

Fahrzeug-Kompatibilität im Seitenaufprall

Von der Fakultät für Maschinenwesen der Rheinisch-Westfälischen Technischen
Hochschule Aachen zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der
Ingenieurwissenschaften genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Tjark Kreuzinger

aus

Berlin

Berichter: Universitätsprofessor Dr.-Ing. H. Wallentowitz

Universitätsprofessor Dr.-Ing. H.-G. Reimerdes

Tag der mündlichen Prüfung: 16. Dezember 2005

„Diese Dissertation ist auf den Internetseiten der Hochschulbibliothek online verfügbar.“

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
2	Relevanz des Seitenaufpralls im Unfallgeschehen.....	3
3	Grundlagen der Kompatibilität	5
3.1	Definition von Kompatibilität	5
3.2	Besonderheiten der Kompatibilität im Seitenaufprall	6
3.3	Beispiel für mangelhafte Kompatibilität im Seitenaufprall.....	8
4	Numerische Simulation zur Abbildung des Seitenaufpralls	10
4.1	Konzepte der numerischen Simulation hoch-dynamischer, mechanischer Vorgänge.....	10
4.1.1	Simulation mit Mehr-Körper-Systemen (MKS)	10
4.1.2	Simulation mit der Finite Elemente Methode (FEM).....	12
4.2	Numerische Umsetzung des Seitenaufprall-Beispiels aus Kapitel 3.3	14
4.2.1	Numerisches Modell des EuroSID – European Side Impact Dummy	14
4.2.2	Entwicklungsstufen der Fahrzeug-Modelle.....	18
4.3	Vergleich der Resultate der Simulation mit dem Real-Test aus Kapitel 3.3 ..	45
4.3.1	Vergleich der Kinematik	45
4.3.2	Vergleich der Deformation.....	51
5	Parametervariation verschiedener Einflussfaktoren im Seitenaufprall.....	56
5.1	Trefferlagen	56
5.1.1	Trefferlage auf Hinterachse (Serie 1)	56
5.1.2	Trefferlage auf B-Säule, hoch (Serie 2).....	56
5.1.3	Trefferlage auf B-Säule, tief (Serie 3).....	57
5.2	Variationen	57
5.2.1	Basisvariante (Variation 1)	58
5.2.2	Energieerhöhung durch höhere Masse des stoßenden Fahrzeugs (Variation 2).....	58
5.2.3	Energieerhöhung durch höhere Geschwindigkeit des stoßenden Fahrzeugs (Variation 3)	58
5.2.4	Strukturveränderung durch homogene Frontsteifigkeit des stoßenden Fahrzeugs (Variation 4)	60

5.3	Überblick Parametervariationen	62
5.4	Auswertung der Parametervariationen	63
5.4.1	Dummy-Messwerte	63
5.4.2	Bewertung der Dummy-Messwerte	71
5.4.3	Deformationen.....	71
5.4.4	Bewertung der Deformationen.....	75
5.5	Validierungstest der Parametervariationen.....	76
5.5.1	Auswahl der zu überprüfenden Konfiguration.....	76
5.5.2	Vergleich der Kinematik.....	77
5.5.3	Vergleich der Deformation.....	86
6	Verbesserung der Kompatibilität.....	92
6.1	Konzepte zur Verbesserung der Kompatibilität.....	92
6.2	Nutzung des Seitenschwellers zur Energieaufnahme	95
6.2.1	Grundidee.....	95
6.2.2	Schaumeigenschaften.....	95
6.3	Parametervariation zur Optimierung der Schaumcharakteristik.....	98
6.4	Bewertung des Konzeptes zur Verbesserung der Kompatibilität im Seitenaufprall anhand der Ergebnisse der Parametervariationen	100
6.5	Validierungstest des verbesserten Fahrzeugs.....	108
6.5.1	Analyse des Crashes	109
6.5.2	Vergleich der Simulation mit realem Fahrzeugtest.....	122
7	Zusammenfassung	130
8	Literatur	132
9	Anhang	135
9.1	Digitalisierung der rechten Seite des VW Golf.....	135
9.2	MADYMO – Processfile	142
9.3	Schaumeinbringung.....	149

1 Einleitung

Etwa 50 % der im Straßenverkehr Getöteten sind in einen Unfall verwickelt, bei dem ihr Fahrzeug seitlich von einem anderen getroffen wird, wobei diese Unfallart nur einen Anteil von ca. 30 % am Gesamtunfallgeschehen hat / 1 /.

Fahrzeughersteller sind bemüht, ihre Produkte für den Frontal- und den Seitenaufprall mit guten Eigenschaften seitens Insassen- und Partnerschutz auszustatten. Kompatibilität hingegen war noch bis vor wenigen Jahren für keinen Fahrzeughersteller von großer Priorität.

Insbesondere die in den letzten Jahren gestiegenen Anforderungen an den Selbstschutz haben dazu geführt, dass PKW-Frontstrukturen immer steifer werden. Diese Entwicklung wirkt sich weiterhin negativ auf Kompatibilität zu dem existierenden Fahrzeugbestand aus.

Einige Fahrzeughersteller berücksichtigen während der Entwicklung bereits Anforderungen der Kompatibilität. Es ist zu beobachten, dass dies sich bisher lediglich auf die Kompatibilität im Frontalaufprall beschränkt. Im Seitenaufprall sind die Fahrzeuginsassen, bedingt durch den geringen seitlichen Deformationsweg, jedoch besonders gefährdet. Es ist daher notwendig, den Schutz der Insassen von Fahrzeugen zu verbessern, die seitlich von anderen Fahrzeugen getroffen werden. Jede Maßnahme, um dies zu erreichen, muss unter Berücksichtigung der möglichen Front-Struktur eines stoßenden Fahrzeuges geschehen, also von vorne herein auf Kompatibilität hin optimiert sein.

In der BAST werden seit 1998 die Einflüsse der Kompatibilität beim Seitenaufprall untersucht. Dies geschieht auf numerischem Wege und anhand von Realtests. Auf der Basis dieser Arbeiten entstand die vorliegende Dissertation. Das Ziel dieser Dissertation ist es, einen Beitrag zum besseren Verständnis der Kompatibilität im Seitenaufprall zu leisten und einen Vorschlag zu deren Verbesserung zu liefern. Dieser Vorschlag soll überprüft und bewertet werden.

Zunächst wird die Unfallsituation anhand von Statistiken beschrieben und eine Bewertung der Relevanz des Seitenaufpralls im Unfallgeschehen vorgenommen. Dabei wird bereits betrachtet, inwieweit Inkompatibilitäten verantwortlich für Verletzungsrisiken sein können. Die Aspekte möglicher Inkompatibilitäten im Seitenaufprall werden anhand eines Beispiels verdeutlicht.

Ein numerisches Modell dieses Seitenaufpralls wird daraufhin mit Hilfe von Mehrkörpersystemen (MKS) erstellt und simuliert. Im zweiten Schritt wird das MKS-Modell um die Finite-Elemente-Methode (FEM) zu den sogenannten hybriden Modellen ergänzt. Nach befriedigender virtueller Abbildung des Seitenaufpralls wird die

Validierung der Simulationssoftware durch einen physikalischen Test vorgenommen.

Nach der Analyse und dem Vergleich der realen und virtuellen Ergebnisse, werden anschließend die Einflüsse verschiedener Parameter auf die Kompatibilität im Seitenaufprall untersucht. Hierzu werden von der Basisversion abweichende Aufprallkonfigurationen virtuell abgebildet, simuliert und ausgewertet. Die Einflüsse, die untersucht werden, beziehen sich zum Einen auf verschiedene Trefferlagen und zum Anderen auf Veränderungen der eingebrachten kinetischen Energie und den Einfluss einer homogenen Frontstruktur des stoßenden Fahrzeugs. Um die Ergebnisse der Parametervariationen abzusichern wird eine Konfiguration ausgewählt und als realer Validierungstest durchgeführt. Die realen und virtuellen Ergebnisse werden miteinander verglichen. Es wird analysiert, ob die verwendete Software und das Vorgehen durch die realen Tests validiert wurden.

Konstruktionsvorschläge zur Optimierung von strukturellen Eigenschaften von Fahrzeugen werden formuliert. Die gewonnenen Erkenntnisse werden genutzt, um die Struktur des gestoßenen Fahrzeugs zu modifizieren. Ziel der Modifikation ist eine Versteifung der seitlichen Struktur des getroffenen Fahrzeugs bei gleichzeitiger Nutzung der seitlichen Struktur zur Energieaufnahme. Mit dieser Modifikation werden erneut numerische Simulationen in Form von Parametervariationen durchgeführt. Eine optimale Gestaltung der Modifikationen wird ermittelt. Ein Beispiel dieser Modifikationen wird in der Realität umgesetzt und ein Realversuch zur Validierung der Modifikationen durchgeführt.

Abschließend werden die durchgeführten Arbeiten bewertet und beurteilt, ob die angestrebte Verbesserung der Kompatibilität im Seitenaufprall erreicht wurde.

2 Relevanz des Seitenaufpralls im Unfallgeschehen

In den letzten Jahren ist das Gesamtverkehrsaufkommen stark angestiegen. Infolge der konsequenten Verbesserung der Fahrzeuge durch die Autoindustrie wurde ein stetig steigendes Selbstschutzniveau erreicht. Dies wird in den sinkenden Zahlen für Getötete im Straßenverkehr trotz steigenden Verkehrsaufkommens deutlich.

Eine genauere Betrachtung der Unfälle zeigt jedoch, dass ein hoher Selbstschutz allein nicht ausreicht, um das Risiko von Verletzungen zu minimieren. Vielmehr müssen gerade im Seitenaufprall die Strukturen von stoßendem und gestoßenen Fahrzeug kompatibel miteinander sein. Eine kompatible Auslegung der Fahrzeuge muss hierbei den Kompromiss zwischen hohem Selbstschutz für beide Fahrzeuge und niedriger Aggressivität seitens des stoßenden Fahrzeugs gewährleisten. Der seltene Fall, dass ein getroffenes Fahrzeug seitlich aggressive Strukturen aufweist, soll hier nicht betrachtet werden.

Im Zeitraum 1991 bis 1998 kam es im Stadtgebiet und im Landkreis Hannover laut der örtlichen Unfallerhebung Hannover zu 2.364 Kollisionen von Pkw mit anderen Pkw oder Objekten (Baum, Mast, Brücke etc.), bei denen über dreimal (exakt 3,55-mal) so viele Frontal- wie Seitenkollisionen gezählt wurden (Abbildung 1, / 1 /). Die Anzahl der beteiligten Pkw belief sich dabei auf 3.681.

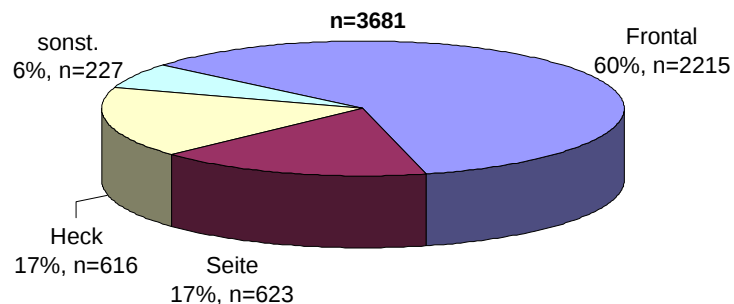


Abbildung 1: Kollisionsverteilung Pkw gegen Pkw oder Objekt im Landkreis Hannover (1991-98), / 1 /

Die Zahl der getöteten Fahrer war jedoch bei Frontalkollisionen und Seitenkollisionen in etwa gleich (Frontal/Seite = 1,15). Die Wahrscheinlichkeit während einer Seitenkollision getötet zu werden, lag demnach etwa drei mal (exakt 3,08-mal) so hoch, wie bei einer Frontalkollision (Abbildung 2, / 1 /). Als Klassifizierung für Verletzungsschwere wird das AIS (Abbreviated Injury Scale) System angewandt / 2 /.

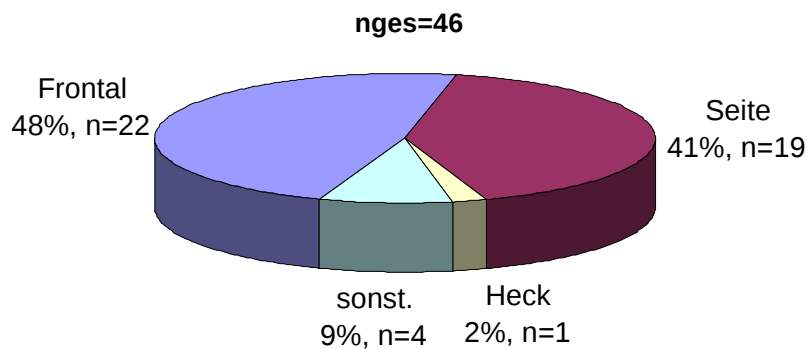


Abbildung 2: Kollisionsverteilung Pkw gegen Pkw oder Objekt im Landkreis Hannover mit Fahrern MAIS 6 (Maximum Abbreviated Injury Scale, / 2 /) (1991-98), / 1 /

Die Gefahr für die Fahrer, durch eine Seitenkollision zumindest schwerverletzt (MAIS 3+) zu werden, lag ebenfalls noch um das 2,3-fache über dem Risiko bei einem Frontalaufprall die gleiche Verletzungsschwere zu erleiden (Abbildung 3).

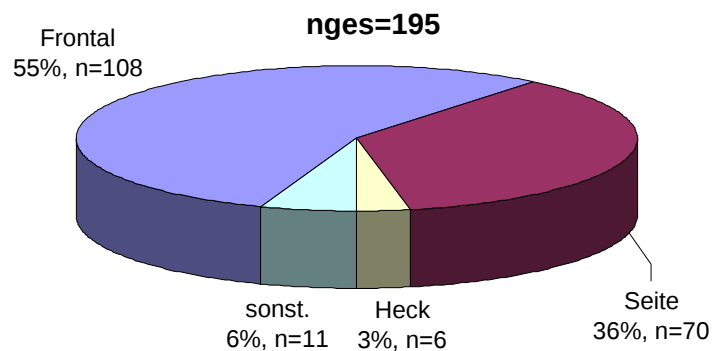


Abbildung 3: Kollisionsverteilung Pkw gegen Pkw oder Objekt im Landkreis Hannover mit verletzten Fahrern MAIS 3+ (1991-98), / 1 /

3 Grundlagen der Kompatibilität

Nach den Angaben des Statistischen Bundesamtes waren 6.451 von den 7.792 Verkehrstoten im Jahr 1998 Pkw-Insassen. Davon starben bei einem Zusammenstoß mit einem anderen Fahrzeug 3.127 Personen. 3.324 und damit über die Hälfte der Insassen starben in einem Alleinunfall, in dem der Selbstschutz an erster Stelle stehen muss (/ 5 /). Dennoch darf eine Verbesserung des Selbstschutzes in einem Unfall zweier Fahrzeuge miteinander nicht zu einem erhöhten Verletzungsrisiko im jeweils gegnerischen Fahrzeug führen. Aus diesem Grund ist bereits in den 70er Jahren der Begriff Kompatibilität gefunden worden (/ 3 /).

3.1 Definition von Kompatibilität

Die Kompatibilität eines Fahrzeugs wird von vielen teils sehr unterschiedlichen Faktoren beeinflusst, welche hier dargestellt werden (/ 5 /).

➤ Masse

- Massenverhältnis der beteiligten Fahrzeuge
- Massenverteilung der Bauteile im Deformationsbereich (Lage des Motors und/oder Systeme)
- Lage des Antriebsmotors, Einbauart und seine Masse

➤ Geometrie

- Zahl, Typ und Lage der Längsträger
- Vorhandensein und Typ einer Querverstrebung (Systemrahmen o.ä.)
- Interaktion der Strukturen, Strukturdurchstoßung, Strukturhöhe, Über-/Unterfahren, Strukturverbindungen
- Frontkontur, Stoßfängerhöhe, Haubenvorderkantenhöhe und -versatz, Fahrzeugbreite
- Seitenstruktur, Schwellerhöhe, Höhe der Gürtellinie und der Türversteifung, Abstand A-, B-, C-Säulen, H-Punkthöhe, Radstand
- Aufprallart, Überdeckung, Aufprallwinkel, Kraftpfade in die Struktur

➤ **Steifigkeit**

- Struktur- und Fahrgastzellensteifigkeit (frontal und seitlich)
- Kraft-Weg-Charakteristik
- Trägheitseffekte (von unterschiedlichen Masseverteilungen)
- Steifigkeitsverteilung (frontal und seitlich)
- Verfügbare Verformungsweg, "nicht verformbare, überbrückende" Strukturen, wie Motorblock, Räder, Radaufhängung

➤ **Andere Faktoren**

- Fahrzeugkinematik, Einfluss auf die Insassenkinematik
- Charakteristik des Rückhaltesystems

Insgesamt bedeutet Kompatibilität, dass die Belastungen für Insassen und Fahrzeug im Falle eines Unfalls für beide Unfallgegner gleich ausfallen. Das heißt für die Insassen, dass das gleiche Verletzungspotential besteht und für die Fahrzeuge, dass die Eigenschaften der Strukturen aufeinander abgestimmt sind.

3.2 Besonderheiten der Kompatibilität im Seitenaufprall

Untersuchungen haben gezeigt, dass die oben genannten Faktoren für Kompatibilität für die beiden Fälle Frontal- und Seitenaufprall unterschiedlich gewichtet werden müssen (/ 31 /). Dies liegt daran, dass bei einer Frontalkollision für beide Unfallgegner die gleichen Strukturen (Fahrzeugfront) beteiligt sind, wohingegen bei einer Seitenkollision verschiedenartige Strukturen miteinander interagieren. Zum Beispiel hat die Masse des stoßenden Fahrzeugs im Seitenaufpralls eine eher untergeordnete Rolle, wohingegen sie bei einer Frontalkollision eine sehr große Rolle spielt.

Weiterhin gilt: Resultierend aus der Tatsache, dass Intrusionen und Belastungen der Insassen des seitlich getroffenen Fahrzeugs sehr früh stattfinden, hat es wenig Effekt, die Masse des stoßenden Fahrzeugs zu verringern. Die Hauptlasten beim Aufprall ereignen sich wesentlich später als die verletzungsrelevanten Phasen. Tatsächlich sind in dieser verletzungsrelevanten ersten Phase lediglich zwischen 15-30% der Aufprallenergie bereits umgesetzt (/ 9 /). Als Hauptfaktor der Inkompatibilitätsproblematik hat sich die Geometrie der beteiligten Strukturen der Fahrzeuge herausgestellt (/ 7 /, / 6 /).

Die Lage der zum Abbau der kinetischen Energie wichtigen Strukturen beider Fahrzeuge ist meist schlecht aufeinander abgestimmt. In diesem Fall sind das die Längsträger des stoßenden Fahrzeugs und der Schweller, der Unterboden mit Querträgern,

sowie die B-Säulen des gestoßenen Fahrzeugs. Sie sind relativ steif konstruiert, um den Hauptanteil der Energie bei einem Frontalstoß aufzunehmen (Abbildung 4).



Abbildung 4: Lastpfade in die Karosserie beim Seitenaufprall (Daimler Chrysler)

Idealerweise sollten die Längsträger des stoßenden Fahrzeugs mit den steifen seitlichen Strukturen des gestoßenen Fahrzeugs auf gleicher Höhe liegen, um eine gute Lasteinleitung zu gewährleisten. In einer repräsentativen Untersuchung korrelierten jedoch in etwa 64% der Fälle die Höhen der Längsträger nicht mit denen der Schweller (/ 10 /). Dieser Umstand führt zwangsläufig zu einem Over- oder Underrun der stoßenden steifen Fahrzeugstrukturen, d.h. eine Über- bzw. Unterfahrung der wichtigen Deformationsstrukturen des gestoßenen Fahrzeugs, wie z.B. des Schwellers. Werden jedoch überwiegend die weichen Regionen getroffen, so kann das getroffene Fahrzeug die einwirkende Energie nicht abbauen. Die Intrusionen in den Fahrgastraum erhöhen sich zwangsläufig und mit ihnen die Gefahr schwerer Insassenverletzungen.

Ein weiteres wichtiges Kriterium zur Kompatibilität stellt die Steifigkeitsverteilung der Fahrzeugfronten dar. Die steifen Hauptlastpfade (Längsträger und Spieß) sind in relativ weiche Strukturen eingebettet. Die Seite eines Fahrzeugs ist bauteilbedingt (Türen) wenig steif und nicht mit einer genügenden Deformationszone ausgestattet. Stößt nun die Front auf die Seite, so werden die weichen Strukturen der Fahrzeugfront sehr schnell ohne nennenswerten Energieabbau deformiert. Die Längsträger und die Spieße dringen daraufhin tief in die Seite ein. Begünstigt wird dies durch eventuelle geometrische Inkompatibilitäten (s.o.). Das Ergebnis sind, je nach Trefferlage, hohe lokale Lasteinleitungsspitzen im Bereich Becken, Abdomen oder Brust.

Die Konstruktion der Front des stoßenden Fahrzeugs beeinflusst ebenfalls das Verletzungsrisiko und -ergebnis. Während kantige hohe Fronten mehr Lasten auf den Brust- und Kopfbereich geben und zudem zusätzliche Probleme bei Fußgängerunfällen aufwerfen, geben abgerundete niedrigere Formen mehr Lasten auf den belastbareren Beckenbereich.

3.3 Beispiel für mangelhafte Kompatibilität im Seitenaufprall

In der Folge wird eine Kollision beschrieben, bei der einige Aspekte der Kompatibilitätsproblematik zu erkennen sind. Der zu Grunde liegende Unfall wurde im Rahmen des von der EU geförderten Projekts CREST (Child Restraint Systems for Cars) analysiert und auf der Crashanlage der BAST nachgefahren. Die Aufprallkonfiguration ist in Abbildung 5 zu sehen.



Abbildung 5: Aufprallkonfiguration des Beispiels für Inkompatibilität (CREST-Projekt)

Das stoßende Fahrzeug (Ford Escort Bj. 1993) prallt mit einer Geschwindigkeit von 75 km/h unter einem Winkel von 90 Grad seitlich in das stehende Fahrzeug (VW Golf Bj. 1991). Dieser Aufprall stellt eine sehr hohe Belastung für das gestoßene Fahrzeug dar (der Zulassungstest in Europa sieht einen Seitenaufprall mit einer fahrbaren Barriere vor, die 950 kg wiegt und mit einer Geschwindigkeit von 35 km/h seitlich auf das zu testende Fahrzeug prallt) und liegt deutlich jenseits der Anforderungen an Fahrzeuge aus dieser Zeit. Man kann davon ausgehen, dass moderne Fahrzeuge (insbesondere höherwertige ab Mittelklasse aufwärts) bei diesem Unfall die Insassen etwas besser schützen können. Jedoch sind die grundsätzlichen Aspekte der Inkompatibilität immer noch nicht ausreichend berücksichtigt und daher die Beobachtungen im vorliegenden Fall auch auf die heutigen Fahrzeuge übertragbar.

Bei der Durchführung des Testes kommt es zu tiefen Intrusionen bei dem gestoßenen Fahrzeug (Abbildung 6). Der Seitenschweller als Hauptstruktur wird von den Längsträgern des stoßenden Fahrzeugs nicht korrekt getroffen und kollabiert. Dadurch werden die Längsträger des stoßenden Fahrzeugs nach oben abgelenkt und dringen tief in die Fahrgastzelle ein (in der Detailaufnahme in Abbildung 6 ist die Beschädigung des Bleches der hinteren Tür gut zu erkennen, die von dem linken Längsträger des Ford Escort hervorgerufen wurde). Dies ist möglich, weil die B-Säule von dem kollabierten Seitenschweller nicht mehr abgestützt wird.

Abbildung 7 zeigt die Lage des Längsträgers des stoßenden Fahrzeugs und den Vergleich mit der Höhe des Seitenschwellers des gestoßenen Fahrzeugs. Daraus wird deutlich, dass die Höhen beider Strukturen sich so stark unterscheiden, dass eine Interaktion zwischen ihnen nicht möglich ist.



Abbildung 6: Tiefe Intrusionen bei dem gestoßenen Fahrzeug durch geometrische und strukturelle Inkompatibilität im Seitenaufprall



Abbildung 7: Lage des Längsträgers des stoßenden Fahrzeugs und Vergleich mit der Höhe des Seitenschwellers des gestoßenen Fahrzeugs

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Struktur des VW Golf nicht optimal auf ein seitlich stoßendes Fahrzeug abgestimmt war. Dies insbesondere, da die Höhe der Längsträger des Ford Escort nicht mit der Höhe des Golf-Seitenschwellsers übereinstimmte. Hier handelt es sich also um eine kombinierte, strukturelle und geometrische Inkompatibilität.

4 Numerische Simulation zur Abbildung des Seitenaufpralls

Um die Einflüsse der verschiedenen Parameter auf die Belastung der Insassen und darüber hinaus auf die Aspekte der Kompatibilität mit numerischen Hilfsmitteln zu bewerten, gibt es verschieden komplexe Möglichkeiten.

4.1 Konzepte der numerischen Simulation hoch-dynamischer, mechanischer Vorgänge

Man kann zwischen zwei verschiedene Möglichkeiten zur Simulation von Unfällen oder unfallgleichen Vorgängen unterscheiden. Die sogenannte Methode der "Mehrkörpersysteme" und die Methode der "Finiten Elemente". Einfach ausgedrückt bieten sich Mehrkörpersysteme für schnelle Lösungen einfacherer Probleme an, wohingegen die Finite Elemente Methode exaktere Aussagen mit einem höheren Grad an Genauigkeit liefert.

4.1.1 Simulation mit Mehr-Körper-Systemen (MKS)

Die Hauptanwendungsbereiche von MKS-Simulationsprogrammen liegen aufgrund des geringen zeitlichen Modellierungs- und Berechnungsaufwands in Prinzip- und Konzeptuntersuchungen, sowie in der Untersuchung von Insassenbelastungen in Aufprallsimulationen anhand von numerisch abgebildeten Dummies, die zuvor validiert wurden und in den Programmen als Datenbasis zur Verfügung stehen. Die Funktionsweise von MKS-Simulationsprogrammen wird anhand der in der vorliegenden Arbeit verwendeten Software MADYMO (Mathematic DYNAMIC MOdel / 15 /) der Firma TNO (Nederlandse Organisatie voor Toegepast Natuurwetenschappelijk Onderzoek) beschrieben.

Mit MKS-Simulationsprogrammen hat man die Möglichkeit, komplexe reale mechanische und biomechanische Strukturen zu einem mathematischen Ersatzmodell zu abstrahieren. Die grundlegenden Elemente dazu sind einzelne Starrkörper, abgebildet durch rotationssymmetrische Ellipsoiden "n-ten Grades", die mit weiteren Starrkörpern über Gelenke, sogenannte "joints", zu einer Baumstruktur (Abbildung 8), im Folgenden "System" genannt, verknüpft sein können. Jedes joint definiert ein "body", dem beliebig viele Ellipsoiden zugewiesen werden können. Eingabeparameter für die Starrkörper sind Massen, Massenträgheitsmomente und Federsteifigkeiten. In den Gelenken können translatorische und rotatorische Steifigkeiten, Dämpfungen und Reibungen abgebildet werden. Feder-Dämpfer-Elemente in Reihe oder parallel (Abbildung 8) erlauben die Koppelung von Starrkörpern innerhalb eines Systems oder zwischen zwei verschiedenen Systemen. Auf einzelne oder mehrere Systeme zugleich können verschiedene Beschleunigungsfelder, wie die Erdbeschleunigung, oder ein künstliches Beschleunigungsfeld einwirken (Abbildung 9). Interaktionen zwischen einzelnen Starrkörpern gleicher oder verschiedener Systeme werden über

Kontaktdefinitionen hergestellt, in denen auch Dämpfungen und Reibungen berücksichtigt werden können. Wichtige Kontaktmodelle sind Kontakte zwischen Ellipsoiden, Ellipsoiden und Flächen, sowie zwischen Ellipsoiden und Knoten von FEM (Abbildung 10).

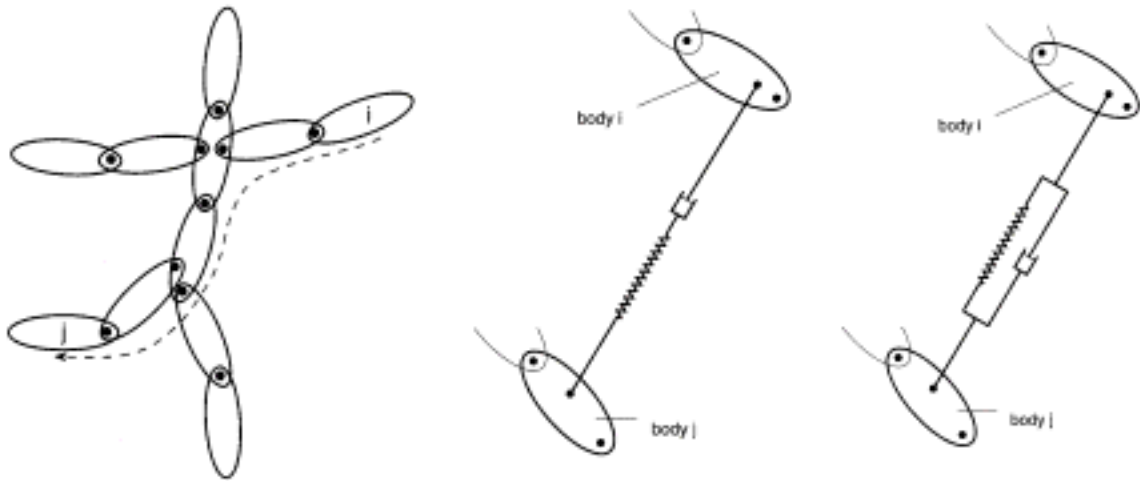


Abbildung 8: Grundbausteine von MKS-Programmen

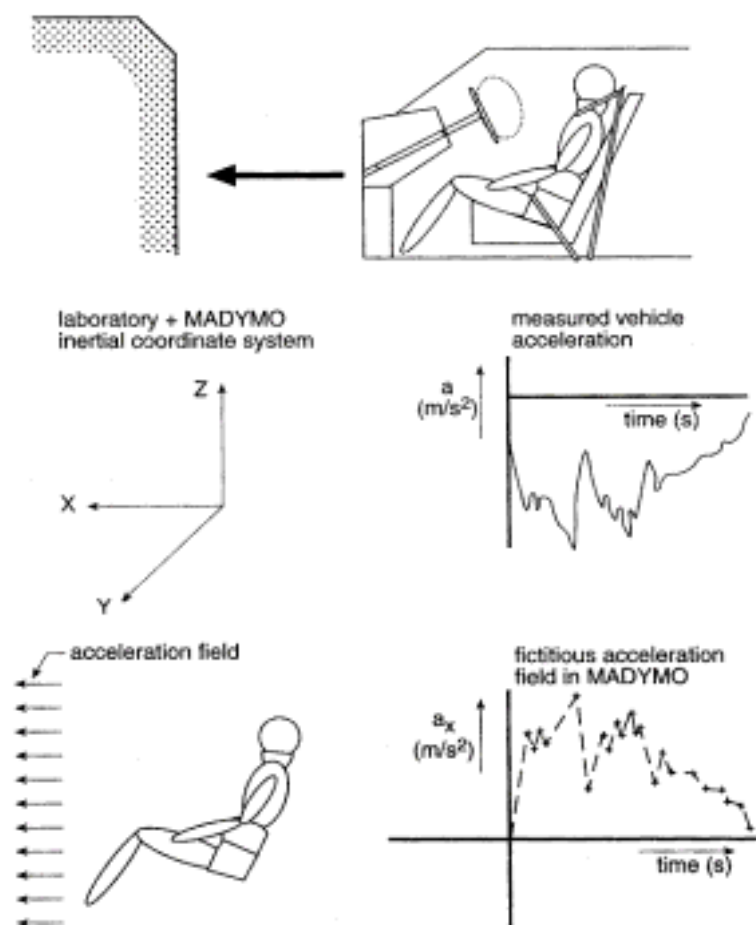


Abbildung 9: Simulation eines Verzögerungsverlaufs durch ein appliziertes Beschleunigungsfeld

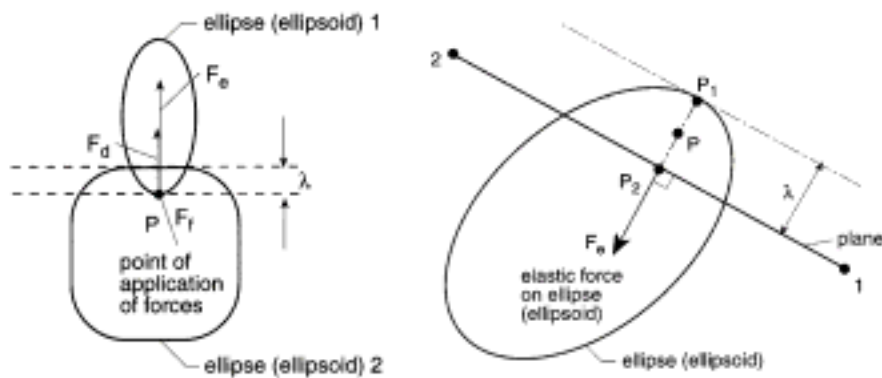


Abbildung 10: Darstellung des Kontakts zwischen verschiedenen Bausteinen

4.1.2 Simulation mit der Finite Elemente Methode (FEM)

Im Gegensatz zu Mehrkörpersystemen ist die Finite Elemente Methode eine exaktere, aber auch zeitintensivere Simulationsmethode. Dies gilt sowohl für die Modellierung des zu untersuchenden Objekts (Abbildung 11 zeigt eine FEM- und eine MKS-Fahrzeugsür im Vergleich), als auch für die Rechenzeit. In der Entwicklungsphase eines Automobils ist sie ein wichtiger Bestandteil zur Struktur- und Bauteilanalyse, und trägt im Vorfeld ohne reale Versuche mit teuren Prototypen zur Einsparung von Entwicklungskosten und zur Verkürzung der Entwicklungszeit bei. Hierbei können nämlich in relativ kurzer Zeit mehr Varianten analysiert werden, als dies versuchstechnisch realisierbar wäre; somit erreicht die Konzeptentwicklung durch den Berechnungseinsatz ein qualitativ hohes Niveau (/ 16 /). Berechnungen von Biege- und Torsionssteifigkeiten der Karosserie, zum Crashverhalten, zur Aerodynamik, sowie zum Schwingungs- und Akustikverhalten sind einige der zahlreichen Einsatzgebiete der FEM.

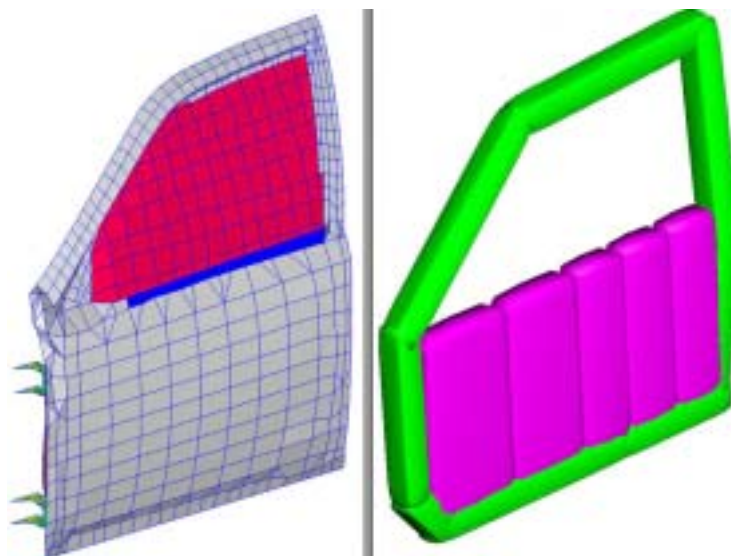


Abbildung 11: Numerisches Modell einer PKW-Tür als FEM-Modell (links) und MKS (rechts)

Anders als bei Mehrkörpersystemen sind die mechanischen Eigenschaften eines FEM-Modells durch die Geometrie und die eingesetzten Werkstoffe mit den entsprechenden Kennwerten bestimmt. Zunächst wird die CAD (Computer Aided Design)-Zeichnung des Objekts diskretisiert, d.h. das Objekt wird in eine endliche (finite) Anzahl von Elementen unterteilt, es entsteht das sogenannte FE-Netz. Jedes Element hat je nach Elementtyp eine bestimmte Anzahl von sogenannten Knoten, an denen die Elemente untereinander verknüpft werden. Der Prozess der Vernetzung kann manuell oder automatisch erfolgen. Sinnvoll ist es, die zur Analyse vorgesehenen Regionen des Objekts mit kleinen Elementen feinmaschig, also detaillierter, und die restlichen Bereiche mit großen Elementen grob zu vernetzen. Dies verkürzt die Rechenzeit, welche stark von der Anzahl der Elemente eines Modells abhängt. Ein weiterer wichtiger Einflussfaktor auf die Rechenzeit ist die geeignete Wahl des Elementtyps. Grundsätzlich werden eindimensionale Balkenelemente, zweidimensionale Schalenelemente und dreidimensionale Volumenelemente unterschieden (Abbildung 12). In dieser Arbeit kommen zur Modellierung von Blechstrukturen nur drei- und viereckige Schalenelemente zum Einsatz. Diese Elemente besitzen auf Grund der sechs Freiheitsgrade pro Knoten die Fähigkeit, Zug-, Druck-, Biege-, Torsions- und Schubkräfte zu übertragen (Abbildung 13).

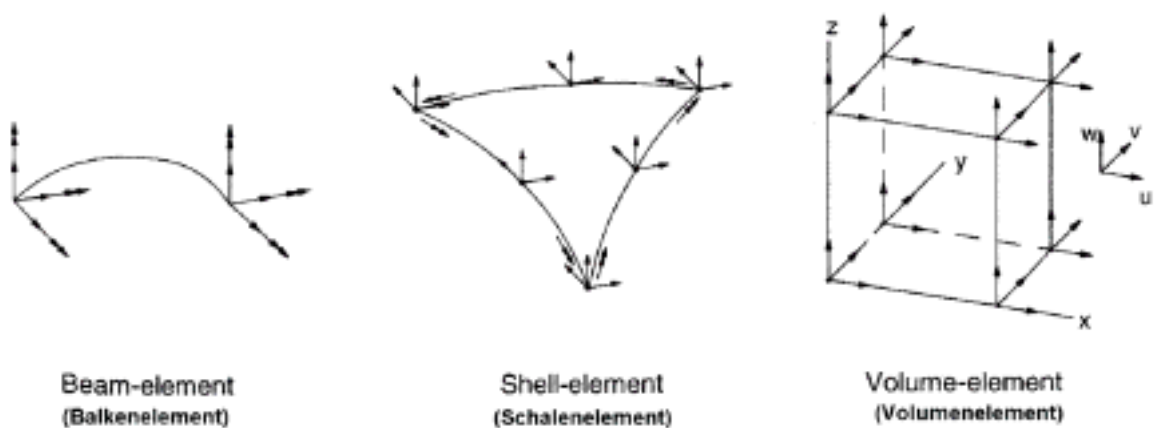


Abbildung 12: Grundsätzliche Elementtypen in der FEM

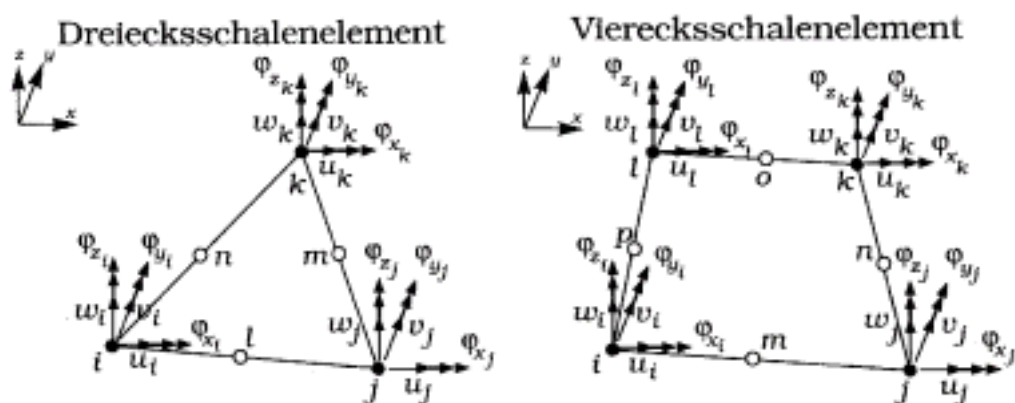


Abbildung 13: Darstellung der Freiheitsgrade am Beispiel von Schalenelementen

4.2 Numerische Umsetzung des Seitenaufprall-Beispiels aus Kapitel 3.3

Zunächst wird das numerische Modell des Dummys beschrieben, welcher die Grundlagen für den Vergleich der Resultate aus den folgenden Parametervariationen liefert. In einem zweiten Schritt wird in vier Entwicklungsstufen schrittweise die Erstellung eines qualitativ gesicherten numerischen Modells des realen Seitenaufpralls dargestellt.

4.2.1 Numerisches Modell des EuroSID – European Side Impact Dummy

Der EuroSID ist ein Dummy, der speziell für den Seitenaufpralltest entwickelt worden ist und den 50 %-Mann repräsentiert. Er wird in Europa, Japan und in einigen weiteren Ländern eingesetzt. In der amerikanischen FMVSS 214 kommt der sogenannte US-SID zum Einsatz. Ein weiterer spezieller Dummy ist der sogenannte BioSID (Biofidelic Side Impact Dummy), der außerhalb der gesetzlichen Regelungen Anwendung findet. Abbildung 14 zeigt die numerischen Abbildungen der Dummys im Vergleich.

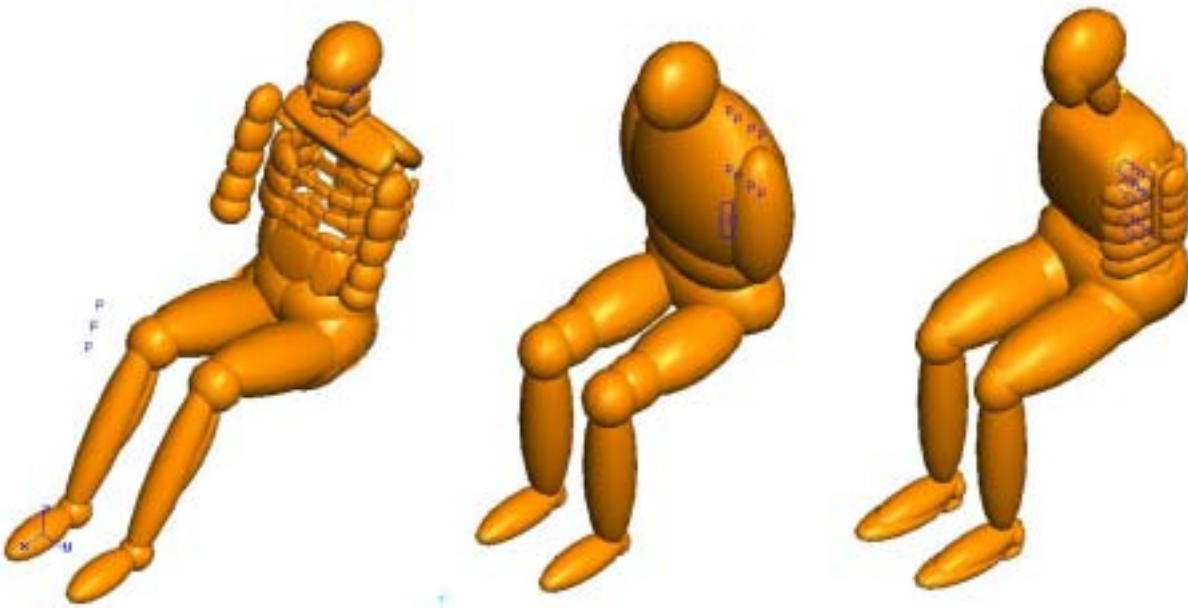


Abbildung 14: Verschiedene numerische MKS-Dummy-Modelle für den Seitenaufprall (von links: EUROSID, US-SID, BioSID)

In dieser Arbeit wird ab der zweiten Modellstufe der EuroSID in die Simulation mit integriert; zunächst nur zur Beurteilung seines kinematischen Verhaltens, später im Rahmen der Parametervariationen auch zur Erfassung von Verzögerungswerten und Verletzungsparametern.

Grundsätzlich gibt es zwei numerische Versionen: je ein EuroSID für Linkslenker und Rechtslenker, oder anders ausgedrückt, es existiert sowohl für den Aufprall von links, als auch von rechts ein entsprechend instrumentierter EuroSID. Dies ist erforderlich, um

mit Hilfe der drei Dämpferelemente im Thorax die seitliche Eindrückung des Brustkorbs messen zu können (Abbildung 15). Diese Eindrückung gibt Aufschluss über die Verletzungen in dieser Körperregion und liefert weitere Messparameter zur Beurteilung der Verletzungsschwere. Die Kolbenstangen der Dämpferelemente können auf Grund der festen Lagerung auf der stoßabgewandten Seite nur von der stoßzugewandten Seite eingedrückt werden.

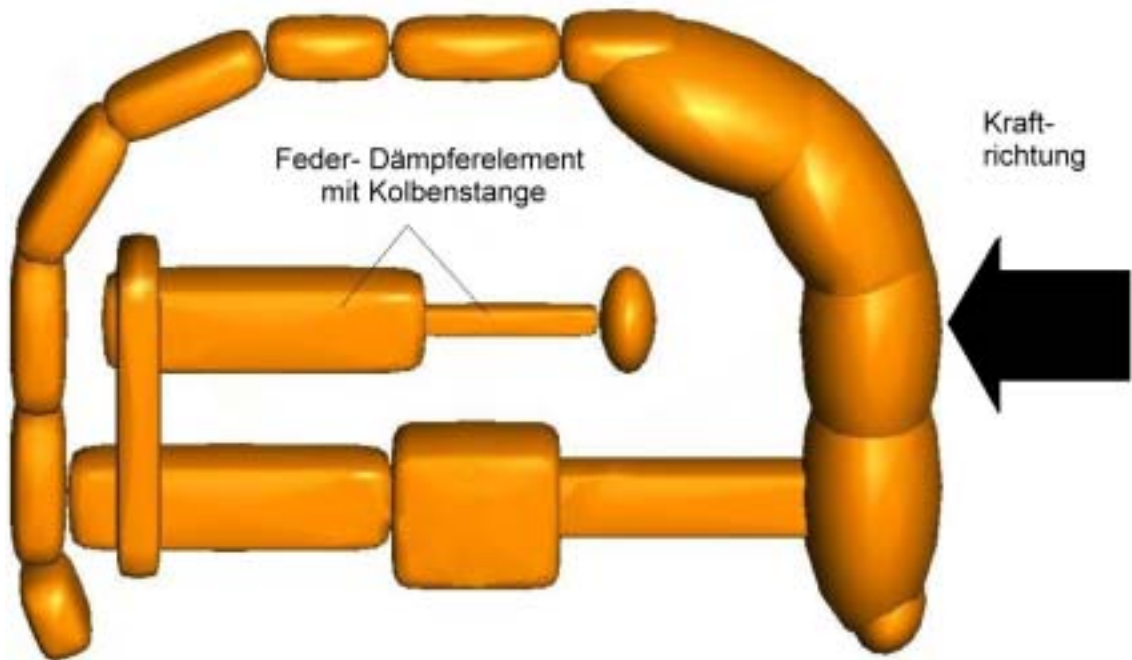


Abbildung 15: Numerisches MKS-Modell für eines von drei Rippenmodulen des EUROSID

4.2.1.1 Modellaufbau

Das numerische Abbild des EuroSID ist seitens TNO validiert und steht als Datenbasis in der Simulationssoftware MADYMO zur Verfügung. Das System besteht aus 80 bodies, die die globale Körperstruktur des Dummys in Form einer Baumstruktur beschreiben. Der Ursprung des Systems liegt im sogenannten H-Punkt, dem Hüftbezugspunkt. Den bodies sind je nach Körperregion unterschiedlich viele "shapes" (shapes = Ellipsoiden, elliptische Zylinder und Flächen) zugeordnet, deren Anzahl im gesamten System 134 beträgt. Tabelle 1 zeigt eine Übersicht über den Modellaufbau des EuroSID.

Geometrien, Massen, Massenträgheitsmomente, sowie Steifigkeitscharakteristika einzelner shapes und Gelenke wurden aus technischen Zeichnungen und aus Schlitten- und Komponententests hergeleitet / 17 /.

Bodv Nummer	Bodv Name	Anzahl shades
1	Pelvis / Kreuzbein	4
2 + 3	Hüftflügel links + rechts	14
4 + 5	Kraftmessung Becken links + rechts	0
6 + 7	Kraftmessung Lende, Lendenwirbelsäule	0
8	Bauchplatte	4
9	Brustwirbelsäule	3
10	Schultergelenke	0
11	Kraftmessung Hals	0
12 – 14	Hals	3
15	Kopf	4
16 – 21	Ober- und Unterschenkel links + rechts	12
22 + 23	Füße links + rechts	4
24 + 25	Abdomenhälften links + rechts	10
26 + 27	Schlüsselbein, Kraftmessung Schulter links	3
28 – 33	Arm links	5
34 + 35	Schlüsselbein, Kraftmessung Schulter rechts	3
36 – 41	Arm rechts	5
42 – 44	Oberer bis unterer Thoraxabschnitt	0
45–55, 57–67, 69–79	Obere, mittlere und untere Rippenmodule	54
56 + 68 +80	Oberes bis unteres Dämpferelement	6

Tabelle 1: Systemaufbau EuroSID / 17 /

4.2.1.2 Instrumentierung

Beschleunigungen bzw. Verzögerungen, Kräfte und Drehmomente sind wichtige physikalische Größen, die eine Aussage über die Verletzungsschwere eines Menschen erlauben. Zu diesem Zweck ist der EuroSID in den verschiedenen Körperregionen mit zahlreichen Instrumenten bestückt. Tabelle 2 gibt eine Übersicht der Sensoren des

EuroSID. Bei Bedarf kann sowohl der reale wie der numerische Dummy mit zusätzlichen Sensoren bestückt werden.

