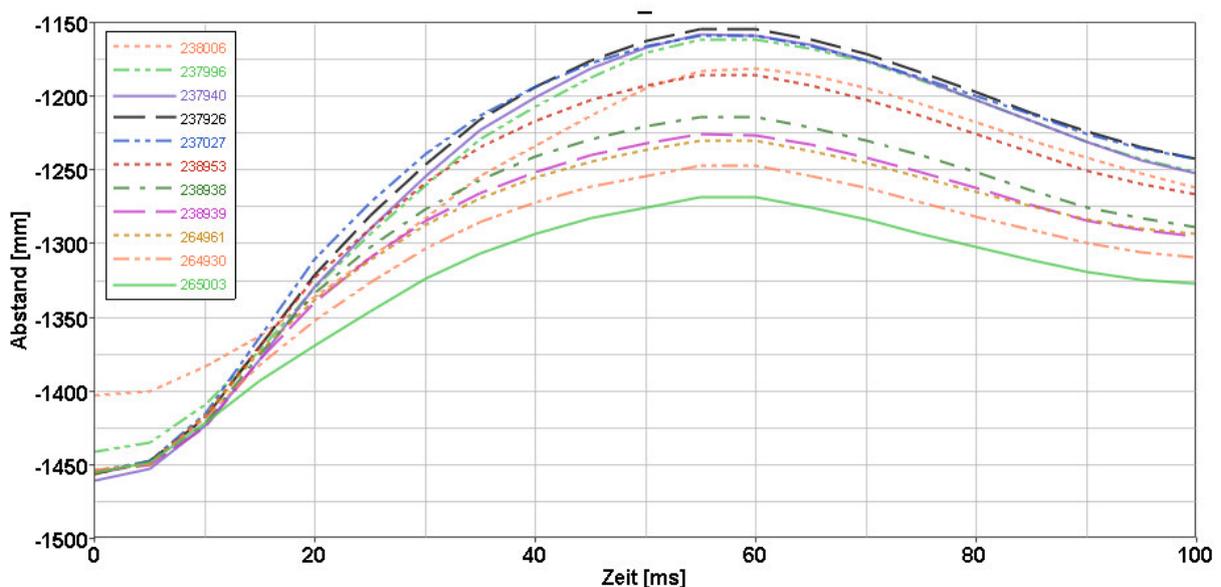


Abbildung 34: relativer Abstand zwischen Messpunkte auf der linken B-Säule zu einem Fixpunkt auf der stoßabgewandten Seite

Bei der Ermittlung des Abstandes zwischen Mittellinie der Sitzschale und B-Säule der stoßzugewandten Seite wird beim Crashlastfall vor und nach dem Versuch die Kontur gemessen und überlappt dargestellt (vgl. [45]). Ähnlich erfolgt die Ermittlung auch in der Simulation. Hier wird jeweils zu Beginn und am Ende der Simulation ein Schnitt durch das Fahrzeug auf Höhe der B-Säule gelegt, wobei das Fahrzeug raumfest mittels eines Trackingsystems bleibt (vgl. [53]). Abbildung 35 zeigt diese Auswertung, wobei auch die Bereiche gut, schlecht, mäßig und akzeptabel zur besseren Illustration abgebildet sind. Der Abstand der B-Säule zur Sitzmittellinie

nach der Simulation ergibt sich mit ca. 13 cm, was dem Testergebnis entspricht (siehe Kapitel 6.1 bzw. vgl. [49]).

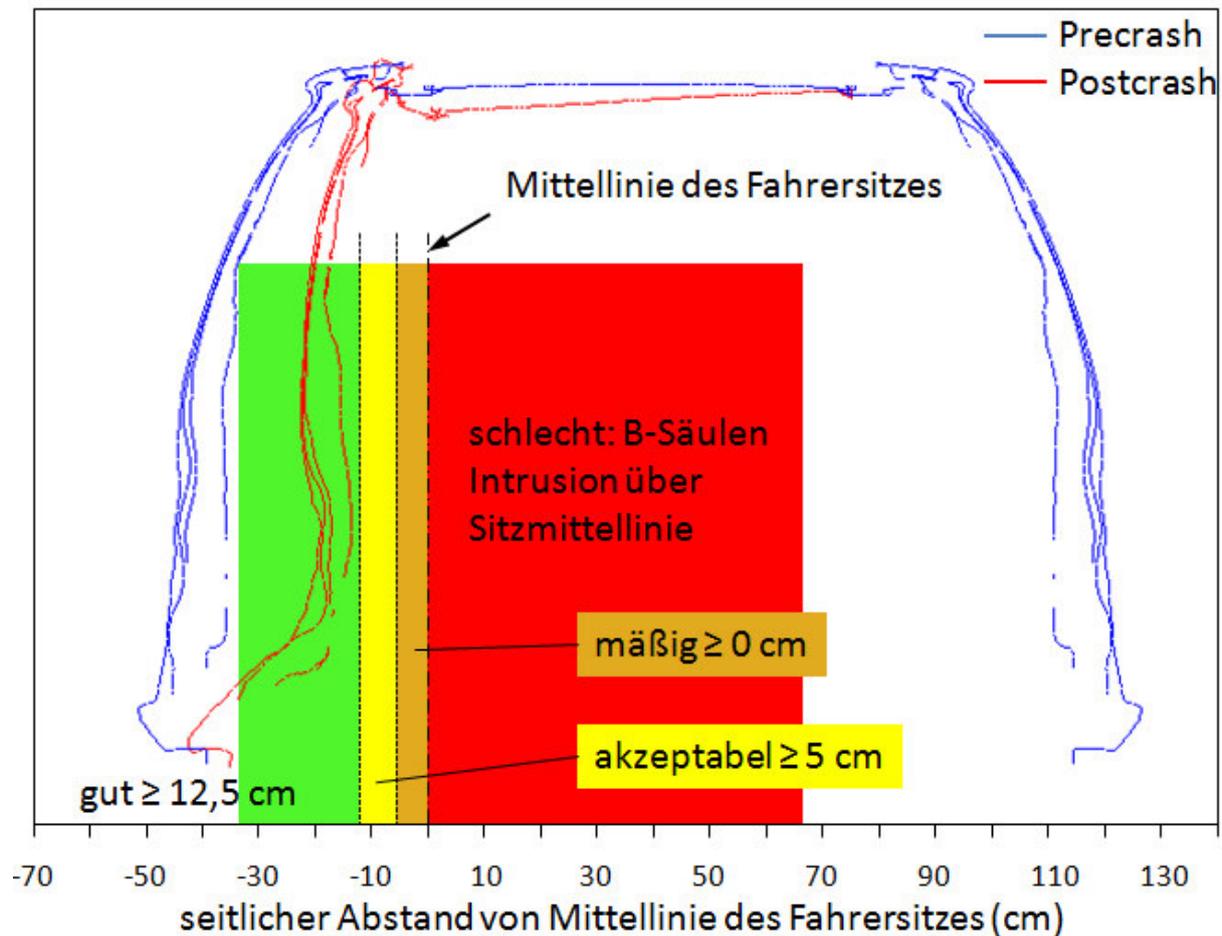


Abbildung 35: Auswertung des IIHS Strukturratings

Somit kann ein erster Beweis zur Validität des Simulationsmodells gebracht werden.

b. Dynamisches Verhalten der B-Säule

Ein zweites wesentliches Qualitätskriterium für die Verwendbarkeit des Simulationsmodells ist das dynamische Verhalten der B-Säule. Dies wird zwar nicht für das Rating herangezogen, ist aber für die Aussagequalität des Simulationsmodells entscheidend. Daher werden entlang der B-Säule an mehreren Positionen Beschleunigungssensoren verklebt, um somit das dynamische Verhalten der B-Säule im Versuch ermitteln zu können. In der Simulation werden an denselben Stellen die Geschwindigkeiten ermittelt. Abbildung 36 zeigt den Vergleich der Versuchs- mit den Simulationsdaten. Zur besseren Darstellung und um die einzelnen Bereiche direkt miteinander vergleichen zu können, wurde die Geschwindigkeit auf der Y-Achse in % dargestellt. Als höchsten Wert und somit 100% wurde das Geschwindigkeitsmaximum herangezogen, welches am Sensor „B-Säule_links_Türschloss“ auftritt (die Unterschiede der Maxima zwischen Versuch und Simulation liegen unter 2 %). Es ist erkennbar, dass die Geschwindigkeitsverläufe zwischen Simulation und Versuch sehr gut übereinstimmen. Geringfügige

Unterschiede können aufgrund der Nichtimplementierung von Versagen der Bauteilen und Verbindungstechniken oder der Nichtberücksichtigung von Bauteilen (Bauteile, welche keinen Einfluss auf das Ergebnis haben sind nicht abgebildet sondern nur deren Masse und Einfluss auf die Schwerpunktslage über sogenannte „added mass“ (vgl. [46]) berücksichtigt) in der Simulation entstehen. Unterschiede ergeben sich auch aufgrund der Diskretisierung (vgl. [54]).

Für die Aussagequalität und somit Vergleichbarkeit des dynamischen Verhaltens ist vor allem der erste Anstieg und das Maximum, gerade für höchstfeste Stähle mit geringer Duktilität wichtig (nähere Erklärung im folgenden Kapitel). Da Anstiege und Maxima in allen Bereichen der B-Säule zwischen Versuch und Simulation gut übereinstimmen und auch der weitere Geschwindigkeitsverlauf nur geringe Abweichungen hat, ist der zweite Beweis für die Validität des Simulationsmodells erbracht. Das Simulationsmodell kann als Basis für die weitere Entwicklung herangezogen werden, ohne die Gefahr einer falschen Schlussfolgerung.

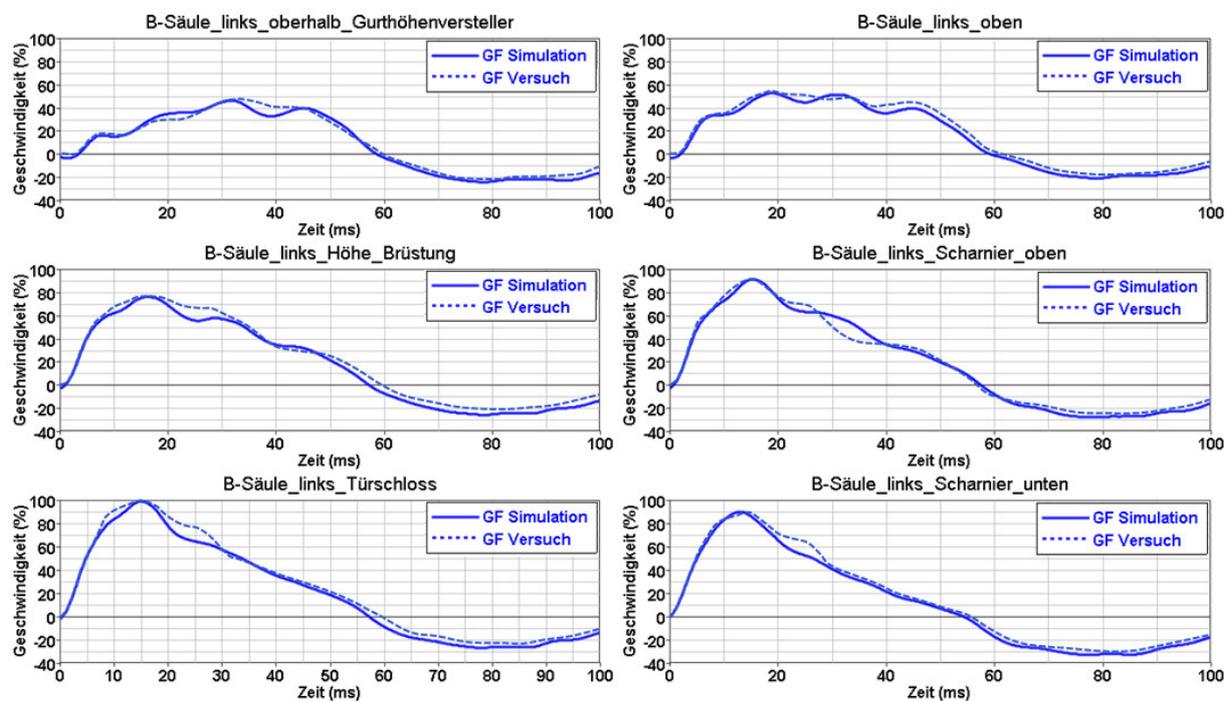


Abbildung 36: Vergleich der Geschwindigkeiten zwischen Versuch und Simulation des Gesamtfahrzeuges

6.1.3 Bauteilumfang für den Prüfstand

Der Bauteilumfang der Komponente besteht aus der B-Säule (obere und untere B-Säule außen, Schließteil, Verstärkung Seitenaufprall), dem Schweller (Schweller innen, Schweller außen und Stegteil Schweller) und der Verlängerung A-Säule (Verlängerung Säule A außen und innen, Versteifung Säule A außen und innen), sowie den Anbauteilen Türscharniere oben und unten und Gurtretractor. Der Bauteilumfang ist so gewählt, dass diese Bauteile als Hardware bei Audi früher im Prozess verfügbar sind, als das gesamte Fahrzeug, um somit den Zeitvorteil der

6 Entwicklung des Komponentenprüfstandes

früheren Verfügbarkeit und damit früheren Hardwareerkenntnis nutzen zu können. In Abbildung 37 ist dieser Bauteilumfang dargestellt.

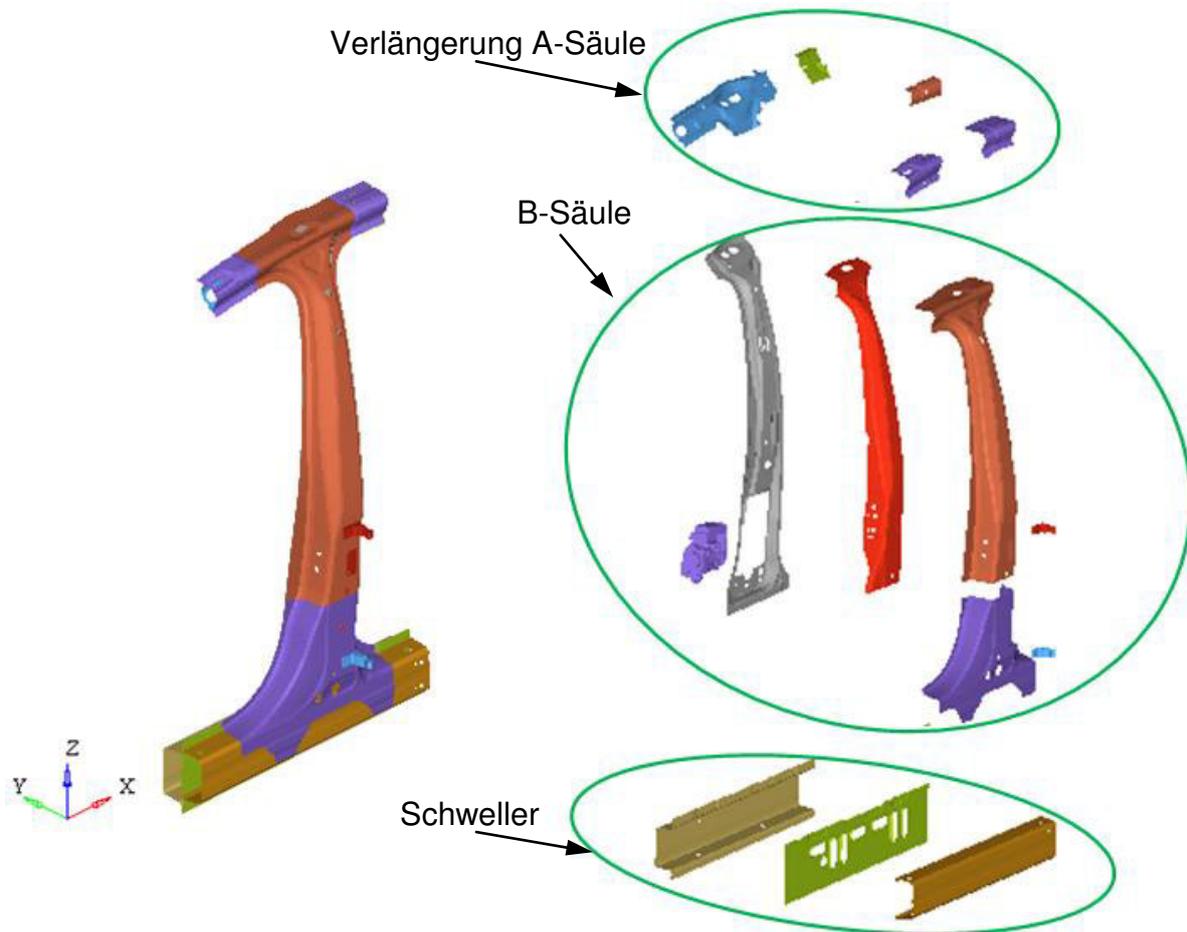


Abbildung 37: Bauteilumfang inkl. Einzelteile B-Säule, Schweller und Verlängerung A-Säule

6.1.3.1 Materialien des Bauteilumfangs

Die im vorhergehenden Kapitel erwähnten Bauteile für den Prüfstand bestehen aus unterschiedlichen Materialien, auf welche hier kurz eingegangen wird, wobei zunächst die Bedeutung von hochfesten Materialien in der Automobilindustrie aufgezeigt wird.

a. Verwendung hochfester Materialien in der Rohkarosserie

Hoch-, höchst- und ultrahochfeste Stahlwerkstoffe halten in vielen Bereichen der Fahrzeugstruktur Einzug, nicht nur bei der Seitenstruktur. Der überwiegende Anteil an einer Rohkarosserie besteht heute aus hoch- und ultrahochfesten Stahllegierungen. Beispielsweise ist dieser Anteil beim Mercedes-Benz E-Klasse ca. 72% (vgl. [55]), bei einem VW liegt dieser Anteil nur unwesentlich niedriger, bei 71% (vgl. [56]).

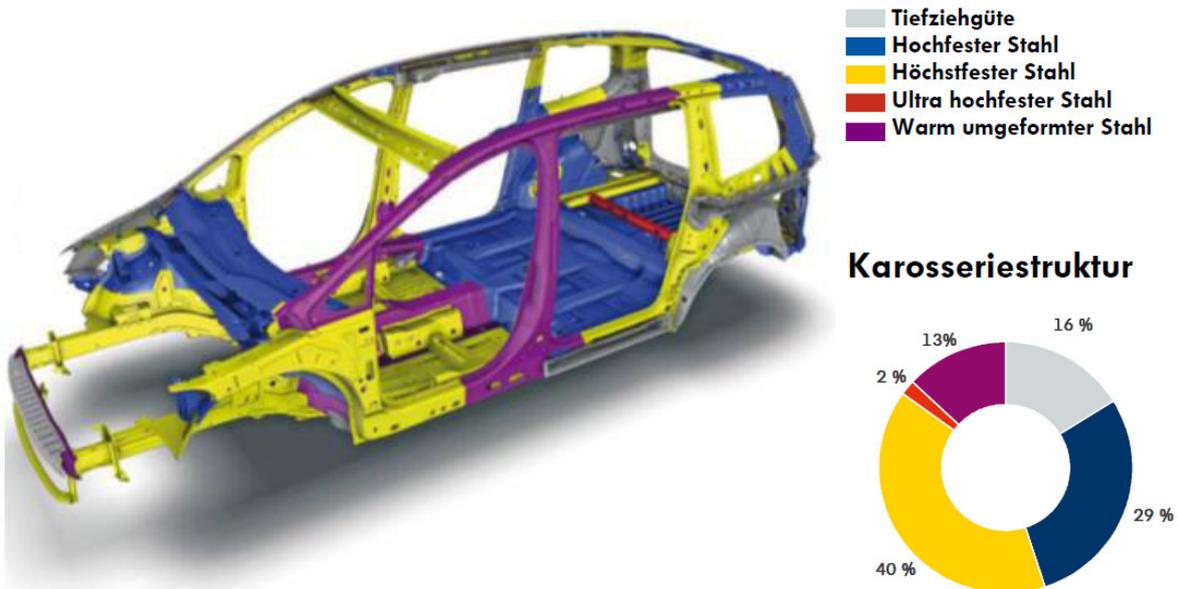


Abbildung 38: Anteil an hoch- und ultrahochfesten Stahllegierungen an einer VW Rohkarosserie (vgl. [56])

Sehr gut zeigt sich die Entwicklung und der zunehmende Einsatz von hochfesten Stählen am Beispiel des Audi A4. In Abbildung 39 ist die Aufteilung an weichen und hochfesten Stählen aus den Jahren 1991, 1994, 2000 und 2007 dargestellt.

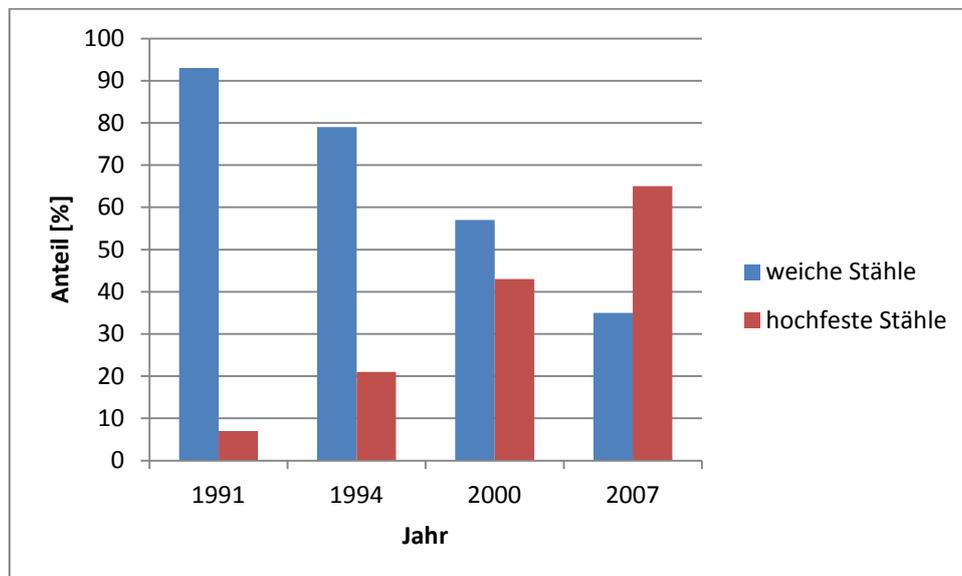


Abbildung 39: Materialien im Fahrzeugbau am Beispiel Audi A4 (modifiziert nach [57], [58])

Dieser Trend ist weiter steigend, wie aus [55] und [56] hervorgeht.

Die Verwendung von höchstfesten Stählen führt zu einer Senkung des Rohkarossgewichts. Höchstfeste Stähle haben Zugfestigkeiten bis zu 2000 MPa. Mit dieser Festigkeit geht jedoch auch eine geringe Bruchdehnung einher. Die B-Säule des betrachteten A4B8 (Abbildung 40) besteht aus zwei unterschiedlichen Materialien mit je 1,5 mm Wandstärke: einem 22MnB5 (Mangan-Bor-Stahl) und einem H340LAD (mikrolegierter Stahl). Der 22MnB5 Stahl zeichnet sich durch hohe

6 Entwicklung des Komponentenprüfstandes

Festigkeit aus, hat jedoch eine geringe Bruchdehnung (5%) [59] und ist daher im oberen Bereich eingesetzt. Der H340LAD Stahl hat dagegen eine hohe Verformbarkeit und wird im unteren Bereich verwendet. Die Verbindung zwischen beiden Stahlsorten erfolgt als Stumpfstoß mittels einer Lasernaht. Man bezeichnet dies als sogenannte tailor-welded blanks (vgl. [60]). Tailor-welded blanks werden seit ca. 1992 in der Automobilindustrie eingesetzt (vgl. [60]) und aufgrund der Möglichkeit 2 Werkstoffe mit unterschiedlichen Eigenschaften in einem Bauteil miteinander verbinden zu können, sind sie sehr gut für strukturkritische Bauteile, wie z.B. die B-Säule geeignet. Die B-Säule muss im unteren Bereich, beginnend vom Übergang Schweller, eine hohe elastische Verformbarkeit aufweisen, ohne zu versagen. Im Gegenteil dazu muss die B-Säule im oberen Bereich eine sehr hohe Festigkeit aufweisen, um das Eindringen der B-Säule in den Innenraum, und somit eine Gefahr für den Insassen, zu verhindern.

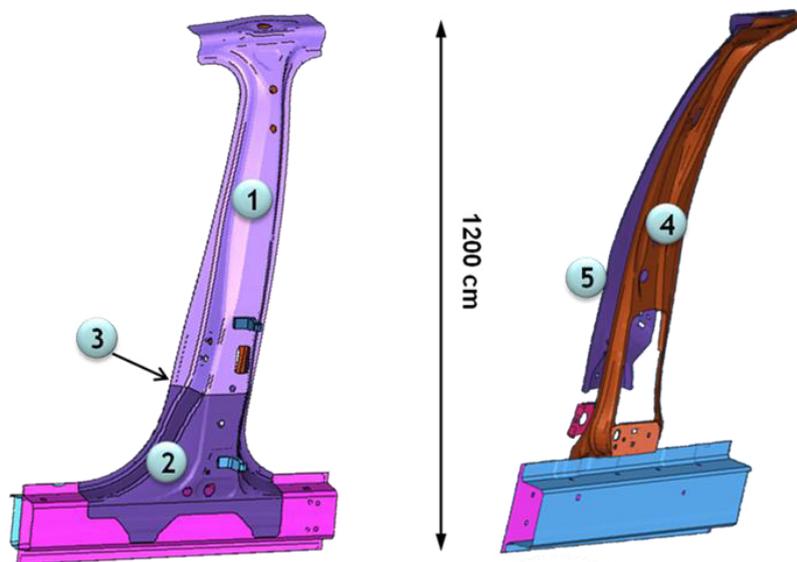


Abbildung 40: Aufbau der untersuchten B-Säule; 1 - 22MnB5, 2 – H340LAD, 3 - Laserschweißung, 4 - DP600, 5 - TRIP700

Gerade die Verwendung höchstfester Stähle, wie der 22MnB5 haben aufgrund der geringeren Duktilität eine erhöhte Rissgefahr (vgl. [61]). Diese lässt sich mit den Methoden der numerischen Simulation nur bedingt prognostizieren (vgl. [62]).

Für das Schließteil der B-Säule ist das Material TRIP700 mit einer Wandstärke von 1 mm in Verwendung. TRIP steht für TRansformation Induced Plasticity, was soviel bedeutet wie umwandlungsbewirkte Plastizität. TRIP Stähle weisen eine hohe Festigkeit bei gleichzeitig guter Dehnbarkeit auf und werden seit Anfang der 90er Jahre in der Automobilindustrie eingesetzt (vgl. [63]).

Das Verstärkungsteil ist aus DP600 mit einer Wandstärke von 2 mm hergestellt. DP bedeutet Dual Phasenstahl und zeichnet sich durch eine geringe Streckgrenze und einer hohen Zugfestigkeit aus, was mit einer frühen Plastifizierung des Werkstoffes gleichgesetzt werden kann. Diese Stähle werden ebenfalls seit ca. Anfang der 90er Jahre in der Automobilindustrie eingesetzt (vgl. [64]).

6.2 Bewertungskriterien

Um die Auslegung entsprechend bewerten zu können, werden verschiedene Kriterien und Parameter aus der Gesamtfahrzeugsimulation herangezogen, die im Folgenden beschrieben werden.

6.2.1 Verformungsenergie und Energiebilanz

Als ein Kriterium für die Sicherstellung der realitätsnahen Abbildung der Belastung der B-Säule, wird die Verformungsenergie herangezogen. Die Verformungsenergie (E_{Verf}) ist neben der Reibungsarbeit (W_{Reib}) ein Teil der inneren Energie (E_{int}) und berechnet sich wie folgt:

Formel 2: Berechnung der Verformungsenergie

$$E_{\text{Verf}} = E_{\text{int}} - W_{\text{Reib}}$$

Die innere Energie wiederum ergibt mit der kinetischen Energie (E_{kin}) in Summe die gesamte Energie (E_{ges}) der Kollision.

Formel 3: Berechnung der gesamten Energie

$$E_{\text{ges}} = E_{\text{kin}} + E_{\text{int}}$$

Als Bewertungskriterium wird hier die gesamte Verformungsenergie der einzelnen Bauteile aus der Simulation, welche in Abbildung 41 abgebildet sind, herangezogen. Zum Vergleich werden die Energien der einzelnen Komponenten zu einer „Gesamtenergie“ aufsummiert.

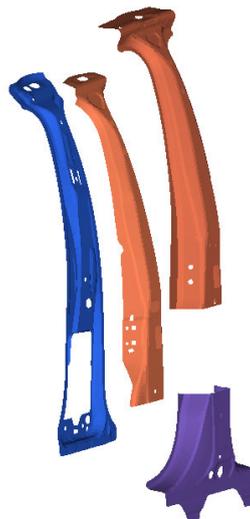


Abbildung 41: Komponenten für die Verformungsenergieauswertung

Neben der Verformungsenergie ist bei einer Simulation auch eine Analyse der Energiebilanz erforderlich. Die gesamte Energie muss dabei konstant bleiben. Des Weiteren ist auf die Energieumwandlung von kinetischer in Verformungs- und innerer

6 Entwicklung des Komponentenprüfstandes

Energie zu achten, dass diese plausibel ist. Besonderer Augenmerk ist auf die Kontaktenergien und Hourglass-Energie zu legen (vgl. [18], [65]). Unter Kontaktenergie versteht man den Teil der Energie, der in die Reibung oder die (numerische) Penetration der sich berührenden Bauteile fließt. Die Hourglass-Energie ist eine unphysikalische Verformung des Netzes, welche aufgrund der reduzierten Elementformulierung entsteht.

6.2.2 Schnittgrößen

Entlang der B-Säule sind 8 Kontrollquerschnitte (Section Forces in Pam-Crash [46]) zur Bewertung in das Gesamtfahrzeugmodell eingefügt, welche mit B-Säule_01 bis B-Säule_08 bezeichnet sind. In diesen Kontrollquerschnitten werden die Schnittgrößen in globaler x-, y- und z-Richtung über die Zeit ausgewertet (vgl. [51]).

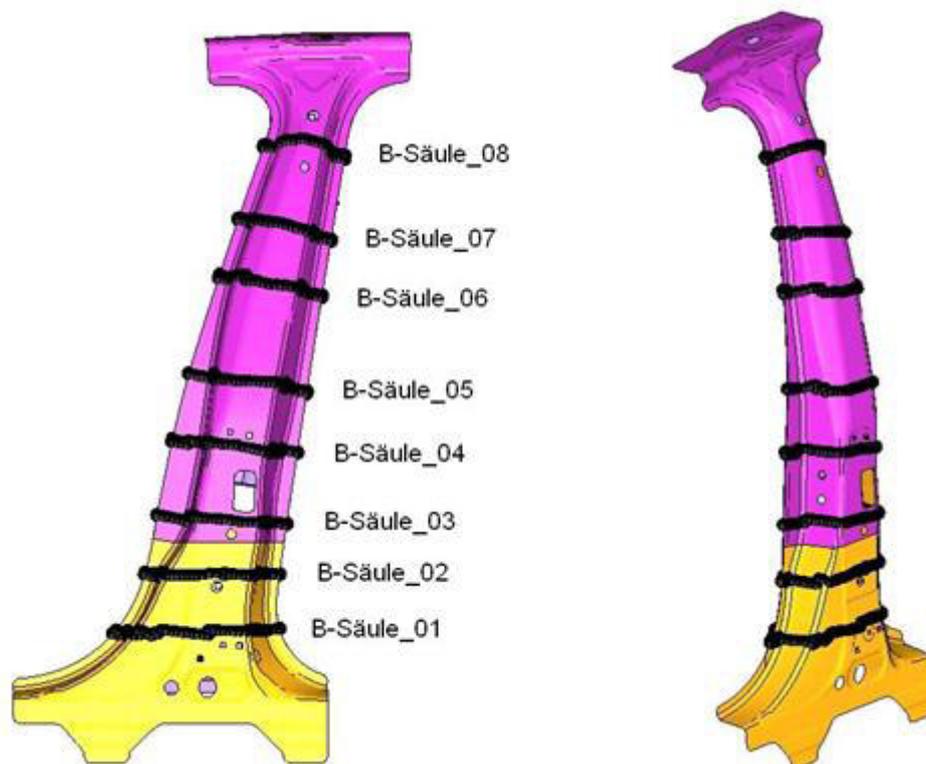


Abbildung 42: Kontrollquerschnitte entlang der B-Säule zur Ermittlung der Schnittgrößen (modifiziert nach [51])

6.2.3 Dynamisches Verhalten

Für die Bewertung des dynamischen Verhaltens der B-Säule werden Kontrollstellen entlang der B-Säule herangezogen, bei denen die Geschwindigkeitsverläufe (Geschwindigkeit über Zeit) ermittelt werden. Die Positionen der einzelnen Kontrollstellen sind in Abbildung 43 dargestellt. In Summe werden 6 Kontrollstellen entlang der B-Säule verwendet. Diesen sind spezifische Namen zugewiesen, die ebenfalls in Abbildung 43 dargestellt sind. An diesen Positionen werden die

Geschwindigkeitsverläufe zwischen Gesamtfahrzeugmodell und Prüfstandsmodell verglichen. Mit diesem Kriterium kann sichergestellt werden, dass das dynamische Verhalten, also die Verformung über der Zeit, bewertet werden kann. Das dynamische Verhalten ist gerade für die Verbindungstechnik und auch für Materialien mit hoher Dehnratenabhängigkeit von entscheidender Bedeutung, ob der Belastungsstand gehalten werden kann. Der Hauptfokus liegt dabei auf dem unteren Bereich, da hier die Gefahr eines Versagens aufgrund des Materialüberganges und der Krafteinleitung wesentlich höher ist.



Abbildung 43: Position der Kontrollstellen für die Ermittlung der Geschwindigkeitsverläufe

6.2.4 Deformation der B-Säule

Als weiteres Vergleichskriterium dient die Deformation der B-Säule. Hierbei wird die Enddeformation der B-Säule der Gesamtfahrzeugsimulation mit der Simulation des Prüfstandes verglichen. Entscheidend dabei ist vor allem der Bereich des Materialüberganges, wo sich aufgrund der unterschiedlichen Materialcharakteristika ein Knick ausbilden wird. Des Weiteren sind die Faltenbildungen und die Flankenhöhe der B-Säule zu vergleichen.

6.2.5 Kontaktkraftprofil

Im Zuge der Entwicklung zeigt sich, dass die Kenntnis der zeitlichen Krafteinwirkung entlang der B-Säule ein wesentliches Auslegungskriterium darstellt. Auf dies wird im

Kapitel 6.4.5.2 noch genauer eingegangen. Zur Ermittlung werden mehrere Kontakte entlang der B-Säule neu definiert, welche in Abbildung 44 dargestellt sind, wobei diese jeweils einen Bereich der B-Säule von ca. 15 mm abdecken. Das Gegenstück dieser Kontakte bildet im Gesamtfahrzeugmodell der Seitenwandrahmen und im B-Säulenmodell der Stoßkörper. Für das Kraftprofil, welches in Abbildung 51 dargestellt ist, wird der arithmetische Mittelwert der Kräfte der einzelnen Kontakte jeweils über einen Zeitbereich von 10 ms (100 Werte beim gewählten Ausgabeintervall von 0,1ms) ermittelt und anschließend über die Höhe der B-Säule von 960 mm aufgetragen (Abbildung 44 rechts).

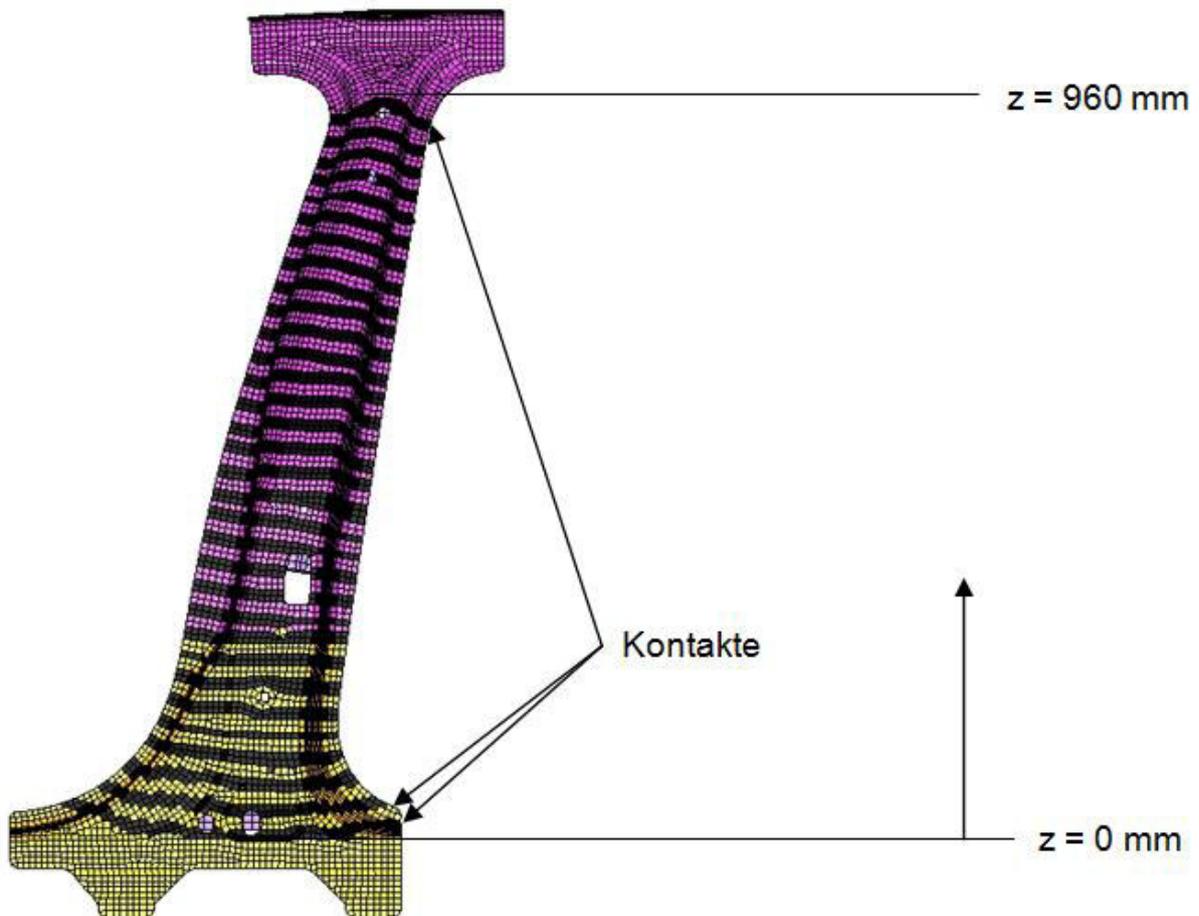


Abbildung 44: Eingefügte Kontakte entlang der B-Säule zur Auswertung des Kontaktkraftprofiles

6.3 Ergebnisse der Gesamtfahrzeugsimulation

In diesem Kapitel wird die Simulation des Gesamtfahrzeuges hinsichtlich der im vorangegangenen Kapitel erläuterten Bewertungskriterien analysiert.

6.3.1 Verformungsenergie Gesamtfahrzeugsimulation und Energiebilanz

Wie in Kapitel 6.2.1 beschrieben, werden für den Verformungsenergievergleich die Bauteile der B-Säule herangezogen (siehe Abbildung 41). Zur Zielerreichung ist es entscheidend das Energiemaximum im Komponentenmodell zu erreichen, da es für eine Aussage der Verwendbarkeit des Modells notwendig ist, dass die Komponenten denselben Energieeintrag erfahren, wie im Gesamtfahrzeugmodell. Die Verformungsenergie der Einzelkomponenten sowie die gesamte Verformungsenergie der B-Säule des Gesamtfahrzeuges ist in Abbildung 45 dargestellt, wobei die Energie wieder in % dargestellt ist.

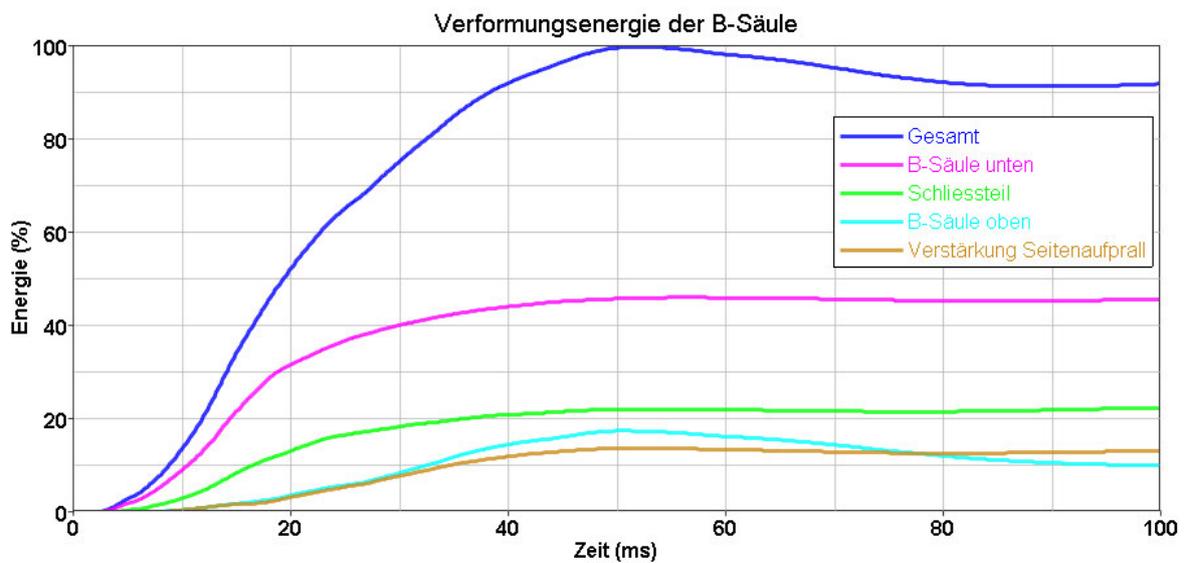


Abbildung 45: Verformungsenergie Gesamtfahrzeug

Abbildung 46 zeigt die Energiebilanz. Die totale Energie ist konstant, die Kontaktarbeit und die Hourglassarbeit sind sehr gering, womit die Energiebilanz in Ordnung ist.

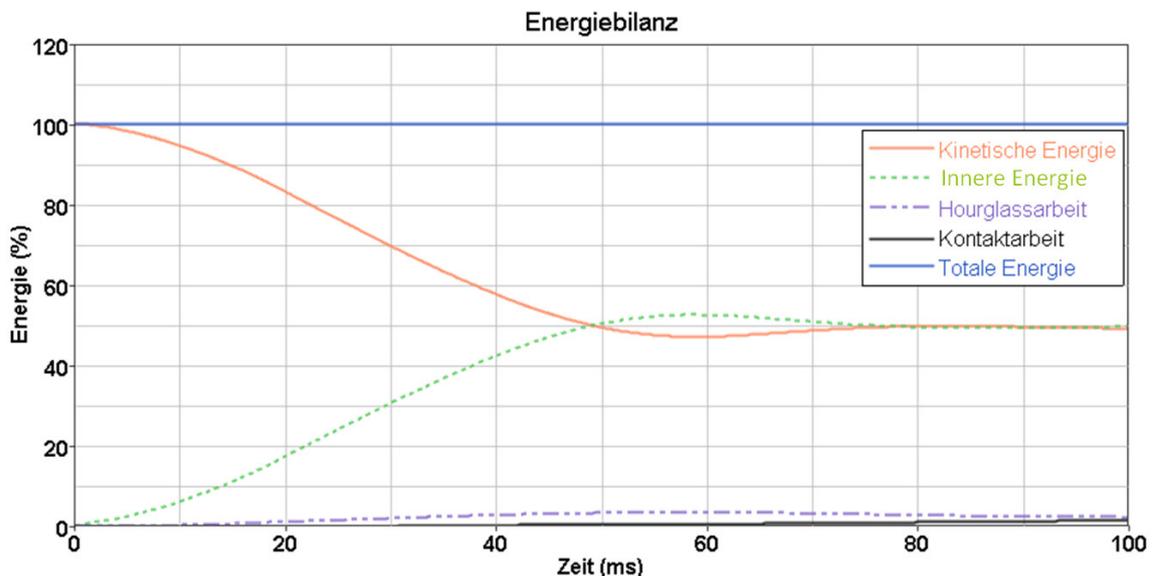


Abbildung 46: Energiebilanz der Gesamtfahrzeugsimulation

6.3.2 Schnittgrößen Gesamtfahrzeugsimulation

Anhand der Kontrollquerschnitte erfolgt zunächst eine Analyse des Verhaltens der B-Säule auf der barrierezugewandten Seite in der Gesamtfahrzeugsimulation. Durch die Auswertung der Momente in Richtung der x-Achse aller 8 Kontrollquerschnitte ergeben sich folgende Tatsachen. Bei den drei Kontrollquerschnitten B-Säule_01 bis B-Säule_03 erkennt man in Abbildung 47 zwischen 10 und 20 ms ein Abfallen der Momente, was auf eine plastische Verformung an diesen Stellen hinweist. Weiters ist ersichtlich, dass in der Mitte der B-Säule (Kontrollquerschnitte 04 und 05) das maximale Moment zwischen 40 und 50 ms auftritt. Das Moment verläuft in diesem Zeitbereich nahezu konstant. Dies kann auf die gemeinsame Bewegung des Barrierewagens mit dem Fahrzeug zurückgeführt werden. Der Abfall aller Momente ab dem Zeitpunkt 50 ms lässt sich darauf zurückführen, dass sich das Fahrzeug von der Barriere trennt und somit die Belastung der B-Säule nachlässt. Diese Feststellung lässt sich auch anhand einer Auswertung der Kontaktkraft zwischen Fahrzeug und Stoßfront des Barrierewagens belegen. Da die x- und die z-Komponenten der Kontaktkraft keine wesentlichen Größen erreichen, wird lediglich die y-Komponente, die in Richtung des Aufpralles wirkt, ausgewertet (Abbildung 48). Die Schnittkraft steigt bis kurz vor 45 ms an, bleibt für rund 8 ms konstant und fällt danach wieder ab. Anhand dieser Analysen lässt sich deutlich ableiten, dass eine Simulationszeit von 100ms ausreichend ist, um alle relevanten Ereignisse und Einflüsse auf das Fahrzeug und somit auf die B-Säule abzubilden. Folglich werden alle Simulationen nur bis 100ms durchgeführt (vgl. [51]).

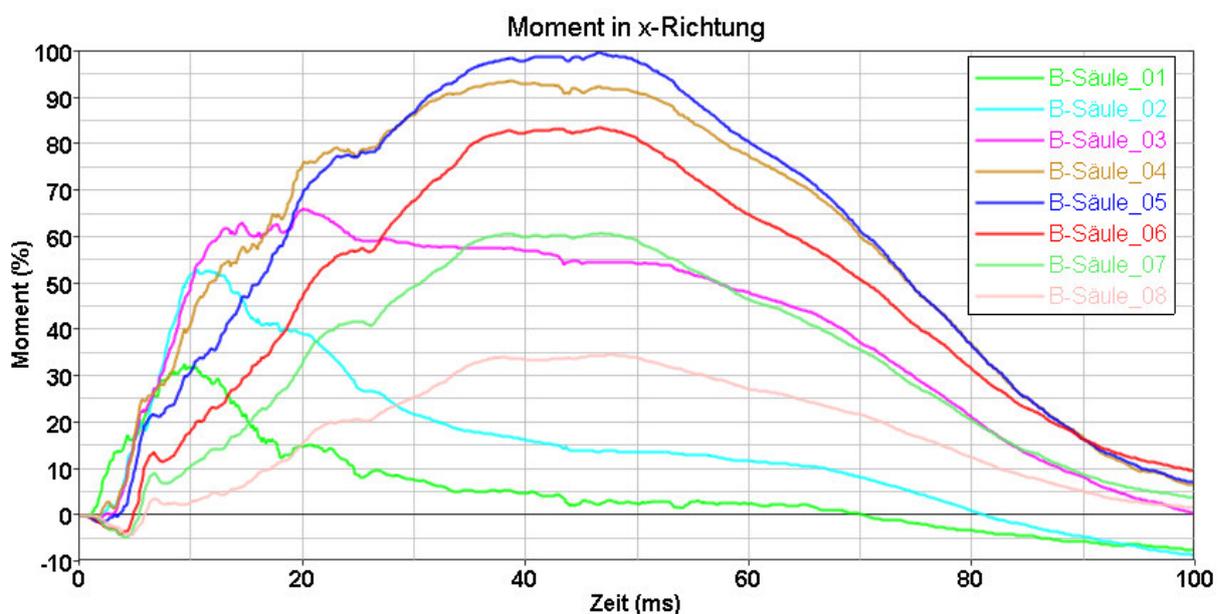


Abbildung 47: Momente um die x-Achse in der B-Säule (modifiziert nach [51])

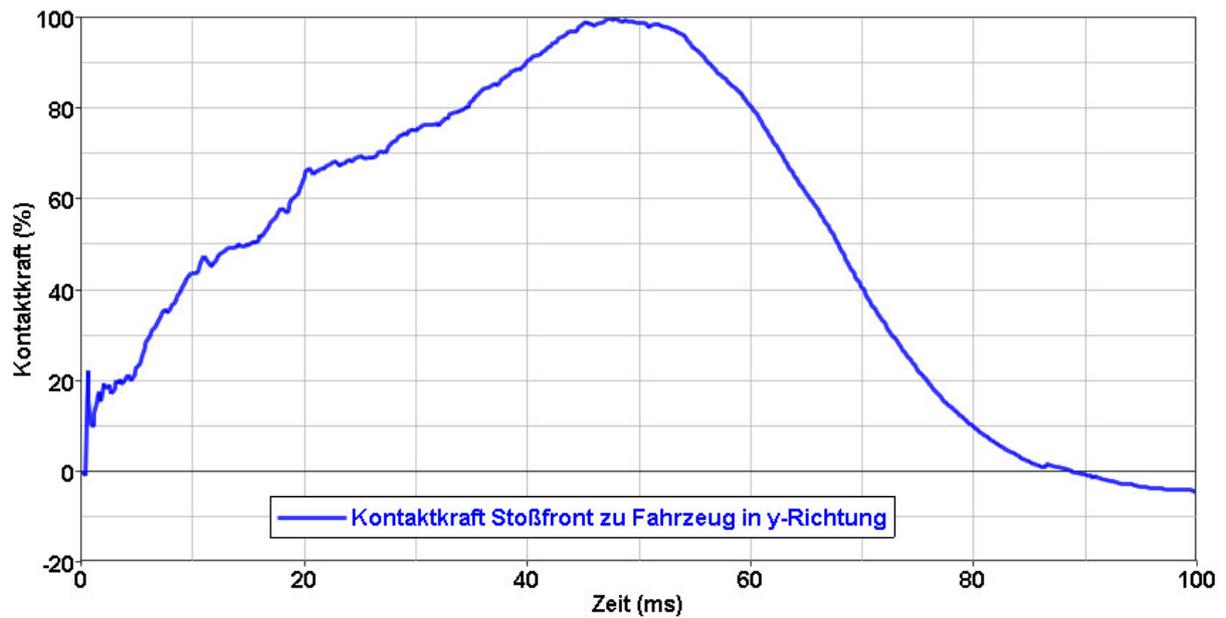


Abbildung 48: Kontaktkraft zwischen Barriere und Fahrzeug (modifiziert nach [51])

6.3.3 Dynamisches Verhalten Gesamtfahrzeugsimulation

In Abbildung 49 sind die Geschwindigkeitsprofile an den ausgewählten Positionen entlang der B-Säule der Gesamtfahrzeugsimulation dargestellt. In diesem Diagramm ist ersichtlich, dass der untere Bereich eine höhere Intrusion erfährt, als im Bereich des Dachrahmens. Deswegen ist eine Übereinstimmung im unteren Bereich auch entscheidender, als im oberen Bereich.