Körperregion	Messgrößen			
	Verformung	Kraft	Drehmoment	Beschleunigung
Kopf				triaxial
Hals		triaxial	triaxial	
Schulter (zwischen Arm und Schlüsselbein)		triaxial		
Thorax	3 x lateral			1 x triaxial 2 x lateral
Abdomen		triaxial		
Lendenwirbelsäule		triaxial		
Pelvis		lateral		triaxial
Beine (zwischen Oberschenkel und Knie)		triaxial	triaxial	

Tabelle 2: Messgrößen des EuroSID nach Körperregion / 17 /

4.2.1.3 Systeminterne Kontakte

Für realistische Bewegungsabläufe und Verletzungsschweren während einer Simulation ist es notwendig, auch systeminterne Kontakte zu definieren, die in der Realität durch die Konstruktion des EuroSID schon automatisch definiert sind. Ohne diese Definitionen würden nicht realistische Durchdringungen einzelner Körperteile in andere Körperteile stattfinden. Diese sind so gewählt, wie sie bei einem Seitenaufprall höchstwahrscheinlich vorkommen können. Dazu gehören Kontaktdefinitionen zwischen beiden Armen und dem Thorax, zwischen den einzelnen Beinen und den einzelnen Armen, zwischen Pelvis und Abdomen, sowie interne Kontakte im Bereich der Hüftgelenke. Allen relevanten shapes sind Kontaktkennungen (definierte Kraft-Weg-Kennungen für den Fall eines durchdringenden Körpers) sowohl für systeminterne, als auch für systemexterne Kontakte zugewiesen, nach denen Reaktionskräfte errechnet werden.

4.2.2 Entwicklungsstufen der Fahrzeug-Modelle

Die in diesem Kapitel beschriebenen und erläuterten Modelle zur Simulation des Seitenaufpralls dokumentieren den kontinuierlichen Aufbau und die Erweiterung des Modells und der Modellkomplexität. Es wird in drei Entwicklungsstufen die schrittweise Abstraktion des Seitenaufpralls von einem simplen Modell, bei dem lediglich die Tür des gestoßenen Fahrzeugs als starre MKS-Struktur ausgeführt ist, bis zur endgültigen Simulation einer Unfallrekonstruktion aus dem CREST-Projekt gezeigt. Ziel der dritten Modellstufe ist es, die qualitative Absicherung des numerischen Modells durch den Vergleich mit der realen Unfallrekonstruktion zu erlangen und somit den ersten Schritt zur Validierung des Simulationsmodells anzugehen. Jede der Modellstufen ist die jeweils letzte einer Serie von Simulationen und teilweise zugleich Basis für die nächste Entwicklungsstufe. Das bedeutet, dass zwischen diesen drei folgenden dargestellten Modellen mehrere Veränderungen und Simulationen vorausgegangen sind, insbesondere von der zweiten zur dritten Modellstufe. Denn nicht alle der Modifikationen, die von einer zur nächsten Modellstufe erfolgen, werden in einem Schritt durchgeführt, sondern einzeln oder in begrenztem Umfang, um eventuelle Fehlinterpretationen auszuschließen.

4.2.2.1 Modellstufe 1

Ziel dieser ersten Modellstufe ist es, die Kinematik eines Fahrzeugs bei einem Seitenaufprall zu nähern. Dazu fährt eine EEVC-Barriere (European Experimental Vehicles Committee) seitlich in ein stark abstrahiertes Fahrzeugmodell hinein (Abbildung 16). Wichtige mechanische Größen für die Bewegung des Fahrzeugs sind die Fahrzeugmasse, die Lage des Schwerpunkts, die Massenträgheitsmomente bezüglich des Schwerpunkts um die Hoch- und Längsachse des Fahrzeugs, der Aufprallpunkt und die Aufprallgeschwindigkeit der Barriere. Bei diesem Modell wird kein Dummy eingesetzt.

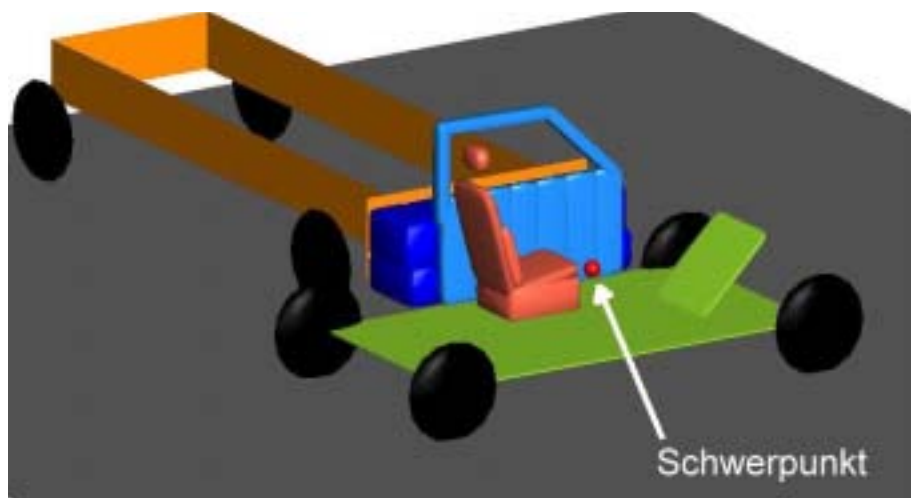


Abbildung 16: Ausgangslage Modellstufe 1

4.2.2.1.1 Systeme

Das System des gestoßenen Fahrzeugs besteht nur aus einer Bodenplattform, einer Platte im Bereich Fußraum/Spritzwand, einem Fahrersitz, und aus vier Rädern für den Kontakt zur Fahrbahn. Das Fahrzeug ist frei im Raum beweglich. Es besteht aus insgesamt 22 Ellipsoiden in drei funktionalen Gruppen. Zu der ersten Gruppe gehören die Bodenplatte, die Platte im Bereich der Spritzwand, sowie der Fahrersitz. Die zweite Gruppe umfasst die neun Ellipsoiden der Fahrzeugaufbautür. Eine Möglichkeit der Deformation der Tür ist hier jedoch nicht vorgesehen. Zweck der Fahrzeugaufbautür ist es, eine Aufprallfläche für die Barriere festzulegen. Die dritte Gruppe enthält die vier Räder. Sie ermöglichen einen Kontakt zur Fahrbahnoberfläche.

Das stoßende Fahrzeug ist ein MKS-Modell der EEVC-Barriere, wie sie auch im Seitenaufpralltest nach der ECE R.95 zum Einsatz kommt. Es ist eine Vorlage aus der Datenbasis von MADYMO. Das System der EEVC-Barriere besteht aus insgesamt 21 shapes. Dazu gehört auch die Fahrbahnoberfläche, die fest im Raum verankert ist. Der Rest des Systems kann sich relativ zu dieser Ebene frei bewegen. Das Modell der Barriere besteht aus vier Flächen, die den Rahmen beschreiben, vier Rädern für den Fahrbahnkontakt und aus zwölf Blöcken, die die Eigenschaften der Aluminiumwaben der realen Barriere besitzen.

4.2.2.1.2 Randbedingungen

Auf die acht Ellipsoiden der ersten funktionalen Gruppe des Fahrzeugs sind verschiedene Massen verteilt, so dass sich bei einem Radstand von 2,5 m eine Schwerpunktlage ergibt, die mit der eines Mittelklassewagens mit Frontantrieb vergleichbar ist. Das Gesamtgewicht des Fahrzeugs beträgt 1175 kg. Ein masseloser, roter Ellipsoid nahe des Fahrersitzes (vergl. Abbildung 16) visualisiert den Schwerpunkt des Fahrzeugs. Die Massenträgheitsmomente bezüglich des Schwerpunkts werden zu folgenden Werten festgelegt:

$$\theta_x = 400 \text{ kgm}^2 \quad \theta_y = 800 \text{ kgm}^2 \quad \theta_z = 1200 \text{ kgm}^2$$

Der Gleitreibungskoeffizient zur Fahrbahn ist auf $\mu = 0,8$ gesetzt. Die Federsteifigkeiten der Räder der Barriere sind für die Ellipsoiden der Räder des Fahrzeugs übernommen worden. Auf Grund der Tatsache, dass die Barriere kein Fahrwerk aus einem Feder-Dämpfer-System besitzt, ist diese Federsteifigkeit die eines Reifens (Abbildung 17). Kontaktkräfte zur Fahrbahn berechnen sich nach dieser Kennung.

Die Gesamtmasse der EEVC-Barriere liegt bei 950 kg. Die Aufprallgeschwindigkeit beträgt 50 km/h. Der Aufprallpunkt ist leicht hinter den Schwerpunkt des Fahrzeugs versetzt. Vier verschiedene Kraft-Weg-Kennungen definieren die Steifigkeiten der Aluminiumwabenstruktur (Abbildung 18 und Abbildung 19).

Alle Kontaktdefinitionen in dieser Modellstufe zeigt folgende Tabelle:

Kontakt	Charakteristik	Anzahl	Typ	Bemerkung
Blöcke : Fahrzeugtür	Blöcke	90	Ellipsoid : Ellipsoid	
Räder, Barriere und Fahrzeug : Fahrbahn	Räder	8	Plane : Ellipsoid	$\mu = 0,8$

Tabelle 3: Kontaktdefinitionen in Modellstufe 1

Die Gesamtsimulationszeit beträgt 0,5 s und die Schrittweite 0,001 s.

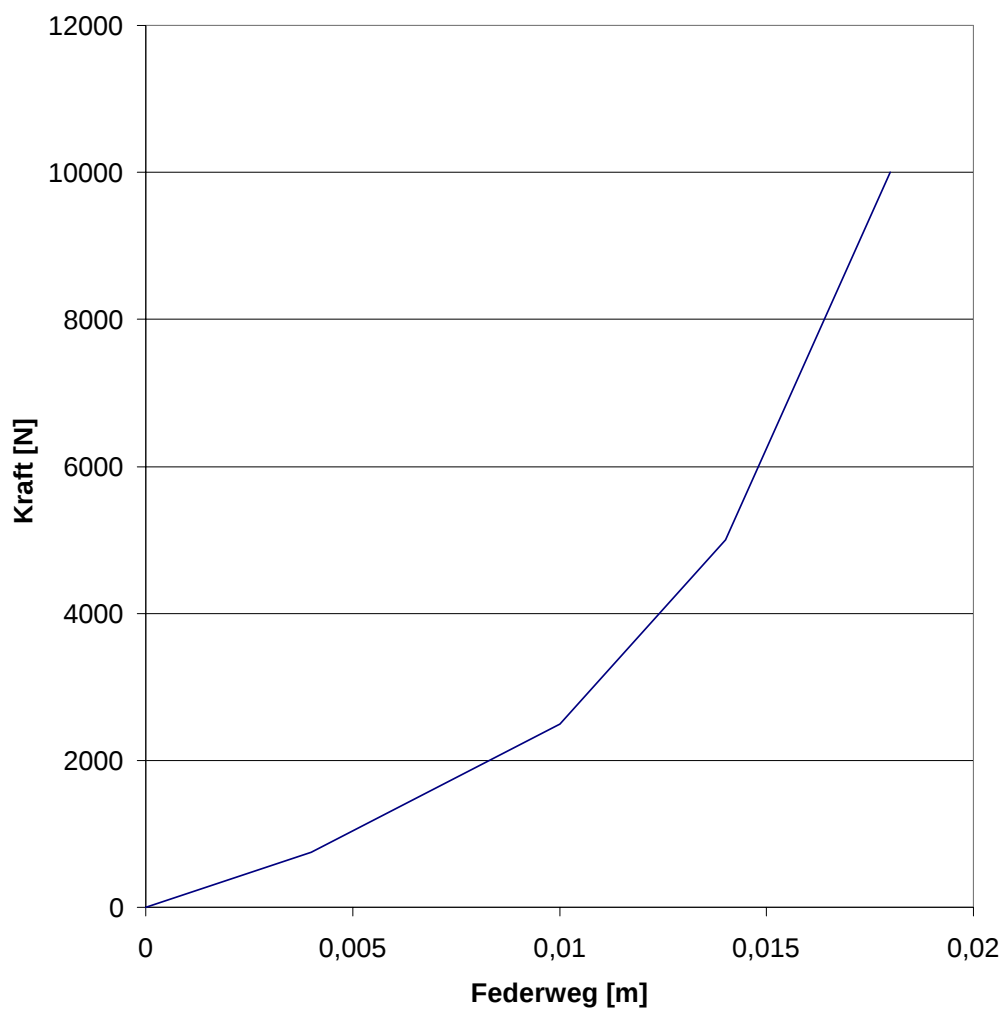


Abbildung 17: Reifenfederkennlinie der EEVC-Barriere / 15 /

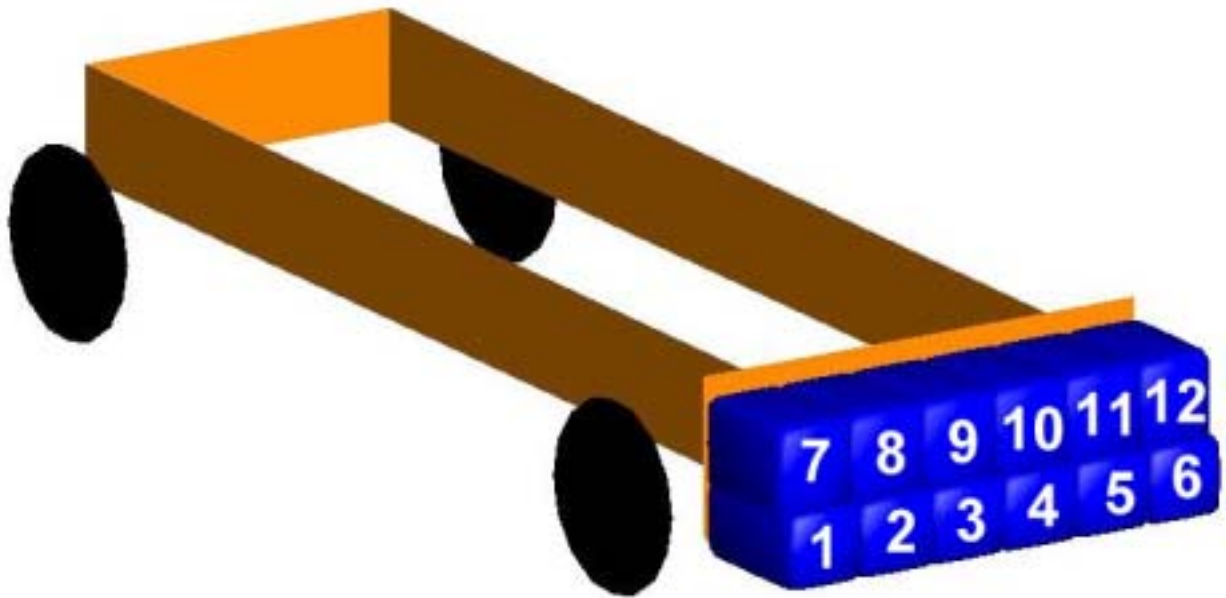


Abbildung 18: Zwölf Blöcke repräsentieren die Aluminiumwabenstruktur / 15 /

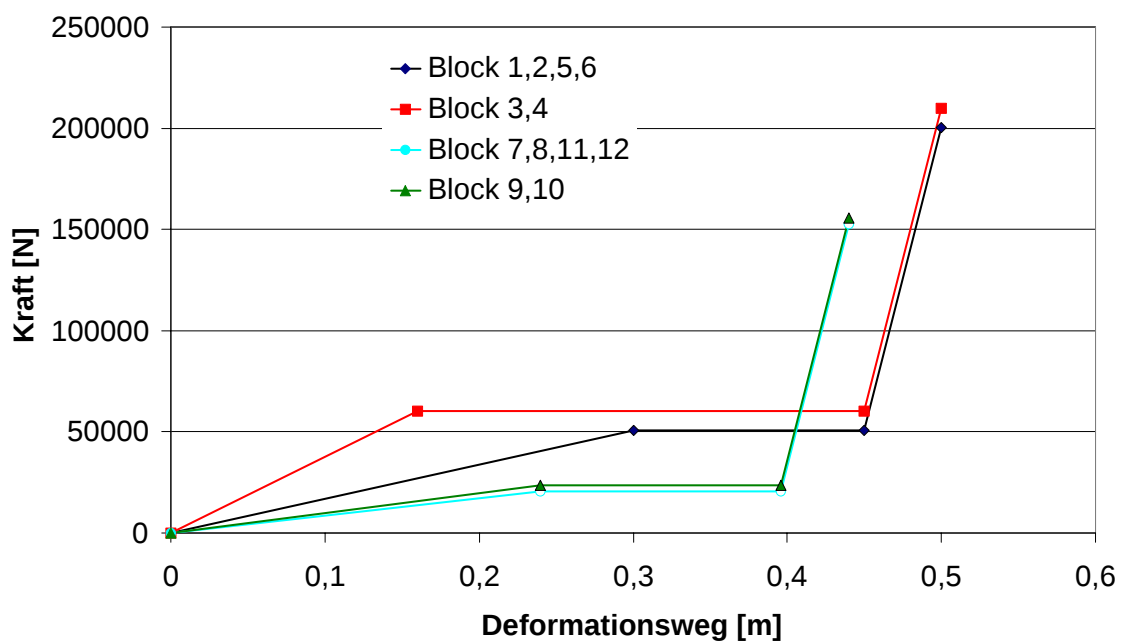


Abbildung 19: Kraft-Weg-Kennungen der Blöcke / 15 /

4.2.2.1.3 Auswertung

Die Simulation wird bis zum Ende der Simulationszeit berechnet. Der Ablauf der Simulation entspricht den Erwartungen.

Die Barriere trifft die Fahrzeugtür mit der Aufprallgeschwindigkeit von 50 km/h. Zunächst beginnt eine Eindringung der Blöcke in die starre Fahrzeugtür, sie erreicht ihr

Maximum von 0,2 m bei 28 ms (Abbildung 20). Dieser Zustand ist mit dem Ende der Deformationsphase bei einem realen Seitenaufpralltest vergleichbar. Erst nach diesem Zeitpunkt beginnt eine deutliche Bewegung des gestoßenen Fahrzeugs. Die Trägheit der Fahrzeugmasse und das Massenträgheitsmoment um die Hochachse des Fahrzeugs zeigen ihren Einfluss. Der Impulsaustausch ist elastoplastisch, d.h. die Barriere wird stark, jedoch nicht bis zum Stillstand verzögert. Das Fahrzeug dagegen wird stark beschleunigt. Es führt gleichzeitig eine translatorische Bewegung in Stoßrichtung und eine mathematisch positive Rotationsbewegung um die Hochachse aus, welche sich durch den leicht hinter den Schwerpunkt versetzten Aufprallpunkt ergibt. Gegen Ende der Simulationszeit wird das Fahrzeug durch die Gleitreibung mit der Fahrbahn gebremst.

Die Abbildung 21 zeigt die Ablaufsimulation der Modellstufe 1 in zwei Ansichten.

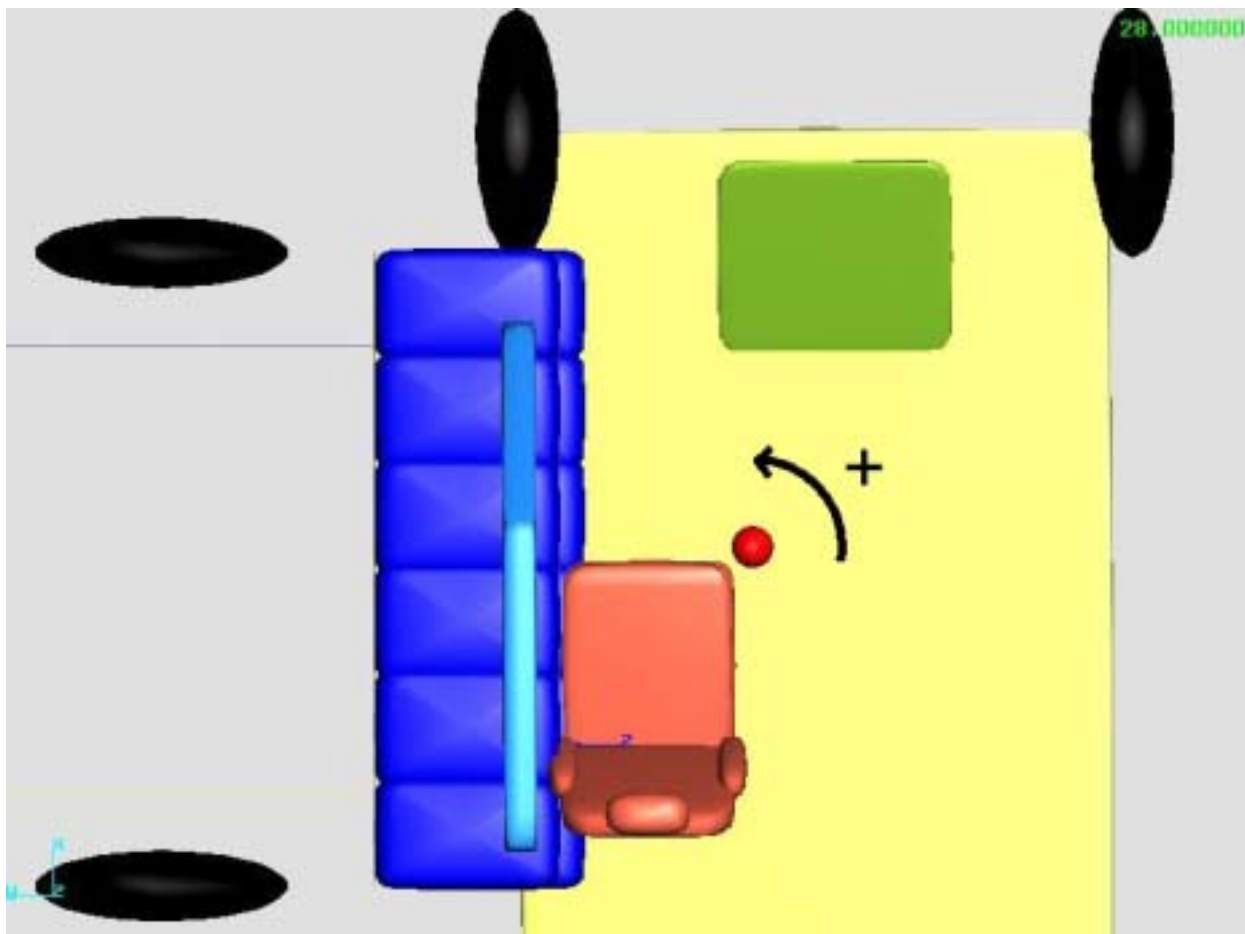


Abbildung 20: Maximale Eindringung der Barriere bei 28 ms

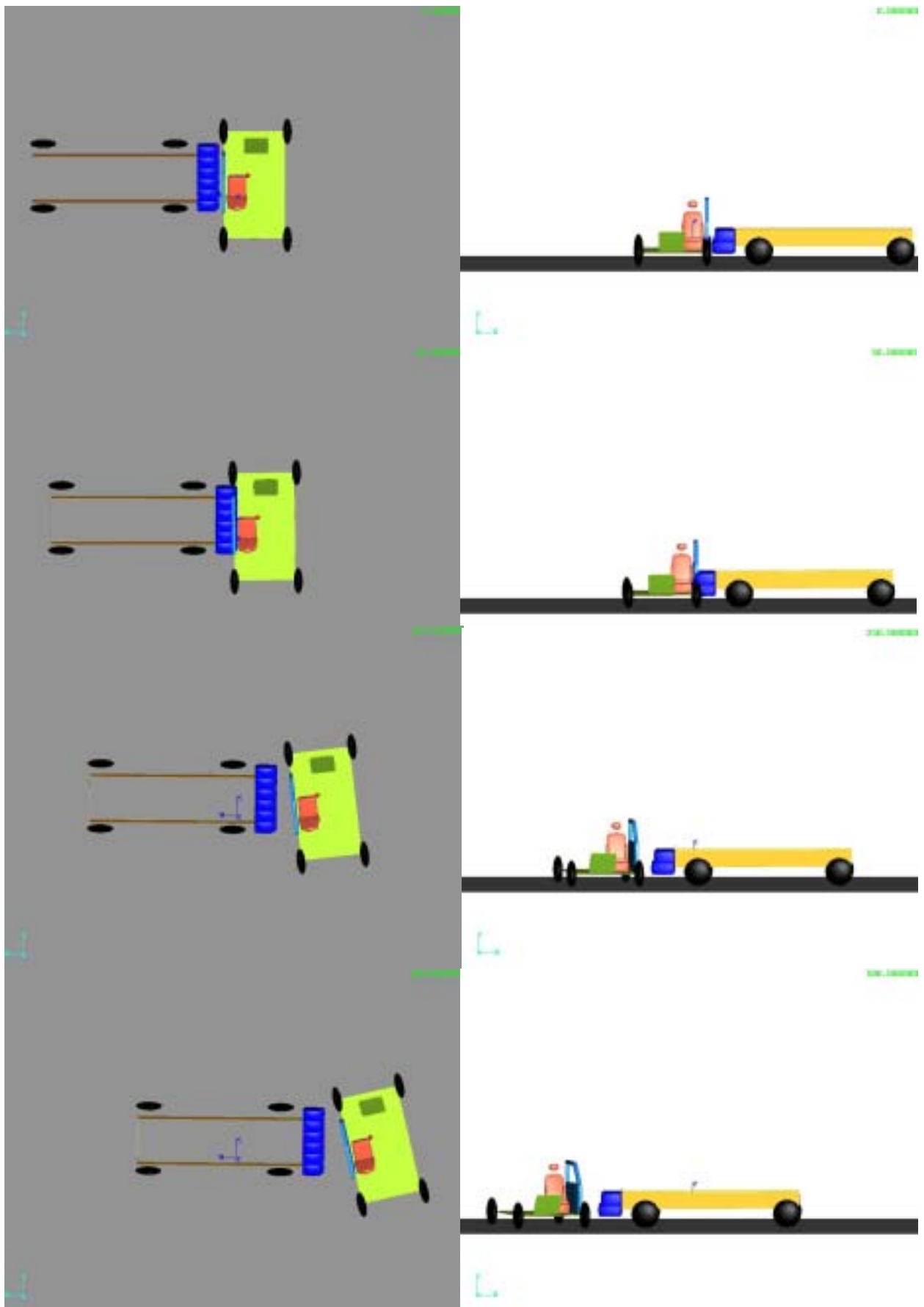


Abbildung 21: Ablaufsimulation Modellstufe 1 bei 0, 50, 250 und 500 Millisekunden

4.2.2.2 Modellstufe 2, MKS

Die zweite Modellstufe hat die Aufgabe, sowohl die Deformation der seitlichen Fahrzeugstruktur, als auch die Kinematik des Gesamtfahrzeugs darzustellen. Wie in Modellstufe 1 fährt eine EEVC-Barriere mit 50 km/h in die linke Seite eines Fahrzeugmodells hinein, welches um zahlreiche Ellipsoiden ergänzt wird, um physikalisch, aber auch optisch ein Fahrzeug anzunähern (Abbildung 22). Die hohe Anzahl dieser Ellipsoiden ermöglicht es auch, das Deformationsbild genauer abzubilden. Weiterhin wird zur Untersuchung der Interaktionen zwischen Fahrzeug und Insasse ein EuroSID auf den aus Modellstufe 1 übernommenen Fahrersitz positioniert. Auf Grund der Tatsache, dass die Sicherheitsgurte bei Voruntersuchungen eine nicht nennenswerte Rückhaltewirkung in der verletzungsrelevanten Anfangsphase bei einem Seitenaufprall gezeigt haben, sind sowohl der Schultergurt, als auch der Beckengurt nicht vorhanden. Damit wird auch der Modellierungsaufwand reduziert. Das im Folgenden beschriebene Modell ist einer von zahlreichen Versuchen, gleichzeitig Fahrzeugdeformation und -kinematik mit Hilfe von Mehrkörpersystemen zu vereinen. Numerische Instabilitäten und damit verbundene Abbrüche von Berechnungen zur Simulation waren unerwartet oft aufgetreten.



Abbildung 22: Ausgangslage Modellstufe 2

4.2.2.2.1 Systeme

Das System des gestoßenen Fahrzeugs ist frei im Raum beweglich. Es besteht aus insgesamt 96 Ellipsoiden, die die Geometrie eines realen Fahrzeugs auch optisch nähern sollen. Die linke Fahrzeugseite ist stärker detailliert als die rechte, um eine

realistische Deformation der getroffenen Seite zu ermöglichen. Die Türen bestehen aus einer oberen und einer unteren Reihe von Ellipsoiden, welche in ihren Lagerungen alle drei rotatorischen Freiheitsgrade besitzen; jedoch sind zur Modellierung des ganzen Türblatts die Ellipsoiden der oberen Reihe mit denen der unteren Reihe über Kelvin-Elemente (von MADYMO beschriebenes Feder-Dämpfer-Element) mit steifen Kennungen verbunden, so dass ein fester Verbund hergestellt ist. Weiterhin können sich auch die Ellipsoiden der A- und B-Säule, des Seitenschwellers und des Dachrahmens bewegen und somit eine Deformation abbilden. Die offenen Enden der Baumstruktur wurden mit sehr steifen Kelvin-Elementen geschlossen.

Das System der stoßenden EEVC-Barriere entspricht dem in Modellstufe 1. Das System des EuroSID ist frei im Raum beweglich.

4.2.2.2.2 Randbedingungen

Alle Definitionen, die die EEVC-Barriere betreffen, sind unverändert aus Modellstufe 1 übernommen worden.

Die wichtigen Definitionen im System des MKS-Fahrzeugs bleiben ebenfalls unverändert. Der Unterschied zur Modellstufe 1 liegt darin, dass diesmal die Gesamtmasse des Fahrzeugs von 1175 kg im Schwerpunkt konzentriert ist.

Die Deformation der Fahrzeugtür wird über fünf einzelne Türsegmente ermöglicht. Das Türblatt wird durch fünf Ellipsoiden segmentiert. An ihren Übergangsstellen sind sie über Drehgelenke gelagert (Abbildung 23). Die Biegesteifigkeit der Tür um die Hochachse wird durch Reibung in den Drehgelenken simuliert, welche konstant 100 Nm beträgt.

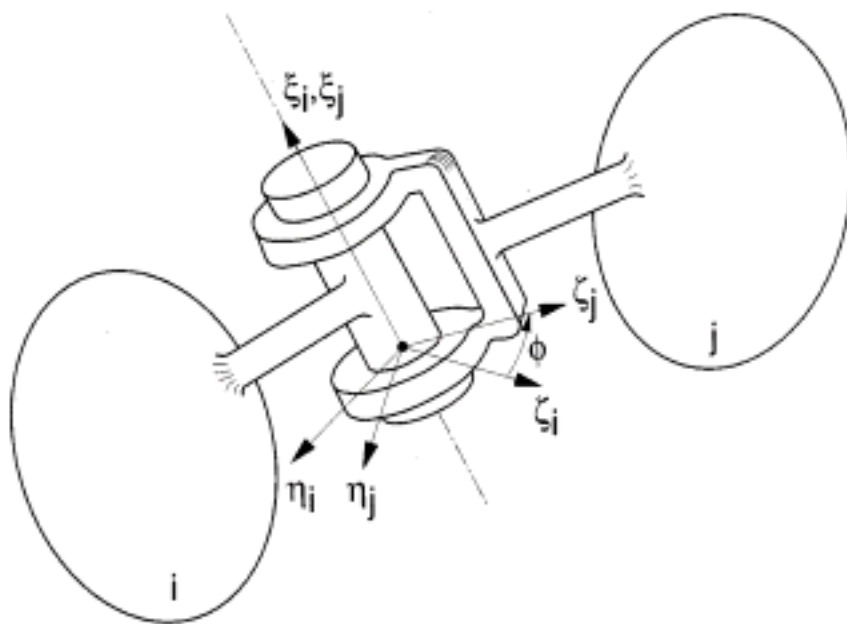


Abbildung 23: Drehgelenk zur Verbindung der Türsegmente (schematisch / 15 /)

Eine lineare Kontaktkennung für die Ellipsoiden des Fahrersitzes wird definiert; für eine Eindringung von 0,2 m ist eine Kraft von 4000 N erforderlich. Das Drehgelenk an der B-Säule besitzt zur kontrollierten Deformation eine Federsteifigkeit (Tabelle 4).

Tabelle 5 gibt eine Übersicht über alle Kontaktdefinitionen in Modellstufe 2 wieder.

Rotation [rad]	Drehmoment [Nm]
-0,5	-150
-0,02	-150
-0,01	-100
0	0
0,01	100
0,02	150
0,5	150

Tabelle 4: Federsteifigkeit des Drehgelenks an der B-Säule

Kontakt	Charakteristik	Anzahl	Typ	Bemerkung
Blöcke : Fahrzeug	Blöcke		Ellipsoid : Ellipsoid	
Räder, Barriere und Fahrzeug : Fahrbahn	Räder	8	Plane : Ellipsoid	$\mu = 0,8$
Fahrzeugsitz : Fahrer-sitz	Fahrersitz		Ellipsoid : Ellipsoid	
Dummy : Fahrzeug	Dummy		Ellipsoid : Ellipsoid	
Dummy : Fahrersitz	Fahrersitz		Ellipsoid : Ellipsoid	$\mu = 1,5$

Tabelle 5: Kontaktdefinitionen in Modellstufe 2

Die Gesamtsimulationszeit beträgt 0,2 s und die Schrittweite $0,5 \cdot 10^{-5}$ s.

4.2.2.2.3 Auswertung

Die Berechnung wird unmittelbar zu Beginn der Simulation abgebrochen. Ursache dafür sind numerische Instabilitäten bei der Berechnung der absoluten Länge der Kelvin-Elemente im System des MKS-Fahrzeugs. Zahlreiche Versuche zur Behebung dieser Fehlermeldung führten nicht zum Erfolg. Daher wird für die folgende Modellstufe ein vollständig neuer Modellaufbau vollzogen.

4.2.2.3 Modellstufe 3 – Hybrides (MKS/FEM) Modell

Die vorangegangenen zwei Modellstufen haben zum Erlangen eines sicheren Umgangs mit dem Pre- und Postprozessor EASY CRASH MAD gedient. Die Modellierung der numerischen Abbildungen und das Verständnis des Programmverhaltens der Simulationssoftware MADYMO standen ebenfalls im Vordergrund. Die Entwicklungssprünge zwischen den einzelnen Modellstufen waren bis zur ersten Modellstufe gering, zur zweiten und dritten Modellstufe dagegen sehr groß. Das endgültige Modell der dritten Modellstufe ist das Ergebnis einer Reihe von schrittweisen Ergänzungen und Modifikationen. Alle Abstraktionen von beiden realen Fahrzeugen wurden so einfach wie möglich und so detailliert wie nötig gehalten.

In dieser Simulation wird eine reale Unfallrekonstruktion numerisch abgebildet. Diese Unfallrekonstruktion bezieht sich auf einen Fall aus dem CREST-Projekt. Das Projekt ist 1996 gestartet worden und wurde von der EU gefördert. Ziel des Projekts war es, Verletzungskriterien für Kinder in Fahrzeugen zu erstellen, damit sie in Zukunft in Kinderrückhaltesystemen besser geschützt sind. Mit der Existenz von Verletzungskriterien für Kinder verschiedener Altersgruppen können frühzeitig mangelhafte Kinderrückhaltesysteme beim Zulassungsverfahren aus dem Straßenverkehr ausgeschlossen werden. Bei der Vorgehensweise wurden aus einem Pool von Straßenverkehrsunfällen mit verletzten oder gar getöteten Kindern ausgewählte Fälle analysiert und rekonstruiert. Der Vergleich mit den realen Verletzungen des/der Kindes/Kinder und den Messwerten der entsprechenden Dummies lieferte Ansätze zur Erstellung der Verletzungskriterien.

In diesem speziellen Fall fährt ein Ford Escort aus dem Baujahr 1993 mit 75 km/h orthogonal in die rechte Seite eines viertürigen VW Golf der Serie III aus dem Baujahr 1991.

Die für die Deformation interessante rechte Seite des Golf wird mit der 3D-Koordinatenmessmaschine der BAST an einem realen Golf vermessen und mit der FEM-Software HYPERMESH modelliert. Der restliche Teil des Golf wird durch Ellipsoiden dargestellt. Wesentliche Einflussgrößen auf die Kinematik werden diesen Ellipsoiden zugewiesen.

Da in dieser Simulation hauptsächlich die Deformation und die Kinematik des gestoßenen Fahrzeugs bewertet werden, ist das Modell des Ford Escort stark abstrahiert, jedoch physikalisch korrekt modelliert worden. Dieses Vorgehen bringt erheblich kürzere Rechenzeiten mit sich.

Abbildung 24 bis Abbildung 27 zeigen die Aufprallkonfiguration und den Aufprallbereich von Modellstufe 3.

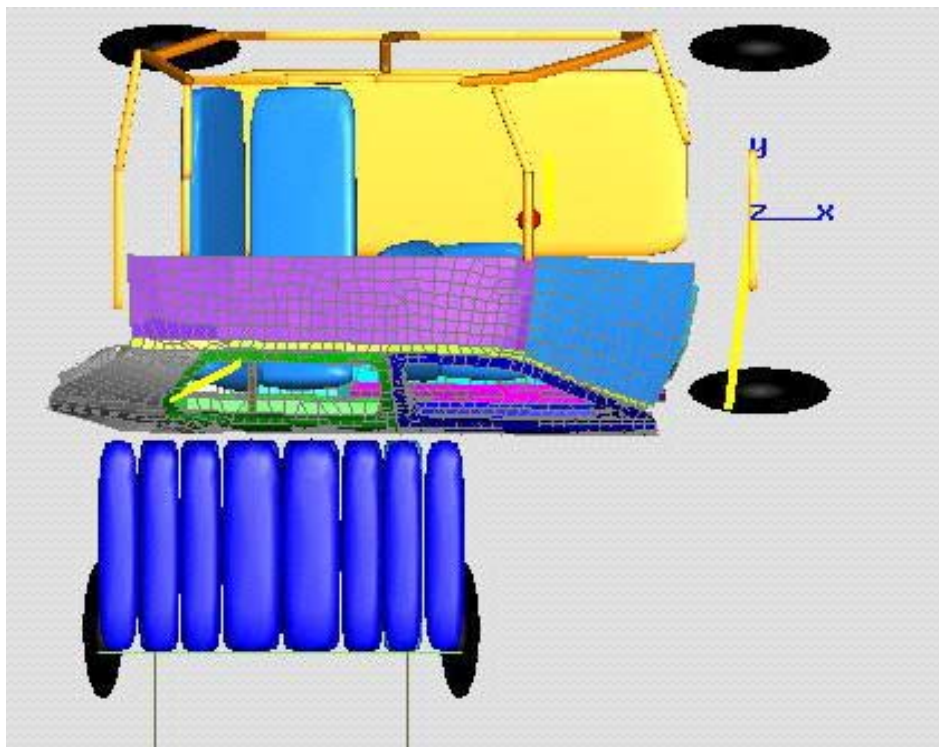


Abbildung 24: Aufprallkonfiguration Modellstufe 3 (Draufsicht)

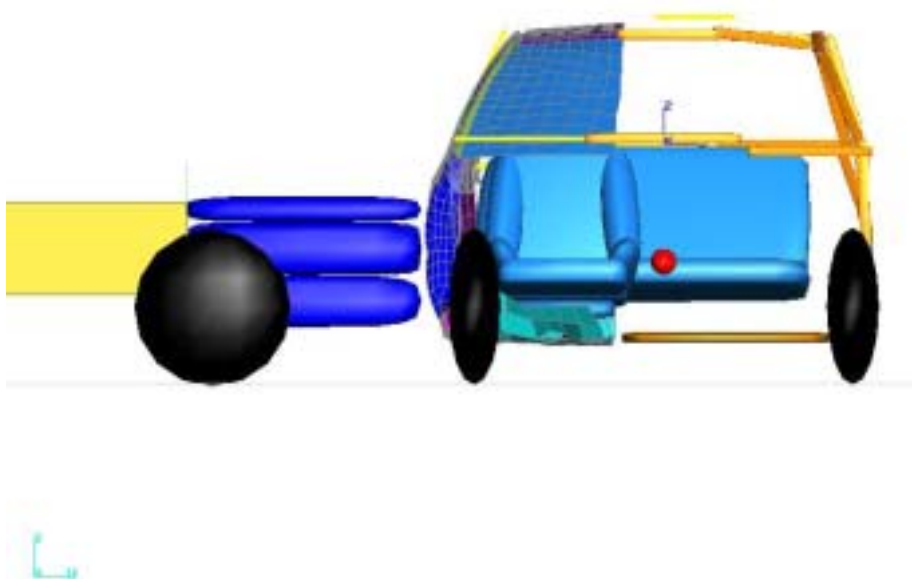


Abbildung 25: Aufprallkonfiguration Modellstufe 3 (Frontansicht)

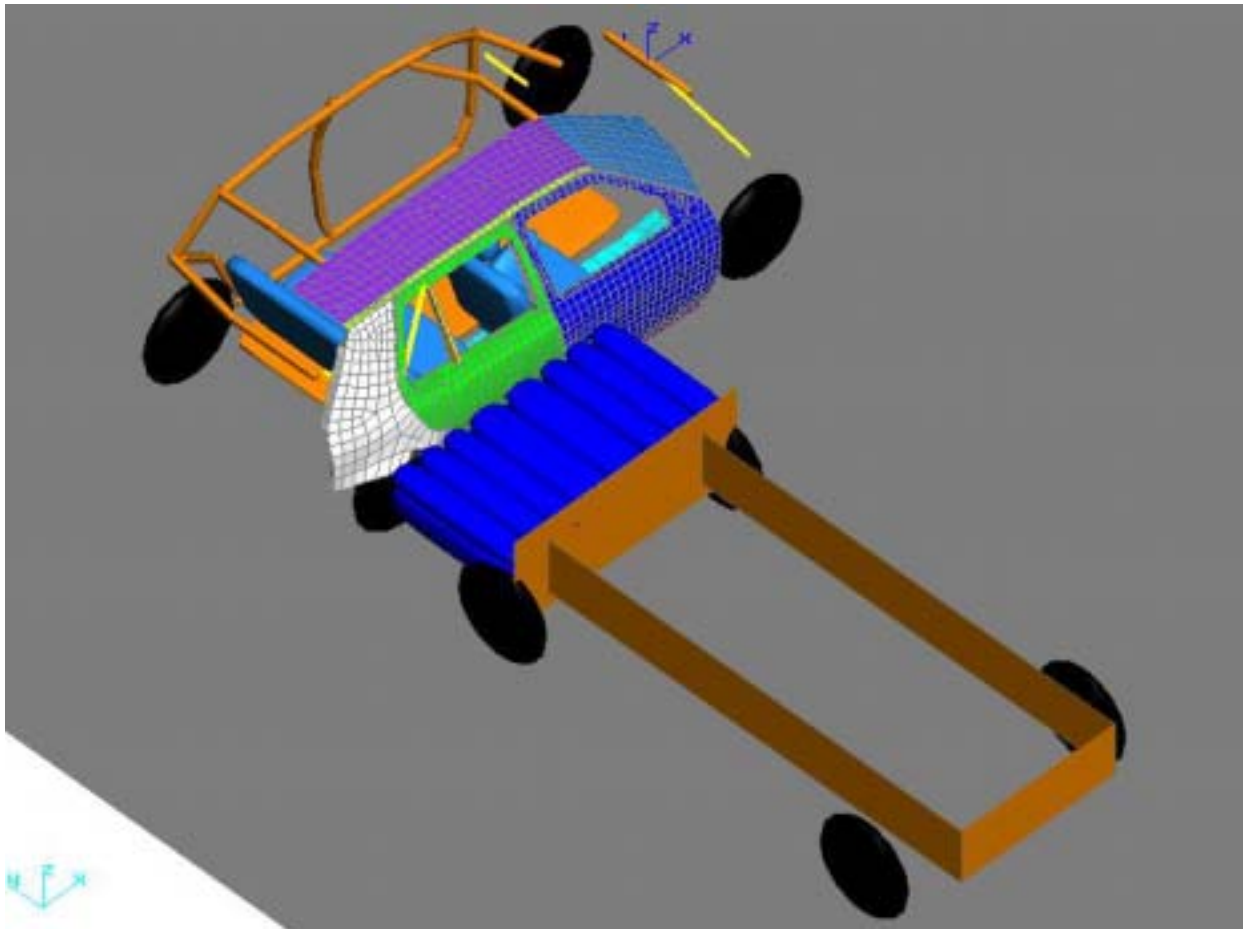


Abbildung 26: Aufprallkonfiguration Modellstufe 3 (ISO-Ansicht)

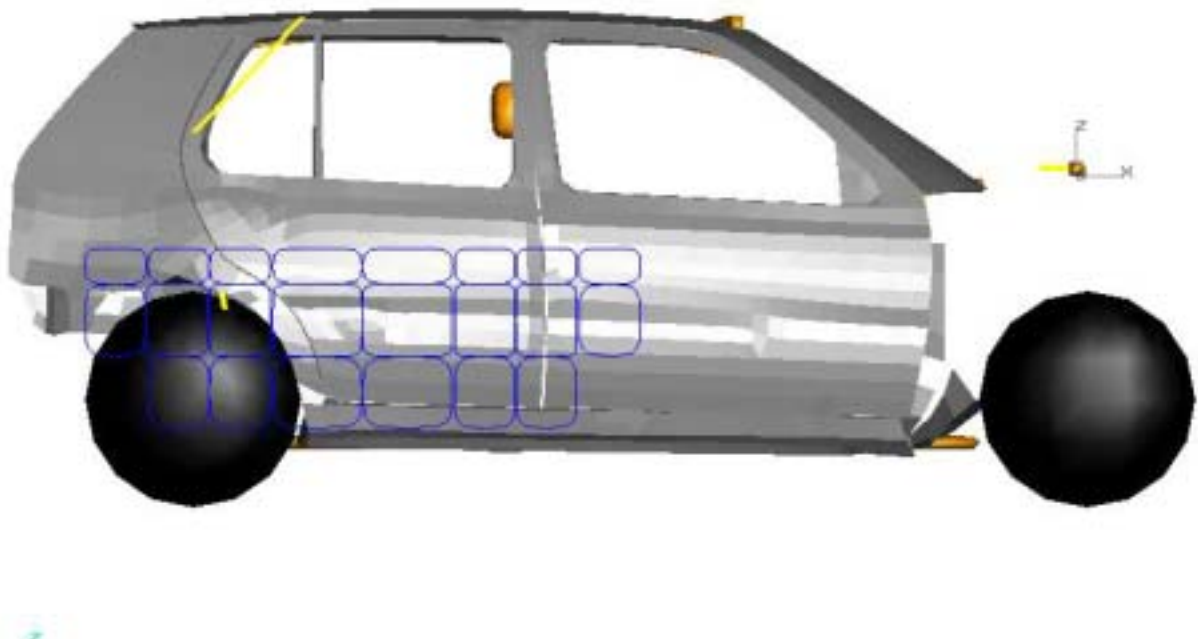


Abbildung 27: Aufprallbereich mit 38 % Überdeckung des VW Golf

4.2.2.3.1 Systeme

4.2.2.3.1.1 FEM-VW Golf

Zur Validierung der Simulationssoftware anhand des Beispiels der Unfallrekonstruktion ist es erforderlich, die realen und numerischen Deformationen des gestoßenen Fahrzeugs zu vergleichen. Dies ist jedoch nur dann möglich, wenn der entsprechende Bereich mittels FEM ausreichend genau abgebildet wird. Ein FEM-Modell der rechten Fahrzeugseite des Golf ist also unumgänglich. Dazu sind allerdings entweder fertige FEM-Modelle oder mindestens CAD-Zeichnungen nötig. Da beide Optionen nicht zur Verfügung stehen, wird die Geometrie der rechten Fahrzeugseite, wie bereits erwähnt, mit Hilfe der 3D-Koordinatenmessmaschine der BAST vermessen und anschließend zu einem FEM-Modell vernetzt. Dies geschieht mit der dafür optimierten Software HYPERMESH.

Die Digitalisierung der Geometrie der rechten Seite des VW Golf ist im Anhang ausführlich beschrieben.

Nachdem die Flächen der Karosserie mit der 3D-Koordinatenmessmaschine erfasst werden, kann mit den Ergebnissen der Vermessung die Modellierung des FEM-Modells vorgenommen werden. Die gemessenen Punkte liegen als kartesische Koordinaten vor. Diese können mit der Messsoftware im iges-Format (initial graphic exchange specification) exportiert werden. In HYPERMESH können die Messdaten diesen Formats wieder importiert und bearbeitet werden.

Zunächst werden die Messdaten jedes einzelnen Bauteils importiert und mit Hilfe der Referenzpunkte in die richtige Relativlage versetzt. Die Messdaten bestehen aus einzelnen Punkten, die hintereinander zu Linien verbunden sind. Zur Erzeugung von Oberflächen, müssen die Linien an dafür geeigneten Stellen getrennt werden, d.h. die Linien werden segmentiert. Mit diesen Segmenten ist es möglich, Oberflächen zu definieren, deren Umrisse von diesen Segmenten beschrieben werden.

Das Modell besteht jetzt vollständig aus Liniensegmenten und Oberflächen, die die Oberflächen der Karosserie darstellen. Mit der automatischen Vernetzungsfunktion von HYPERMESH können die Oberflächen mit Schalenelementen zum FEM-Modell fertiggestellt werden. Dabei ist darauf zu achten, dass die Knoten von benachbarten Schalenelementen, die auf zwei angrenzenden Oberflächen erstellt wurden, miteinander übereinstimmen, um einen festen Verbund zu gewährleisten. Abbildung 28 zeigt den generellen Ablauf der Erstellung des FEM-Modells.