6 Entwicklung des Komponentenprüfstandes

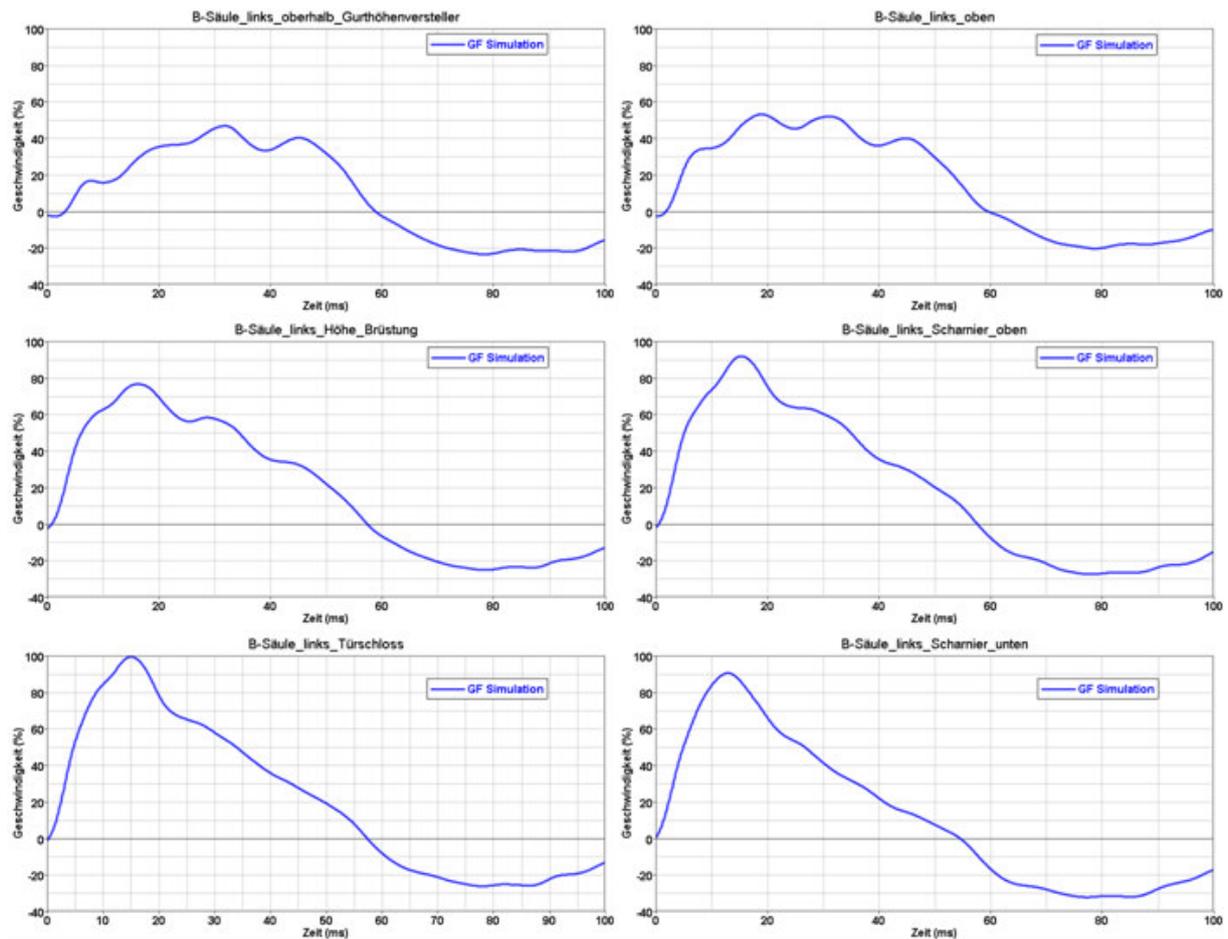


Abbildung 49: Geschwindigkeiten entlang der B-Säule der GF Simulation

6.3.4 Deformation der B-Säule Gesamtfahrzeugsimulation

In Abbildung 50 ist die Enddeformation der B-Säule aus der Gesamtfahrzeugsimulation abgebildet. Hierbei werden vor allem die Ausbildung des Knickes im Materialübergang, wie in Abbildung 50 links dargestellt, und die Faltenbildung im unteren Bereich der B-Säule (Abbildung 50 rechts) als Kriterien verwendet. Der Knick tritt aufgrund des Überganges vom härtesten Material 22MnB5, in Orange abgebildet, zum niederfesten Material H340LAD, in Violett abgebildet, und der Krafteinwirkung auf.

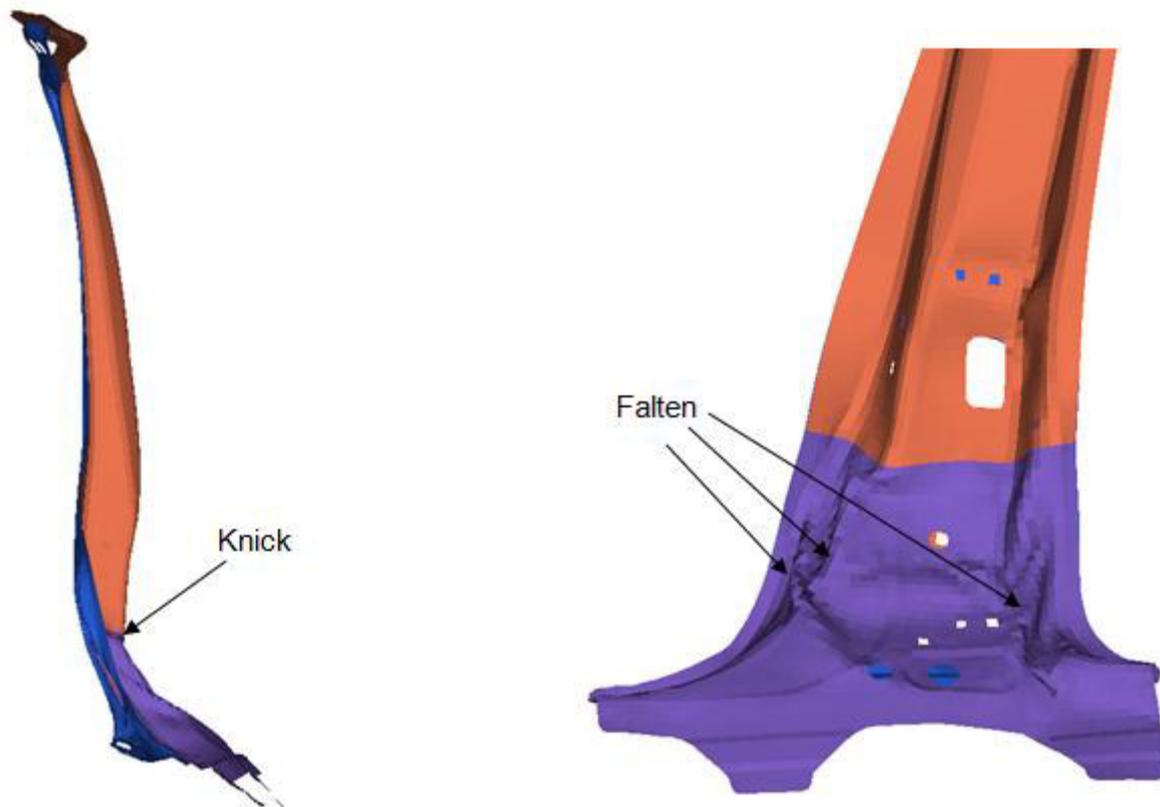


Abbildung 50: Enddeformation der B-Säule

6.3.5 Kontaktkraftprofil Gesamtfahrzeugsimulation

Abbildung 51 zeigt das Kontaktkraftprofil der Gesamtfahrzeugsimulation in 10ms Schritten. Zur besseren Vergleichbarkeit der einzelnen Plots, ist die höchste Kraft (100% bei 40 ms im Bereich z zwischen 75 – 90 mm) das Maximum jeder Ordinate. Dadurch ist es einfach und bildlich rasch erkennbar, zu welchen Zeitpunkten und an welchen Stellen die höchsten Kräfte auf die B-Säule wirken, bzw. wie sich die Krafteinwirkung im zeitlichen Verlauf ändert. Wie bereits im Kapitel 6.2.5 beschrieben, sind die Kontakte in 15 mm Schritten unterteilt, weshalb sich die Kontaktkräfte auch nur in 15 mm Schritten ändern. Am Anfang ist nur im unteren Bereich der B-Säule (im Bereich z = 100 mm) eine größere Krafteinwirkung erkennbar. Dies ist auf die Geometrie der Barriere zurückzuführen, auf welche noch genauer im Kapitel 6.4.5 eingegangen wird. Bei 20 ms kommt es auch zu einem Anstieg der Kontaktkraft im oberen Bereich, wobei erst bei ca. 30 ms die Krafteinwirkung auf die B-Säule im oberen Bereich ähnlich hoch ist, als im unteren Bereich. Ab ca. 60 ms nimmt die Kontaktkraft wieder ab.

6 Entwicklung des Komponentenprüfstandes

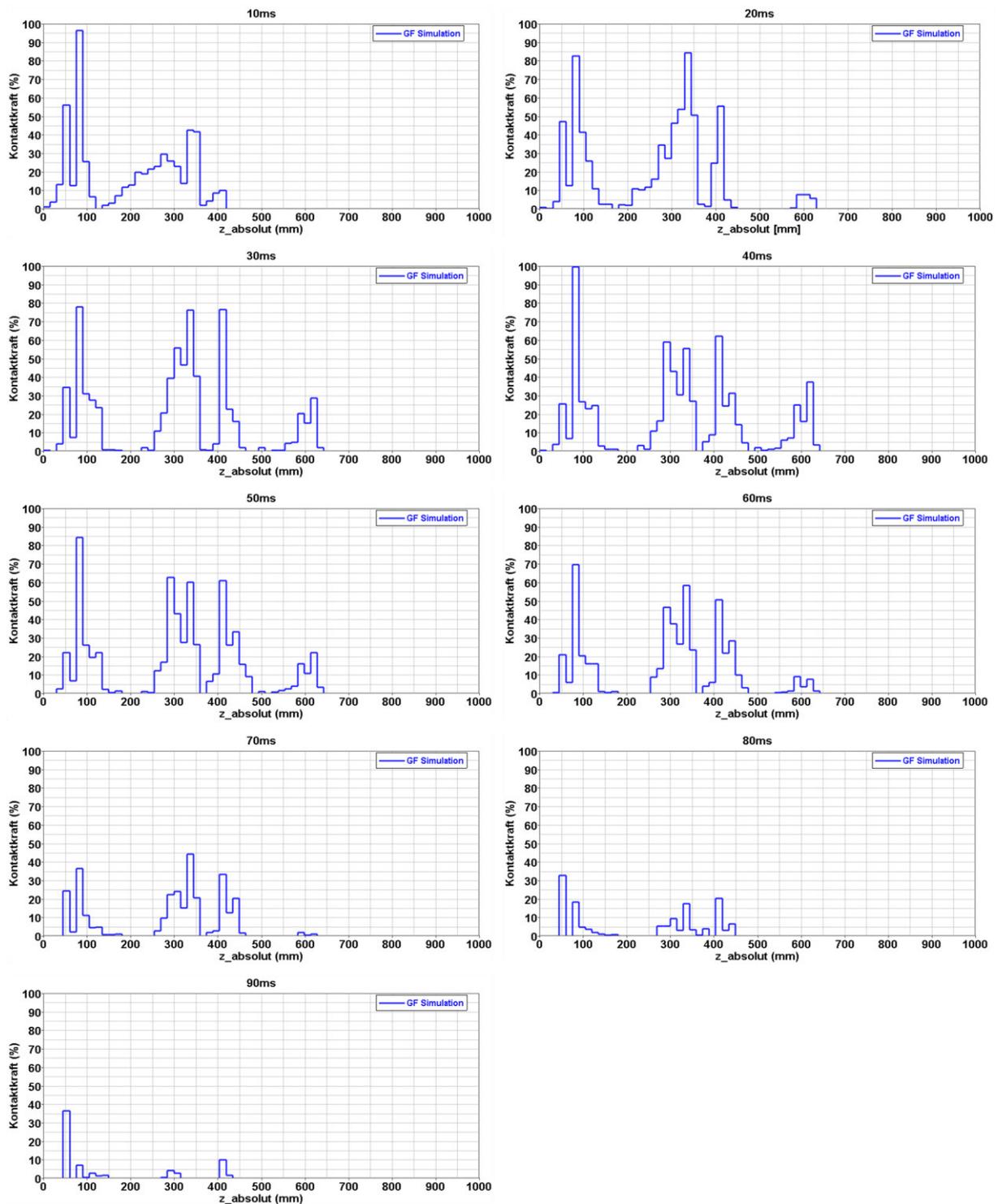


Abbildung 51: Kontaktkraftprofil Gesamtfahrzeug

6.4 Entwicklung der Einspannungsbedingungen und des Stoßkörpers

Die einzelnen Parameter beeinflussen sich zum Teil gegenseitig. Es wird aufgrund der Anschaulichkeit jeweils die Entwicklung der einzelnen Parameter unabhängig voneinander aufgezeigt.

6.4.1 Prüfstandsumgebung

Zu Beginn ist zu klären, welche Versuchsanlage bzw. welche Versuchsart für den Komponentenprüfstand am besten geeignet ist. Da die Einhaltung der Intrusionsgeschwindigkeiten eine maßgebliche Forderung (siehe Kapitel 2) aufgrund der verwendeten Materialien (siehe Kapitel 6.1.3.1) ist, kommt nur eine dynamische Anlage in Frage. Es gibt zwei wesentliche dynamische Crash-Anlagearten, wie in Abbildung 52 dargestellt. Die Crash-Bahn mittels Beschleunigungsanlage wird für die meisten Crashtests, welche in Kapitel 3 „Crashvorschriften“ beschrieben sind, verwendet. Daneben werden auch Katapult Anlagen verwendet, wobei hier ein Schlitten entgegen der Fahrtrichtung beschleunigt wird, indem der veränderbare zeitliche Verlauf der Beschleunigung der Verzögerung des Fahrzeuges beim Wandaufprall entspricht (vgl. [66]). Diese Katapultschlitten eignen sich vorrangig zur Bewertung von Rückhaltesystemen durch Bewertung von Insassenwerten, jedoch nur bedingt für Strukturbewertungen. Auf die Film- und Beleuchtungstechnik und der Messtechnik wird im Kapitel 8 eingegangen, die Dummymesstechnik kommt nicht zum Einsatz, da es sich beim Komponententest um eine reine Strukturbewertung handelt.

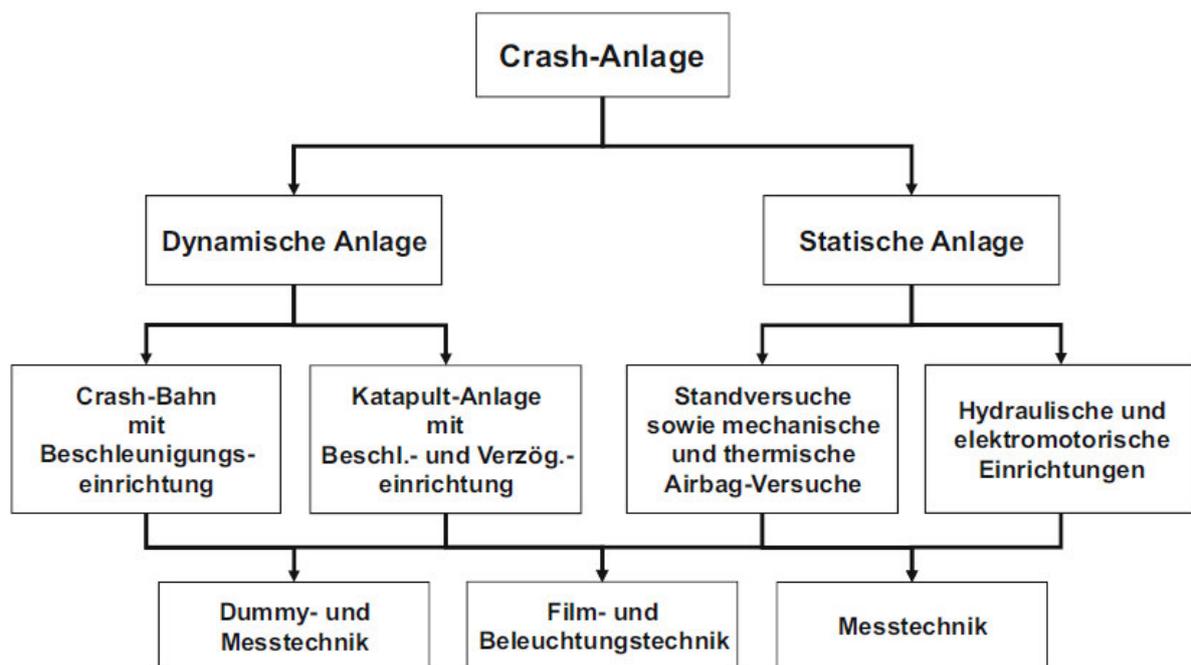


Abbildung 52: Crash-Anlage und zugehörige Einrichtungen (vgl. [66])

Neben der Crash-Bahn mit Beschleunigungseinrichtung ist auch die Verwendung eines Fallturms für den Komponententest denkbar, wie andere Prüfstandskonzepte zeigen, welche in Kapitel 4 erläutert sind. Die Vor- und Nachteile von Fallturm und Crash-Bahn für den Komponententest werden nun aufgezeigt.

6.4.1.1 Fallturm

Da einige existierende Prüfstände mit dem Fallturmprinzip arbeiten, wurde dieses Konzept im Zuge der Entwicklung genauer betrachtet. Um der Vorgabe der hinreichend genauen Nachstellung des dynamischen Verhaltens Rechnung zu tragen, ist dieselbe Kollisionsgeschwindigkeit von 50 km/h notwendig. Es gibt im Prinzip 2 Möglichkeiten die geforderte Kollisionsgeschwindigkeit von 50 km/h mit dem Fallturmprinzip zu erreichen:

1. Ohne Vorspannung

Die notwendige Fallhöhe ergibt sich dabei aus der Formel für die Fallgeschwindigkeit (v_{Fall}) des freien Falls, wobei g die Erdbeschleunigung und h_{Fall} die Fallhöhe ist.

Formel 4: Formel zur Berechnung der Fallgeschwindigkeit im freien Fall

$$v_{Fall} = \sqrt{2 * g * h_{Fall}}$$

Somit ist eine Fallhöhe von 10m für einen Fallturm ohne Vorspannung notwendig. Aufgrund dieser großen Fallhöhe und des damit einhergehenden großen Platzbedarfes, ist dieses Konzept nur mit entsprechend großem Aufwand umsetzbar.

2. Mit Vorspannung

Die zweite Möglichkeit ist das Vorspannen des Fallgewichtes, um somit bei einer geringeren Fallhöhe die erforderliche Kollisionsgeschwindigkeit zu erreichen. Daraus folgt, dass die technische Umsetzung mit einem erhöhten Zeit- und Kostenaufwand verbunden ist. Der Prüfstand müsste massiv ausgeführt werden, das System zur Vorspannung muss eine sehr gute Reproduzierbarkeit aufweisen, das Fallgewicht muss nach dem ersten Stoß auf den Prüfling abgefangen werden (um weitere Impacts zu vermeiden, welche das Ergebniss beeinträchtigen würden), die Führungen müssen sehr genau und robust ausgeführt sein.

Aufgrund der oben aufgeführten Nachteile und eingeschränkter räumlicher Möglichkeiten, wurde dieses Konzept nicht weiter verfolgt.

6.4.1.2 Crash-Bahn – Schlitten

Beim Schlittenkonzept wird das zu testende Fahrzeug (oder ein Barrierewagen) aus dem Stillstand auf die notwendige Testgeschwindigkeit gebracht und fährt dann gegen ein deformierbares oder starres Hindernis mit voller oder teilweiser Überdeckung (oder auf das zu testende Fahrzeug). Die Vorteile beim Schlittenkonzept liegen vor allem darin, dass auf bestehende Crashanlagen zugegriffen werden kann, und somit nur Adaptierungen notwendig sind, jedoch kein

völliger Neuaufbau, wie dies beim Konzept Fallturm notwendig wäre. Somit wurde das Schlittenkonzept als Basis herangezogen.

6.4.2 Freiheitsgrade der B-Säule aus der Gesamtfahrzeugsimulation

Bevor man die Einspannungsrandbedingungen der B-Säule (Schweller und Dachrahmen) einzeln betrachtet, ist eine Analyse des Verhaltens an den Einspannungsstellen in der Gesamtfahrzeugsimulation notwendig, um die Freiheitsgrade bestimmen zu können. Für die nachfolgenden Analysen wurde das Fahrzeug im Raum an den Reifen festgehalten (Abbildung 53). Dadurch wird das Wegschieben des Fahrzeuges in X-Richtung verhindert und eine Überlagerung der Bewegungsabläufe der B-Säule möglich.

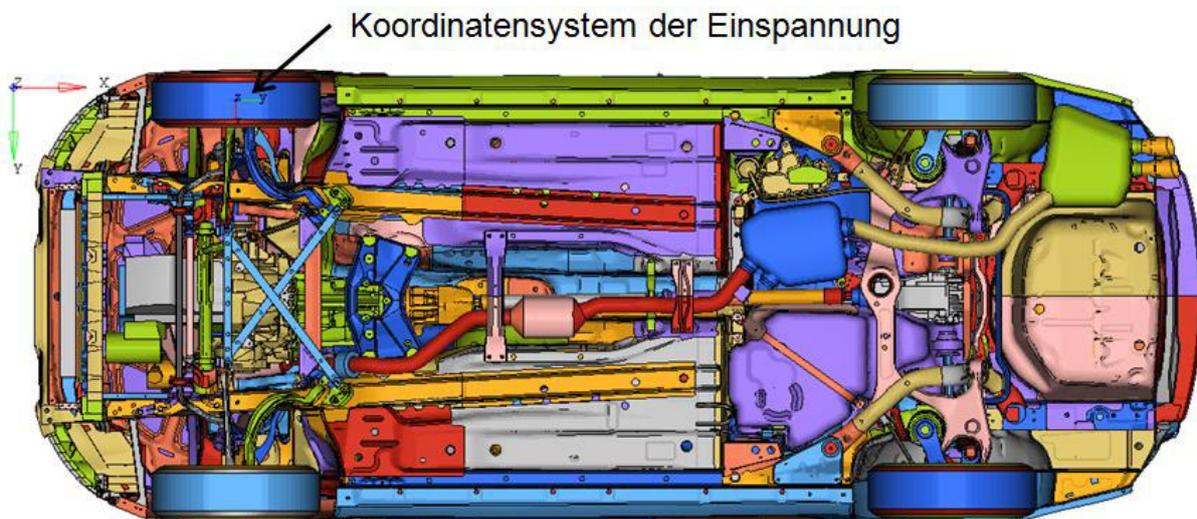


Abbildung 53: Einspannung des Gesamtfahrzeuges für Randbedingungenanalysen

In Abbildung 54 ist die Ausgangslage (vor der Deformation) und die Endlage (Enddeformation) in der Y-Z Ebene dargestellt. Um das Verhalten besser zu erkennen, ist rechts ein Schnitt durch die Y-Z Ebene entlang der B-Säule dargestellt. Aus dieser Betrachtung ist ersichtlich, dass der Dachrahmen eine translatorische Bewegung in Y-Richtung, sowie geringfügig eine translatorische Bewegung in Z-Richtung und eine Rotation um die X-Achse vollzieht.

Der Schweller führt eine Rotation um die X-Achse, sowie geringfügig eine translatorische Bewegung in Y-Richtung (wobei hier ein großer Anteil aus der Rotation um die X-Achse resultiert, mit dem unteren Steg als Rotationspunkt) und keine translatorische Bewegung in Z-Richtung aus.

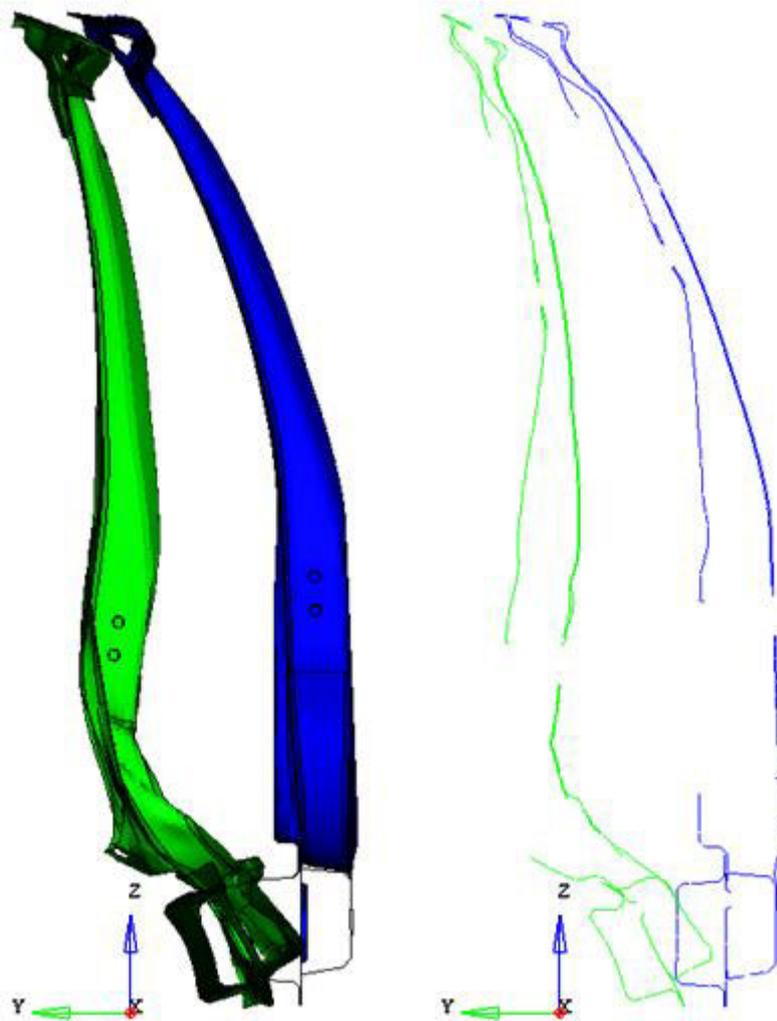


Abbildung 54: Gegenüberstellung Ausgangszustand zu Enddeformation in der Y-Z Ebene, links: B-Säule inkl. Schweller und Dachrahmen, rechts: Schnitt durch die B-Säule

Abbildung 55 zeigt Ausgangszustand und Enddeformation in der X-Z Ebene. Aus dieser Gegenüberstellung ist ersichtlich, dass keine wesentliche Rotation um die Y-Achse sowohl im Dachrahmenbereich als auch im Schweller ausgeführt wird. Dies ist vor allem der Belastung und der Steifigkeit der Rohkarosserie geschuldet. Selbiges gilt für die Translation in X-Richtung.

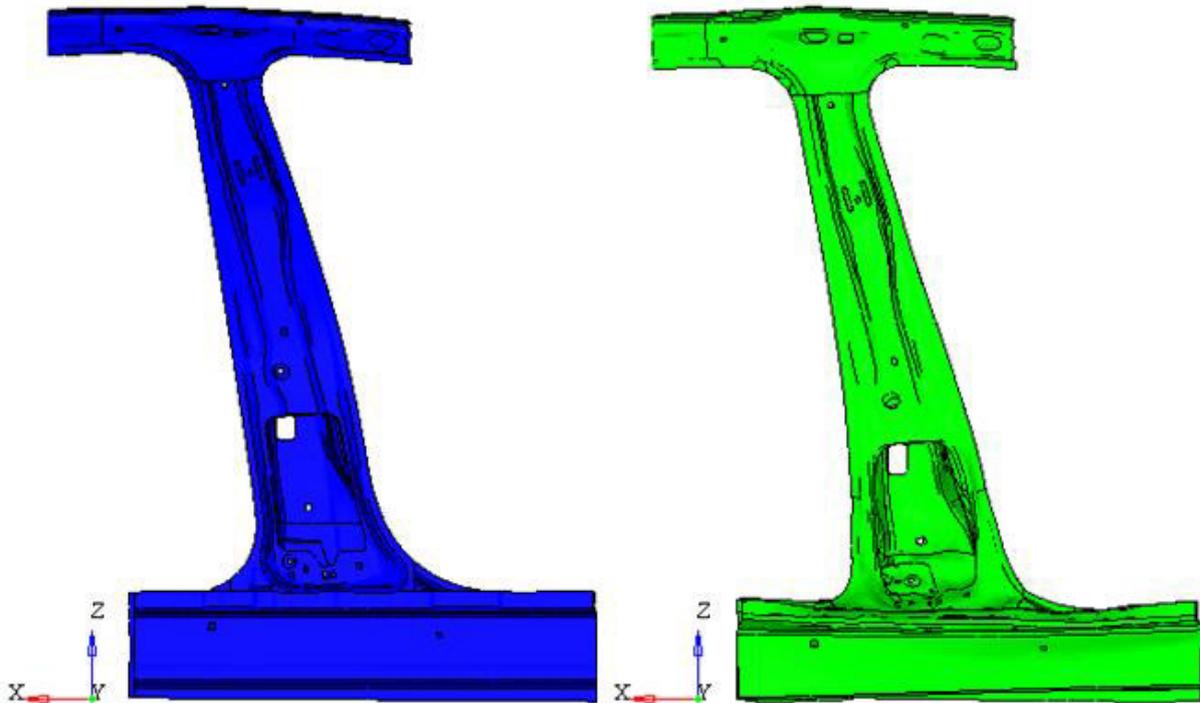


Abbildung 55: Gegenüberstellung Ausgangszustand zu Enddeformation in der X-Z Ebene

Abbildung 56 zeigt die Gegenüberstellung des Ausgangszustandes zur Enddeformation in der X-Y Ebene. Am Dachrahmen ist ersichtlich, dass an den angedachten Einspannungsstellen eine geringe Rotation um die Z-Achse erfolgt. Beim Schweller ist in Richtung C-Säule ebenfalls eine geringe Rotation um die Z-Achse ersichtlich. Auch in Richtung A-Säule ist eine geringe Rotation um die Z-Achse erkennbar, wobei diese wesentlich geringer ist, als auf der anderen Seite. Eine translatorische Bewegung in Richtung der X-Achse ist bei der Projektion in die X-Y Ebene nur an der Anbindungsstelle Richtung A-Säule ersichtlich.

Aus diesen Analysen kann festgehalten werden, dass folgende Bewegungen zugelassen werden sollten, um eine gute Übereinstimmung zu erzielen. Weitere Freiheitsgrade haben wenig Einfluss auf das Endergebnis.

Dachrahmen:

- Rotation um die X-Achse
- Translation entlang der Y-Achse
- Translation entlang der Z-Achse

Schwelleranbindung Richtung A-Säule:

- Rotation um die X-Achse
- Translation entlang der X-Achse

Schwelleranbindung Richtung C-Säule:

- Rotation um die X-Achse
- Rotation um die Z-Achse

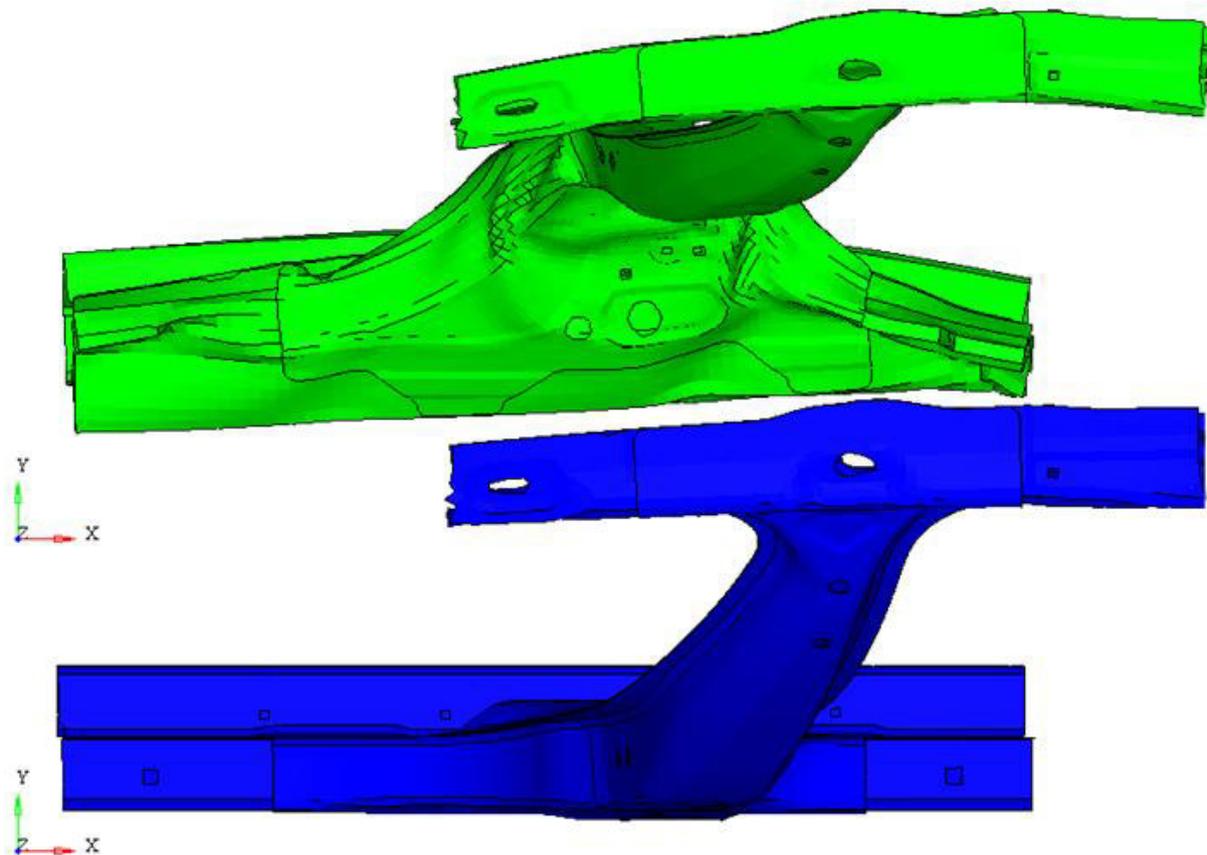


Abbildung 56: Gegenüberstellung Ausgangszustand zu Enddeformation in der X-Y Ebene

Zur genaueren Verifizierung der Verschiebung und der Rotation dient die Auswertung der Bewegung an mehreren Punkten im Dachrahmen- als auch im Schwellerbereich. Dabei werden Knoten im Bereich der gedachten Anbindungsstellen am Dachrahmen und Schweller gewählt (Abbildung 57).

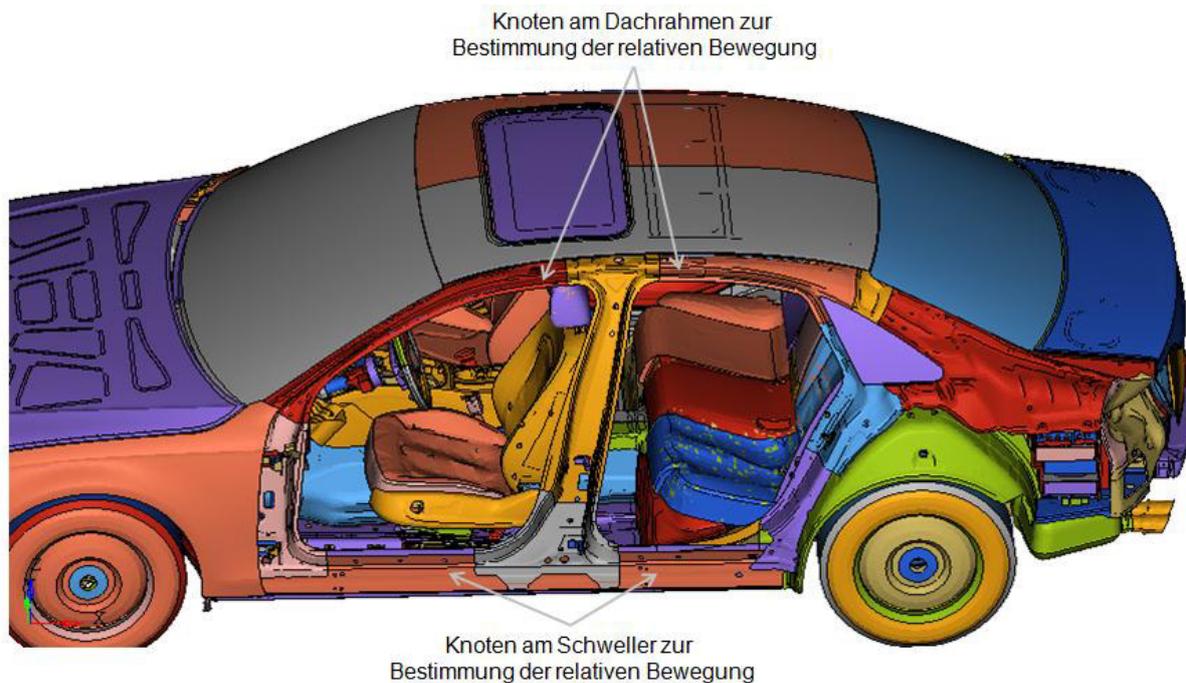


Abbildung 57: Bereiche zur Bestimmung der relativen Bewegung Dachrahmen und Schweller

Im Dachrahmen werden die oben erwähnten Hauptbewegungen, d.h. Translation in Y-Richtung und Z-Richtung und Rotation um die X-Achse, ermittelt. Es werden jedoch nur die relativen Verschiebungen ausgewertet, d.h. nur die Bewegung der stoßzugewandten Seite in Bezug zur stoßabgewandten Seite. Abbildung 58 zeigt dabei die relative Verschiebung in Millimeter von den ausgewählten Knoten aus Abbildung 57 am Dachrahmen in Y-Richtung über die Simulationszeit in Millisekunden. Daraus ist ersichtlich, dass die maximale Verschiebung in Y-Richtung der ausgewählten Knoten im Dachrahmenbereich max. 90 mm beträgt.

Abbildung 59 zeigt die relative Verschiebung in Millimeter in Z-Richtung derselben Knoten über der Simulationszeit in Millisekunden. Hier beträgt die maximale Verschiebung im Zuge der Deformation knapp 35 mm.

Abbildung 60 zeigt die Rotation in Grad derselben Knoten um die X-Achse über die Simulationszeit in Millisekunden. Der maximale Rotationswinkel beträgt ca. 15°.

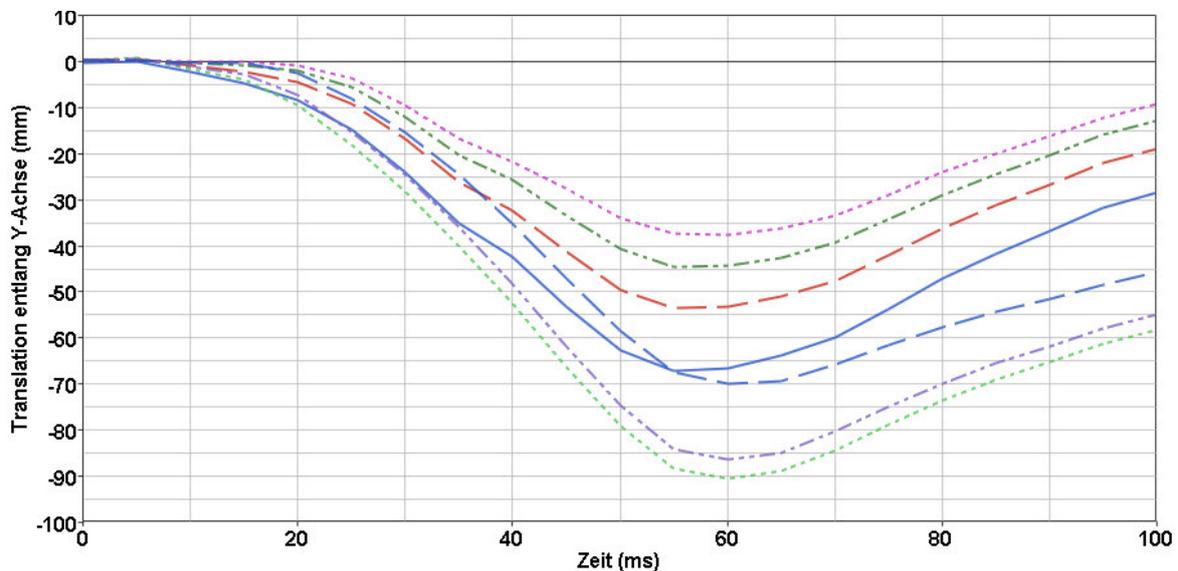


Abbildung 58: relative Verschiebung von ausgewählten Knoten am Dachrahmen in Y-Richtung

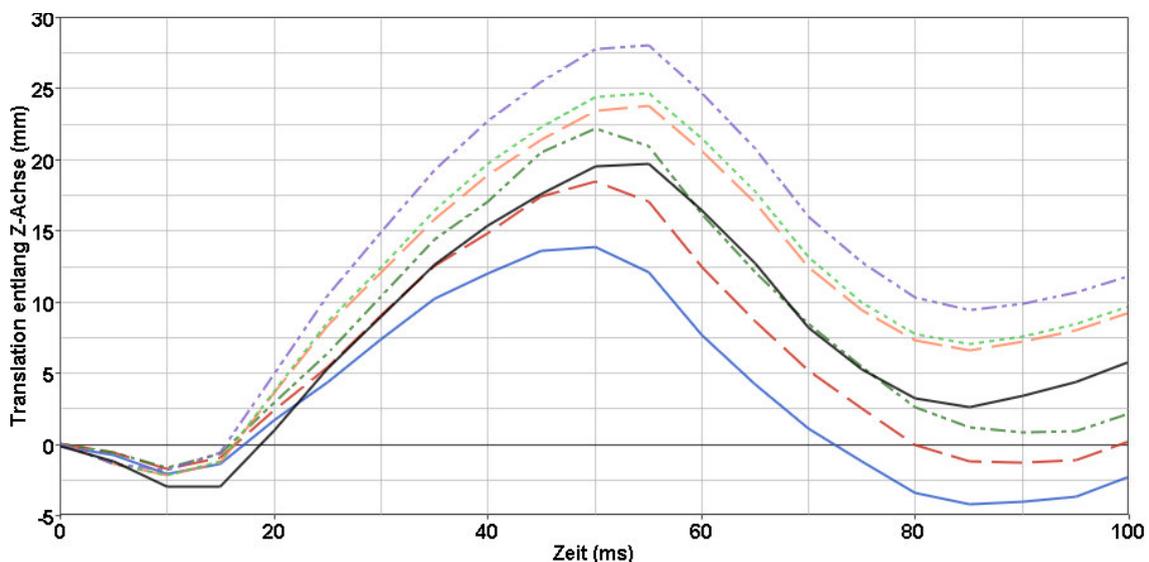


Abbildung 59: relative Verschiebung von ausgewählten Knoten am Dachrahmen in Z-Richtung

6 Entwicklung des Komponentenprüfstandes

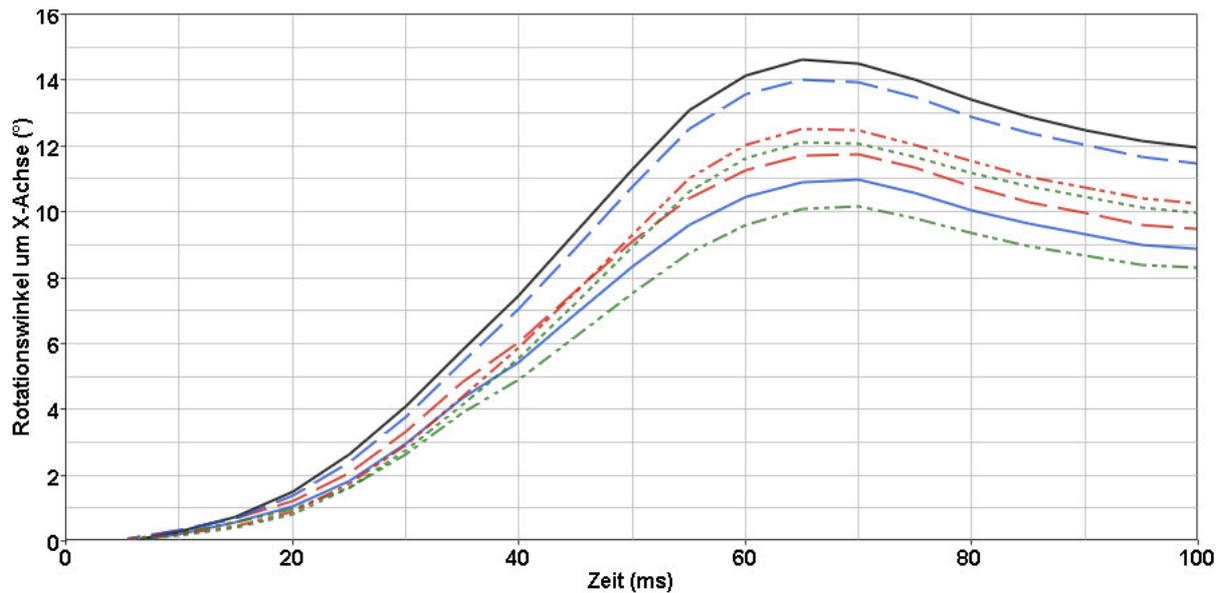


Abbildung 60: Rotationswinkel von ausgewählten Knoten am Dachrahmen um die X-Achse

Im Bereich der angedachten Schwelleraufnahmen wird die Rotation um die X-Achse bei beiden Anbindungsstellen, also Richtung A-Säule und Richtung C-Säule anhand der ausgewählten Knoten lt. Abbildung 57 genauer betrachtet. Wie schon aus Abbildung 54 ersichtlich, ist die Rotation um die X-Achse sehr hoch. Abbildung 61 zeigt die Rotation der ausgewählten Knoten um die X-Achse am Schweller Nähe A-Säule in Grad über der Simulationszeit in Millisekunden. Der maximale Rotationswinkel beträgt knapp 70°. Abbildung 62 zeigt die Rotation der ausgewählten Knoten um die X-Achse am Schweller in Nähe der C-Säule in Grad über der Simulationszeit in Millisekunden. Der maximale Rotationswinkel ist etwas geringer als Nähe A-Säule und beträgt knapp 55°.

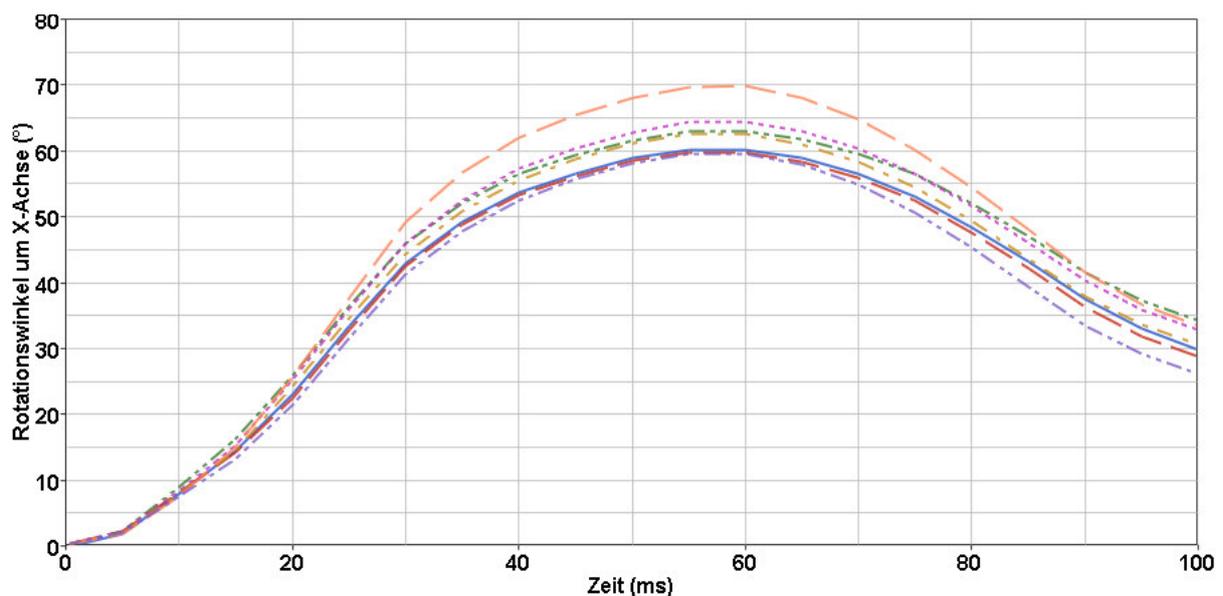


Abbildung 61: Rotationswinkel von ausgewählten Knoten am Schweller Richtung A-Säule um die X-Achse

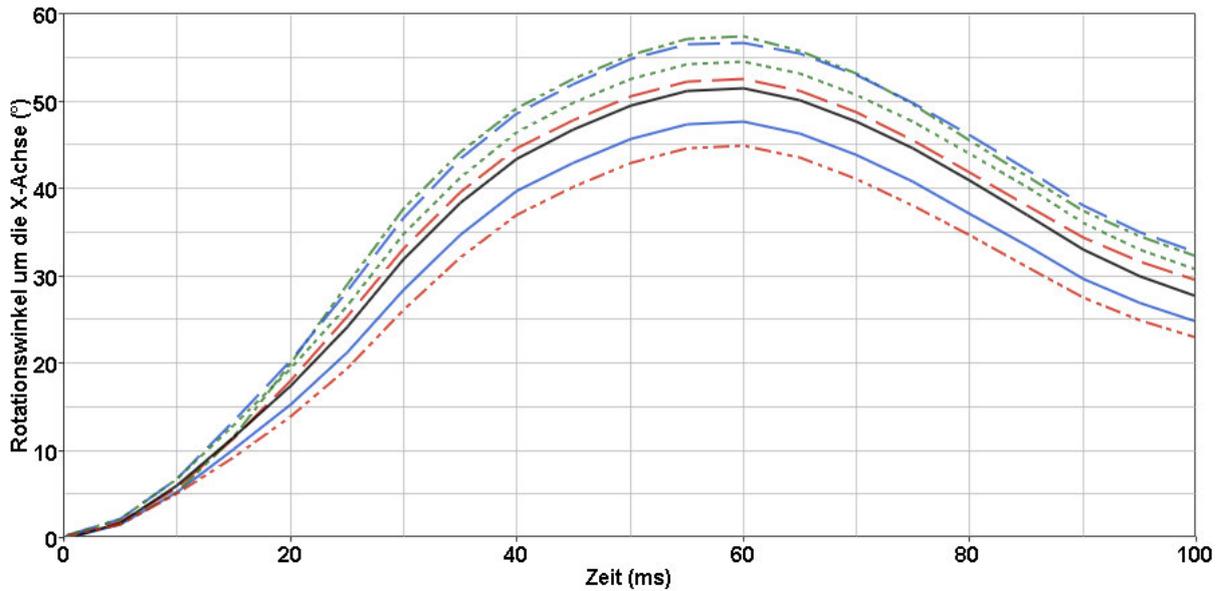


Abbildung 62: Rotationswinkel von ausgewählten Knoten am Schweller Richtung C-Säule um die X-Achse

Abbildung 63 zeigt die relative Verschiebung der ausgewählten Knoten in X-Richtung am Schweller in Nähe der A-Säule in Millimeter über der Simulationszeit in Millisekunden. Die maximale Verschiebung beträgt ca. 13 mm.

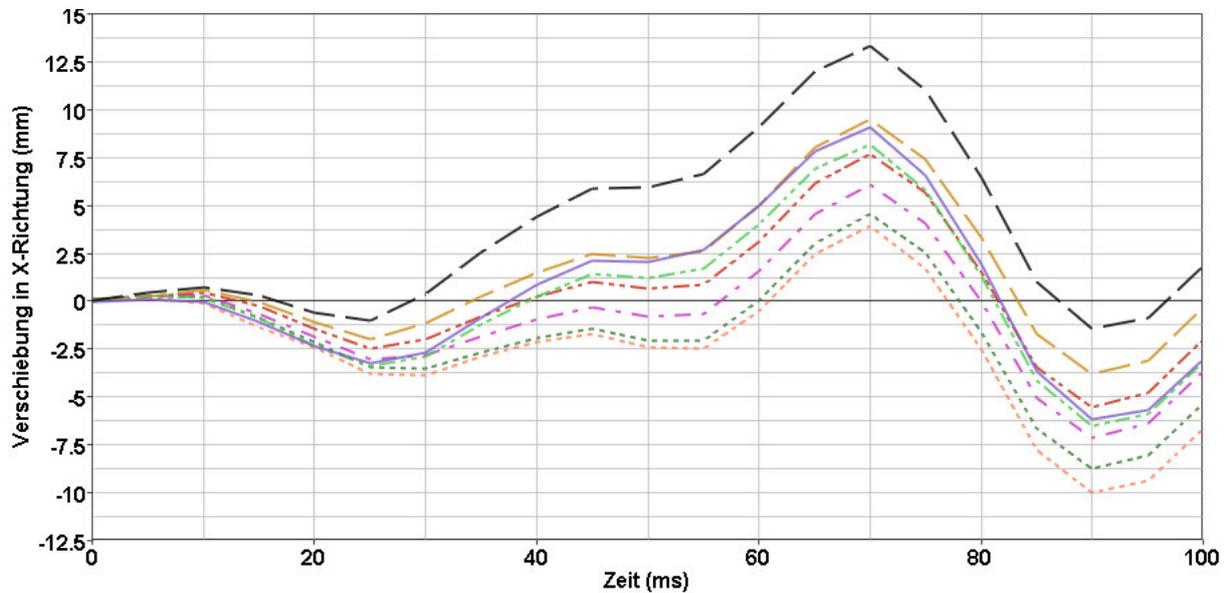


Abbildung 63: relative Verschiebung von ausgewählten Knoten am Schweller Nähe A-Säule in X-Richtung

Abbildung 64 zeigt die Rotation der ausgewählten Knoten des Schwellers in der Nähe der C-Säule in Grad über der Simulationszeit in Millisekunden. Der maximale Rotationswinkel beträgt knapp 18°.

6 Entwicklung des Komponentenprüfstandes

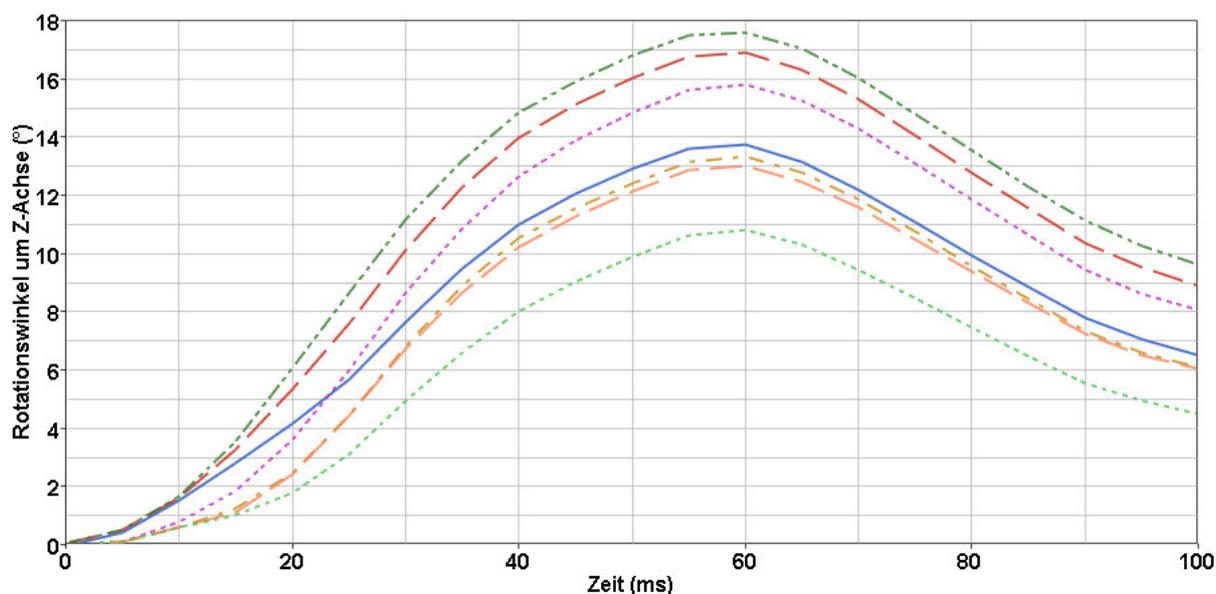


Abbildung 64: Rotationswinkel von ausgewählten Knoten am Schweller Richtung C-Säule um die Z-Achse

Tabelle 3 zeigt den Überblick der maximalen translatorischen und rotatorischen Bewegungen an den angedachten Einspannungen der B-Säule für den Komponentenprüfstand im Dachrahmen- und Schwellerbereich. Schweller A steht dabei für die angedachte Schwellereinspannung in Nähe der A-Säule, sowie Schweller C für in Nähe der C-Säule. Die weniger relevanten Translationen und Rotationen wurden in der Tabelle grau hinterlegt.

Tabelle 3: Zusammenfassung der maximalen translatorischen und rotatorischen Bewegungen im Bereich der angedachten Einspannungen am Dachrahmen und Schweller

Position	Translation			Rotation		
	X	Y	Z	X	Y	Z
Dachrahmen		90 mm	35 mm	15 °		
Schweller A	13 mm			70 °		
Schweller C				55 °		18 °

6.4.3 Ermittlung der Einspannung und der Länge des Schwellers

Die im Kapitel 6.4.2 ermittelten zu berücksichtigenden Freiheitsgrade werden nun variiert, um deren Einfluss auf das Ergebnis zu ermitteln und somit zu sehen, ob alle diese Freiheitsgrade auch im Komponentenprüfstand abgebildet werden müssen. Wenn der Mehrwert im Vergleich zum Mehraufwand gering ist, ist der Verzicht eines Freiheitsgrades möglich. Ein weiterer wichtiger Entscheidungsfaktor ist die Komplexität, um der Forderung der einfachen Handhabung gerecht zu werden.

6.4.3.1 Schwellerlänge

Die Fixierung des Prüflings erfolgt unter anderem am Schweller. Für die weiteren Simulationen werden daher Schellen, welche den Schweller umfassen, verwendet. Diese sind in Abbildung 65 dargestellt, wobei die Schelle, welche sich näher in Richtung der A-Säule befindet mit Schelle A, sowie die andere mit Schelle C (näher in Richtung der C-Säule) bezeichnet. Der Schweller ist in diesen Schellen über einen Kontakt gelagert und über Schweißpunkte mit diesem verbunden. Die Positionierung dieser Schweißpunkte ist in der Abbildung 66 mit roten Punkten dargestellt.

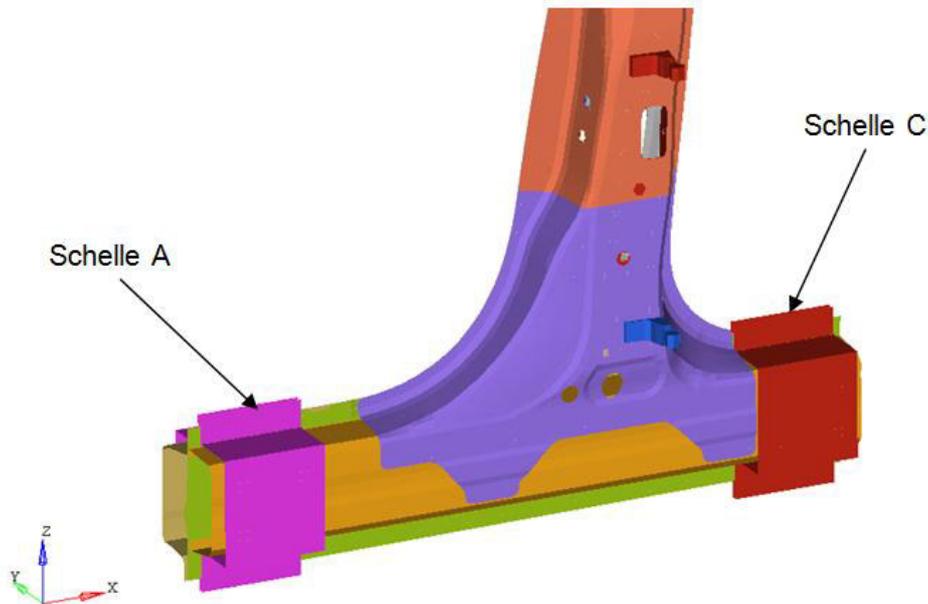


Abbildung 65: Position und Bezeichnung der Schellen am Schweller

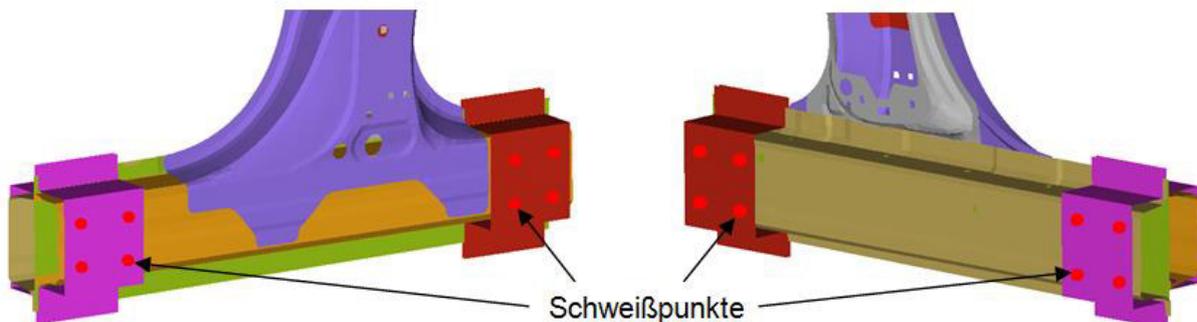


Abbildung 66: Schweißpunkte zur Verbindung der Schellen mit dem Schweller

Die Schellen selbst sind mit einer starren Platte über jeweils ein Kugelgelenk und einem Balkenelement verbunden. Dieser Aufbau ist in Abbildung 67 abgebildet. Die Kugelgelenke werden im Drehpunkt des Schwellers positioniert. Die Freiheitsgrade der Kugelgelenke können frei gewählt und Steifigkeitskennlinien für Rotationen vorgegeben werden. Die Balkenelemente sind einerseits mit der starren Platte fest verbunden und andererseits mit den Kugelgelenken, um keine Bewegung in y-Richtung zu ermöglichen.

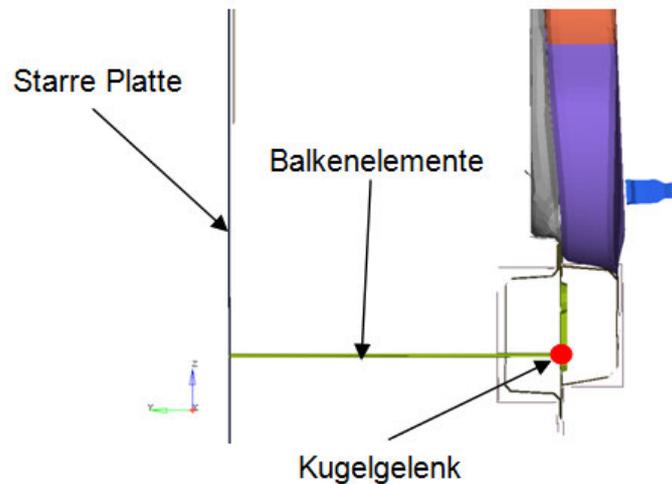


Abbildung 67: Fixierung der Schellen mit einer starren Platte

Im Bauteilumfang sind Bodenblech und Sitzquerträger ausgenommen, welche den Schweller in Fahrzeugquerrichtung bei einem Seitenanprall abstützen. Deswegen wird die Schwellerlänge klein gewählt, um ein Durchbiegen des Schwellers in Fahrzeugquerrichtung zu vermeiden. Die freie Schwellerlänge (Abstand zwischen B-Säulenfuß und Schelle) Richtung A-Säule wird mit 75 mm und die freie Schwellerlänge Richtung C-Säule mit 0 mm gewählt. Richtung A-Säule wird ein größerer Abstand gewählt, da der Schweller einen Einfluss auf die Faltenbildung im B-Säulenfuß hat.

6.4.3.2 Freiheitsgrade

Wie im Kapitel 6.4.2 erläutert, soll die Schwellereinspannung in Richtung der A-Säule eine Translation in X-Richtung, sowie eine Rotation um die X-Achse ermöglichen, wohingegen die Schwellereinspannung in Richtung der C-Säule eine Rotation um die X-Achse, als auch eine Rotation um die Z-Achse ermöglichen soll. Somit werden unterschiedliche Kombinationen dieser Freiheitsgrade untersucht, welche in Tabelle 4 aufgelistet sind. 1 bedeutet, dass dieser Freiheitsgrad gesperrt ist und 0, dass dieser Freiheitsgrad nicht gesperrt ist. Es werden dabei zunächst die Freiheitsgrade der Schelle C variiert, wobei die Freiheitsgrade der Schelle A alle gesperrt sind. Es ergeben sich daher 4 unterschiedliche Variationen für die Schelle C (Version 1-4).

Zur Auswertung der Versionen 1 bis 4 wird die Enddeformation der B-Säule der 4 Varianten mit der Enddeformation der B-Säule der Gesamtfahrzeugsimulation gegenübergestellt (Abbildung 68). Die Versionen 3 und 4, bei denen die Rotation um die x-Achse für die Schelle C frei ist, zeigen ein wesentlich besseres Enddeformationsbild, als die beiden anderen Varianten. Eine Freigabe der Rotation um die Z-Achse (Version 2) zeigt hingegen kein besseres Enddeformationsbild, als die Version 1, bei der alle Freiheitsgrade gesperrt sind. Folglich ist die bessere Enddeformation der Version 4, bei der die Rotation um die X-Achse und um die Z-Achse freigegeben ist, alleine durch die Freigabe der Rotation um die X-Achse

zurückzuführen. Somit ergibt sich aus diesen Variationen, dass eine Berücksichtigung der Z-Rotation nicht notwendig ist.

Tabelle 4: Variation der Freiheitsgrade bei Schelle A und Schelle C

Version	Schelle A						Schelle C					
	Translation			Rotation			Translation			Rotation		
	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0
3	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	1	1
4	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	1	0
5	1	1	1	0	1	1	1	1	1	0	1	1
6	0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	1	1
7	0	1	1	0	1	1	1	1	1	0	1	1

Für die Variationen der Schelle A wird daher die Freigabe der Rotation um die X-Achse bei der Schelle C als Basis herangezogen. Auch hier wird eine Gegenüberstellung der Enddeformationen der Versionen mit der Enddeformation der Gesamtfahrzeugsimulation durchgeführt.

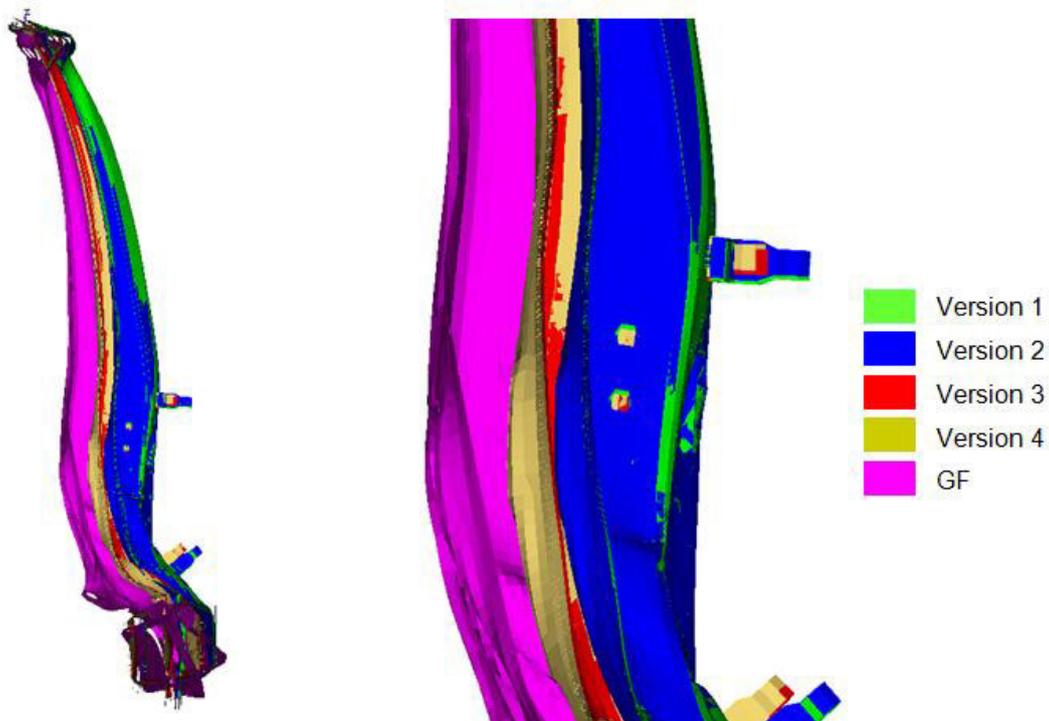


Abbildung 68: Gegenüberstellung Enddeformation der 4 Freiheitsgradvariationen der Schelle C mit der Enddeformation des Gesamtfahrzeuges

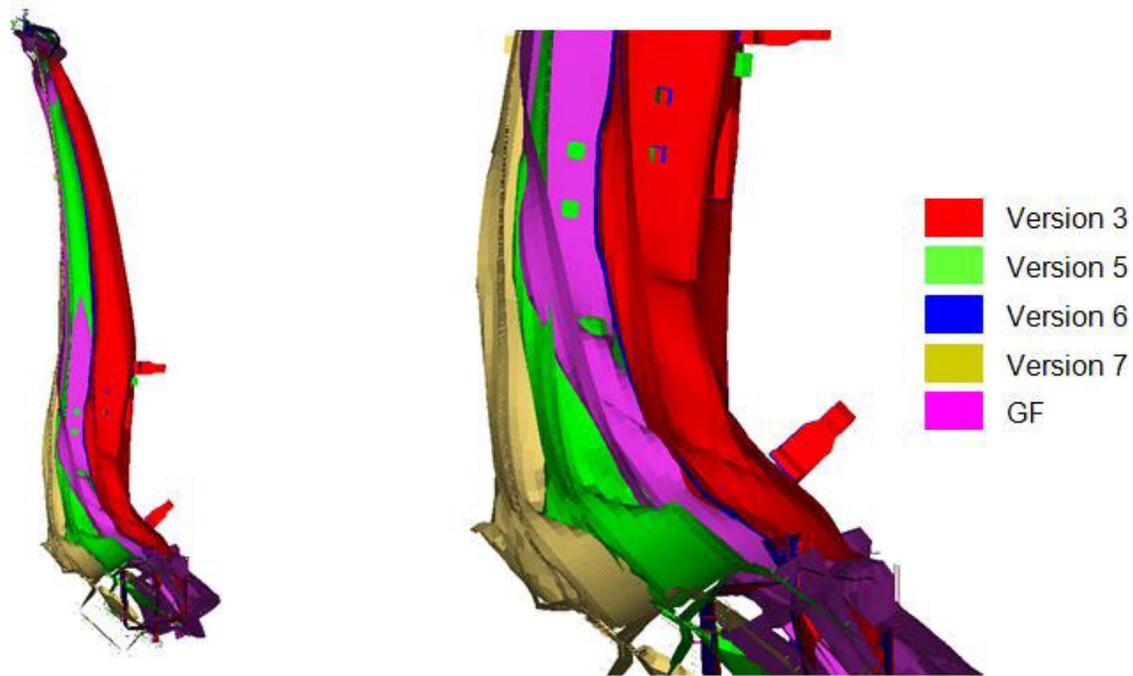


Abbildung 69: Gegenüberstellung Enddeformation der 4 Freiheitsgradvariationen der Schelle A mit der Enddeformation des Gesamtfahrzeuges

Aus Abbildung 69 ist ersichtlich, dass bei den Versionen 5 und 7, bei denen die Rotation um die X-Achse freigegeben ist, sich ein schlechteres Enddeformationsbild einstellt (zu hohe Intrusionen) als bei den anderen Versionen. Da bei diesen Untersuchungen jedoch keine Steifigkeiten mit betrachtet wurden und aus folgenden weiteren Überlegungen, wird auch die Rotation um die X-Achse bei der Schelle A für die Entwicklung des Prüfstandes mit berücksichtigt:

- **Universelle Einsetzbarkeit:** Dieser Prüfstand soll zukünftig für unterschiedliche Fahrzeugtypen eingesetzt werden und kann bei Bedarf somit auch die Rotation um die X-Achse bei der Schelle A abbilden.
- **Fertigung / einfache Handhabung:** Für eine kostengünstige Fertigung ist eine idente Ausführung der beiden Schwelleranbindungen von Vorteil und auch für die Handhabbarkeit ist es von Vorteil, wenn Gleichteile verwendet werden.
- **Einstellung der Rotationsteifigkeit des Freiheitsgrades:** Bei der Umsetzung kann eine Sperrung der Rotation oder eine teilweise Freigabe berücksichtigt werden.

Die Analysen der Freiheitsgrade bei den Schwelleranbindungen ergibt, dass an den Schellen A und C eine Rotation mit Einstellung der Steifigkeit zu berücksichtigen ist.

6.4.4 Ermittlung der Einspannung und der Länge des Dachrahmens

Analog zum Kapitel 6.4.3 werden auch für die Einspannung des Dachrahmens mehrere Variationen simuliert, um die optimalen Randbedingungen zu definieren.

6.4.4.1 Dachrahmenlänge

Die zweite Fixierung der B-Säule erfolgt am Dachrahmen. Ähnlich der Anbindung des Schwellers werden auch für den Dachrahmen Schellen, welche den Dachrahmen umfassen, verwendet (Abbildung 74).

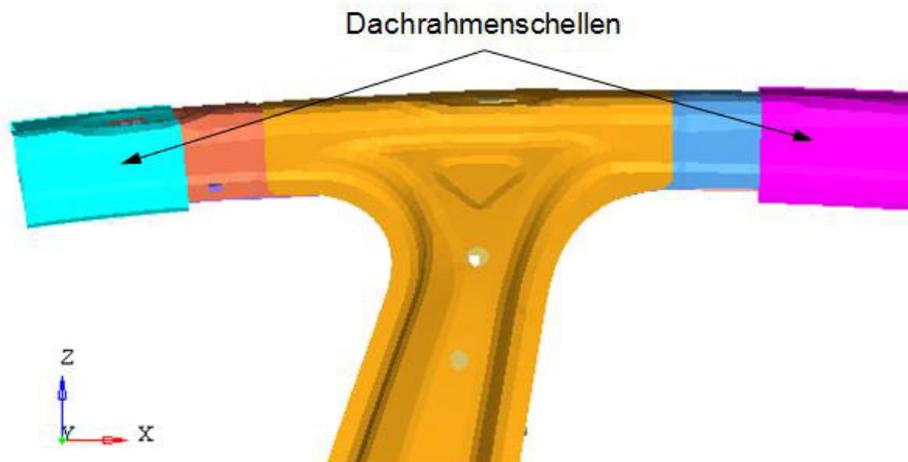


Abbildung 70: Dachrahmenschellen

Zwischen Dachrahmen und Dachrahmenschellen ist nur ein Kontakt definiert, jedoch sonst keine weitere Befestigung. Dadurch kann sich die B-Säule am oberen Ende auch in Y-Richtung bewegen. Die Schellen sind für die Untersuchung der notwendigen Dachrahmenlänge drehbar um die X-Achse gelagert. Des Weiteren können sich die Schellen entlang der Z-Achse bewegen.

Es werden drei unterschiedliche Dachrahmenlängen untersucht, welche in Abbildung 71 dargestellt sind.

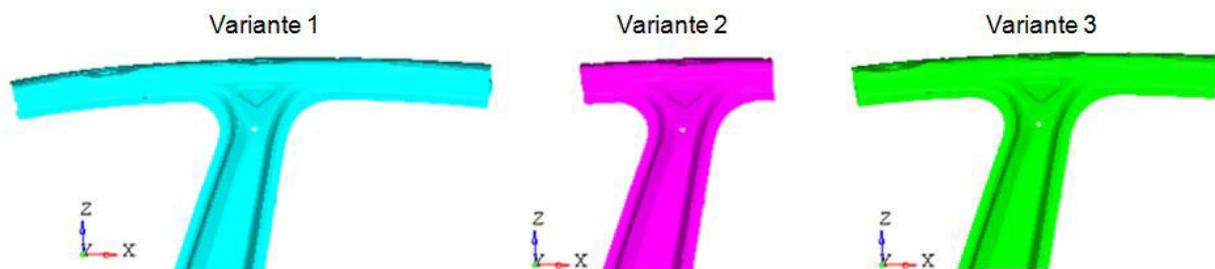


Abbildung 71: Variationen der Dachrahmenlänge

Zur Auswertung werden die Enddeformationen der 3 Varianten mit der Enddeformation der Gesamtfahrzeugsimulation gegenübergestellt (Abbildung 72).

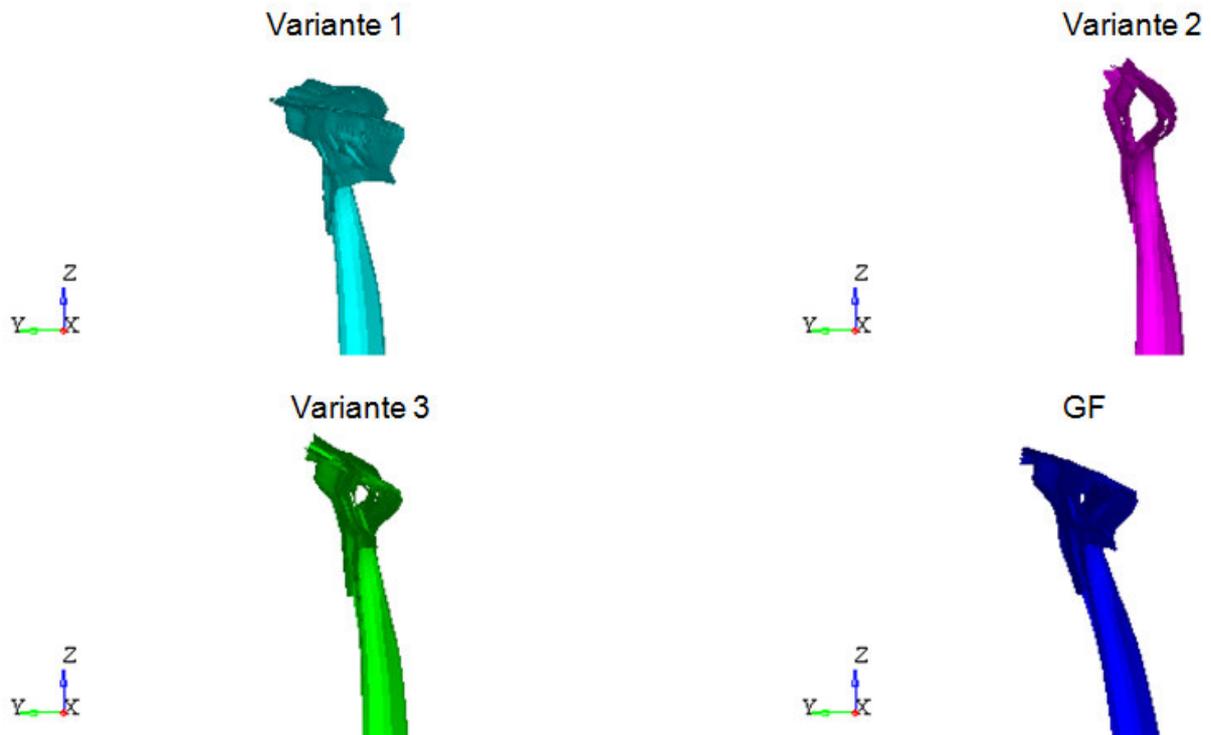


Abbildung 72: Gegenüberstellung der Enddeformation der Dachrahmenlängenvariationen zur Enddeformation der Gesamtfahrzeugsimulation

Variante 1 hat aufgrund der großen Dachrahmenlänge und der dadurch bedingten fehlenden Steifigkeit eine erhöhte Translation in Z-Richtung und Y-Richtung. Variante 2 hingegen weist eine erhöhte Rotation um die X-Achse auf. Variante 3 zeigt die beste Übereinstimmung mit der Gesamtfahrzeugsimulation. Generell ist aber zu vermerken, dass die Unterschiede nicht sehr groß sind. Deswegen wird bei der Umsetzung darauf geachtet, dass die Dachrahmenlänge beliebig gewählt werden kann, um die universelle Einsetzbarkeit zu gewährleisten.

6.4.4.2 Freiheitsgrade

Bei den Freiheitsgraden zur Einspannung des Dachrahmens wird nur die Translation in Z-Richtung, sowie die Rotation um die X-Achse variiert. Die Berücksichtigung der Translation in Y-Richtung wird in den Untersuchungen nicht mit einbezogen. Auf dies wird später noch genauer eingegangen und begründet.

In Tabelle 5 sind die 5 untersuchten Versionen dargestellt. Dabei sind in Version 4, bis auf die Translation in Y-Richtung, alle Freiheitsgrade freigegeben.

Tabelle 5: Variation der Freiheitsgrade am Dachrahmen

Version	Dachrahmenanbindung					
	Translation			Rotation		
	X	Y	Z	X	Y	Z
1	1	1	0	0	1	1
2	1	1	0	1	1	1
3	1	1	1	1	1	1
4	0	1	0	0	0	0
5	1	1	1	0	1	1

Analog zur Ermittlung der Freiheitsgrade an den Schwellereinspannungen wird auch hier die Enddeformation der Versionen mit der Enddeformation der Gesamtfahrzeugsimulation gegenübergestellt.

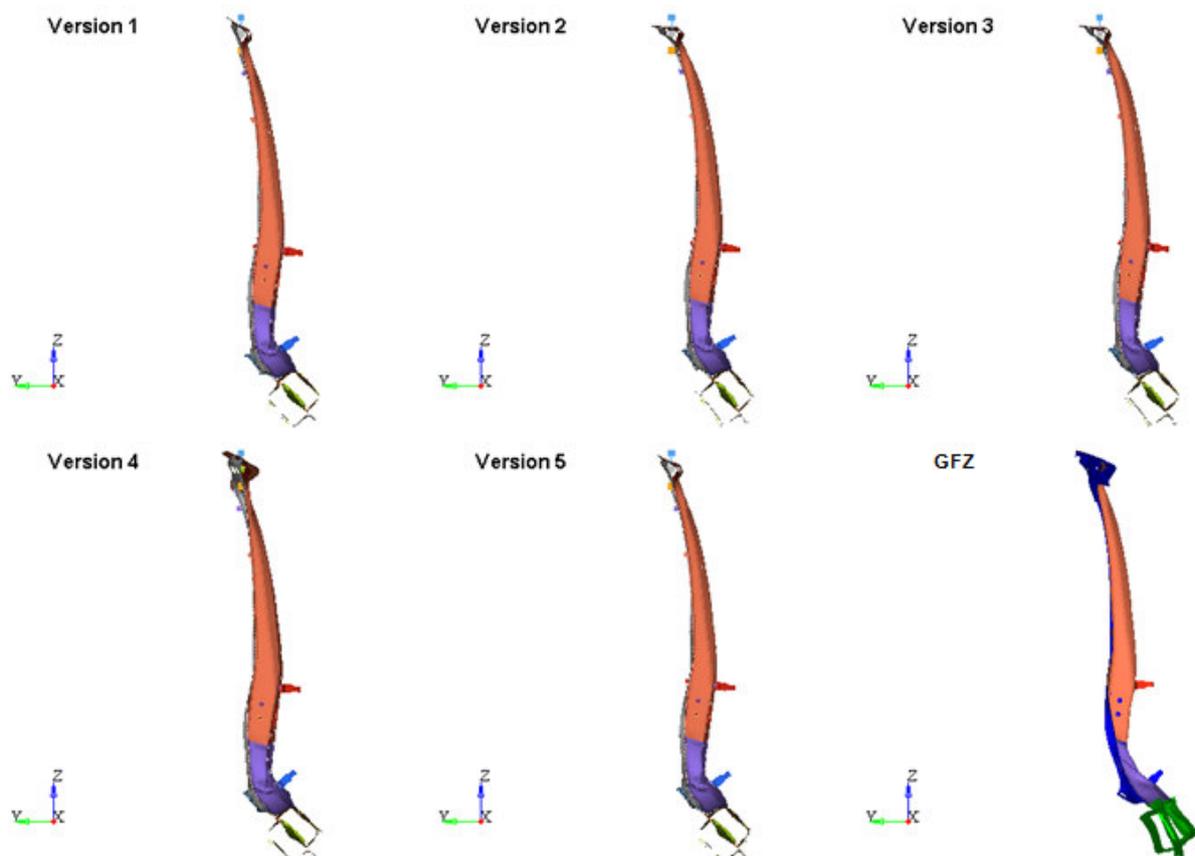


Abbildung 73: Gegenüberstellung Enddeformation der 5 Freiheitsgradvariationen der Dachrahmenanbindung mit der Enddeformation des Gesamtfahrzeuges

Abbildung 73 zeigt, dass die Variation der Freiheitsgrade am Dachrahmen auf das Deformationsbild der B-Säule nur geringe Auswirkungen hat. Auch die Freigabe aller Freiheitsgrade mit Ausnahme der Translation entlang der Y-Achse (Version 4) zeigt keine Änderung im Ergebnis. Einzig im Bereich der Dachrahmenanbindung sind bei

6 Entwicklung des Komponentenprüfstandes

den einzelnen Versionen Unterschiede erkennbar, welche auf die Freigabe oder Sperrung der Rotationen zurückzuführen ist. Zur zusätzlichen Absicherung sind in Abbildung 74 die Verformungsenergien dargestellt. Auch bei den Verformungsenergien gibt es nur geringfügige Unterschiede hinsichtlich Maxima und Kurvenverlauf. Aufgrund dieser Analysen könnte die Anbindung am Dachrahmen starr erfolgen und dennoch eine gute Vergleichbarkeit des B-Säulenverhaltens im unteren Bereich zu erzielen. Da jedoch eine fixe Einspannung der Rotation um die X-Achse zu einer unrealistisch hohen Bauteilbeanspruchung im Bereich des Hammers (Übergang B-Säule zu Dachrahmen) führt, ist eine Berücksichtigung dieses Freiheitsgrades sinnvoll. Zusätzlich ist auch die Berücksichtigung der Translation entlang der Z-Achse sinnvoll, um den Anspruch der universellen Einsetzbarkeit gerecht zu werden, da in anderen Fahrzeugen eine Berücksichtigung der Z-Translation durchaus notwendig sein könnte.

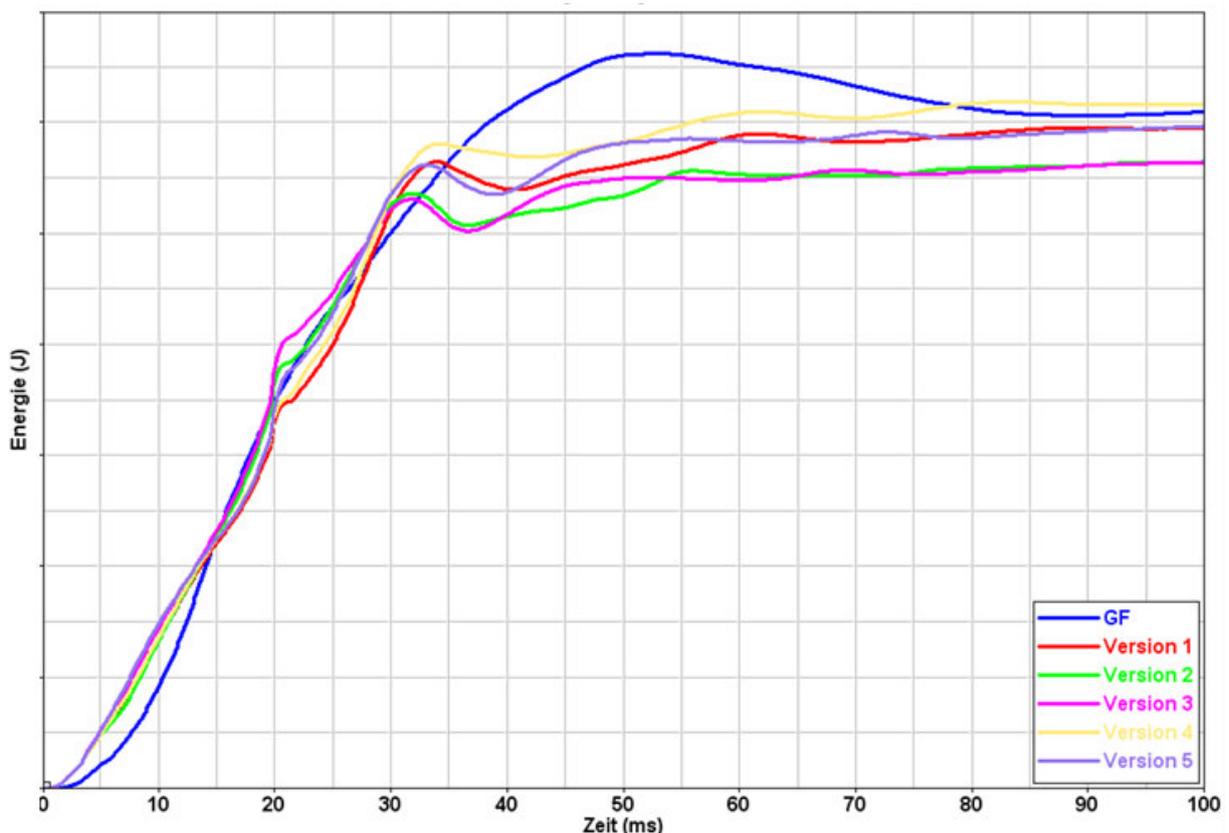


Abbildung 74: Vergleich der Verformungsenergien der 5 Freiheitsgradvariationen der Dachrahmenanbindung mit der Verformungsenergie der Gesamtfahrzeugsimulation

6.4.5 Stoßkörper

Ein wesentlicher Faktor für eine gute Übereinstimmung des Komponentenprüfstands mit der Gesamtfahrzeugsimulation ist der Stoßkörper. Da der Prüfling nur die B-Säule alleine umfassen soll, sind andere Komponenten wie z.B. die Türen nicht Bestandteil des Bauteilumfangs. Die Türen spielen insbesondere beim Seitenprall nach IIHS eine wesentliche Rolle als Kraftverteiler und somit auf das

Deformationsverhalten der B-Säule. In Abbildung 75 ist die Barriere des IIHS Seitenanpralls dargestellt (vgl. [67]). Daraus ist ersichtlich, dass die Barriere im unteren Bereich einen vorgelagerten Bumper aufweist, welcher zuerst auf das Fahrzeug trifft. Dieser Bumper hat im Vergleich zur restlichen Barriere eine wesentlich höhere Druckfestigkeit (1690 kPa zu 310 kPa der Hauptwabenstruktur) (vgl. [67]). Im Komponentenprüfstand trifft daher der Bumper direkt auf die B-Säule und verursacht eine hohe Deformation im unteren Bereich der B-Säule. Die Versuchskonstellation IIHS Barriere im Komponentenprüfstand ist in Abbildung 76 links dargestellt. Abbildung 76 rechts zeigt die Enddeformation der Gesamtfahrzeugsimulation und der Prüfstandssimulation mit den ermittelten Randbedingungen aus dem vorherigen Kapitel bei Verwendung der originalen IIHS Barriere. Erkennbar ist, dass die B-Säule ein anderes Knickverhalten aufweist. Daher muss zunächst der Einfluss der Türen auf die Deformation genauer untersucht werden.

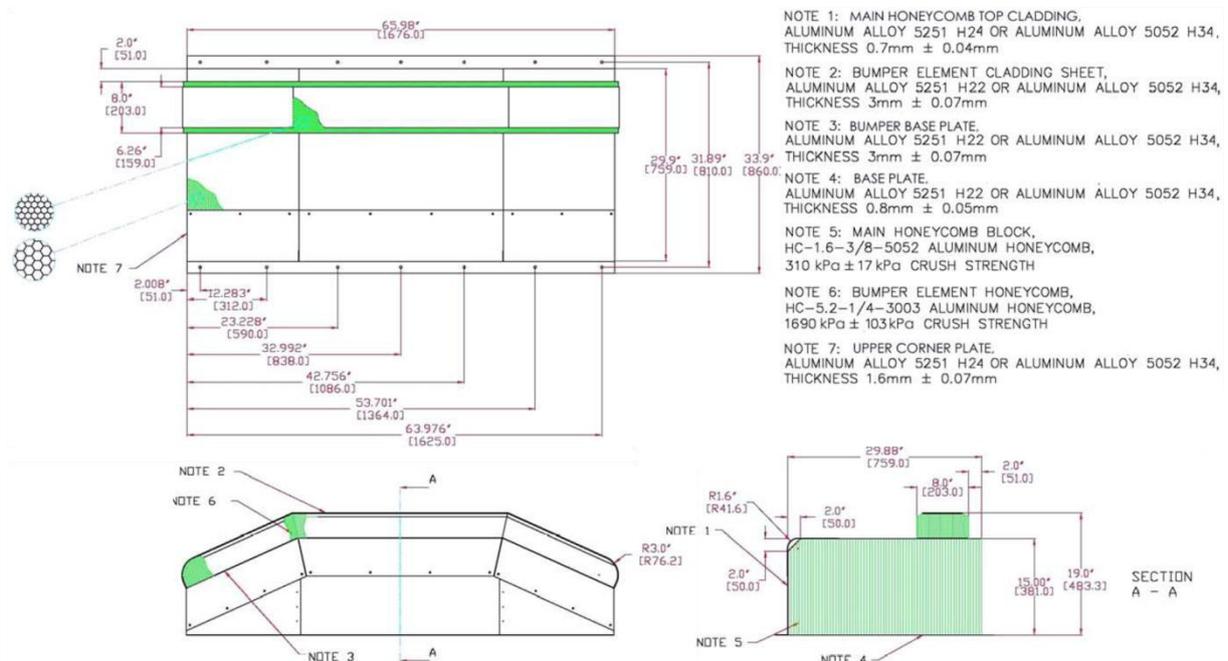


Abbildung 75: IIHS Spezifikation der "Side Impact Moving Deformable Barrier" (vgl. [67])

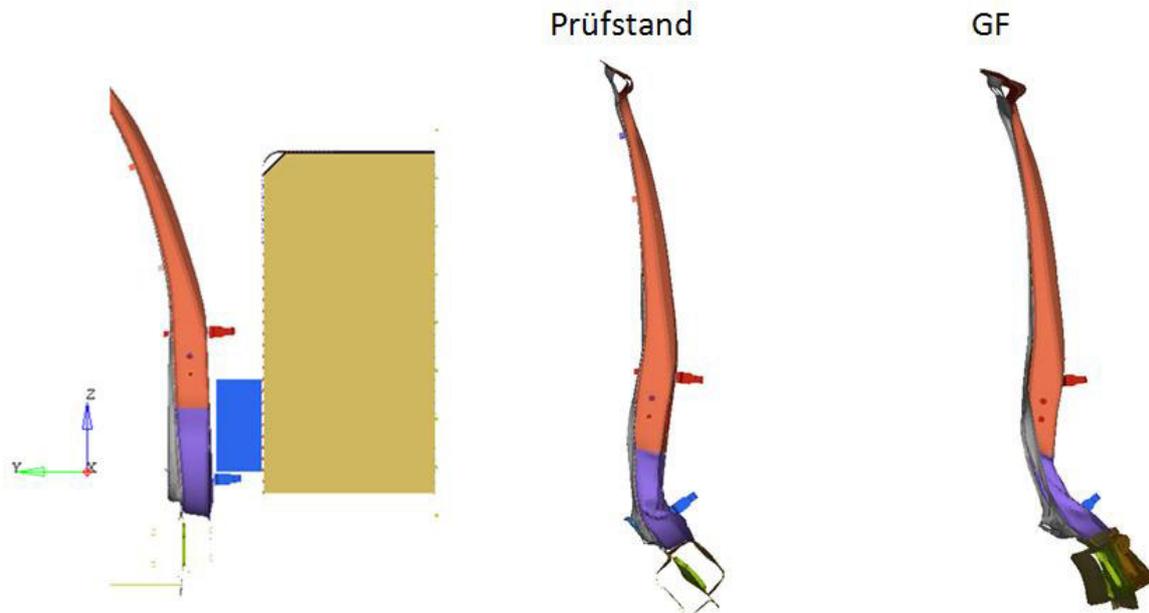


Abbildung 76: Position IIHS Barriere im Prüfstand (links), Enddeformation Prüfstand zu Gesamtfahrzeug (rechts)

Zur Analyse der Tür und Türanbauteile werden diese zunächst in das Simulationsmodell für den Prüfstand aufgenommen. Abbildung 77 zeigt einen Ausschnitt der Seitenstruktur und der Bauteile, welche den größten Einfluss auf das Deformationsverhalten haben. Diese sind vor allem die Türaufprallträger und die Türscharniere. Die Türaufprallträger sind Verstärkungsteile innerhalb der Tür, welche die Intrusionen in den Innenraum beim Seitenaufprall verringern.

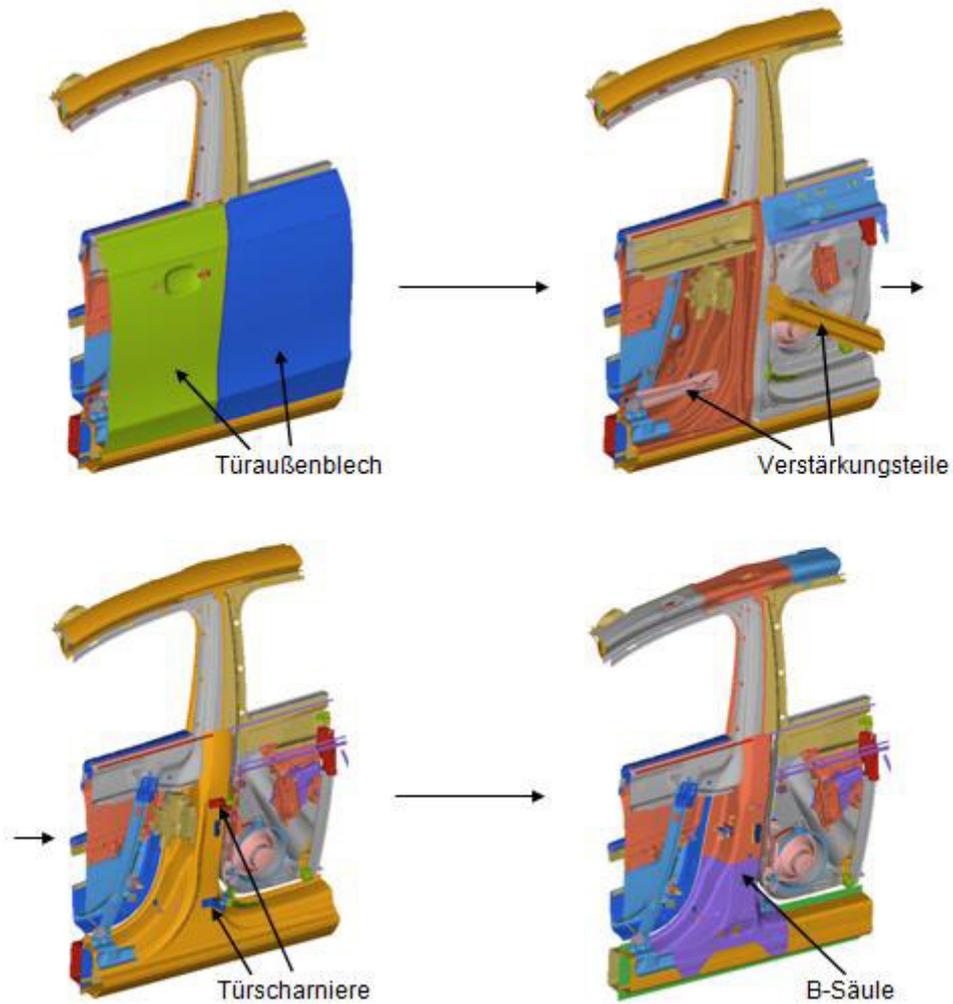


Abbildung 77: Ausschnitt Seitenstruktur mit Blick auf Türaufprallträger, Türscharniere und B-Säule

Bei der Auswertung der Enddeformation (Abbildung 78) ist ersichtlich, dass durch das Hinzufügen der Seitenstruktur der Knick im Bereich des Materialüberganges wie im Gesamtfahrzeugmodell auftritt. Somit ist gezeigt, dass die Tür inkl. den Türanbauteilen einen wesentlichen Einfluss auf das Deformationsverhalten der B-Säule hat.

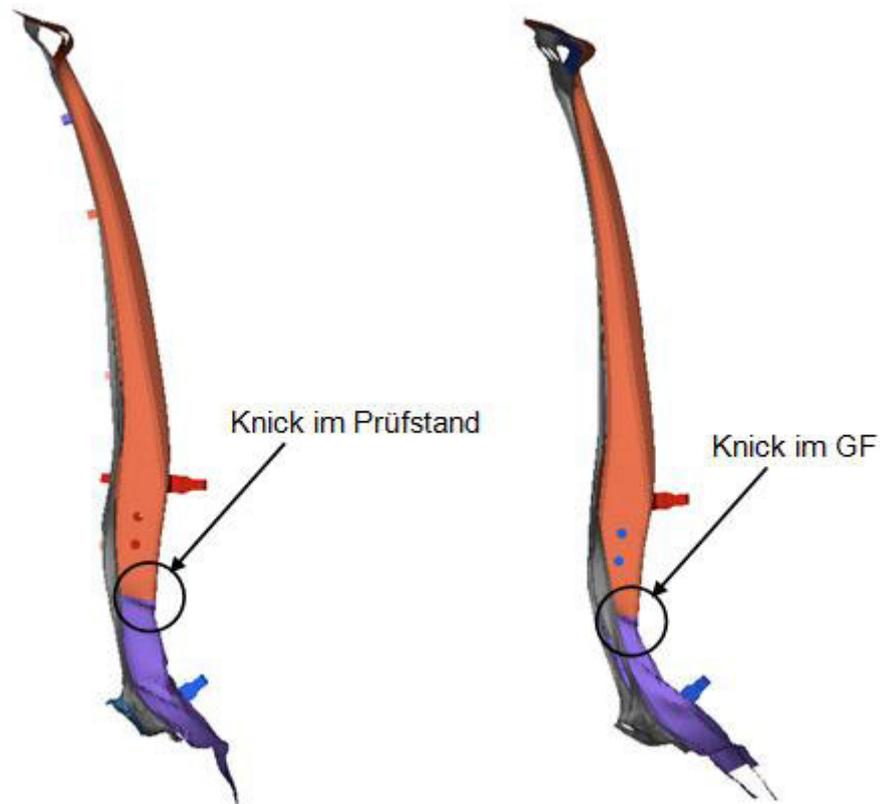


Abbildung 78: Gegenüberstellung der Enddeformation der Gesamtfahrzeugsimulation zum Prüfstandsmodell mit inkludierten Türen

6.4.5.1 Originalbarriere

Die im vorherigen Kapitel gezeigten Erkenntnisse legen nahe, dass die Verwendung der originalen Barriere wahrscheinlich nicht zu den gewünschten Ergebnissen führt. Da die Verwendung der Originalbarriere jedoch in Hinblick auf Beschaffung und schnelle Einsetzbarkeit Vorteile hat, wird untersucht, ob eine Verschiebung der Barriere in Richtung der Z-Achse zu einer verbesserten Enddeformation der B-Säule führt. Dazu werden zwei weitere Simulationen durchgeführt, in welcher die IIHS Barriere einmal um +45 mm und einmal um +90 mm in Richtung der Z-Achse verschoben wurde (Abbildung 79).

Durch die Verschiebung der IIHS Barriere wird jedoch nur der Knick auf Höhe der unteren Kante des Bumpers verschoben (Abbildung 80). Die Verwendung der originalen IIHS Barriere, auch durch Repositionierung der Barriere, kann die Anforderungen an den Prüfstand nicht erfüllen, solange der Bauteilumfang nur die B-Säule umfasst. Das heißt die Verwendung eines anderen Stoßkörpers ist notwendig.