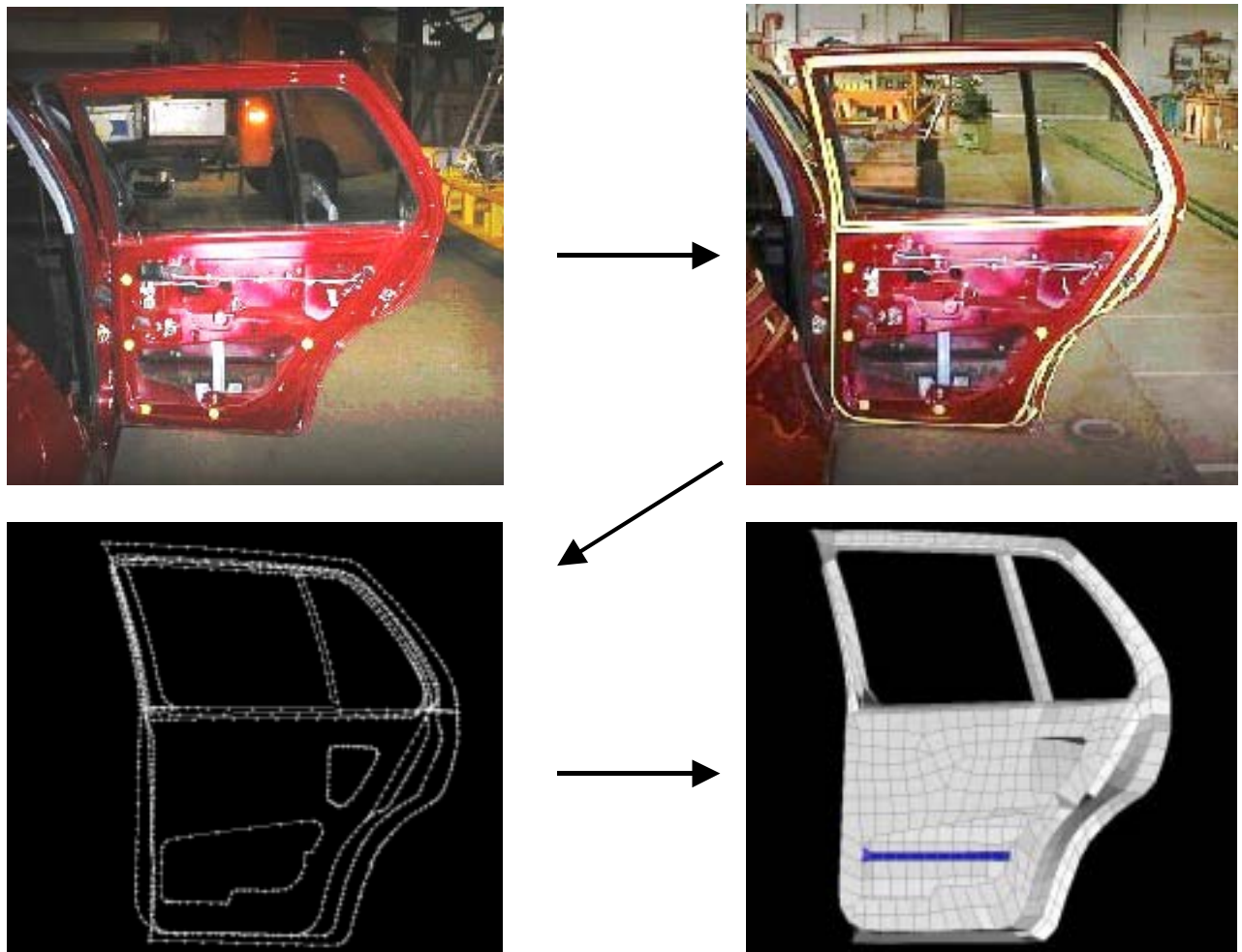


Abbildung 28: Prinzipieller Ablauf bei der Erstellung des FEM-Modells

Jedes FEM-Element der Karosseriestruktur des VW Golf wird entsprechend der Vorgehensweise in Abbildung 28 erstellt. Die geometrische Annäherung ist ausreichend präzise. Somit sind auch die mechanischen Eigenschaften, die aus der Geometrie resultieren, sehr nahe an der Realität. Abbildung 29 bis Abbildung 31 präsentieren das Ergebnis der Modellerstellung des FEM-VW Golf.

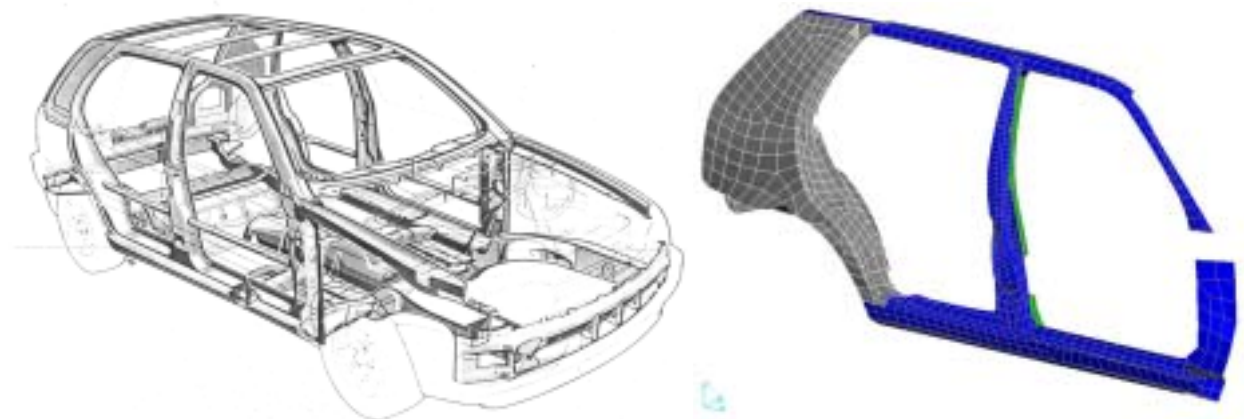


Abbildung 29: Karosseriestruktur real / numerisch

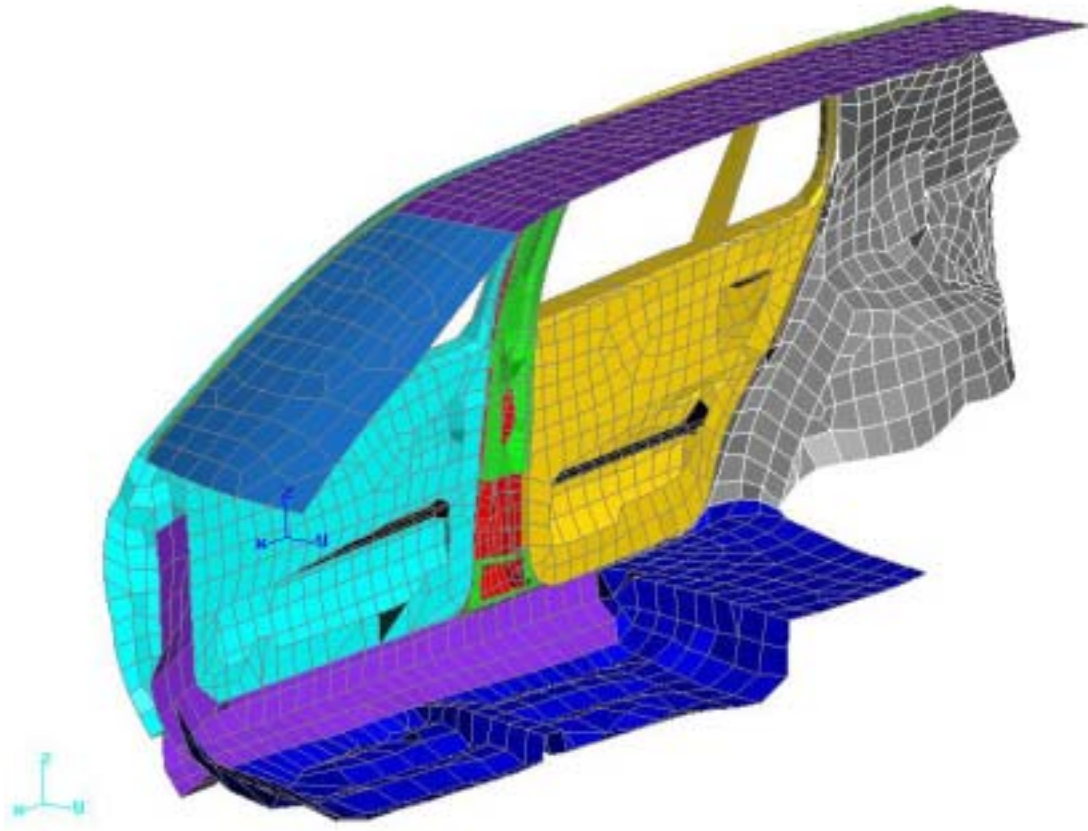


Abbildung 30: Vollständiges FEM-Modell der seitlichen Karosseriestruktur, innen

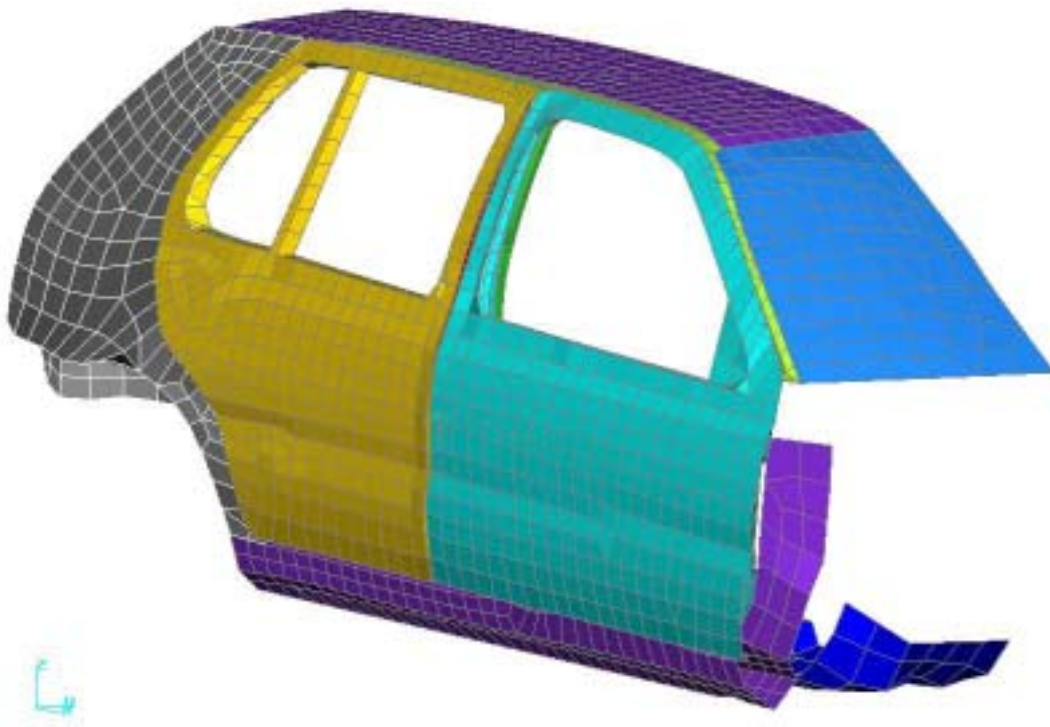


Abbildung 31: Vollständiges FEM-Modell der seitlichen Karosseriestruktur, außen

Berücksichtigt werden außerdem die Rohre für den Seitenaufprallschutz in beiden Türen (vorne: $\varnothing$ 25 mm, hinten: $\varnothing$ 22 mm, Abbildung 32), sowie die Versteifungselemente im Bereich der Fensterschachten (Abbildung 33), welche nach / 19 / bei einem Frontalaufprall ein Überlappen der Kotflügel mit den Türen und ein Überlappen der vorderen mit der hinteren Tür verhindern und somit das Öffnen der Türen nach einer Kollision erleichtern sollen. Diese Versteifungselemente erfordern aufgrund ihres Querschnitts kleine Elementgrößen im FEM-Modell, die die Rechenzeiten erhöhen. Außerdem ist die Vermessung ihrer Geometrie mit der 3D-Koordinatenmessmaschine nicht möglich gewesen. Deshalb werden die Versteifungselemente nicht originalgetreu, sondern durch zwei quer zum Fensterschacht verlaufende Reihen von Schalen-elementen genähert. Beide Türen werden über ein Türschloss und zwei Türscharniere mit der Karosseriestruktur angebunden.



Abbildung 32: Rohre für den Seitenaufprallschutz in beiden Türen

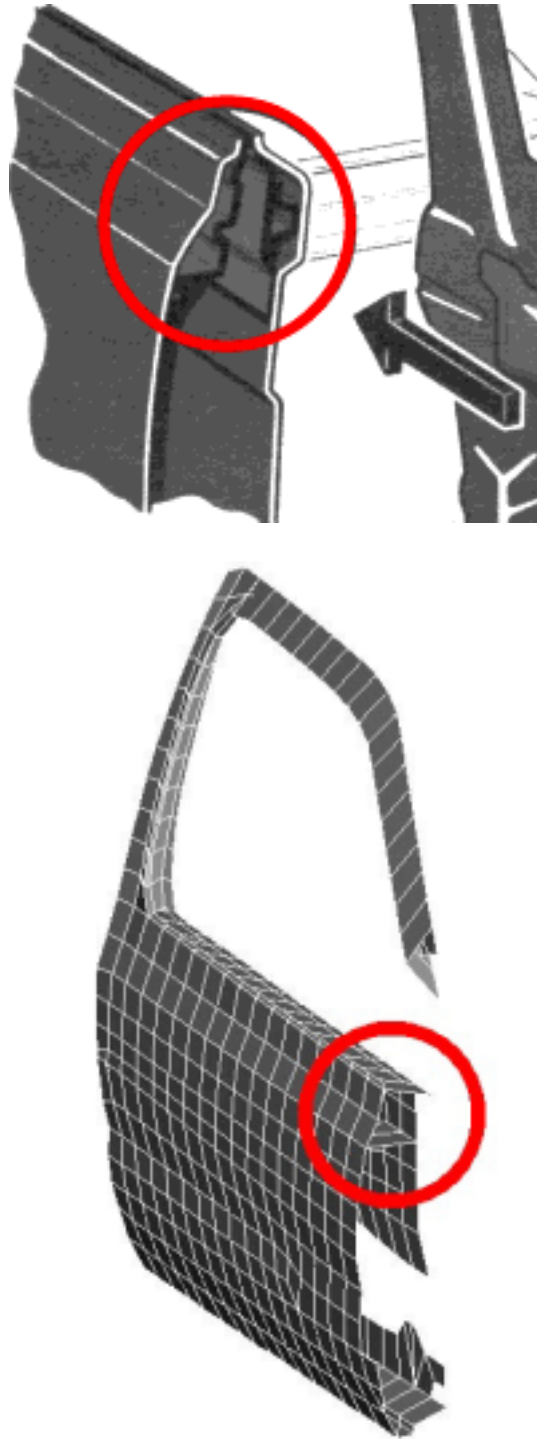


Abbildung 33: Verstärkungen im Fensterschacht real / numerisch

Das Bodenblech des Fahrzeugs ist etwas schräg zur Längsachse versickt. Dies hat eine festigkeitssteigernde Wirkung des Bodenblechs, beispielsweise bei der Torsionssteifigkeit. Aber auch zur Reduzierung von Vibrationen der Karosserie und damit zur Erhöhung des Komforts wird dieses Mittel eingesetzt. Im Seitenaufprall fungieren diese Sicken wie "Sollknickstellen". Das Bodenblech im FEM-Modell wird ebenfalls versickt.

4.2.2.3.2 MKS-VW Golf

Das MKS-Modell des Golf dient einerseits zur Visualisierung des gesamten Fahrzeugs und dessen Abmessungen, andererseits werden alle wesentlichen Eigenschaften, die die Kinematik bei einer Kollision beeinflussen, im MKS-Modell definiert. Weiterhin wird in diesem System ein MKS-Sitzmodell integriert, welches die Sitze des realen Fahrzeugs abbildet (Abbildung 34). Die Abmessungen und die Position im Innenraum sind mit denen der realen Sitze im Golf übereinstimmend.

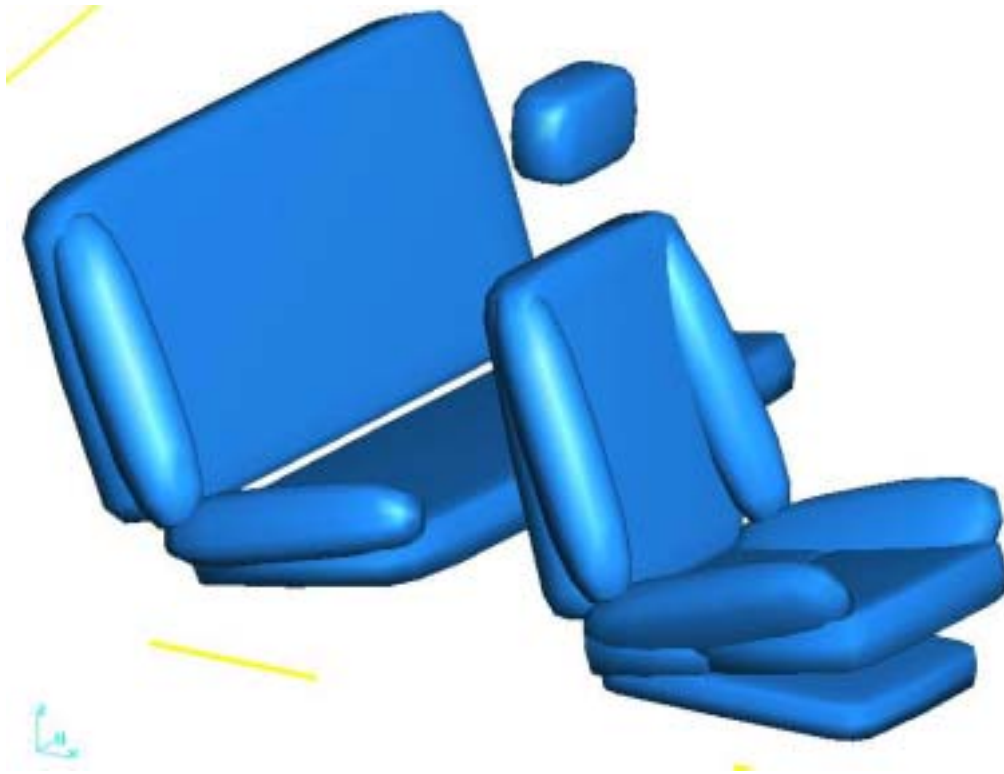


Abbildung 34: MKS-Sitzmodell im MKS-VW Golf

4.2.2.3.2.1 MKS-Ford Escort

Zur physikalischen Näherung eines realen Ford Escort wird die in der Modellstufe 3 eingesetzte EEVC-Barriere modifiziert. Die Front wird insgesamt in 22 Blöcke aufgeteilt (Abbildung 35). Diesen Blöcken sind Kraft-Weg-Charakteristika eines Ford Escort appliziert, welche zuvor an einer Kraftmesswand gemessen und erstellt wurden. Die Kraftmesswand besteht aus zehn Platten. Hinter jeder Platte befinden sich an den Ecken Kraftmessdosen; insgesamt sind es also 40 Stück. Da der Abdruck auf den Platten eine scharfe Abgrenzung nach dem Aufprall des zu prüfenden Escorts aufwies, konnten die gemessenen Werte aus den 18 nicht betroffenen Ecken der Kraftmessdosen vernachlässigt werden (Abbildung 36). Somit bleiben 22 Kraft-Weg-Charakteristika, die die Steifigkeit der Vorderwagenstruktur des Escort beschreiben. Das Fahrzeug zur Messung dieser Kraft-Weg-Charakteristika entsprach dem gleichen konstruktiven Modell, welches auch in der realen Unfallrekonstruktion mitgewirkt hatte.

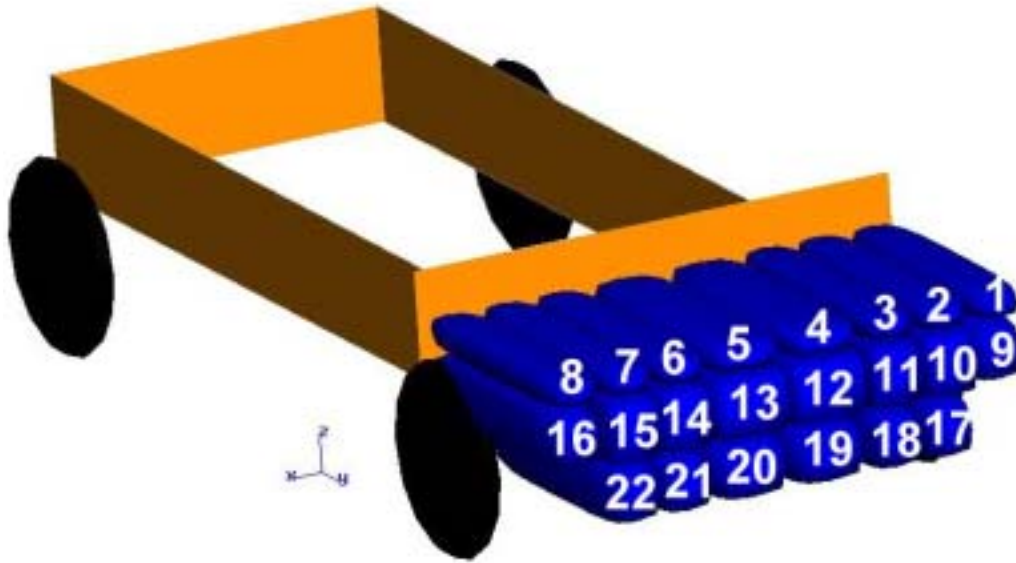


Abbildung 35: Modifizierte EEVC-Barriere zur Darstellung des Ford Escort



Abbildung 36: Mit Aluminiumwabenbarriere versehene Kraftmesswand zur Erfassung der Vorderwagensteifigkeit des Ford Escort

4.2.2.3.3 Randbedingungen

Die Gesamtsimulationszeit beträgt 0,5 s und die Schrittweite 0,0001 s.

4.2.2.3.3.1 FEM-Teil des VW Golf

Das fertiggestellte FEM-Modell benötigt eine Anbindung an das früher beschriebene Modell des MKS-Golf, um eine Interaktion zwischen beiden Systemen zu ermöglichen. Denn ohne solch eine Anbindung wäre eine Kraftübertragung vom FEM-Modell zum MKS-Modell des Golf ausgeschlossen. Sogenannte "supports" übernehmen diese Aufgabe. Dazu werden alle Knoten des FEM-Modells ausgewählt, die an einer Schnittstelle zum nicht deformierbaren MKS-Modell liegen (die gelbe Außenlinie in

Abbildung 37). Von besonderer Bedeutung sind die beiden Knoten auf der fahrzeuginneren Seite des Seitenschwellers. Unmittelbar dahinter befindet sich die sehr steife Achsaufnahme der Hinterachse, deswegen können diese beiden Knoten als starr angenommen werden. Die Knoten haben dann als support keinen Freiheitsgrad und sind fest mit dem MKS-Modell verbunden. Man kann sie als eine nicht deformierbare Punktverschweißung zwischen FEM- und MKS-Modellen beschreiben.

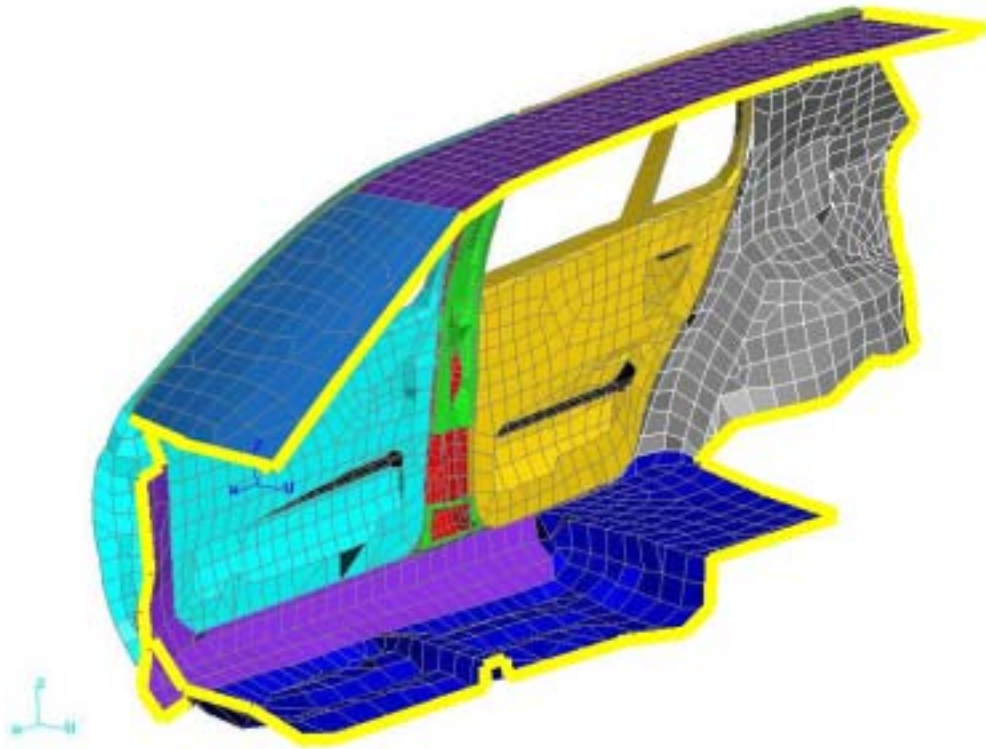


Abbildung 37: Supports (hier gelb dargestellt) verbinden das FEM-Modell mit dem MKS-Modell

Das gesamte FEM-Modell besteht aus insgesamt 4372 Knoten und 4443 Schalenelementen. Die Summe der Freiheitsgrade der Knoten beträgt 25368.

Das Materialmodell für alle Blechteile ist isoplastisch. Die für die Simulation erforderlichen Kennwerte von Stahl sind nach / 20 /:

- anfänglicher Elastizitätsmodul $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$ (späteres Verhalten nach Fließkurve)
- Dichte $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$
- Querkontraktionszahl $\nu = 0,3$
- zur Simulation des Materialflusses ist eine Fließkurve für Stahl bestimmt worden (Abbildung 38); die numerische Grenze von elastischer und plastischer Dehnung liegt bei $2 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$

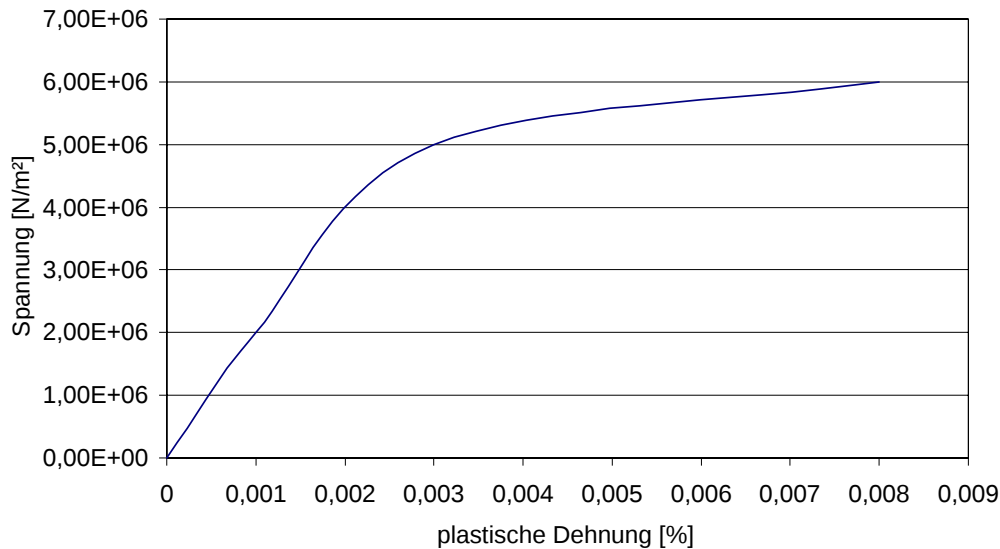


Abbildung 38: Fließkurve von Stahl zur Simulation des Materialflusses

Das Materialmodell der Windschutzscheibe ist isilinear. Da das Fahrzeug aus der Unfallrekonstruktion kein Versagen der Windschutzscheibe aufgewiesen hatte, wird die Windschutzscheibe als extrem steife Struktur angenommen. Dies geschieht über die Definition eines Elastizitätsmoduls wie für Stahl. Die Materialdichte liegt bei $\rho = 2500 \text{ kg/m}^3$.

Die Masse der reinen FEM-Struktur errechnet MADYMO zu 60 kg. Dazu benötigt es allerdings noch die Materialstärken, welche in Tabelle 6 aufgelistet sind. Die Werte für die Materialstärken sind geschätzt.

4.2.2.3.3.2 MKS-Teil des VW Golf

Die wichtigen drei Abmessungen zur Visualisierung, aber auch für die richtige Position des Schwerpunkts und somit für die Kinematik des Fahrzeugs nach dem Seitenaufprall, sind der Radstand und die Spurweiten an beiden Achsen. Sie betragen nach / 19 /:

Radstand l: 2472 mm

Spurweite Vorderachse: 1478 mm

Spurweite Hinterachse: 1460 mm

Für eine Vergleichbarkeit der Kinematik des Golf zwischen der realen Unfallrekonstruktion und in der numerischen Simulation sind die gleichen Ausgangsdaten notwendig. Das Testgewicht des Fahrzeugs aus der realen Unfallrekonstruktion betrug 1120 kg, die Vorderachslast 695 kg und die Hinterachslast 425 kg. Aus diesen Achslasten ergibt sich die Schwerpunktlage wie in Abbildung 39 dargestellt.

Bauteil	Materialstärke [mm]
Bodenblech	0,8
B-Säule (Außenblech)	1
B-Säule (Innenblech)	1,7
C-Säule	0,7
Dach	0,6
Dachrahmen	1
Fensterholm Fondtür	0,5
Rohre Seitenaufprallschutz	2
Seitenschweller	1,4
Türen	0,75
Windschutzscheibe	8

Tabelle 6: Materialstärken der Bauteile im FEM-Modell

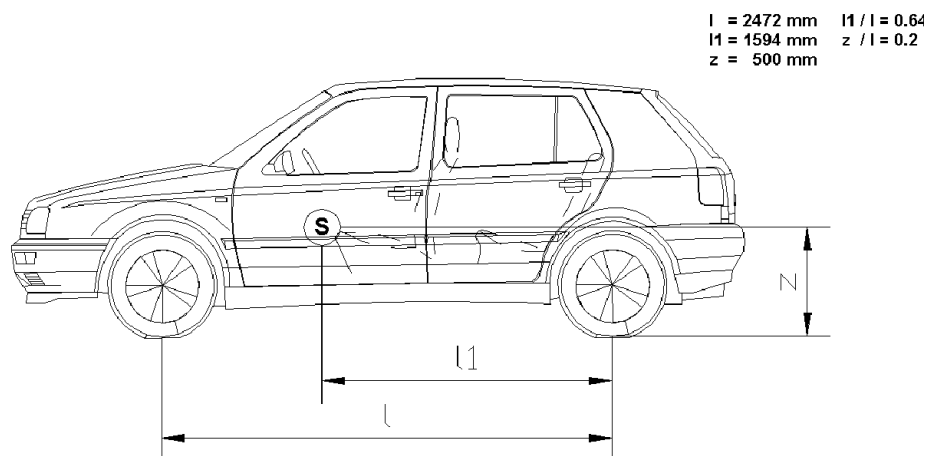


Abbildung 39: Schwerpunktlage des VW Golf in Modellstufe 3

Die Höhe des Schwerpunkts wird nach / 21 / bestimmt. In der Simulation wird dieser durch einen Ellipsoiden visualisiert. Eine Masse von 1020 kg wird diesem Ellipsoid zugewiesen. Jedes einzelne Rad hat ebenfalls eine Masse von 10 kg. Zusammen mit der Masse des FEM-Modells von 60 kg errechnet sich die Gesamtsumme zu 1120 kg.

Die Schwerpunktverlagerung durch die Koppelung des FEM-Modells mit dem MKS-Modell über die supports war vernachlässigbar klein.

Masse Schwerpunkt:	1020 kg
Masse der Räder	4x10 kg
<u>Masse FEM-Modell</u>	<u>60 kg</u>
Gesamtmasse Golf	1120 kg

Nicht nur die Masse des Fahrzeugs ist ein grundlegender Faktor für das Unfallverhalten, sondern auch die Massenträgheitsmomente um alle drei Hauptachsen des Fahrzeugs. Die in die Simulation eingegangenen Werte sind Schätzungen.

$$\theta_x = 500 \text{ kgm}^2$$

$$\theta_y = 1000 \text{ kgm}^2$$

$$\theta_z = 1500 \text{ kgm}^2$$

Neben den elementaren mechanischen Eigenschaften besitzt das MKS-Modell des Golf mehrere Kontaktkennungen. Dazu gehören das rechte Hinterrad, welches sich im Aufprallbereich befindet. Es hat einen sehr hohen Widerstand, da es direkt mit der Hinterachse verbunden ist. In der realen Unfallrekonstruktion erwies sich dieser Bereich des Golf ebenfalls als sehr verformungssteif.

Die plastische Deformation des Rades und seiner Aufhängung wird über ein spezielles Hysterese-Modell simuliert. Die einwirkende Kraft verläuft entlang der Belastungskurve. Bei sinkender Kraft, wird die Hysterese-Gerade so weit in positiver Richtung der x-Achse verschoben, bis sie mit der Belastungskurve an der Stelle der momentan wirkenden Kraft einen Schnittpunkt bildet. Der Schnittpunkt der Hysterese-Geraden mit der x-Achse ergibt die plastische Deformation des Rades und seiner Aufhängung (Abbildung 40). Belastungskurve und Hysterese-Gerade sind dem Ellipsoiden des rechten Hinterrades zugewiesen worden.

Weiterhin besitzen auch die Ellipsoiden des MKS-Sitzmodells diverse Kontaktkennungen (z.B. für Kontakte zwischen Sitz und Dummy, Tabelle 7). Diese Kontaktkennungen sind aber erst ab der später folgenden Parametervariation von Bedeutung, da in dieser Modellstufe der Einsatz von Dummies nicht vorgesehen ist.

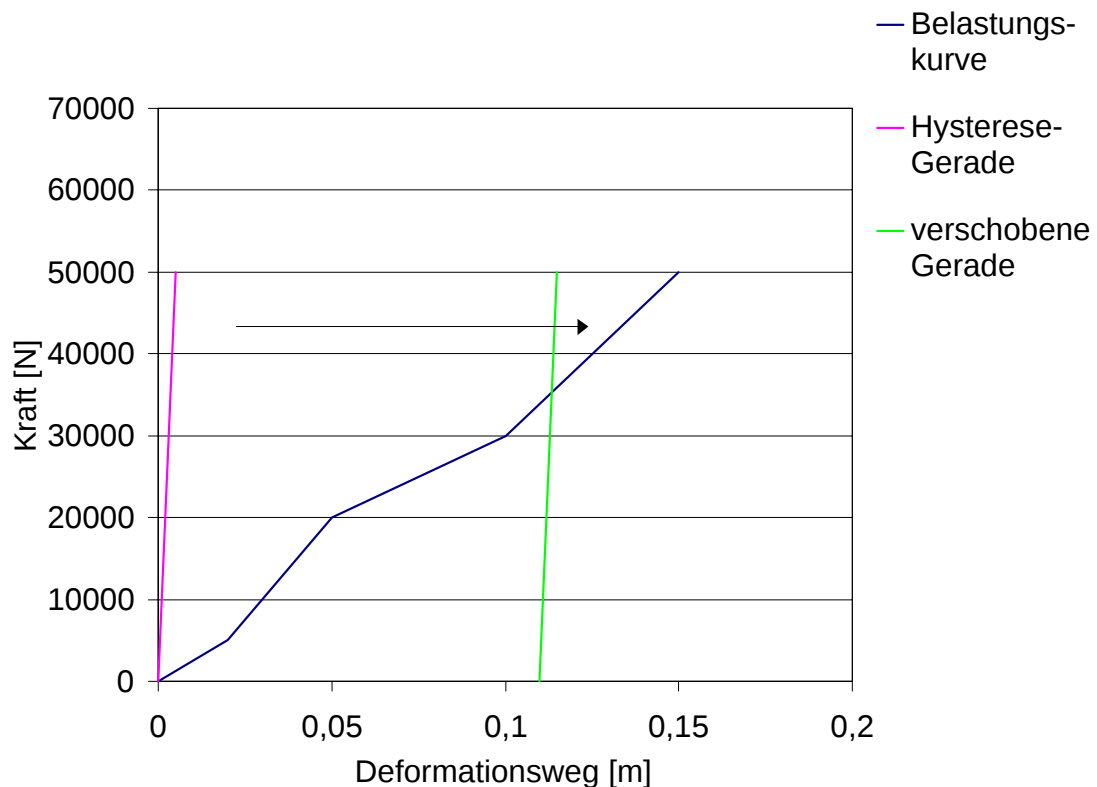


Abbildung 40: Kontaktkennung und Hysterese-Modell zur Simulation der Steifigkeit der hinteren Radaufhängung

	Kraft [N]			
Weg [m]	Rücksitzbank und -lehne	Sitzfläche Vordersitz: Vorderteil	Sitzfläche Vordersitz: Hinterteil; Rückenlehne	Seitenhalt Vordersitz
0	0	0	0	0
0,2	2000	3000	6000	8000

Tabelle 7: Kontaktkennungen zwischen MKS-Sitzmodell und Dummy

4.2.2.3.3.3 MKS-Ford Escort

Die insgesamt 22 Blöcke des Vorderwagens im System des MKS-Ford Escort werden über translatorische joints gelagert (Abbildung 41). Diesen joints werden die in Abbildung 42 dargestellten Kraft-Weg-Verläufe zugewiesen. Eine Dämpfungskonstante von 1000 Ns/m verhindert Schwingungen der Blöcke. Ein gleiches Hysterese-Modell wie beim rechten Hinterrad des MKS-VW Golf zur Simulation einer bleibenden

Deformation wird auch hier verwendet. Jedes joint und die entsprechenden Kraft-Weg-Verläufe verhalten sich nach diesem Hysterese-Modell; somit ermöglicht es eine bleibende "Deformation" der Vorderwagenstruktur, welche durch die Rückverlagerung der Blöcke visualisiert wird. Ein vergleichbares Vorgehen zur Abstraktion einer Vorderwagenstruktur ist in / 22 / wiederzufinden.

Die Gesamtmasse dieses Systems beträgt 1163 kg und entspricht zugleich dem Testgewicht des Escort aus der realen Unfallrekonstruktion.

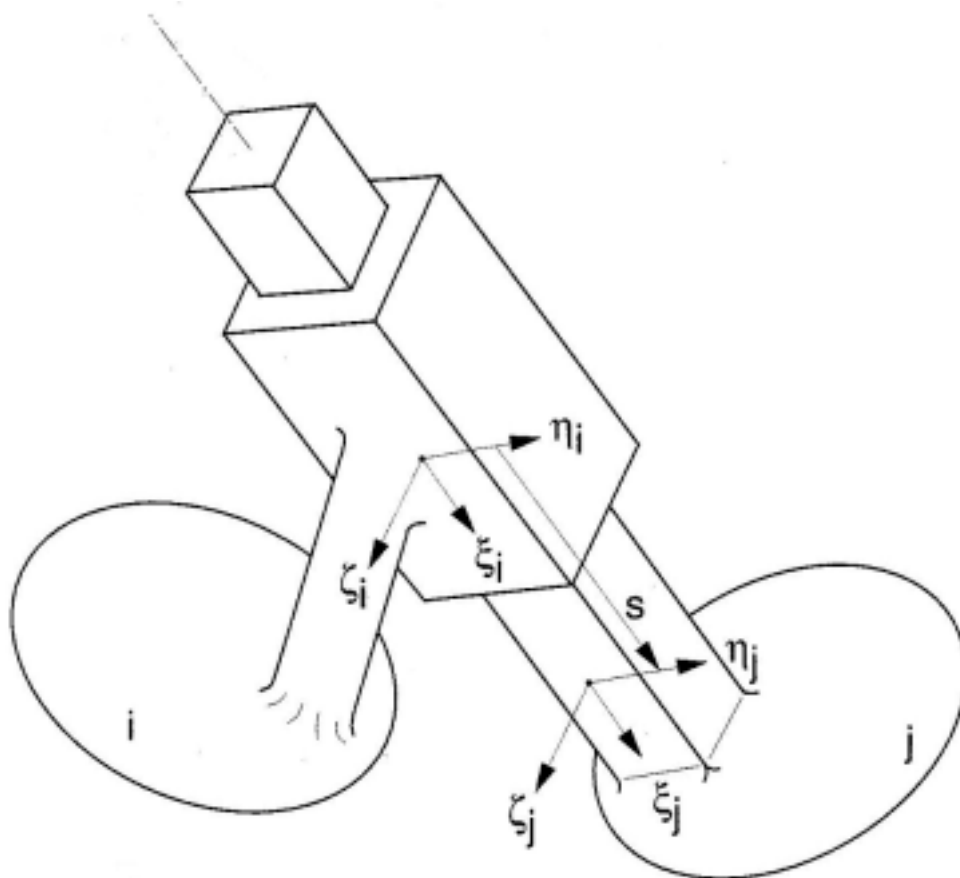


Abbildung 41: Schiebeglied zur Lagerung der Blöcke der Vorderwagenstruktur

4.2.2.3.4 Kontakte

Systeminterne Kontakte im System des FEM-VW Golf sind an den Stellen erforderlich, wo Durchdringungen zu erwarten sind. Kontakte zwischen den äußeren und inneren Türblechen, zwischen den Türen und ihren Auflageflächen sind zwei wesentliche Bereiche.

Um den Widerstand zu simulieren, den die Strukturen der Vordersitzgestelle bei einer Intrusion aufbauen, werden in den Kontakten zwischen den Ellipsoiden des MKS-Sitzmodells und den entsprechenden FEM-Bereichen Kontaktkennungen definiert (Tabelle 9).

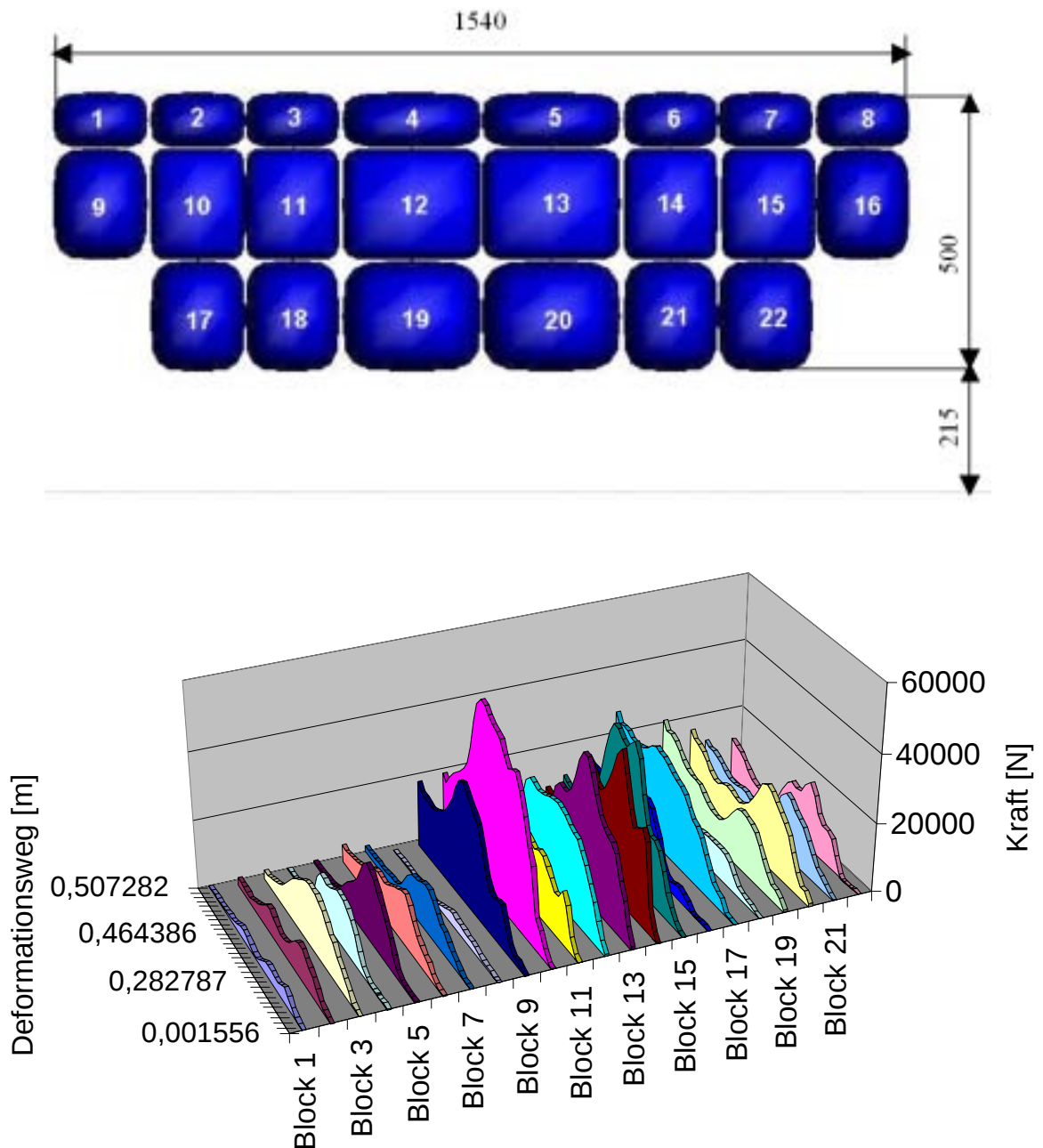


Abbildung 42: Vorderwagensteifigkeiten des Ford Escort, abgebildet durch 22 translatorisch gelagerte Blöcke

Alle vier Räder des MKS-VW Golf besitzen für den Kontakt zur Fahrbahn auf die Radmitte bezogene Federkennlinien (Abbildung 43). Diese soll das Fahrwerk des Golfs annähern, um das Ein- und Ausfedern während der Bewegungsphase zu berücksichtigen; in der Tabelle 8 ist dies in der Spalte "Charakteristik" als benutzerdefiniert gekennzeichnet. Eine Besonderheit sind die unterschiedlichen Gleitreibungskoeffizienten an Vorder- und Hinterachse. Der ursprüngliche Grund hierfür sind die verschiedenen Untergründe an beiden Achsen im originalen Unfall aus dem CREST-Fall. Beim MKS-Ford Escort werden die Reifenfederraten der EEVC-Barriere beibehalten.

Kontakt	Charakteristik	Anzahl	Typ	Bemerkung
systemintern FEM-Golf		11	Element : Node	
MKS-Escort : FEM-Golf		22	Ellipsoid : Node	$\mu = 0,2$
FEM-Golf : MKS-Sitzmodell	benutzerdefiniert	5	Ellipsoid : Node	
Räder MKS-Golf : Fahrbahn	benutzerdefiniert	4	Plane : Ellipsoid	VA: $\mu = 0,9$ HA: $\mu = 0,1$
Räder MKS-Escort : Fahrbahn	Räder	4	Plane : Ellipsoid	$\mu = 0,9$
Blöcke Escort : Hinterrad Golf	Hinterrad	11	Ellipsoid : Ellipsoid	$\mu = 10$

Tabelle 8: Kontaktdefinitionen in Modellstufe 3

	Kraft [N]		
Weg [m]	Rücksitzbank	Sitzgestell und Sitzfläche Vordersitz	Rückenlehne Vordersitz
0	0	0	0
0,2	1200	16800	9000

Tabelle 9: Kontaktkennungen zwischen MKS-Sitzmodell und FEM-Tür

4.2.2.3.5 Auswertung

Die Simulation wird bis zum Ende der Simulationszeit von 0.5 s berechnet. Das Ergebnis ist zufriedenstellend. Es werden keine weiteren Veränderungen vorgenommen. Diese Modellstufe wird als die abschließende akzeptiert.

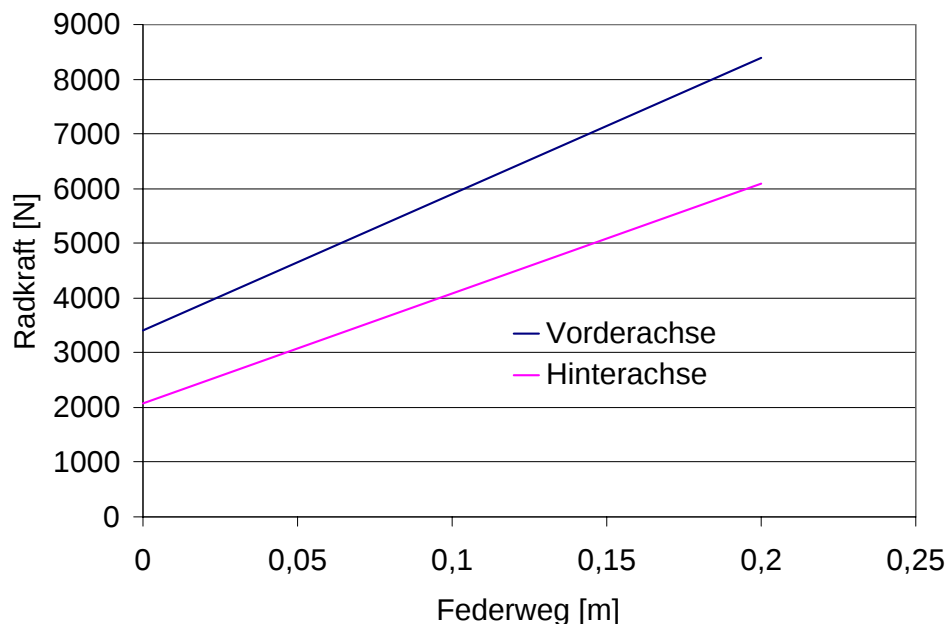


Abbildung 43: Federkennlinien des MKS-VW Golf

4.3 Vergleich der Resultate der Simulation mit dem Real-Test aus Kapitel 3.3

Um die Ergebnisse einer numerischen Simulation mit einem realen Test zu vergleichen, ist es notwendig, sowohl die Kinematik als auch die Deformation eines Fahrzeugs einzubeziehen. Entsprechend der Zielsetzung dieser Arbeit ist ein Schwerpunkt auf die Auswertung der Deformationen zu setzen, da im weiteren ein Vorschlag zur Verbesserung des Strukturverhaltens des gestoßenen Fahrzeugs gemacht werden soll.

4.3.1 Vergleich der Kinematik

Die Bewegungen beider Fahrzeuge stimmen gut mit dem zur Verfügung stehenden Filmmaterial überein. Der Escort trifft den Golf, wie in Abbildung 26 gezeigt, auf der rechten Seite. Zunächst werden beide Fahrzeuge deformiert. Bei 30 Millisekunden erreicht die Deformationsphase in der Simulation ihr Maximum bzw. ihr Ende. Die Geschwindigkeiten beider Fahrzeuge sind zu diesem Zeitpunkt auch fast identisch; dieser Zustand kann mit einem vollplastischen Stoß verglichen und beschrieben werden. Erst jetzt beginnt der gestoßene Golf, sich sowohl translatorisch als auch rotatorisch zu bewegen, wobei die Translation vernachlässigt werden kann und die Rotation um die Hochachse sehr ausgeprägt ist. Dies ist auf die Lage des Schwerpunkts und den Aufprallpunkt bzw. -bereich des Golf zurückzuführen, was ein mathematisch negatives Moment um die Hochachse bewirkt. Gleichzeitig führt der Golf eine leichte in der Anfangsphase mathematisch positive Rotationsbewegung um die Fahrzeuglängsachse aus, bedingt durch den Aufprall unterhalb des Schwerpunkts. Das

Fahrzeug wird dadurch in eine Schaukelbewegung um die Längsachse gezwungen. Bis ca. 200 Millisekunden wird es durch das "Fahrwerk" aufgefangen und in die entgegengesetzte Richtung wieder zurückgehoben.

Grundsätzlich ist die Kinematik des Golf plausibel und stimmt gut mit dem Filmmaterial überein. Beim Vergleich des Simulationsablaufs mit dem Filmmaterial wird jedoch deutlich, dass der Stoß in der Simulation eher ein elastischer Stoß ist. Das im Vergleich schnellere Lösen des stoßenden, numerischen Escort deutet darauf hin, dass die Definition des Kontakts zwischen den Blöcken des Escort und den Knoten des FEM-Modells des Golf noch verfeinert werden kann.

Die Kinematik des Ford Escort wird ebenfalls durch die Simulation gut reproduziert. Durch den hohen, strukturell bedingten Widerstand des FEM-Modells im Bereich des hinteren Radlaufs, am Übergang zum Seitenschweller, erfährt der Escort in Fahrtrichtung links vom Schwerpunkt hohe Reaktionskräfte. Diese bilden ein mathematisch positives Moment um die Hochachse des Escort und lenken ihn von der Fahrtrichtung nach links ab.

Als Anhaltspunkt für den Vergleich des zeitlichen Ablaufs beider Fahrzeugbewegungen kann der Zustand gewählt werden, in dem die Längsachsen der Fahrzeuge parallel zueinander stehen (Abbildung 44). In der Simulation vergingen bis zu diesem Zeitpunkt ab dem ersten Kontakt ca. 238 Millisekunden. Ein Vergleich mit der realen Unfallrekonstruktion zum gleichen Zeitpunkt nach dem ersten Kontakt ergibt eine gute Übereinstimmung. Auch hier stehen die Längsachsen beider Fahrzeuge nahezu parallel. Die deformierte Front des Escort befindet sich sowohl in der realen Unfallrekonstruktion, als auch in der Simulation auf Höhe der Mitte der Vordertür des Golf. Somit hat auch die Lage beider Fahrzeuge zueinander zu diesem Zeitpunkt gut zusammengepasst. Dies deutet ebenfalls auf eine gute numerische Näherung der Realsituation hin.

Abbildung 44 bis Abbildung 48 veranschaulichen die Bewegungsabläufe im Vergleich numerisch / real und in verschiedenen Ansichten.



Abbildung 44: 238 Millisekunden nach dem ersten Kontakt zeigen der numerische und der reale Ablauf nahezu gleiche Positionen beider Fahrzeuge

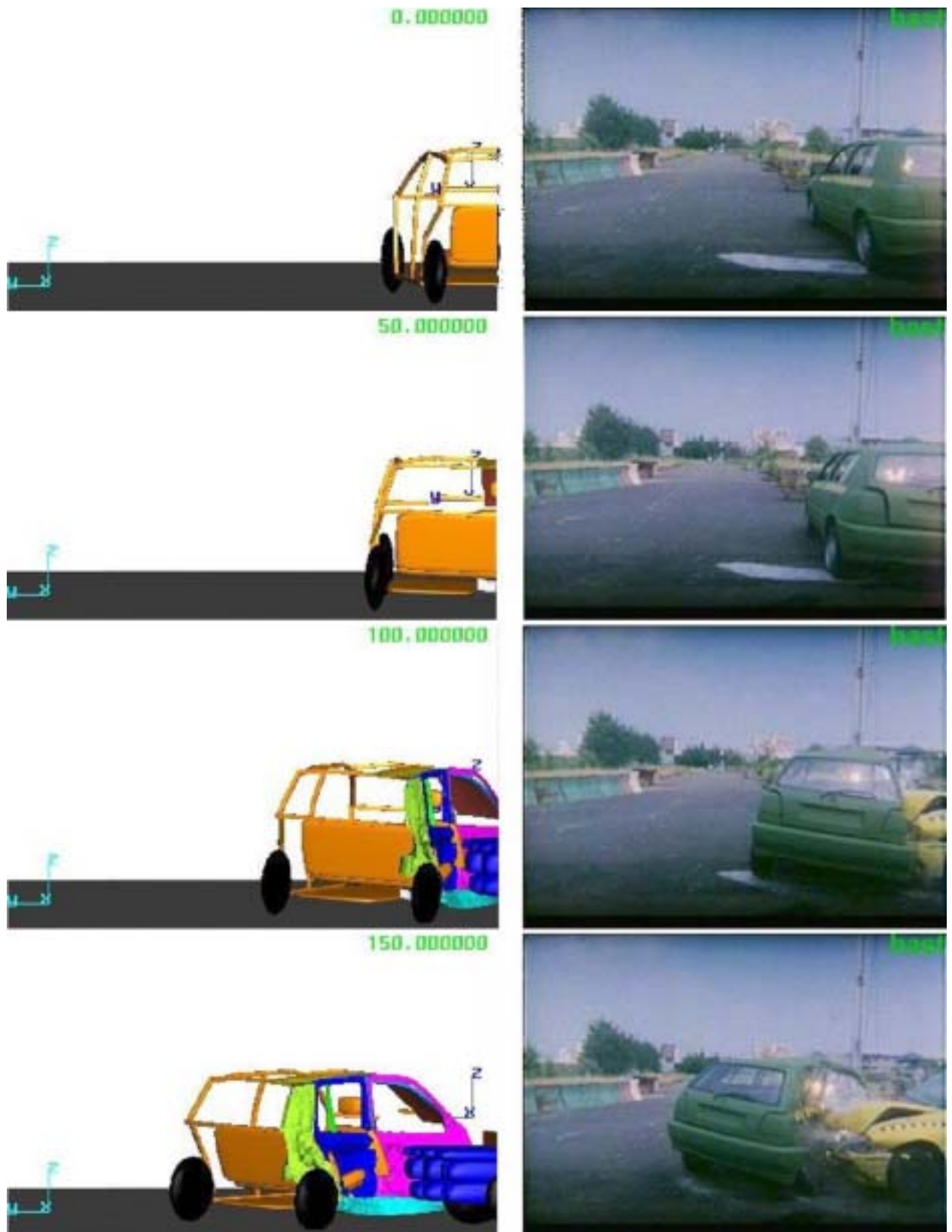


Abbildung 45: Bewegungsablauf numerisch / real bei 0, 50, 100 und 150 Millisekunden

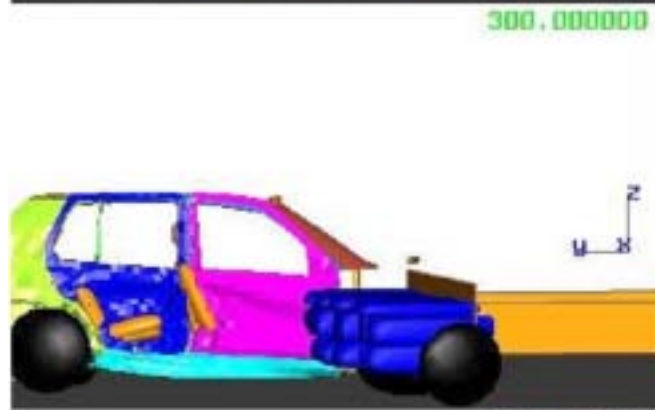
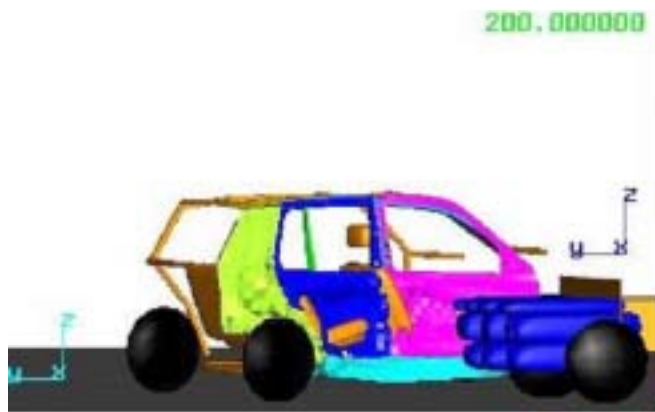


Abbildung 46: Bewegungsablauf numerisch / real bei 200, 250, 300 und 350 Millisekunden

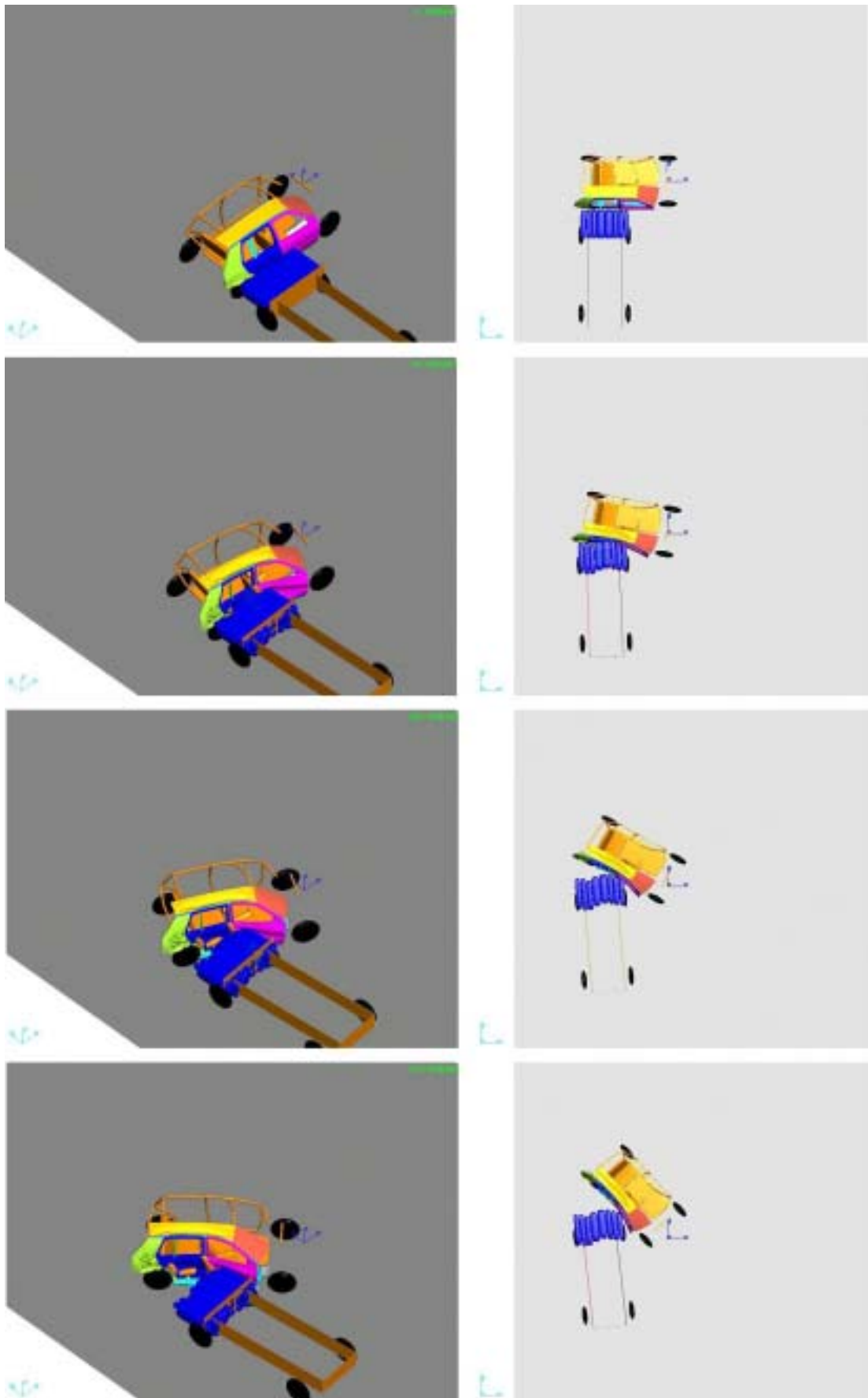


Abbildung 47: Ablaufsimulation Modellstufe 3 bei 0, 50, 100 und 150 Millisekunden

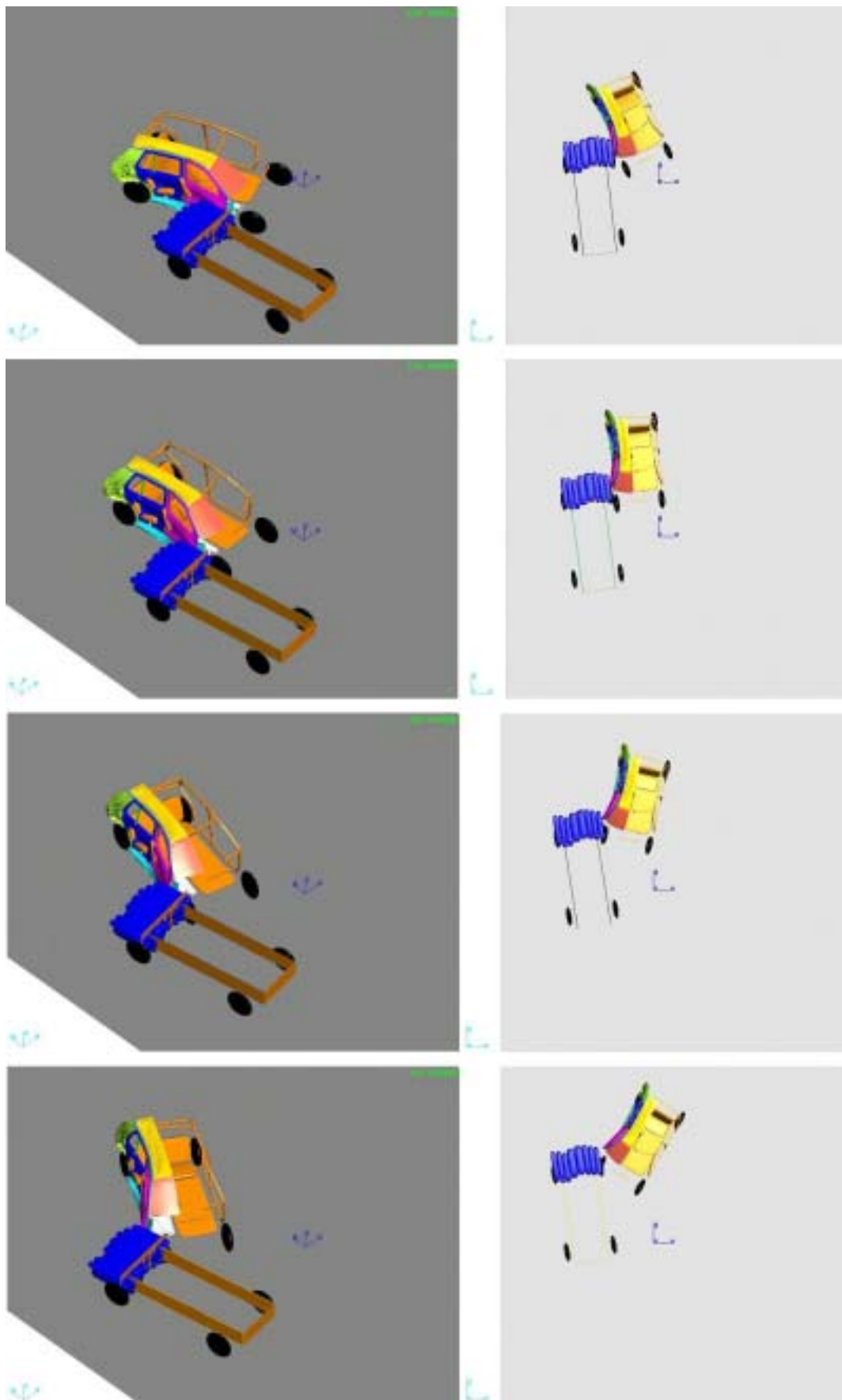


Abbildung 48: Ablaufsimulation Modellstufe 3 bei 200, 250, 300 und 350 Millisekunden

Insbesondere bis zu dem Zeitpunkt 150 ms, der für die Bewertung der Energieverteilung und Insassenbelastung durch Intrusionen und Fahrgastzellenbeschleunigung relevant ist, ist die Übereinstimmung akzeptabel.

4.3.2 Vergleich der Deformation

Neben der Kinematik ist auch die Deformation eine Vergleichsgröße zwischen den realen Fahrzeugen und ihren numerischen Abbildungen. Insbesondere die Deformationen des gestoßenen Fahrzeugs sind hier relevant, da dieses Modell durch die Darstellung in FEM der Realsituation entsprechen könnte und sollte. Das Modell des stoßenden Fahrzeugs kann sicherlich nicht im gleichen Maße die reale Deformation abbilden, da es lediglich aus 22 längs verschiebbaren nicht deformierbaren Elementen besteht. Um die Deformationen vergleichen zu können, müssen Punkte auf der Karosserie festgelegt werden, an denen die Verformung vermessen wird. Im Falle der Simulation geschieht die Vermessung per Auslesen der Deformationseinträge in der Ausgabedatei und im Falle der realen Fahrzeuge durch 3D-Vermessung oder digitale Auswertung von Photos. Hierbei müssen jeweils mindestens zwei Bilder vom undeformierten und deformierten Zustand in eine entsprechende Software eingelesen werden, um einen Ausgleich der Parallaxenverzerrung zu gewährleisten.

Abbildung 49 zeigt die Lage der Vermessungspunkte am Beispiel des Undeformierten Simulationsmodells. Die Reihe A bezieht sich auf den Dachrahmen, Reihe D auf den Seitenschweller. Index 1 bezieht sich auf die A-Säule, Index 3 auf die B-Säule und Index 5 auf die C-Säule. Die Punkte B2, C2, B4 und C4 liegen auf den Türblättern und sollten nicht zu sehr in die Bewertung mit einbezogen werden, da die Struktur der Türen nicht widerstandsfähig ist und stärkere Abweichungen schon bei geringen Belastungsunterschieden zu erwarten sind.

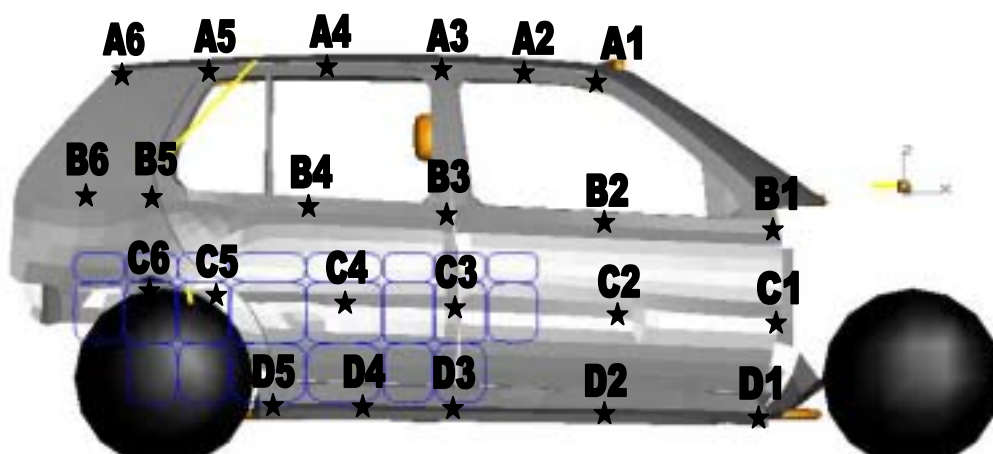


Abbildung 49: Lage der Vermessungspunkte zur Ermittlung der Deformationen

Die errechneten Deformationsbilder, sowohl vom gestoßenen Golf, als auch vom

stoßenden Escort, sind den realen Beschädigungen ähnlich. In Tabelle 10 sind die Deformationen -in Y-Richtung, also quer zur Fahrtrichtung- aus Realversuch und Simulation angegeben.

Deformationen im Realtest

	6	5	4	3	2	1
A	-5	25	60	95	55	10
B	0	75	155	240	120	5
C	0	220	245	305	175	10
D		205	255	265	155	20

Deformationen in der Simulation

	6	5	4	3	2	1
A	3,1	12,1	38,2	66,5	33,2	9,4
B	3,7	74,6	161,4	223,7	113,9	4,8
C	6,2	222,1	265,7	276,1	163,7	12,3
D		206,9	237,3	246,4	141,8	14,6

Abweichung von Simulation zur Realität (gerundet)

	6	5	4	3	2	1
A	8	-13	-22	-29	-22	-1
B	4	-0	6	-16	-6	-0
C	6	2	21	-29	-11	2
D		2	-18	-19	-13	-5

Abweichung von Simulation zur Realität (Prozent)

	6	5	4	3	2	1
A	-162%	-52%	-36%	-30%	-40%	-6%
B	Div/0	-1%	4%	-7%	-5%	-4%
C	Div/0	1%	8%	-9%	-6%	23%
D		1%	-7%	-7%	-9%	-27%

Tabelle 10: Y-Deformationen von Realtest und Simulation

Der größte Eindrucksbereich am Golf aus der realen Unfallrekonstruktion erstreckt sich unterhalb der Türgriffe, beginnend am hinteren Radlauf bis zum hinteren Ende der Vordertür (Abbildung 50). Besonders starke Verformungen weisen die B-Säule, der Seitenschweller und die hintere Türe auf. Die maximale gemessene Deformation befindet sich auf der B-Säule, auf mittlerer Höhe zwischen der Türunterkante und der unteren Fensterkante. Die Lage der tiefsten Deformationsstelle ist in beiden Fällen, real und numerisch, identisch. Auch der absolute Wert der Intrusionen ist annähernd gleich. In der Simulation beträgt dieser Wert 276 mm und am realen Fahrzeug ca. 305 mm. Die Ausbeulung des Dachs ist in der Simulation nicht so ausgeprägt wie am realen Fahrzeug. Jedoch sind die Deformationsmodi identisch. Also verhalten sich die Dachrahmen nicht wesentlich verschieden.

Insgesamt ist das Deformationsbild des numerischen Golf gut mit dem des realen Golf vergleichbar. Insbesondere gemäß der Aufgabenstellung dieser Arbeit ist die Problematik der Kompatibilität im Seitenaufprall an beiden Versionen gut nachvollziehbar. Der Seitenschweller des gestoßenen Fahrzeugs ist nicht

widerstandsfähig genug, die steifen Strukturen des gestoßenen Fahrzeugs wurden nicht getroffen und tiefe Intrusionen in den Fahrgastraum stellen eine hohe Gefahr für die Insassen dar.

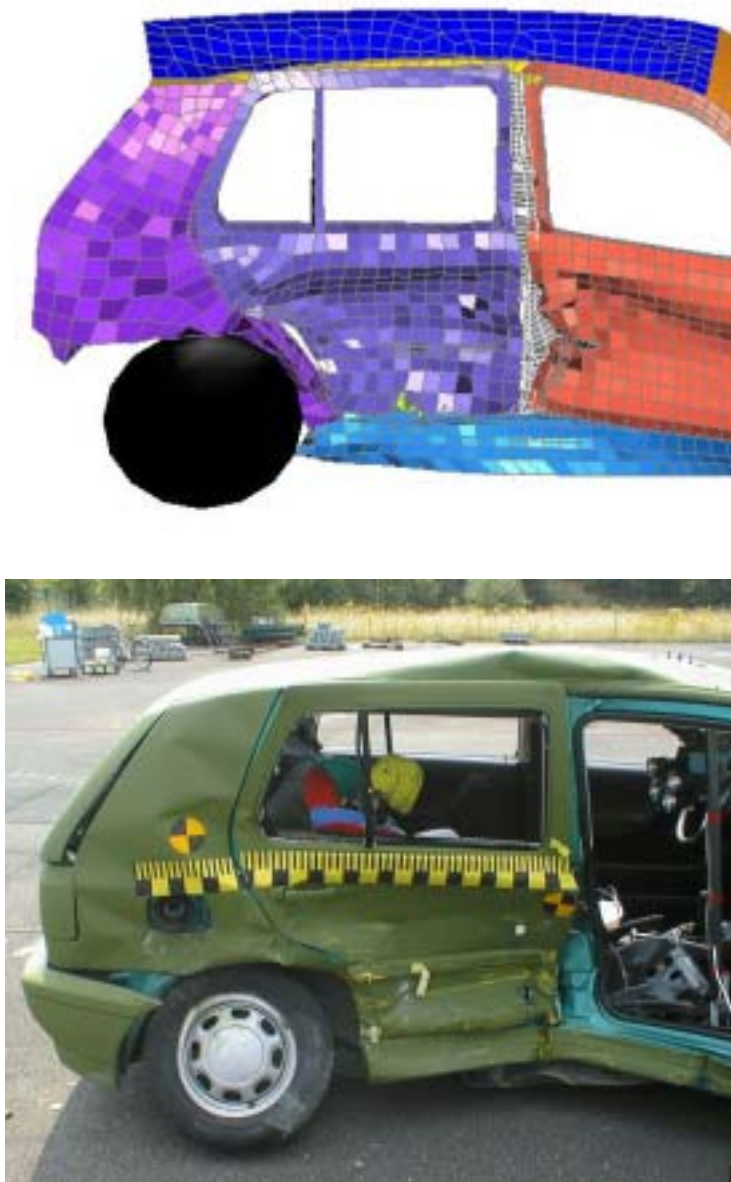


Abbildung 50: Deformationsbild des VW Golf numerisch / real

Am Escort können keine Details verglichen werden. Es zeigt sich aber, dass die Näherung der Vorderwagenstruktur über die 22 Ellipsoiden mit den entsprechenden Kraft-Weg-Verläufen in den joints gut für eine Aussage über das Deformationsbild geeignet ist. Die Rückverlagerungen der einzelnen Ellipsoiden durch den Aufprall entsprechen dem jeweiligen Verformungsweg. Sie sind ähnlich der Verformung des realen Fahrzeugs, insbesondere die stärkere Verformung auf der linken Fahrzeugseite

(Abbildung 53). Die größte Wegänderung führen die Blöcke 14 und 15 durch, die den Bereich des Längsträgers repräsentieren und die steifste Stelle des Golf treffen. Hier bauen das Hinterrad, die Achsaufnahme, sowie die Struktur des Bodenblechs zur Aufnahme der Rücksitzbank hohe Reaktionskräfte auf.

Auch beim numerischen Modell des Escort ist die Nachbildung des Deformationsbildes mit dem des Fahrzeugs aus der realen Unfallrekonstruktion gut vergleichbar.

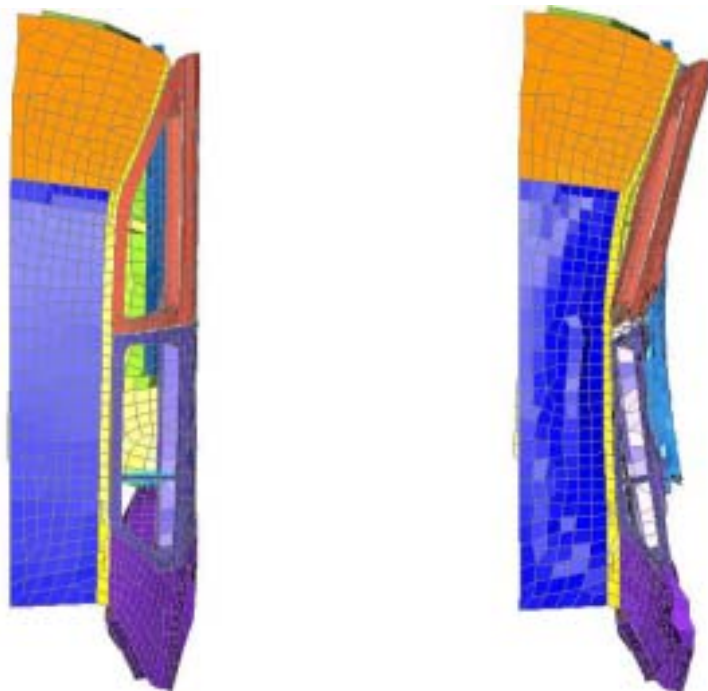


Abbildung 51: Deformationsbild des FEM-VW Golf vor und nach dem Aufprall

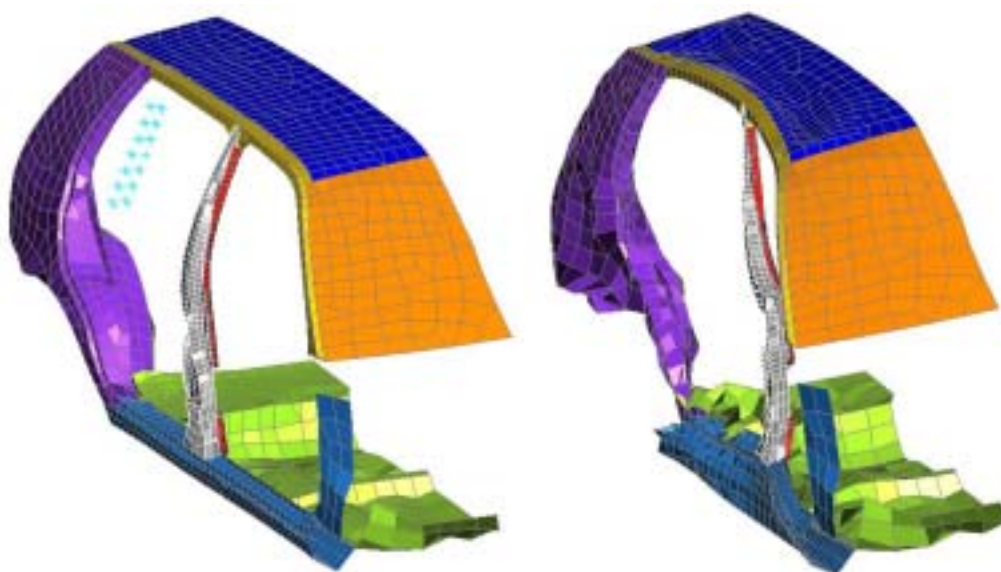


Abbildung 52: Deformationsbild der Karosseriestruktur des FEM-VW Golf vor und nach dem Aufprall

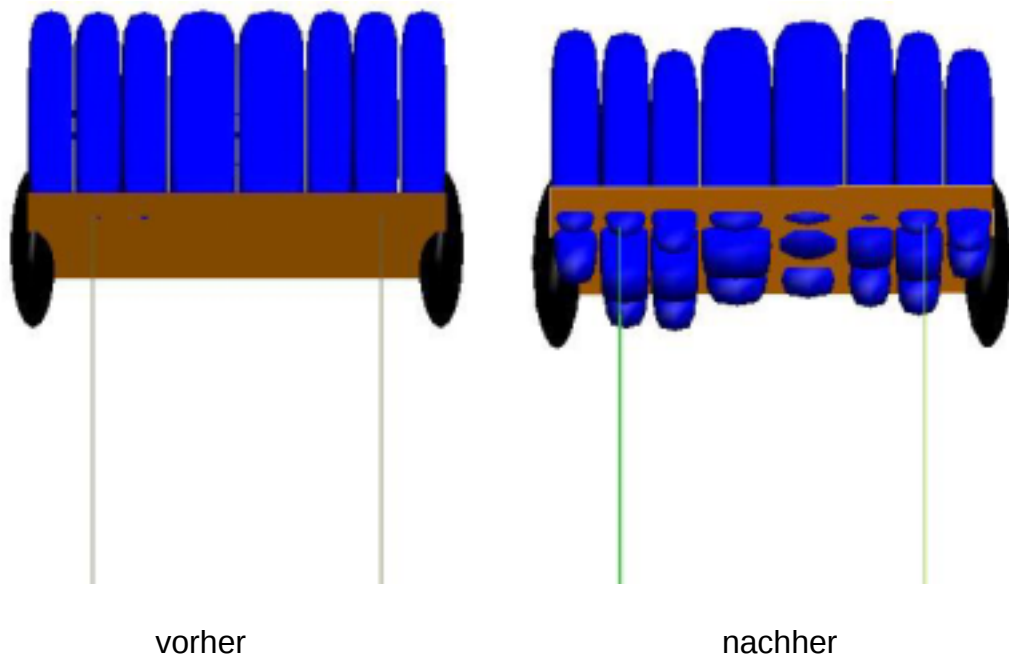


Abbildung 53: Deformationsbild des Ford Escort numerisch (oben) / real (unten)

5 Parametervariation verschiedener Einflussfaktoren im Seitenaufprall

In diesem Kapitel werden die Vorteile der numerischen Simulation bei Parametervariationen genutzt, die zum Einen in der Zeit- und Kostenersparnis und zum Anderen in der Reproduzierbarkeit der Ergebnisse begründet sind.

Nachdem bereits in Unterkapitel 4.2.2.3 das numerische Modell einer realen Unfallrekonstruktion gemäß den Anforderungen als validiert beurteilt werden konnte, wird dieses Modell als Basis zugrunde gelegt. Ausgehend von diesem Modell ist es möglich, zahlreiche Simulationen mit geänderten Parametern in kurzer Zeit und ohne erheblichen Aufwand durchzuführen, welche mit der Kompatibilität im Seitenaufprall in Zusammenhang stehen. In allen folgenden Simulationen werden allgemein anerkannte Verletzungskriterien auf die Belastungen zweier EuroSID angewendet. Der erste EuroSID sitzt auf dem Beifahrersitz und der zweite als Passagier auf der Rücksitzbank. Um die Berechnungszeit zu begrenzen und die Berechnungsstabilität zu erhöhen, sind keine Gurte abgebildet. Es wird nicht erwartet, dass in einer Unfallkonfiguration, bei der die Dummies auf der stoßzugewandten Seite platziert sind, die Gurte die Belastung beeinflussen. Neben den Dummymesswerten fließt die Deformation des gestoßenen Fahrzeugs mit in die Auswertung ein.

5.1 Trefferlagen

Insgesamt 12 aufgeführte Simulationen teilen sich auf drei Trefferlagen (Serien) auf. Jeweils variiert werden Fahrzeugmasse, Aufprallgeschwindigkeit und prinzipielle strukturelle Einflüsse (Variationen).

5.1.1 Trefferlage auf Hinterachse (Serie 1)

Die erste Simulationsserie nimmt, wie oben erwähnt, das numerische Modell aus Unterkapitel 4.2.2.3 als Ausgangsmodell für die Parametervariationen. Somit ist auch der Aufprallbereich der gleiche. Die Bodenfreiheit des MKS-Ford Escort beträgt 215 mm. Abbildung 54 zeigt den Aufprallbereich der Serie 1.

5.1.2 Trefferlage auf B-Säule, hoch (Serie 2)

Die Aufprallkonfiguration, bzw. der Aufprallbereich der zweiten Serie stellt den ungünstigsten Fall für das gestoßene Fahrzeug dar. Hier fährt der stoßende MKS-Ford Escort in die seitliche Mitte des FEM-VW Golf zwischen A- und C-Säule hinein, so dass die Mitte der Fahrzeugbreite des Escort die B-Säule erfasst. Die Schwere des Aufpralls wird nochmals erhöht, in dem der Seitenschweller des gestoßenen Fahrzeugs vollständig überfahren wird. Die Bodenfreiheit des MKS-Ford Escort wird für diese Serie um 100 mm auf 315 mm erhöht. Abbildung 55 zeigt den Aufprallbereich der Serie 2.

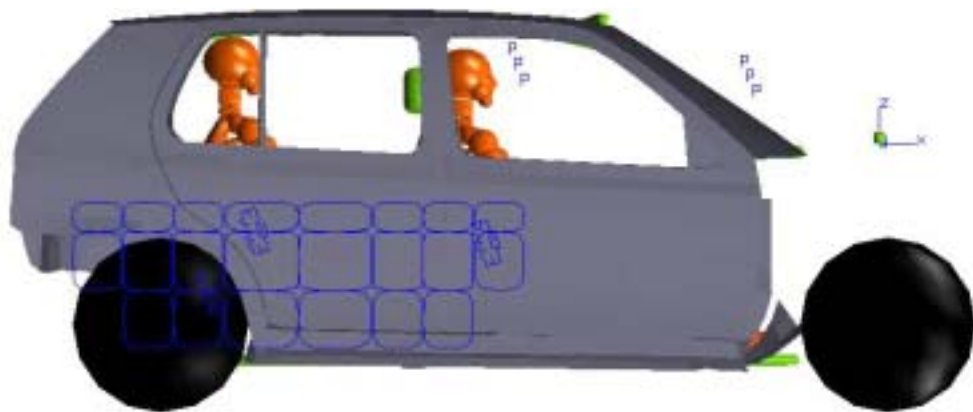


Abbildung 54: Aufprallbereich der Serie 1

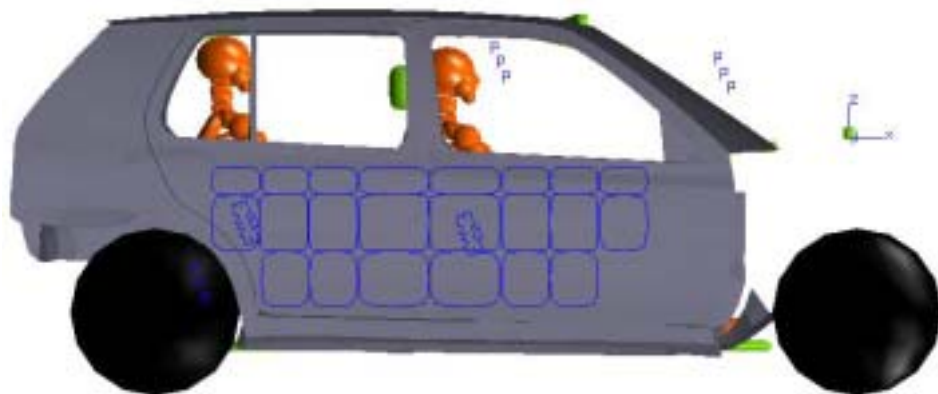


Abbildung 55: Aufprallbereich der Serie 2

5.1.3 Trefferlage auf B-Säule, tief (Serie 3)

In der dritten Simulationsserie wird der Aufprallpunkt zwischen A- und C-Säule beibehalten, jedoch liegt diesmal die Überdeckung des Seitenschweller bei nahezu 100 %. Die Bodenfreiheit des MKS-Ford Escort wird für diese Serie um 100 mm auf 115 mm reduziert. Die Blöcke, die die Längsträger repräsentieren, treffen auf den Seitenschweller, welcher anschließend zusammen mit dem Bodenblech durch erhöhte Deformation mehr Energie als in Serie 2 umwandeln kann. Die vollständige Integration des Seitenschweller in den Aufprall stellt den günstigsten Fall bei einem Seitenaufprall zwischen A- und C-Säule dar. Abbildung 56 zeigt den Aufprallbereich der Serie 3.

5.2 Variationen

Jede Serie wird mit vier verschiedenen Variationen simuliert, um Einflüsse auf die Kompatibilität beurteilen zu können.

5.2.1 Basisvariante (Variation 1)

Die Aufprallgeschwindigkeit von 75 km/h ist die erste Variation. Sie wird aus der Modellstufe 3 übernommen, welche zugleich die Ausgangsbasis für die nächsten Simulationen ist.

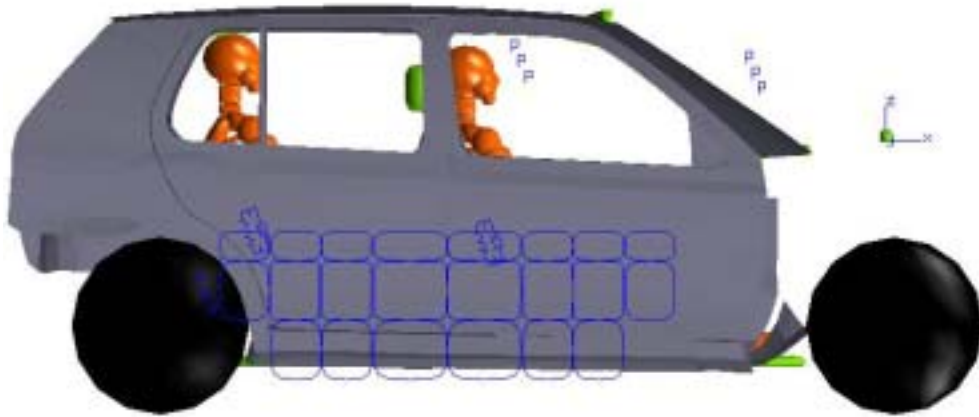


Abbildung 56: Aufprallbereich der Serie 3

5.2.2 Energieerhöhung durch höhere Masse des stoßenden Fahrzeugs (Variation 2)

Als zweite Variation wird die Gesamtmasse des stoßenden MKS-Ford Escort von 1163 kg auf 2326 kg verdoppelt. Dies hat bei unveränderter Aufprallgeschwindigkeit eine Verdoppelung der kinetischen Energie zur Folge. Die Erhöhung der Fahrzeugmasse geht an heutigen Fahrzeugen oft mit einer steiferen Vorderwagenstruktur einher. Jedoch bleiben die im Unterkapitel 4.2.2.3.3 definierten Vorderwagensteifigkeiten unverändert. Dies geschieht zum Teil, weil erwartet wird, dass die Hersteller schwerer Fahrzeuge den Gedanken der Kompatibilität aufgreifen werden und auf eine weitere Erhöhung der Steifigkeit verzichten werden. Darüber hinaus entspricht der vorliegende Aufprall für das stoßende Fahrzeug nur 48 % der bei einem Frontal-Zulassungstest eingebrachten Energie was bedeutet, dass die Strukturell bedingte Höchststeifigkeit des Vorderwagens in keinem Fall erreicht wird.

5.2.3 Energieerhöhung durch höhere Geschwindigkeit des stoßenden Fahrzeugs (Variation 3)

Die Wahl der dritten Variation ergibt sich aus der vorangegangenen. Eine Aufprallgeschwindigkeit von 86 km/h wird hier gewählt. Dieser Wert resultiert aus der theoretischen Frage, wie hoch die Aufprallgeschwindigkeit bei der Ausgangsmasse von 1163 kg des MKS-Ford Escort sein muss, um die gleiche Deformationsenergie am Golf zu erreichen wie bei der doppelten Gesamtmasse von 2326 kg und 75 km/h Aufprallgeschwindigkeit. Der Ermittlung von 86 km/h Aufprallgeschwindigkeit liegt

folgende Rechnung zugrunde:

<u>Definitionen:</u>	Masse Escort	$m_E = 1163 \text{ kg}$
	Masse Golf	$m_G = 1120 \text{ kg}$
	Geschwindigkeit Escort	$v_E = 75 \text{ km/h} \approx 20,8 \text{ m/s}$
	Geschwindigkeit Golf	$v_G = 0 \text{ km/h}$

Annahme: vollplastischer Stoß

⇒ unmittelbare Geschwindigkeit v_{EG}' nach dem Stoß:

$$\begin{aligned}
 2m_E \cdot v_E + m_G \cdot v_G &= (2m_E + m_G) \cdot v_{EG}' \\
 \Leftrightarrow v_{EG}' &= \frac{2m_E \cdot v_E + m_G \cdot v_G}{(2m_E + m_G)} \\
 \Leftrightarrow v_{EG}' &= v_E \cdot \frac{2m_E}{(2m_E + m_G)} & (1) \\
 \Leftrightarrow v_{EG}' &= 20,8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \frac{2 \cdot 1163 \text{ kg}}{(2 \cdot 1163 \text{ kg} + 1120 \text{ kg})} = 14 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cong 50,4 \frac{\text{km}}{\text{h}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 E_{Def} &= (E_{kinE} + E_{kinG}) - (E_{kinE}' + E_{kinG}') \\
 \Leftrightarrow E_{Def} &= \left(\frac{1}{2} \cdot 2m_E \cdot v_E^2 + \frac{1}{2} m_G \cdot v_G^2 \right) - \left(\frac{1}{2} \cdot 2m_E \cdot v_{EG}'^2 + \frac{1}{2} m_G \cdot v_{EG}'^2 \right) \\
 \Leftrightarrow E_{Def} &= (m_E \cdot v_E^2) - \frac{1}{2} v_{EG}'^2 (2m_E + m_G) & (2)
 \end{aligned}$$

(1) in (2) eingesetzt:

$$\begin{aligned}
 E_{Def} &= (m_E \cdot v_E^2) - \frac{1}{2} (v_E^2 \cdot \frac{4m_E^2}{(2m_E + m_G)^2}) \cdot (2m_E + m_G) \\
 \Leftrightarrow E_{Def} &= (m_E \cdot v_E^2) - \frac{1}{2} (v_E^2 \cdot \frac{4m_E^2}{(2m_E + m_G)}) & (3) \\
 \Leftrightarrow E_{Def} &= (1163 \text{ kg} \cdot 20,8^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}) - \frac{1}{2} (20,8^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \cdot \frac{4 \cdot 1163^2 \text{ kg}^2}{(2 \cdot 1163 \text{ kg} + 1120 \text{ kg})}) \\
 \Leftrightarrow E_{Def} &= 503,2 \text{ kJ} - 339,6 \text{ kJ} = 163,6 \text{ kJ}
 \end{aligned}$$

⇒ erforderliche Aufprallgeschwindigkeit v_{E2} zur Erzielung der gleichen Deformationsenergie von $E_{Def} = 163,6 \text{ kJ}$ mit $m_E = 1163 \text{ kg}$:

$$\begin{aligned}
 E_{Def} &= (E_{kin_{E2}} + E_{kin_G}) - (E_{kin_{E2}}' + E_{kin_{G2}}') \\
 \Leftrightarrow E_{Def} &= \left(\frac{1}{2} m_E \cdot v_{E2}^2 + \frac{1}{2} m_G \cdot v_G^2 \right) - \left(\frac{1}{2} m_E \cdot v_{EG2}^2 + \frac{1}{2} m_G \cdot v_{EG2}^2 \right) \\
 \Leftrightarrow E_{Def} &= \left(\frac{1}{2} m_E \cdot v_{E2}^2 \right) - \frac{1}{2} v_{EG2}^2 (m_E + m_G) \quad (4)
 \end{aligned}$$

(1) mit einfacher Masse m_E in (4) eingesetzt:

$$\begin{aligned}
 \Leftrightarrow E_{Def} &= \left(\frac{1}{2} m_E \cdot v_{E2}^2 \right) - \frac{1}{2} (v_{E2}^2 \cdot \frac{m_E^2}{(m_E + m_G)^2}) \cdot (m_E + m_G) \\
 \Leftrightarrow E_{Def} &= \left(\frac{1}{2} m_E \cdot v_{E2}^2 \right) - \left(\frac{1}{2} v_{E2}^2 \cdot \frac{m_E^2}{m_E + m_G} \right) \\
 \Leftrightarrow 2E_{Def} &= v_{E2}^2 \cdot \left(m_E - \frac{m_E^2}{m_E + m_G} \right) \\
 \Leftrightarrow v_{E2} &= \sqrt{\frac{2E_{Def}}{m_E - \frac{m_E^2}{m_E + m_G}}} \quad (5) \\
 \Leftrightarrow v_{E2} &= \sqrt{\frac{2 \cdot 163,6 \text{ kJ}}{1163 \text{ kg} - \frac{1163^2 \text{ kg}^2}{1163 \text{ kg} + 1120 \text{ kg}}}} \\
 \Leftrightarrow v_{E2} &= 23,9 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cong 86 \frac{\text{km}}{\text{h}}
 \end{aligned}$$

5.2.4 Strukturveränderung durch homogene Frontsteifigkeit des stoßenden Fahrzeugs (Variation 4)

Die vierte Variation betrifft keine physikalischen Größen, sondern zielt auf die geometrische Kompatibilität zweier Kollisionspartner ab.

In zahlreichen Untersuchungen und Veröffentlichungen wird für eine homogene Fahrzeugfront als erstrebenswertes Ziel plädiert. Das betrifft sowohl die Form, als auch die strukturelle Steifigkeit. Bei einem Seitenaufprall zwischen der A- und C-Säule sollte die Eindringung in das gestoßene Fahrzeug möglichst gering gehalten werden, um den Überlebensraum zu erhalten. Idealerweise sollten die Lastpfade beim Seitenaufprall unterhalb der Insassen verlaufen. Bei einem "Overrun" des Seitenschweller ist eine großflächige und gleichmäßige Lasteinleitung von Vorteil. Zur Erzielung solch einer

Lasteinleitung ist eine homogene Vorderwagenstruktur hinsichtlich Form und struktureller Steifigkeit erforderlich (/ 23 /). Abbildung 57 demonstriert eine mögliche Lösung für ein strukturell modifiziertes Fahrzeug, wie es in einem EU-Projekt der BAST entstand.



Abbildung 57: Strukturell modifiziertes Fahrzeug zur Erzielung einer homogenen Vorderwagensteifigkeit (/ 11 /)

Zur numerischen Modellierung einer homogenen Vorderwagenstruktur werden die 22 Blöcke des MKS-Ford Escort auf einen einzigen reduziert (Abbildung 58); die Abmessungen des Vorderwagens werden auf diesen Block übertragen. Um eine Deformation an einer beliebigen Stelle der nunmehr homogenen Fahrzeugfront zu erzielen, ist es erforderlich, die Summe der Widerstandskräfte aller 22 Blöcke zu überwinden. Dadurch ergibt sich der in Abbildung 59 dargestellte Kraft-Weg-Verlauf (die Summe aller Kraft-Weg-Verläufe aus Abbildung 42).