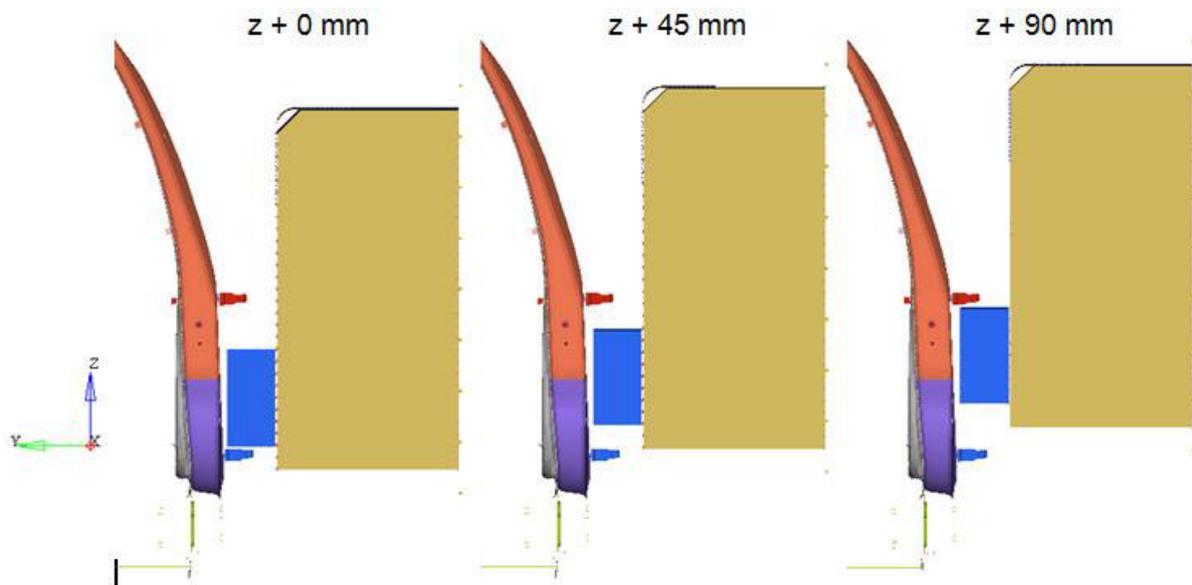


Abbildung 79: Variationen der IIHS Barriereposition im Prüfstand

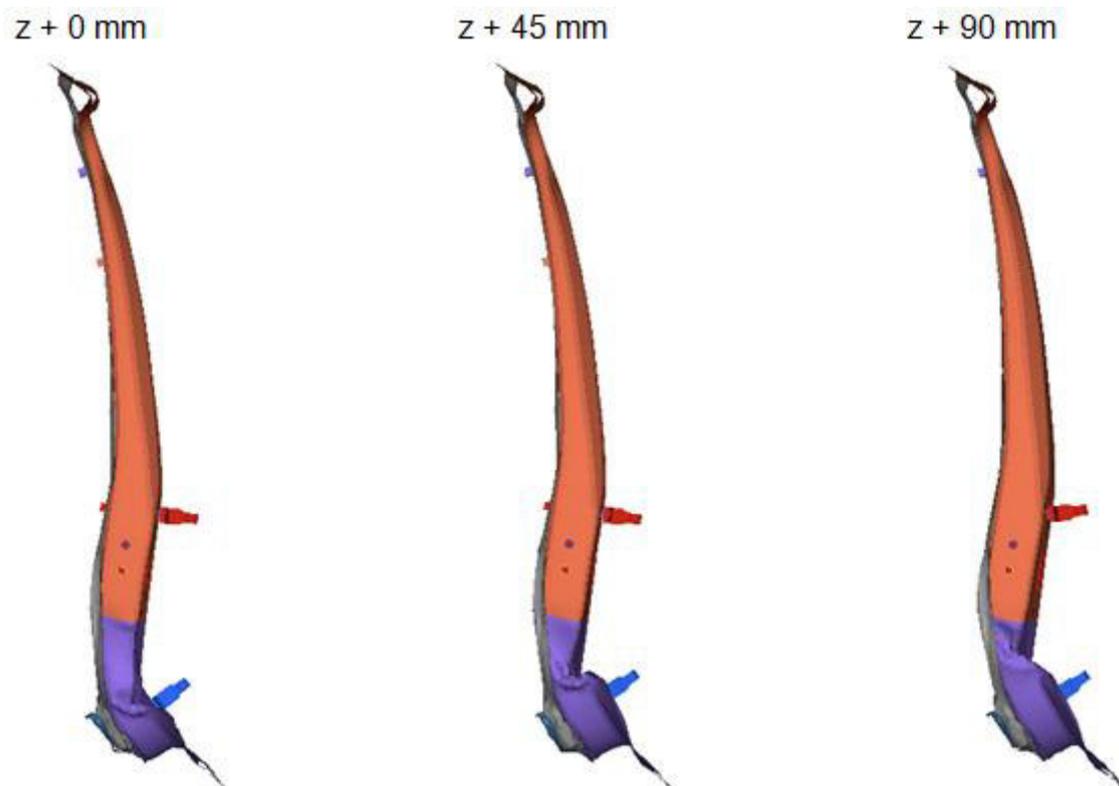


Abbildung 80: Enddeformation bei verschobener IIHS Barriere

6.4.5.2 Ersatzkörper

Ein Ersatzkörper, im Folgenden als Impaktor bezeichnet, ist für den Prüfstand erforderlich, um eine ähnliche Deformation in der B-Säule zu erzielen, wie in der Gesamtfahrzeugsimulation. Dieser Impaktor muss somit den indirekten Kraftfluss

über Türen und Türaufprallträger in die B-Säule abbilden können. Der Impaktor darf nicht nur starr sein, sondern muss in gewissen Bereichen auch elastisch sein.

a. Materialzusammensetzung

Aus der Analyse des Kontaktkraftprofils der Gesamtfahrzeugsimulation in Kapitel 6.3.5, der Betrachtungen des Einflusses der Türe in Kapitel 6.4.5 und dem Aufbau der originalen Barriere legt nahe, dass der Impaktor auch unterschiedliche Steifigkeiten aufweisen muss. Der Impaktor wird daher aus unterschiedlichen Materialien zusammengesetzt. Als „starres“ Material kommt ein Baustahl mit der Bezeichnung S235 zum Einsatz [68]. Als „deformierbares“ Material wird expandierendes Polypropylen (EPP) verwendet. EPP ist ein Polypropylen-Schaumstoff aus expandierten, vorwiegend geschlossenzelligen Schaumstoffpartikeln. Die normalerweise in loser Schüttung angelieferten Partikel werden durch Schäumautomaten zu Formteilen unterschiedlichster Art verarbeitet. EPP kann in Formdichte von 20 – 500 kg/m³ hergestellt werden (vgl. [69]). EPP wird im Fahrzeugbau vor allem für den Fußgängerschutz verwendet (vgl. [70]), jedoch mittlerweile auch in vielen anderen Bereichen im Automobilbau, wie in Abbildung 81 ersichtlich (vgl. [71]).

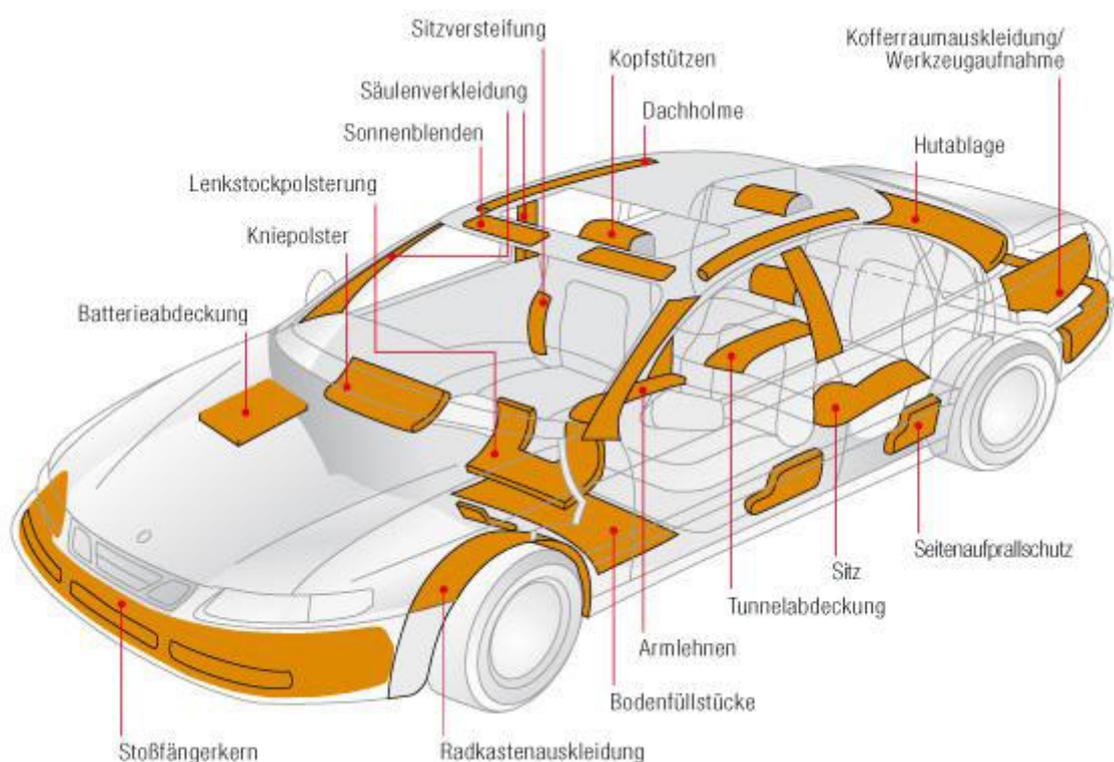


Abbildung 81: Anwendungen von Neopolen P (EPP) im Automobilbau (vgl. [71])

Beim Impaktor werden EPP Schäume mit unterschiedlicher Dichte verwendet, EPP mit 70, 140 und 220 kg/m³. Der Impaktor kann somit aus 4 unterschiedlichen Materialsteifigkeiten aufgebaut werden. Eine weitere Verfeinerung bzw. die Verwendung von weiteren Materialien wäre technisch machbar, führt jedoch zu

einem wesentlich komplexeren Aufbau und teurer Fertigung, bringt aber keine Ergebnisverbesserung.

Des Weiteren wird auch auf die Türscharniere verzichtet, da der Aufprall des Impaktors auf die Türscharniere eine lokal hohe Deformation herbeiführen würde, ähnlich dem Bumper der originalen IIHS Barriere (siehe Kapitel 6.4.5.1), da die restliche B-Säule erst wesentlich später in Kontakt mit dem Impaktor kommen würde. Der Einfluss der Türscharniere kann jedoch mittels des Impaktors nachgebildet werden.

b. Impaktorkontur

Die Kontur des Impaktors ist neben der Materialzusammensetzung der zweite wesentliche Bestandteil für ein gutes Ergebnis. Als Ausgangsbasis wird dabei die Enddeformation aus der Gesamtfahrzeugsimulation herangezogen. Es wird also die äußere Deformationskontur der B-Säule zu diesem Zeitpunkt für die Außenkontur des Impaktors verwendet, wie in Abbildung 82 dargestellt, um die Enddeformation der B-Säule im Komponentenprüfstand aufzuprägen.

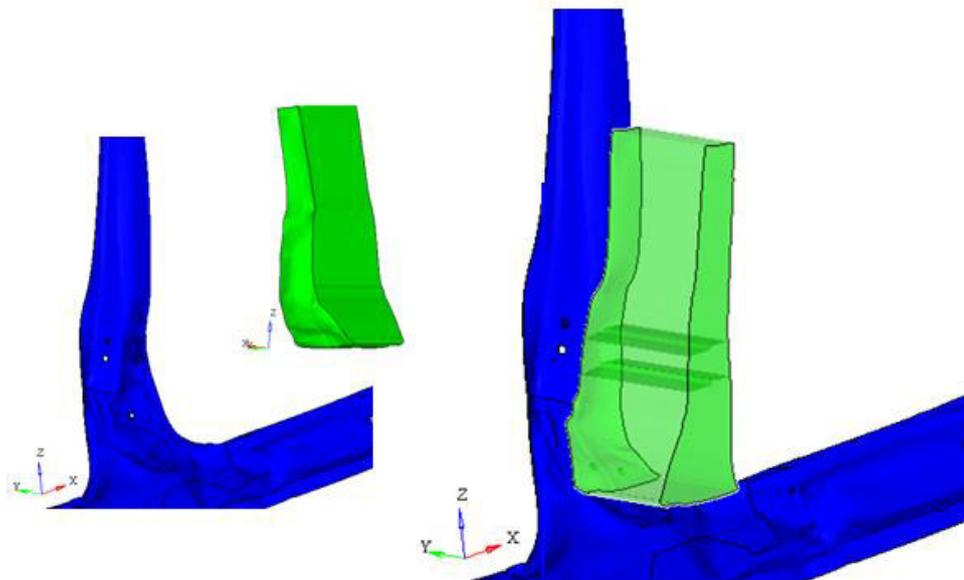


Abbildung 82: blau - Enddeformation der B-Säule aus der GF Simulation; grün: erster Ansatz der Impaktorkontur

c. Kontaktkraftprofil

Die Ermittlung des Kontaktkraftprofils wurde bereits in Kapitel 6.2.5 erläutert. Für die Entwicklung des Impaktors ist es notwendig zu wissen, in welchen Bereichen eine hohe Steifigkeit und in welchen eine geringere Steifigkeit benötigt wird. Außerdem ist auch der zeitliche Aspekt entscheidend, um den zeitlichen Verlauf der Deformation nachbilden zu können. D.h. es gibt Bereiche, in denen ein erhöhter Kraftanstieg erst später im Zuge der Deformation auftreten soll, was bei der Zusammensetzung des Impaktors mitberücksichtigt werden muss.

In Abbildung 83 sind 4 Entwicklungsstufen des Impaktors dargestellt. Die Kontur der Variante 1 stellt die Enddeformation der B-Säule dar und besteht aus EPP 140, und Stahl. Variante 2 ist ähnlich Variante 1, jedoch mit einer größeren Impaktorbreite. Variante 3 besteht zur Gänze aus EPP Schaum mit unterschiedlichen Dichten und die Kontur ist an die von Variante 2 angelehnt, wobei die Kontur von Variante 3 aus Fertigungsgründen vereinfacht wurde. Die Kontur der Variante 4 ist der Kontur von Variante 3 ähnlich (nur die Kante in der Frontmitte wurde abgerundet), die Materialzusammensetzung unterscheidet sich jedoch wesentlich.

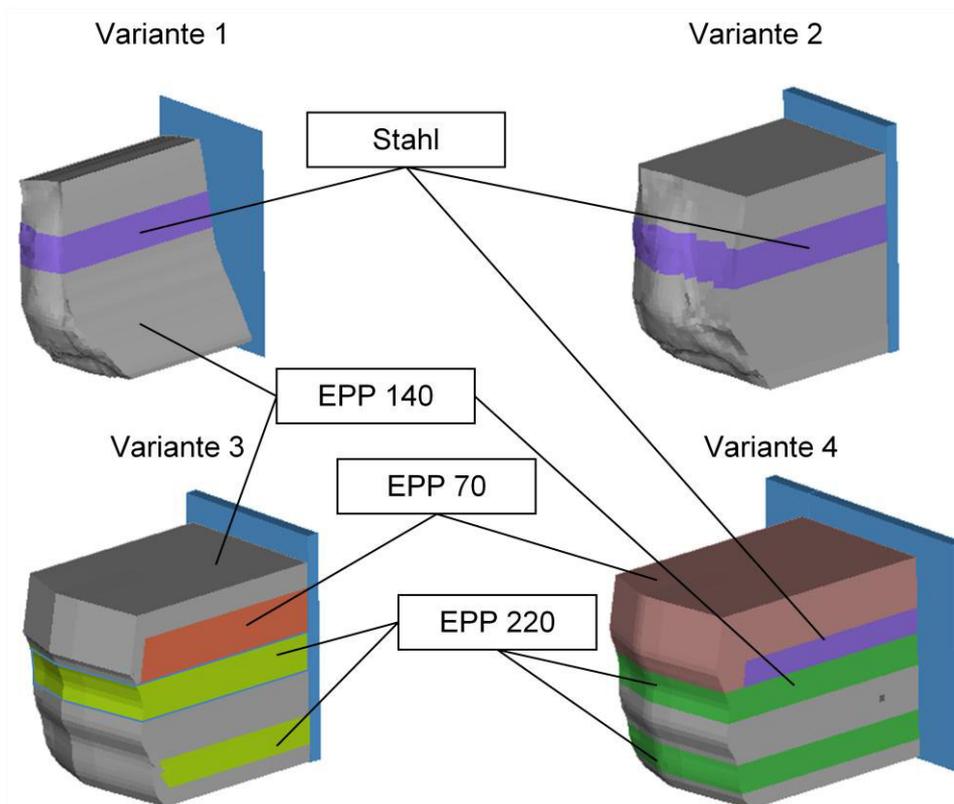


Abbildung 83: Entwicklungsvarianten des Impaktors (EPP 70 bedeutet eine Dichte von 70 kg/m³, EPP 140 eine Dichte von 140 kg/m³ und EPP 220 eine Dichte von 220 kg/m³)

Abbildung 84 zeigt die Kontaktkraftprofile der vier Impaktorvarianten im Vergleich mit der Gesamtfahrzeugsimulation. Die hohe Belastung zwischen 0 – 100 mm z_absolut (siehe Abbildung 44) ist mit keiner Impaktorvariante nachstellbar. Die Varianten 1 und 2 haben ein gleichmäßiges und geringes Kraftniveau und zeigen keine gute Übereinstimmung mit der Gesamtfahrzeugsimulation. Variante 3 zeigt im Bereich 0 – 100 mm und im Bereich 300 – 400 mm ein höheres Kraftniveau in den einzelnen Zeitbereichen, jedoch sind die Kraftniveaus viel geringer als in der Gesamtfahrzeugsimulation. Variante 4 zeigt im Bereich zwischen 300 – 400 mm ein hohes Kraftniveau, welches gerade im Zeitbereich zwischen 10 – 20 ms sehr gut mit der Gesamtfahrzeugsimulation übereinstimmt. Im Bereich zwischen 0 – 100 mm zeigt die Variante 4 auch in der Anfangsphase ein höheres Kraftniveau. Variante 4 zeigt die beste Übereinstimmung mit der Gesamtfahrzeugsimulation und wird daher ausgewählt. Eine bessere Übereinstimmung der Kontaktkraftprofile zu späteren

Zeitbereichen ist nur bedingt möglich, da ab ca. 25 ms ein weiterer Lastpfad zu tragen kommt und somit die Energie nicht mehr alleine durch die B-Säule aufgenommen wird. Die genaue Erklärung dieses zusätzlichen Lastpfades erfolgt im nächsten Kapitel.

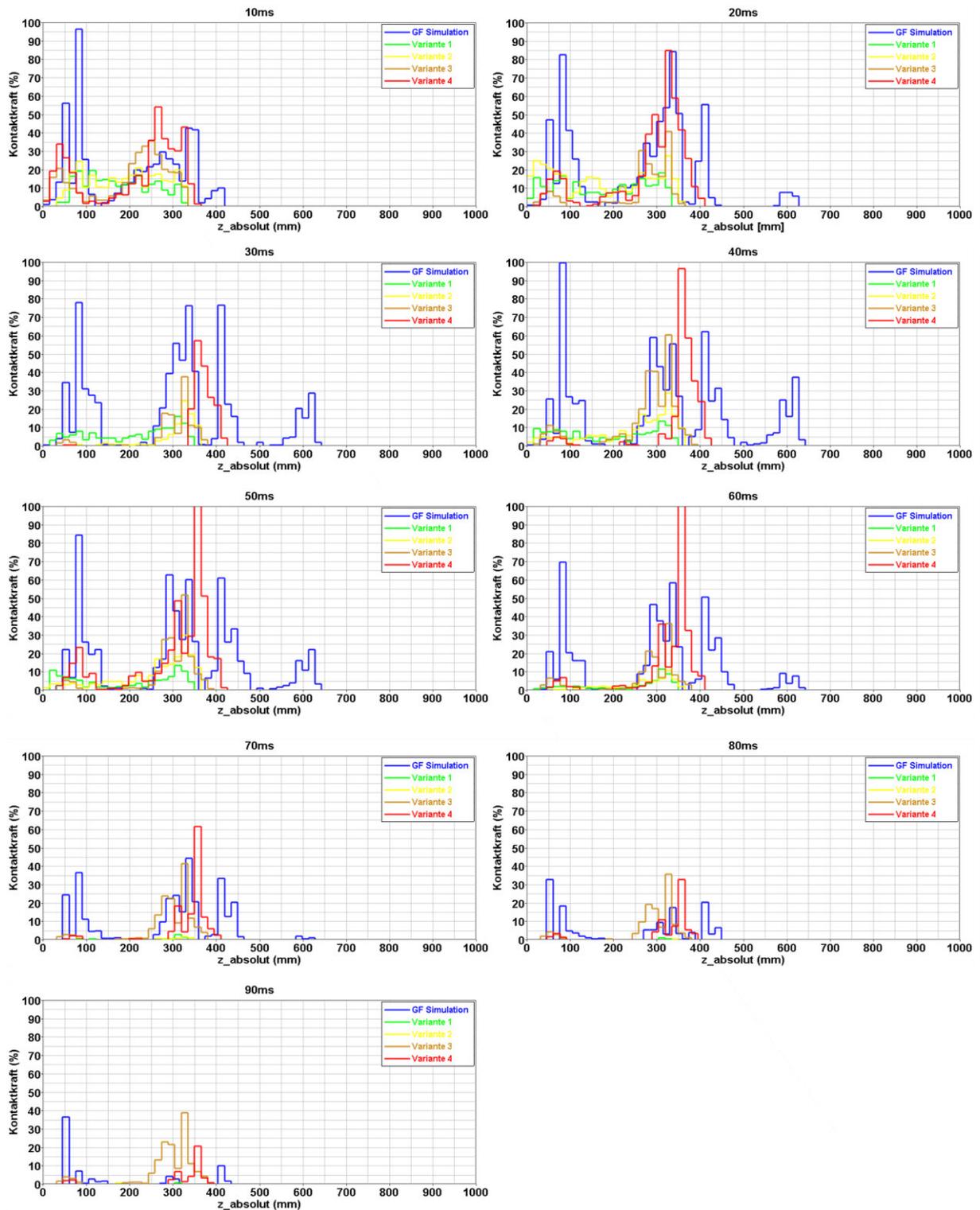


Abbildung 84: Kontaktkraftprofile der vier Impaktorvarianten

6.4.6 Barrierewagen

Der originale Barrierewagen nach IIHS hat eine Masse (m) von 1500 kg. Es ist dieselbe Geschwindigkeit (v) wie im Gesamtfahrzeugversuch zu wählen (50 km/h), um die Forderung nach gleichen Dehnraten zu erfüllen. Dies führt jedoch dazu, dass nicht der originale Barrierewagen mit derselben Masse verwendet werden kann, da der Energieeintrag zu groß wäre. Die kinetische Energie bei einem Gesamtfahrzeugversuch errechnet sich wie folgt:

Formel 5: Berechnung der kinetischen Energie des Gesamtfahrzeugversuches

$$E_{Kin} = \frac{m * v^2}{2} = \frac{1500 * \left(\frac{50}{3,6}\right)^2}{2} = 145kJ$$

Eine Gewichtsreduktion des Barrierewagens ist notwendig, um denselben Energieeintrag in die B-Säule zu erzielen. Durch Verringerung der Barrierenmasse kann dieselbe Verformungsenergie in der B-Säule im Komponentenprüfstand erzielt werden wie in der Gesamtfahrzeugsimulation. Mit einem Gewicht von 160 kg ergibt sich eine ähnliche Verformungsenergie in der B-Säule wie in der Gesamtfahrzeugsimulation (siehe Abbildung 85). Mit der Barrierenwagenmasse von 160 kg und der Geschwindigkeit von 50 km/h ergibt sich eine kinetische Energie mit

Formel 6: Berechnung der kinetischen Energie bei einer Barrierenmasse von 160 kg

$$E_{Kin} = \frac{m * v^2}{2} = \frac{160 * \left(\frac{50}{3,6}\right)^2}{2} = 15kJ$$

Die Verformungsenergie der B-Säule ist geringer, der Rest der Energie geht in Verformungsenergie in den Impaktor über.

Da jedoch kein Barrierewagen mit einer so geringen Masse entwickelt werden kann, welcher die Belastungen im Zuge der Versuche standhält, wird eine höhere Barrierenwagenmasse von 550 kg gewählt. Damit kann ein Barrierewagen entwickelt werden, welcher den Belastungen standhält. Mit dieser Masse ergibt sich dann eine kinetische Energie von

Formel 7: Berechnung der kinetischen Energie bei einer Barrierenmasse von 550 kg

$$E_{Kin} = \frac{m * v^2}{2} = \frac{550 * \left(\frac{50}{3,6}\right)^2}{2} = 53kJ$$

Im Vergleich zur kinetischen Energie im Gesamtfahrzeugversuch ergibt sich eine um fast 2/3 geringere kinetische Energie. Jedoch im Vergleich zur kinetischen Energie bei einer Barrierenwagenmasse von 160 kg, ist die kinetische Energie bei einer Barrierenwagenmasse von 550 kg um ein vielfaches höher. Zur Vermeidung einer nicht gewünschten Überbelastung der B-Säule darf somit nur ein Teil der Energie in die B-Säule gehen. Die restliche Energie muss über andere Bauteile abgeführt

werden. Zu diesem Zwecke wird ein Deformationselement eingebaut, welche diese Restenergie durch plastische Deformation in Verformungsenergie umwandelt. Dieses System wird im Folgenden als 2. Lastpfad bezeichnet.

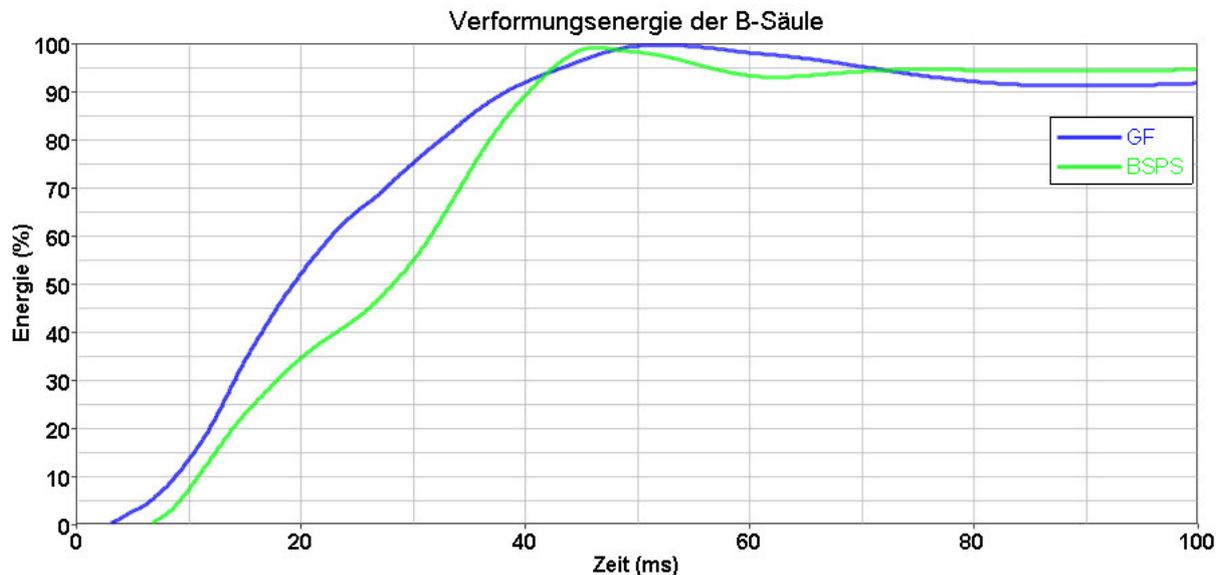


Abbildung 85: Verformungsenergie B-Säule Gesamtfahrzeugsimulation (GF)- und B-Säulen Prüfstandssimulation (BSPS)

Als Deformationselemente eignen sich Komponenten, welche z.B. durch Verformung Energie umwandeln können. Ein Beispiel sind Biegeblechbremsen, welche im Komponentenprüfstand des Institutes für Kraftfahrwesen Aachen im Kapitel 4.1 dargestellt sind. Biegeblechbremsen finden auch als Bremsen in Crashanlagen Anwendung (vgl. [72]). Biegeblechbremsen haben jedoch den Nachteil, dass sie einen großen Platzbedarf benötigen.

Eine andere Möglichkeit ist die Verwendung von Stauchrohren (vgl. [73], [74]). Dabei wird ein Rohr achsial belastet und plastisch deformiert. Das Rohr kann dabei unterschiedliche geometrische Querschnitte aufweisen, wobei am häufigsten kreisförmige, quadratische oder hexagonale Querschnitte verwendet werden. In Abbildung 86 sind mögliche Faltenmuster von kreisförmigen Stauchrohren dargestellt (vgl. [76]). In dieser Abbildung ist auch ersichtlich, dass zu Beginn des Stauchprozesses eine wesentlich höhere „Initialkraft“ benötigt wird, bis der Falprozess beginnt. Um diese Initialkraft zu senken, gibt es unterschiedliche Möglichkeiten, wie z.B. eine entsprechende Wärmebehandlung oder aber eine Schwächung des Querschnittes mittels Anbringung von Bohrungen oder Sicken (vgl. [75]). Ein wesentlicher Vorteil von Stauchrohren ist, dass Standardmaterial und – halbzeuge verwendet werden können. Aufgrund dieser Vorteile werden daher Stauchrohre als Deformationselemente für den 2. Lastpfad verwendet.

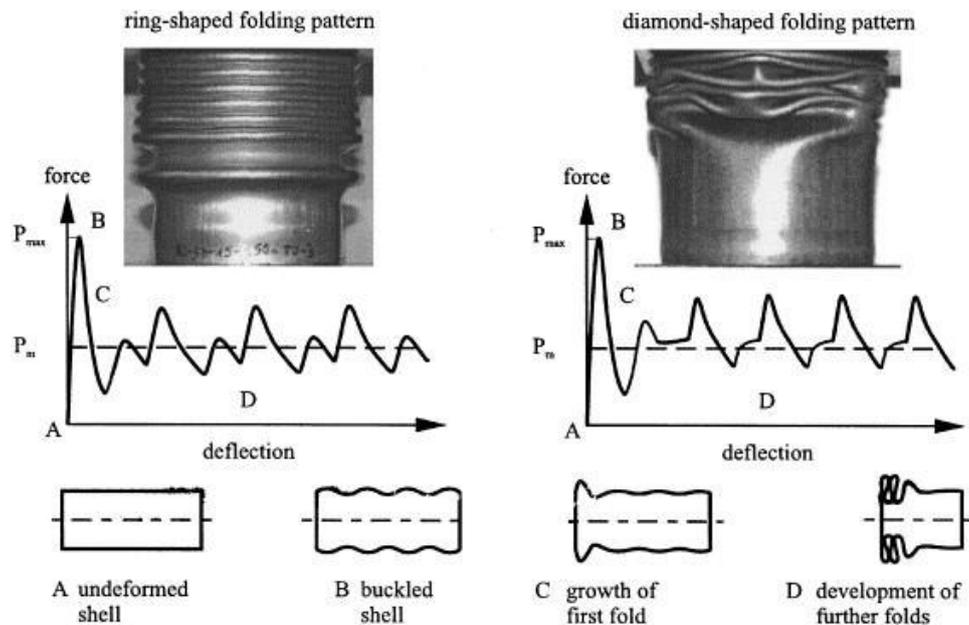


Abbildung 86: Knick- und Faltprozess (ring- und rautenförmige Faltenmuster) (vgl. [76])

6.4.6.1 Randbedingungen

Für die Entwicklung eines geeigneten Barrierewagens sind Randbedingungen zu erfüllen, welche sich einerseits aus den Gegebenheiten der Versuchseinrichtung und andererseits aus den Anforderungen des Prüfstandes ableiten.

Die Versuchseinrichtung (siehe Kapitel 7.1) verfügt über eine Seilzuganlage als Beschleunigungseinheit, wodurch der Barrierewagen eine Zugeinrichtung (Anbindung an die Seilzuganlage) aufweisen muss.

Im Zuge eines Versuches sind Messgrößen aufzuzeichnen, um den Versuch entsprechend evaluieren und validieren zu können. Für die Messdatenaufzeichnung ist ein entsprechender Platz am Barrierewagen vorzusehen.

Die Front des Barrierewagens muss so gestaltet werden, dass der Impaktor positioniert und befestigt werden kann. Es ist darauf zu achten, dass der Impaktor beliebig in Hoch- und Querrichtung verstellbar befestigt werden kann.

Wie im vorherigen Kapitel beschrieben ist ein 2. Lastpfad notwendig. Der Barrierewagen muss daher so konzipiert werden, dass dieser 2. Lastpfad entsprechend ausgelöst werden kann.

Der Barrierewagen muss den auf ihn einwirkenden Belastungen standhalten. Zur Absicherung wird der Prüfstand nicht nur mit den durch die Prüfungen erfahrenen Belastungen überprüft, sondern auch mit einem Misuse Lastfall abgesichert. Das Auftreffen des Barrierewagens mit 50 km/h auf den Prüfstand, ohne eingespannter B-Säule, dient als Misuse Lastfall, d.h. der Barrierewagen erfährt eine höhere Belastung, da keine Energie in den Prüfling geht.

7 Hardwareumsetzung des Prüfstandes

Im vorangegangenen Kapitel sind alle Entwicklungen bzw. Randbedingungen der einzelnen Baugruppen erläutert. In diesem Kapitel wird nun auf die wesentlichen Bauteile und deren Umsetzung in Hardware (Konstruktion und Fertigung) genauer eingegangen und abschließend dieser Konstruktionsstand auch in der Simulation nachgezogen und simuliert.

7.1 Prüfstandsumgebung

Bevor auf die einzelnen Baugruppen eingegangen wird, erfolgt zunächst die Erklärung der Prüfstandsumgebung, in welcher der B-Säulenprüfstand aufgebaut und die Versuche durchgeführt werden. Der Prüfstand soll an der Gesamtfahrzeugcrashanlage des Instituts für Fahrzeugsicherheit der Technischen Universität Graz (siehe Abbildung 87) aufgebaut werden.

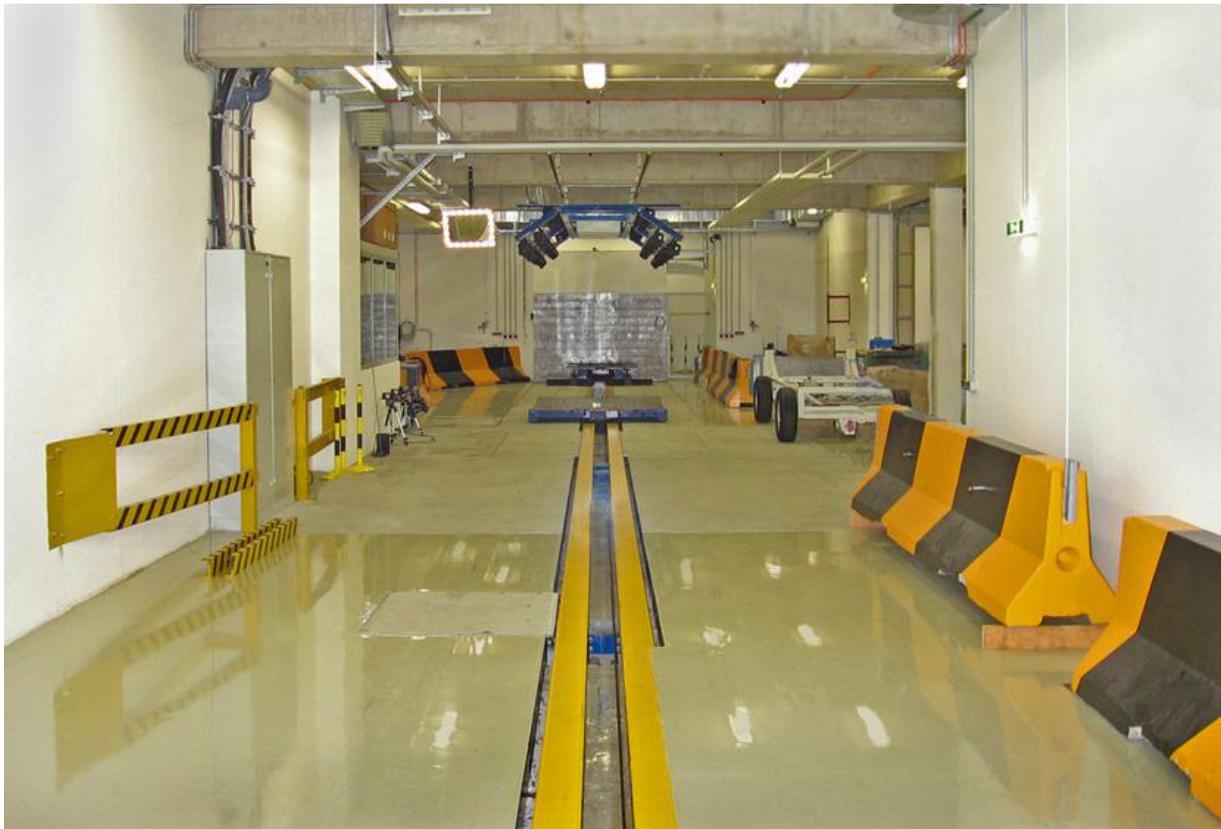


Abbildung 87: Gesamtfahrzeugcrashanlage am Institut für Fahrzeugsicherheit der TU Graz

Die Crashanlage hat eine Seilzuganlage zur Beschleunigung von Fahrzeug oder Barrierewagen. Das Seil läuft dabei zwischen zwei I-Trägern (gelb in der Abbildung 87), am Ende der Anlage befindet sich ein von der restlichen Gebäudestruktur entkoppelter Crashblock, auf welchem eine Stahlplatte mit einer Abmessung von 3000 mm x 2000 mm x 30 mm angebracht ist. Diese Stahlplatte hat einen

Lochbildraster von 100 mm x 100 mm mit M20 Gewinden. Damit können etwaige Prüfstandskomponenten befestigt werden.

Direkt vor dem Crashblock befindet sich eine Grube, welche ebenfalls die Möglichkeit bietet, Bauteile zu montieren oder aber eine zusätzliche Kamera anzubringen, für eine Ansicht von unten (Abbildung 88).

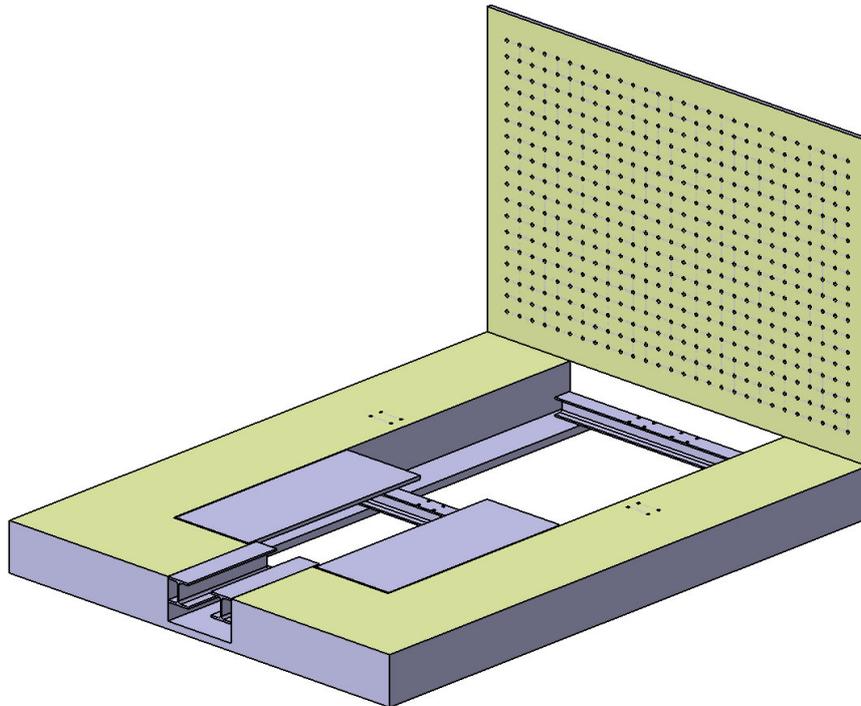


Abbildung 88: Stahlplatte am Crashblock und Grube vor Crashblock

7.2 Schwelleranbindung

Die Freiheitsgrade, welche für die Schwelleranbindung zu berücksichtigen sind, wurden in Kapitel 6.4.3 erläutert. Das Resümee war, dass eine Abbildung der Rotation um die Fahrzeug X-Achse sowie eine Rotationssteifigkeit um die X-Achse notwendig ist. Weitere Betrachtungspunkte, welche umgesetzt werden müssen, ergeben aus der Aufgabenstellung in Kapitel 2. Diese seien hier nochmals kurz zusammengefasst:

- universelle Einsetzbarkeit für unterschiedliche Lastfälle
- universelle Einsetzbarkeit für alle Fahrzeuggrößen
- einfache Handhabung
- kostengünstiger Aufbau bzw. schnelle Rüstzeiten

Die ersten beiden Forderungen implizieren eine flexible Befestigung der Schwelleranbindung, sodass diese beliebig an der Stahlplatte des Crashblocks montiert werden kann. Dies kann am einfachsten mittels einer Adapterplatte, welche Langlöcher mit 100 mm Länge zur Befestigung aufweist, umgesetzt werden. Da die

Stahlplatte des Crashblocks ein Lochbildraster von 100 mm x 100 mm aufweist, ist somit eine stufenlose Verstellung der Schwelleranbindung in X-Richtung möglich.

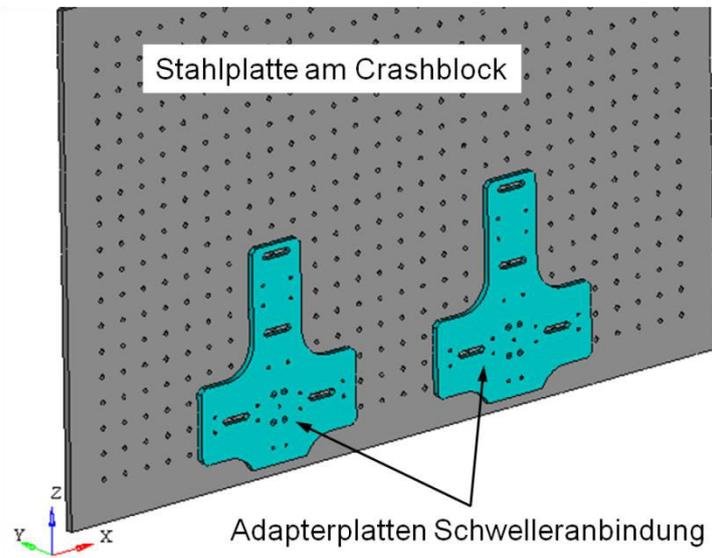


Abbildung 89: Adapterplatten zur Befestigung der Schwelleranbindung an die Stahlplatte des Crashblocks

Die Umsetzung der Rotation um die X-Achse bzw. der Abbildung der Rotationssteifigkeit erfolgt mittels eines Sechskantstabes. Dieser kann an den Enden über den Sechskant gespannt werden und durch abdrehen des Sechskants in der Mitte kann die Rotationssteifigkeit geändert werden.

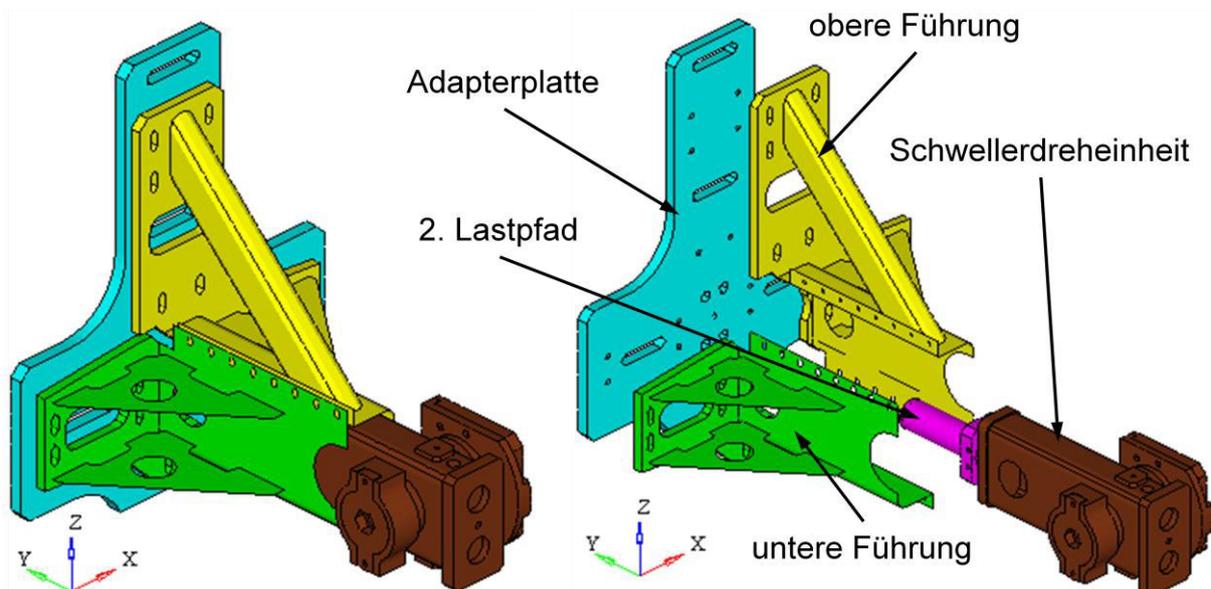


Abbildung 90: Schwelleranbindung komplett (links) und separate in den einzelnen Unterbaugruppen (rechts)

Abbildung 90 zeigt die Baugruppe Schwelleranbindung mit der Adapterplatte, welche zur Befestigung der kompletten Schwelleranbindung an die Stahlplatte des Crashblocks dient. Die weiteren Unterbaugruppen sind dabei die

Schwellerdreheinheit, der zweite Lastpfad, sowie die obere und untere Führung der Schwellerdreheinheit.

In den folgenden Kapiteln werden die einzelnen Unterbaugruppen erläutert, wobei keine Unterscheidung in linke und rechte Schwelleranbindung erfolgt. Die linke und rechte Schwellereinheit sind spiegelverkehrt, aber ansonsten ident ausgeführt.

7.2.1 Unterbaugruppe Schwellerdreheinheit

Die Schwellerdreheinheit muss die Verdrehung und Einstellung der Rotationssteifigkeit ermöglichen. Dies ist über einen Torsionsstab, welcher als Sechskant ausgeführt ist, umgesetzt. Der Sechskant ist an beiden Enden eingespannt. Ein Ende ist dabei mit dem Schweller verbunden und kann sich mit drehen, das andere Ende ist fix eingespannt (siehe Abbildung 91). Durch Abdrehen des Torsionsstabes in der Mitte kann die Rotationssteifigkeit abgebildet werden. Als Maß für den Sechskant wird ein Eckmaß gewählt, welches groß genug ist, um kein Verdrehen zu ermöglichen, falls dies bei B-Säulen aus anderen Fahrzeugen oder anderen Lastfällen notwendig wäre.

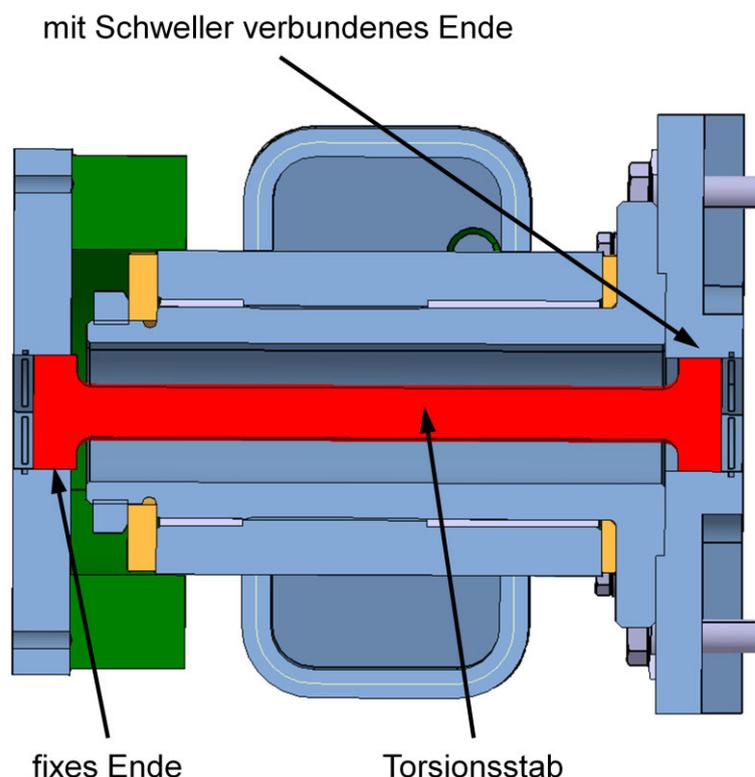


Abbildung 91: Schwellerdreheinheit

Aufgrund der Forderung nach kostengünstigem Aufbau bzw. schneller Rüstzeit ist darauf zu achten, dass ein Sechskant gewählt wird, welcher als Halbzeug bei Stahlherstellern gekauft werden kann. Analog zu Kapitel 6.2.2 werden auch im Schweller Schnittgrößen bei der Gesamtfahrzeugsimulation eingeführt, um das maximale Moment um die Y-Achse zu ermitteln, welches bei ca. 6000 Nm liegt. Der

Sechskant soll jedoch wesentlich mehr Widerstand bieten können, um der Forderung nach universeller Einsetzbarkeit für unterschiedliche Fahrzeuge und Lastfälle erfüllen zu können. Es wird daher, nach Rücksprache mit dem Industriepartner, eine Sicherheit von 2 gewählt, welche ausreichend ist, um auch bei anderen Fahrzeugkonzepten kein Verdrehen einstellen zu können. Der Verdrehwinkel berechnet sich wie folgt, wobei T das Torsionsmoment, L die Stablänge, G der Schubmodul und I_T das Torsionsträgheitsmoment ist.

Formel 8: Berechnung des Verdrehwinkels infolge einer Torsionsbeanspruchung

$$\varphi = \frac{T * L}{G * I_T}$$

Bei Annahme von einem sehr kleinen Verdrehwinkel von 5° , dem Schubmodul von Stahl mit 79,3 GPa und der Stablänge von 225mm ergibt sich daraus dann das Torsionsträgheitsmoment mit:

Formel 9: Berechnung des Torsionsträgheitsmomentes

$$I_T = \frac{T * L}{G * \varphi} = 195.080 \text{ mm}^4$$

Mit Berücksichtigung der Sicherheit ergibt sich somit ein Torsionsträgheitsmoment von 390.160 mm^4 .

Generell errechnet sich das Torsionsträgheitsmoment wie folgt:

Formel 10: Berechnung des Torsionsträgheitsmoment

$$I_T = I_y + I_z$$

wobei I_y und I_z die axialen Flächenträgheitsmomente um die y- und z-Achse sind. I_y errechnet sich wie folgt (Bezeichnung siehe auch Abbildung 92):

Formel 11: Berechnung des axialen Flächenträgheitsmoment eines regelmäßigen n-Ecks

$$I_y = \frac{n}{96} * a^4 * \frac{2 + \cos \alpha}{(1 - \cos \alpha)^2} * \sin \alpha$$

Bei einem regelmäßigen n-Eck ist I_y um alle Achsen gleich. Somit ergibt sich das axiale Flächenträgheitsmoment wie folgt:

Formel 12: Zusammenhang des axialen Flächenträgheitsmomentes mit dem Torsionsträgheitsmomentes

$$I_y = \frac{I_T}{2} = 195.080 \text{ mm}^4$$

Daraus lässt sich nun das Eckmass aus der Formel des axialen Flächenträgheitsmomentes berechnen.