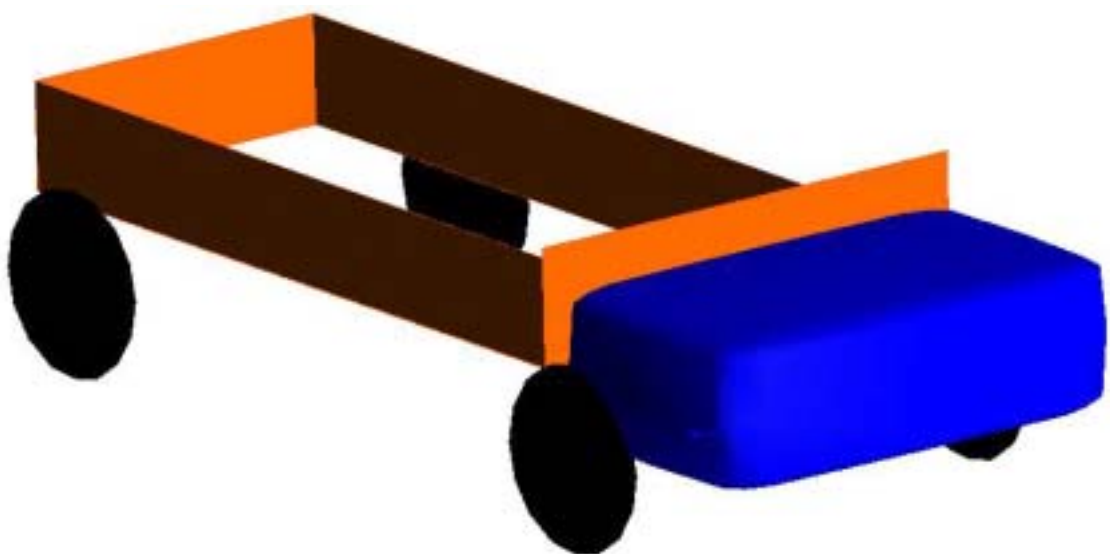


Abbildung 58: MKS-Ford Escort mit homogener Vorderwagensteifigkeit

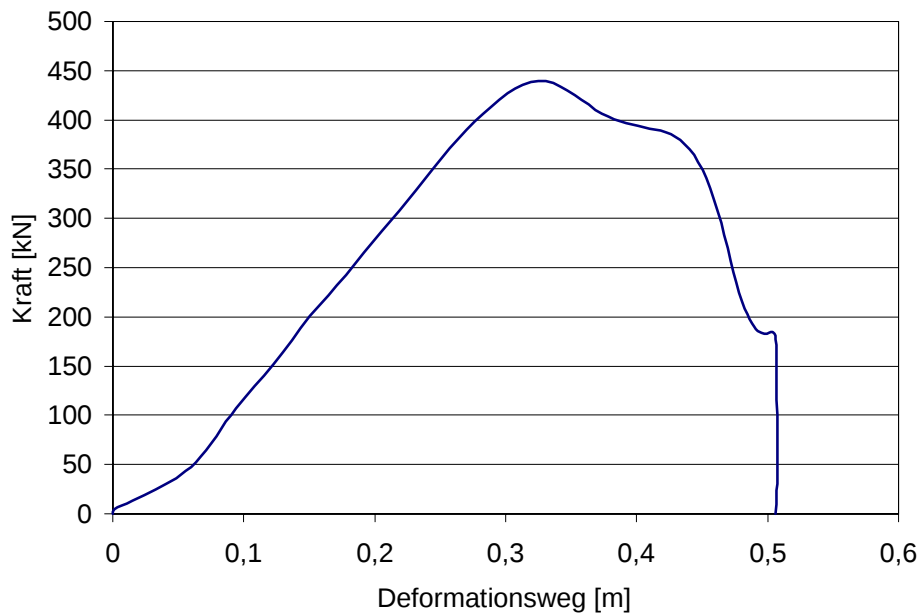


Abbildung 59: Vorderwagensteifigkeit der homogenen Fahrzeugfront

5.3 Überblick Parametervariationen

Die Tabelle 11 gibt einen Überblick auf die insgesamt 12 Simulationen wieder:

	Basis = Variation 1 $v_E = 75 \text{ km/h}$ $m_E = 1163 \text{ kg}$	Variation 2 $v_E = 75 \text{ km/h}$ $m_E = 2326 \text{ kg}$	Variation 3 $v_E = 86 \text{ km/h}$ $m_E = 1163 \text{ kg}$	Variation 4 $v_E = 75 \text{ km/h}$ $m_E = 1163 \text{ kg}$ homogen
Serie 1 links	Modell 1.1	Modell 1.2	Modell 1.3	Modell 1.4
Serie 2 hoch	Modell 2.1	Modell 2.2	Modell 2.3	Modell 2.4
Serie 3 tief	Modell 3.1	Modell 3.2	Modell 3.3	Modell 3.4

Tabelle 11: Drei Serien mit je vier Parametervariationen sind in 12 Modellen abgebildet

Die Gesamtsimulationszeit in allen Modellen beträgt 0,1 s und die Schrittweite 0,0001 s. In einigen Modellen wird die Schrittweite auf Grund numerischer Instabilitäten auf 0,00005 s halbiert.

5.4 Auswertung der Parametervariationen

Zur Auswertung der Parametervariation werden sowohl die ermittelten Messdaten der eingesetzten Dummies herangezogen als auch die Deformationen (statisch und dynamisch) der beteiligten Fahrzeugmodelle.

5.4.1 Dummy-Messwerte

Die Fülle der ermittelten Dummybelastungen werden zunächst in Auszügen aufgelistet. Daraufhin werden signifikante Werte kommentiert und analysiert. Teilweise sind Ergebnisse nicht erfasst, da ihre Maxima den sinnvoll auswertbaren Bereich verlassen. Hauptgrund für diesen Mangel ist, dass die mitgelieferten Dummy-Modelle nicht in allen Bereichen fehlerfrei arbeiten.

5.4.1.1 Kopfbelastungen

Bei der Auswertung der Kopfbelastungen ist zu beachten, dass in vielen Fällen der 3ms-Wert erfahrungsgemäß eine höhere Aussagekraft besitzt, als der HIC-Wert (Head Injury Criterion, eines der ersten etablierten Verletzungskriterien in der Biomechanik und wegen seiner empirischen Herleitung nicht unumstritten). Dieser Wert gibt den Maximalwert der Beschleunigung an, die während drei aufeinanderfolgenden Millisekunden mindestens auf eine bestimmte Körperregion einwirkt, in diesem Fall ist es der Kopf. Diese kurze Zeitdauer kann bei hohen Beschleunigungswerten schon schwere Folgen haben. Der HIC-Wert dagegen ist ein hergeleiteter dimensionsloser Vergleichswert, der eine größtmögliche Fläche unter einem Verzögerungsverlauf in einem Zeitfenster von entweder 15 ms oder 36 ms beschreibt. Daraus kann man nicht unbedingt immer die Schwere der Belastungen ableiten, wobei jedoch ein hoher HIC-Wert mit 15 ms Zeitfenster schon eher auf einen harten Kopfaufprall hinweist. Die Zeitfenster für die ermittelten HIC-Werte in Tabelle 12 variieren zwischen 15 ms und 36 ms, die EASY CRASH MAD automatisch festsetzt, je nachdem für welches Zeitfenster der HIC maximal ist.

	HIC		3ms-Wert [m/s²]	
	Beifahrer	Passagier	Beifahrer	Passagier
Modell 1.1	284	585	630	1050
Modell 1.2	383	nicht erfasst	554	nicht erfasst
Modell 1.3	120	1287	550	1128
Modell 1.4	63	844	200	776
Modell 2.1	196	30	1302	1453
Modell 2.2	9	nicht erfasst	1161	nicht erfasst
Modell 2.3	26	nicht erfasst	2077	nicht erfasst
Modell 2.4	142	422	763	532
Modell 3.1	261	1128	687	1258
Modell 3.2	496	757	1079	1315
Modell 3.3	512	1319	874	1548
Modell 3.4	655	463	700	311

Tabelle 12: ermittelte Kopfbelastungen beider EuroSID

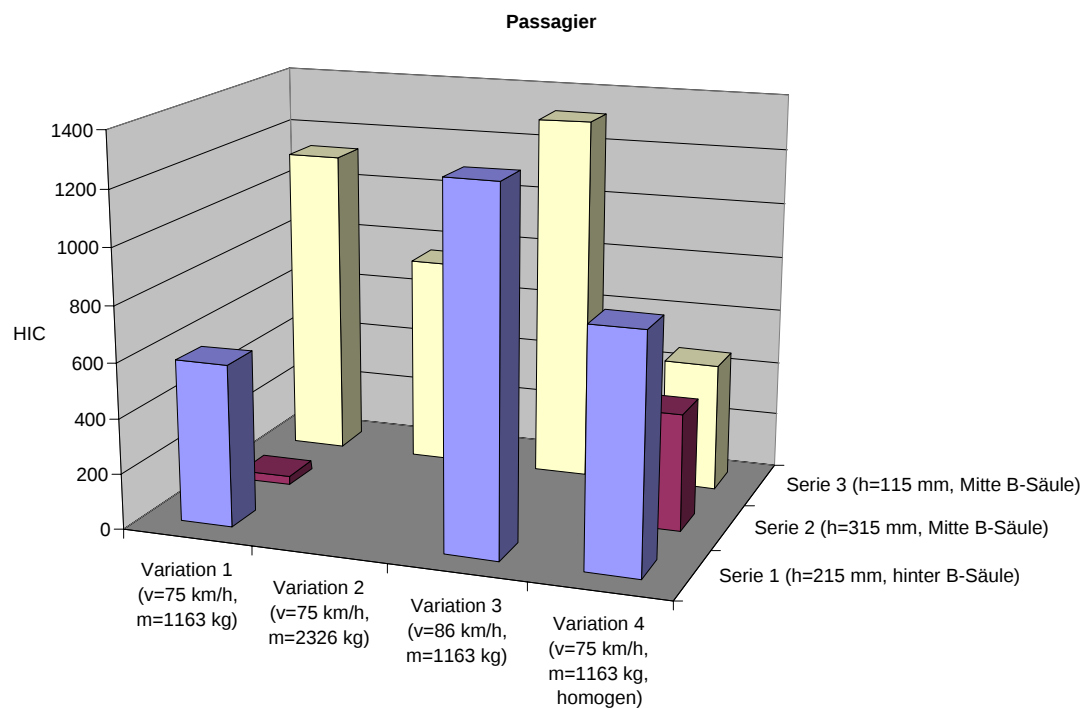
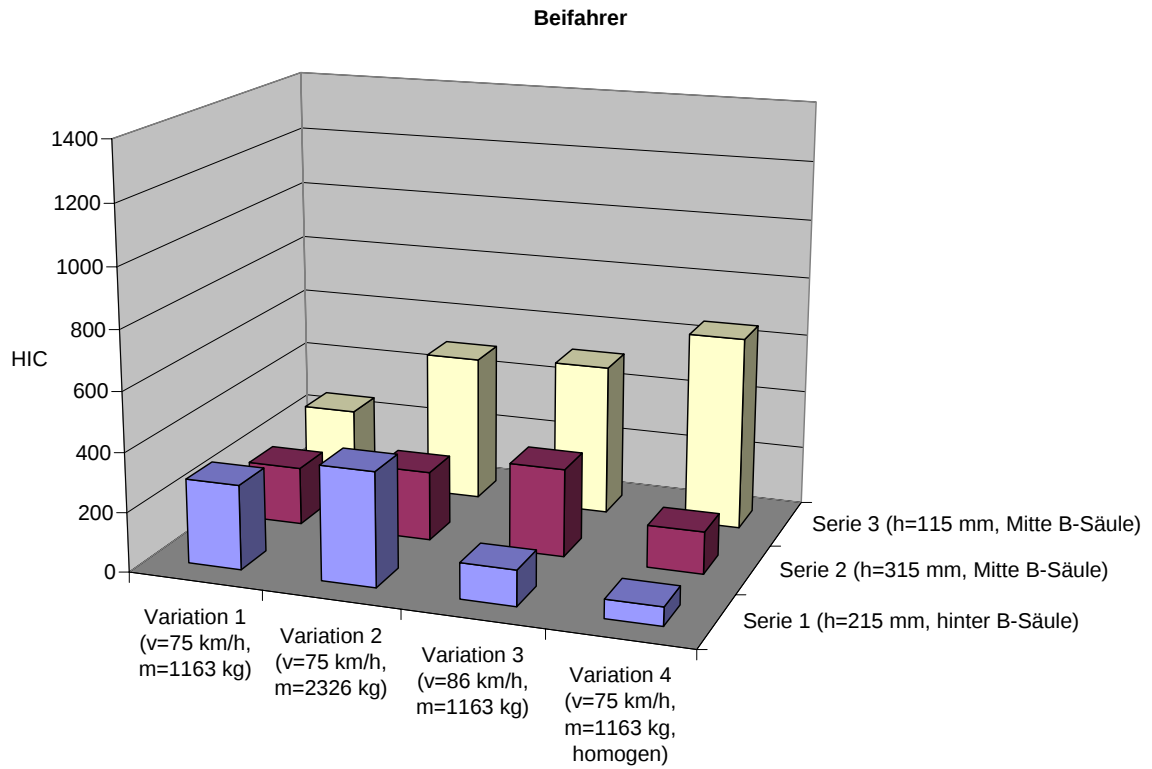


Abbildung 60: HIC-Werte von Beifahrer und Passagier

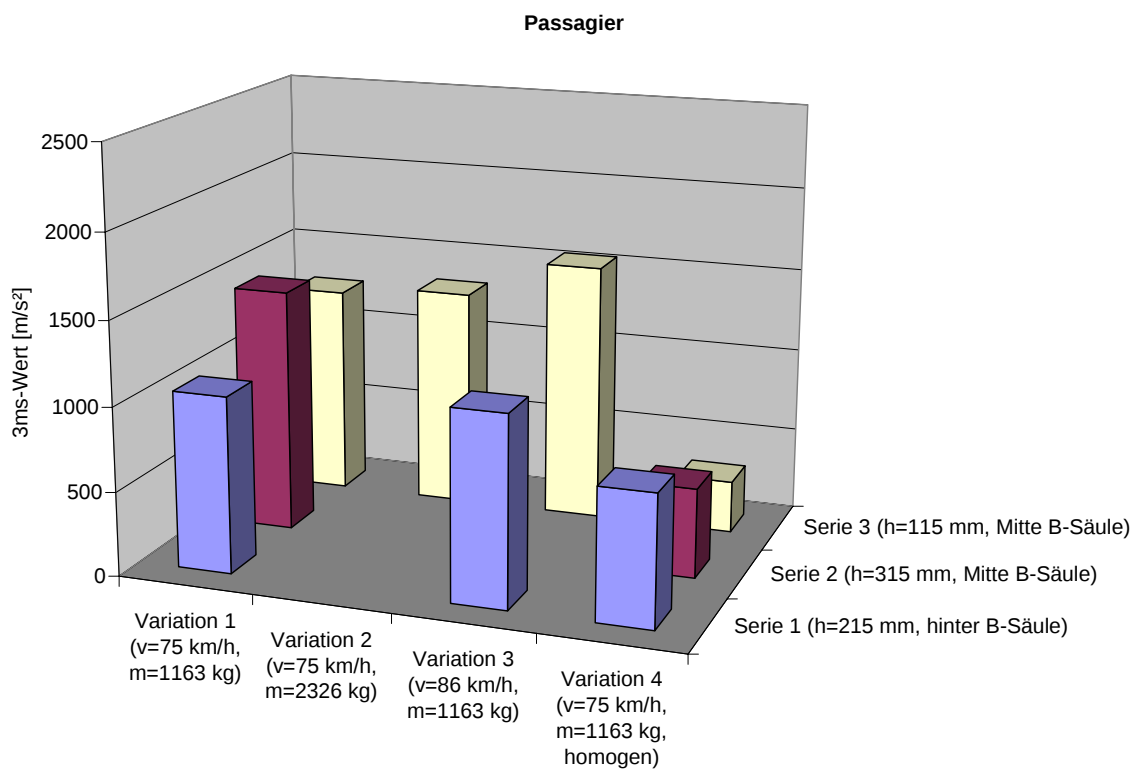
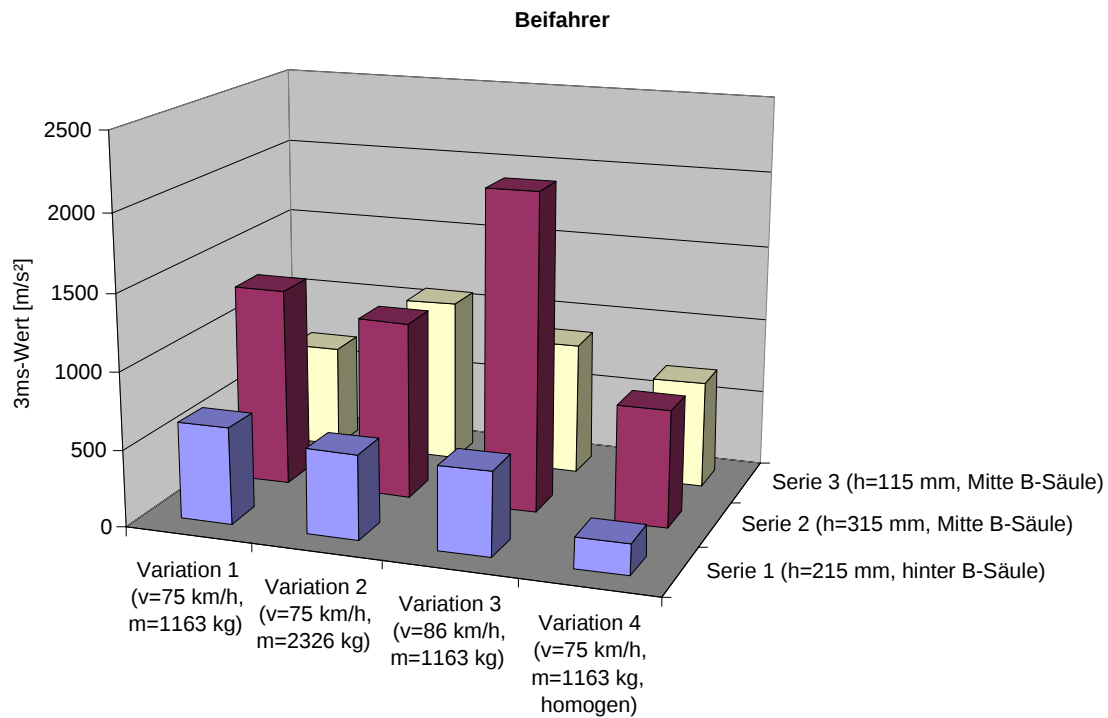


Abbildung 61: 3ms-Werte (Kopf) von Beifahrer und Passagier

5.4.1.2 Brustbelastungen am Thoraxwirbel T1 und Beckenbelastung

	3ms-Wert [m/s ²], Brust		3ms-Wert [m/s ²], Becken	
	Beifahrer	Passagier	Beifahrer	Passagier
Modell 1.1	446	442	486	1243
Modell 1.2	616	nicht erfasst	495	nicht erfasst
Modell 1.3	664	518	562	1459
Modell 1.4	522	453	660	1190
Modell 2.1	1245	413	1605	1572
Modell 2.2	820	nicht erfasst	1583	nicht erfasst
Modell 2.3	1464	nicht erfasst	855	nicht erfasst
Modell 2.4	1118	480	558	629
Modell 3.1	437	1827	783	332
Modell 3.2	653	557	574	1183
Modell 3.3	703	645	1044	1170
Modell 3.4	538	425	1392	867

Tabelle 13: ermittelte Brustbelastungen und Beckenbelastungen beider EuroSID

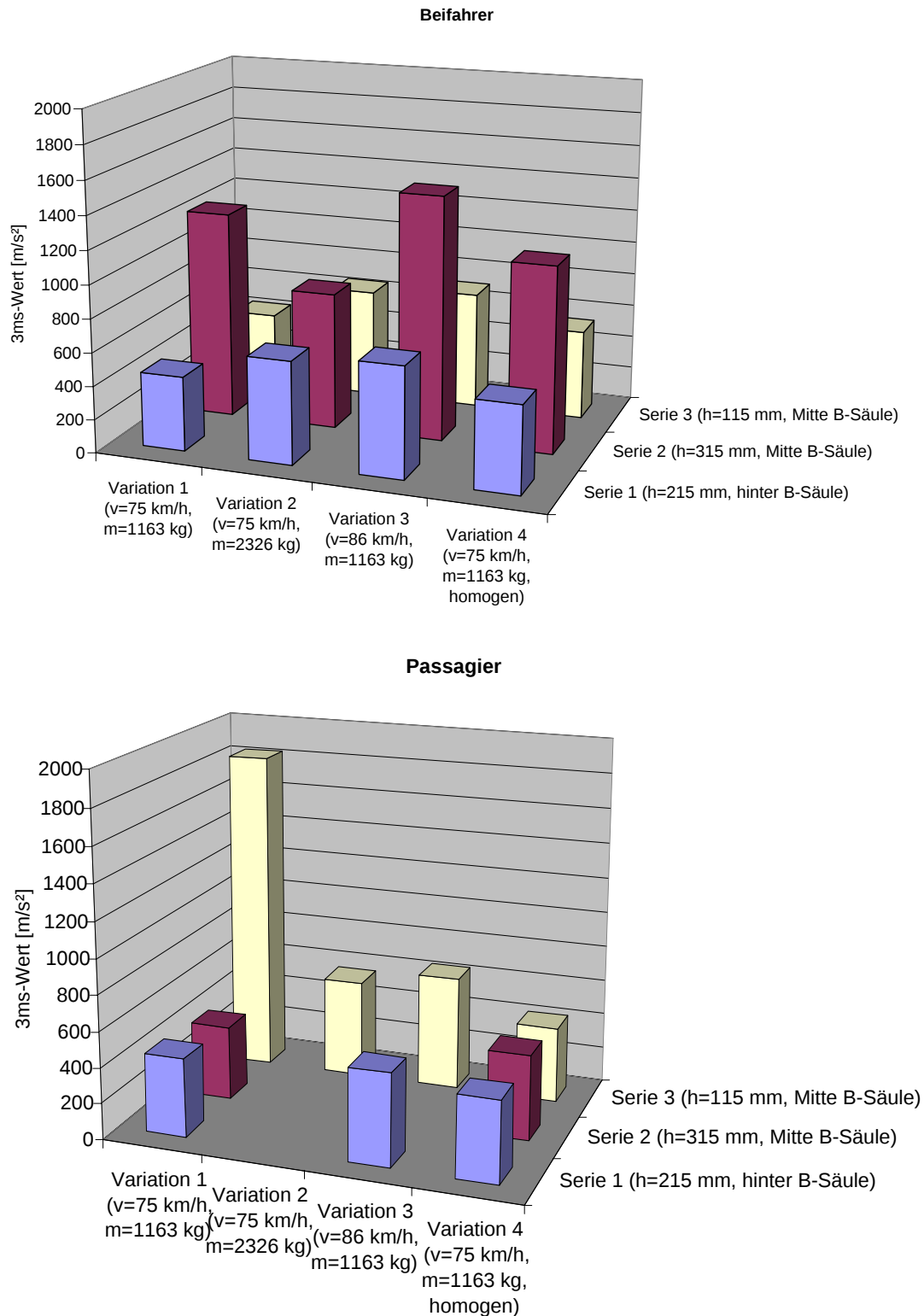


Abbildung 62: 3ms-Werte (T1) von Beifahrer und Passagier

Die Auswertung der Kopfbelastungen beider EuroSID zeigt, dass der Passagier generell höher belastet wird als der Beifahrer. Die geringsten 3ms-Werte für den Kopf treten in der Serie 1 auf, insbesondere für den Beifahrer, da er relativ weit vom Aufprallbereich entfernt ist.

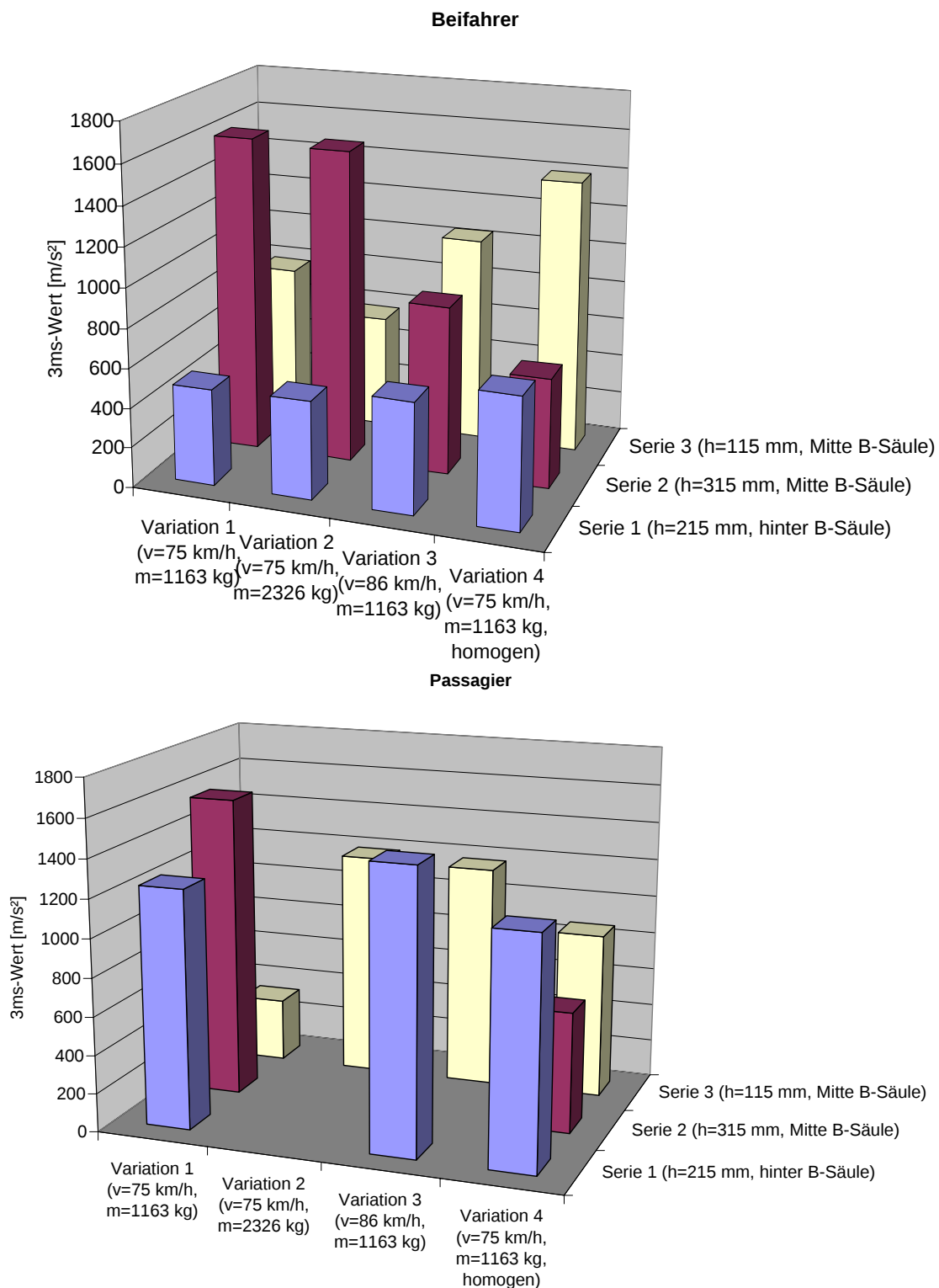


Abbildung 63: 3ms-Werte (Pelvis) von Beifahrer und Passagier

In der Serie 2 werden in den Modellen mit den Variationen 1-3 generell die höchsten Belastungen aufgezeichnet; dies war auch zu erwarten, da beide Dummies fast ohne Schutzwirkung der Karosseriestruktur im Aufprallbereich sitzen.

Ein Zusammenhang zwischen Messwerten und Parameterveränderungen ist festzustellen; hier lassen die 3ms-Werte eine Tendenz von Variation 1 bis Variation 4 erkennen: Bezogen auf die Basis (Variation 1) steigen die Werte an beiden Dummies in den Simulationen mit Variation 2 und Variation 3, wobei in diesen Fällen beim Passagier Höchstbelastungen zu kennzeichnen sind, die in numerisch nicht sinnvollen Ergebnissen resultieren. Eine vergleichbare Tendenz zeigen auch die 3ms-Werte am Thorax, mit Ausnahme der Werte vom Beifahrer in Modell 2.2. Die Veränderungen der Belastungswerte, die mit den unterschiedlichen Aufprallbereichen der drei Serien in Zusammenhang stehen, sind sowohl am Kopf, als auch am Thorax in vergleichbarer Art wiederzufinden.

Die Kopfbelastungen, die bei den Simulationen mit der homogenen Front des stoßenden Fahrzeugs simuliert werden, sind durchgehend die geringsten; und auch die Beckenbelastungen in der Serie 2 sind bei Variation 4 auf ihrem niedrigsten Niveau. Daraus lässt sich folgern, dass die gleichmäßige und großflächige Deformation des gestoßenen Fahrzeugs einen erheblichen Anteil der kinetischen Energie aufnimmt und somit auch das Verletzungsrisiko der Insassen reduziert. Ein vergleichbares Ergebnis wurde auch im Rahmen einer Serie von sechs realen Seitenaufprallversuchen zwischen einem Ford F-150 Pickup und einem Fahrzeug der amerikanischen Mittelklasse (Mercury Grand Marquis) zur Untersuchung der Kompatibilität im Seitenaufprall festgestellt (/ 24 /). Hier wurden Fahrzeugmassen, Aufprallhöhen und Vorderwagensteifigkeiten variiert. Die größte Deformation des gestoßenen Fahrzeugs war zugleich die homogenste; in diesem Fall waren aber die gemessenen Belastungen nicht die höchsten. Diese Untersuchung wurde von der amerikanischen "Insurance Institute For Highway Safety" durchgeführt.

Generell ist eine Reduzierung der Belastungen an Kopf, Brust und mit Ausnahme der Variation 4 auch am Becken von der Serie 2 zur Serie 3 festzustellen. Diese Reduktion hat seine Ursache in den unterschiedlichen Aufprallbereichen; der Kontakt des stoßenden Fahrzeugs mit dem Seitenschweller in der Serie 3 verhindert eine höhere Intrusion als in der Serie 2, so dass auch die Belastungen sinken. Bei den Simulationen mit der homogenen Vorderwagenstruktur steigen die Belastungen im Beckenbereich von Variation 1 zu Variation 4 entgegen den ersten Erwartungen. Der hohe Gesamtwideerstand des stoßenden Fahrzeugs lässt den Seitenschweller schnell kollabieren, so dass noch hohe Kräfte auf dieser Höhe eingeleitet werden. Die höheren Belastungen am Becken sind insbesondere am Beifahrer zu erkennen. Die Beckenbelastungen beim Passagier in der Serie 1 heben sich deutlich von denen des Beifahrers ab, welches wiederum auf den Aufprallbereich zurückzuführen ist, der sich in dieser Serie auf den Passagier konzentriert.

Die Verdoppelung der Fahrzeugmasse des stoßenden Fahrzeugs führt bei den Kopfbelastungen zu keinen nennenswerten Änderungen, ähnlich sieht es in den meisten Simulationen bei den Brust- und Beckenbelastungen aus.

5.4.2 Bewertung der Dummy-Messwerte

Die Serie 1 mit der unmodifizierten Trefferlage führt zu hohen Belastungen am Pelvis.

Die Serie 2 mit einem $\Delta h = +100$ mm und Trefferlage auf die B-Säule führt zu den höchsten Belastungen am Thorax und am Kopf für beide Insassen.

Die Serie 3 mit einem $\Delta h = -100$ mm und Trefferlage auf die B-Säule und den Seitenschweller führt in keiner Konfiguration zu den höchsten Belastungen.

Eine Schlussfolgerung ist, dass es zwingend nötig ist, dafür zu sorgen, dass das stoßende Fahrzeug den Schweller oder eine andere, mechanisch belastbare Struktur des gestoßenen Fahrzeugs trifft. Selbst für den Kopfbereich, der nicht direkt der Intrusion ausgesetzt ist, wirkt sich diese Trefferlage nicht negativ aus. Die Reduktion der errechneten Belastungen zwischen Serie 2 und 3 (hohe Trefferlage und niedrige Trefferlage) für den Beifahrer-Dummy ist in Tabelle 14 widergegeben.

		Serie 2	Serie 3	Reduktion	Durchschnitt
Kopf 3ms	Variation 1	1302	687	47%	30%
	Variation 2	1161	1079	7%	
	Variation 3	2077	874	58%	
	Variation 4	763	700	8%	
T1 3ms	Variation 1	1245	437	65%	47%
	Variation 2	820	653	20%	
	Variation 3	1464	703	52%	
	Variation 4	1118	538	52%	
Becken 3ms	Variation 1	1605	783	51%	-14%
	Variation 2	1583	574	64%	
	Variation 3	855	1044	-22%	
	Variation 4	558	1392	-149%	

Tabelle 14: Vergleich der Ergebnisse von Serie 2 und 3 (hohe und tiefe Trefferlage) für den Beifahrer-Dummy

Die erhöhte Belastung im Becken des Fahrerdummy kommt durch die vergleichsweise hohe Intrusion im unteren Bereich der Fahrzeugseite. Das ist daran zu erkennen, dass der höchste 3ms Wert bei Variation, also homogener Fahrzeugfront des stoßenden Fahrzeugs auftritt. Also ist eine weitere Forderung für höhere Sicherheit in dieser Unfallkonfiguration, dass der Seitenschweller steifer ist.

5.4.3 Deformationen

Abbildung 64 bis Abbildung 75 stellen die Auswirkungen der Parametervariationen auf das gestoßene Fahrzeug dar.

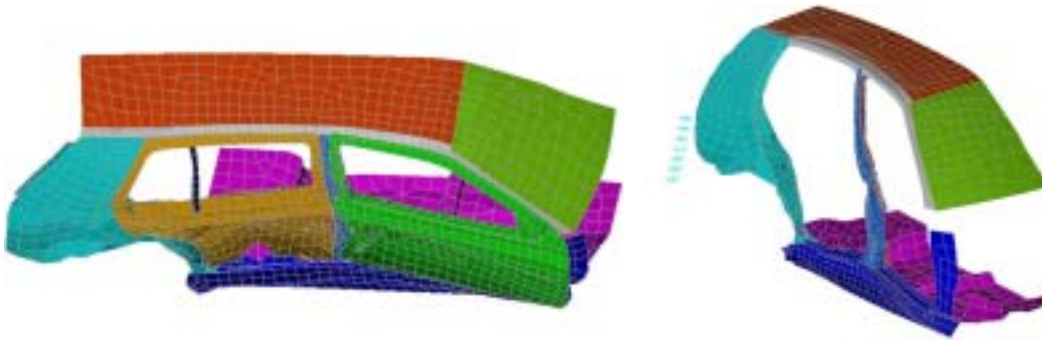


Abbildung 64: Deformation Modell 1.1 (Basis = Original)

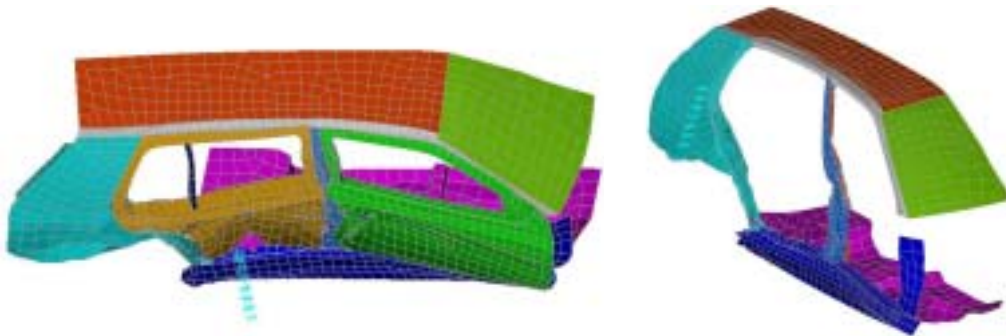


Abbildung 65: Deformation Modell 1.2 (Masse Escort = 2326 kg)

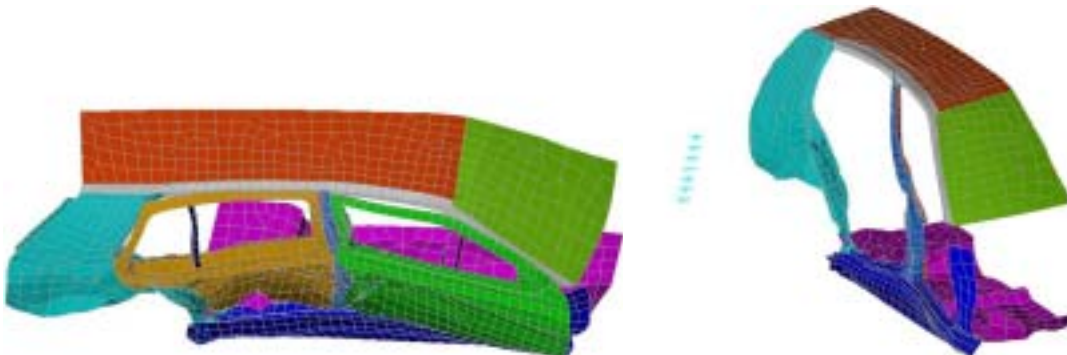


Abbildung 66: Deformation Modell 1.3 (Geschwindigkeit Escort = 86 km/h)

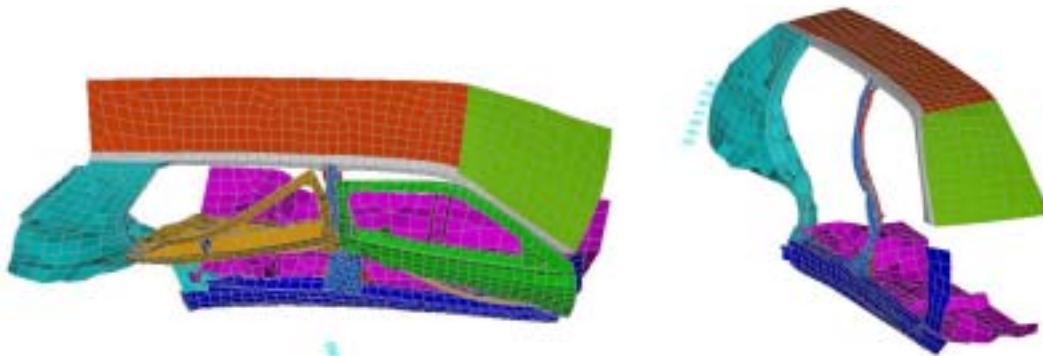


Abbildung 67: Deformation Modell 1.4 (Homogene Escort-Front)

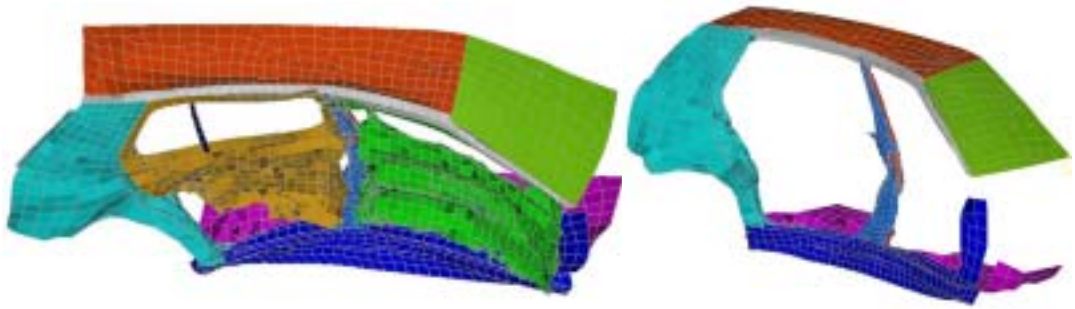


Abbildung 68: Deformation Modell 2.1 (Trefferlage hoch, B-Säule)

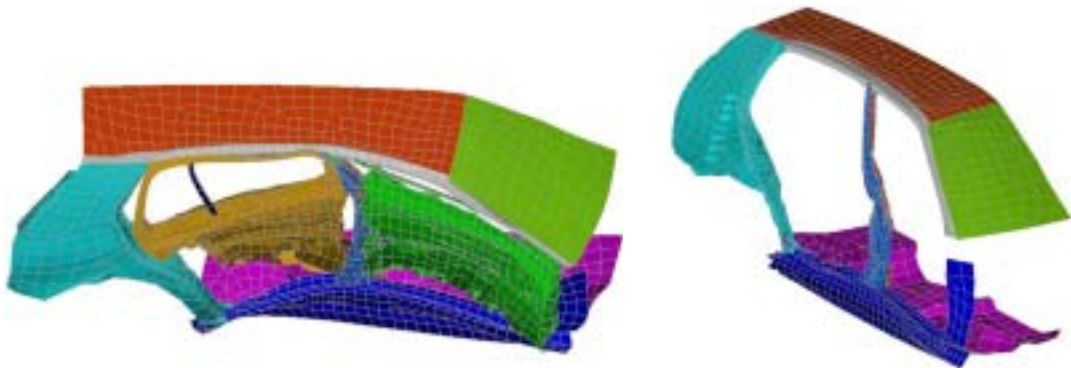


Abbildung 69: Deformation Modell 2.2 (Hoch, B-Säule, $m = 2326 \text{ kg}$)

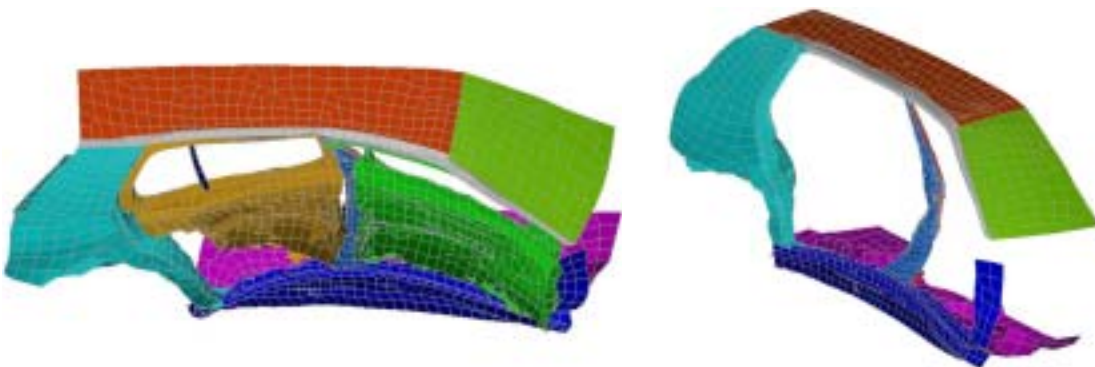


Abbildung 70: Deformation Modell 2.3 (Hoch, B-Säule, $V = 86 \text{ km/h}$)

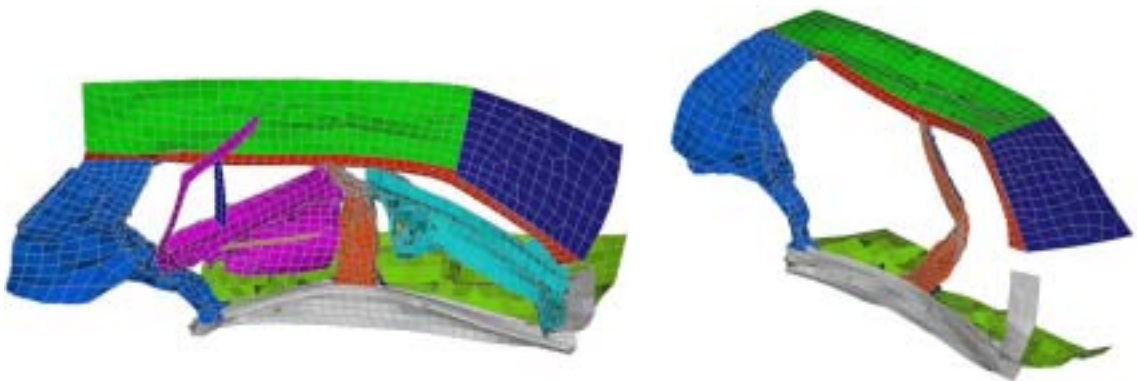


Abbildung 71: Deformation Modell 2.4 (Hoch, B-Säule, homogen)

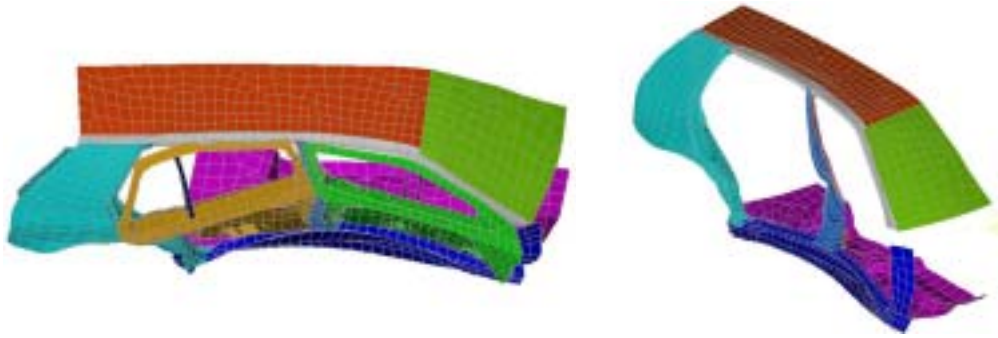


Abbildung 72: Deformation Modell 3.1 (Trefferlage tief, B-Säule)

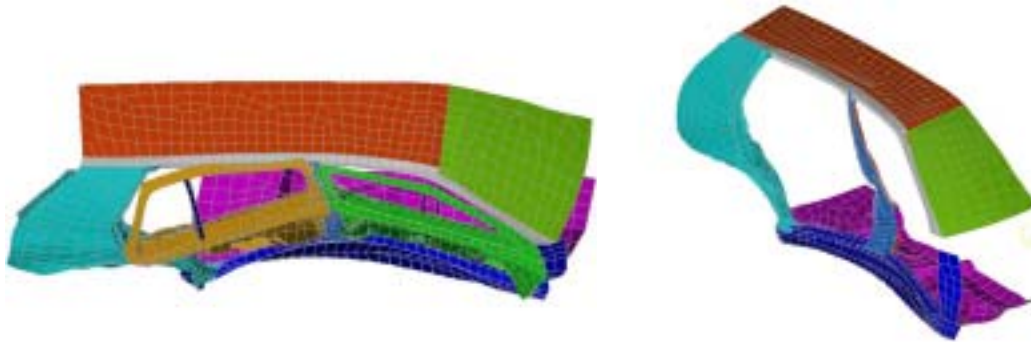


Abbildung 73: Deformation Modell 3.2 (Tief, B-Säule, $m = 2326 \text{ kg}$)

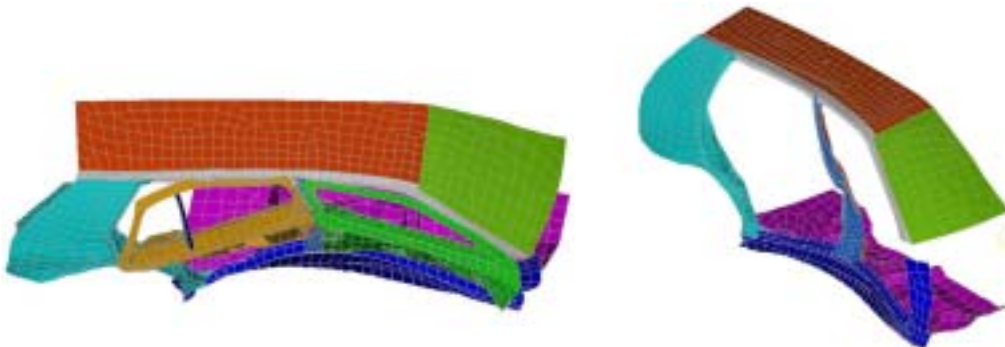


Abbildung 74: Deformation Modell 3.3 (Tief, B-Säule, $V = 86 \text{ km/h}$)

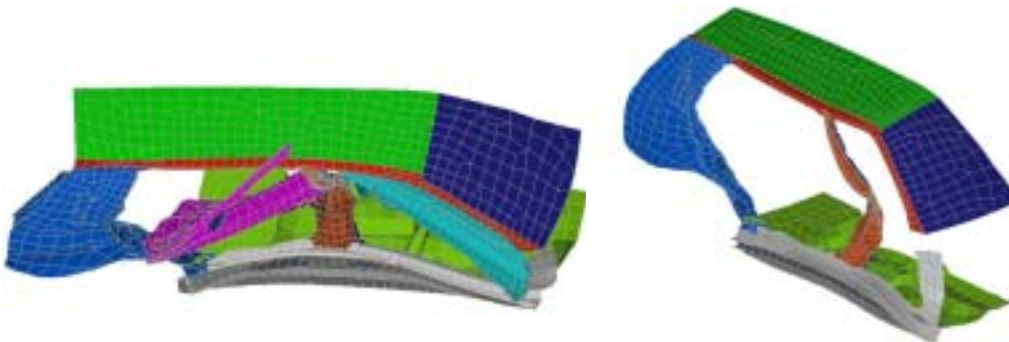


Abbildung 75: Deformation Modell 3.4, (Tief, B-Säule, homogen)

5.4.4 Bewertung der Deformationen

Im Gegensatz zu den numerischen Ergebnissen beider Dummys, welche die Unterschiede zwischen den zwölf einzelnen Simulationen nur schwer erkennen lassen, kann man anhand der Karosseriedeformationen des gestoßenen Fahrzeugs die Auswirkungen bzw. Folgen der Parametervariationen und die Unterschiede zwischen den drei Serien besser erkennen und interpretieren.

In der Serie 1 werden die geringsten Intrusionen erzielt. Dies hat seine Ursache in dem sehr verformungssteifen Aufprallbereich, in dem sich auch die Hinterachse und der steife gewinkelte Bereich des Bodenblechs zur Aufnahme der Rücksitzbank des gestoßenen Fahrzeugs befindet. Die Ergebnisse der Serie 2 zeigen die höchsten Intrusionen, was auch zu erwarten war. Hier trifft das stoßende Fahrzeug auf den geringsten Eindringwiderstand. Es werden weder der Seitenschweller noch die A- oder C-Säule getroffen, demnach kann auch die B-Säule als einziges tragendes Bauteil nicht viel gegen eine hohe Intrusion entgegensetzen. Beim direkten Vergleich der Deformationen aus den Serien 2 und 3 ist ein enormer Unterschied festzustellen. Vor allem die bogenförmige Verformung der B-Säule ist von Serie 2 zu Serie 3 deutlich geringer. Die Lage des Seitenschwellers, und somit auch des Bodenblechs im Aufprallbereich, trägt wesentlich zu der Umwandlung der kinetischen Energie in Deformationsenergie bei.

Die Verdoppelung der Fahrzeugmasse des stoßenden MKS-Ford Escort führt allgemein zu einer geringfügig höheren Intrusion, welche sich nicht stark von den Simulationen mit der Variation 1 unterscheiden. Dieses Ergebnis ist theoretisch mit dem Impuls- und Energieerhaltungssatz nachzuvollziehen. Bei einem Massenverhältnis von ca. 1, wie es hier in etwa der Fall ist, bedingt die Verdoppelung der Masse des stoßenden Fahrzeugs bei unveränderter Aufprallgeschwindigkeit eine Erhöhung der gemeinsamen Geschwindigkeit beider Fahrzeuge nach dem Stoß um ca. 33 %, sofern ein vollplastischer Stoß als Bedingung festgesetzt wird. Daraus folgt äquivalent zu den Berechnungen in Unterkapitel 5.2.3, dass die umgesetzte Deformationsenergie lediglich um 33 % höher ist.

Die Deformationsbilder und -tiefen in den Simulationen mit 86 km/h Aufprallgeschwindigkeit in den Modellen der Variation 3 bestätigen die Rechnung in Unterkapitel 5.2.3. Als Bedingung wurde in dieser Rechnung die gleiche Deformationsenergie wie in den Simulationen der Variation 2 festgelegt. Das Ergebnis war eine Aufprallgeschwindigkeit von 86 km/h bei der Ausgangsmasse von 1163 kg des stoßenden Fahrzeugs. Bei Betrachtung der Deformationsbilder der Modelle aus den Serien 1 und 3 in den Variationen 2 und 3 (gleiche Energie) sind keine wesentlichen Unterschiede festzustellen. In der Serie 2 (hohe Trefferlage) kommt es jedoch zu einer deutlich größeren Intrusion, die nur dadurch zu erklären ist, dass die Stosscharakteristik für den Fall der höheren Masse weiter von dem angenommenen vollplastischen Stoß abweicht

als für den Fall der höheren Geschwindigkeit. Da sich ebenfalls die Messwerte, insbesondere am Beifahrer-Dummy, zusätzlich deutlich unterscheiden, ist eine generelle Aussage, dass das Ergebnis für beide Fälle identisch ist nicht zulässig.

Die höchsten Intrusionen und schwersten strukturellen Deformationen am Golf weisen in allen drei Serien die Simulationen mit der homogenen Vorderwagenstruktur des MKS-Ford Escort auf. Hier verlaufen die Deformationen von dem ersten Kontakt an gleichmäßiger über die gesamte Höhe und Breite des Aufprallbereichs, als in den vorherigen Simulationen. Die höhere Intrusion als bei den Variationen 1 bis 3 ist auf den von Beginn an höheren Widerstand des homogenen Vorderwagens zurückzuführen, allerdings treten hier schon die Grenzen des FEM-Modells auf; es sind Durchdringungen der Türen in das Dach und der Rohre für den Seitenaufprallschutz in den Türen zu beobachten. In diesen Simulationen mit der Variation 4 werden am Golf die höchsten Deformationsenergien umgesetzt. Dass die homogene Fahrzeugfront die tiefsten Intrusionen hervorruft steht im Widerspruch zu der Erwartung, die allgemein eine solche Struktur auf stoßender Seite fordert. Eine Erklärung für diesen Widerspruch könnte in dem Umstand zu finden sein, dass die gestoßene Struktur des Golf nicht auf den Fahrzeug-Fahrzeug-Seitenaufprall hin optimiert ist. Entsprechend der Forderung, die bereits während der Bewertung der Dummy-Messwerte gestellt wurde, deutet auch dies auf die Notwendigkeit hin, dass das stoßende Fahrzeug auf eine widerstandsfähige Struktur treffen muss.

5.5 Validierungstest der Parametervariationen

Kapitel 4.2 hat die Stärken der numerischen Simulation veranschaulicht; es konnte in kürzester Zeit und mit geringem Aufwand eine Reihe von Simulationen durchgeführt werden, die sich mit der Kompatibilität im Seitenaufprall beschäftigen. Nun werden in diesem Kapitel die Ergebnisse aus Simulation und Realität verglichen und das Vorgehen und die Simulationssoftware validiert. Hierzu wird ein realer Versuch durchgeführt. Entsprechend der Zielsetzung dieser Arbeit ist ein Schwerpunkt auf die Auswertung der Deformationen zu setzen, da anschließend ein Vorschlag zur Verbesserung des Strukturverhaltens des gestoßenen Fahrzeugs gemacht werden soll.

5.5.1 Auswahl der zu überprüfenden Konfiguration

Zunächst wird das Modell 2.1 ausgewählt und erneut simuliert, jedoch beträgt diesmal die Gesamtsimulationszeit 0,5 s. Anschließend wird auf Basis dieses Modells ein Validierungstest durchgeführt. Dieser reale Test stellt auch den "worst case" bezüglich des Aufprallbereichs dar. Im Preprozessor wird für die Simulationen der Serie 2 das stoßende Modell des MKS-Ford Escort um 100 mm erhöht. Für den realen Validierungstest wird dagegen aus versuchstechnischen Gründen der gestoßene VW Golf um 100 mm abgesenkt. Dieses Vorgehen führt zu exakt der gleichen

Aufprallkonfiguration und beeinflusst daher nicht das Ergebnis. Die Aufprallgeschwindigkeit bleibt unverändert bei 75 km/h. Die Testgewichte beider Kollisionspartner werden den Massen im Modell 2.1 angeglichen. Sie liegt beim gestoßenen VW Golf inklusive beider EuroSID, Messtechnik und zweier Hochgeschwindigkeitskameras bei 1263 kg. Die Masse des stoßenden Ford Escort inklusive Messtechnik und Notbremse beträgt 1163 kg. Abbildung 76 zeigt die Aufprallkonfiguration im Vergleich numerisch / real.



Abbildung 76: Aufprallkonfiguration im Vergleich numerisch / real

5.5.2 Vergleich der Kinematik

Die Analyse kann in die Bewegungsabläufe der Fahrzeuge, die der Dummies und der Deformationen aufgeteilt werden.

Abbildung 77 bis Abbildung 80 zeigen den Ablauf der Simulation des Modells 2.1 und des entsprechenden zur Validierung durchgeführten realen Tests jeweils in einer Draufsicht und einer Rückansicht im Vergleich.

Abbildung 81 bis Abbildung 84 zeigen den Bewegungsablauf beider EuroSID in der Simulation des Modells 2.1 und im entsprechenden zur Validierung durchgeführten realen Test im Vergleich.

Im folgenden Kapitel werden dann die Deformationen aus Simulation und Realtest verglichen.

Beim Vergleich der kinematischen Simulationsergebnisse mit den Filmaufnahmen der Hochgeschwindigkeitskameras fällt als wichtigster Unterschied der Abstand der Fahrzeuge zueinander auf, der nach ca. 100 ms deutlich wird. Die Ursache dafür liegt beim realen Test in einem Verhaken des rechten vorderen Längsträgers des Ford Escort in der Vordertür des VW Golf. Dies hat jedoch keinen Einfluss auf die Energieaufnahme während des Aufpralls, da zu diesem Zeitpunkt bereits fast die

gesamte Geschwindigkeitsdifferenz zwischen den Fahrzeugen abgebaut ist. Auch resultierende Insassenbelastungen werden durch solch späte Vorgänge nicht beeinflusst, da sich Intrusionen und Fahrgastzellenbeschleunigung dadurch nicht ändern. Als weiterer, jedoch weniger bedeutender Unterschied, ist in der Anfangsphase des Aufpralls eine Abweichung im Aufbauverhalten des gestoßenen Fahrzeugs zu beobachten.

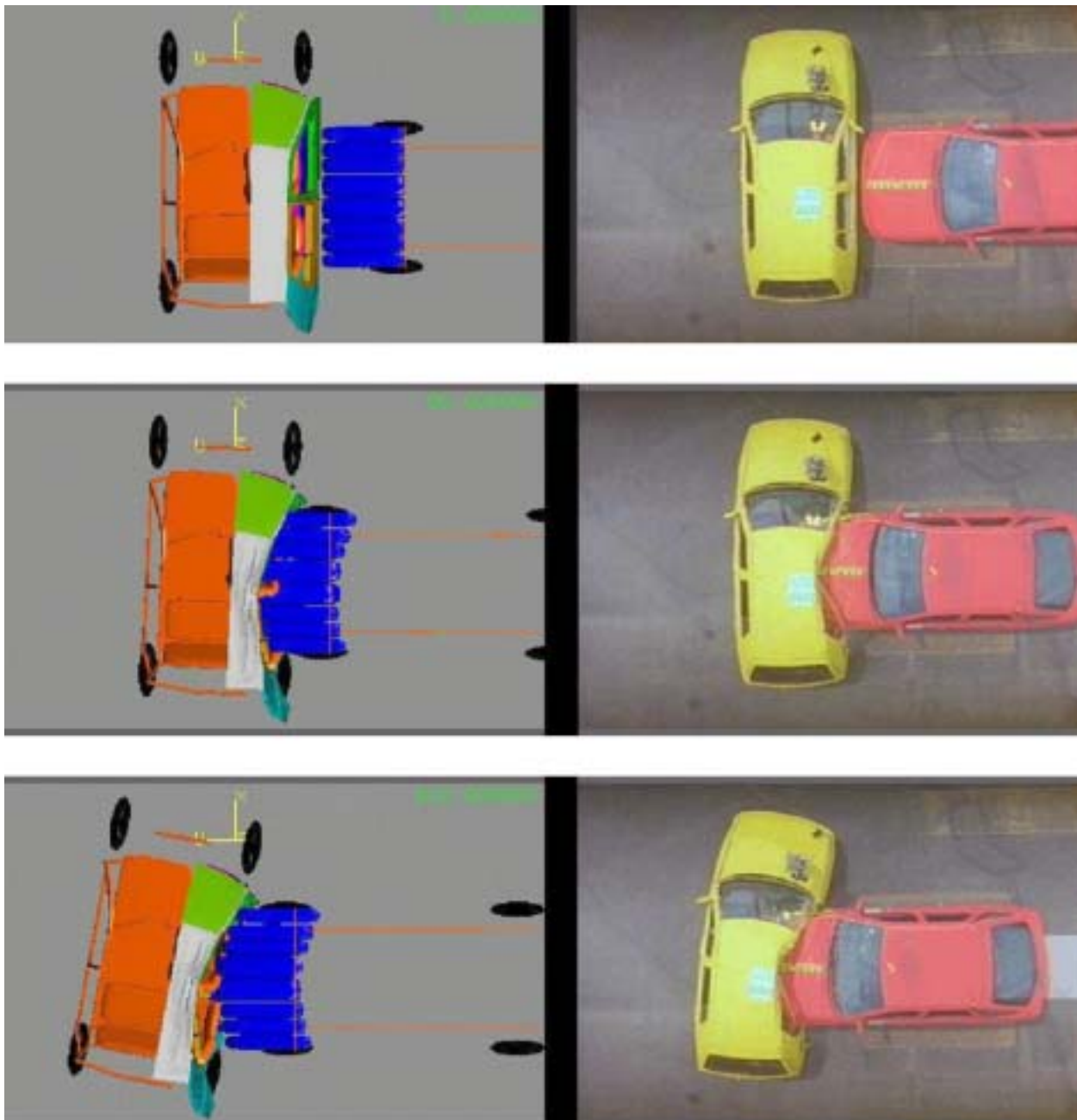


Abbildung 77: Bewegungsablauf numerisch / real bei 0, 50 und 100 Millisekunden

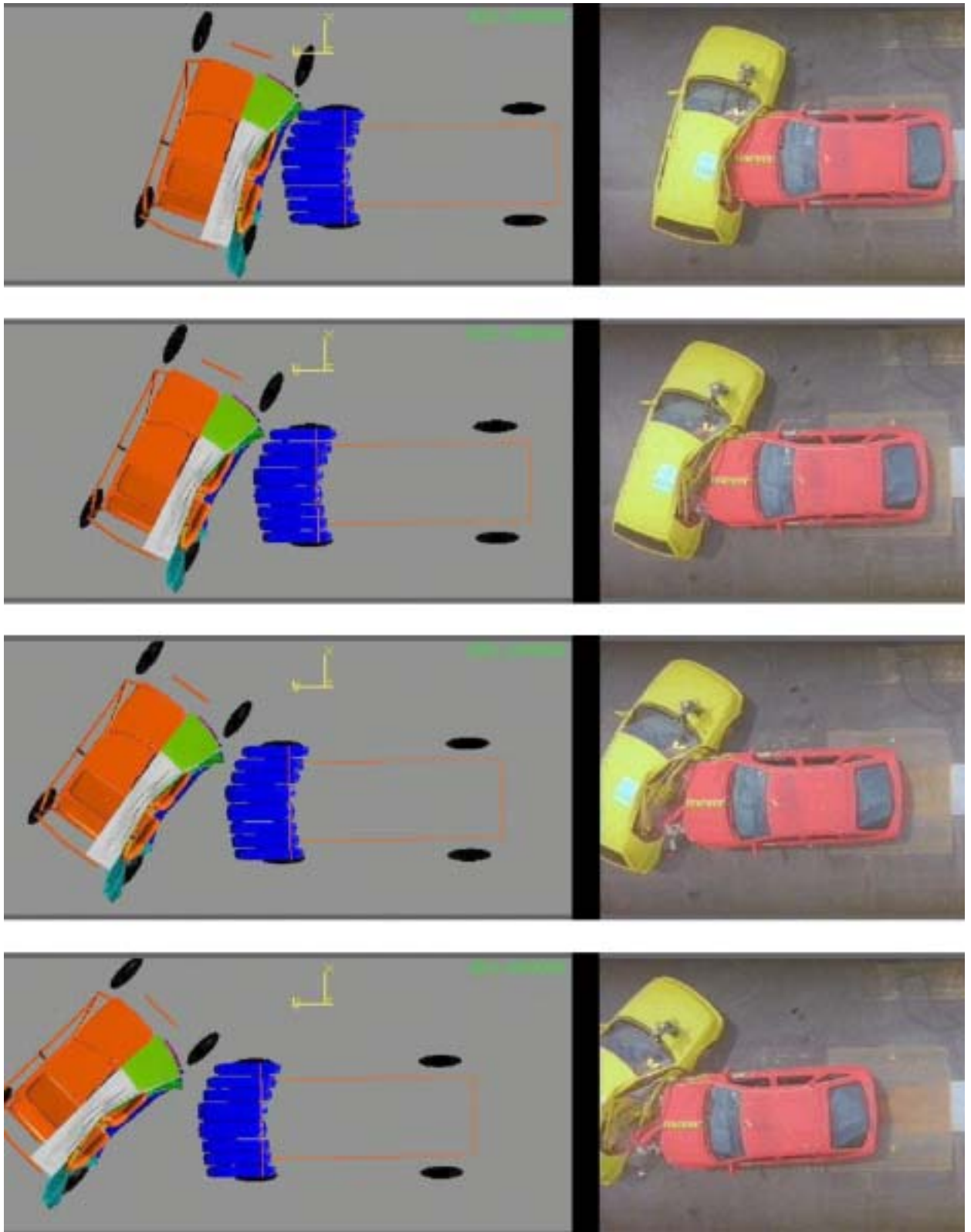


Abbildung 78: Bewegungsablauf numerisch / real bei 150, 200, 250 und 300 Millisekunden

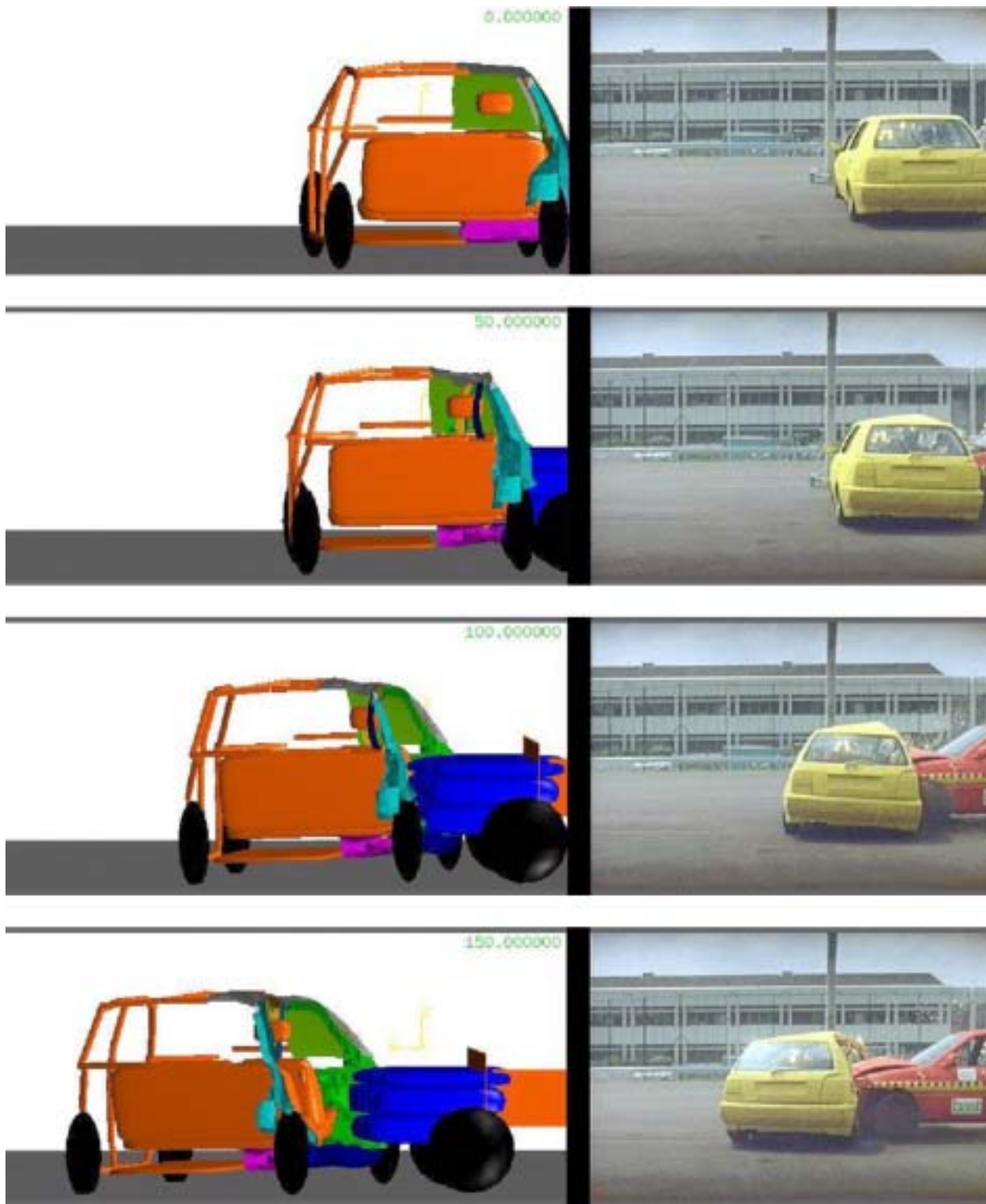


Abbildung 79: Bewegungsablauf numerisch / real bei 0, 50, 100 und 150 Millisekunden

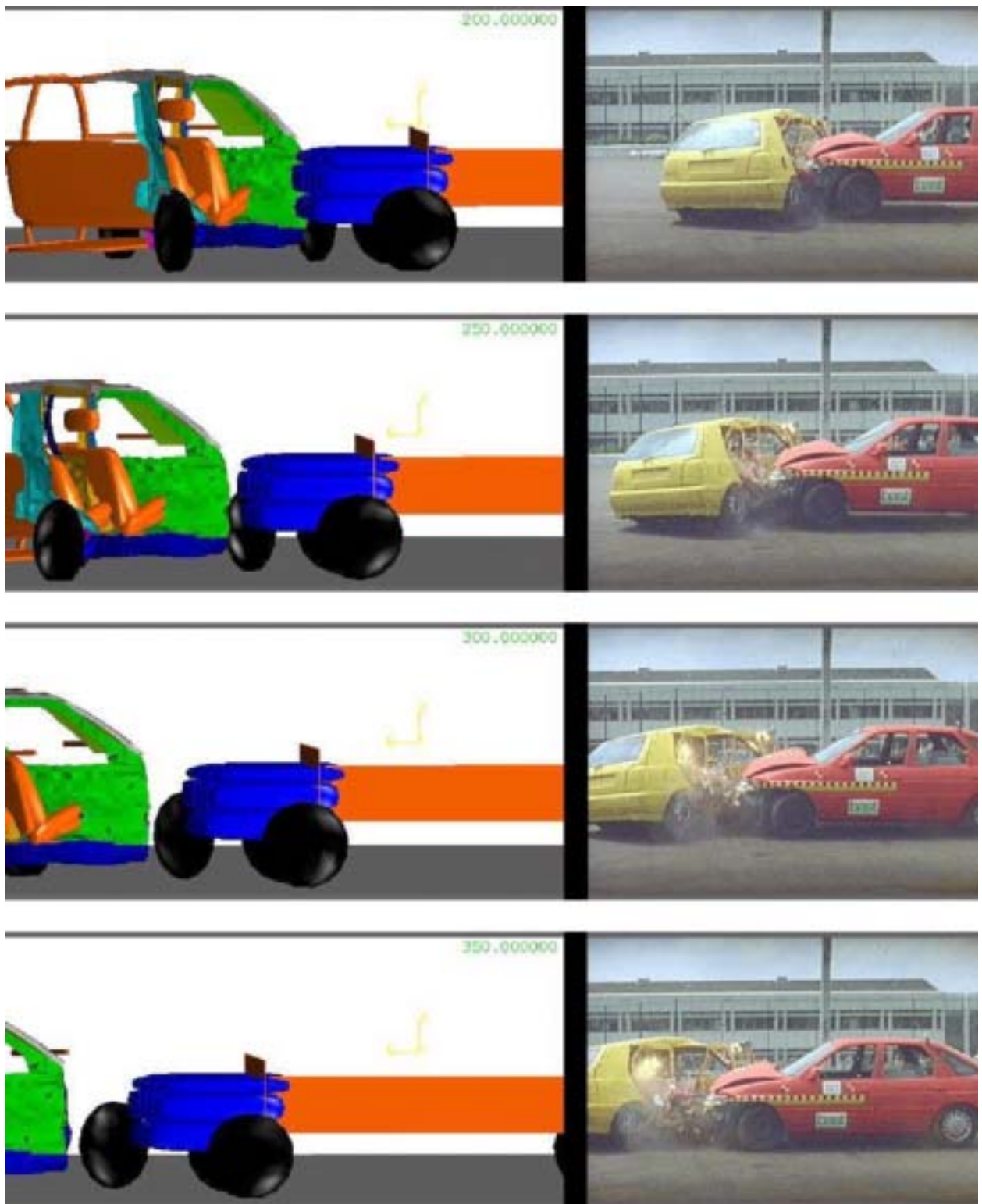


Abbildung 80: Bewegungsablauf numerisch / real bei 200, 250, 300 und 350 Millisekunden

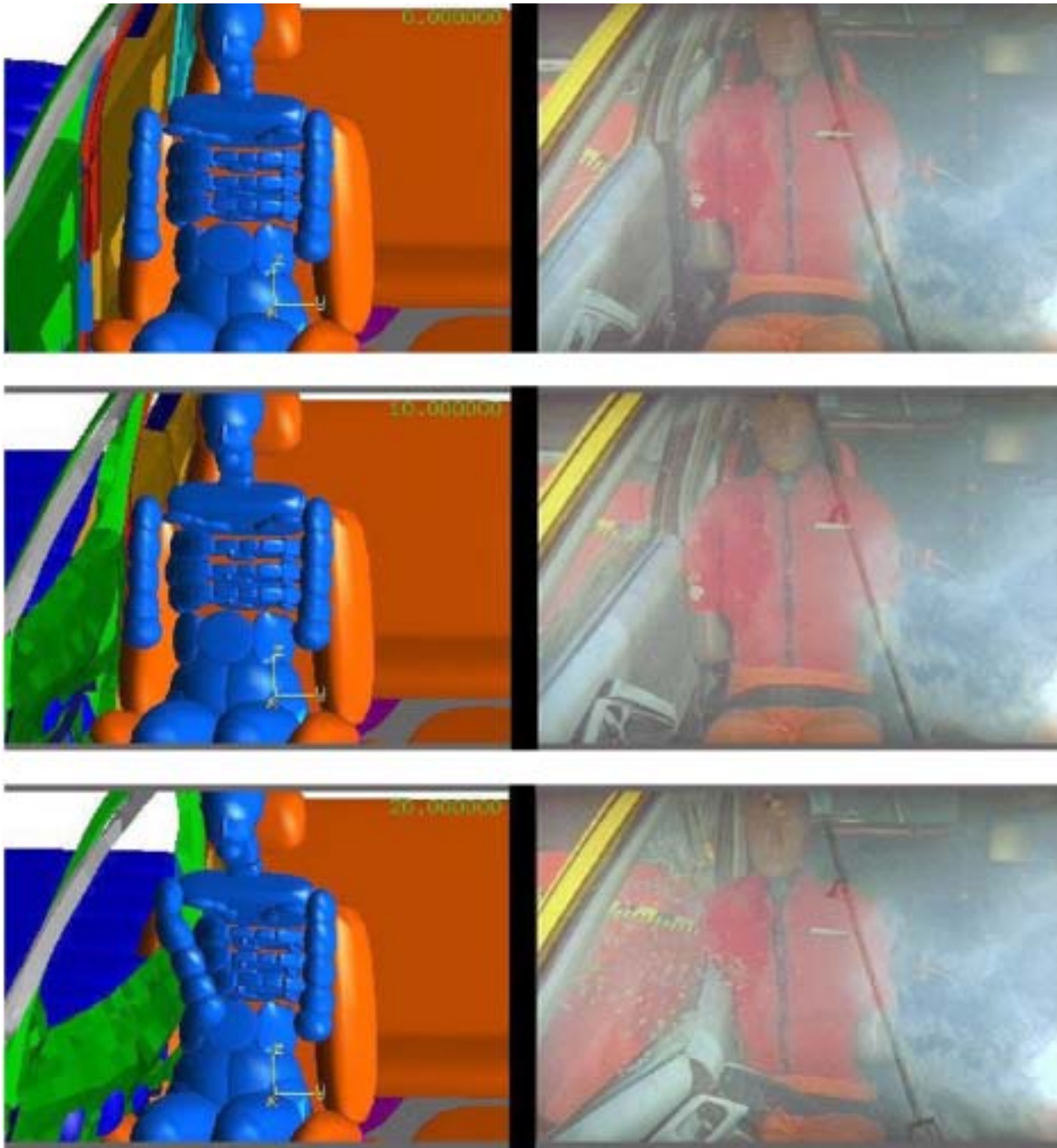


Abbildung 81: Bewegungsablauf des Beifahrers numerisch / real bei 0, 10 und 20 Millisekunden

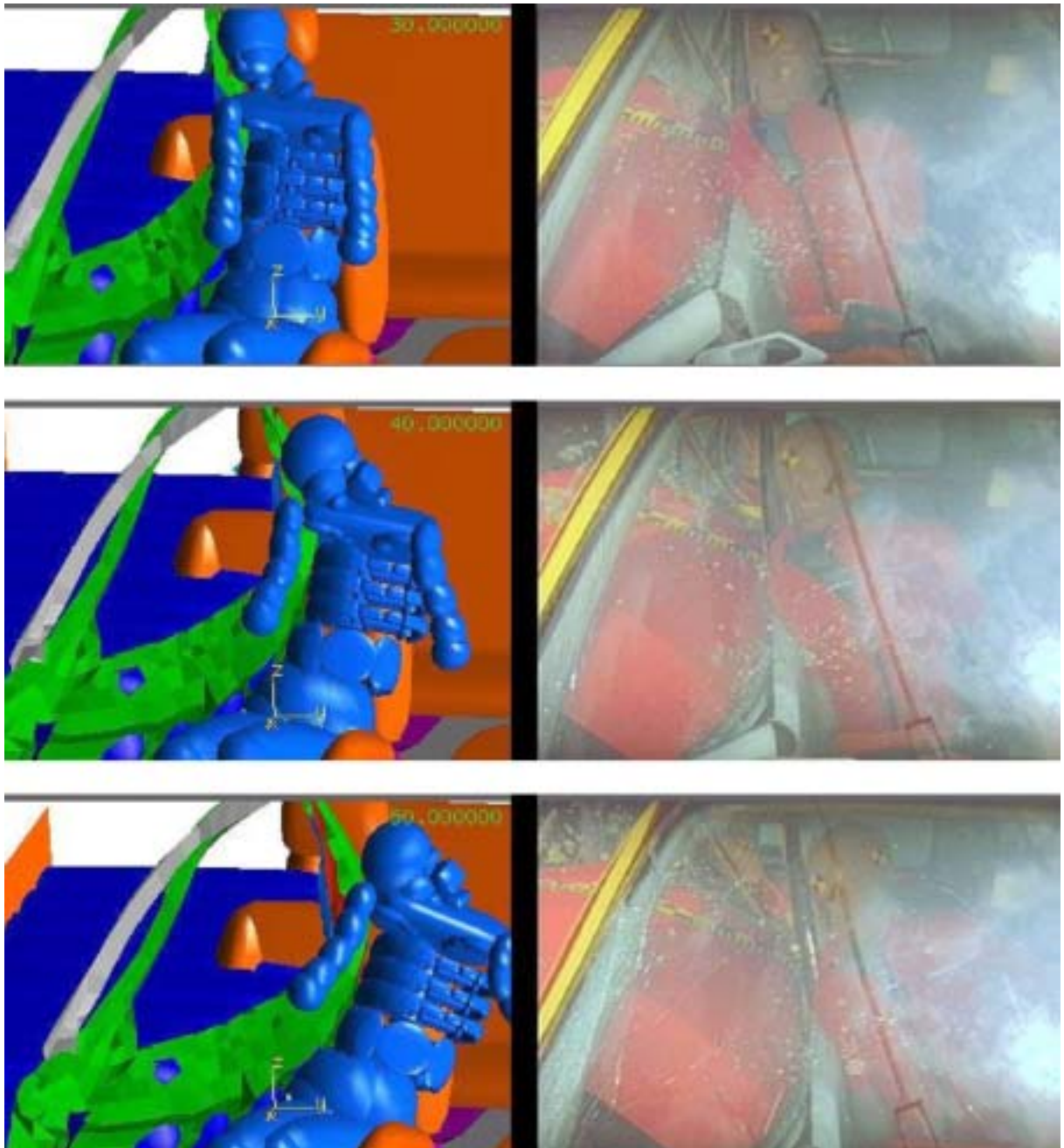


Abbildung 82: Bewegungsablauf des Beifahrers numerisch / real bei 30, 40 und 50 Millisekunden

Das gestoßene Fahrzeug führt zunächst eine mathematisch positive Rotationsbewegung um die Längsachse aus, bevor eine Richtungsumkehr der Rotation stattfindet. In der Simulation ist das Vorzeichen der Rotationsbewegung um die Längsachse schon zu Beginn negativ. Die Lage des Schwerpunkts ist der Grund für diesen Unterschied. Die Schwerpunkthochverlagerung durch die beiden EuroSID wird in der Simulation nicht in Betracht gezogen. Außerdem tragen auch die Hochgeschwindigkeitskameras ihren Beitrag zur Hochverlagerung des Schwerpunkts beim realen Fahrzeug bei. Bei der Auswertung der Deformationen muss später entschieden werden, ob die Auswirkungen es nötig erscheinen lassen, die Simulation zu wiederholen.

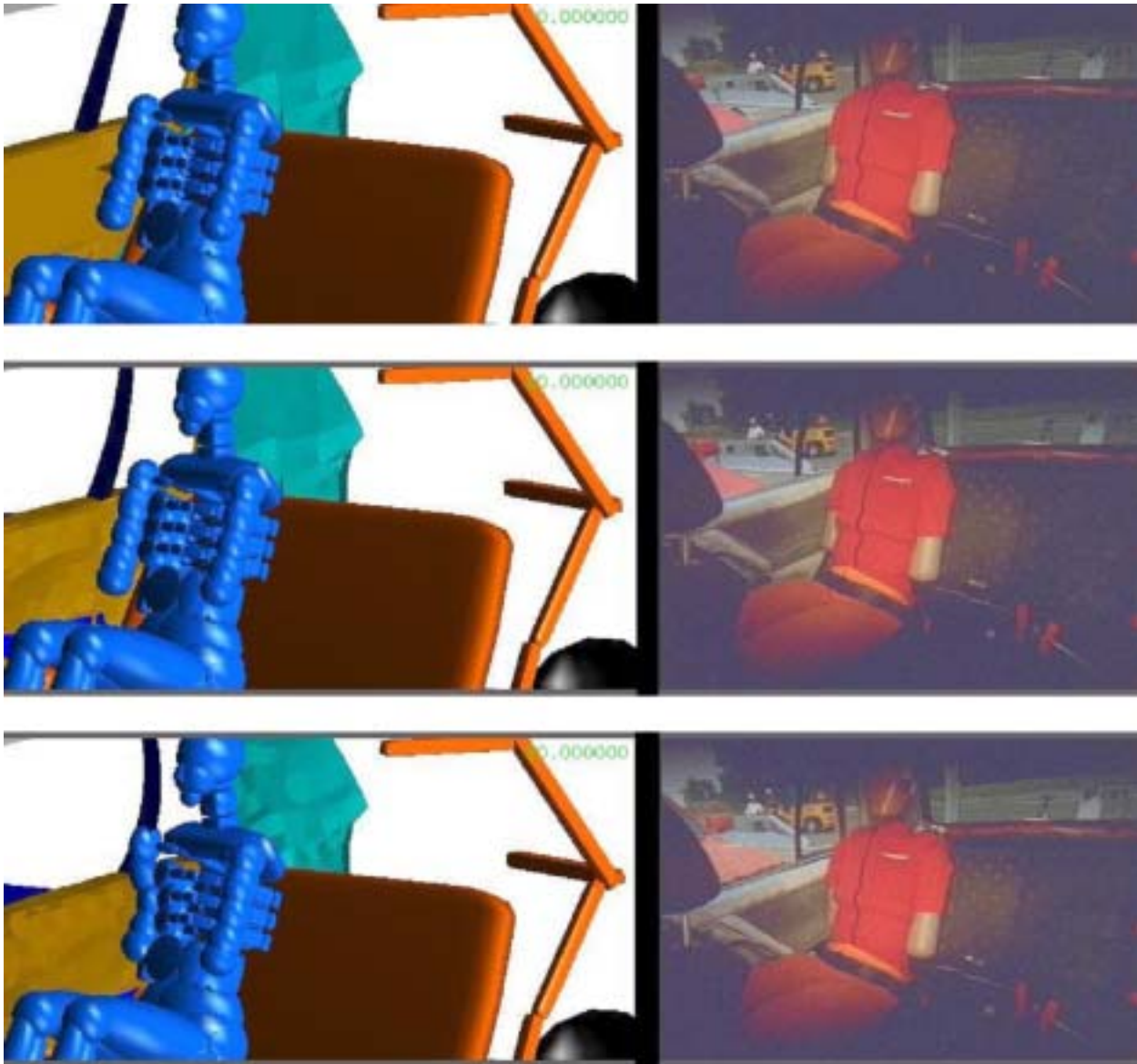


Abbildung 83: Bewegungsablauf des Passagiers numerisch / real bei 0, 10 und 20 Millisekunden

Außer diesen beiden Unterschieden ist das Ergebnis aus dem realen Validierungstest gut mit der Simulation vergleichbar. Es findet eine mathematisch positive Rotation um die Hochachse des VW Golf statt, welche sowohl in der Simulation, als auch im realen Test bei ca. 90° endet. Auch die leichte Ablenkung des aufprallenden Ford Escort von der Fahrtrichtung aus nach links ist in beiden Fällen zu beobachten. Ein Verhaken ist in der Simulation eines Aufpralls zwischen einem MKS- und einem FEM-Modell sehr schwierig abzubilden; dieses Verhaken ist aber in dem realen Test eingetreten. Der Stoß in der Simulation dagegen hat einen höheren elastischen Anteil. Doch trotzdem zeigen sich in beiden Fällen gute Übereinstimmungen in der Differenzgeschwindigkeit Δv der Fahrzeuge zueinander. In der Simulation liegt sie ab ca 80 ms bei 0 km/h, im realen Test in etwa zur gleichen Zeit.

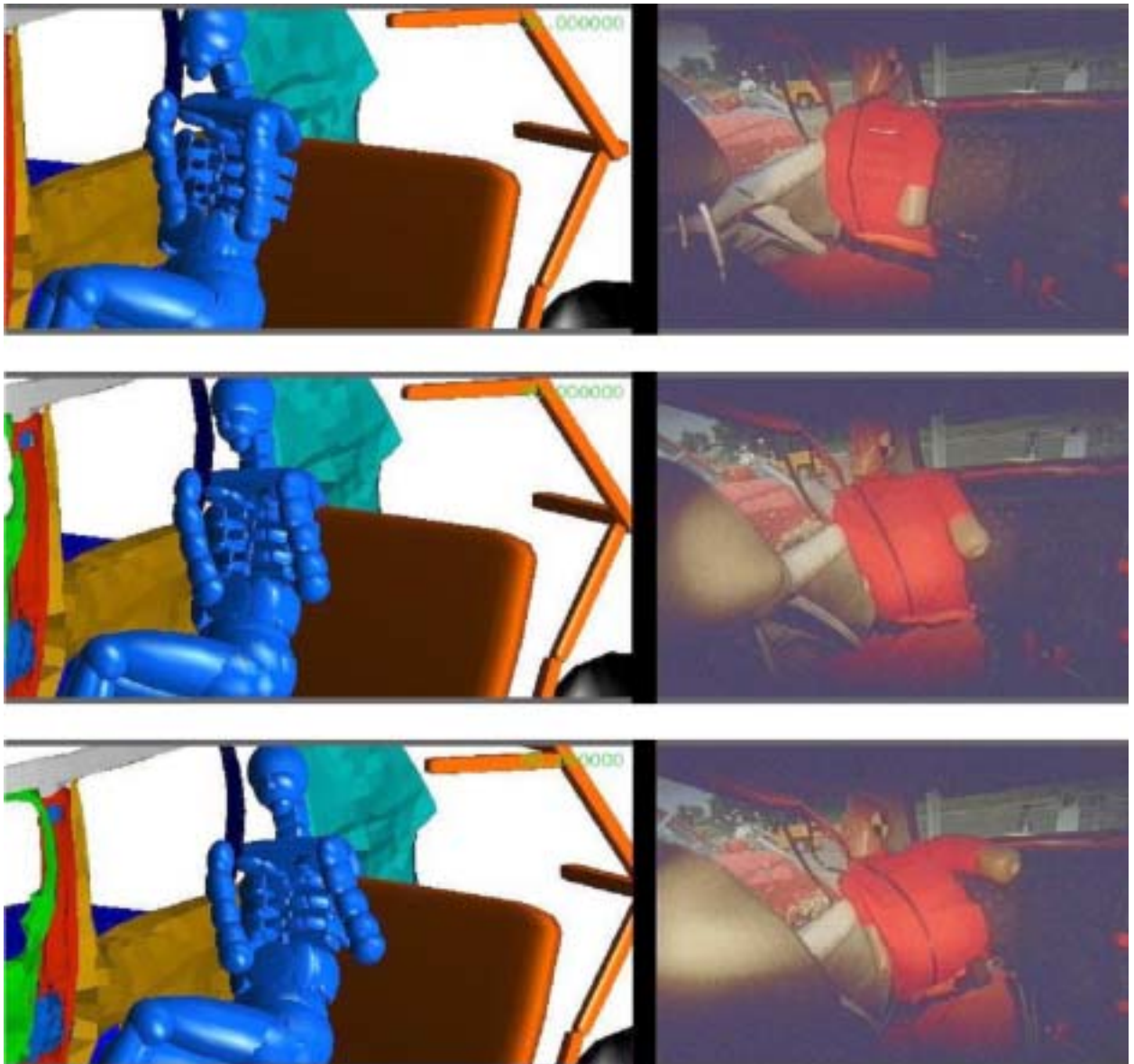


Abbildung 84: Bewegungsablauf des Passagiers numerisch / real bei 30, 40 und 50 Millisekunden

Insgesamt kann von einer guten Reproduktion der Simulation bezüglich der Fahrzeugbewegungen gesprochen werden.

Im Gegensatz zu den Untersuchungen der Fahrzeugbewegungen, wird die Kinematik der beiden EuroSID nur bis ca. 50 ms verglichen. Eine Bewertung darüber hinaus ist nicht sinnvoll, da die Insassenbelastungen bereits ihren höchsten Wert überschritten haben. Zusätzlich sind nach dem Ablauf dieser Zeit, die Dummies in den Aufnahmen des Realtests sehr schlecht zu erkennen und somit für den Vergleich nur bedingt geeignet. Des weiteren fehlt im numerischen Modell des VW Golf die Abbildung der Türverkleidungen, welche den anfänglichen Abstand des Dummies zur Tür reduzieren. Somit ist eine zeitliche Differenz zwischen der Simulation und dem realen Validierungstest gegeben, die den ersten Kontakt beider Dummies mit den Türen und

den Folgeablauf betrifft. Außerdem werden die Dummies im realen Test mit Beckengurten angeschnallt, um einen Mindestschutz für die im Innenraum befindliche Hochgeschwindigkeitskamera zu gewährleisten. Die Beckengurte haben eine großzügige Gurtlose. So ist während des Anfangs des Aufpralls keine Beeinflussung der Dummy-Bewegung zu erwarten, im späteren Verlauf jedoch nicht auszuschließen.

Trotz der oben beschriebenen Unterschiede ist auf den ersten Blick ein als gut bewertbares Ergebnis zu erkennen. Sowohl der Beifahrer, als auch der Passagier zeigen in der ersten Phase der Simulation und im realen Test eine gute Übereinstimmung in ihrer Kinematik. Unterschiede zeigen sich in der geringen zeitlichen Differenz; in der Simulation sind die gleichen Bewegungsabläufe der realen Dummies erst ca. 5 bis 10 ms später zu erkennen. Nach ca. 50 ms verhalten sich die numerischen Dummies schon deutlich unterschiedlich. Die Ursachen dafür wurden schon oben erwähnt. Hinzu addieren sich numerische Schwierigkeiten. Die Schulter des Dummies verfängt sich im Holm des Dreiecksfensters der hinteren Tür. Dies deutet auf ein Kontaktproblem zwischen Ellipsoiden und Knoten hin. Beim Beifahrer sind keinerlei numerische Probleme zu beobachten. Selbst das "Klemmen" des Körpers im Sitz zwischen eindringender Tür und Mittelkonsole des realen Dummies stimmt mit der Simulation überein, in der diese Gegebenheit durch den großen Ellipsoiden erreicht wird, der den Sitzseitenhalt darstellt.

Insgesamt kann von einer guten Übereinstimmung der Bewegungsabläufe beider Dummies gesprochen werden. Die Vergleichbarkeit kann weiter verbessert werden, wenn die Türverkleidungen modelliert und damit die Kontaktdefinitionen verbessert werden.

5.5.3 Vergleich der Deformation

Abbildung 85 bis Abbildung 87 zeigen die Deformation der Karosseriestruktur an den numerischen und realen Fahrzeugen im Vergleich. In Abbildung 88 und Tabelle 15 sind die Lage der Messstellen und die Höhe der Eindringung an diesen Messstellen in Y-Richtung des VW-Golf dargestellt. Die Auswertung der gemessenen und errechneten Deformation sind in diesem Fall besser zur Validierung geeignet, da sie genaueren Aufschluss darüber geben, inwieweit später eine strukturelle Verbesserung des gestoßenen Fahrzeugs erreicht werden kann.

Die Deformationsbilder beider Fahrzeuge führen zu einem ähnlich guten Ergebnis wie der Vergleich der Bewegungsabläufe. Wie aus Abbildung 85 bis Abbildung 87 zu ersehen ist, werden die Deformationsbilder sowohl des gestoßenen VW Golf, als auch des stoßenden Ford Escort im realen Validierungstest gut genähert.

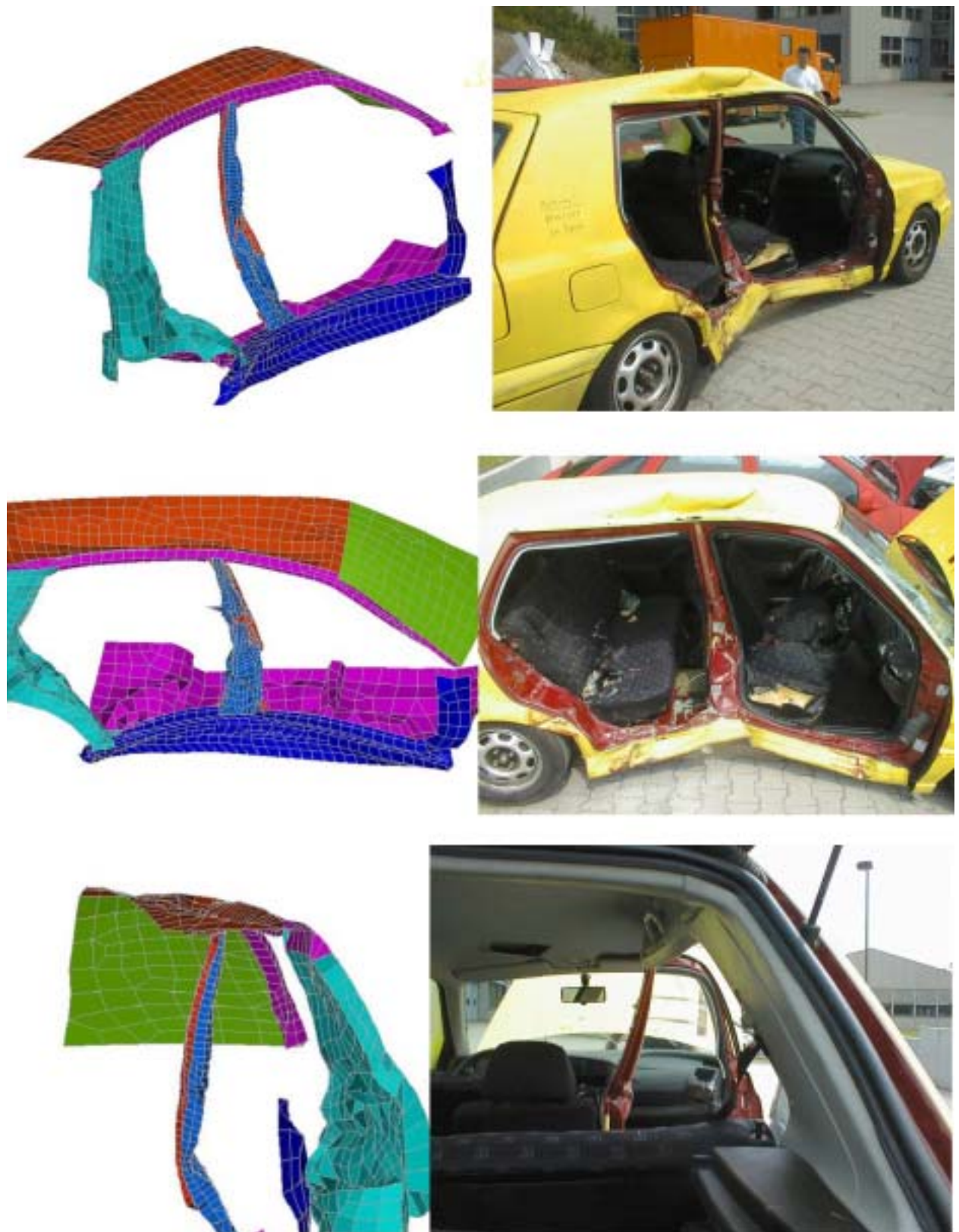


Abbildung 85: Karosseriedeformation des VW Golf aus verschiedenen Perspektiven im Vergleich numerisch / real



Abbildung 86: Karosseriedeformation des VW Golf aus verschiedenen Perspektiven im Vergleich numerisch / real

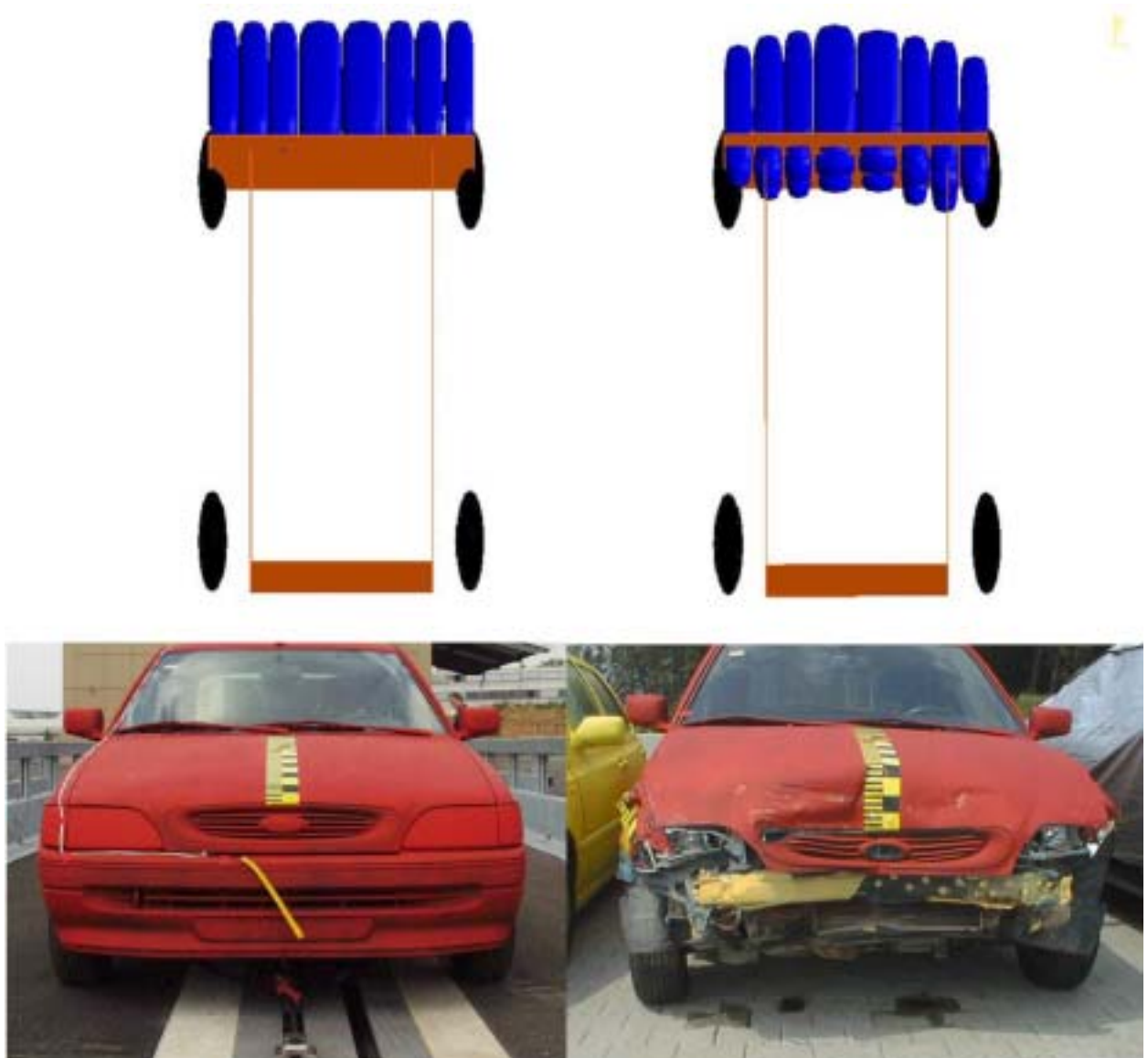


Abbildung 87: Karosseriedeformation des Ford Escort im Vergleich numerisch / real

Bedingt durch die Aufprallkonstellation erstreckt sich der größte Schaden am VW Golf zwischen der A- und C-Säule. Die sehr tiefe Intrusion in die Fahrgastzelle wird durch den Höhenunterschied zwischen Seitenschweller des gestoßenen Fahrzeugs und Längsträger des stoßenden Fahrzeugs stark begünstigt. Ein starkes Eindringen der B-Säule und eine somit bogenförmige Verformung sind die Folge. Das Verformungsbild der B-Säule ist in beiden Fällen (numerisch / real) gut miteinander vergleichbar. Die Bewegung der B-Säule in den Innenraum bewirkt eine starke Deformation des Seitenschwellers. Sowohl in der Simulation, als auch im realen Test wird dieser bis zum Kontakt des Blechs der Außenseite mit der Innenseite zusammengedrückt. Die Verformung in der Simulation sieht jedoch ein wenig bogenförmiger aus; dies kann mit der Definition der supports in Verbindung gebracht werden, die an den Enden des Seitenschwellers definiert wurden und keinen Verformungsweg erlauben. Mit der Deformation des Seitenschwellers wird auch eine Verformung des Bodenblechs

eingeleitet. Insgesamt ist sie gering und hat ihr Maximum am Fuß der B-Säule. Sehr erfolgreich ist auch die Reproduktion der Verformung des Bodenblechs im steifen Bereich der Rücksitzbank; hier zeigen Simulation und Realität gute Übereinstimmungen. Weniger vergleichbar ist die Deformation des Dachrahmens, insbesondere des Dachblechs. Das reale Fahrzeug zeigt eine etwas höhere Intrusion im Bereich der Vordertür und eine niedrigere Intrusion im Bereich der Hintertür als in der Simulation. Zudem beult sich das Dach im realen Test nach oben; in der Simulation ist dagegen eine Ausbeulung nach unten in den Innenraum zu kennzeichnen. Dies kann durch die fehlende numerische Abbildung der drei Bleche bedingt sein, die sich quer durch das gesamte Dach erstrecken. Die Näherung der Windschutzscheibe in der Simulation als tragendes, nicht versagendes Element über einen hohen E-Modul ist durch den realen Validierungstest bestätigt worden. Sie weist nur geringe Anzeichen von Versagen am Rande der A-Säule auf.