Formel 13: Eckmass aus dem axialen Flächenträgheitsmomentes

$$a = \sqrt[4]{\frac{I_y * 96 * (1 - \cos \alpha)^2}{n * (2 * \cos \alpha) * \sin \alpha}} = 24,5 \text{ mm}$$

Die Schlüsselweite s des notwendigen Sechskantstab kann berechnet werden mit:

Formel 14: Berechnung der Schlüsselweite

$$s = 2 * a * \sin \alpha = 42,4 \text{ mm}$$

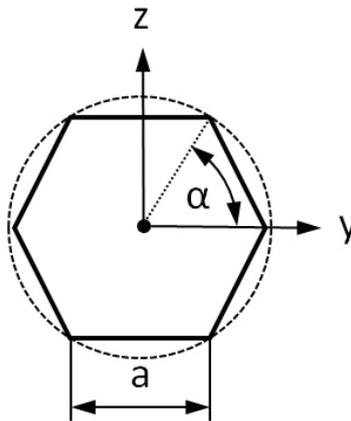


Abbildung 92: Regelmäßiges n-Eck

Lieferbare Halbzeuge gibt es mit Schlüsselweiten von 41 mm oder 46 mm. Es wird die Schlüsselweite von 41 mm gewählt, da sich dadurch ein geringerer Platzbedarf für die Schwellerdreheinheit ergibt und eine Sicherheit von 2 der Berechnung zu Grunde liegt.

Der Torsionsstab ist ein Verschleißteil und muss nach jedem Test ausgetauscht werden. Um dies einfach zu ermöglichen, kann der Torsionsstab an beiden Enden herausgezogen werden. Falls dennoch Schwierigkeiten bei der Montage bzw. Demontage auftreten, kann der Deckel am fix eingespannten Ende des Torsionsstabes abgeschraubt werden.

7.2.2 Unterbaugruppe 2. Lastpfad

Der 2. Lastpfad dient, wie in Kapitel 6.4.6 ausgeführt, zur Aufnahme der Restenergie. Aus Validierungszwecken wird im Bereich der Stauchrohre eine Kraftmessdose vorgesehen, um die Kraft im Versuch, welche über den 2. Lastpfad läuft, mit der Simulation vergleichen zu können. Als Kraftmessdose wird dabei ein 1-Komponenten-Kraftsensor mit einem Messbereich von 0 – 400 kN der Fa. Kistler verwendet [77].

Abbildung 93 zeigt die Unterbaugruppe 2. Lastpfad neben der Unterbaugruppe Schwellerdreheinheit. Das Stauchrohr, welches die Restenergie aufnehmen soll, ist in einer Platte positioniert. Aufgrund der stoßartigen Belastung muss für eine Entlüftung der im Stauchrohr befindlichen Luft gesorgt werden. Dazu sind in dieser

Platte zur Stauchrohraufnahme Entlüftungsbohrungen vorgesehen. Zwischen dieser Platte und der Schwellerdreheinheit ist die Kraftmessdose positioniert. Da die Schwellerdreheinheit in y-Richtung geführt ist, kommt somit auch nur in y-Richtung Kraft auf die Kraftmessdose, wodurch der oben erwähnte 1-Komponenten-Kraftsensor eingesetzt werden kann. In der Abbildung 93 sind auch noch zwei kleine Stauchrohre zu sehen. Wenn der 2. Lastpfad initiiert wird, entstehen stoßartig große Kraftspitzen, welche einerseits den Prüfstand hoch belasten und andererseits auch auf die Kraftmessdose wirken. Um diesen ersten großen Kraftpeak abzuschwächen, sind die kleinen Stauchrohre (kleinerer Durchmesser und Wandstärke) vorgesehen.

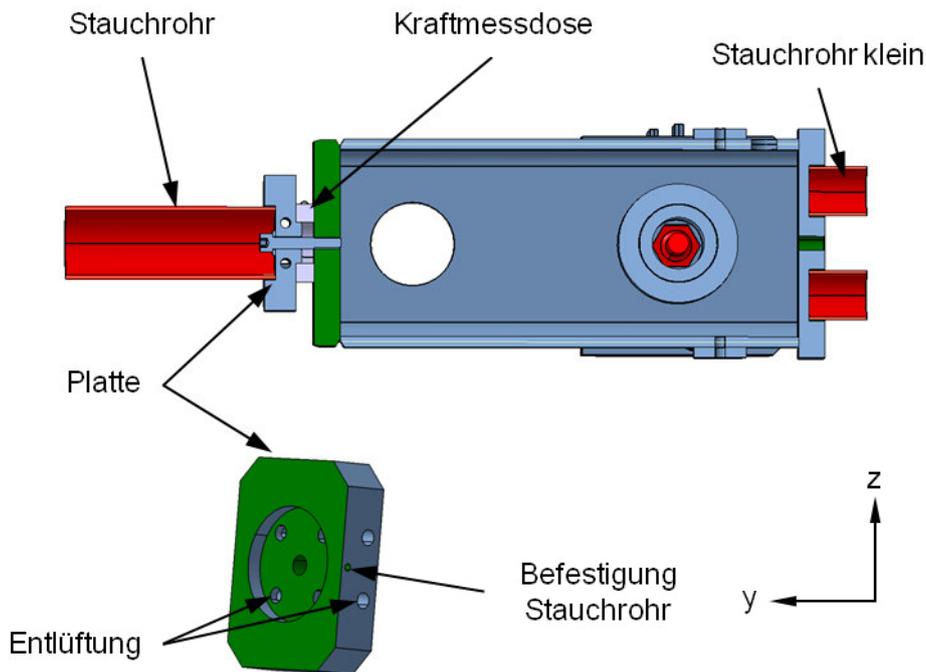


Abbildung 93: Unterbaugruppe 2. Lastpfad

Ein Wechsel der kleinen Stauchrohre kann einfach erfolgen, da diese freiliegend vorne positioniert sind. Die ganze Unterbaugruppe liegt freiliegend in der Führung, kann einfach nach vorne herausgezogen und die Stauchrohre schnell und einfach gewechselt werden.

7.2.3 Unterbaugruppe obere Führung der Schwellerdreheinheit

Die obere Führung der Dreheinheit ist in Abbildung 94 dargestellt. Diese Einheit ist über Platten mit der Adapterplatte verbunden. Um die universelle Einsetzbarkeit zu gewährleisten, sind auch hier Langlöcher vorgesehen, wobei die Langlöcher in Z-Richtung ausgeführt sind. Eine Verschiebung ist in Summe um 40 mm möglich. Dies ist ausreichend, da die B-Säule im Prüfstand in Bezug auf die Höhe in Z-Richtung immer ident aufgebaut werden muss, um den 2. Lastpfad initiieren zu können. Außerdem kann der Impaktor in der Höhe verstellt werden.

Bei den Bereichen, wo die Adapterplatte an die Stahlplatte am Crashblock geschraubt ist, sind Ausnehmungen vorgesehen, um die komplette Schwelleranbindung verschieben und einrichten zu können.

Zur Abstützung der Führung dienen einerseits ein Formrohr und andererseits zwei Stegbleche, welche beide mit der Platte verschweißt sind.

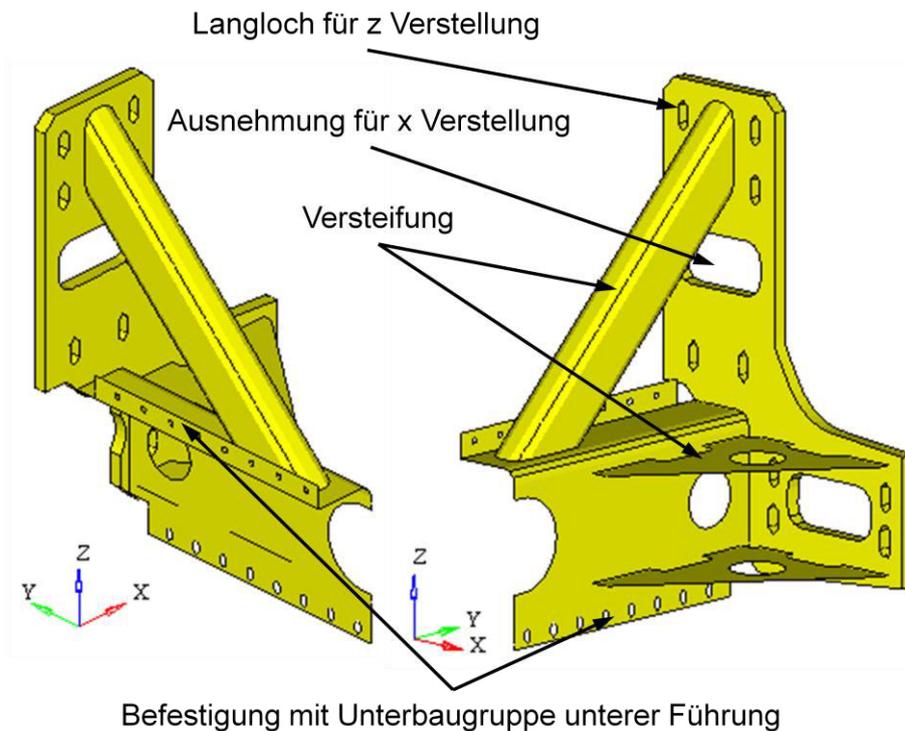


Abbildung 94: Unterbaugruppe obere Führung der Schwellerdreheinheit

Die Befestigung mit der Unterbaugruppe untere Führung erfolgt mittels mehrerer Schrauben. Diese Führung ist aus zwei Gründen geteilt ausgeführt. Einerseits ist es möglich die Führung exakt einzustellen bzw. falls notwendig über Langlöcher und Zwischenbleche nachzujustieren, und andererseits kann die Einheit aufgeschraubt werden, sollte die Führung klemmen und nicht herausgezogen werden können, um das Stauchrohr zu wechseln.

7.2.4 Unterbaugruppe untere Führung der Schwellerdreheinheit

Die Unterbaugruppe untere Führung der Schwellerdreheinheit ist ähnlich aufgebaut, wie die obere Führung der Schwellerdreheinheit. Auch diese Baugruppe weist Langlöcher für die Z-Verstellung auf, sowie eine Ausnehmung für die X-Verstellung. Darüber hinaus sind ebenfalls Versteifungsrippen angebracht.

Die Verbindung mit der Unterbaugruppe obere Führung der Schwellerdreheinheit ist gegengleich ausgeführt, sodass eine einfache und sichere Verbindung möglich ist.

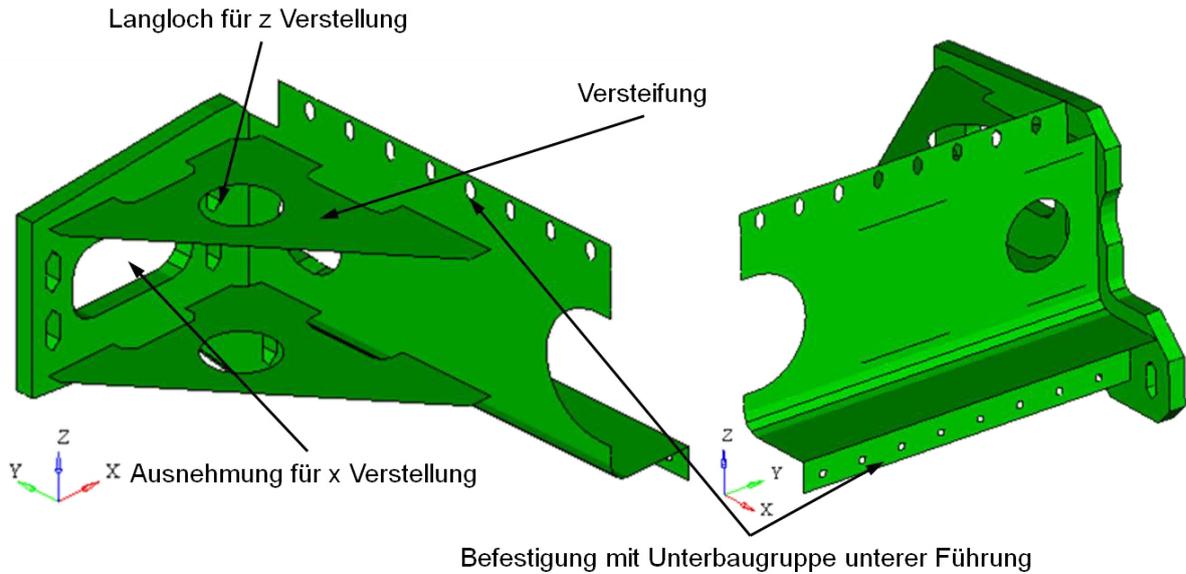


Abbildung 95: Unterbaugruppe untere Führung der Schwelldreheinheit

7.2.5 Hilfskomponenten der Schwellereinheit

Zusätzlich zu den bereits erwähnten Komponenten gibt es ein paar weitere Bauteile, welche entweder aus Montagezwecken angebracht sind, oder zur Absicherung dienen.

Abbildung 96 zeigt die zusammengesetzten Unterbaugruppen der Schwellereinheit. Zusätzlich ist in dieser Abbildung auch die Wegbegrenzung dargestellt, welche als Endanschlag dient, bevor die Dreheinheit die Führung berührt. Am oberen Ende dieser Wegbegrenzung ist ein M16 Gewinde vorgesehen, in welches ein Montagehaken geschraubt werden kann, damit die Dreheinheit mittels eines Kranes transportiert werden kann.

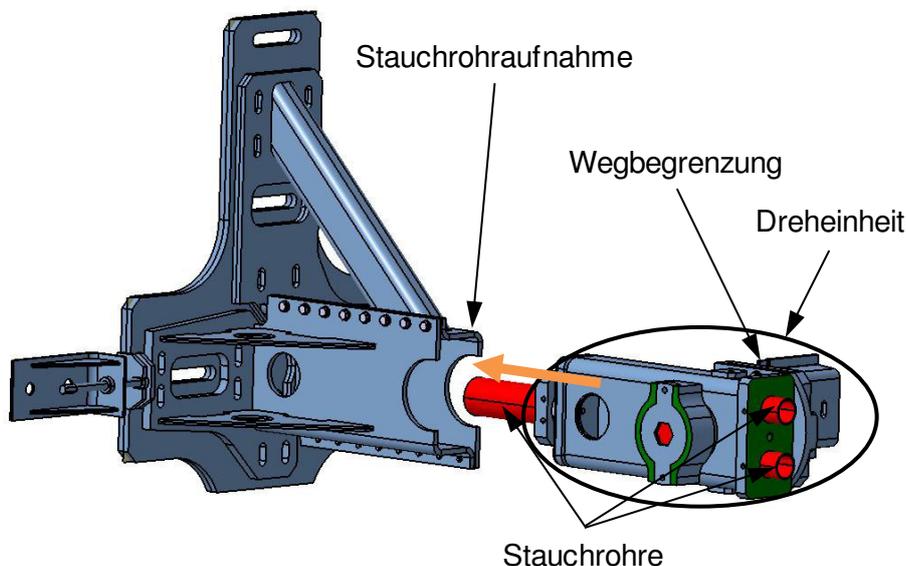


Abbildung 96: Wechsel des Stauchrohres

Da die Schwellereinheit eine Masse von ca. 200 kg aufweist, sind zur genauen Positionierung auf der Stahlplatte des Crashblockes sogenannte Einstellblöcke vorgesehen. Diese sind einerseits an der Stahlplatte befestigt und andererseits mittels einer Gewindespindel mit der Schwellereinheit verbunden. Durch die Gewindespindel kann die Einheit stufenlos positioniert werden.

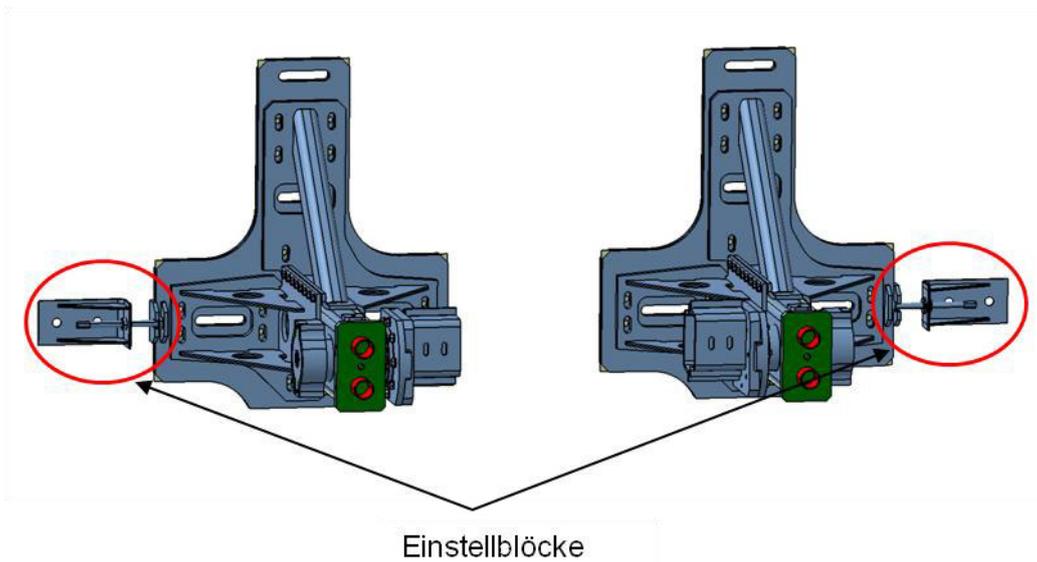


Abbildung 97: Einstellblöcke der Schwellereinheiten

7.3 Dachrahmenanbindung

Die Freiheitsgrade, welche für die Dachrahmenanbindung zu berücksichtigen sind, wurden bereits im Kapitel 6.4.4 erläutert. Diese sind die Rotation um die X-Achse, sowie eine Translation entlang der Z-Achse. Abbildung 98 zeigt die konstruktive Umsetzung der Dachrahmenanbindung.

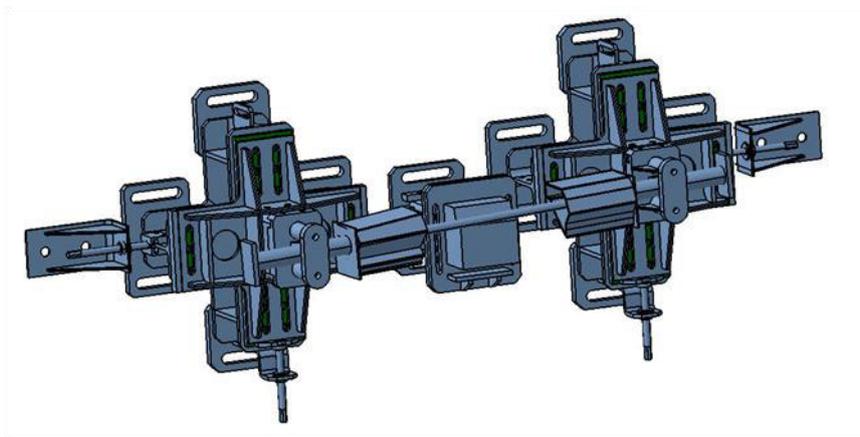


Abbildung 98: Dachrahmenanbindung

Die einzelnen Unterbaugruppen der Dachrahmenanbindung sind in Abbildung 99 ersichtlich (rechts in Explosionsdarstellung). Die Dachrahmenanbindung setzt sich

aus der Adaptereinheit, der Einstelleinheit, der Dachrahmenaufnahme und der Dachrahmenabstützung zusammen.

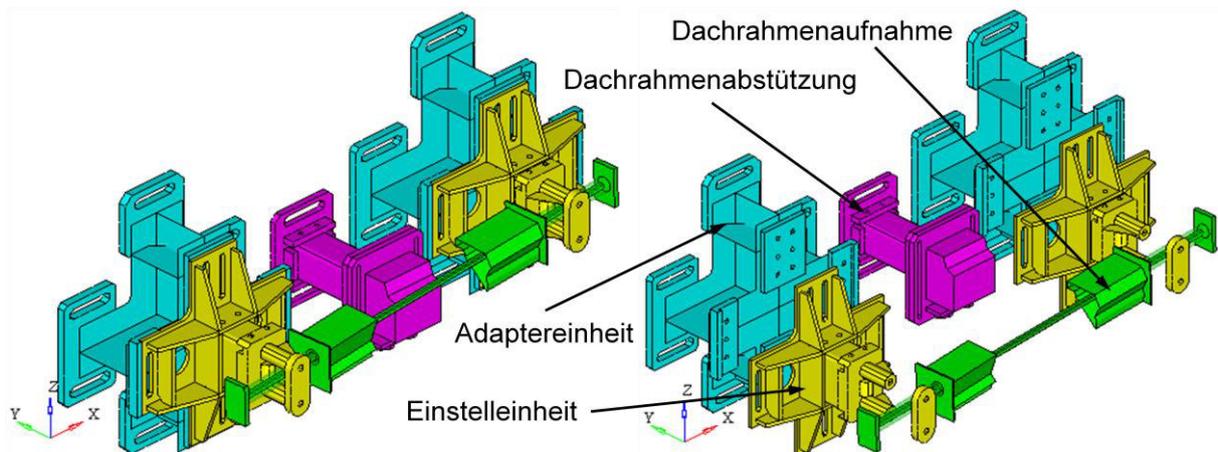


Abbildung 99: Dachrahmenanbindung komplett (links) und Explosionsdarstellung der einzelnen Unterbaugruppen (rechts)

In den folgenden Kapiteln werden nun die einzelnen Unterbaugruppen erläutert und deren Funktionen beschrieben.

Da die Einheiten links und rechts ident ausgeführt sind, wird auf diese nicht separat eingegangen.

7.3.1 Unterbaugruppe Dachrahmen Adaptereinheit

Die Unterbaugruppe Adaptereinheit ist in Abbildung 100 dargestellt. Wie bei der Adapterplatte der Schwelleranbindung ist auch diese Einheit direkt an die Stahlplatte des Crashblocks geschraubt. Um der universellen Einsetzbarkeit Rechnung zu tragen, sind Langlöcher mit 100 mm vorgesehen, damit eine stufenlose Verstellung in X-Richtung möglich ist. Die Befestigung der Einstelleinheit wird über mehrere Gewinde ermöglicht, wobei eine Führung in Z-Richtung zur leichteren Positionierung vorgesehen ist.

Zwischen den Platten, welche an den Crashblock montiert sind, und den Platten, welche die Verbindung mit der Einstelleinheit herstellen, befindet sich ein I-Trägerkreuz. I-Träger sind ein Halbzeug, welche gute Steifigkeitseigenschaften bei einer geringen Masse aufweisen.

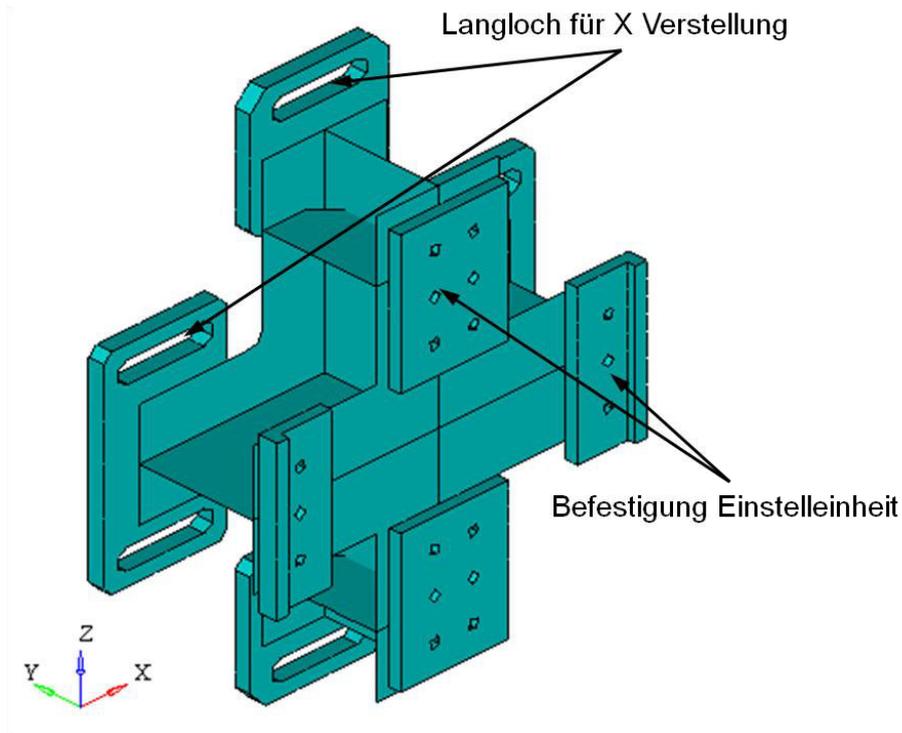


Abbildung 100: Unterbaugruppe Adaptereinheit

7.3.2 Unterbaugruppe Dachrahmen Einstelleinheit

Die Unterbaugruppe Einstelleinheit (Abbildung 101) wird wie im vorigen Kapitel beschrieben auf der Baugruppe Adaptereinheit positioniert. Hier sind Langlöcher in Z-Richtung mit 100 mm versehen, um eine stufenlose Verstellung der Dachrahmenanbindung zu ermöglichen. Im Gegensatz zur Schwellereinheit ist eine stufenlose Verstellung notwendig, da die B-Säulen unterschiedlicher Fahrzeuge Höhendifferenzen aufweisen, welche ansonsten nicht ausgeglichen werden können.

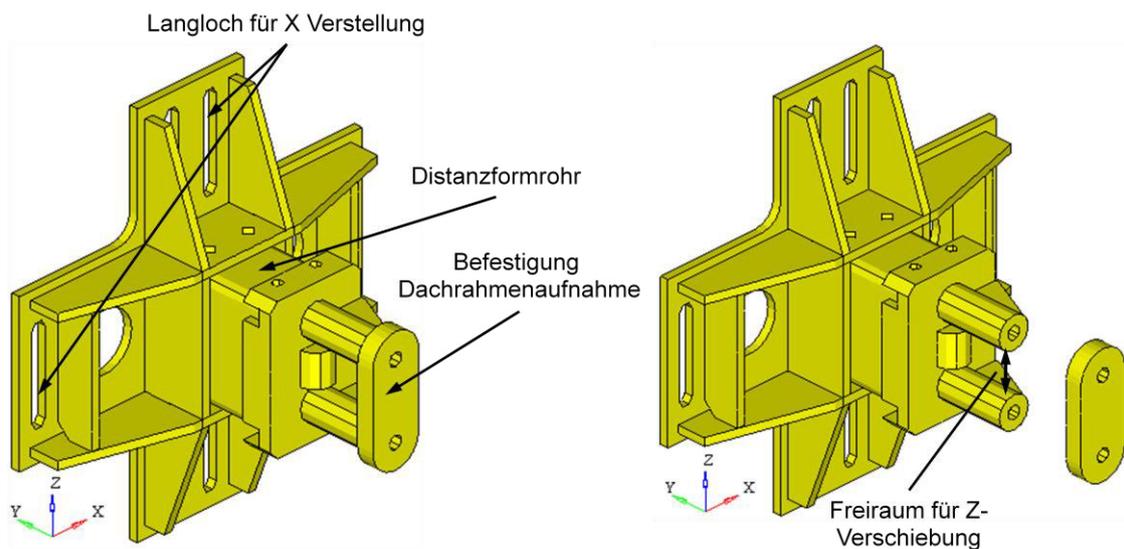


Abbildung 101: Unterbaugruppe Einstelleinheit Dachrahmen

Der Abstand der B-Säule im Schwellerbereich bleibt immer konstant, weshalb die Dachrahmeneinheit eine Einstellung in Y-Richtung aufweisen muss, um die exakte Position der B-Säule im Prüfstand zu gewährleisten. Dies wird mittels des Distanzformrohres umgesetzt. Dieses Bauteil ist ein Wechselteil und muss für jedes Fahrzeug getauscht werden, damit der gewünschte Abstand bzw. die Neigung der B-Säule eingestellt werden kann. Das Distanzformrohr weist bei den beiden Anbindungen eine unterschiedliche Länge auf.

Die Dachrahmenaufnahme wird vorne frei gelagert, wobei in Z-Richtung die Dachrahmenaufnahme einen Spielraum von +/- 10 mm hat und somit eine Translation in Z-Richtung wie gefordert ermöglicht wird. Ein Austausch der B-Säule am Dachrahmenbereich kann einfach erfolgen, in dem man die Deckel der Befestigung Dachrahmenaufnahme öffnet.

7.3.3 Unterbaugruppe Dachrahmenaufnahme

Mittels der Unterbaugruppe Dachrahmenaufnahme wird die B-Säule am Dachrahmen mit dem Prüfstand befestigt. Da der Dachrahmen im Gesamtfahrzeug mit A-Säule, B-Säule und C-Säule sowie dem Dach verbunden ist und dadurch eine hohe Steifigkeit aufweist, ist zur Nachbildung dieser Steifigkeit, vor allem gegen Durchbiegen, eine Ersatzsteifigkeit von Vorteil, auch wenn die Untersuchungen im Kapitel 6.4.4 einen geringen Einfluss auf die Deformation und Belastungen im B-Säulenfuß gezeigt haben. Jedoch kann nicht ausgeschlossen werden, dass der Dachrahmen im Komponentenversuch versagt, wenn keine Ersatzsteifigkeit verwendet wird.

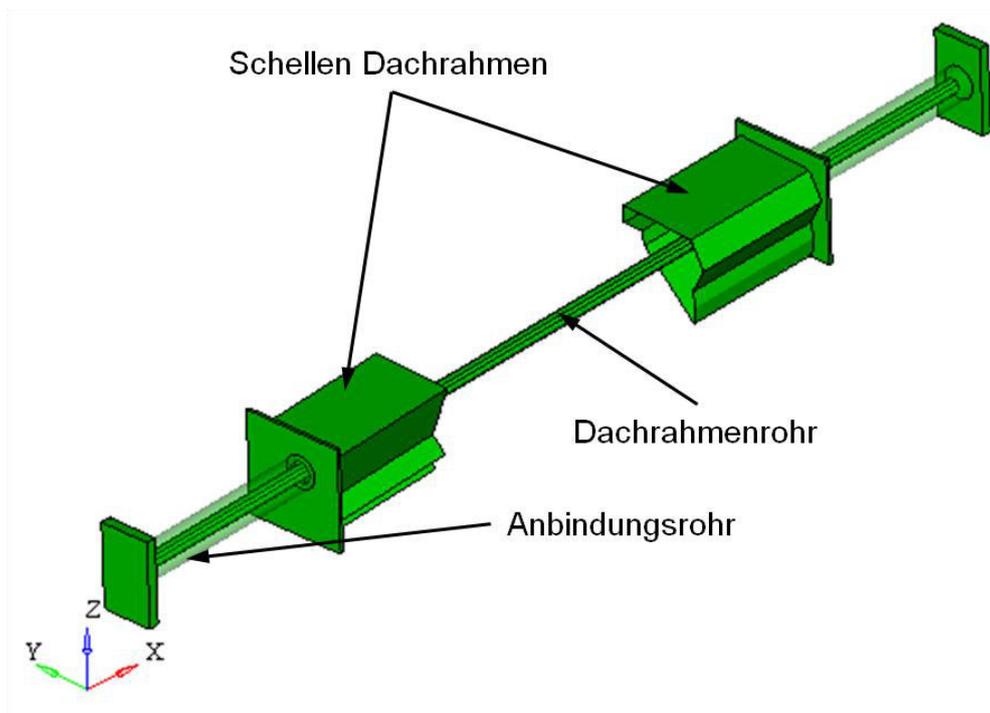


Abbildung 102: Unterbaugruppe Dachrahmenaufnahme

Deswegen wird ein gebogenes Stahlrohr (Dachrahmenrohr) durch den Dachrahmen geführt. Dieses Bauteil ist ein Verschleißteil und muss nach jedem Versuch gewechselt werden. Wie in Abbildung 102 dargestellt ist, läuft das Dachrahmenrohr durch die Schellen in das Anbindungsrohr. Das Anbindungsrohr wird über das Dachrahmenrohr gestülpt und ist seinerseits an der Befestigung Dachrahmenaufnahme der Unterbaugruppe Einstelleinheit geführt. Das Anbindungsrohr lässt sich in dieser Führung, wie im vorigen Kapitel erläutert, in Z-Richtung begrenzt verschieben. Zusätzlich ist die Rotation um die X-Achse frei. Das Anbindungsrohr ist ähnlich wie das Distanzformrohr der Einstelleinheit ein Wechselteil, falls eine B-Säule eines anderen Fahrzeuges getestet werden soll, kann jedoch bei B-Säulen gleicher Fahrzeuge wieder verwendet werden.

Die Schellen dienen zur Aufnahme des Dachrahmens. Diese Schellen sind der Form des Dachrahmens (mit einem Aufmaß) nachgebildet und bestehen aus mehreren zusammengeschweißten Blechen. Die Schellen werden dabei über den Dachrahmen gesteckt, sind jedoch nicht weiter am Dachrahmen befestigt.

7.3.4 Unterbaugruppe Dachrahmenabstützung

Die Unterbaugruppe Dachrahmenabstützung dient rein zur Sicherstellung, dass der Dachrahmen im Komponentenversuch nicht zu weit in Y-Richtung durchgebogen wird, sollte aber laut Auslegung nicht zum Eingriff kommen. Ausgeführt ist diese Unterbaugruppe mit Langlöchern von mind. 100 mm in X- und Z-Richtung, damit eine stufenlose Verstellung ermöglicht wird (Abbildung 103).

Ähnlich der Unterbaugruppe Einstelleinheit dient ein Distanzformrohr zur Einstellung des Abstandes in Y-Richtung und ist bei einem Test mit einer B-Säule eines anderen Fahrzeuges entsprechend zu wechseln.

Im Bereich, wo es zu einem Kontakt mit dem Dachrahmen des Prüflings im Versuch kommen könnte, ist ein EPP Schaumblock befestigt, damit keine schlagartige Belastung auf die B-Säule kommt. Hier wird EPP Schaum verwendet, welcher in Kapitel a erläutert wurde, wobei eine Dichte von 70 kg/m^3 gewählt wird. Dieser EPP Schaumblock müsste nur dann getauscht werden, wenn es im Versuch zu einem Kontakt mit dem Dachrahmen des Prüflings kommt. Ansonsten kann derselbe Schaumblock mehrmals verwendet werden, da keine Belastung auf ihn einwirkt. Ein Wechsel muss jedoch erfolgen, wenn eine B-Säule aus einem anderen Fahrzeug getestet werden soll, analog zu dem Distanzformrohr.

Die Unterbaugruppe Dachrahmenabstützung wird genau in dem Bereich positioniert, in welchem die B-Säule in den Dachrahmen verläuft, da hier die Wahrscheinlichkeit eines Versagens am höchsten ist.

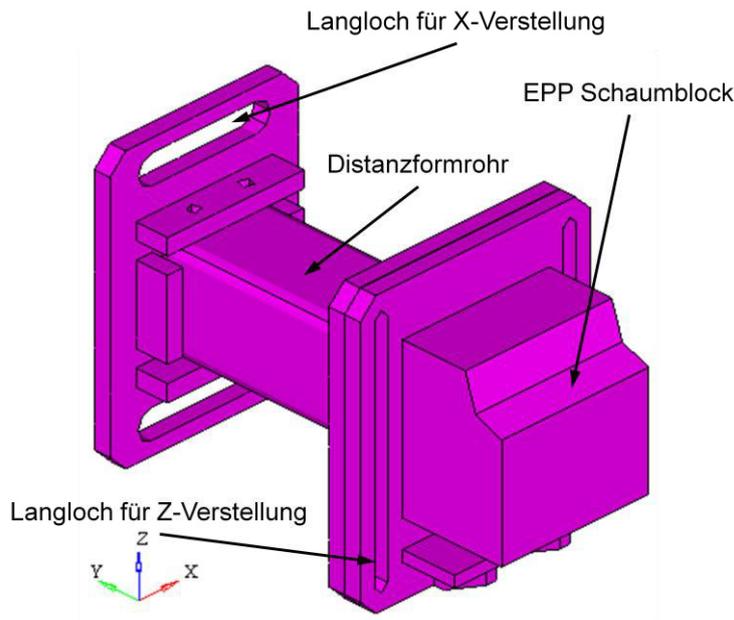


Abbildung 103: Unterbaugruppe Dachrahmenabstützung

7.4 Impaktor

Der Impaktor besteht, wie in Kapitel 6.4.5 erläutert, aus Neopolen P (EPP Schaum) mit drei verschiedene Dichten, sowie einem Stahleinleger. Der Zusammenbau und die Fixierung des Impaktors erfolgt mittels eines 1-Komponentenklebers. Der Aufbau des Impaktors ist wie in Abbildung 104 dargestellt. Dabei ist ersichtlich, dass der Stahleinleger nach hinten durchgängig ausgeführt ist. Damit die Befestigung an den Barrierewagen einfacher wird, ist zusätzlich eine Stahlplatte im hinteren Bereich des Impaktors vorgesehen. Diese Stahlplatte ist mit den Schäumen ebenfalls über denselben 1-Komponentenkleber verbunden und mit dem Stahleinleger verschraubt.

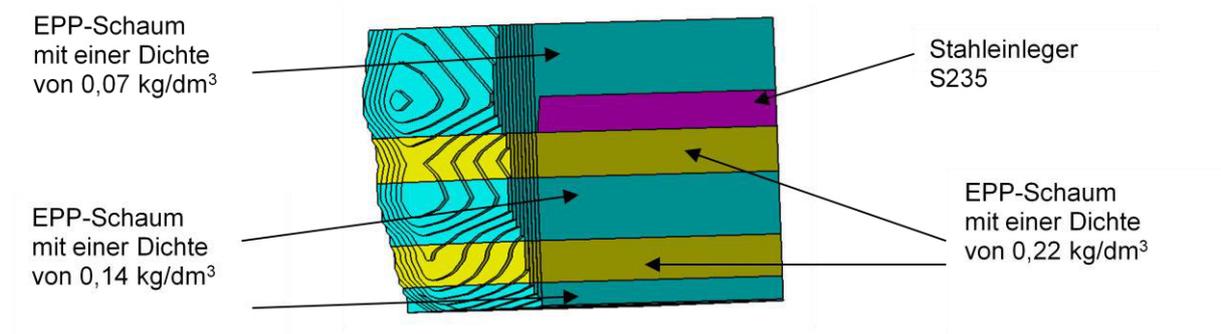


Abbildung 104: gefertigter Impaktor

Die Stahlplatte, als auch der Stahleinleger sind auf den Aluplatten am Barrierewagen verschraubt (siehe Kapitel 7.5).

Die EPP Schaumteile werden fertigungsbedingt stufenförmig an der Front gefräst (Abbildung 104), um die gewünschte Kontur zu erhalten. Die stufenförmige Front hat keine Auswirkungen auf das Ergebnis.

7.5 Barrierewagen

Wie im Kapitel 6.4.6 dargestellt, muss der Barrierewagen einerseits eine Masse von 550 kg aufweisen und andererseits einen Misusefall ohne bleibende Verformung standhalten. In Abbildung 105 ist der komplette Barrierewagen dargestellt.

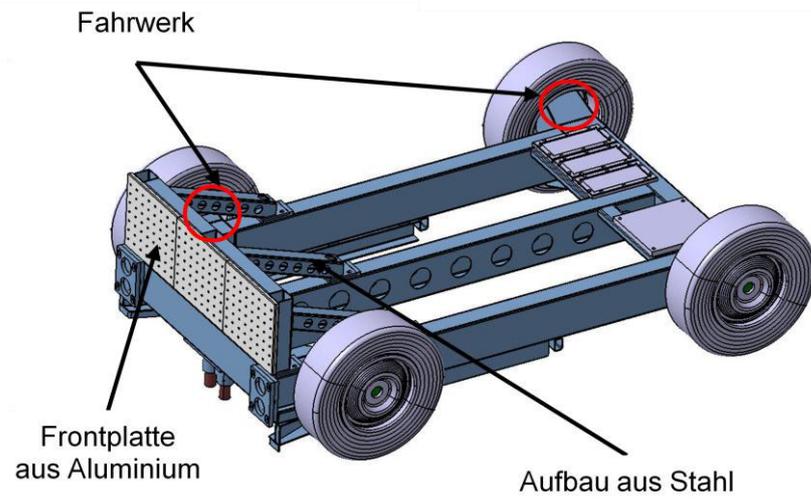


Abbildung 105: Aufbau Barrierewagen

Die Front des Barrierewagens ist extra verschraubt und könnte abgebaut bzw. getauscht werden. Die Frontplatten aus Aluminium sind dreigeteilt und weisen einen Lochraster von 45 x 50 mm auf. Somit kann der Impaktor an der Barrierewagenfront exakt positioniert werden.

Das Fahrwerk ist steif ausgeführt und mit einem Bremssystem versehen, welches nach dem Versuch ausgelöst wird. Für die Versorgung des Bremssystems befindet sich eine Bremsenheit mit einem kleinen Speicher im hinteren Bereich auf dem Barrierewagen.

Der Barrierewagen wird mittels einer Seilzuganlage beschleunigt, zur Führung sind am Barrierewagen zwei Bolzen aus Kupfer vorgesehen (Abbildung 106). Diese Kupferbolzen sind zwischen den beiden I-Trägern, welche im Boden der Crashanlage (siehe Abbildung 87) verbaut sind, geführt (nicht anliegend, Spalt von ca. 10 mm) und sorgen dafür, dass der Barrierewagen in Position gehalten wird, falls selbiger nicht gerade aus fährt.

Die Seilzuganlage löst die Verbindung zum Barrierewagen ca. 500mm vor Erstkontakt des Impaktors mit dem Prüfling. Falls der Barrierewagen auf diesem ungeführten Weg nicht wie vorgesehen auf die Crashwand trifft, so sorgt eine zusätzliche Absicherung dafür, dass der Barrierewagen wieder in Position gebracht wird.

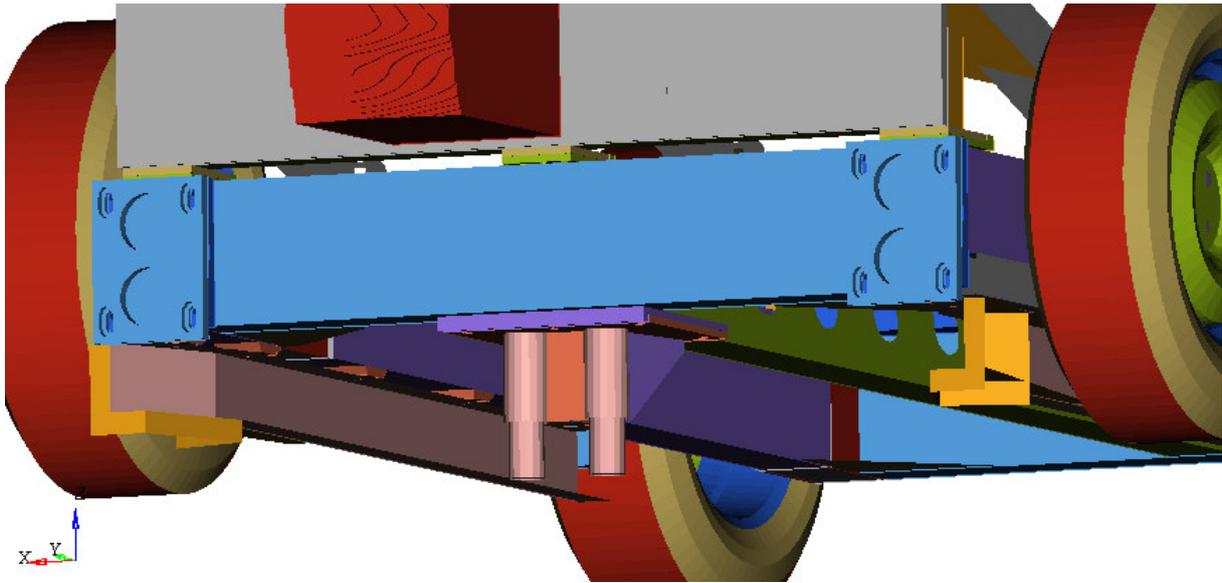


Abbildung 106: Barrierewagen Führungsbolzen und Bodenführung

Diese zusätzliche Absicherung wird Bodenführung genannt und ist am Ende der Crashbahn aufgebaut (Abbildung 107). Das Gegenstück befindet sich am Barrierewagen (Abbildung 106). Diese Bodenführung kommt nicht in den Eingriff (Abstand auf jeder Seite 15 mm), solange der Barrierewagen geradeaus fährt und den Prüfling in der vorgesehenen Position trifft. Die Bodenführung kommt nur dann zum Einsatz, wenn der Barrierewagen von der vorgesehenen Bahn abweicht. Dies ist notwendig, da ansonsten der Prüfstand zerstört werden könnte, indem der 2. Lastpfad nicht oder nicht richtig initiiert werden kann. Die Energie würde von anderen Prüfstandsbauteilen aufgenommen werden, welche dauerhaft beschädigt werden könnten. Durch den zusätzlichen Kraftfluss über die Bodenführung ist der Versuch dann ungültig.

In Abbildung 108 ist die Bodenführung und das Gegenstück am Barrierewagen im Normalzustand ersichtlich. Bei einem Versatz des Barrierewagens wird über diese Einheit der gesamte Barrierewagen über den kegelförmigen Trichter am Beginn der Bodeneinheit wieder in die gewünschte Lage gebracht. Die Einheit am Barrierewagen müsste nach einem Eingriff der Bodenführung getauscht werden, da eine stabilere Ausführung aus Platzbedarfs- und Gewichtsgründen nicht umsetzbar ist. Der Austausch wäre einfach möglich, da die Einheit nur über Schrauben und Bolzen am Barrierewagen montiert ist.

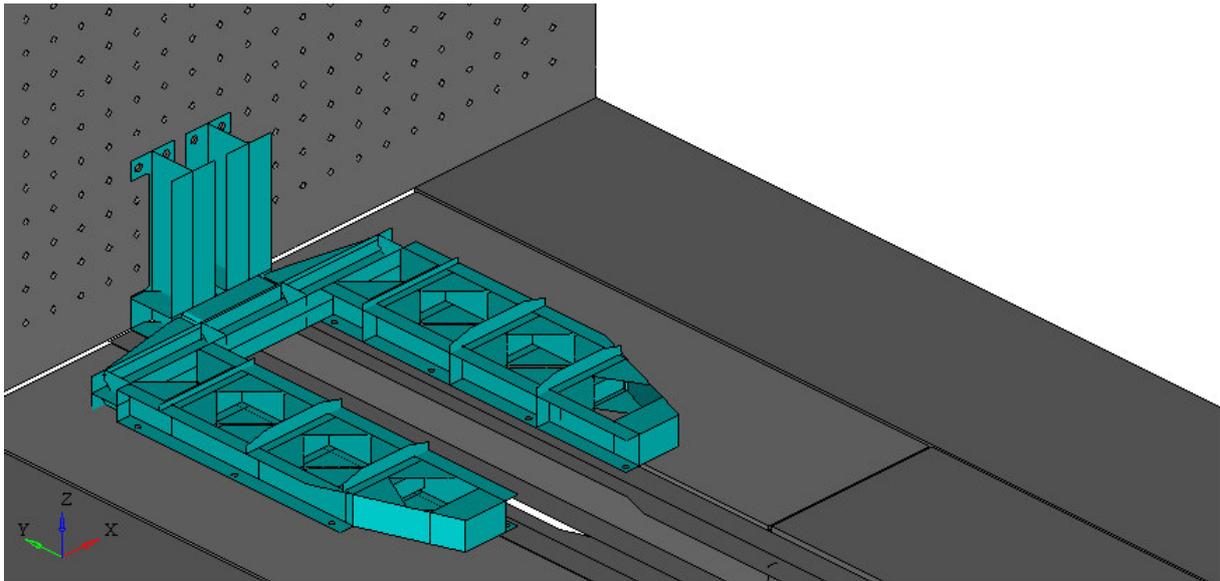


Abbildung 107: Bodenführung am Ende der Crashbahn

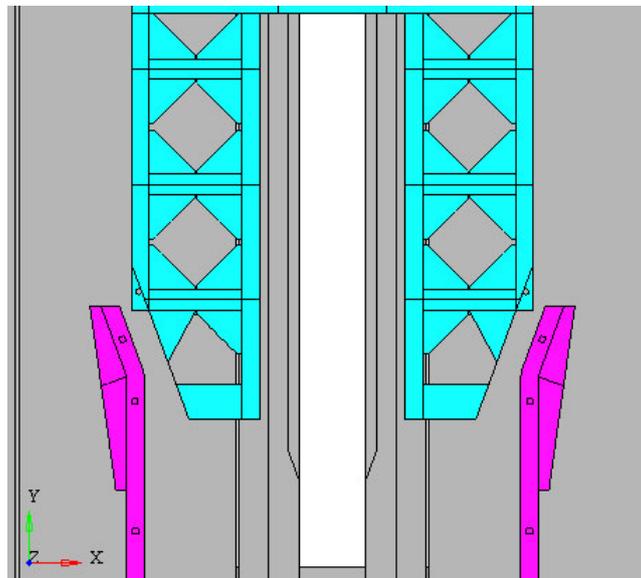


Abbildung 108: Bodenführung mit dem Gegenstück am Barrierewagen

Zur Initiierung des 2. Lastpfades sind sogenannte Prallplatten an der Barrierewagenfront vorgesehen, welche auf die Schwelleranbindungen treffen. Diese Prallplatten haben zwei Ausnehmungen in dem Bereich, wo sich die kleinen Stauchrohre an den Schwelleranbindungen befinden. Die Auftreffpunkte am Barrierewagen sind entsprechend abgesteift, damit der Belastung standgehalten werden kann.

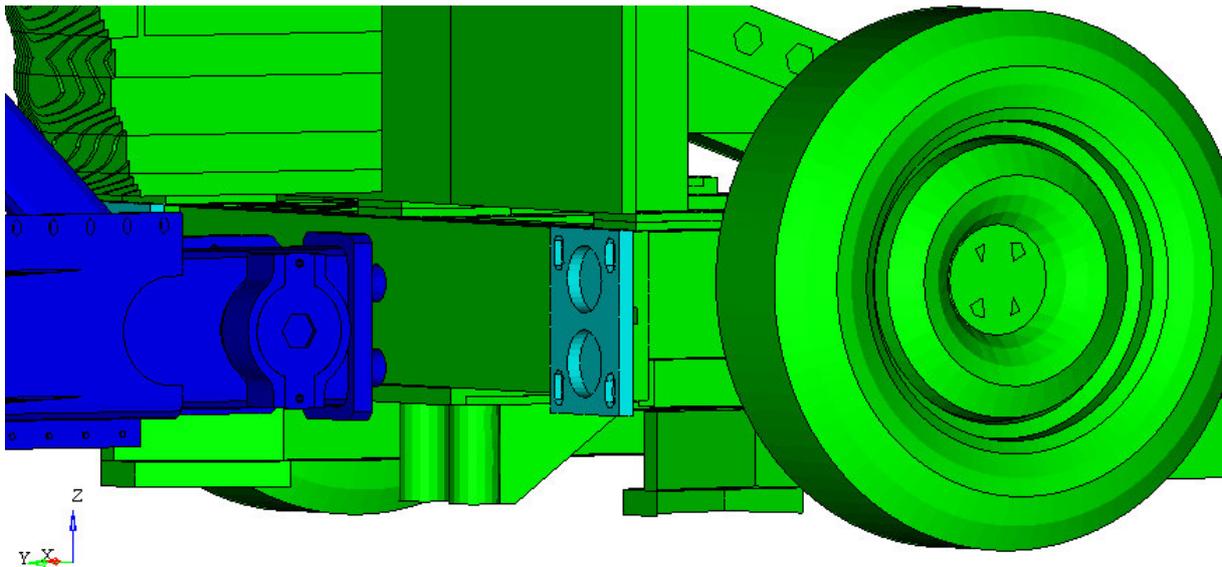


Abbildung 109: Prallplatte am Barrierewagen und Gegenstück an der Schwelleranbindung

7.6 Simulation des Prüfstandes mit dem Konstruktionsstand und Ermittlung der Bewertungsgrößen

Wie in den vorangegangenen Kapiteln erläutert, ist der Prüfstand konstruktions- und fertigungsbedingt angepasst. Zur Überprüfung, ob und welche Auswirkungen die Anpassungen auf das Ergebnis hinsichtlich der Bewertungskriterien hat, wird der Konstruktionsstand in der Simulation nachgebildet und berechnet.

Abbildung 110 zeigt die Simulation in 10 ms Schritten in der Z-Y Ebene. In dieser Abbildung ist ersichtlich, dass der 2. Lastpfad zwischen 20-30 ms anspricht. Ab diesem Zeitpunkt kommt das Stauchrohr in Eingriff, wodurch die Dreheinheit der Schwelleranbindung in Y-Richtung verschoben wird, bis die kinetische Energie in Verformungsenergie übergegangen ist.