Insgesamt sind die Deformationsbilder der Simulation und des realen Validierungstests gut miteinander vergleichbar; trotz fehlender CAD-Zeichnungen kann das FEM-Modell des VW Golf als eine gute numerische Abbildung des realen Fahrzeugs angesehen werden. Der wichtigste Unterschied nach Abbildung 88 und Tabelle 15 besteht in der größeren Verformung an den Punkten B5 und C5 bei dem Simulationsmodell, also am hinteren Radlauf. Dieser Bereich ist bei dem FEM-Modell auf Grund nicht modellierter Versteifungsbleche zu weich. Die allgemeine leichte Tendenz, dass der Seitenschweller in der Simulation stärker deformiert ist und dafür die Deformation darüber geringer ausfällt, deckt sich mit dem Umstand, dass die Schwerpunkt-Hochverlagerung durch Dummies und Hochgeschwindigkeitskameras in der Simulation nicht berücksichtigt wurden (vergl. Kapitel 5.5.2). Geringere Abweichungen im Bereich des Dachrahmens kommen von der nur begrenzt abgebildeten Dachfläche. Die hauptsächlich betroffene Struktur des Schwellers und die tiefste Intrusion der B-Säule sind jedoch mit Abweichungen von etwa 10 % hinreichend genau abgebildet.

Im Gegensatz zum FEM-Modell des VW Golf können keine Details an der Deformation des Ford Escort verglichen werden, dessen numerisches Abbild des Vorderwagens mittels 22 Ellipsoiden nur einen ungefähren Vergleich erlaubt. Doch auch die Deformationsbilder des realen Ford Escort und dessen MKS-Modells zeigen hinreichende Übereinstimmung. Bei absolut geringen Verformungstiefen ist sowohl am MKS-Modell, als auch am realen Fahrzeug die in Fahrtrichtung gesehen rechte Hälfte der Fahrzeugfront schwerer betroffen als die linke.

Abschließen kann festgestellt werden, dass die Simulationen der Parametervariation in Kapitel 5 als durch den Real-Test validiert gelten können.

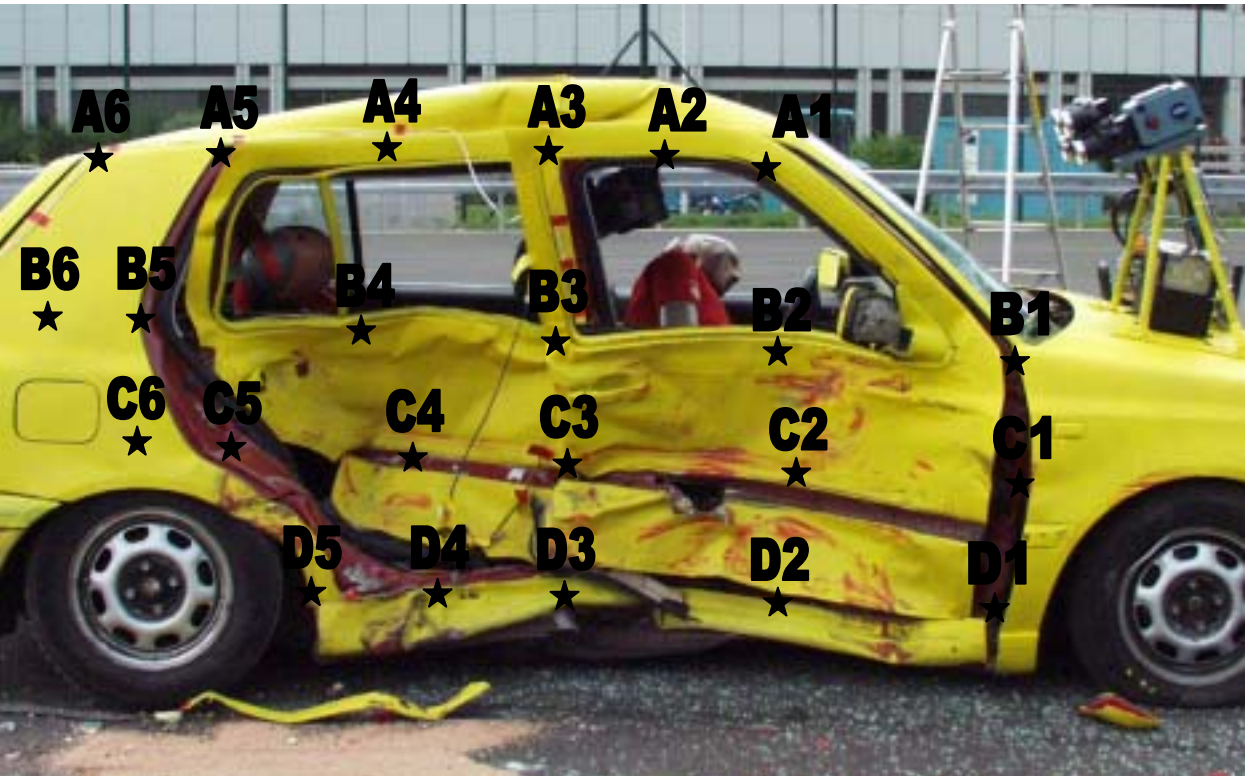


Abbildung 88: Lage der Vermessungspunkte des deformierten Fahrzeugs

Deformationen im Realtest

	6	5	4	3	2	1
A	0	65	130	180	85	35
B	5	10	470	405	385	5
C	5	55	515	335	315	5
D		40	145	240	130	5

Deformationen in der Simulation

	6	5	4	3	2	1
A	3	39	94	101	62	24
B	24	87	453	404	391	4
C	7	136	530	381	335	19
D		38	166	223	141	18

Abweichung von Simulation zur Realität (gerundet)

	6	5	4	3	2	1
A	3	-26	-36	-79	-23	-11
B	19	77	-17	-1	6	-1
C	2	81	15	46	20	14
D		-2	21	-17	11	13

Abweichung von Simulation zur Realität (Prozent)

	6	5	4	3	2	1
A	Div/0	-40%	-28%	-44%	-27%	-31%
B	380%	770%	-4%	0%	2%	-20%
C	40%	147%	3%	14%	6%	280%
D		-5%	14%	-7%	8%	260%

Tabelle 15: Y-Deformationen von realem und simuliertem Validierungstest

6 Verbesserung der Kompatibilität

In diesem Kapitel werden zunächst allgemeine Konzepte zur Verbesserung der Kompatibilität zusammengetragen und erörtert. Anschließend wird ein exemplarischer Ansatz weiterverfolgt und durch gezielte Parametervariationen optimiert. Abschließend wird ein Validierungstest durchgeführt und die Ergebnisse von Simulation und realem Test verglichen.

6.1 Konzepte zur Verbesserung der Kompatibilität

In vielen Studien bezüglich des Seitenaufpralls wurden zahlreiche Lösungsvorschläge erarbeitet und auch realisiert (/ 27 /, / 28 /, / 32 /, / 33 /). Die Sicherheit auf diesem Sektor hat sich beträchtlich erhöht, obwohl der Seitenaufprall Fahrzeug/Fahrzeug oder Fahrzeug/Hindernis weiterhin ein dringendes Problem darstellt. Allgemeines Ziel stellt hierbei die Minimierung der Intrusionen, sowie deren Verteilung dar, um die Schwere von Aufprallunfällen und insbesondere die Verletzungsschwere der Fahrzeuginsassen zu verringern(/ 28 /, / 32 /, / 33 /).

Die meisten Lösungsvorschläge zur Annäherung an bessere Kompatibilität gehen in die Richtung, die Lage von wichtigen Strukturen zum Abbau von Energie beider Fahrzeuge aufeinander abzustimmen, ebenso wie deren Steifigkeit und Kontur (/ 5 /). Vielfach wurde darüber diskutiert diese Strukturen per Gesetz in ihrer Höhe und Lage zu vereinheitlichen, um die Gefahr des Verfehlens untereinander zu verringern. Das stellt jedoch eine so erhebliche Einschränkung der gestalterischen Freiheit und Konzeptmöglichkeiten dar, dass es fraglich erscheint, ob dies praktisch umgesetzt werden kann.

Die gleiche Problematik ergibt sich bezüglich der Masse: Gerade in den letzten Jahren ist die Vielzahl der unterschiedlichen Fahrzeugkonzepte noch einmal stark angestiegen, z.B. Micro-Cars, Vans, Geländefahrzeuge oder geländegängige Limousinen (/ 3 /, / 6 /, / 8 /, / 7 /, / 11 /). Aufgrund der vielen unterschiedlichen Konzepte wird es kaum möglich sein, eine Vereinheitlichung der Masse zu erreichen, was ohne Zweifel insbesondere im Frontalaufprall einen Fortschritt darstellen würde. Wie bereits erwähnt, spielt zudem die Masse beim Seitenaufprall nach wie vor eine eher untergeordnete Rolle.

Beim Seitenaufprall bestehen die Lastpfade des gestoßenen Fahrzeugs aus der Tür, dem Schweller, Bodenblech, Querträgern, Dach und den Säulen. Hierbei beeinflusst die strukturelle Geometrie- und Steifigkeitscharakteristik der stoßenden Fahrzeugfront die Effektivität dieser Lastpfade, und damit das Verletzungsrisiko für die Insassen. Für bessere Insassensicherheit ist es erstrebenswert, die Kräfte durch Schweller und Säulen zu übertragen. Obwohl die Türen ihren Teil zum Energieabbau beitragen, ist es nötig deren Verformung so niedrig wie möglich zu halten (/ 5 /). Die Frontpartie des stoßenden Fahrzeugs muss für optimale Ergebnisse mit einbezogen werden, und sollte

so gestaltet sein, dass die Lastpfade mit Hilfe des Schwellers unterhalb des Insassen liegen. Dabei müssen diese auch bei einer vertikalen Bewegung des gestoßenen Fahrzeugs aufrecht erhalten werden. Eine Verstärkung des Fahrzeugbodens erscheint deshalb nötig.

Sollte eine signifikante Lasteinleitung oberhalb des Schwellers stattfinden, so sollte sie großflächig und bestmöglich verteilt sein. Konzentrierte Einleitung, wie z.B. von den Längsträgern, ist wegen Durchdringung der Tür und damit hohem Verletzungsrisiko im Becken- und Brustbereich zu vermeiden. Zur Verhinderung von konzentrierten Lasteinleitungen ist eine homogene frontale Steifigkeit vorteilhaft. Eine solche Fahrzeugfront ermöglicht eine Überbrückung der Lücken zwischen den Säulen und kann damit die Intrusionen verringern. Angesichts solcher Wirkung relativiert sich die Aggressivität, welche durch steife Frontstrukturen entsteht. Eine inhomogenere, z.T. weichere Front würde tiefer in die Seite eindringen. Demonstriert wurde dies in Tests, in denen sowohl EEVC- als auch NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration)-Seitenbarrieren eingesetzt wurden.

Um das dabei geschaffene Potenzial voll nutzen zu können, ist jedoch die Verbesserung der Interaktion zwischen den wichtigen Strukturen unabdingbar. Das EEVC hat 1997 eine Arbeitsgruppe ins Leben gerufen (WG 15 Compatibility), welche unter anderem den Einfluss der Parameter des stoßenden Fahrzeugs untersucht (/ 11 /). Mit Hilfe mathematischer Modellierung wurden die Seite eines Fahrzeugs, ein EUROSID und eine mobile deformierbare Barriere (MDB) nach europ. Standard abgebildet.

Die Parametervariierung bezog sich auf

1. Barrierenaufprallpunkt.
2. Barrierenmasse.
3. Geometrie der Barrierenfront.
4. Barrierensteifigkeit.

Eine Verschiebung des Aufprallpunkts nach unten reduzierte die Verletzungskriterien des EUROSID, da eine bessere Interaktion der Barriere mit dem Schweller gegeben war. Eine Anhebung brachte einen gegenteiligen Effekt, der Schweller wurde von der Barriere überfahren. Eine Veränderung der Masse beeinflusste die Verletzungskriterien nicht wesentlich. Dieses Ergebnis war zu erwarten, andere Studien kamen zu einem ähnlichen Schluss (vergleiche auch / 9 /, / 12 /). Ursächlich hierfür war, dass sich die verletzungsrelevanten Belastungen innerhalb der ersten 40 ms ereigneten, während die Lastübertragung zwischen den beiden Fahrzeugen erst nach etwa 80-100 ms abgeschlossen war. Einfache geometrische Veränderungen, wie Ebnung der Barrierenfront, brachten keine signifikanten Effekte. Wurde jedoch die Steifigkeit modifiziert, so änderte sich das Resultat entscheidend. Eine generelle Versteifung ließ

alle Messwerte ansteigen, eine Versteifung nur der oberen Bereiche noch stärker. Bei Versteifung des unteren Bereichs reduzierten sich die Brustmesswerte. Resultierend ließ sich feststellen, dass eine gute Interaktion der lastführenden Strukturen unabdingbar ist, obwohl eine experimentelle Validierung noch ausstand.

Die Front eines modernen Fahrzeugs ist üblicherweise so konstruiert, dass sie vor dem strukturellen Kollaps 2 bis 5 mal so viel Energie aufnehmen kann, wie die Seite (/ 13 /). Im Gegensatz zum Frontalaufprall, bei dem die Geschwindigkeitsänderung der beteiligten Fahrzeuge die Stärke des Aufpralls bestimmt, ist dies beim Seitenaufprall die Geschwindigkeit der vertikalen Oberfläche des eindringenden Fahrzeugs auf den Insassen, also die Relativbewegung zwischen der Seitenwand und dem getroffenen Fahrzeug oder die Intrusion (/ 14 /). Dabei ist die Intrusionsgeschwindigkeit wesentlich höher, als die Geschwindigkeitsänderung des Schwerpunkts des stoßenden Fahrzeugs. Bemühungen die Sicherheit im Seitenaufprall zu verbessern müssen also dahingehend erfolgen, die Kontaktgeschwindigkeit von Insasse/Seitenwand zu verringern (Abbildung 89).

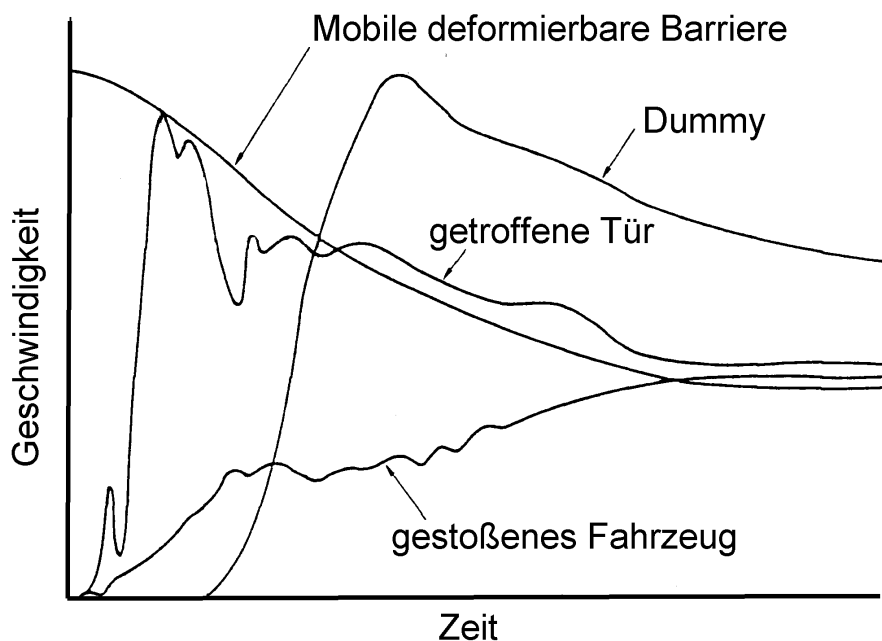


Abbildung 89: Prinzipieller Verlauf der Geschwindigkeiten der Barriere, des Dummys, des gestoßenen Fahrzeugs und dessen Tür beim Seitenaufprall (/ 14 /)

Dies kann geschehen, indem entweder die Widerstandsfähigkeit der Seitenwand erhöht, oder die Steifigkeit der Fahrzeuge beim Frontalaufprall verringert wird. Unterstützend sollte die Tür mit Polstern ausgestattet werden, um die Kontaktfläche mit dem Insassen möglichst groß zu gestalten und damit das Verletzungsrisiko niedrig zu halten.

6.2 Nutzung des Seitenschwellers zur Energieaufnahme

Im Rahmen dieser Arbeit wird eine existierende Karosserie modifiziert und in einem realen Crashversuch untersucht. Da eine komplette Überarbeitung oder Konstruktion eines Fahrzeugs den Rahmen einer Arbeit dieser Art sprengen würde, beschränken sich die hier gemachten Vorschläge auf einzelne Bereiche. Im Hinblick auf einen möglichen realisierbaren Serieneinsatz sollten sämtliche Modifizierungen mit einfachen und kostengünstigen Mitteln durchgeführt werden können. Ferner darf das Gewicht des Fahrzeugs nicht negativ beeinflusst werden, und die Idee sollte prinzipiell auf alle Pkw übertragbar sein. Es kann nicht das Ziel sein, zusätzliche Sicherheit mit gravierenden Nachteilen z.B. in Design, Verbrauch und Anschaffungskosten zu erkaufen.

6.2.1 Grundidee

Es ist klar geworden, dass eine hauptsächliche Ursache von Inkompatibilitäten beim Seitenaufprall in dem Umstand gründet, dass die Seite eines Pkw aufgrund fehlenden Materials nur wenig Energieaufnahme und Struktursteifigkeit aufbringen kann. Der naheliegendste Schritt wäre eine Erhöhung der Steifigkeit möglichst weiter Bereiche der Seitenwand, wie es von den Herstellern auch häufig schon praktiziert wurde. Der Ansatz in dieser Arbeit basiert auf einer Aussteifung verschiedener Bauelemente, um gezielt die Energieaufnahme des seitlich getroffenen Fahrzeugs zu erhöhen und damit die Verteilung der Energieaufnahme zwischen stoßendem und getroffenem Fahrzeug zugunsten des gestoßenen Fahrzeugs zu verschieben. Gleichzeitig soll die ursprüngliche Maximalintrusion nicht überschritten werden. Der seitliche Schweller des gestoßenen Fahrzeugs, welcher schon als einer der Haupt-Energieaufnehmer konzipiert ist, soll deshalb modifiziert werden. Eine Veränderung weiterer Bauteilbereiche wird nicht angestrebt, um zu große Überlagerungen verschiedener Einflüsse zu vermeiden. Neu ist hierbei die Art der Aussteifung. Während viele Fahrzeughersteller zusätzliche Bleche, Rohre oder erhöhte Blechstärken nutzen, werden hier die überaus günstigen Eigenschaften von Kunststoff-Schäumen genutzt, indem das genannte Bauteil von innen ausgeschäumt wird. So ist nicht mehr nur das Blech des Bauteils an der Energieaufnahme beteiligt, der Schaum kann durch seine Deformation zusätzlich einen erheblichen Anteil dazu leisten. Es entsteht ein Crashelement, welches bei gleichen Abmessungen und Design eine zusätzliche Energieaufnahme ermöglicht / 34 /.

6.2.2 Schaumeigenschaften

Schaumstoffe werden seit langem in vielfältigen Verarbeitungsformen für verschiedenste Einsatzbereiche genutzt. Insbesondere werden ihre energieabsorbierenden Eigenschaften im Bereich der passiven Sicherheit genutzt. Charakteristisch für Schäume ist dabei ihre hohlzellige Struktur und das daraus resultierende geringe Gewicht. Weit gefächert ist dagegen die Rohstoffbasis, Art und Entstehung der Zellstruktur, sowie ihr Verwendungszweck. Wissenschaftlich wird der

Schaum umschrieben als "feine Verteilung eines Gases in einer Flüssigkeit". Im landläufigen Sprachgebrauch umfasst der Begriff Schaum jedoch nicht nur schäumende Flüssigkeiten, sondern auch "porenhaltige Feststoffe" oder besser "feste Körper mit Zellstruktur". Im Fahrzeugbau haben sich vor allem Polyurethan-Kunststoffe weltweit etabliert und gehören mittlerweile zu den meistverwendeten Gruppen von Kunststoffen. Pro Fahrzeug werden, je nach Klasse, durchschnittlich 18 kg eingesetzt. Polyurethane sind vor allem als Schaumstoffe, Elastomere und massive Formteile bekannt. Darüber hinaus spielen sie als PUR-Lacke und Anstrichstoffe, als Klebstoffe, Beschichtungsmaterialien, Elastifikatoren für andere Kunststoffe und schließlich als Fasern eine Rolle bei technischen Anwendungen.

Deutlich wird die Vielzahl an Zustandsformen, sowie möglichen Eigenschaften. Grob lassen sich dabei die Schaumstoffe in Weich-, Hart- und Integralschaumstoffe unterteilen. Die Gruppe der Hartschaumstoffe weist bei Druckbeanspruchung einen relativ hohen Verformungswiderstand auf. Ihr Aufbau aus geschlossenen Zellen ermöglicht diesen Verformungswiderstand bei sehr geringem spezifischen Gewicht.

Ein typisches Leistungsmerkmal für Energie absorbierende Schaumstoffe ist die Härte als Maß für den Widerstand, den das Material seiner Verformung entgegensetzt. Das Spannungs-Verformungs-Diagramm verdeutlicht die Eigenschaften eines Schaumstoffs (Abbildung 90).

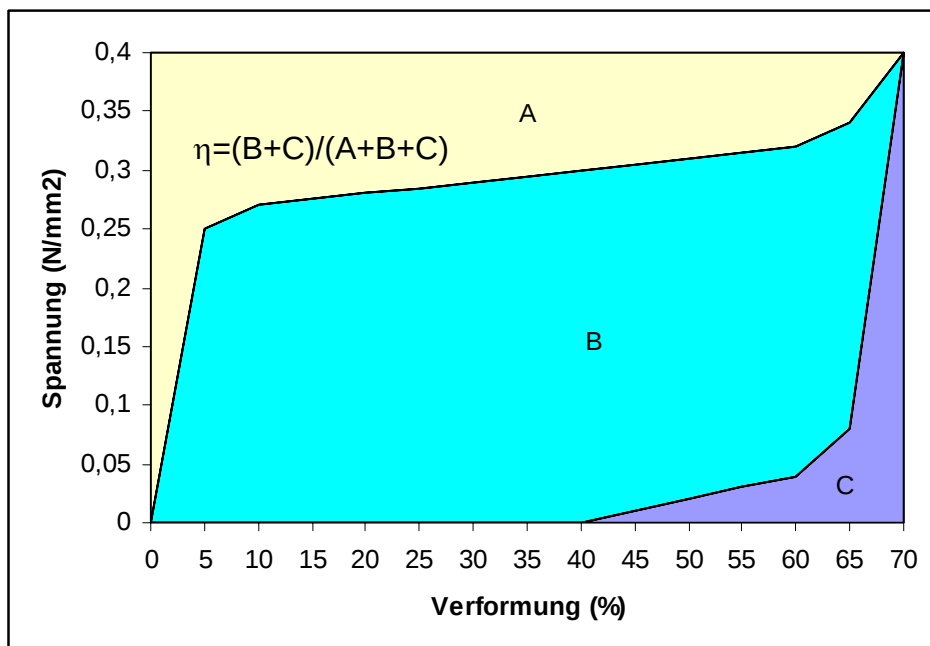


Abbildung 90: Wirkungsgrad eines Schaumstoffes anhand eines Spannungs-Verformungs-Diagrammes, / 35 /

Die von der Kurve eingeschlossene Fläche des gemessenen Materials stellt die absorbierte Energie dar. Dies in Relation gesetzt zur Fläche des Rechtecks aus Maximalspannung und -weg wird als Wirkungsgrad definiert. Höhere Wirkungsgrade bedeuten in der Praxis eine höhere Sicherheitsreserve durch größere Energieabsorption bei gleichem Materialeinsatz. Alternativ ermöglicht ein höherer Wirkungsgrad einen geringeren Materialeinsatz, wenn die zu absorbierende Energie vorgegeben ist. Dies ist um so mehr ein Vorteil, je weniger Bauraum zur Energieabsorption zur Verfügung steht. Für die automobilen Praxis sind energieabsorbierende Schaumstoffe nötig, deren Kraft-/Verformungskennlinien ein breites Plateau aufweisen und damit einem rechteckigen Verlauf sehr nahe kommen.

Schaumstoffe mit einer solchen Charakteristik sind in der Lage, bis hin zu hohen Unfallschweren noch Energie aufzunehmen.

Die Absorption der Energie kann dabei auf dreierlei Wegen erfolgen.

- Viskoelastisches Verhalten der Zellstruktur,
- Luftaustausch in den Zellen,
- Bruch der Zellstege.

Je nach Anwendungsziel können Systeme eingesetzt werden, die entweder durch alle drei Möglichkeiten, durch eine, oder durch eine beliebige Kombination der drei Möglichkeiten Energie aufnehmen. Wichtig ist außerdem eine gewisse Unempfindlichkeit der Eigenschaften gegenüber Temperatureinflüssen. Tests haben ergeben, dass im Temperaturbereich zwischen -30 °C und +70 °C nur geringe Änderungen der mechanischen Eigenschaften zu erwarten sind. Ebenfalls nur geringe Änderungen sind bei Wasseraufnahme des Schaumstoffs zu beobachten.

Die Aufprallgeschwindigkeit hat hingegen Einfluss auf die Verformungseigenschaften des Schaumstoffs:

Ist ein Einfluss auf die Druckkennlinie im unteren Geschwindigkeitsbereich (bis 10 km/h) nur tendenziell feststellbar (im Vergleich zu quasistatischen Druckversuchen ergeben sich geringfügig höhere Druckspannungen im Plateaubereich), so verschieben sich die Druckspannungen bei höheren Geschwindigkeiten zu höheren Werten. Bei steigenden Geschwindigkeiten kann also auch mehr Energie aufgenommen werden. Dieser Effekt beruht darauf, dass der Luftaustausch zwischen den Zellen bei schneller Druckbelastung durch den ansteigenden Luftwiderstand stärker behindert wird.

Die folgenden Ausführungen sollen sich nun speziell auf das verwendete Material oder Produkt beziehen, da zum Teil erhebliche Unterschiede in den Werkstoffeigenschaften auftreten. Die verschiedenen Systeme lassen sich bezüglich ihrer Eigenschaften sehr speziell auf jeweilige Anforderungen einstellen, mit dem Vorteil, dass man individuelle

Lösungen mit besten Ergebnissen erzielen kann.

6.3 Parametervariation zur Optimierung der Schaumcharakteristik

Um die optimalen Eigenschaften des Verstärkungsschaums festlegen zu können werden Simulationen mit dem zuvor validierten Modell der Serie 3 (Trefferlage Mitte B-Säule, tief) durchgeführt. Hierbei wird der seitlich getroffene Schweller des Golf mit Elementen gefüllt, deren Eigenschaften denen verschiedener Schäume entsprechen.

Der Auswahl des Schaums liegt die folgende überschlägige Berechnung zu Grunde:

Die für den Seitenaufprall angenommene maximal beaufschlagte Querschnittsfläche des Seitenschwellers beträgt:

$$100mm * 1000mm = 100.000mm^2$$

Ein Fahrzeug mit einer Masse von 1t stützt (angenommene) $\frac{2}{3}$ der auftretenden Kräfte im Frontalaufprall über die Längsträger und Strukturen in deren Höhe ab. Sie beläuft sich bei einer Beschleunigung von (üblich für Fahrzeugvorderwagen) 30 g auf:

$$F = 1000kg * \frac{2}{3} * 30 * 9,81 = 200.000N$$

Die Kraft die nötig ist, den Seitenschweller zu deformieren, darf nicht höher werden als diese Kraft, da ansonsten keine Energieaufnahme stattfindet und der Seitenschweller lediglich in die Fahrgastzelle hineingedrückt wird, ohne Energie zu verzehren oder seinen Querschnitt zu verringern. Demzufolge sollte der auszuwählende Schaum unter einem Druck von maximal 2 N/mm² versagen.

Der ausgewählte Schaum Bayfill LP.PU61IF05 verhält sich im quasistatischen Druckversuch als geschnittener Probekörper 50x50x50 nach dem Diagramm in Abbildung 91. Er wurde mit Zusatzstoffen speziell auf die vorliegenden Anforderungen zugeschnitten, d.h. energieabsorbierende Eigenschaften und insbesondere die Verlängerung der Aufschäumdauer um den Schaum ausreichend lange verarbeiten zu können.

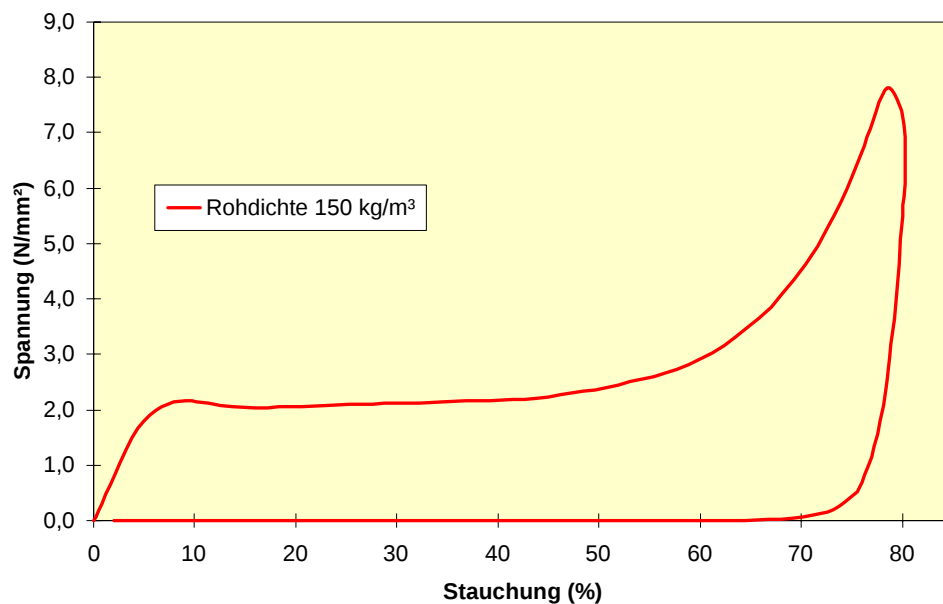


Abbildung 91: Mechanische Eigenschaften eines eingesetzten Schaums, / 35 /

Man kann gut das Plateauverhalten erkennen: Die Kraft baut sich früh auf, um einen hohen, über eine weite Stauchung etwa konstanten Wert zu erreichen, bevor die Kraft bei Kollabieren der inneren Struktur stark ansteigt.

Eine Abschätzung, wie viel Energie der Schaum maximal in dieser Konfiguration absorbieren könnte zeigt, dass unter der Voraussetzung, dass der Schweller bis zu einer Tiefe von 150 mm eingedrückt wird, bis zu 30.000 Joule umgesetzt werden können. Dies entspricht etwa 50 % der Energie eines EEVC Seiten-Tests.

Die Optimierung der Modifikation beinhaltet die Abstimmung der Dichte des Schaums auf den konkreten Belastungsfall, um Energie durch Zusammendrücken des Schaums umzusetzen. Ausgehend von Schaum mit einer Rohdichte von 150 kg/m^3 (Maximalfall), wird die Dichte des Schaums in mehreren Schritten herabgesetzt, wobei sich die Änderung der Verformungseigenschaften in etwa linear zur Änderung der Dichte verhält. Verglichen werden visuell die Deformationen anhand von Animationen, sowie graphisch Geschwindigkeiten und Intrusionstiefen von Punkten auf Schweller und Tür. Gegenübergestellt werden hier Ausführungen ohne Füllung, sowie mit jeweils 150 kg/m^3 bzw. 50 kg/m^3 Schaum. Die Füllung des Schwellers mit einer Schaumdichte von 50 kg/m^3 stellt zugleich das optimale Ergebnis dar, welches in diesem Rahmen möglich ist. Abbildung 92 zeigt die mechanischen Eigenschaften eines Schaums mit der Dichte von 50 kg/m^3 , wie er in der Simulation zugrundegelegt wird. Mit diesem Schaum ergibt sich eine maximal durch den Schaum absorbierte Energie von 10.000 Joule (etwa 15 % eines EEVC Seitentestes).

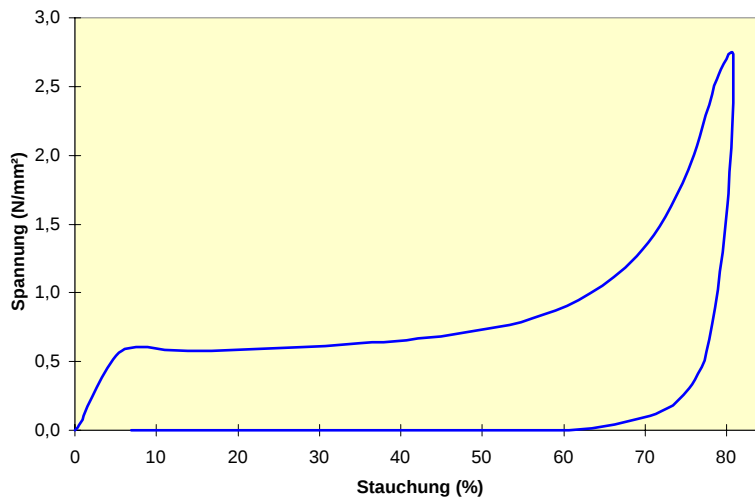


Abbildung 92: Mechanische Eigenschaften bei einer Schaumdichte von 50 kg/m³ (Simulationsvorgaben)

6.4 Bewertung des Konzeptes zur Verbesserung der Kompatibilität im Seitenaufprall anhand der Ergebnisse der Parametervariationen

Im Folgenden werden die Resultate der Simulationen mit Schaumdichten von 150 kg/m³, 50 kg/m³ und ohne Schaumfüllung miteinander verglichen und die Unterschiede bewertet. Dies geschieht zunächst anhand optischer Auswertung des Eindringverhaltens (Abbildung 93 und Abbildung 94) und anschließend durch Vergleich der Messwerte (Abbildung 95). Abbildung 93 stellt eine Sequenz der Simulationsanimation dar. Sie zeigt die rechte Seitenwand des VW Golf entgegen der Fahrtrichtung in einem Zeitraum von 0 bis 35 ms. Die jeweiligen Zeitpunkte sind auf den Abbildungen links oben angegeben. Verschiedene Baugruppen sind zum besseren Vergleich farblich den schon gezeigten Bildern angeglichen. Die entsprechende Ausführung steht unterhalb der ersten Sequenz.

Anhand der Sequenzfolge lässt sich gut das unterschiedliche Verhalten der verschiedenen Ausführungen untereinander vergleichen. Schon nach 15 ms zeigt sich ein deutlicher Unterschied im Intrusionsverhalten der B-Säule. In der unmodifizierten Ausführung ist die B-Säule bereits weiter in den Innenraum eingedrungen, wobei sich die beiden modifizierten kaum sichtbar unterscheiden. In der weiteren Abfolge verdeutlicht sich dieses Verhalten noch. Auch an der Dachanbindung zeigt die B-Säule größere Verschiebungen in der unmodifizierten Ausführung.

Die folgenden Sequenzen (Abbildung 94) zeigen den Unterboden, Schweller und hintere Seitenwand jeweils in den Ansichten von unten und oben. Die Zeit ist auch hier wieder oben rechts eingeblendet. Deutlich ist zu sehen, dass der unverstärkte Schweller direkt zu Anfang durch die Front des Ford eingedrückt, und früh flach gedrückt wird.

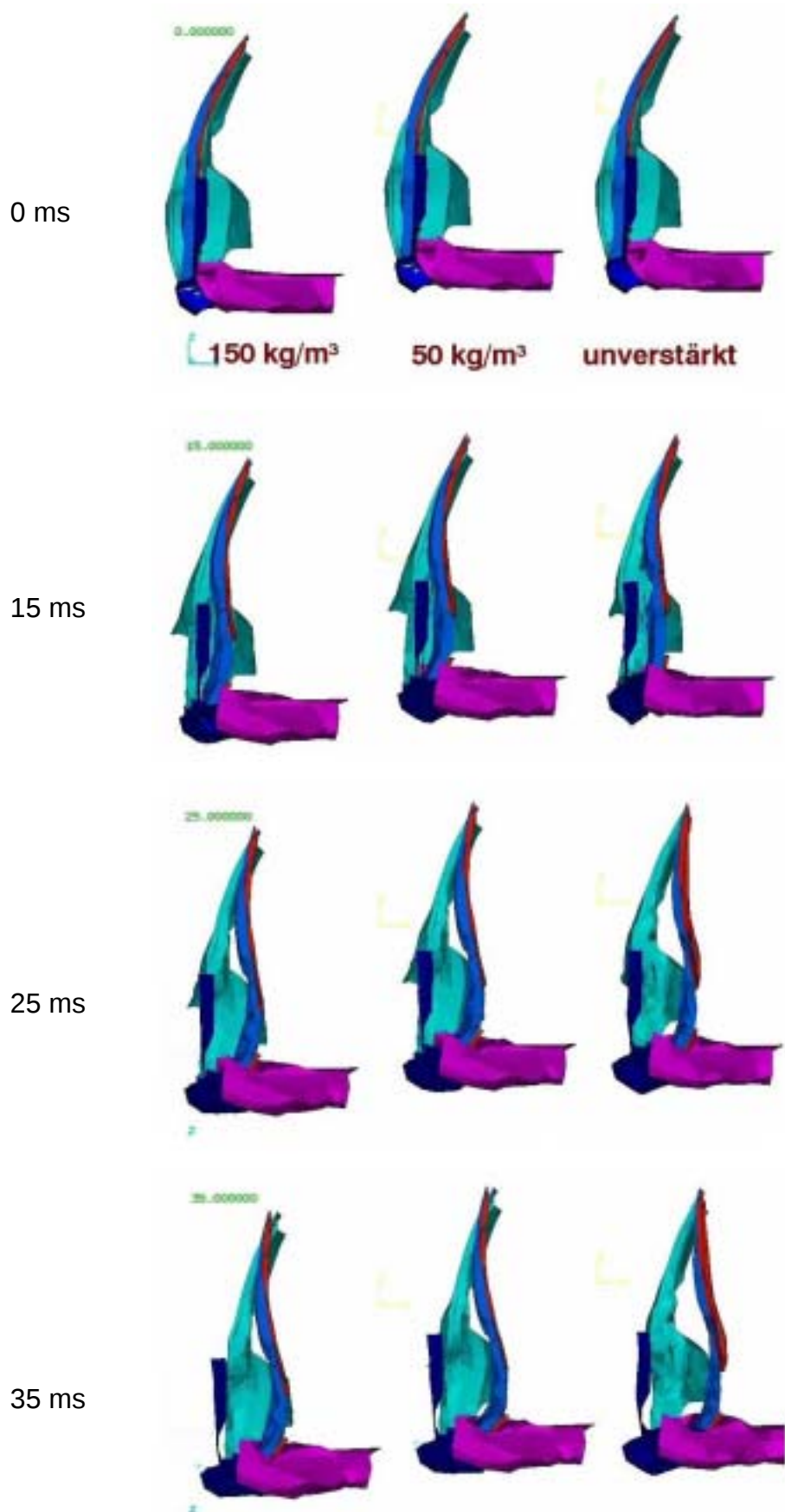


Abbildung 93: Intrusionsverhalten der B-Säule mit jeweils 150 kg/m³-bzw. 50 kg/m³- und ohne Schaum (Ansicht von vorne)

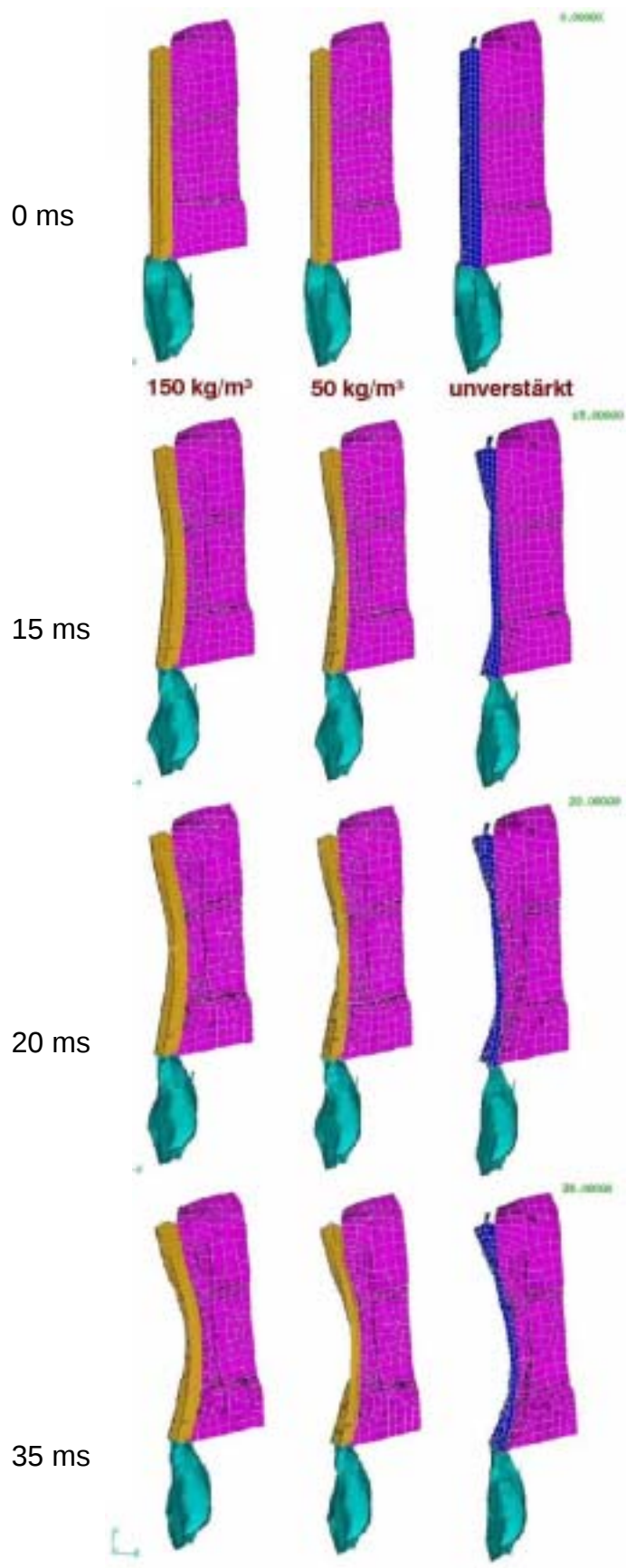


Abbildung 94: Deformationsvergleich des Unterbodens (Ansicht von unten)

Die modifizierten Modelle zeigen kaum oder weit weniger Stauchung. Dagegen geht beim unmodifizierten Fahrzeug der Unterboden relativ spät in die Deformation, wobei dies bei den modifizierten direkt zu Anfang geschieht, erkennbar an den Faltenbeulen. Dieses Verhalten gründet im gesteigerten Energieaufnahmevermögen des ausgeschäumten Schwellers. Die Simulation zeigt die größte Gesamtdeformation des Unterbodens am Modell des Originalfahrzeugs, gefolgt vom 150er Schaum-Modell. Das Modell mit dem 50er Schaum hat die im Vergleich geringsten Verformungen. Das positive Verhalten der B-Säule ist auf diesen Sequenzen ebenfalls gut zu verfolgen.

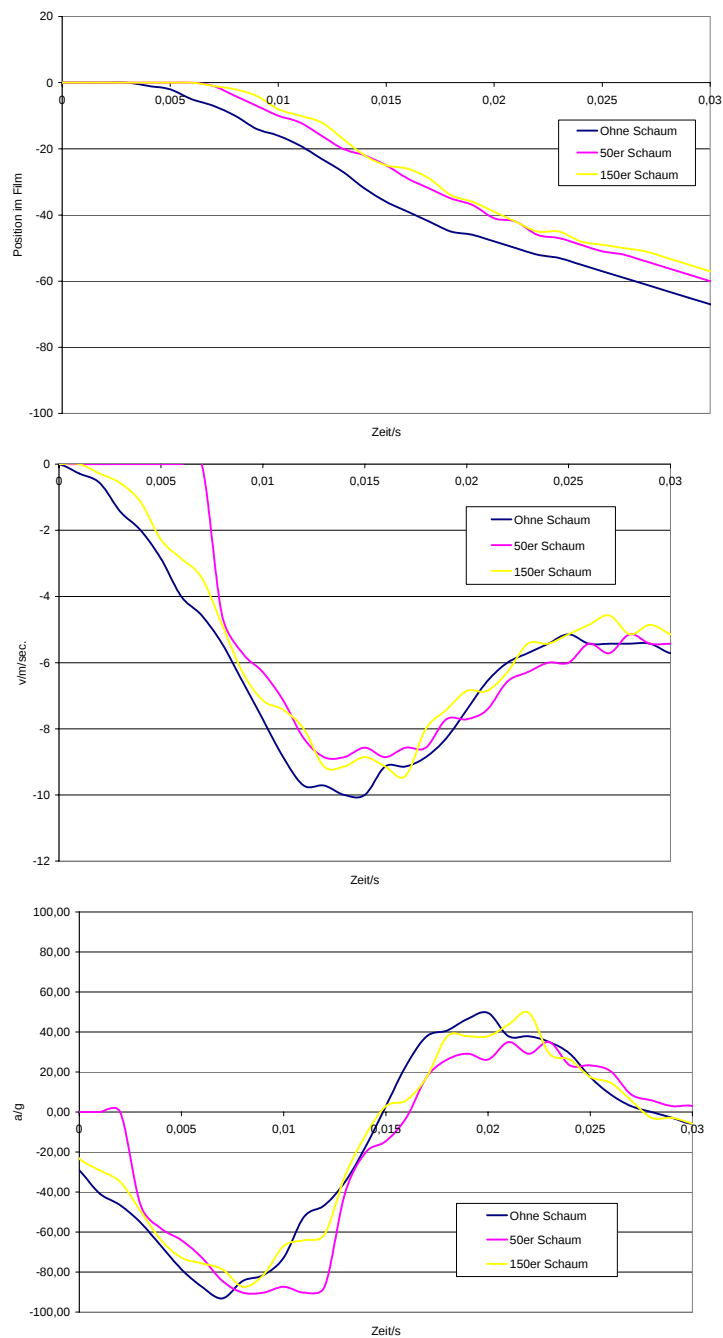


Abbildung 95: Intrusionsverhalten der B-Säule in Höhe der Hüfte des Beifahrers für jeweils 150 kg/m³-bzw. 50 kg/m³- und ohne Schaum

Wichtig für die Insassen ist eine möglichst geringe Deformation des Unterbodens, da er zugleich den Überlebensraum mit abgrenzt. Der Schweller selbst sollte hingegen ausreichend Deformation aufweisen, damit er als Crashelement funktioniert. Die Version mit der optimierten Konfiguration hat die geringsten Deformationen im Unterboden und die größten Deformationen des Schwellers mit maximaler Energieaufnahme.

Um Ergebnisse in Form von Zahlenwerten zu erhalten, sollten wichtige Punkte am Modell des VW Golf mit Geschwindigkeits-Messaufnehmern ausgestattet werden. Da es jedoch in der Simulationssoftware MADYMO nicht möglich ist, ein FE-Modell mit Messaufnehmern zu besetzen, können sie nur an den Ellipsoiden des Ford-Modells positioniert werden. Die Ellipsoiden an der Front des Escort-Modells haben in den relevanten Kollisionsphasen zu jedem Zeitpunkt Kontakt mit der Seitenwand des VW-Modells, also dieselbe Geschwindigkeit. Mit Hilfe der Integration der Geschwindigkeit über die Zeit war es möglich, auch die entsprechenden Deformationen an diesen Punkten zu ermitteln. Abbildung 96 zeigt die drei Aufnehmer im Bereich Abdomen, Becken und Schwellermitte. Zusätzlich wurde ein Aufnehmer am Tunnel des Golf-Modells angebracht. Durch diesen können Beschleunigung, Geschwindigkeit und Weg ermittelt werden.

Die ursprüngliche Intention, durch die Messwerte eine zusätzliche, unterstützende Darstellung zu erhalten, hat sich in der Praxis jedoch nicht bestätigen können. Aufgrund von Mängeln der Software MADYMO (vergl. Abschnitt 5.4.1, Seite 63) ließen die erhaltenen Messwerte einen sinnvollen Vergleich der unterschiedlichen Modellstufen untereinander nicht zu. Die eingeschränkten Platzierungsmöglichkeiten der Aufnehmer machte zudem die Vermessung der B-Säule selbst im Realtest nicht möglich. Der Vollständigkeit halber werden die Ergebnisse des Modells mit dem Schaum der Dichte 150 kg/m^3 in Abbildung 97 und Abbildung 98 dargestellt. Dieses Modell entspricht der Konfiguration des real durchgeführten Fahrzeugtests.