Des Weiteren ist ersichtlich, dass die Dreheinheit zwischen 10-20 ms beginnt sich um die X-Achse zu verdrehen.

Ebenfalls beginnt sich zwischen 10-20 ms der Dachrahmen um die X-Achse zu drehen, sowie in Z-Richtung zu bewegen. Somit ist ersichtlich, dass die Mechanismen wie gewünscht arbeiten. Eine genaue Betrachtung der Ergebnisse erfolgt in den nächsten Unterkapiteln.

7 Hardwareumsetzung des Prüfstandes

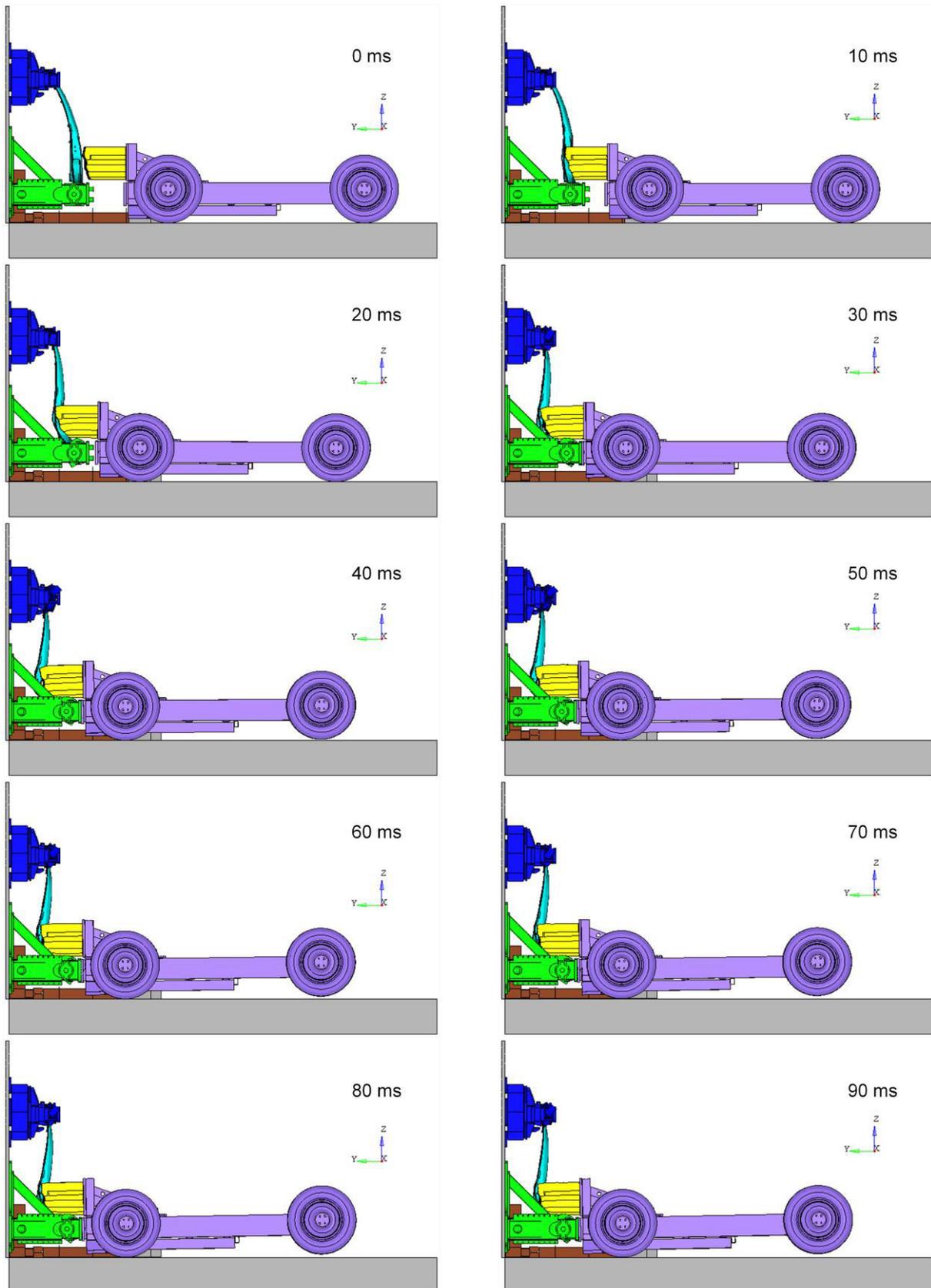


Abbildung 110: Simulation des Konstruktionsstandes in 10 ms Schritten

7.6.1 Vergleich Verformungsenergie

Abbildung 111 zeigt den Vergleich der Verformungsenergie der einzelnen Bauteile der B-Säule zwischen der Gesamtfahrzeugsimulation und der Simulation des B-Säulenprüfstandes. Daraus ist ersichtlich, dass die Verformungsenergie des Schließteiles sehr gut übereinstimmt. Die Verformungsenergie der Bauteile Verstärkung Seitenaufprall und B-Säule oben ist in der Simulation des B-Säulenprüfstandes etwas höher, sowie die Verformungsenergie des Bauteils B-Säule unten etwas geringer. Die Unterschiede sind bedingt durch die fehlenden Bauteile, wie Türe, Verkleidungsbauteile, Sitzquerträger, Sitz, usw., sowie der getroffenen Einspannungsbedingungen. Die Unterschiede sind jedoch gering und wenn die einzelnen Beträge aufsummiert werden, ergibt sich eine gute Übereinstimmung hinsichtlich des ersten Anstieges und des Maximums. Die Abweichungen können soweit akzeptiert werden, wenn die anderen Bewertungsgrößen ähnlich gute Übereinstimmungen zeigen.

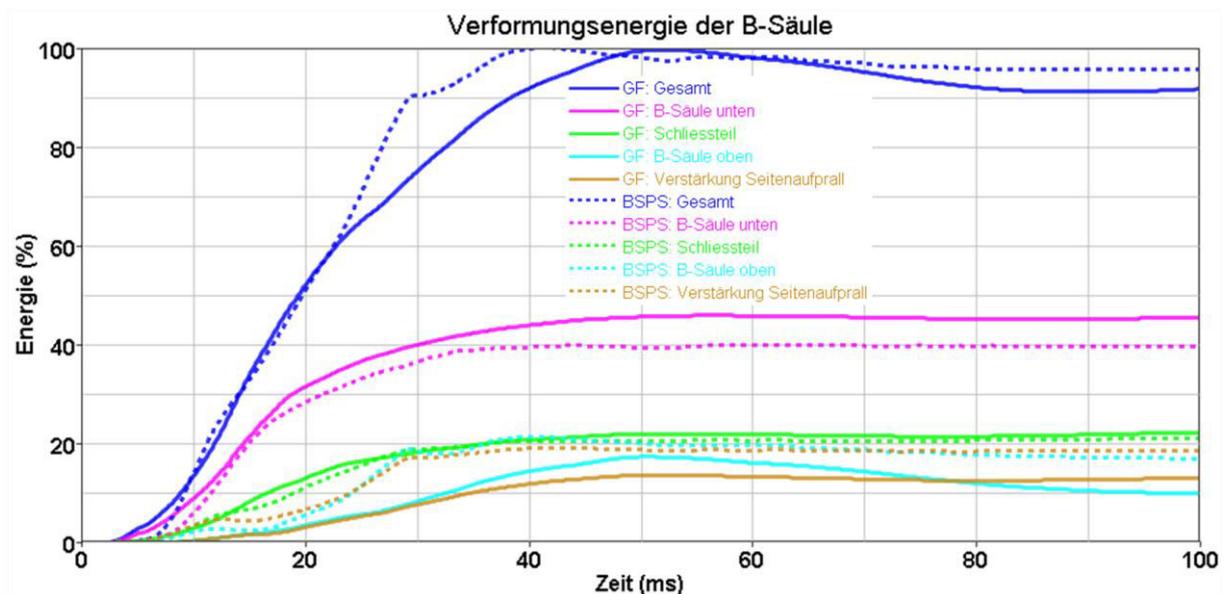


Abbildung 111: Vergleich der Verformungsenergie aus der Gesamtfahrzeugsimulation zur Verformungsenergie der B-Säulen Prüfstandssimulation

7.6.2 Vergleich der Schnittgrößen

Abbildung 112 und Abbildung 113 zeigen den Vergleich der Schnittmomente entlang der B-Säule gemäß Kontrollquerschnitte (siehe Abbildung 42) von Gesamtfahrzeugsimulation und B-Säulen Prüfstandssimulation. Abbildung 112 zeigt dabei die Schnittmomente zwischen unterer und oberer Türscharnieranbindung. Der Anstieg der Momente in der B-Säulen Prüfstandssimulation erfolgt früher und fällt dann bei B-Säule_01 und B-Säule_02 auch früher ab. Die Maximalwerte werden erreicht und die Abweichungen hinsichtlich Anstieg und weiteren Kurvenverlauf werden akzeptiert, wenn die restlichen Bewertungsgrößen eine gute Übereinstimmung zeigen.

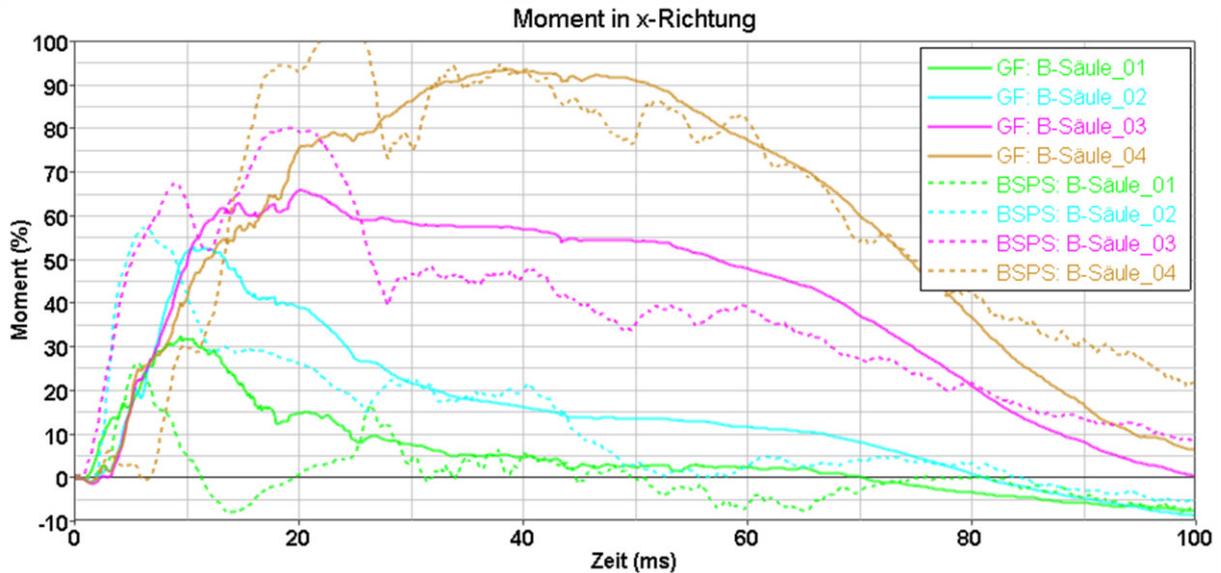


Abbildung 112: Gegenüberstellung der Schnittmomente in den Bereichen B-Säule_01 bis B-Säule_04 zwischen Gesamtfahrzeugsimulation und B-Säulen Prüfstandssimulation

Abbildung 113 zeigt die Schnittmomente im oberen Bereich der B-Säule über der oberen Türscharniere. Hier ist auffällig, dass in der Prüfstandssimulation zunächst ein Abfall der Momente stattfindet und erst bei ca. 5 ms die Momente ansteigen, wobei der Steigung wesentlich höher ist, als in der Gesamtfahrzeugsimulation. Dies ist hauptsächlich aufgrund der gewählten Einspannungen bedingt, da nicht alle Freiheitsgrade im Prüfstand abgebildet werden und gerade im Dachrahmenbereich die Einspannungsbedingungen vereinfacht wurden. Da aber das Hauptaugenmerk im unteren Bereich der B-Säule (B-Säulenfuß) liegt, die Maximalwerte erreicht werden und auch der weitere Verlauf der Gesamtfahrzeugsimulation ähnlich ist, sind die Ergebnisse zufriedenstellend.

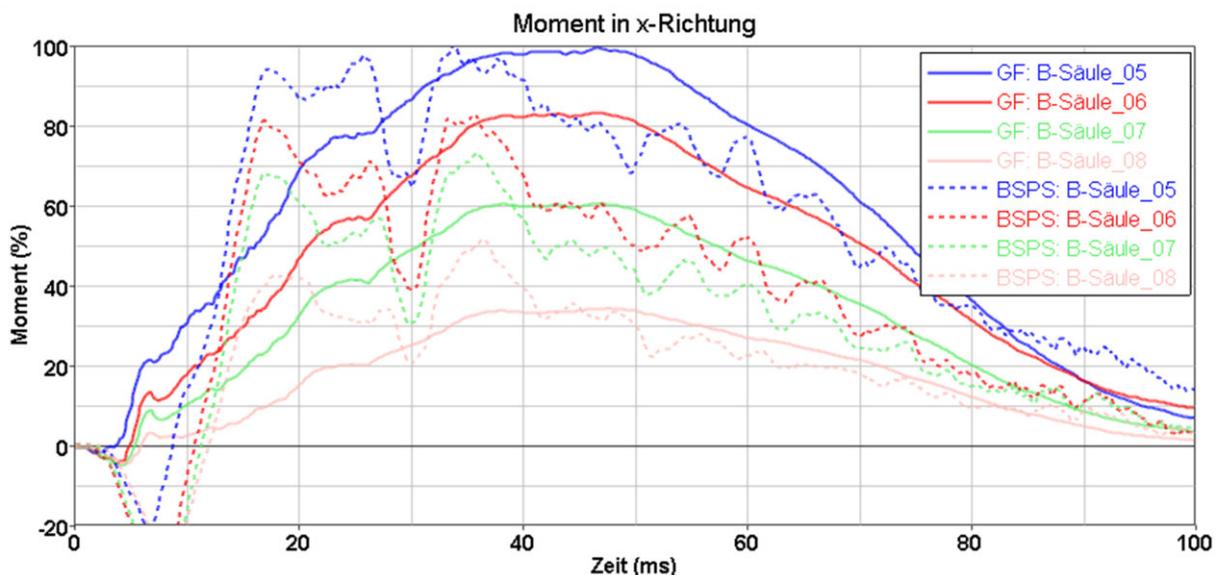


Abbildung 113: Gegenüberstellung der Schnittmomente in den Bereichen B-Säule_05 bis B-Säule_08 zwischen Gesamtfahrzeugsimulation und B-Säulen Prüfstandssimulation

7.6.3 Vergleich des dynamischen Verhaltens

Abbildung 114 zeigt den Vergleich der Geschwindigkeiten an 6 Stellen entlang der B-Säule (exakte Positionen sind in Abbildung 43 dargestellt) zwischen der Gesamtfahrzeugsimulation und der B-Säulen Prüfstandssimulation. Wie bereits in Kapitel 6.2.3 ausgeführt, ist eine Übereinstimmung im unteren Bereich wichtiger als im Bereich Nähe Dachrahmen. An der obersten Kontrollstelle weicht die Prüfstandssimulation hinsichtlich des Maximalwertes wesentlich von der Gesamtfahrzeugsimulation ab. Die restlichen Kontrollstellen weichen hinsichtlich des höchsten Geschwindigkeitswertes im relevanten Bereich bis 25ms (danach tritt der 2. Lastpfad in Kraft) um max. 10 % ab. Einzig die Messstelle beim oberen Türscharnier hat eine Abweichung von knapp 20%. Dies ist einerseits aufgrund der Höhe des Impaktors, welcher nicht mehr diesen Bereich der B-Säule trifft und andererseits den Einspannungsbedingungen des Dachrahmens bedingt. Der zeitliche Punkt der höchsten Geschwindigkeiten ist im Prüfstand etwas früher, was auf das Fehlen der Bauteile zwischen Stoßkörper und B-Säule (Türe) und die dadurch andere Krafteinleitung in die B-Säule zurückzuführen ist.

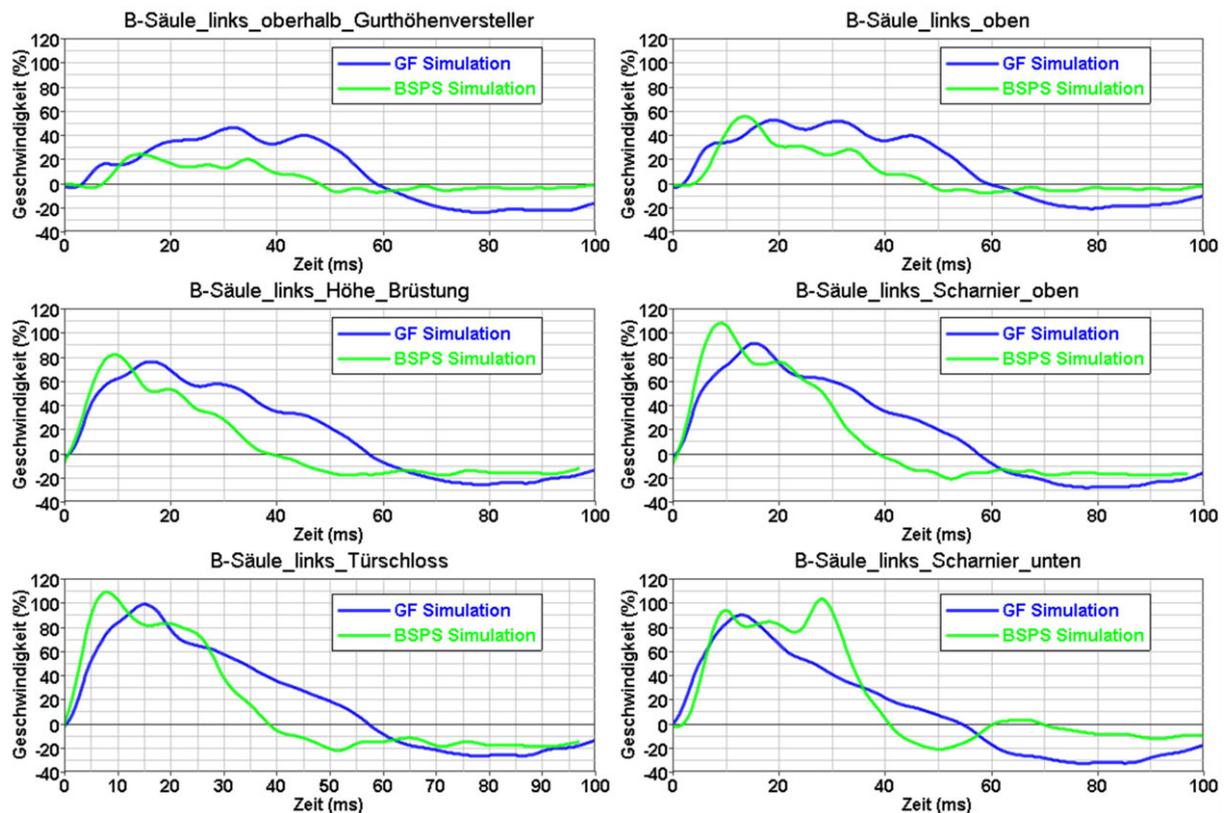


Abbildung 114: Gegenüberstellung der Geschwindigkeiten entlang der B-Säule zwischen Gesamtfahrzeugsimulation und B-Säulen Prüfstandssimulation

Der weitere Verlauf der Geschwindigkeiten ist hinreichend gut abgebildet, hat aber keinen wesentlichen Einfluss auf das Ergebnis, da ab ca. 25ms der 2. Lastpfad anspricht und der Energieabbau über die Stauchrohre erfolgt. Der Geschwindigkeitsvergleich ist somit zufriedenstellend.

7.6.4 Vergleich der B-Säulen Deformation

In den Abbildungen 115 bis 117 ist die Deformation zum Zeitpunkt 100 ms zwischen der Gesamtfahrzeugsimulation (grün) und der B-Säulen Prüfstandssimulation (blau) in 3 unterschiedlichen Ansichten gegenübergestellt. Generell ist festzustellen, dass es im Bereich Schweller, im speziellen bei der Faltenbildung, keine gute Übereinstimmung gibt. Da der Schweller jedoch explizit bei der Entwicklung ausgenommen ist, das globale Verhalten dadurch nicht betroffen ist und es primär um die B-Säule geht, ist dies vernachlässigbar.

Abbildung 115 ist die Ansicht frontal auf die B-Säule (X-Z Ebene). In der roten Markierung ist ersichtlich, dass die Falte beginnend von der B-Säulenmitte hinzu zum B-Säulenflansch gut im Prüfstand wiedergegeben werden kann. Ebenfalls stimmt die Falte Richtung C-Säule (blaue Markierung) gut überein.

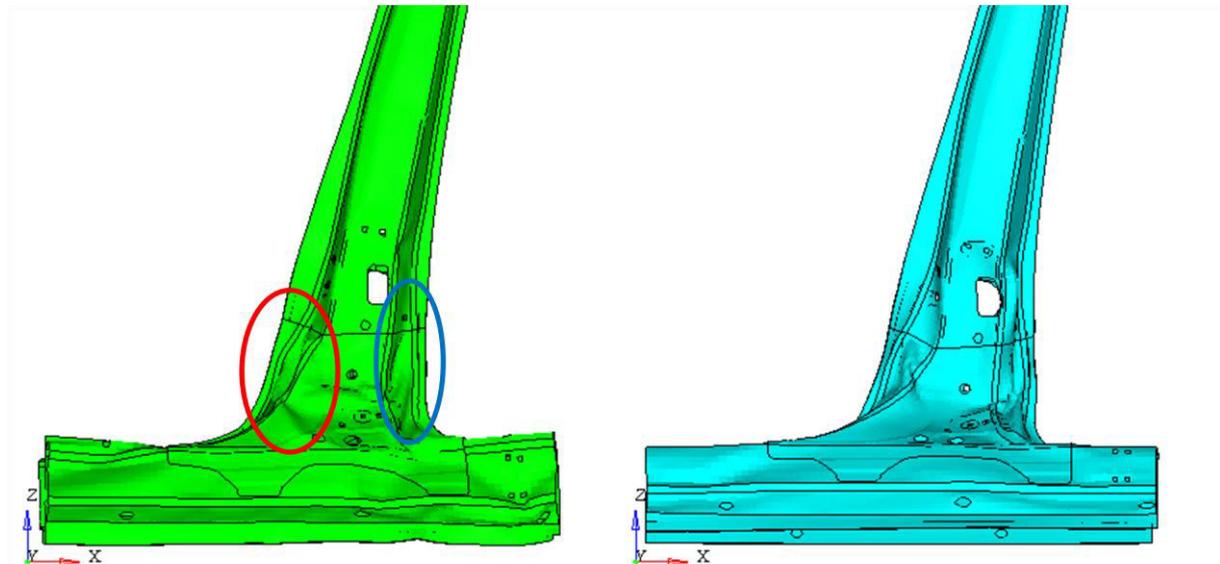


Abbildung 115: Gegenüberstellung Deformation (X-Z Ebene) zum Zeitpunkt 100 ms zwischen Gesamtfahrzeugsimulation (grün) und B-Säulen Prüfstandssimulation (blau)

Abbildung 116 zeigt die Ansicht auf den vorderen B-Säulenflansch Richtung A-Säule. In der roten Markierung tritt in der Gesamtfahrzeugsimulation eine Doppelfalte auf, welche sich in der B-Säulen Prüfstandssimulation nicht einstellt, jedoch verläuft die eine Falte bis hin zum Flansch im Bereich des Materialübergangs. Die Doppelfalte tritt in der Gesamtfahrzeugsimulation aufgrund der Tür und des Türaufprallträgers auf, welcher in diesem Bereich auf den B-Säulenflansch trifft. Dies kann im Prüfstand so nicht wiedergegeben werden, da diese Bauteile nicht im Bauteilumfang enthalten sind. Da jedoch gerade der Materialübergang der kritische Bereich ist und dieser im Prüfstand gut wiedergegeben wird, kann das Ergebnis dennoch als gut eingestuft werden. Die etwas höhere Intrusion des B-Säulenflansches über dem Materialübergang im Bereich Kabellech kann ebenfalls auf das Fehlen der Tür und Anbauteile zurückgeführt werden, hat jedoch keinen Einfluss auf das Ergebnis in den relevanten Bereichen. In der blauen Markierung (untere Türscharniere) ist die Übereinstimmung gut, d.h. die Verwendung der Türscharniere ist nicht notwendig.

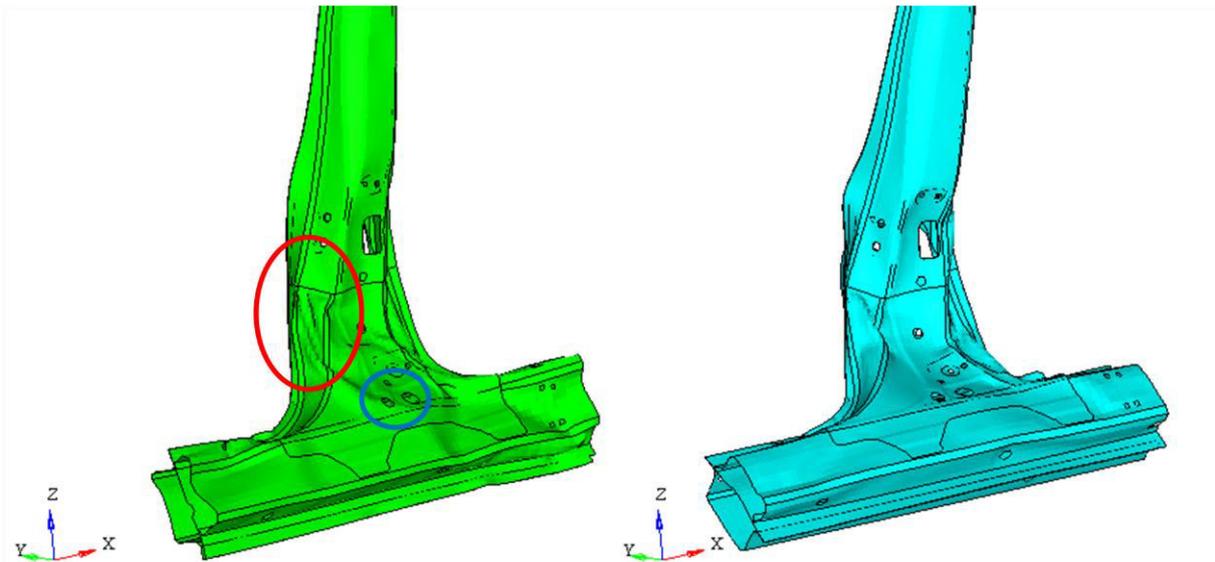


Abbildung 116: Gegenüberstellung Deformation (Iso Ansicht, Blick von vorne) zum Zeitpunkt 100 ms zwischen Gesamtfahrzeugsimulation (grün) und B-Säulen Prüfstandssimulation (blau)

Abbildung 117 zeigt die Ansicht auf den hinteren B-Säulenflansch Richtung C-Säule. Die Intrusion bzw. die Steghöhe ist hier im Prüfstand etwas überzeichnet (rote Markierung), was jedoch bewusst in Kauf genommen wird, da hier ein spezieller Augenmerk auf die Verbindungstechnik gesetzt wird und dieser mit einer höheren Belastung beaufschlagt werden soll. Im Bereich Kabelloch zeichnet sich der Beginn einer Falte in der Gesamtfahrzeugsimulation und in der B-Säulen Prüfstandssimulation ab.

Die Gegenüberstellung der Enddeformation ist somit auch zufriedenstellend.

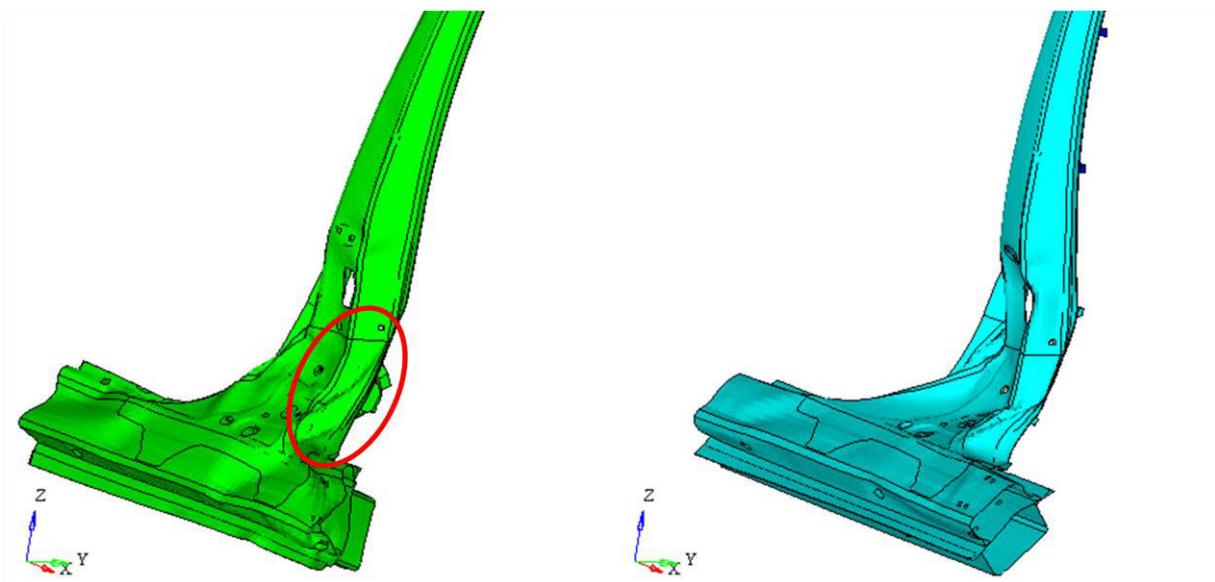


Abbildung 117: Gegenüberstellung Deformation (Iso Ansicht, Blick von hinten) zum Zeitpunkt 100 ms zwischen Gesamtfahrzeugsimulation (grün) und B-Säulen Prüfstandssimulation (blau)

7.6.5 Vergleich der Kontaktkraftprofile

Abbildung 118 zeigt den Vergleich des Kontaktkraftprofils zwischen der Gesamtfahrzeugsimulation und der B-Säulen Prüfstandssimulation. Da der 2. Lastpfad bei ca. 25 ms anspricht, ist eine Betrachtung der gemittelten Kontaktkräfte ab 20-30 ms nicht mehr sinnvoll, da dann der 2. Kraftfluss vom Barrierewagen über die Schwelleranbindungen hin zu den Stauchrohren geht. Dies ist in der Auswertung auch deutlich erkennbar. Im Kontaktkraftprofil zwischen 0-10 ms ist gerade im unteren Bereich der B-Säule eine Abweichung erkennbar, wo die Kraft in der Gesamtfahrzeugsimulation höher ist, als in der B-Säulen Prüfstandssimulation. Dies ist auf die spezielle Form der Barrierenfront (im unteren Bereich vorgelagerter Bumper) zurückzuführen, welche direkt auf die B-Säule drückt. Dies ist mittels des Impaktors nicht nachstellbar, da eine steifere Ausführung nur zu einer hohen Belastung und Intrusion im unteren Bereich führen würde und somit die Übereinstimmung mit der Gesamtfahrzeugsimulation in allen anderen Bereichen nicht mehr gegeben ist.

Zwischen 10-20 ms ist die Übereinstimmung im Bereich zwischen Kabelloch und obere Türscharniere (2. Kraftpeak) sehr gut. Zwischen 20-30 ms nimmt die Kontaktkraft in der B-Säulen Prüfstandssimulation ab, da in diesem Zeitbereich der 2. Lastpfad in Kraft tritt. Dadurch kommt es zu einer Kraftentlastung in der B-Säule. Eine geringere Entlastung zum Zeitpunkt des Einsetzens des 2. Lastpfades ist wünschenswert. Dies ist durch längere Stauchrohre mit kleinerem Durchmesser und/oder kleinerer Wandstärke möglich. Dadurch wird jedoch der Deformationsweg länger, bis die gesamte Restenergie in Verformungsenergie der Stauchrohre umgewandelt werden kann. Ein längerer Deformationsweg geht mit einer höheren Intrusion einher, was nicht gewünscht wird, da damit die Vergleichbarkeit mit der Gesamtfahrzeugsimulation nur mehr bedingt gegeben ist und es durch die höhere Intrusion auch zu einem ungewollten Versagen der Verbindungstechnik und/oder der B-Säule kommen kann. Deshalb wird die höhere Entlastung durch den 2. Lastpfad in der B-Säulen Prüfstandssimulation akzeptiert.

In weiterer Folge steigt die Kontaktkraft wieder an, die Kraftspitze im Bereich Kabelloch und obere Türscharniere der B-Säulen Prüfstandssimulation ist höher im Vergleich zur Gesamtfahrzeugsimulation. Dies ist vor allem auf Grund des Stahleinlegers im Impaktor bedingt. Eine Reduzierung der Länge dieses Stahleinlegers hat zur Folge, dass der Kraftpeak zwischen 10-20 ms nicht mehr übereinstimmen würde. Da dieser Zeitbereich der Wesentliche ist, wird auf eine Übereinstimmung hier mehr Augenmerk gelegt. Eine bessere Übereinstimmung auch zu späteren Zeitintervallen ist umsetzbar durch Maßnahmen wie z.B. durch eine Teilung des Impaktors und ein zeitlich versetztes Ansprechen dieser Impaktorteile. Da dies nur geringe Vorteile bringt, die Umsetzung sehr komplex ist und damit der Anforderung nach Einfachheit widerspricht, wird darauf verzichtet.

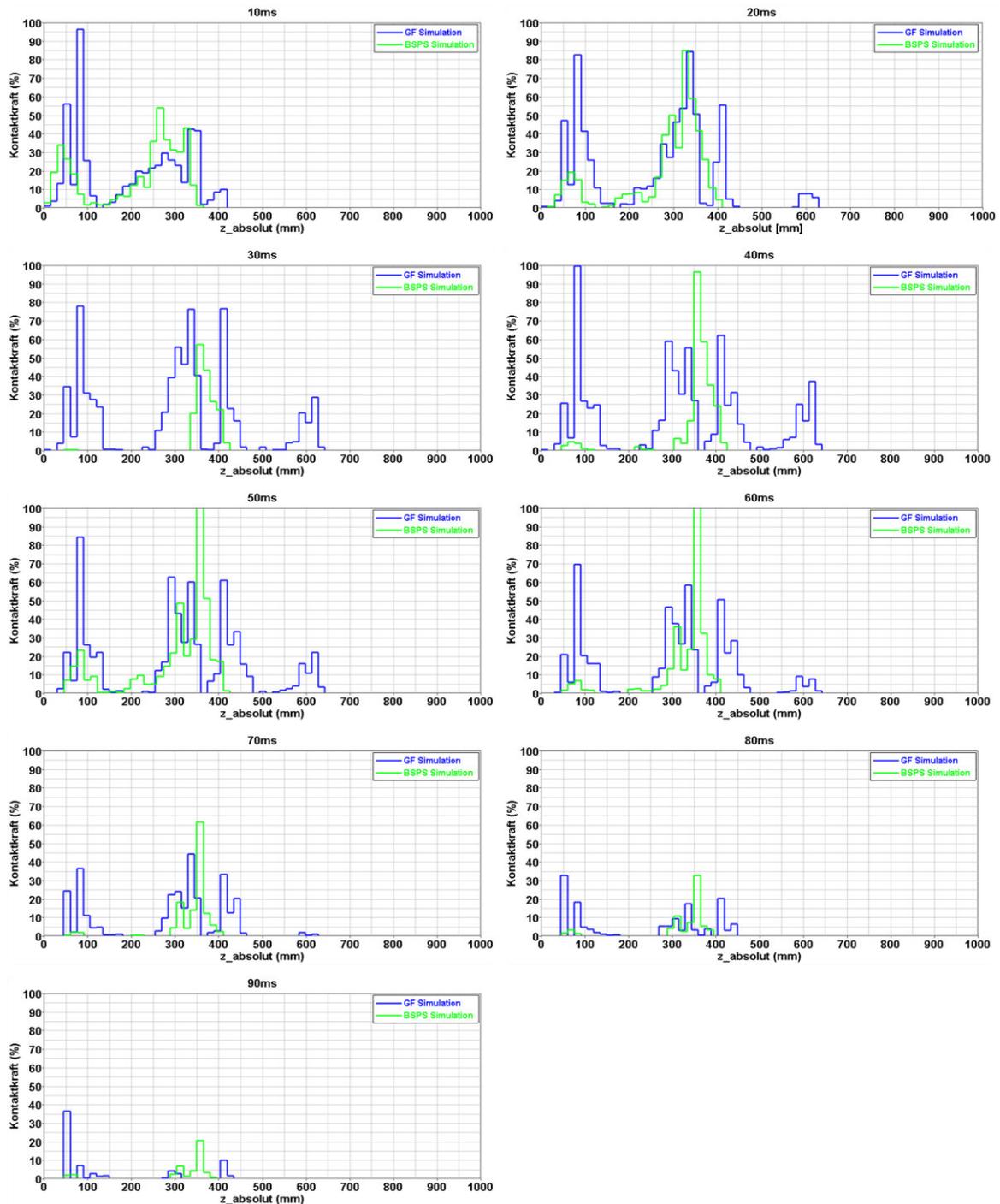


Abbildung 118: Gegenüberstellung des Kontaktkraftprofils zwischen Gesamtfahrzeugsimulation und B-Säulen Prüfstandssimulation

7.6.6 Misuse Lastfälle zur Absicherung

Zur Absicherung des Prüfstandes werden auch Misuse Fälle simuliert. Dazu werden 2 unterschiedliche Fälle betrachtet. Der erste Misuse Lastfall ist jener, wenn der Barrierewagen nicht in gewünschter Position auf den Prüfstand trifft. Der Barrierewagen wird um 30 mm quer zur Bewegungsrichtung in der Simulation versetzt. Dadurch tritt die Bodenführung in Kraft, indem der Barrierewagen zuerst auf

7 Hardwareumsetzung des Prüfstandes

die Bodenführung trifft und durch diese wieder in Position gebracht wird. Die plastischen Dehnungen der einzelnen Baugruppen sind in den Abbildungen 119 bis 121 dargestellt.

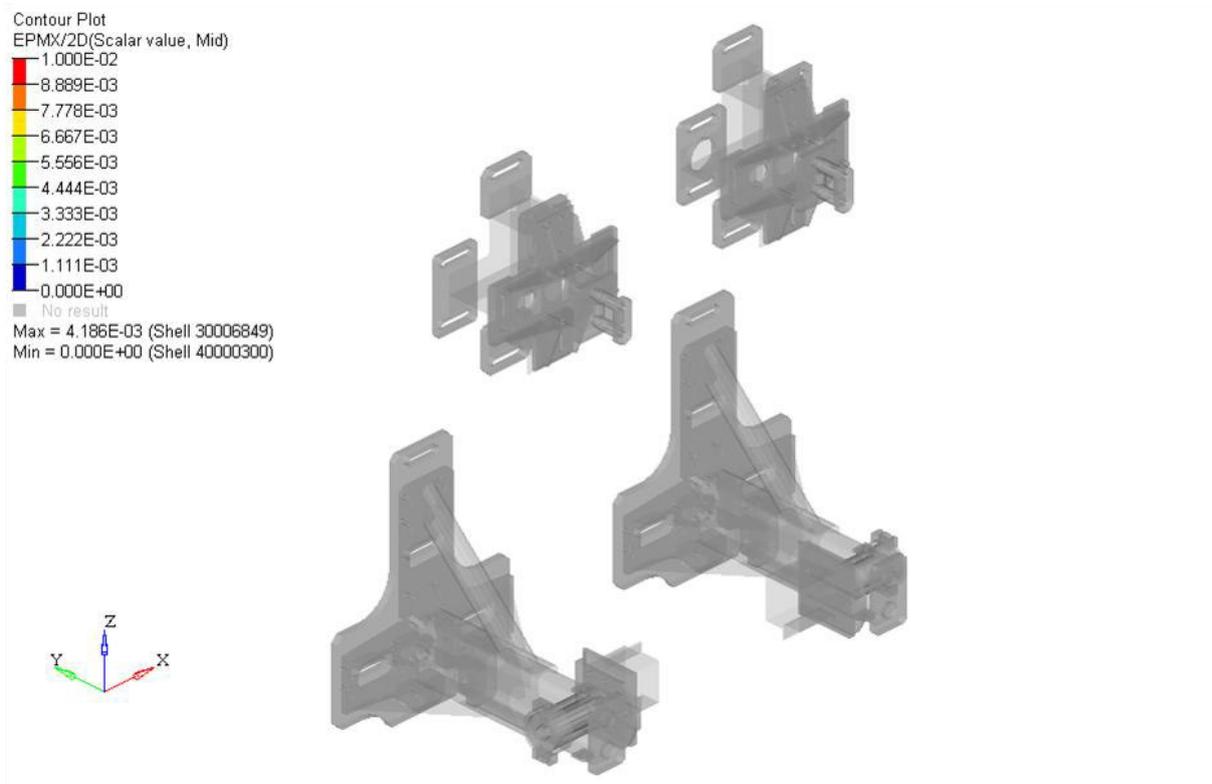


Abbildung 119: Plastische Dehnungen der Schweller- und Dachrahmenanbindungen beim Misuselfall 1, skaliert mit 1 %

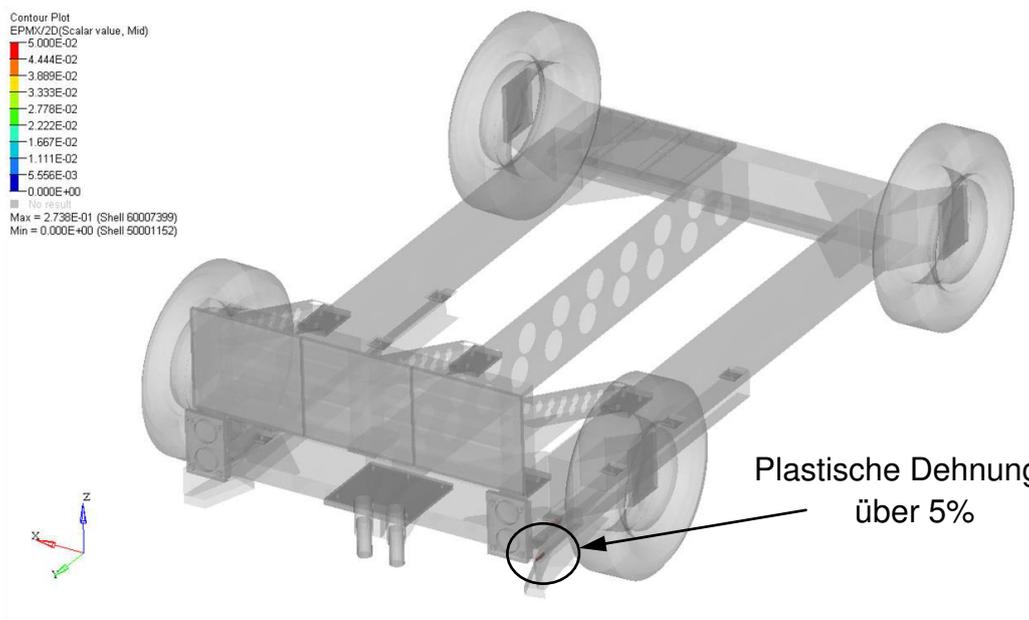


Abbildung 120: Plastische Dehnungen des Barrierewagens beim Misuselfall 1, skaliert mit 5%

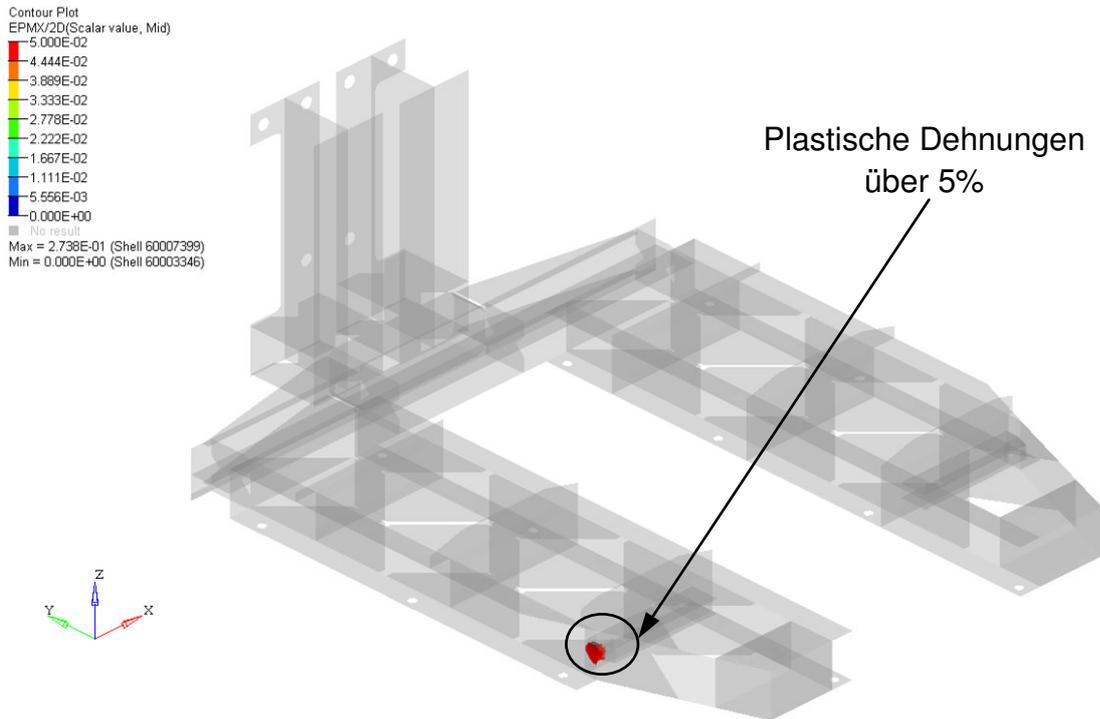


Abbildung 121: Plastische Dehnungen der Bodenführung beim Misuselastfall 1, skaliert mit 5%

Die plastischen Dehnungen in den Schweller- und Dachrahmenverbindungen liegen dabei unter 1 %, d.h. der Prüfstand kann nach diesem Misuselastfall weiterverwendet werden. An der Kontaktzone zwischen Barrierewagen und Bodenführung kommt es zu plastischen Dehnungen über 5 %. Der Führungsteil am Barrierewagen kann jedoch einfach getauscht werden und die Bodenführung hat keine Auswirkungen auf den Prüfstand bzw. auf die Versuche. Der Prüfstand kann beim Auftreten dieses Misuselastfalles weiterverwendet werden.

Als zweiter Misuse Lastfall, wird überprüft, ob die Stauchrohre die gesamte Energie aufnehmen können, d.h. die Prüfstandssimulation wird ohne B-Säule aufgesetzt. Bei diesem Misuselastfall ergibt sich eine Reststauchrohrlänge von 25mm und somit können die Stauchrohre die gesamte Energie aufnehmen, falls es in einem Versuch zu einem frühen Versagen der B-Säule kommen sollte.

8 Validierung anhand der Versuchsergebnisse

In diesem Kapitel werden nun die Versuchsergebnisse diskutiert und die Validierung der Simulation anhand der Versuchsergebnisse durchgeführt. Zunächst wird noch auf den Versuchsaufbau und die positionierten Aufnehmer eingegangen.

8.1 Versuchsaufbau und -vorbereitung

Der Aufbau des Prüfstandes erfolgt wie in der Simulation vorgegeben, d.h. die einzelnen Baugruppen werden an der Stahlplatte an der Crashwand positioniert. Des Weiteren sind Beschleunigungsaufnehmer und Kraftmessdosen, wie in den vorangegangenen Kapitel beschrieben, sowie High-Speed Kameras vorgesehen.

8.1.1 Beschleunigungsaufnehmer

Die Geschwindigkeiten entlang der B-Säule dienen als eine Validierungsgröße. Dazu werden Beschleunigungsaufnehmer von der Firma Measurement Specialties mit der Modellnummer 1201M31-1000-360 [78] verwendet. Mit diesem Aufnehmer können Beschleunigungen bis zu 1000g gemessen werden. Die Beschleunigungen können dann auf Geschwindigkeiten umgerechnet und mit den Simulationsergebnissen verglichen werden.

Die Beschleunigungsaufnehmer werden an den Positionen entlang der B-Säule befestigt, an denen im Simulationsmodell die Geschwindigkeiten gemessen werden. In Abbildung 122 ist links das Simulationsmodell und die Positionen der Messwürfel dargestellt, sowie rechts der Versuchsaufbau in Hardware mit den Beschleunigungsaufnehmern an denselben Positionen.

Als zusätzliche Validierungsgröße und zur Überprüfung der Stoßgeschwindigkeit wird ein weiterer Beschleunigungsaufnehmer am Barrierewagen montiert. Die Position dieses Sensors ist Abbildung 123 dargestellt.

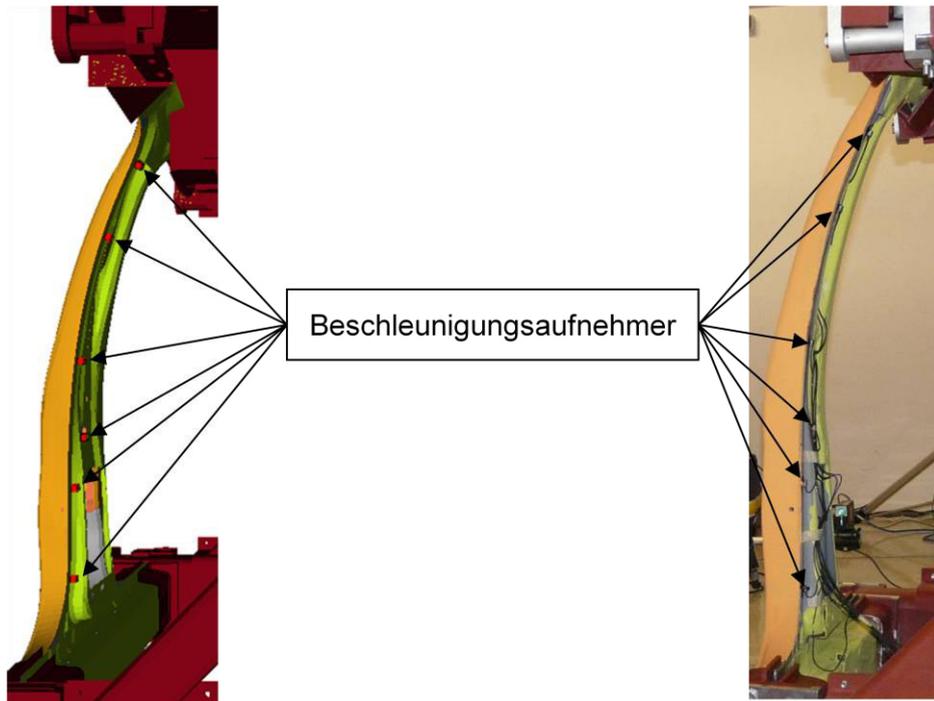


Abbildung 122: Positionen der Beschleunigungsaufnehmer im Simulationsmodell (links) und Versuchsaufbau (rechts)



Abbildung 123: Position des Beschleunigungsaufnehmers am Barrierewagen

8.1.2 Kraftmessdosen

Wie bereits in Kapitel 7.2.2 wird aus Validierungsgründen jeweils eine Kraftmessdose an den Schwelleranbindungen eingebaut, welche in Abbildung 124 dargestellt ist.



Abbildung 124: 1-Komponenten-Kraftsensor mit Messbereich bis 400 kN der Fa. Kistler [77]

8.1.3 Filmtechnik und Beleuchtung

Eine Bewertung des Deformationsverhaltens durch die Beschleunigungssensoren alleine ist nicht ausreichend. Gerade zur Feststellung eines Material- oder Verbindungstechnikversagens, sowie deren Weiterentwicklung ist eine Videoaufzeichnung nützlich. Dafür werden bei Crashversuchen Hochgeschwindigkeitsvideokameras (auch High-Speed Kameras genannt) eingesetzt (vgl. [18]). Diese High-Speed Kameras liefern bis zu 36.000 Bilder in der Sekunde. Für die Versuche sind 3 High-Speed Kameras vorgesehen, zwei an der linken Seite, wobei eine schräg von vorne auf die B-Säule und die zweite seitlich auf die B-Säule blickt, sowie eine dritte von oben. Die Positionen der High-Speed Kameras sind auch in Abbildung 125 dargestellt.

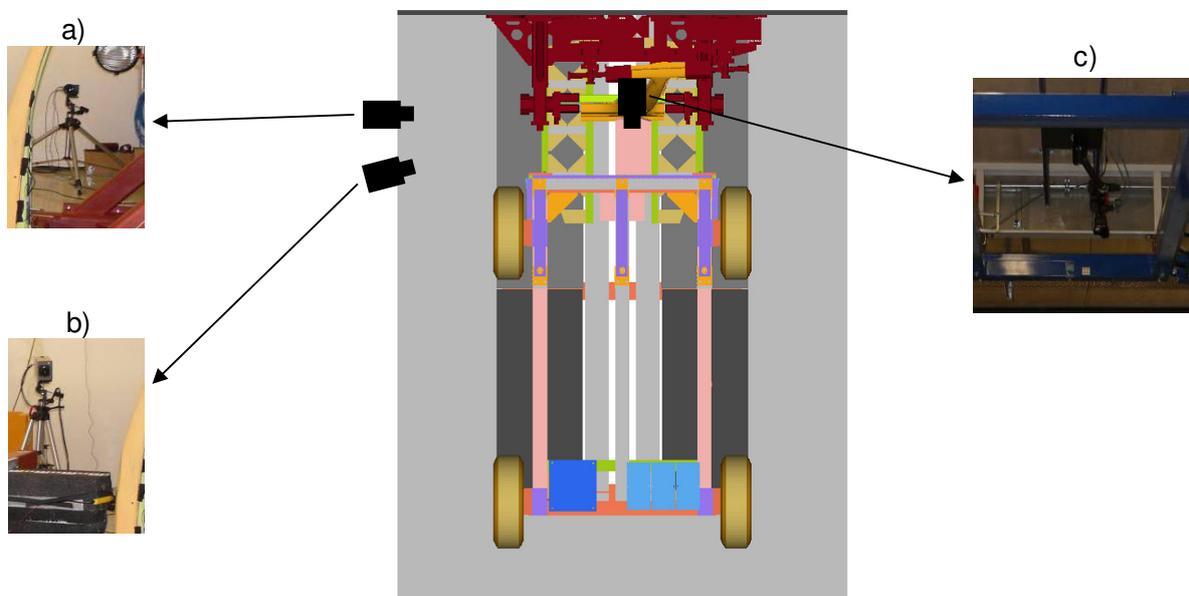


Abbildung 125: Positionierung der High-Speed Kameras

Abbildung 126 zeigt die Bildausschnitte der 3 Kameras, wobei a) die Position vorne links mit seitlichen Blick auf die B.Säule, b) links mit Blick von schräg vorne und c) mit Blick von oben auf den Prüfling darstellt.

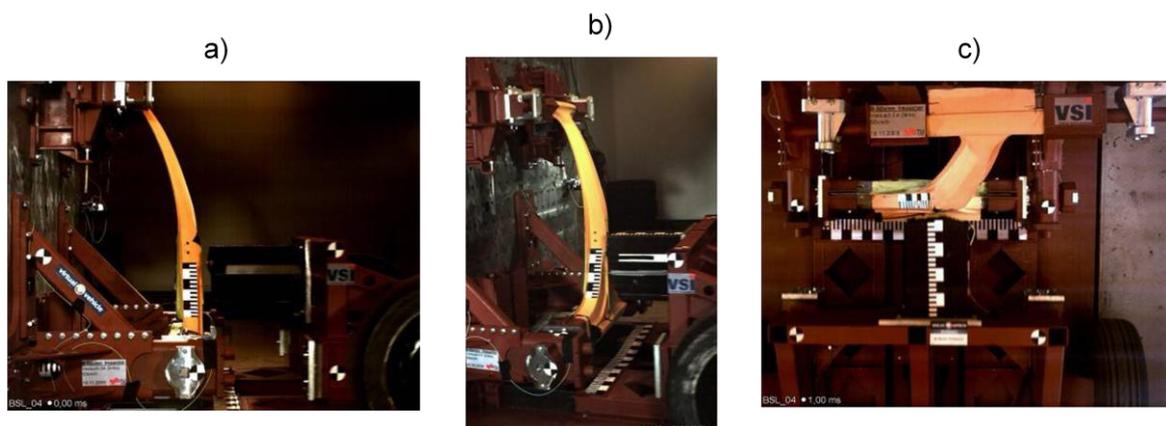


Abbildung 126: Bildausschnitte der High-Speed Kameras

High-Speed Kameras benötigen jedoch eine entsprechend gute Ausleuchtung. Dafür sorgt eine Beleuchtungsanlage, welche am Ende der Beschleunigungsanlage links und rechts oben, verfahrbar positioniert ist. Für die Beleuchtungsanlage werden mehrere Metall-Halogenlampen (HMI) verwendet. Die Beleuchtungsanlage der Versuchsanlage an der Crashanlage ist in Abbildung 127 dargestellt. Darüber hinaus werden noch zusätzliche Schweinwerfer aufgestellt, welche die Bildbereiche der Videos zusätzlich beleuchten. Damit wird ein entsprechend helles Licht sichergestellt, um ein flackerfreies Filmen zu gewährleisten.



Abbildung 127: Beleuchtungsanlage der Gesamtfahrzeugcrashanlage am Institut für Fahrzeugsicherheit der TU Graz

8.1.4 Treffergenauigkeit

Damit die Position des Impaktors bezüglich der B-Säule zum Zeitpunkt des Erstkontaktes exakt bestimmt werden kann, wird auf der B-Säule und auf dem Boden je ein Klebestreifen mit einer Zentimeter rasterung und am Impaktor ein Kunststoffstab geklebt. Somit kann die Position des Impaktors in Bezug auf die B-Säule zu jedem Zeitpunkt des Versuches eindeutig festgestellt und auch die Treffergenauigkeit bestimmt werden. Die Genauigkeit beträgt dabei gemäß dem Klebestreifen einen Zentimeter. Abbildung 128 zeigt die Klebestreifen an der B-Säule und am Boden, sowie den Kunststoffstab am Impaktor.

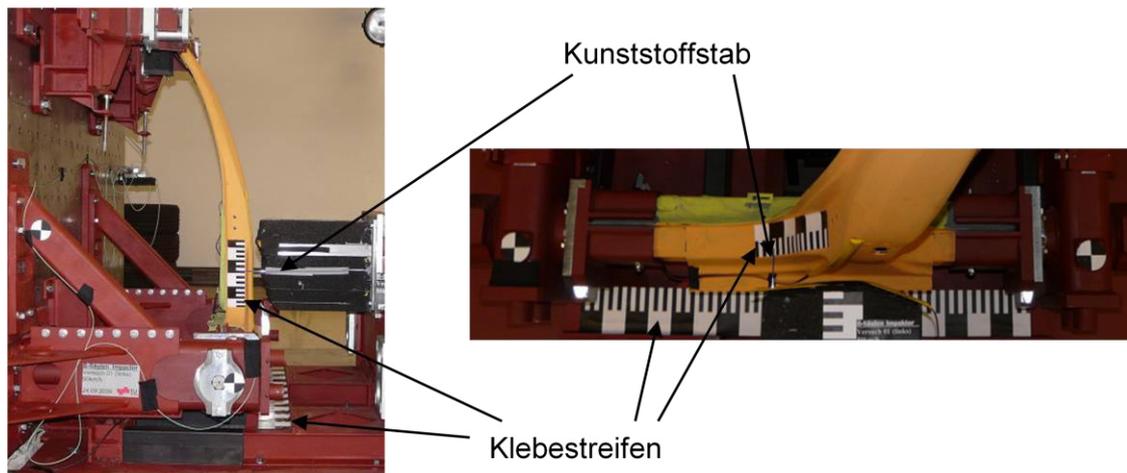


Abbildung 128: Klebestreifen an der B-Säule und am Boden, sowie Kunststoffstab am Impaktor zur Bestimmung der Position des Impaktors zur B-Säule

8.1.5 Fotodokumentation

Ein weiterer wesentlicher Bestandteil einer Dokumentation bei Crashtest Versuchen ist eine umfangreiche Fotodokumentation des Prüfstandes vor und nach dem Versuch. Vor dem Versuch werden vor allem die Positionen der Beschleunigungsaufnehmer, die Position des Impaktors zur B-Säule im ruhenden Zustand, die Position des Impaktors am Barrierewagen, alle Anbindungen an der Crashwand und deren Position, der Barrierewagen und die B-Säule selbst fotografiert. Nach dem Versuch werden vorrangig die Torsionsstäbe bzw. der Rotationswinkel der Schwelleranbindungen, die Stauchrohre bzw. die Stauchrohlänge, der Impaktor, die B-Säule und der Aufbau festgehalten.

8.2 Versuchsauswertung

Es sind mit dem in Kapitel 7 dargestellten Versuchsaufbau in Summe 3 Versuche durchgeführt worden. Anhand eines dieser Versuche erfolgt ein Vergleich mit der Simulation.

Die restlichen zwei Versuche sind mit geänderten Einstellparametern durchgeführt worden.

8.2.1 Treffergenauigkeit

In den Abbildungen 129 und 130 ist jeweils die Position des Impaktors im Bezug auf die B-Säule dargestellt aus zwei unterschiedlichen Blickwinkeln (von oben und seitlich). Dabei ist links die Position in der Ruhestellung vor dem Versuch (Barrierewagen wird händisch zur B-Säule geschoben) und rechts die Position im Versuch kurz vor Kontakt des Impaktors mit der B-Säule (Screenshot aus der jeweiligen High-Speed Kamera).

Anhand dieser Abbildungen ist ersichtlich, dass die Abweichung in X-Richtung ca. 1 cm und in Z-Richtung wenige Millimeter beträgt. Laut dem Testprotokoll von IHS Seitenanprall wird eine Abweichung des Trefferpunktes in vertikaler und horizontaler Richtung von $\pm 2,5$ cm toleriert (vgl. [37]). Eine ausreichend gute Treffergenauigkeit ist somit gegeben.

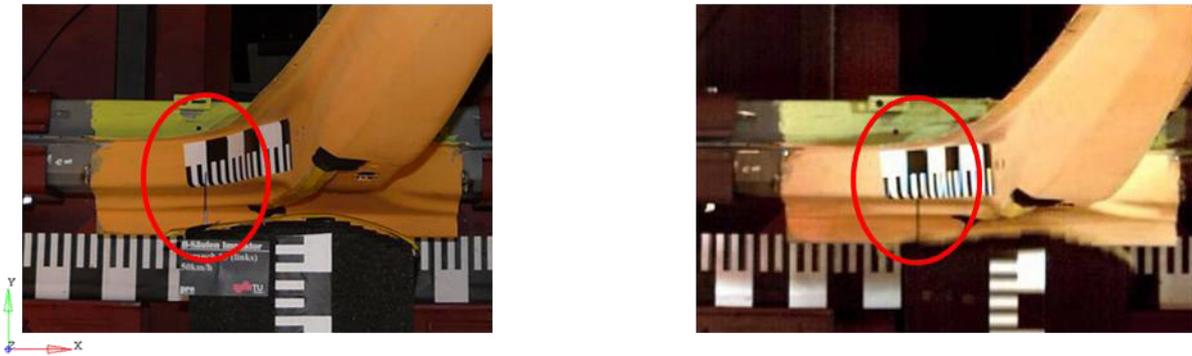


Abbildung 129: Position des Impaktors in Bezug auf die B-Säule vor (links) und während (rechts) des Versuches aus Sicht von oben

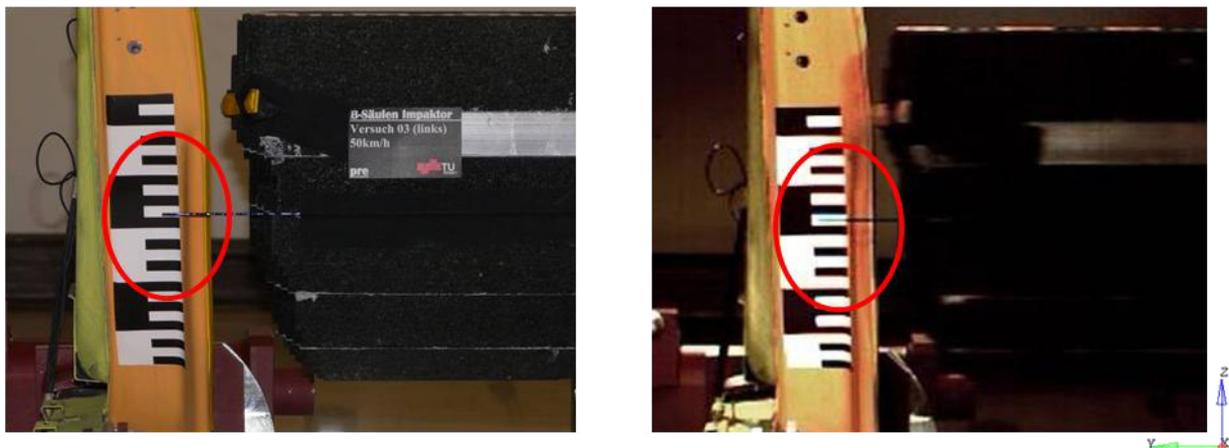


Abbildung 130: Position des Impaktors in Bezug auf die B-Säule vor (links) und während (rechts) des Versuches aus Sicht von seitlich links

8.2.2 Zeitlicher Verlauf der Deformation

Abbildung 131 und 132 zeigen eine Gegenüberstellung des zeitlichen Verlaufes der Deformation bis 30 ms in 5ms Schritten. Links ist jeweils das Simulationsmodell dargestellt, rechts der Versuch. Anhand dieser Abbildungen ist ersichtlich, dass die Deformation der B-Säule im Versuch nahezu ident mit der Deformation der B-Säule in der Simulation erfolgt, als auch dass die Rotation der Schwelleraufnahmen (Torsionsstäbe) ident ist. Einzig der EPP Schaumteil im oberen, vorderen Bereich (oberhalb des Stahlteiles) ist in der Simulation etwas weicher, was jedoch keinen Einfluss auf die weiteren, relevanten Ergebnisse hat.

8 Validierung anhand der Versuchsergebnisse

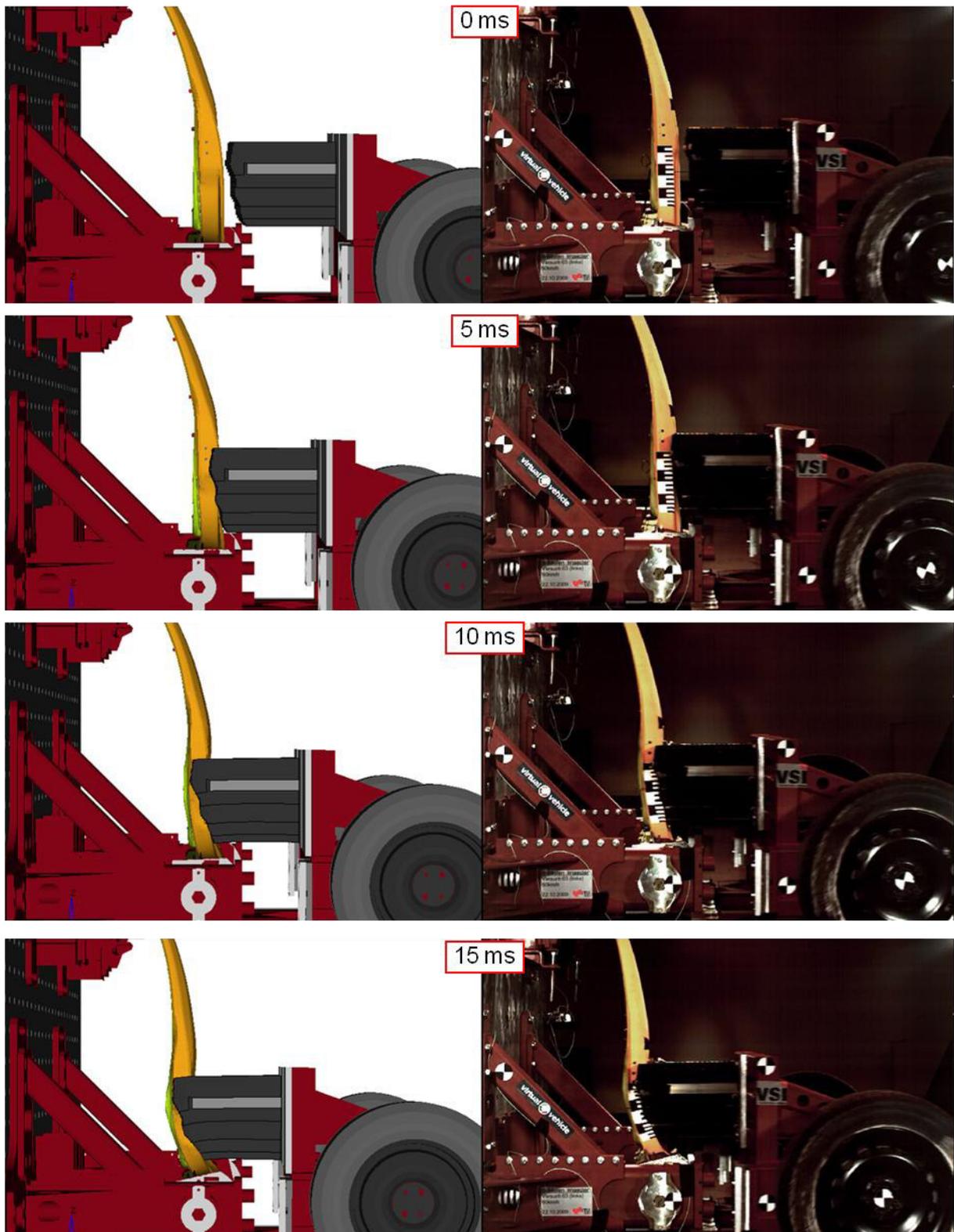


Abbildung 131: Gegenüberstellung des Deformationsverlaufes zwischen Simulation (links) und Versuch (rechts) zwischen 0 – 15 ms

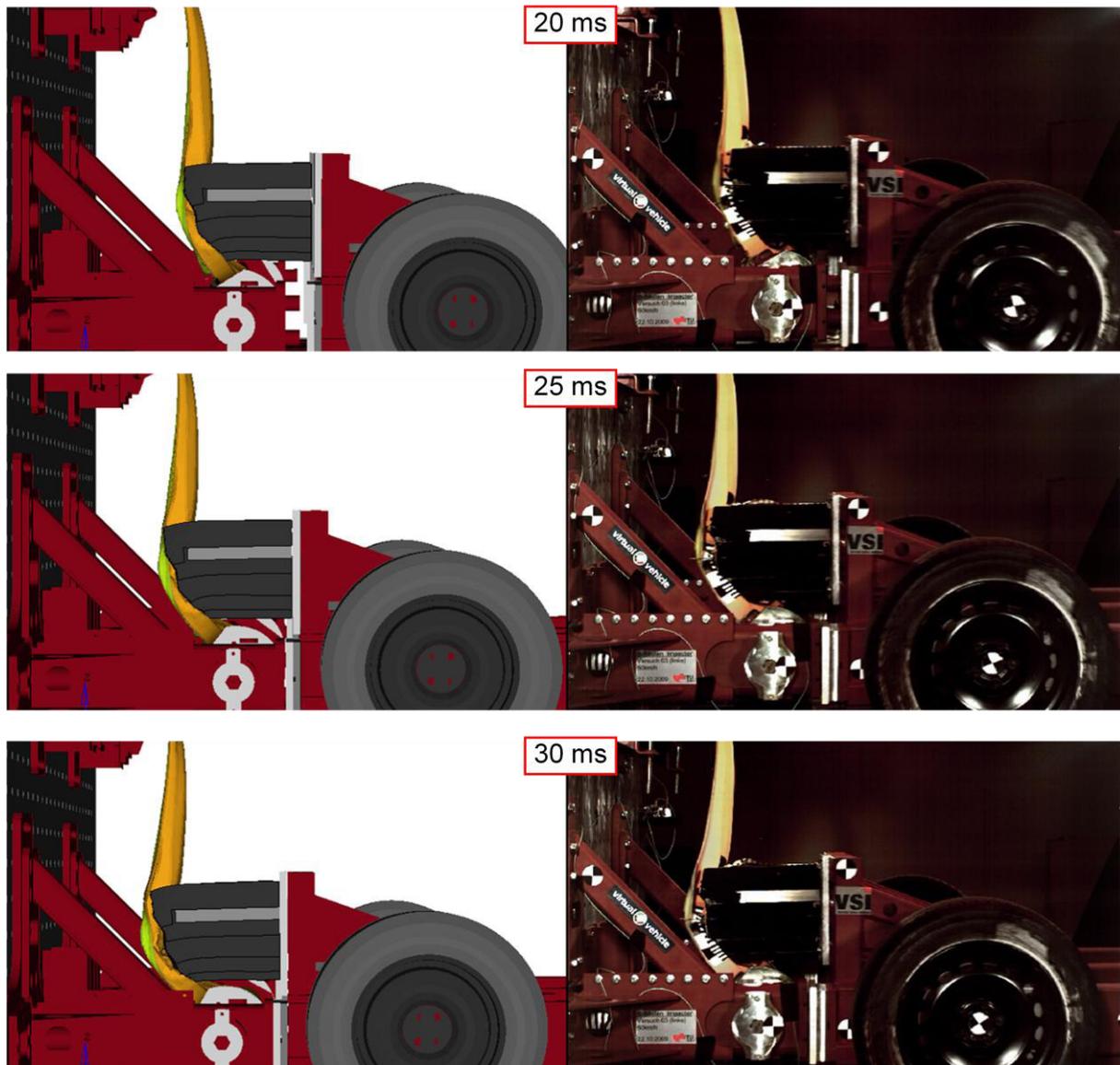


Abbildung 132: Gegenüberstellung des Deformationsverlaufes zwischen Simulation (links) und Versuch (rechts) zwischen 20 – 30 ms

8.2.3 Vergleich der Enddeformation

Abbildung 133 zeigt die Gegenüberstellung des Enddeformationsbildes aus der Simulation (links) zum Versuch (rechts). Die Übereinstimmung ist im unteren Bereich der B-Säule sehr gut. Die Falte in der roten Markierung wird gut wiedergegeben. Auch die Falte in der grünen Markierung ist im Versuch ähnlich zur Simulation. Geringe Unterschiede stellen sich aufgrund der verwendeten Netzgröße des Simulationsmodells ein. Im oberen Bereich der B-Säule am Dachrahmen (blaue Markierung) ist eine höhere Deformation des Simulationsmodells erkennbar, welche jedoch keinen Einfluss auf die Ergebnisse im unteren Hauptbereich hat. Die geringfügige Abweichung im oberen Bereich ist hauptsächlich aufgrund des durch den Dachrahmen gesteckten Rohres begründet, da dies sich in der Simulation mehr deformiert, wie im Versuch. Um eine exakte Übereinstimmung zu erzielen, müssten

für das Rohr die exakten Materialdaten ermittelt werden. Da der Fokus auf dem unteren Bereich der B-Säule liegt, wird darauf verzichtet.

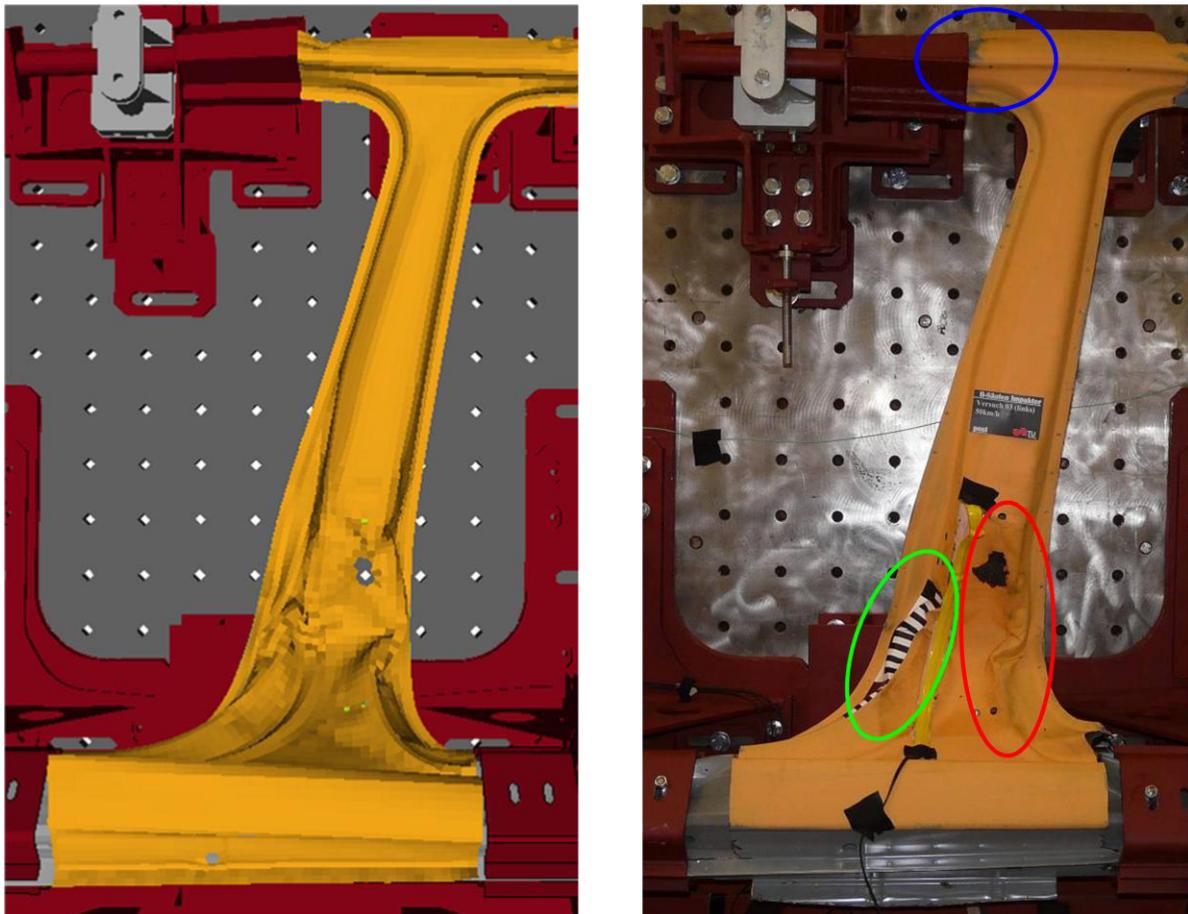


Abbildung 133: Gegenüberstellung des Enddeformationsbildes zwischen Simulation (links) und Versuch (rechts)

8.2.4 Vergleich der Rotation und des Stauchweges

Der Stauchweg der Stauchrohre beträgt in der Simulation ca. 80 mm (Abbildung 134).

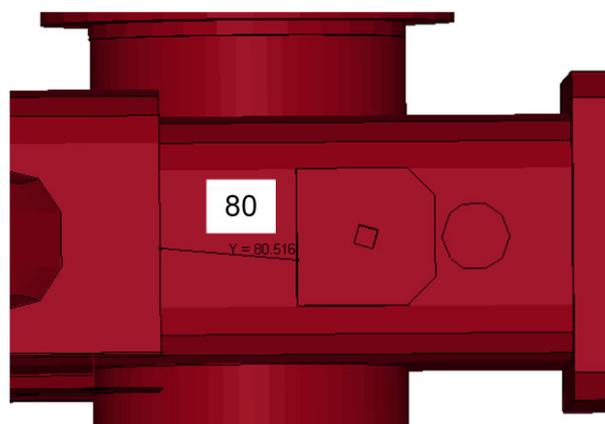


Abbildung 134: Stauchweg des Stauchrohres in der Simulation



Abbildung 135: Stauchweg des Stauchrohres im Versuch

In der Abbildung 135 ist der Zustand nach dem Versuch dargestellt, wobei der Stauchweg an der vor dem Versuch gemachten Markierung oben ablesbar ist. 100 mm ist gekennzeichnet und jeder Teilstrich hat 10 mm. Somit beträgt auch im Versuch der Stauchweg 80mm.

Die Rotation des Schwellers liegt im Versuch bei ca. 44° , in der Simulation beträgt der Rotationswinkel ca. 49° (Abbildung 136), womit die Übereinstimmung der Rotation zwischen Versuch und Simulation gegeben ist.

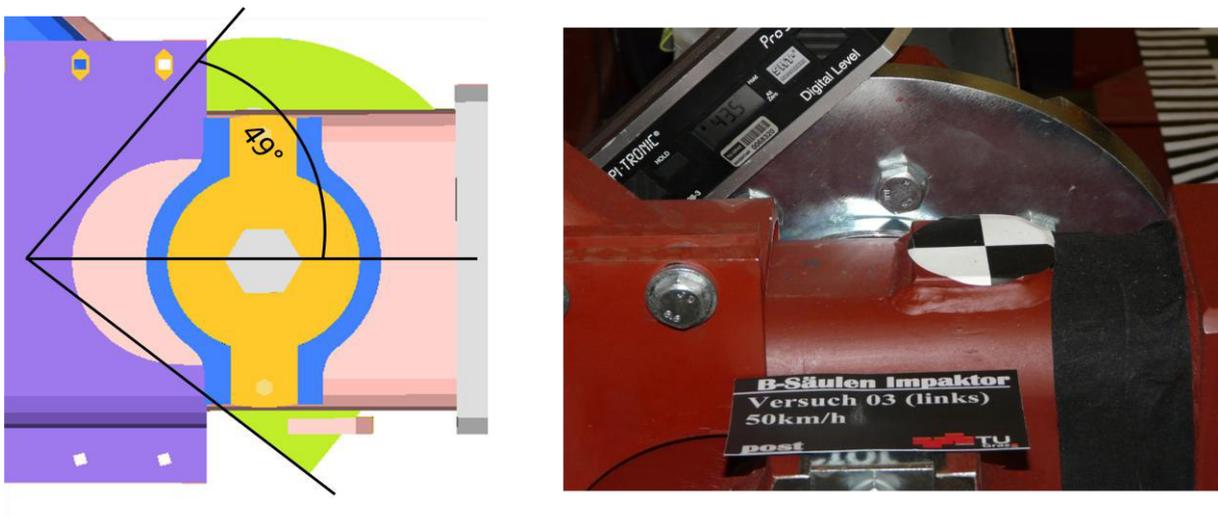


Abbildung 136: Rotationswinkel der Schwelleranbindung in der Simulation (links) und im Versuch (rechts)

Somit stimmen auch die Rotation und die Stauchwege gut mit der Simulationsauslegung überein.

8.2.5 Vergleich des dynamischen Verhaltens (Beschleunigungssensoren)

Nach dem optischen Vergleich erfolgt nun der Vergleich der physikalischen Messgrößen. Eine der wesentlichen Vergleichsgrößen sind dabei die Geschwindigkeitsprofile entlang der B-Säule an ausgewählten Punkten (siehe Kapitel 6.2.3, bzw. Abbildung 43). Abbildung 137 zeigt den Vergleich zwischen der Prüfstandssimulation und dem Versuch. Die Größen aus dem Versuch werden aus den Beschleunigungssensoren gewonnen indem die Beschleunigungen durch Integration in Geschwindigkeiten umgerechnet werden. Des Weiteren werden die Signale gemäß IHS Testprotokoll (vgl. [37]) mit der Frequenzklasse CFC 60, wie in SAE J211 definiert (vgl. [79]), gefiltert.

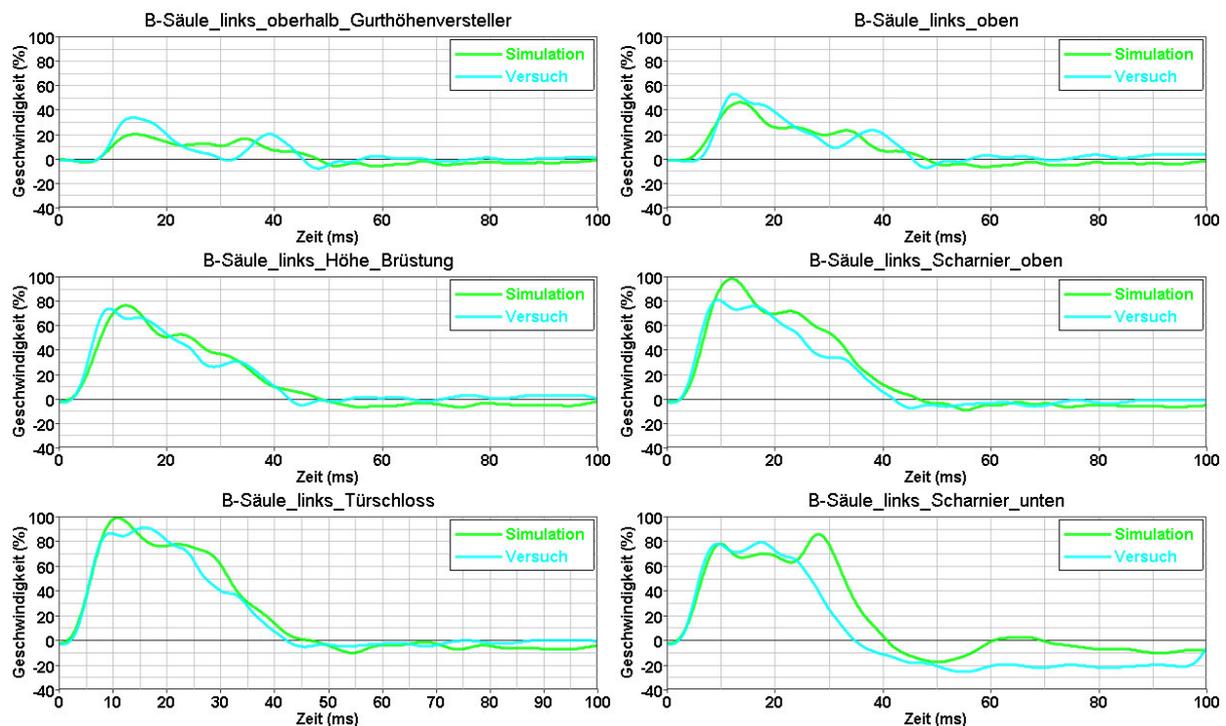


Abbildung 137: Vergleich der Geschwindigkeitsverläufe an ausgewählten Punkten entlang der B-Säule zwischen Simulation und Versuch

Abbildung 137 zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Versuch beim Anstieg und Maximum besonders im unteren Bereich der B-Säule. Die geringfügigen Abweichungen sind vor allem auf das nicht abgebildete Versagen von Verbindungstechniken und Bauteilen in der Simulation zurückzuführen.

8.2.6 Vergleich der Kraftsignale in den Schwelleranbindungen

Abbildung 138 zeigt den Vergleich der Kräfte in den Kraftmessdosen zwischen Simulation und Versuch. Kraftmessdose A befindet sich bei Sicht auf die Crashwand links, also Richtung A-Säule, wohingegen Kraftmessdose C rechts, also Richtung C-Säule positioniert ist. Es ist erkennbar, dass die maximalen Kraftspitzen im Versuch höher sind, als in der Simulation. Dies ist hauptsächlich in den Stauchrohren

begründet, welche in der Simulation nicht exakt abgebildet werden können. Es werden zwar nahtlose Präzisionsstahlrohre verwendet, welche jedoch sowohl hinsichtlich Abmessungen als auch Materialeigenschaften Toleranzen unterliegen. Ein Nachmessen der Wandstärke der Rohre ergab einen Unterschied von bis zu 0,2 mm, was in der Toleranz liegt. Da der Hauptaugenmerk beim Versuch auf die Phase vor dem Ansprechen der Stauchrohre liegt, wurde dies nicht weiter betrachtet.

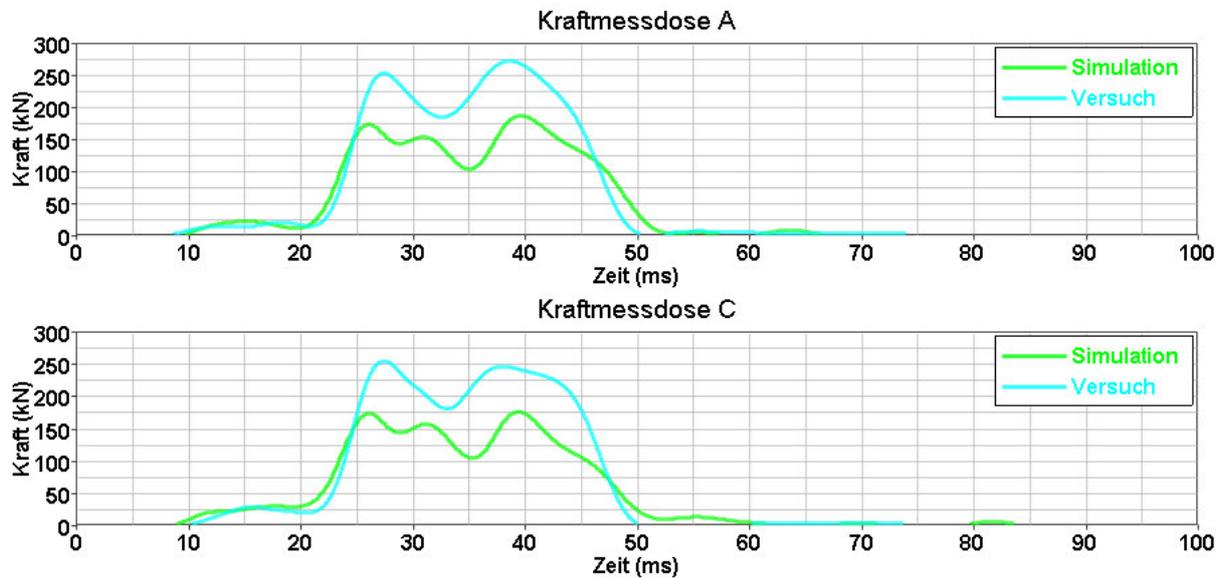


Abbildung 138: Vergleich der Kräfte in den beiden Kraftmessdosen zwischen Simulation und Versuch

8.3 Reproduzierbarkeit

Zur Überprüfung der Reproduzierbarkeit sind zwei weitere Versuche mit gleichen Einstellparametern durchgeführt worden, wobei nur die messbaren Größen betrachtet werden. Da das Hauptaugenmerk der Versuche nur bis zum Ansprechen des 2. Lastpfades liegt, wurden bei diesen drei Versuchen geringfügige Änderungen an den Stauchrohren vorgenommen, um für künftige Versuche die bestmögliche Konfiguration zu ermitteln, da diese wie in Kapitel 8.2.6 beschrieben in der Simulation nicht gut genug darstellbar sind. Die Stauchrohre unterscheiden sich hinsichtlich Wandstärke und Vorbehandlung. In Tabelle 6 sind die Konfigurationen der Stauchrohre der drei Versuche dargestellt. Der Versuch 2 weist eine geringere Wandstärke auf, wohingegen das Stauchrohr beim Versuch 3 durch sechs Bohrungen am Umfang in der Mitte des Stauchrohres vorbehandelt wurde (Abbildung 139). Damit soll ein geringeres Kraftniveau erzielt werden sowie der örtliche Bereich des Faltenbeginns bestimmt werden.

Tabelle 6: Ausführung der Stauchrohre der drei Reproduzierbarkeitsversuche

Versuch		1	2	3
Stauchrohr groß	Da (mm)	70	70	70
	S (mm)	3,2	3,0	3,2
	Vorbehandlung	nein	nein	Bohrungen am Umfang (Abbildung 139)



Abbildung 139: Stauchrohr groß des Versuches 3 mit den Bohrungen am Umfang

8.3.1 Dynamisches Verhalten (Beschleunigungssensoren)

Der Vergleich der Geschwindigkeiten entlang der B-Säule zwischen den drei Versuchen zeigt eine gute Übereinstimmung. Unterschiede sind im obersten Kontrollpunkt (B-Säule links oberhalb Gurthöhenversteller) zu sehen, welche aufgrund der Anbindung des Dachrahmens (lose Verbindung zwischen den Schellen und des Dachrahmens, durchgesteckte Rohr) entstehen können. Dies hat jedoch keine Auswirkungen auf den unteren B-Säulen Bereich. Eine weitere Abweichung ist auch im untersten Punkt (B-Säule links Scharniere unten) im Versuch 2 zu erkennen. Dies ist aber auf eine Fehlfunktion des Beschleunigungssensors zurückzuführen. Somit kann in Summe eine gute Reproduzierbarkeit bei den drei Versuchen ausgewiesen werden.

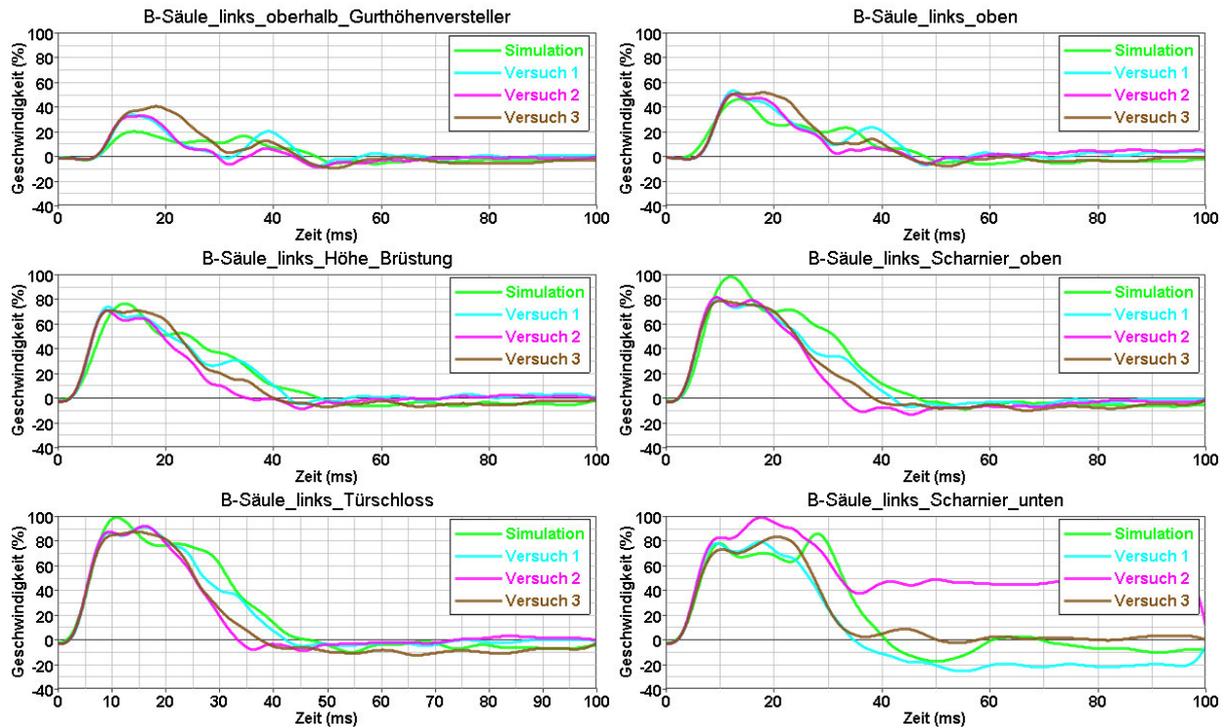


Abbildung 140: Geschwindigkeitsverläufe an ausgewählten Punkten entlang der B-Säule von Simulation und drei Versuchen

8.3.2 Kraftsignale in den Schwelleranbindungen

Bei den Kraftsignalen gibt es größere Unterschiede zwischen den drei Versuchen, welche auf die unterschiedlichen Stauchrohre zurückzuführen sind (Abbildung 141). Erkennbar ist, dass beim Versuch 2 das Kraftmaximum um ca. 30 kN höher ist, das Kraftmaximum über eine Zeitspanne von ca. 8 ms aufrechtbleibt, jedoch kein zweiter Kraftpeak mehr auftritt und die Kraft auch schneller abfällt und bei ca. 40 ms auf 0 kN sinkt. Da dieses Stauchrohr eine andere Wandstärke aufweist und somit auch aus einer anderen Charge kommt, wird der Unterschied vermutlich aufgrund höherer Festigkeitswerte dieses Rohres begründet sein. Alle anderen Einstellparameter waren ident und auch bei den Ergebnissen wurden ansonsten keine markanten Unterschiede festgestellt. Ob diese Vermutung richtig ist, kann nur durch eine Festigkeitsanalyse der Rohre erzielt werden. Da jedoch die 2. Phase des Versuches, nur von geringem Interesse ist, wurde auf eine Festigkeitsanalyse verzichtet.

Das Anbringen der Bohrungen der Stauchrohre für den Versuch 3 zeigt keine Verminderung des Kraftmaximums, im Gegenteil sogar einen geringfügigen Anstieg. Somit ist eine Anbringung von Bohrungen an den Stauchrohren auch zukünftig nicht sinnvoll, da dieser Mehraufwand keinen Vorteil ergibt.

8 Validierung anhand der Versuchsergebnisse

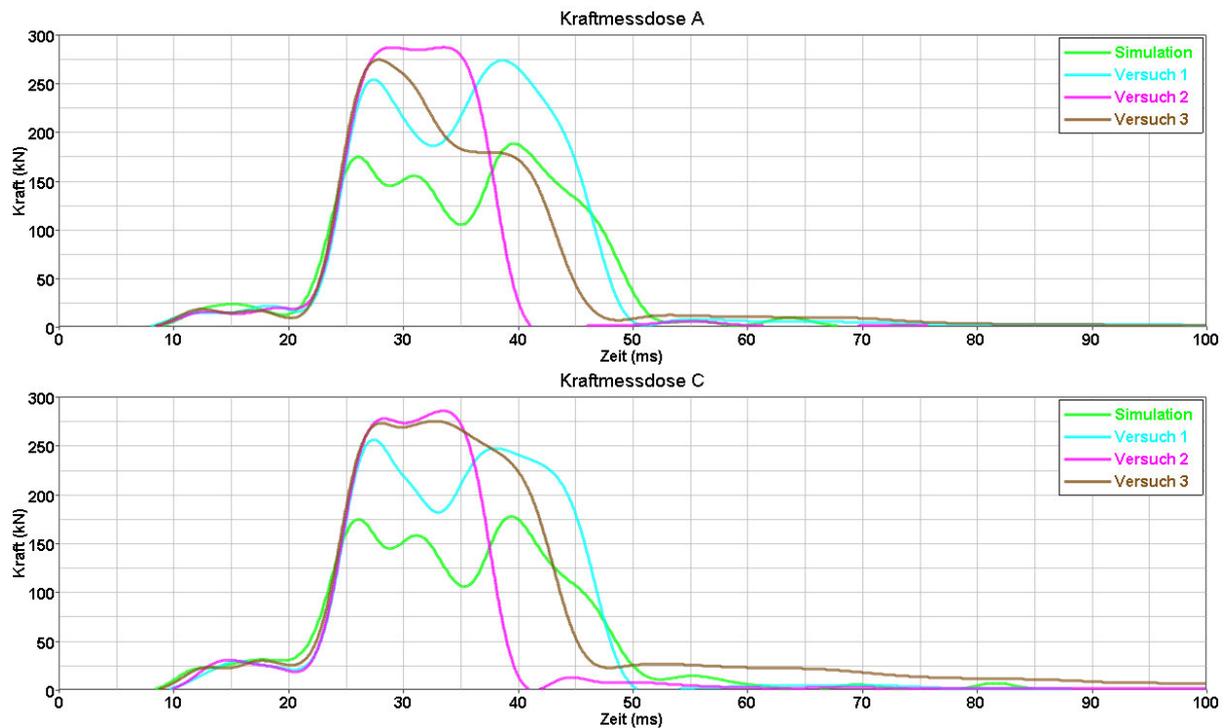


Abbildung 141: Kräfte in den beiden Kraftmessdosen von Simulation und drei Versuchen

8.3.3 Zusammenfassung der Reproduzierbarkeitsversuche

Die drei Versuche, welche zur Überprüfung der Reproduzierbarkeit durchgeführt wurden, zeigen, dass der Prüfstand reproduzierbare Ergebnisse liefert. Gerade die Geschwindigkeitssignale zeigen eine gute Übereinstimmung und auch die Analyse der Kraftsignale zeigen ähnliche Ergebnisse. Bei den Kraftsignalen konnte zusätzlich die Erkenntnis gewonnen werden, dass die Stauchrohre auf das Ergebnis nach dem Ansprechen selbiger einen geringen Einfluss haben. Daher ist es wichtig, dass die Stauchrohre einer Versuchsreihe aus derselben Charge Halbzeug hergestellt werden, falls die zweite Phase genauer betrachtet werden soll.

8.4 Anwendbarkeit für andere Lastfälle

Eine Forderung an den Prüfstand ist, dass dieser für unterschiedliche Lastfälle verwendet werden kann, auf welches in diesem Kapitel eingegangen wird. Es wird jedoch nur die Vorgehensweise aufgezeigt und ein Vergleich zwischen Auslegung und Versuch erläutert.

8.4.1 Methodik zur Auslegung

Abbildung 142 zeigt den Ablauf der Entwicklung für die Auslegung der Einstellparameter (Impaktor, Torsionsstäbe, Anbindungen, Dachrahmenrohr und Stauchrohre) einer anderen B-Säule oder eines anderen Lastfalles. Als Basis dient

immer die Gesamtfahrzeugsimulation. Die Gesamtfahrzeugsimulation wird analysiert, um die Basis für die Prüfstandsparameter zu ermitteln, wie z.B. die Rotation des Schwellers, Deformation der B-Säule oder das Kraftprofil entlang der B-Säule. Aus der Gesamtfahrzeugsimulation wird die B-Säule freigeschnitten und in die Prüfstandssimulation integriert. Danach erfolgt eine erste B-Säulenprüfstandssimulation. Die Ergebnisse werden dann mit den Ergebnissen aus der Gesamtfahrzeugsimulation verglichen und danach die oben genannten Einstellparameter in der Prüfstandssimulation solange angepasst, bis die Ergebnisse mit denen der Gesamtfahrzeugsimulation übereinstimmen. Dann erfolgt die Testdurchführung am Komponentenprüfstand mit den ermittelten Parametereinstellungen. Eine Versuchsauswertung und der Abgleich zwischen Simulation und Versuch schließt den Prozess ab.

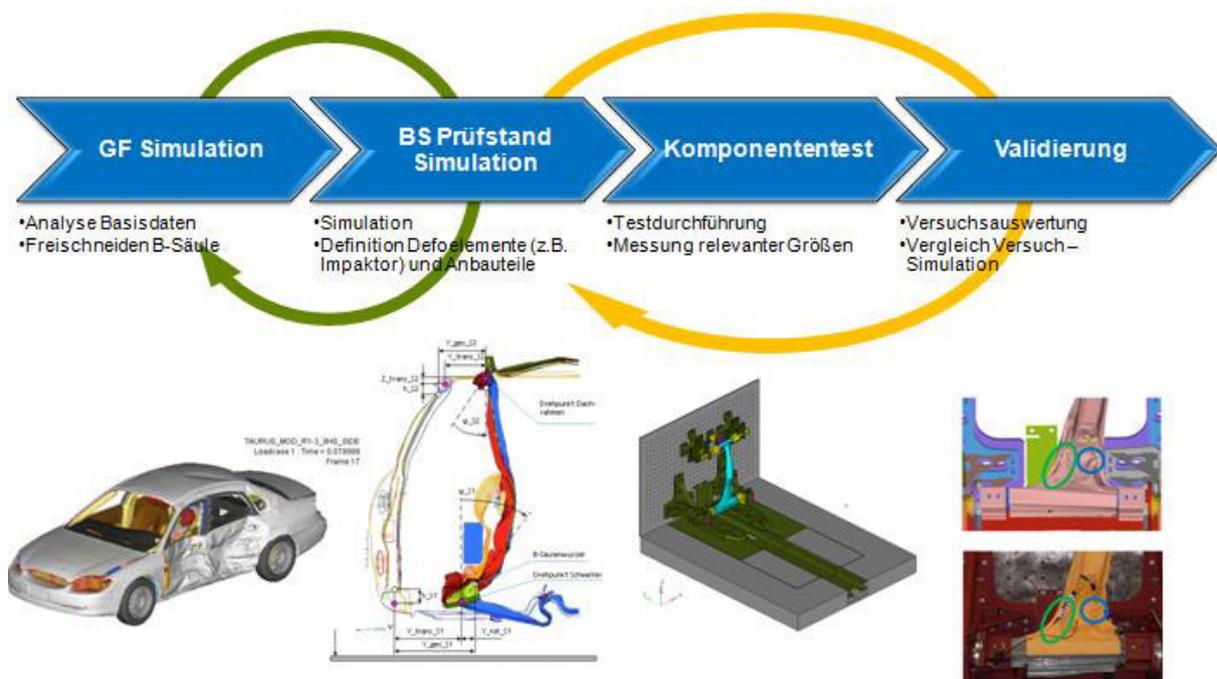


Abbildung 142: Ablauf des Entwicklungsprozesses für eine Neuauslegung

Als Lastfall wird der Seitenanprall nach EuroNCAP am Fahrzeug Audi Q3 betrachtet.

8.4.2 Versuchvalidierung

Bei diesem Lastfall kommt es zu einem wesentlich langsameren Geschwindigkeitsanstieg an den ausgewählten Punkten entlang der B-Säule, wobei dieser Anstieg auch nicht kontinuierlich verläuft und es zunächst zu einem ersten Maximum kommt, die Geschwindigkeit danach konstant weiterläuft oder geringfügig abfällt und danach nochmals ansteigt und das Gesamtmaximum erreicht. Dieser Verlauf ist auf die besondere Form der Barrierenfront im Zusammenspiel mit dem Auftreffpunkt zurückzuführen. Die Barrierenunterkante ist um 79 mm tiefer als beim Seitenanprall nach IIHS, wodurch mehr Energie durch den Schweller aufgenommen werden muss und die B-Säule um ca. 20 % weniger Energie aufnimmt (Abbildung

18). Zunächst trifft der untere, vorgelagerte Teil der Barriere auf das Fahrzeug und erst nach ca. 10-15 ms trifft der obere Teil der Barriere auf das Fahrzeug, wodurch es zu einem Anstieg der Intrusionsgeschwindigkeit in der B-Säule kommt.

Abbildung 143 zeigt die Gegenüberstellung zwischen der Gesamtfahrzeugsimulation, der Prüfstandssimulation und den Ergebnissen aus dem Prüfstandsversuch. In den Messpunkten 2-5 gibt es eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Prüfstandssimulation und -versuch hinsichtlich Geschwindigkeitsanstieg und Geschwindigkeitsmaximum. Im Dachrahmenbereich ergeben sich ähnliche Unterschiede wie beim Lastfall IHS des Fahrzeuges AU481, welche auf die Anbindung des Dachrahmens zurückzuführen ist.

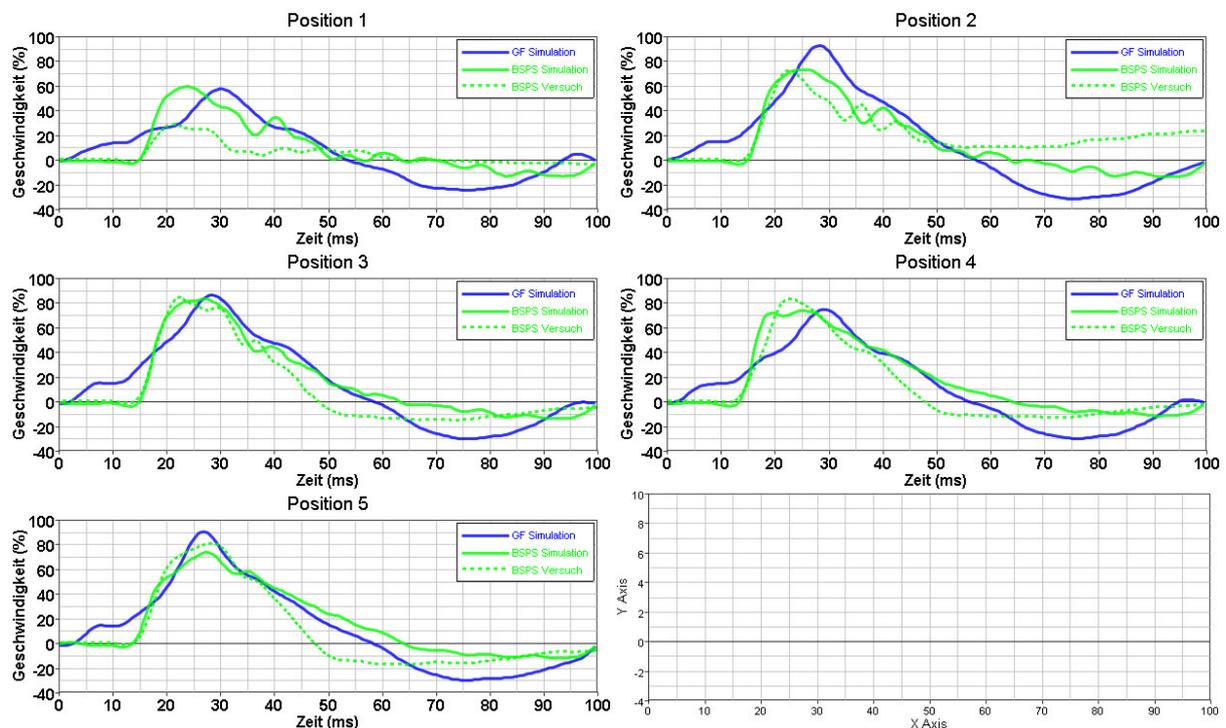


Abbildung 143: Gegenüberstellung der Geschwindigkeiten entlang der B-Säule beim Audi Q3, Lastfall Euro NCAP, zwischen Gesamtfahrzeugsimulation, Prüfstandssimulation und Prüfstandsversuchsergebnis

Im Vergleich mit der Gesamtfahrzeugsimulation ist zu erkennen, dass der Anstieg später und steiler erfolgt, das Maximum aber erreicht wird. Die Geschwindigkeitscharakteristik ist mit dem Prüfstand nur mit erheblichem Mehraufwand zu erreichen. Es könnte z.B. ein geteilter Impaktor eingesetzt werden, oder aber ein zeitgesteuertes Ansprechen der Krafteinleitung durch einen ev. Einsatz von Federn, wobei die Federn einen geringen Widerstand aufweisen, jedoch nach einer gewissen Zeit auf Block gehen und danach der Impaktor die Energie aufnimmt.

Abbildung 144 zeigt eine Gegenüberstellung der Enddeformation aus Versuch und Simulation in der Mitte der B-Säule. Nach dem Versuch wurde die B-Säule 3D vermessen, und in der Simulation wurde an derselben Stelle ein Schnitt gelegt. Aus dieser Gegenüberstellung ist zu erkennen, dass die Enddeformation zwischen Prüfstandssimulation und -versuch gut übereinstimmt.

Da die Übereinstimmung des Deformationsbildes sehr gut getroffen ist und die Geschwindigkeitsmaxima erreicht werden, ist das Ergebnis zufriedenstellend und es wird auf den Mehraufwand hinsichtlich genauerer Übereinstimmung des Geschwindigkeitsanstieges verzichtet.

Somit konnte bewiesen werden, dass der Prüfstand auch für andere Fahrzeuge und Lastfälle geeignet ist.

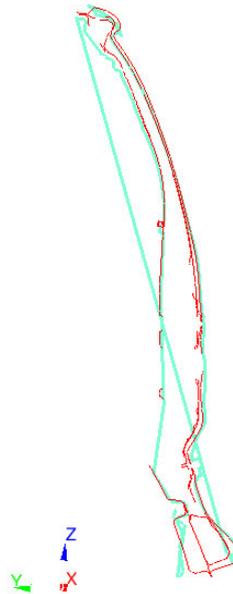


Abbildung 144: Gegenüberstellung Enddeformation der B-Säule im Schnitt (hellblau = Versuch, rot = Simulation)

9 Resümee

Nach erfolgter Validierung kann die Fragestellung positiv beantwortet werden. Es ist möglich die komplexen Vorgänge bei einem Crashlastfall in einem Komponentenprüfstand wiederzugeben.

9.1 Beantwortung der Fragestellung

Die einzelnen Kriterien können wie folgt beantwortet werden:

9.1.1 *Hinreichend genaue Nachstellung des dynamischen Verhaltens*

Eine hinreichend genaue Nachstellung des dynamischen Verhaltens in einem Komponentenprüfstand ist möglich, wenn als Basis ein Gesamtfahrzeugsimulationsmodell zur Verfügung steht. Abhängig ist es jedoch vom zur Verfügung stehenden Bauteilumfang und den damit verbundenen Randbedingungen. Einschränkungen sind bedingt durch die gesetzten Randbedingungen wie z.B. Einspannungen, Nachbildung der Freiheitsgrade und Kräfteinleitung. Hier ist immer ein Kompromiss zwischen Genauigkeit und Aufwand (Fertigung und Rüstaufwand) erforderlich.

Stärken des Prüfstandes:

Durch die genaue Nachstellung des dynamischen Verhaltens mittels des Komponentenprüfstandes können erste Hardwarekenntnisse schon früher im Entwicklungsprozess gewonnen werden, welche dem realen Verhalten in einem Gesamtfahrzeug entsprechen. Dadurch können noch kostengünstigere Änderungen an den Bauteilen durchgeführt werden.

Schwächen des Prüfstandes:

Eine exakte Nachstellung ist aufgrund des einzugehenden Kompromisses zwischen Genauigkeit und Aufwand nicht möglich. Gerade bei der Nachstellung des dynamischen Verhaltens ist der Einfluss der Tür nur bedingt nachstellbar. Daher wird es immer eine geringe Abweichung im dynamischen Verhalten geben.

9.1.2 *Übereinstimmung der Enddeformation*

Die Übereinstimmung der Enddeformation ist ebenfalls möglich, wobei jedoch ein Impaktor entwickelt werden muss, da die Originalbarriere für den Prüfstand nicht geeignet ist. Der Impaktor muss den Einfluss der Türe abbilden können und für jeden Lastfall bzw. Fahrzeugtyp extra ausgelegt werden.

Stärken des Prüfstandes:

Durch den eigens entwickelten Impaktor kann die Enddeformation gut wieder gegeben werden. Der Impaktor kann so gestaltet werden, dass ein ähnliches Deformationsbild entsteht wie im Gesamtfahrzeugversuch, welches bei der Verwendung der Originalbarriere aufgrund der speziellen Form nicht gegeben ist.

Schwächen des Prüfstandes:

Der Impaktor muss für jeden Lastfall bzw. jedem Fahrzeugtyp extra entwickelt werden. Die Verwendung eines universellen Impaktors ist aufgrund der zahlreichen Einflussfaktoren, wie z.B. Tür, Türaufprallträger, Form der Barriere, ... nicht möglich.

9.1.3 Universelle Einsetzbarkeit für unterschiedliche Lastfälle

Der Prüfstand ist so konzipiert, dass auch unterschiedliche Lastfälle abgedeckt werden können, da der Prüfstand flexibel einstellbar ist und der Impaktor entsprechend entwickelt werden kann.

Stärken des Prüfstandes:

Es können neben den Seitenanprall nach IIHS auch andere Seitenanpralllastfälle wie z.B. der Seitenanprall nach EuroNCAP abgeprüft werden. Es sind nur die Anbindungen, der Impaktor, die Stauchrohre und die Torsionsstäbe entsprechend auszulegen.

Schwächen des Prüfstandes:

Lastfälle, bei welchen ein langsamer Geschwindigkeitsanstieg bzw. ein zweites Geschwindigkeitsmaximum auftritt, sind aufgrund der Randbedingungen des Prüfstandes nicht exakt nachstellbar. Dazu müsste ein entsprechend hoher Aufwand betrieben werden (z.B. ein geteilter Impaktor und/oder ein im Versuch verschiebbarer Impaktor).

9.1.4 Universelle Einsetzbarkeit für alle Fahrzeuggrößen

Die Anbindungen sind variabel an der Platte der Crashwand montierbar. Des Weiteren können die Stauchrohre, Torsionsstäbe und der Impaktor entsprechend den Erfordernissen ausgelegt werden. Somit können alle durchgängigen B-Säulen unterschiedlichster Fahrzeuggrößen im Prüfstand getestet werden.

Stärken des Prüfstandes:

Der Prüfstand kann zur Überprüfung der B-Säule jedes Fahrzeuges herangezogen werden und es ist kein eigener Komponentenprüfstand für jedes Fahrzeug notwendig, was kostenmäßig und zeitmäßig große Vorteile bringt. Hinzu kommt, dass bei längerer Verwendung des Prüfstandes die Erfahrungen steigen und die

Interpretationen von Ergebnissen, sobald einige Vergleiche zwischen Komponentenprüfstandsversuchen und Gesamtfahrzeugversuchen vorhanden sind, einfacher und vor allem zielgerichteter erfolgen können.

Schwächen des Prüfstandes:

B-Säulen, welche nicht durchgängig sind, wie z.B. von einem Coupé Fahrzeug, können nicht getestet werden, da hier der Dachrahmen fehlt und somit die B-Säule oben nicht eingespannt werden kann.

9.1.5 Einfache Handhabung

Durch die geringe Anzahl an Verschleißteilen, der guten Montierbarkeit von selbigen, die mit geringem Aufwand durchzuführende Positionierung der Anbindeplatten und des Impaktors ist eine einfache Handhabung des Prüfstandes gewährleistet.

Dadurch ist auch eine Auslegung für eine andere B-Säule oder einen anderen Lastfall schnell umsetzbar, da es nur eine geringe Anzahl an Einstellparametern gibt.

Stärken des Prüfstandes:

Sowohl die Auslegung als auch die Bedienung des Prüfstandes ist ohne großen Aufwand möglich. Damit kann auch eine Redundanz sicher gestellt werden.

Schwächen des Prüfstandes:

Die einfache Handhabung bedingt jedoch auch gewisse Vereinfachungen des Prüfstandes, wodurch z.B. nicht alle Freiheitsgrade exakt nachgebildet werden können.

9.1.6 Kostengünstiger Aufbau bzw. schnelle Rüstzeiten

Da es nur eine geringe Anzahl an Verschleiß- und Wechselteilen gibt und der Impaktor günstiger als eine originale Barriere ist, ist der Aufbau kostengünstig. Schnelle Rüstzeiten können ebenfalls garantiert werden, da der Prüfstand so konzipiert wurde, dass die Verschleißteile schnell und einfach getauscht werden können.

Stärken des Prüfstandes:

Durch die geringen Kosten für einen Versuch kann dieser Prüfstand auch für z.B. Konzeptuntersuchungen herangezogen werden, welches durch den schnellen Wechsel von einem Versuch zum nächsten noch zusätzlich begünstigt wird.

9.1.7 *Zusätzliche Funktionalität*

Wie in den vorherigen Unterkapiteln erläutert, erfüllt der Komponentenprüfstand die an ihn gestellten Vorgaben. Darüber hinaus weist der Komponentenprüfstand noch zusätzliche Funktionalität auf. Einerseits können damit auf Komponentenebene frühzeitig im Entwicklungsprozess Versagen und Risse in der Hardware identifiziert, und andererseits neue Konzepte (hinsichtlich Verbindungstechnik, Materialeinsatz, neue Technologien, etc.) in Hardware überprüft und einer Bewertung unterzogen werden.

9.2 **Ausblick**

Der aus diesem Projekt entwickelte Prüfstand kann alle an ihn gestellten Forderungen erfüllen und ist somit für den weiteren Einsatz geeignet.

Es wird dieser Prüfstand in den Serienentwicklungsprozess des Projektpartners integriert.

Es ist auch vorgesehen, dass die aufgezeigte Vorgehensweise und Methodik bei der Entwicklung des Komponentenprüfstandes auch bei anderen, ähnlichen Fragestellungen eingesetzt wird, wie z.B. bei Bauteilen, welche beim Frontalanprall wesentlich sind.

Da eine exakte Nachstellung des dynamischen Verhaltens inkl. Abbildung eines langsamen Geschwindigkeitsanstieges oder eines zweiten Geschwindigkeitsmaximums mit dem Prüfstand, wie in Kapitel 9.1 erläutert, nur bedingt möglich ist, führten zur Überlegung das Prüfstandskonzept weiterzuentwickeln. Es ist geplant, dass bei diesem weiterentwickelten Prüfstandskonzept die Krafteinleitung durch ein geregeltes, stationäres System (ASIS Advanced Side Impact System, Abbildung 145, vgl. [80]) erfolgen soll, wobei die restlichen Prüfstandsbauteile, bis auf den 2. Lastpfad (wird nicht benötigt), mit dem in dieser Arbeit gezeigten Prüfstand ident sein sollen. Beim ASIS können hochdynamische, voneinander unabhängige Intrusionszylinder [81] auf Beschleunigungen hin geregelt verfahren. Ein Intrusionszylinder ist ein Pneumatikzylinder mit einer geregelten hydraulischen Bremse, womit vorgegebene Beschleunigungspulse nachgefahren werden können. Das System kann autark betrieben werden und es wird keine Crashbahn benötigt.



Abbildung 145: Das ASIS mit 3 aufgebauten Intrusionszylinder (vgl. [80])

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1:	Buckeye gasoline buggy oder Lambert gasoline buggy (vgl. [2])	13
Abbildung 2:	Anzahl an Getötete bei Unfällen zwischen 1961 bis 2012 (vgl. [4])	16
Abbildung 3:	Zunahme von Derivativen bei Audi (vgl. [12]).....	18
Abbildung 4:	Radikale Verkürzung von Entwicklungszeit, Anlaufzeit und Hochlaufzeit (vgl. [13]).....	19
Abbildung 5:	Schematischer Fahrzeugentwicklungsprozess Fahrzeugsicherheit (vgl. [18]).....	20
Abbildung 6:	Forderungen an das Automobil – Zielkonflikte (vgl. [19])	21
Abbildung 7:	Überblick über gesetzliche Crashvorschriften in Europa und USA (modifiziert nach [24]).....	24
Abbildung 8:	Consumer Tests (modifiziert nach [29]).....	26
Abbildung 9:	Prinzipaufbau des B-Säulen Komponententests des Instituts für Kraftfahrwesen Aachen [35]	28
Abbildung 10:	Aufbau des Stoßkörpers des B-Säulenprüfstandes des Institutes für Kraftfahrwesen Aachen [35]	29
Abbildung 11:	B-Säulen Komponentenprüfstand von Benteler [36].....	30
Abbildung 12:	B-Säulen Komponentenprüfstand von Opel (modifiziert nach [38])	31
Abbildung 13:	Fixierung des Schwellers im B-Säulen Komponentenprüfstand von Opel (modifiziert nach [38]).....	31
Abbildung 14:	Lastpfade bei Frontalkollision am Beispiel Audi A8 (vgl. [39]).....	32
Abbildung 15:	Lastpfade bei einer Heckkollision am Beispiel Audi A8 (vgl. [39]).....	32
Abbildung 16:	Lastpfade bei einer Seitenkollision am Beispiel Audi A8 (vgl. [39]).....	33
Abbildung 17:	Tragende Bauteile der Fahrgastzelle am Beispiel einer Standard- Schalenbauweise (vgl. [18])	33
Abbildung 18:	Verteilung der absorbierten Energie je Lastfall bei einer Seitenkollision (modifiziert nach [40]).....	34
Abbildung 19:	Prüfaufbau nach ECE-R95 (vgl. [41])	35
Abbildung 20:	Aufbau der Front der Barriere (vgl. [41]).....	36
Abbildung 21:	Seitenaufprall nach EuroNCAP (vgl. [42])	36
Abbildung 22:	Seitenaufprall nach FMVSS214 (vgl. [43]).....	37
Abbildung 23:	Seitenaufprall nach IIHS (vgl. [37]).....	38
Abbildung 24:	IIHS deformierbare Barriere (vgl. [37]).....	38
Abbildung 25:	US NCAP und FMVSS214 Seitenaufprall Barriere (vgl. [43], [44])	39
Abbildung 26:	Strukturbewertung nach IIHS - Lateraler Abstand von der Mittellinie des Fahrersitzes in cm (vgl. [45])	40
Abbildung 27:	Aufsicht des Fahrzeuges inkl. IIHS Barriere als Simulationsmodell (modifiziert nach [51]).....	42
Abbildung 28:	Isometrische Ansicht des Fahrzeuges inkl. IIHS Barriere (modifiziert nach [51]).....	42
Abbildung 29:	Materialien der Karosserie des Audi A4 Baureihe B8 (vgl. [52])	43

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 30:	Gegenüberstellung des realen Barrierewagens lt. IIHS (links, vgl. [37]) mit dem Simulationsmodell (rechts)	44
Abbildung 31:	Aufsicht der Gesamtfahrzeugsimulation nach 100 ms (modifiziert nach [51])	45
Abbildung 32:	Drei Möglichkeiten zur Bestimmung der Mittellinie des Fahrersitzes für die Strukturbewertung (modifiziert nach [51])	46
Abbildung 33:	Messpunkte zur Ermittlung der höchsten Intrusion der B-Säule	47
Abbildung 34:	relativer Abstand zwischen Messpunkte auf der linken B-Säule zu einem Fixpunkt auf der stoßabgewandten Seite	47
Abbildung 35:	Auswertung des IIHS Strukturratings.....	48
Abbildung 36:	Vergleich der Geschwindigkeiten zwischen Versuch und Simulation des Gesamtfahrzeuges.....	49
Abbildung 37:	Bauteilumfang inkl. Einzelteile B-Säule, Schweller und Verlängerung A-Säule.....	50
Abbildung 38:	Anteil an hoch- und ultrahochfesten Stahllegierungen an einer VW Rohkarosserie (vgl. [56])	51
Abbildung 39:	Materialien im Fahrzeugbau am Beispiel Audi A4 (modifiziert nach [57], [58]).....	51
Abbildung 40:	Aufbau der untersuchten B-Säule; 1 - 22MnB5, 2 – H340LAD, 3 - Laserschweißung, 4 - DP600, 5 - TRIP700	52
Abbildung 41:	Komponenten für die Verformungsenergieauswertung.....	53
Abbildung 42:	Kontrollquerschnitte entlang der B-Säule zur Ermittlung der Schnittgrößen (modifiziert nach [51]).....	54
Abbildung 43:	Position der Kontrollstellen für die Ermittlung der Geschwindigkeitsverläufe	55
Abbildung 44:	Eingefügte Kontakte entlang der B-Säule zur Auswertung des Kontaktkraftprofiles	56
Abbildung 45:	Verformungsenergie Gesamtfahrzeug.....	57
Abbildung 46:	Energiebilanz der Gesamtfahrzeugsimulation	57
Abbildung 47:	Momente um die x-Achse in der B-Säule (modifiziert nach [51])	58
Abbildung 48:	Kontaktkraft zwischen Barriere und Fahrzeug (modifiziert nach [51])	59
Abbildung 49:	Geschwindigkeiten entlang der B-Säule der GF Simulation	60
Abbildung 50:	Enddeformation der B-Säule	61
Abbildung 51:	Kontaktkraftprofil Gesamtfahrzeug	62
Abbildung 52:	Crash-Anlage und zugehörige Einrichtungen (vgl. [66]).....	63
Abbildung 53:	Einspannung des Gesamtfahrzeuges für Randbedingungsanalysen.....	65
Abbildung 54:	Gegenüberstellung Ausgangszustand zu Enddeformation in der Y-Z Ebene, links: B-Säule inkl. Schweller und Dachrahmen, rechts: Schnitt durch die B-Säule.....	66
Abbildung 55:	Gegenüberstellung Ausgangszustand zu Enddeformation in der X-Z Ebene	67
Abbildung 56:	Gegenüberstellung Ausgangszustand zu Enddeformation in der X-Y Ebene	68

Abbildung 57:	Bereiche zur Bestimmung der relativen Bewegung Dachrahmen und Schweller	68
Abbildung 58:	relative Verschiebung von ausgewählten Knoten am Dachrahmen in Y-Richtung.....	69
Abbildung 59:	relative Verschiebung von ausgewählten Knoten am Dachrahmen in Z-Richtung.....	69
Abbildung 60:	Rotationswinkel von ausgewählten Knoten am Dachrahmen um die X-Achse.....	70
Abbildung 61:	Rotationswinkel von ausgewählten Knoten am Schweller Richtung A-Säule um die X-Achse.....	70
Abbildung 62:	Rotationswinkel von ausgewählten Knoten am Schweller Richtung C-Säule um die X-Achse.....	71
Abbildung 63:	relative Verschiebung von ausgewählten Knoten am Schweller Nähe A-Säule in X-Richtung	71
Abbildung 64:	Rotationswinkel von ausgewählten Knoten am Schweller Richtung C-Säule um die Z-Achse.....	72
Abbildung 65:	Position und Bezeichnung der Schellen am Schweller	73
Abbildung 66:	Schweißpunkte zur Verbindung der Schellen mit dem Schweller	73
Abbildung 67:	Fixierung der Schellen mit einer starren Platte	74
Abbildung 68:	Gegenüberstellung Enddeformation der 4 Freiheitsgradvariationen der Schelle C mit der Enddeformation des Gesamtfahrzeuges	75
Abbildung 69:	Gegenüberstellung Enddeformation der 4 Freiheitsgradvariationen der Schelle A mit der Enddeformation des Gesamtfahrzeuges.....	76
Abbildung 70:	Dachrahmenschellen	77
Abbildung 71:	Variationen der Dachrahmenlänge.....	77
Abbildung 72:	Gegenüberstellung der Enddeformation der Dachrahmenlängenvariationen zur Enddeformation der Gesamtfahrzeugsimulation.....	78
Abbildung 73:	Gegenüberstellung Enddeformation der 5 Freiheitsgradvariationen der Dachrahmenanbidnung mit der Enddeformation des Gesamtfahrzeuges..	79
Abbildung 74:	Vergleich der Verformungsenergien der 5 Freiheitsgradvariationen der Dachrahmenanbidnung mit der Verformungsenergie der Gesamtfahrzeugsimulation.....	80
Abbildung 75:	IIHS Spezifikation der "Side Impact Moving Deformable Barrier" (vgl. [67], [37]).....	81
Abbildung 76:	Position IIHS Barriere im Prüfstand (links), Enddeformation Prüfstand zu Gesamtfahrzeug (rechts).....	82
Abbildung 77:	Ausschnitt Seitenstruktur mit Blick auf Türaufprallträger, Türscharniere und B-Säule	83
Abbildung 78:	Gegenüberstellung der Enddeformation der Gesamtfahrzeugsimulation zum Prüfstandsmodell mit inkludierten Türen.....	84
Abbildung 79:	Variationen der IIHS Barriereposition im Prüfstand	85
Abbildung 80:	Enddeformation bei verschobener IIHS Barriere	85
Abbildung 81:	Anwendungen von Neopolen P (EPP) im Automobilbau (vgl. [71]).....	86

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 82:	blau - Enddeformation der B-Säule aus der GF Simulation; grün: erster Ansatz der Impaktorkontur	87
Abbildung 83:	Entwicklungsvarianten des Impaktors (EPP 70 bedeutet eine Dichte von 70 kg/m ³ , EPP 140 eine Dichte von 140 kg/m ³ und EPP 220 eine Dichte von 220 kg/m ³).....	88
Abbildung 84:	Kontaktkraftprofile der vier Impaktorvarianten	89
Abbildung 85:	Verformungsenergie B-Säule Gesamtfahrzeugsimulation (GF)- und B-Säulen Prüfstandssimulation (BSPS)	91
Abbildung 86:	Knick- und Faltprozess (ring- und rautenförmige Faltenmuster) (vgl. [76])	92
Abbildung 87:	Gesamtfahrzeugcrashanlage am Institut für Fahrzeugsicherheit der TU Graz.....	93
Abbildung 88:	Stahlplatte am Crashblock und Grube vor Crashblock	94
Abbildung 89:	Adapterplatten zur Befestigung der Schwelleranbindung an die Stahlplatte des Crashblocks	95
Abbildung 90:	Schwelleranbindung komplett (links) und separate in den einzelnen Unterbaugruppen (rechts)	95
Abbildung 91:	Schwellerdreheinheit.....	96
Abbildung 92:	Regelmäßiges n-Eck.....	98
Abbildung 93:	Unterbaugruppe 2. Lastpfad.....	99
Abbildung 94:	Unterbaugruppe obere Führung der Schwellerdreheinheit	100
Abbildung 95:	Unterbaugruppe untere Führung der Schwellerdreheinheit	101
Abbildung 96:	Wechsel des Stauchrohres	101
Abbildung 97:	Einstellblöcke der Schwellereinheiten	102
Abbildung 98:	Dachrahmenanbindung.....	102
Abbildung 99:	Dachrahmenanbindung komplett (links) und Explosionsdarstellung der einzelnen Unterbaugruppen (rechts)	103
Abbildung 100:	Unterbaugruppe Adaptereinheit	104
Abbildung 101:	Unterbaugruppe Einstelleinheit Dachrahmen	104
Abbildung 102:	Unterbaugruppe Dachrahmenaufnahme	105
Abbildung 103:	Unterbaugruppe Dachrahmenabstützung.....	107
Abbildung 104:	gefertigter Impaktor	107
Abbildung 105:	Aufbau Barrierewagen	108
Abbildung 106:	Barrierewagen Führungsbolzen und Bodenführung	109
Abbildung 107:	Bodenführung am Ende der Crashbahn.....	110
Abbildung 108:	Bodenführung mit dem Gegenstück am Barrierewagen	110
Abbildung 109:	Prallplatte am Barrierewagen und Gegenstück an der Schwelleranbindung	111
Abbildung 110:	Simulation des Konstruktionsstandes in 10 ms Schritten.....	112
Abbildung 111:	Vergleich der Verformungsenergie aus der Gesamtfahrzeugsimulation zur Verformungsenergie der B-Säulen Prüfstandssimulation	113
Abbildung 112:	Gegenüberstellung der Schnittmomente in den Bereichen B-Säule_01 bis B-Säule_04 zwischen Gesamtfahrzeugsimulation und B-Säulen Prüfstandssimulation.....	114

Abbildung 113:	Gegenüberstellung der Schnittmomente in den Bereichen B-Säule_05 bis B-Säule_08 zwischen Gesamtfahrzeugsimulation und B-Säulen Prüfstandssimulation.....	114
Abbildung 114:	Gegenüberstellung der Geschwindigkeiten entlang der B-Säule zwischen Gesamtfahrzeugsimulation und B-Säulen Prüfstandssimulation.....	115
Abbildung 115:	Gegenüberstellung Deformation (X-Z Ebene) zum Zeitpunkt 100 ms zwischen Gesamtfahrzeugsimulation (grün) und B-Säulen Prüfstandssimulation (blau).....	116
Abbildung 116:	Gegenüberstellung Deformation (Iso Ansicht, Blick von vorne) zum Zeitpunkt 100 ms zwischen Gesamtfahrzeugsimulation (grün) und B-Säulen Prüfstandssimulation (blau).....	117
Abbildung 117:	Gegenüberstellung Deformation (Iso Ansicht, Blick von hinten) zum Zeitpunkt 100 ms zwischen Gesamtfahrzeugsimulation (grün) und B-Säulen Prüfstandssimulation (blau).....	117
Abbildung 118:	Gegenüberstellung des Kontaktkraftprofils zwischen Gesamtfahrzeugsimulation und B-Säulen Prüfstandssimulation.....	119
Abbildung 119:	Plastische Dehnungen der Schweller- und Dachrahmenanbindungen beim Misuselastfall 1, skaliert mit 1 %.....	120
Abbildung 120:	Plastische Dehnungen des Barrierewagens beim Misuselastfall 1, skaliert mit 5%.....	120
Abbildung 121:	Plastische Dehnungen der Bodenführung beim Misuselastfall 1, skaliert mit 5%	121
Abbildung 122:	Positionen der Beschleunigungsaufnehmer im Simulationsmodell (links) und Versuchsaufbau (rechts)	123
Abbildung 123:	Position des Beschleunigungsaufnehmers am Barrierewagen	123
Abbildung 124:	1-Komponenten-Kraftsensor mit Messbereich bis 400 kN der Fa. Kistler [77].....	123
Abbildung 125:	Positionierung der High-Speed Kameras	124
Abbildung 126:	Bildausschnitte der High-Speed Kameras	124
Abbildung 127:	Beleuchtungsanlage der Gesamtfahrzeugcrashanlage am Institut für Fahrzeugsicherheit der TU Graz	125
Abbildung 128:	Klebestreifen an der B-Säule und am Boden, sowie Kunststoffstab am Impaktor zur Bestimmung der Position des Impaktors zur B-Säule	126
Abbildung 129:	Position des Impaktors in Bezug auf die B-Säule vor (links) und während (rechts) des Versuches aus Sicht von oben	127
Abbildung 130:	Position des Impaktors in Bezug auf die B-Säule vor (links) und während (rechts) des Versuches aus Sicht von seitlich links	127
Abbildung 131:	Gegenüberstellung des Deformationsverlaufes zwischen Simulation (links) und Versuch (rechts) zwischen 0 – 15 ms.....	128
Abbildung 132:	Gegenüberstellung des Deformationsverlaufes zwischen Simulation (links) und Versuch (rechts) zwischen 20 – 30 ms.....	129
Abbildung 133:	Gegenüberstellung des Enddeformationsbildes zwischen Simulation (links) und Versuch (rechts).....	130
Abbildung 134:	Stauchweg des Stauchrohres in der Simulation	130

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 135:	Stauchweg des Stauchrohres im Versuch.....	131
Abbildung 136:	Rotationswinkel der Schwelleranbindung in der Simulation (links) und im Versuch (rechts).....	131
Abbildung 137:	Vergleich der Geschwindigkeitsverläufe an ausgewählten Punkten entlang der B-Säule zwischen Simulation und Versuch	132
Abbildung 138:	Vergleich der Kräfte in den beiden Kraftmessdosen zwischen Simulation und Versuch.....	133
Abbildung 139:	Stauchrohr groß des Versuches 3 mit den Bohrungen am Umfang.....	134
Abbildung 140:	Geschwindigkeitsverläufe an ausgewählten Punkten entlang der B-Säule von Simulation und drei Versuchen.....	135
Abbildung 141:	Kräfte in den beiden Kraftmessdosen von Simulation und drei Versuchen	136
Abbildung 142:	Ablauf des Entwicklungsprozesses für eine Neuauslegung.....	137
Abbildung 143:	Gegenüberstellung der Geschwindigkeiten entlang der B-Säule beim Audi Q3, Lastfall Euro NCAP, zwischen Gesamtfahrzeugsimulation, Prüfstandssimulation und Prüfstandsversuchsergebnis.....	138
Abbildung 144:	Gegenüberstellung Enddeformation der B-Säule im Schnitt (hellblau = Versuch, rot = Simulation).....	139
Abbildung 145:	Das ASIS mit 3 aufgebauten Intrusionszylinder (vgl. [80])	144

Diagramme

Diagramm 1:	Anzahl PKW Bestand in Österreich (modifiziert nach [4])	14
Diagramm 2:	Darstellung der angemeldeten Kraftfahrzeuge und Anzahl an Unfalltoten in Großbritannien zwischen 1926-2012 (vgl. [6])	15
Diagramm 3:	Getötete nach Verkehrsbeteiligung in Österreich 2011 (modifiziert nach [4])	17
Diagramm 4:	Getötete nach Verkehrsbeteiligung in Österreich 2013 (modifiziert nach [10])	17
Diagramm 5:	Tödlich Verunglückte nach Kollisionstyp in Österreich (vgl. [11])	17

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Bestand an Kraftfahrzeugen und Anzahl an Unfalltoten zwischen 1941-2010 in Deutschland (modifiziert nach [5]).....	14
Tabelle 2:	Strukturbewertung nach IIHS [45]	46
Tabelle 3:	Zusammenfassung der maximalen translatorischen und rotatorischen Bewegungen im Bereich der angedachten Einspannungen am Dachrahmen und Schweller	72
Tabelle 4:	Variation der Freiheitsgrade bei Schelle A und Schelle C	75
Tabelle 5:	Variation der Freiheitsgrade am Dachrahmen.....	79
Tabelle 6:	Ausführung der Stauchrohre der drei Reproduzierbarkeitsversuche	134

Formelverzeichnis

Formel 1:	Berechnung des IRD (vgl. [37]).....	44
Formel 2:	Berechnung der Verformungsenergie	53
Formel 3:	Berechnung der gesamten Energie.....	53
Formel 4:	Formel zur Berechnung der Fallgeschwindigkeit im freien Fall.....	64
Formel 5:	Berechnung der kinetischen Energie des Gesamtfahrzeugversuches.....	90
Formel 6:	Berechnung der kinetischen Energie bei einer Barrierenmasse von 160 kg	90
Formel 7:	Berechnung der kinetischen Energie bei einer Barrierenmasse von 550 kg	90
Formel 8:	Berechnung des Verdrehwinkels infolge einer Torsionsbeanspruchung.....	97
Formel 9:	Berechnung des Torsionsträgheitsmomentes	97
Formel 10:	Berechnung des Torionsträgheitsmoment.....	97
Formel 11:	Berechnung des axialen Flächenträgheitsmoment eines regelmäßigen n-Ecks	97
Formel 12:	Zusammenhang des axialen Flächenträgheitsmomentes mit dem Torsionsträgheitsmomentes.....	97
Formel 13:	Eckmass aus dem axialen Flächenträgheitsmomentes.....	97
Formel 14:	Berechnung der Schlüsselweite	98

Literaturverzeichnis

- [1] Ohio History Central, Februar 2014: *World's First Automobile Accident*, http://www.ohiohistorycentral.org/w/World%27s_First_Automobile_Accident?rec=2596
- [2] Wikimedia commons, Februar 2014: *Buckeye Gasoline Buggy*, http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Buckeye_Gasoline_Buggy_1891.png#filelinks
- [3] Benz & Co., 1886: *Fahrzeug mit Gasmotorenbetrieb*, Patentschrift DE 37435
- [4] Statistik Austria, 2014: *Statistisches Jahrbuch 2014*, ISBN 978-3-902925-12-1
- [5] Statistische Jahrbücher Deutschland, Juli 2014: *Statistisches Jahrbuch 1941, 1952, 1961, 1971, 1981, 1992, 2001, 2011*; DigiZeitschriften e.V., <http://www.digizeitschriften.de/dms/toc/?PPN=PPN514402342>
- [6] Department for Transport Statistic, 2012, *RAS40001 - Reported accidents and casualties, population, vehicle population, index of vehicle mileage, by road user type and severity; Great Britain; 1926-2012*, <https://www.gov.uk/government/publications/reported-road-casualties-great-britain-annual-report-2012>
- [7] Bohlin N. I., 1961, *Sicherheitsgurt für Fahrzeuge, insbesondere Kraftfahrzeuge*, Patentschrift DE 1101987a
- [8] Wikipedia: Online-Enzyklopädie, Februar 2014, *Sicherheitsgurt*, <http://de.wikipedia.org/wiki/Sicherheitsgurt>
- [9] History Channel, Februar 2014, *President Johnson signs the national traffic and motor vehicle safety act*, <http://www.history.com/this-day-in-history/president-johnson-signs-the-national-traffic-and-motor-vehicle-safety-act>
- [10] Statistik Austria, 2015: *Statistisches Jahrbuch 2015*, ISBN 978-3-902925-43-5
- [11] Steffan H., 2013, *Vehicle Safety*,. Techn. Univ. Graz, Skriptum, Graz
- [12] Mlekusch B., Dornberg C., Streicher F., 2008, *CAE-Prozessintegration und Optimierung*, 7. LS-Dyna Anwenderforum, Bamberg
- [13] Roth S., 2012, *Innovationsfähigkeit im dynamischen Wettbewerb*, Gabler Verlag | Springer Fachmedien, Wiesbaden, ISBN 978-3-8349-4020-9

-
- [14] Becker H., 2007, *Auf Crashkurs – Automobilindustrie im globalen Verdrängungswettbewerb*, 2. Auflage; Springer-Verlag; Berlin Heidelberg; ISBN-13 978-3-540-37351-3
- [15] Pischner J., Mlekusch B., 2008, *Audi A4 Avant – Entwicklung ohne Prototypen*, Karosseriebautage Hamburg, Hamburg
- [16] K. Dröder, M. Goede, Oktober 2010, *Leichtbaustrategien für zukünftige Fahrzeuggenerationen*, <http://www.leichtbau-technologie.de>
- [17] H. Ges, H. Werner, 2002, *Zur Bedeutung dehnratenabhängiger Werkstoffkennwerte in der Crashsimulation in Kennwertermittlung für die Praxis* (eds H. Frenz and A. Wehrstedt), WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Weinheim, ISBN 978-3-5273-0674-9
- [18] Kramer F., 2013, *Integrale Sicherheit von Kraftfahrzeuge*, ATZ/MTZ-Fachbuch, 4. Auflage, Springer Vieweg Verlag, Dresden, ISBN 978-3-8348-2607-7
- [19] Braess H.-H., 2011, *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*, ATZ/MTZ-Fachbuch, 6. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, ISBN 978-3-8348-1011-3
- [20] Turner M. J., Clough R. W., Martin H.C., Topp L. J., 1956, *Stiffness and Deflection Analysis of Complex Structures*, Journal of Aeronautical Sciences, Vol.23, No. 9, pp. 805-823
- [21] Dumstorff P., 2006, *Modellierung und numerische Simulation von Rissfortschritt in spröden und quasi-spröden Materialien auf Basis der Extended Finite Element Method*, Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, Bochum
- [22] Wikipedia: Online-Enzyklopädie, Februar 2014, *Automobile Safety*, http://en.wikipedia.org/wiki/Automobile_safety
- [23] Daimler AG, Juni 2006, *September 1959: Erster Crashtest bei Mercedes-Benz*, <http://media.daimler.com/dcmmedia/0-921-614820-49-1228592-1-0-1-0-0-0-11701-614318-0-1-0-0-0-0-0.html>
- [24] Carhs, Februar 2014, *Crashgesetze 2014*, http://www.carhs.de/de/training/safetywissen/_img/crash_gesetze.gif
- [25] National Highway Traffic Safety Administration, Februar 2014, *Laws and Regulations*, <http://www.nhtsa.gov/Laws+&+Regulations/Vehicles>
- [26] National Highway Traffic Safety Administration, Februar 2014, *FMVSS 2014*, <http://www.nhtsa.gov/cars/rules/import/fmvss/>

- [27] United Nations Economic Commission for Europe, Juni 2014, *Terms of Reference and rules of procedure of the UNECE*, <http://www.unece.org/termsreferenceandrulesofprocedureoftheunece.html>
- [28] Economic Commission for Europe, 2014, *ECE-TRANS-WP29-78-r3e "Consolidated Resolution on the Construction of Vehicles"*
- [29] Carhs, Februar 2014, *NCAP Tests 2014*, http://www.carhs.de/de/training/safetywissen/_img/ncap_tabelle_1.gif
- [30] Hershman L., 2001, *The U.S. New Car Assessment Program (NCAP): Past, Present, Future*, SAE Technical Paper, Paper Nr. 2001-06-0245
- [31] Insurance Institute for Highway Safety, Februar 2014, *About the Institutes*, <http://www.iihs.org/iihs/about-us>
- [32] Insurance Institute for Highway Safety, 2012, *Small Overlap Frontal Crashworthiness Evaluation Crash Test Protocol (Version II)*
- [33] Euro NCAP, Februar 2014, *EuroNCAP: Für mehr Fahrzeugsicherheit*, <http://de.euroncap.com/de/about.aspx>
- [34] Euro NCAP, Februar 2014, *Wie sind die Sterne zu verstehen*, <http://de.euroncap.com/de/test/ratings.aspx>
- [35] Hirt G., Urban M., Atmadja S., Wallentowitz H., Henn R., 2007, *Entwicklung einer belastungsangepassten B-Säule und eines Dachrahmens in Stahlblech-Leichtbauweise mit verbessertem Seitencrashverhalten im Hinblick auf neue Crashanforderungen*, FOSTA Abschlussbericht, Projekt 679, Aachen
- [36] Grasser S., 2009, *Composite- Metall- Hybridstrukturen unter Berücksichtigung großserientauglicher Fertigungsprozesse*, Symposium Material Innovativ, Ansbach
- [37] Insurance Institute for Highway Safety, 2012, *Side Impact Crashworthiness Evaluation Crash Test Protocol (Version VI)*
- [38] Klimek S., 2008, *Simulation of Spot Welds and Weld Seams of Press-Hardened Steel (PHS) Assemblies*, 7. LS-Dyna Anwenderforum, Bamberg
- [39] AUDI AG, Februar 2015, *Crashsicherheit*, <http://www.audi-technology-portal.de/de/karosserie/steifigkeit-crashsicherheit/crashsicherheit>
- [40] Abe A., Sunakawa T., Fujii S., Fukushima M., Ogawa S., 2005, *Aggressivity-Reducing Structure of Large Vehicles in Side Vehicle-to-Vehicle Crash*, SAE Technical Paper, Paper Nr. 2005-01-1355
- [41] United Nation Economic Commission for Europe, 2011, *Regulation No. 95 - Uniform provisions Concerning the Approval of Vehicles with regard to the*

- protection of the occupants in the event of a lateral collision*, E/ECE/324/Rev.1/Add.94//Rev.1-E/ECE/TRANS/505/Rev.1/Add.94/Rev.1
- [42] EuroNCAP, 2011, *Side Impact Testing Protocol*, Version 5.2
- [43] National Highway Traffic Safety Administration, 2012, *FMVSS No. 214 - Dynamic Side Impact Protection; Moving Deformable Test Requirements Using Advanced Test Dummies*, TB-214D-09
- [44] National Highway Traffic Safety Administration, 2012, *Laboratory Test Procedure for the New Car Assessment Program Side Impact Moving Deformable Barrier Test*, Rev. 09/19/2012
- [45] Insurance Institute for Highway Safety, 2006, *IIHS Side Impact Test Program – Rating Guidelines*
- [46] ESI Group, 2005, *PamCrash 2005 Solver Reference Manual*, Software Manual
- [47] Wikipedia Online-Enzyklopädie, August 2014, *Audi A4 B8*, http://de.wikipedia.org/wiki/Audi_A4_B8
- [48] Insurance Institute for Highway Safety, August 2014, *Vorraussetzung zur Erreichung des Top Safety Pick 2009*, <http://www.iihs.org/iihs/ratings/TSP-List/2009>
- [49] Insurance Institute for Highway Safety, August 2014, *Ratings for Audi A4, tested vehicle 2009 Audi A4 2.0T quattro 4-door 4wd*, <http://www.iihs.org/iihs/ratings/vehicle/v/audi/a4/2009>
- [50] AUDI AG, September 2014, *Technische Daten Audi A4*, http://www.audi.de/dam/nemo/customer-area/more-information/predecessor-models/a4/pdf/a4b7/2008_03_a4_b7_18tfsi_0.pdf
- [51] Marbler H., 2008, *Komponentenversuche für die Funktionsabsicherung crashrelevanter Bauteile*, Diplomarbeit, FH Joanneum, Graz
- [52] Ebert F., 2008, *Strategic questions today for car body engineering and tomorrow*, Automotive Circle, Bad Nauheim
- [53] Altair Engineering Inc., 2011, *Hyperworks Desktop User's Guide*
- [54] Dahmen W., Reusken A., 2008, *Numerik für Ingenieure und Naturwissenschaftler*, Springer Verlag, Berlin, ISBN 3-540-25544-3
- [55] Daimler AG, Mai 2014, *Karosserie als Sicherheitsfaktor: Höchstfeste Materialien*, <http://www.daimler.com/dccom/0-5-1210222-49-1210365-1-0-0-1210342-0-0-135-0-0-0-0-0-0-0-0-0-0.html>

- [56] R. Sundermeier, 2012, *Einsatz höchstfester Stähle in der Automobilindustrie*, DVS-Seminar, Braunschweig
- [57] Bäuerle C., Kulp S., de los Rios G., 2005, *Maßhaltigkeitsoptimierung bei der Blechumformung für hochfeste Stähle mit LS-Dyna und Hyperworks*, 4. LS-Dyna Anwenderforum, Bamberg
- [58] Timm H., 2010, *Wo liegt der Bedarf für CFK im Automobil?*, CCEV Automotive Forum 2010; Neckarsulm
- [59] Salzgitter Flachstahl, 2007, *Werkstoffblatt 22MnB5*, http://www.salzgitter-flachstahl.de/fileadmin/mediadb/szfg/informationen/produktinformationen/warmgewalzte_produkte/deu/22mnb5.pdf
- [60] Saunders F.I., Wagoner R.H., 1996, *Forming of tailor-welded blanks; Metallurgical and Materials Transactions*, Volume 27, Issue 9, Seite 2605-2616, DOI 10.1007/BF02652354
- [61] Gese H., Werner H., 2002, *Zur Bedeutung dehnratenabhängiger Werkstoffkennwerte in der Crashesimulation in Kennwertermittlung für die Praxis (eds H. Frenz and A. Wehrstedt)*, WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Weinheim
- [62] Huang X., 2007, *Simulation on the process of fatigue crack initiation*; Dissertation, Universität Kassel, Kassel
- [63] Sakuma Y., Matsumura O., Takechi H., 1991, *Mechanical properties and retained austenite in intercritically heat-treated bainite-transformed steel and their variation with Si and Mn additions*, Metallurgical Transactions A, Volume 22, Issue 2, Seite 489-498, DOI 10.1007/BF02656816
- [64] Rashid M. S., 1981, *Dual Phase Steels*, Annual Review of Material Science, Vol. 11, Seite 245-266, DOI 10.1146/annurev.ms.11.080181.001333
- [65] Meywerk M., 2007, *CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, ISBN 978-3-540-49866-7
- [66] Kramer F., 2012, *Passive Sicherheit/Biomechanik I/II*; Hochschule für Technik und Wirtschaft, Skriptum, Dresden
- [67] Insurance Institute for Highway Safety, 2007, *Side Impact Crashworthiness Evaluation – Moving Deformable Barrier Specification*
- [68] Norm EN 10025, 2005, *Warmgewalzte Erzeugnisse aus Baustählen*
- [69] BASF; November 2014, *The Chemical Company*, https://www.basf.com/group/corporate/de/brand/NEOPOLEN_P

-
- [70] Uftring J., Scholpp G., 2005, *Validierung von dehnratenabhängigem Schaummaterial für verschiedene Temperaturen*, 4. LS-Dyna Anwenderforum, Bamberg
- [71] BASF, November 2014, *Neopolen im Automobilbau*, http://www.plasticsportal.net/wa/plasticsEU~de_DE/portal/show/content/products/foams/neopolen_p_automotive
- [72] Sonnenberg A., Meywerk M., Pinkawa K., 2012, *Einsatz eines CompactRIOs für die Regelung einer Wirbelstrombremse zur Reproduzierbarkeit von Aufprallversuchen*, Virtuelle Instrumente in der Praxis 2012, Fürstenfeld
- [73] Trommer J., Eschbach M., 1995, *Stauchrohr*, Patentschrift DE 4240237 C2
- [74] Fujimoto Y., 1988, *Automobile propeller shaft structure*, Patentschrift JPS 632725 (A)
- [75] Gupta N.K., 1998, *Some aspects of axial collapse of cylindrical thin-walled tubes*, Thin-Walled Structures 32, Seite 111-126
- [76] Marsolek J., Reimerdes H.-G., 2004, *Energy absorption of metallic cylindrical shells with induced non-axisymmetric folding patterns*, International Journal of Impact Engineering 30, Seite 1209-1223
- [77] Kistler GmbH, Dezember 2014, *Typ 90x1A 1-Komponenten-Kraftsensor*, <http://www.kistler.com/at/de/product/force/9001A>
- [78] Measurement Specialities, Dezember 2014, *Typ 1201M31-1000-360 Beschleunigungsaufnehmer*, <http://www.meas-spec.com/downloads/1201.pdf>
- [79] SAE Standard, 2014, *SAE J211 - Instrumentation for Impact Tests*, Safety Test Instrumentation Standards
- [80] DSD, August 2014, *ASIS – Advanced Side Impact System*, http://www.dsd.at/index.php?option=com_content&view=article&id=237:asis-advanced-side-impact-system&catid=16&Itemid=31&lang=en
- [81] Moser A., Rieser A., Steffan H., 2005, *DSD Intrusionszylinder - eine neue Methode zur Darstellung von Intrusionen am Schlitten*, VDI-Berichte, Issue 1900, Seite 203-211