Ein Vergleich der Tunnelgeschwindigkeiten des gestoßenen Fahrzeugs (VW Golf) in seitlicher Richtung für die verschiedenen Versionen untereinander ist zulässig, da hier nur Ellipsoiden in einem undeformierten Bereich bestückt wurden. Abbildung 99 zeigt den Vergleich.

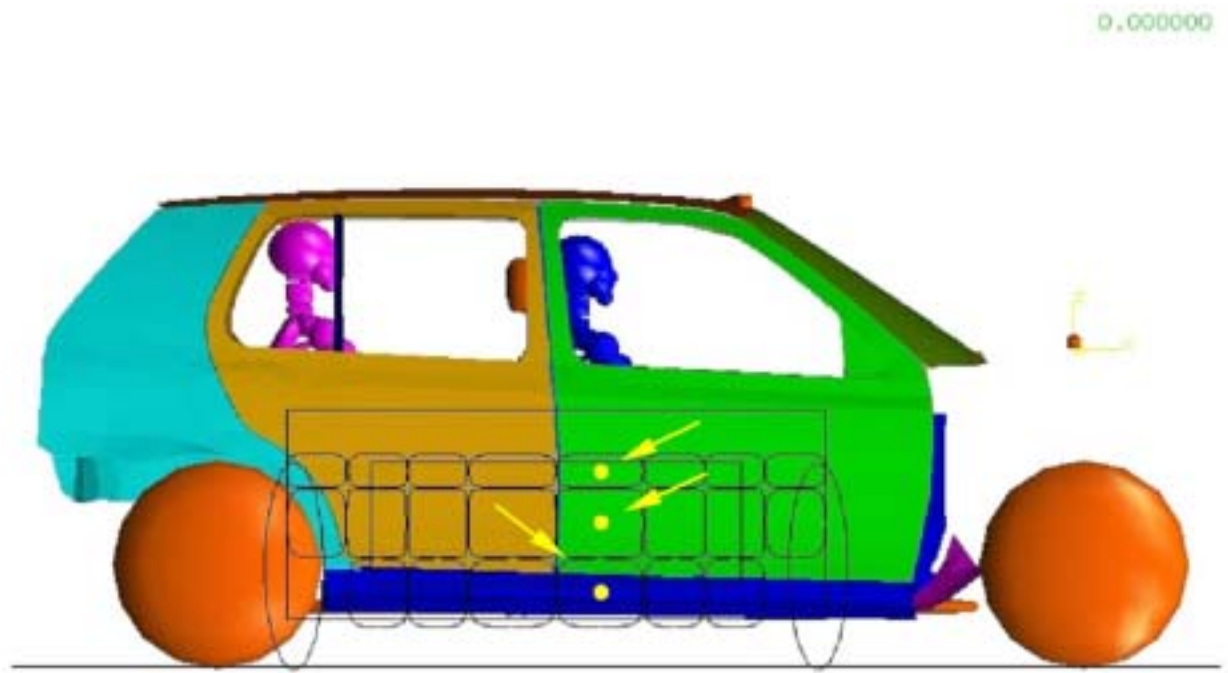


Abbildung 96: Positionen der Messaufnehmer an Ellipsoiden des Ford-Modells

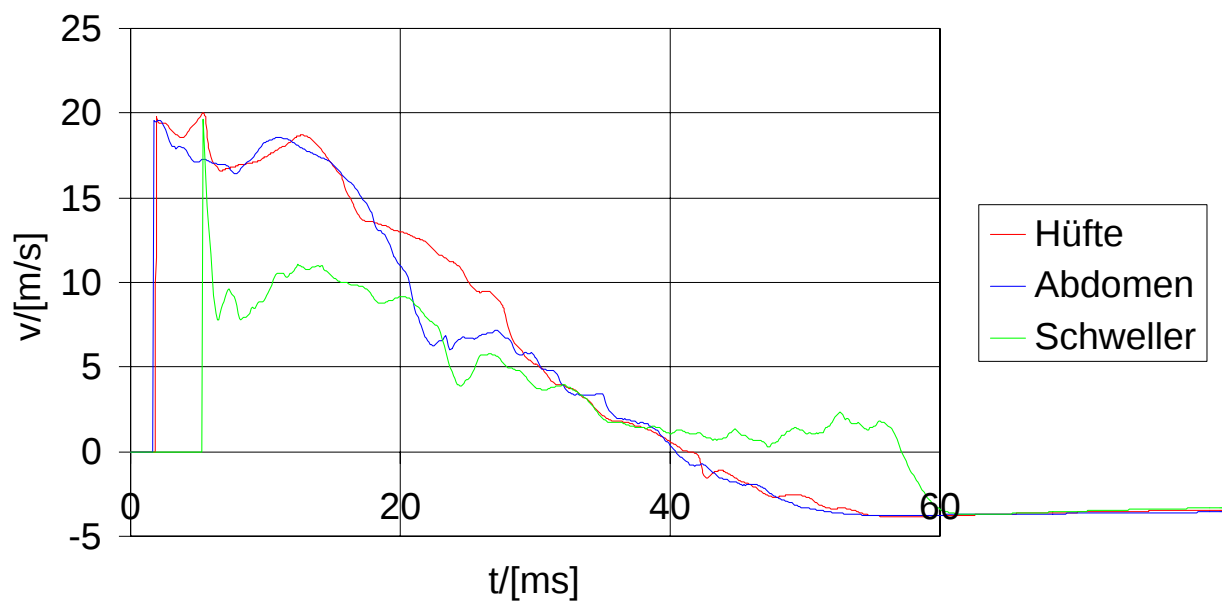


Abbildung 97: Intrusionsgeschwindigkeiten von Hüfte, Abdomen und Schweller bei einer Schaumdichte von 150 kg/m^3 (Simulation)

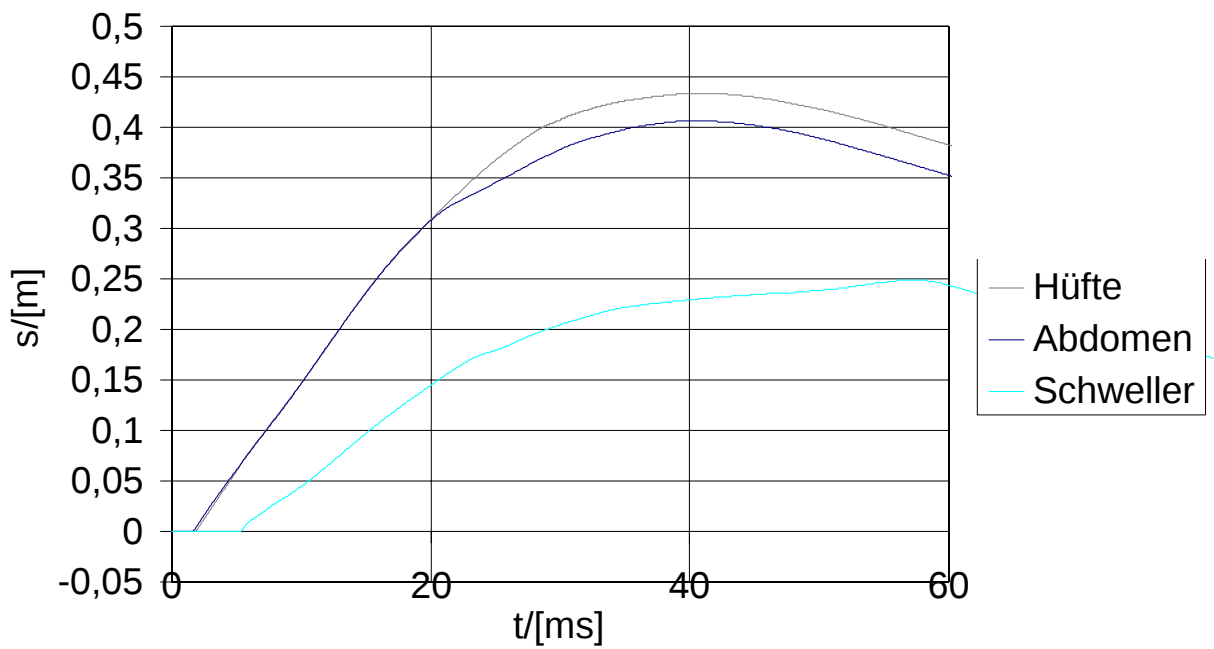


Abbildung 98: Intrusionen von Hüfte, Abdomen und Schweller bei einer Schaumdichte von 150 kg/m^3 (Simulation)

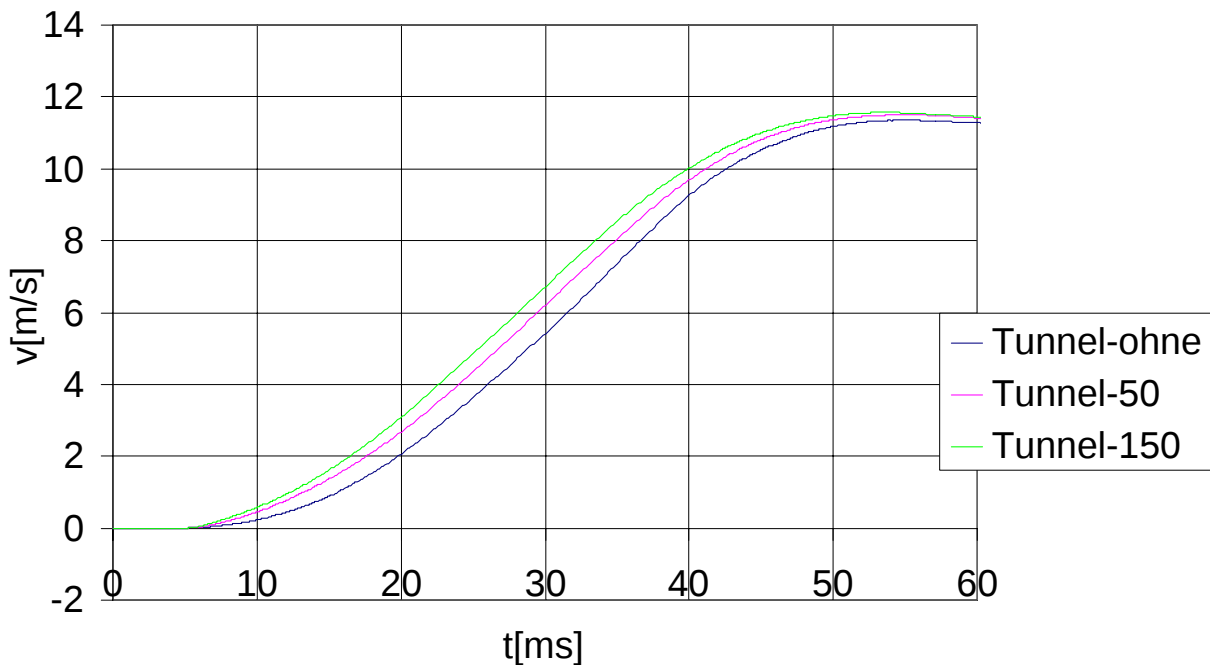


Abbildung 99: Tunnelgeschwindigkeit ohne und mit jeweils 150 kg/m^3 - bzw. 50 kg/m^3 -Schaum (Simulation)

Auffällig ist ein kaum erhöhter Geschwindigkeitsverlauf, besonders bei der optimierten

Version. Die Differenzen zum unmodifizierten Fahrzeug liegen bei maximal 0,5 m/s. Daraus ist zu schließen, dass der Stoß, ohne Erhöhung der Insassenbelastung, nicht vom plastischen in einen elastischen Stoß übergeht.

Das Vorhaben, ein Deformationselement für das seitlich getroffene Fahrzeug zu schaffen, welches Energie abzubauen in der Lage ist, und einen Teil der Energieverteilung auf das stoßende Fahrzeug überträgt, lässt sich anhand von Abbildung 100 als gelungen bezeichnen. Es ist zu erkennen, dass sich insbesondere die unteren Bereiche der Front des Ford-Modells weit mehr nach hinten verschoben haben, also mehr Energie aufnehmen mussten. Bestätigt wurde dies bereits durch die Sequenzfolge in Abbildung 94, wonach Unterboden und Schweller geringere Deformationen zu verzeichnen hatten.

Die Tatsache, dass ein verbesserter Energieabbau und -verteilung ohne nennenswerte Geschwindigkeitserhöhung des gestoßenen Fahrzeugs erreicht und zudem die Deformation des Überlebensraumes verringert wird, bestätigt einen Erfolg der Modifikation des Schwellers mit Schaum. Die Kompatibilität bezüglich des Seitenaufpralls wird für diese Kollisionscharakteristik eindeutig gesteigert. Dies nicht nur durch Angleichen der Seitensteifigkeit des gestoßenen an die Frontsteifigkeit des stoßenden Fahrzeugs, sondern auch die hinzugewonnene Möglichkeit, die Geometrie des stoßenden Fahrzeugs auf die Schwellerhöhe des gestoßenen abzustimmen.

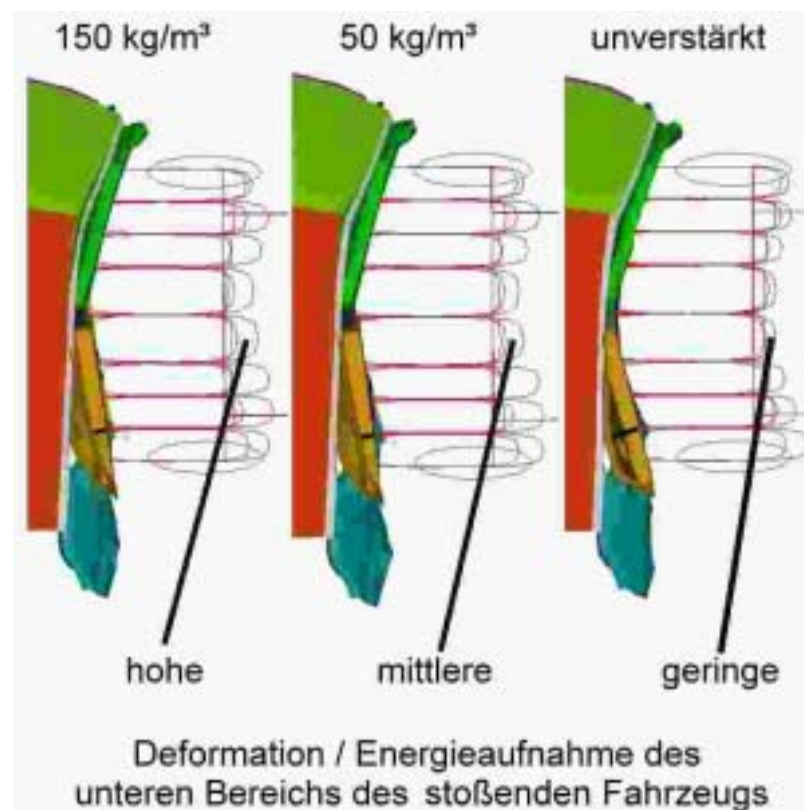


Abbildung 100: Deformationsvergleich der Ellipsoiden der Front des Ford-Modells (Ansicht von oben)

6.5 Validierungstest des verbesserten Fahrzeugs

Zunächst wird das Modell mit der Schaumdichte von 150 kg/m^3 in die Realität umgesetzt. Anschließend wird dieses numerische Modell erneut simuliert, jedoch beträgt diesmal die Gesamtsimulationszeit 0,5 s. Im Preprozessor wird wie für die Simulationen der Serie 3 das gestoßene Modell des VW Golf um 100 mm erhöht (Abbildung 101). Die Aufprallgeschwindigkeit bleibt unverändert bei 75 km/h. Die Masse liegt beim gestoßenen VW Golf inklusive beider EuroSID, Messtechnik und zweier Hochgeschwindigkeitskameras erneut bei 1263 kg. Die Masse des stoßenden Ford Escort inklusive Messtechnik und Notbremse beträgt wieder 1163 kg. Abbildung 102 und Abbildung 103 zeigen die Aufprallkonfiguration. Anschließend werden Simulation und Realtest miteinander verglichen.



Abbildung 101: VW Golf um 100 mm angehoben



Abbildung 102: Höhenkonfiguration



Abbildung 103: Kollisionspunkt

6.5.1 Analyse des Crashes

Der Ford fährt mit 75 km/h in die Seite des VW, ohne dessen A- und C-Säule zu treffen. Der tatsächliche Kollisionspunkt kann nach dem Versuch anhand markanter Beschädigungen der Fahrzeuge genau rekonstruiert und bestätigt werden.

Der Aufprall ist plastisch. Die Fahrzeuge verhaken sich nicht ineinander, sondern trennen sich unmittelbar danach mit weiten Auslaufzonen voneinander. Dabei dreht sich der VW um 90° um seine Hochachse, der Ford wird nur unwesentlich von seiner Bewegungsrichtung abgelenkt.

6.5.1.1 Ford Escort

Die Fahrgastzelle des Ford bleibt vollständig erhalten, sogar die Frontscheibe wird nicht beschädigt. Die aufgetretenen Deformationen konzentrieren sich im Wesentlichen auf den Vorderwagen (Abbildung 104 bis Abbildung 105). Abbildung 104 zeigt, dass die weicheren Strukturen stark deformiert sind. Der steife Längsträger sticht aus der deformierten Front heraus, ist jedoch im Gegensatz zu vorherigen Versuchen gestaucht (Abbildung 106).



Abbildung 104: Deformationen Ford (Ansicht links)



Abbildung 105: Deformationen Ford (Ansicht rechts)



Abbildung 106: Vergleich der Deformationen des Escort ohne (links) und mit (rechts) versteiftem Golf-Seitenschweller.

Bei genauerer Betrachtung ohne Stoßfänger und Motorhaube wird die Art des Energieabbaus beim Ford noch deutlicher (Abbildung 107 bis Abbildung 111).

Die weicheren Bereiche, wie Kotflügel, Frontend, Stoßfänger und Motorhaube haben sich unter Einwirkung der Last stark verformt und einen erheblichen Anteil der Energie abgebaut. Die eingebetteten steiferen Strukturen, wie Aggregate und Längsträger, wurden deutlich weniger deformiert. Die beiden Längsträger ragen nach vorne. In weiten Bereichen stützten sich weichere Strukturen an harten ab, und wurden von ihnen an weiterer Verschiebung gehindert, wie z.B. das Frontend an den Aggregaten. Die härteren Strukturen sind auf hohen Energieabbau ausgelegt, wie er bei hohen Geschwindigkeiten und steifen Strukturen beim Kollisionsgegner (Frontal-Frontal-Kollision) nötig wird. In der vorliegenden Seitenaufprall-Konstellation führen diese Strukturen zu beträchtlichen Beschädigungen und Intrusionen bei dem seitlich getroffenen Fahrzeug.



Abbildung 107: Deformationen Ford



Abbildung 108: Motorraum Ford

Die Höherlegung des VW um 100 mm hat zur Folge, dass die Krafteinleitung in den VW verbessert wird, die Front des Ford also mehr Energie umwandeln muss. Abbildung 109 bis Abbildung 111 zeigen dies. Deutlich sind die deformierten Längsträger und der deformierte Hilfsträger zu erkennen.



Abbildung 109: Deformation Längsträger links

Gleichzeitig fällt jedoch auf, dass die Verformung nicht allein durch axiale Stauchung hervorgerufen wird, sondern ein großer Teil durch eine nach oben gerichtete Verbiegung der Längsträger. Die vorderen Bereiche der Träger sind deutlich nach oben gerichtet. Daraus lässt sich folgern, dass die Schweller nicht vollständig von den Längsträgern getroffen wurden.

Die Erklärung ist, dass die Höhe des VW nicht ausgereicht hat, um vollständige Überdeckung zu gewährleisten. Einen erheblichen Beitrag hatte jedoch auch die Form der Längsträger selbst. Abbildung 109 und Abbildung 111 zeigen eine abgerundete Kante an der Unterseite, auf welcher das Fahrzeug wie über eine Rampe über den Schweller gleiten kann und nach oben abgelenkt wird. Der Schweller ist an der Kontaktstelle aufgeschlitzt; es herrscht eine hohe Punktlast, die sich negativ auf den Energieabbau auswirkt (siehe auch Kapitel 6.5.1.2).



Abbildung 110: Deformation Längsträger rechts



Abbildung 111: Deformation Hilfsträger

Die Längsträger tragen durch ihre Verformung einen großen Anteil zum Energieabbau bei. Der Anteil an der Gesamtenergie ist im Vergleich zum "worst case", bei dem die Längsträger selbst nicht verformt wurden, erheblich gestiegen.

6.5.1.2 VW Golf

Der seitlich getroffene VW wird erwartungsgemäß stärker beschädigt als der Ford. Die bereits erwähnte Instabilität, insbesondere der vorderen Radaufhängung kann man in Abbildung 112 gut nachvollziehen. Die bei einer Seitenkollision auftretenden Querkräfte sind von der modifizierten Radaufhängung nicht mehr in dem Maße übertragbar und führen zu deren Versagen. Einen Einfluss auf das Deformationsverhalten hat dieser Umstand jedoch nicht, da das Versagen erst nach der Kollision beim Wiederauftreffen auf die Fahrbahn erfolgt.



Abbildung 112: VW in Endlage (Ansicht vorne)

Wie man Abbildung 113 bis Abbildung 121 entnehmen kann, liegt die Trefferlage des Ford genau auf der B-Säule ohne A- oder C-Säule zu berühren. Der Schweller schiebt sich in den Fahrgastraum. Die Schlösser der Türen können der Belastung standhalten und verhindern tiefere Eindringungen. Aufgrund des tiefen Kollisionspunktes verformt sich das Dach und dessen Kante kaum, die Kopffreiheit der Insassen wird nicht reduziert.

Auffällig sind die beiden Intrusionslöcher am unteren Rand der Türen. Sie stammen von den Längsträgern des Ford, welche tief in die Seite des VW eindringen.

Die Überlappung der Türen mit Schweller und Seitenwand ist nicht in der Lage die punktförmige Last aufzuhalten. Infolgedessen werden die Sitzflächen vorne und hinten seitlich zusammengedrückt. Der Überlebensraum der Insassen hat sich dadurch verkleinert. Aufgrund der Höhe des VW liegen die Eindringungen unterhalb der Sitzflächen und damit auch unterhalb der Insassenbecken.



Abbildung 113: Deformationen VW (Ansicht Seite)



Abbildung 114: Deformationen VW (Ansicht rechts schräg vorne)

Obwohl die Karosserie um 100 mm angehoben wurde, erfassen die Längsträger des Ford wie bereits beschrieben den Seitenschweller nicht vollständig, sondern nur etwa zu dessen Hälfte. Hinzu kommt, dass die Form der Längsträger an deren Unterseite abgerundet und scharfkantig ausfällt (vergleiche auch Kapitel 6.5.1.1). Aus diesem Grunde stauchen sie sich nicht nur axial, sondern biegen mehr nach oben. Daher rutschen die Längsträger über den Schweller ab und beschädigen ihn dabei an der Oberseite.



Abbildung 115: Intrusionen VW (Ansicht unterer Türbereich vorne)

Der Schweller wird an diesen Stellen am stärksten zusammengedrückt und setzt den Längsträgern einen hohen Widerstand entgegen. Aufgrund seiner steifen Schaumfüllung ist er in der Lage hohe Biegemomente aufzunehmen, wozu er ohne Füllung nicht fähig gewesen wäre. Dieser Widerstand verhindert stärkere Deformation, insbesondere, da die Widerlager an A- und B-Säule völlig intakt bleiben.

Durch die steife Schaumstruktur drückt sich der Schweller jedoch nicht in sich selbst zusammen um dadurch Energie aufzunehmen. Sein Querschnitt gleicht noch seiner Originalform bis auf die punktförmig hochbelasteten Stellen.

Ein großer Teil der Energie wird in die Verformung von Bodenblech mit Querträger und Sitzbankunterbau geleitet. Wie in Abbildung 116 bis Abbildung 120 zu sehen, falten sich alle drei Baugruppen gemäß dem Idealfall mit Faltenbeulen zusammen. Mit solch einer Deformation ist es möglich, sehr effektiv Energie über kleinem Weg abzubauen.



Abbildung 116: Intrusionen VW (Ansicht unterer Türbereich hinten)



Abbildung 117: Verformung Sitzunterbau



Abbildung 118: Verformung Bodenquerstrebe



Abbildung 119: Deformation Bodenblech

Obwohl die Kraftrichtung nicht gleichbleibend horizontal war, beult sich der Boden nicht nach oben oder unten aus, sondern staucht sich vielmehr in sich zusammen. So ist die Energieaufnahme höher als bei weniger Falten, die dafür aber weiter auseinander liegen.

Die B-Säule bewegt sich, ohne sich stark in sich selbst zu verbiegen an ihrer Basis mit dem Schweller nach innen. Im Allgemeinen ist eine zu starke Einknickung zu vermeiden, da sonst die Verletzungsgefahr für die Insassen durch Intrusion ansteigen würde. So bietet sich eine homogene, großflächige Anprallfläche ohne scharfe Kanten, an welcher die Innenverkleidung ihre stoßdämpfende Funktion optimal entfalten kann (Abbildung 121). Die Steifigkeit des Schwellers im Bereich der Säulenanbringung trägt sicher zu diesem Verhalten bei.



Abbildung 120: Deformation Bodenblech (Ansicht von schräg hinten)



Abbildung 121: B-Säule (Ansicht schräg vorne)

Körperteil	Kriterium	Grenzwert	Dummy vorne	Dummy hinten
Kopf	HIC15	≤ 1000	562,9	324,8
	a_{3ms} [g]	≤ 80	72,6	83,4
Brustwirbel	a_{3ms} [g]	≤ 60	63,9	51,2
Obere Rippe	Deformation [mm]	≤ 42	44	18
Mittlere Rippe	Deformation [mm]	≤ 42	41	13
Untere Rippe	Deformation [mm]	≤ 42	45	7
Lendenwirbel	a_{3ms} [g]	$\leq 80-100$	116,3	50,9
Becken	a_{3ms} [g]	≤ 90	132,7	94,1

Tabelle 16: Dummywerte VW (jeweils Beifahrerseite), (Grenzwerte aus Zulassungs- und Verbraucherschutztests)

Die Insassenbelastungen dieses Versuchs zeigen in allen Bereichen deutlich geringere Werte als die der Dummies des "worst case" (vergleiche auch Kapitel 5.5.1). Bis auf Lendenwirbel und Becken des vorderen Dummies liegen sämtliche Werte deutlich unter oder nahe den jeweiligen Grenzwerten. Insassen hätten gute Aussichten gehabt, diese Kollision mit vergleichsweise geringen Verletzungen zu überstehen.

6.5.2 Vergleich der Simulation mit realem Fahrzeugtest

Zur Validierung der Simulationen wird in diesem Unterkapitel der reale Fahrzeugtest mit modifiziertem VW Golf mit der entsprechenden Simulation dieses Tests verglichen.

Die nachfolgenden Bilder stellen einen Vergleich Simulation und Realität aus verschiedenen Blickwinkeln dar. Trotz sorgfältigen Abgleichs der Blickwinkel sind durch optische Verzerrungen der Originalfotos Unterschiede in den Ansichten möglich (Parallaxenverzerrung).



Abbildung 122: Golf schräg vorne (real)

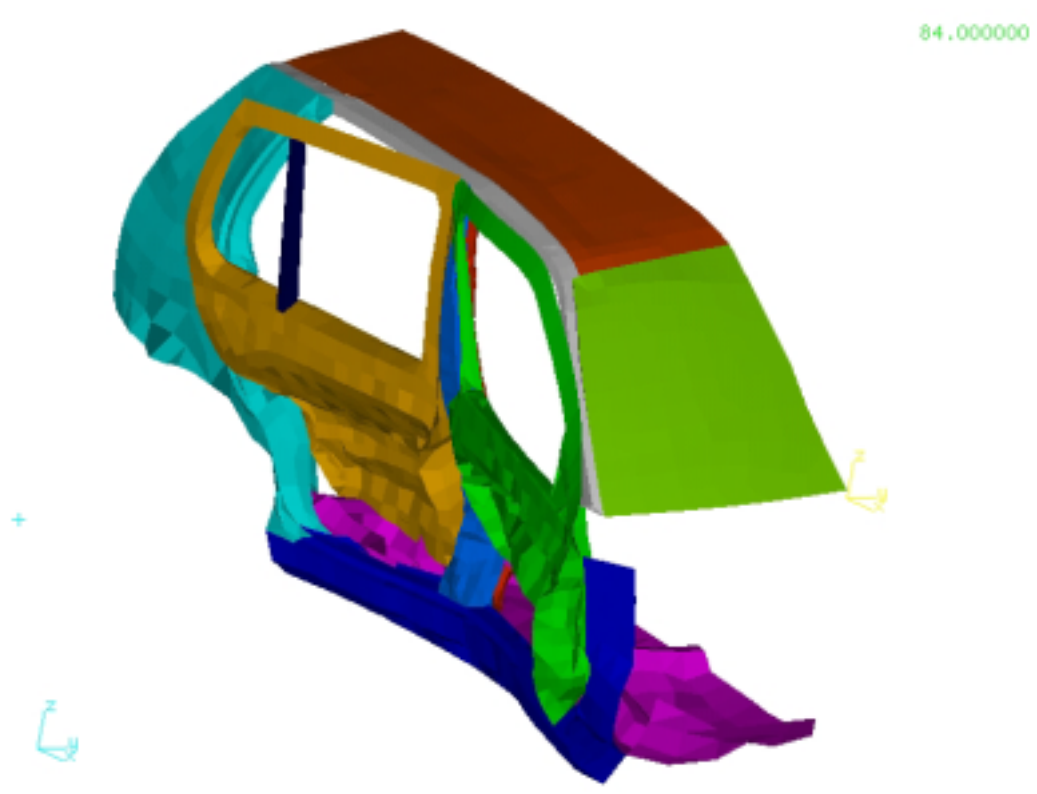


Abbildung 123: Golf schräg vorne (numerisch)



Abbildung 124: Golf Seite (real)

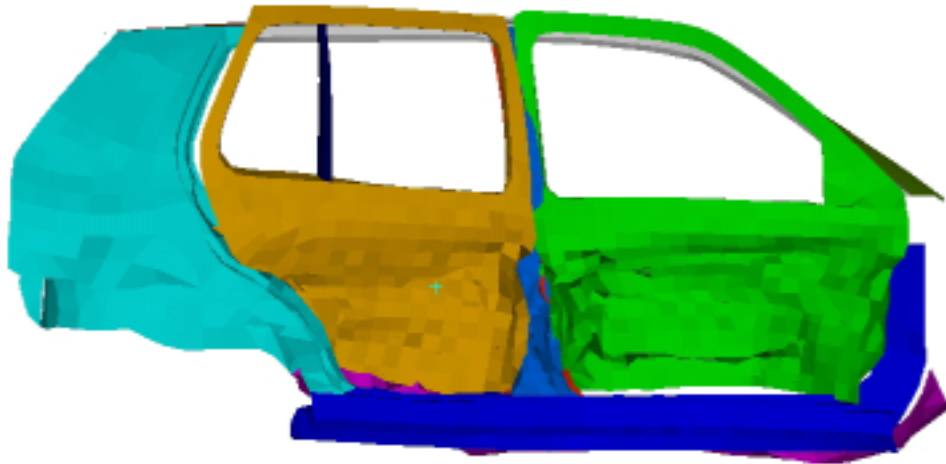


Abbildung 125: Golf Seite (numerisch)

Der Vergleich zeigt eine gute Übereinstimmung der Simulation mit der Realität. Türen, Säule, Dach und Schweller verhalten sich in der Simulation nahe dem realen Test. Die Türen des Simulationsmodells zeigen die gleiche Aufbiegung aus dem Türrahmen und in etwa die gleichen Intrusionslöcher (Abbildung 122 bis Abbildung 125). Die nicht vollständige Übereinstimmung der Intrusionslöcher lässt sich aus einem numerischen Kontaktproblem der Türkanten mit dem Türausschnitt an einigen wenigen Stellen erklären. Dieses Kontaktproblem bewirkt eine Durchdringung von Objekten, obwohl sie definitionsgemäß nicht stattfinden sollte. Vermutlich hätte ohne diesen Effekt eine noch bessere Übereinstimmung besonders im Bereich der B-Säule stattgefunden, jedoch das übrige strukturelle Verhalten nicht beeinflusst.

Die simulierte B-Säule zeigt nicht die gleiche geradlinige Verschiebung in den Innenraum, wie die reale Säule. Sie ist im Gegensatz dazu mehr in sich selbst gekrümmt. Die Anbindungen an Dach und Schweller sind am Modell ähnlich stabil gehalten (Abbildung 126 bis Abbildung 127).

Der Seitenschweller des VW Golf zeigt in der Simulation eine etwas geringere maximale Einbiegung in Richtung Fahrzeuginneres (Abbildung 128 und Abbildung 129). Die Stelle der maximalen Einbiegung liegt bei der Simulation im Bereich der B-Säule, am realen Fahrzeug im Bereich des Querträgers. Die Folge ist in der Simulation eine etwas geringere Deformation des Querträgers, welcher in der Realität aber stark an der Energieaufnahme beteiligt ist.



Abbildung 126: Golf schräg hinten (real)

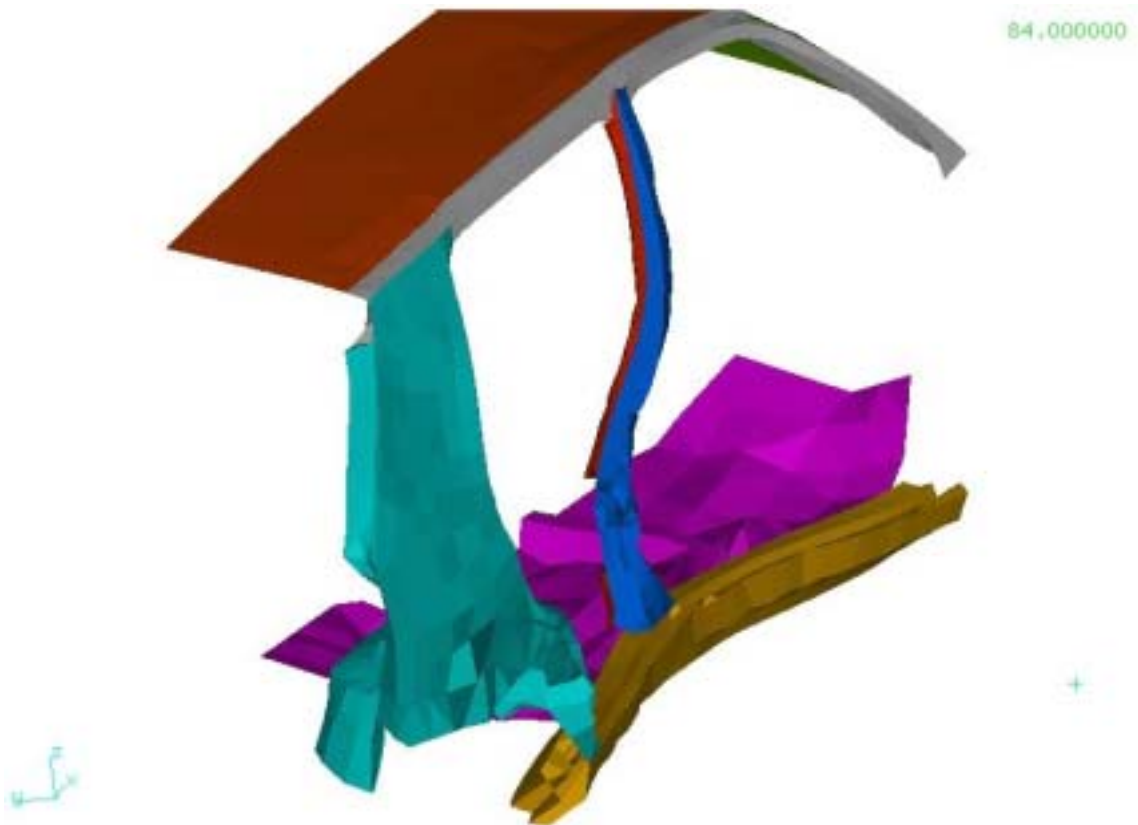


Abbildung 127: Golf schräg hinten (numerisch)



Abbildung 128: Golf Schweller und B-Säule (real)

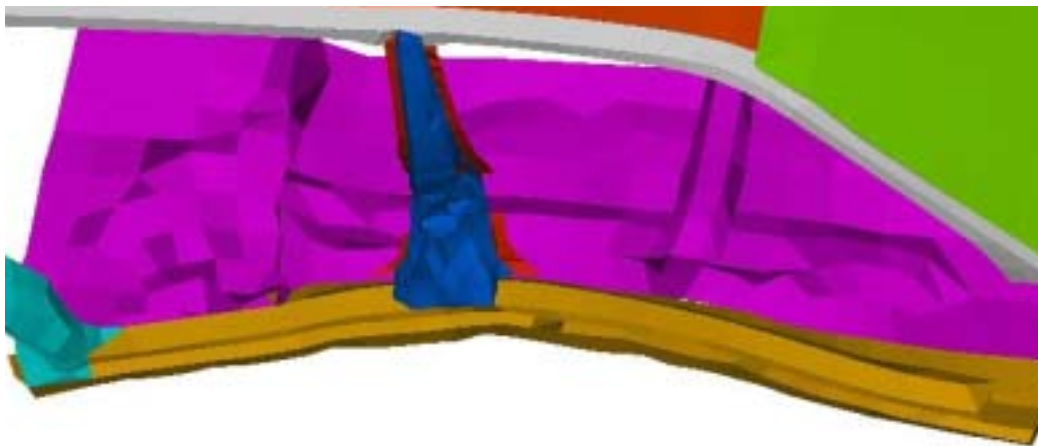


Abbildung 129: Golf Schweller und B-Säule (numerisch)

Der Sitzbankunterbau wird hingegen ähnlich wie in der Realität verformt. Gut zu erkennen ist dieselbe gleichförmige Bogenform des Schwellers ohne scharfe Knicke, und dessen kaum vorhandene Zusammendrückung. An der Unterseite des Modells weist das Bodenblech eine starke Verformung auf. Die Art der Verformung zeigt sich jedoch nicht so wie am realen Fahrzeug. Das reale Fahrzeug hat eine ideale Faltenbeulung ohne große Wellen nach oben oder unten. Für solch eine genaue Faltung war das FE-Modell des Unterbodens nicht fein genug modelliert worden. Aufgrund dessen haben sich größere Wellen als in der Realität ausgebildet (Abbildung 130 und Abbildung 131). Eine Auswirkung auf das Gesamtergebnis dürfte dieser Unterschied jedoch nicht gehabt haben.

Abbildung 132 und Tabelle 17 geben die gemessenen und ausgelesenen Deformationen in Y-Richtung der Golf-Seitenwand wieder. Sie werden mit Hilfe der fotografischen Auswertungsmethode ermittelt.



Abbildung 130: Golf-Bodenblech (real)



Abbildung 131: Golf-Bodenblech (numerisch)

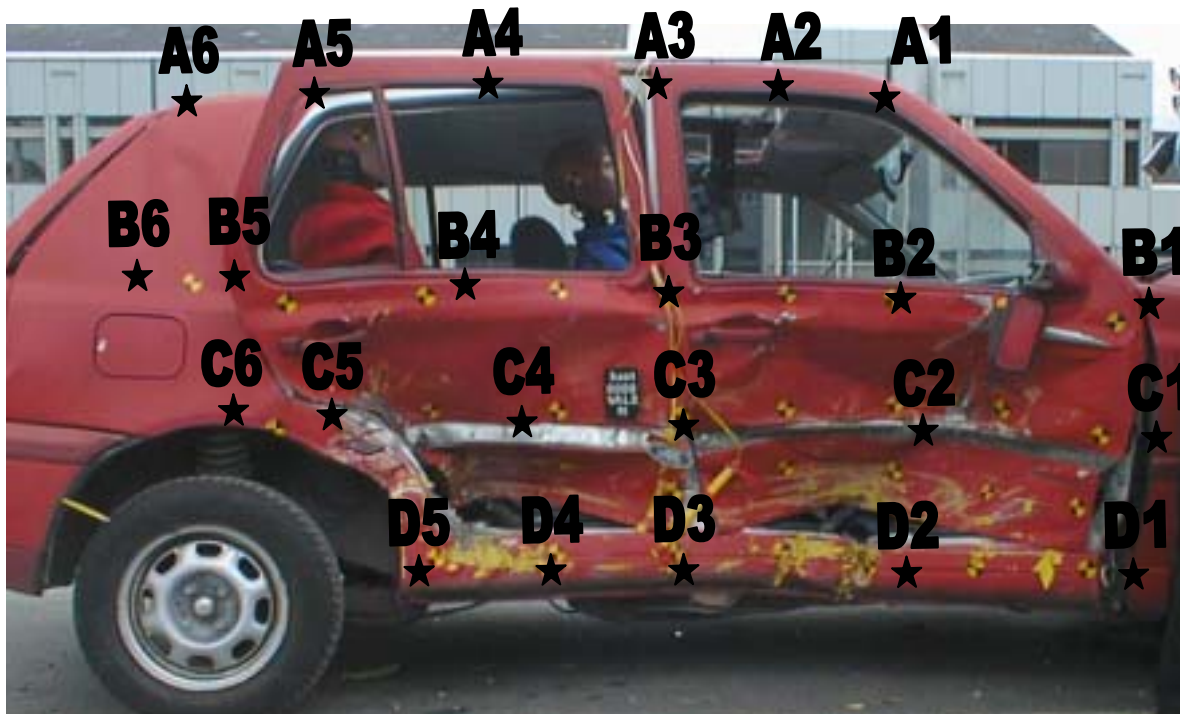


Abbildung 132: Lage der Vermessungspunkte des deformierten Fahrzeugs

Deformationen im Realtest

	6	5	4	3	2	1
A	0	5	15	30	10	0
B	15	45	55	140	75	5
C	55	90	190	195	150	10
D		45	125	190	125	20

Deformationen in der Simulation

	6	5	4	3	2	1
A	1	0	6	23	13	2
B	8	23	53	135	73	4
C	22	41	181	204	126	11
D		38	118	172	98	17

Abweichung von Simulation zur Realität (gerundet)

	6	5	4	3	2	1
A	1	-5	-9	-7	3	2
B	-7	-22	-2	-5	-2	-1
C	-33	-49	-9	9	-24	1
D		-7	-7	-18	-27	-3

Abweichung von Simulation zur Realität (Prozent)

	6	5	4	3	2	1
A	Div/0	-100%	-60%	-23%	30%	Div/0
B	-47%	-49%	-4%	-4%	-3%	-20%
C	-60%	-54%	-5%	5%	-16%	10%
D		-16%	-6%	-9%	-22%	-15%

Tabelle 17: Y-Deformationen von realem und simuliertem zweiten Validierungstest

Die Deformationen des Ford Escort lassen sich aufgrund des Modellerscheinungsbildes nicht direkt mit dem Realfahrzeug vergleichen (siehe auch Abbildung 53, Seite 55). In Kapitel 4.3.2 wurde jedoch nachgewiesen, dass diese Fahrzeugabstraktion gute Ergebnisse liefert.

Abschließend lässt sich sagen, dass man das Ergebnis der Simulation mit der Realität hinreichend vergleichen kann. Die Aussage aus Kapitel 6.4, dass der gewählte Ansatz, den Seitenschweller mit einem auf die Anforderungen optimierten Schaum zu füllen, die Kompatibilität im Seitenaufprall verbessert, ist also gültig.

7 Zusammenfassung

Der Fahrzeug-Seitenaufprall hat im Laufe der letzten Jahre immer mehr an Bedeutung gewonnen. Dies liegt zum Teil daran, dass das Sicherheitsniveau im Frontalaufprall durch viele Sicherheitseinrichtungen deutlich gestiegen ist (Airbag, Gurtstraffer, Gurtkraftbegrenzer, Knautschzone, stabile Fahrgastzelle u.s.w.) und dieser damit in den Hintergrund rückt. Häufig ist der Grund für das hohe Gefährdungspotenzial im Seitenaufprall, dass stoßendes und gestoßenes Fahrzeug nicht kompatibel zueinander sind.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Untersuchung der Einflüsse im Seitenaufprall im Zusammenhang mit einer Betrachtung der Kompatibilität durchgeführt. Die Bedeutung des Seitenaufpralls wurde durch Daten aus dem Unfallgeschehen illustriert.

Große Fortschritte auf dem Gebiet der Soft- und Hardware erlaubten es in kurzer Zeit und mit geringen Kosten physikalische Vorgänge mit ausreichender Genauigkeit numerisch abzubilden. Daher wurde für die Untersuchung der Einflüsse des Seitenaufpralls die numerische Simulation herangezogen. Die numerischen Modelle wurden anhand eines physikalischen Tests validiert.

Bevor aber die Ergebnisse aus Simulation und Realität verglichen werden konnten, wurden zunächst in drei Stufen Modelle des Seitenaufpralls mit steigender Genauigkeit numerisch abgebildet. Angefangen wurde mit der Modellstufe 1, in der ein Dummy in einem abstrahierten Modell eines Fahrzeuginnenraums saß. Die Modelle wurden bis zur Modellstufe 2 erweitert, in der ein ganzes Fahrzeug durch Ellipsoiden genähert wurde und von dem numerischen Modell einer EEVC-Seitenaufprall-Barriere angefahren wurde. Jedoch ist schnell erkannt worden, dass die komplexen technischen und geometrischen Strukturen einer Fahrzeugkarosserie durch die Finite-Elemente-Methode besser abgebildet werden können. Dies wurde in der Modellstufe 3 umgesetzt, welches zugleich das numerische Abbild des Seitenaufpralls am Beispiel eines realen Fahrzeugtests absicherte.

Nach befriedigender Absicherung des numerischen Modells wurden zwölf Simulationen durchgeführt, in der verschiedene Parameter verändert wurden. Fahrzeugmasse, Aufprallgeschwindigkeit, die Front des stoßenden Fahrzeugs und der Aufprallpunkt wurden hier variiert. Messergebnisse zweier EuroSID und die Deformationsbilder des gestoßenen Fahrzeugs wurden in diesen Parametervariationen ausgewertet. Es zeigte sich, dass sich entgegen der Erwartung eine gleichmäßige und großflächige Intrusion nicht immer positiv auf die Belastungswerte der EuroSID auswirkte. Aus diesen Parametervariationen ist ein Fall ausgewählt und in einem realen Seitenaufpralltest zur Validierung umgesetzt worden. Dieser Fall stellt für das gestoßene Fahrzeug den "worst case" dar, da in dieser Aufprallkonfiguration ein Überfahren des Seitenschwellers durch das stoßende Fahrzeug vorgesehen war. Die Ergebnisse aus Simulation und Realität

zeigen zum großen Teil gute Übereinstimmungen hinsichtlich Deformationen und der Kinematik beider Fahrzeuge und Dummies.

Es wurde ein Vorschlag zur Verbesserung der Kompatibilität im Seitenaufprall umgesetzt. Dieser bestand darin, den Seitenschweller eines getroffenen Fahrzeugs mit einer Schaumfüllung zu versteifen und gleichzeitig zur Energieaufnahme zu nutzen. Dadurch wurden sowohl Intrusion als auch seitliche Beschleunigung des gestoßenen Fahrzeugs reduziert. Beides verringerte die Insassenbelastung im gestoßenen Fahrzeug. Durch gezielte Parametervariationen des vorher erstellten numerischen Seitenaufprall-Modells wurde ermittelt, welcher Schaum sich für diese Aufgabe am besten eignet. Die Wirksamkeit dieser Maßnahme konnte nachgewiesen werden.

Um die Ergebnisse abzusichern, wurde ein letzter Validierungstest durchgeführt. Es kann festgestellt werden, dass die erstellten Modelle, insbesondere für die zu bewältigende Aufgabe, gut geeignet waren. Die Ergebnisse dieser Arbeit stützen die Aussage, dass die Maßnahme, den Seitenschweller mit einem geeigneten Schaum zu füllen, die Kompatibilität im Seitenaufprall verbessert.

8 Literatur

- / 1 / Otte, D., Jahresbericht an die Bundesanstalt für Straßenwesen 1998
- / 2 / N.N., Association for the Advancement of Automotive Medicine, "*9th Revision of the International Classification of Disease*", Des Plaines, 1990
- / 3 / Hollowell, W.T., Gabler, H.C., "*NHTSA's Vehicle Aggressivity and Compatibility Research Program*" Proceedings der 15th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, Paper Nr. 96-S4-O-01. Melbourne, Mai 1996
- / 4 / Hobbs, C. A., et al, ETSC, "*Priorities for EU Motor Vehicle Design*", 2001 Brüssel
- / 5 / Faerber, E., Bundesanstalt für Straßenwesen, "*Crash Kompatibilität in Pkw-Pkw Unfällen*", Crash-Tech 2000 in München, TÜV Akademie GmbH
- / 6 / Traffic Safety Facts 1996: "*A Compilation of Motor Vehicle Crash Data from the Fatality Analysis Reporting System and the General Estimates System*". DOT HS 808 649, Washington, DC: U.S. Department of Transportation; National Highway Traffic Safety Administration; National Center for Statistics and Analysis, December, 1997
- / 7 / Gabler, H.C. and Hollowell, W.T., "*The Aggressivity of Light Trucks and Vans in Traffic Crashes*", SAE Paper Nr. 980908, Februar 1998
- / 8 / Bruce, D., Monash University, "*4WDs: Are they potential killers?*", ABN 12 377 614 012, Clayton, 2002
- / 9 / Hobbs, C. A., Williams, D. A., Coleman, D. J., "*compatibility of cars in frontal and side impact*", Proceedings 15th ESV Conference
- / 10 / Shearlaw, A., Thomas, P., Vehicle safety research centre, "*side strukture characteristics*", Proceedings 15th ESV Conference
- / 11 / Faerber, E., Cesari, D., Hobbs, A. C., Huibers, J., v Kampen, B., Paez, J., Wykes, N. J., "*Improvement of crash compatibility between cars*", Proceedings 16th ESV Conference
- / 12 / Summers, S., Prasad, A., Hollowell, W. T., "*NHTSA's Vehicle Compatibility Research Program*", SAE Paper 1999-01-0071
- / 13 / Joksche, H., Massie, D., Pichler, R., "*Vehicle Aggressivity Fleet Characterization Using Traffic Collision Data*", University of Michigan Transportation Research Institute, Report Nr. DOT HS 808 679, Februar 1998

- / 14 / EEVC Working Group, "*Structural improved side impact protection in europe*", Proceedings 9th ESV Conference
- / 15 / MADYMO, "*Theory Manual*", Version 5.4, 1999
- / 16 / Scharnhorst, T., Schettler-Köhler, R., Wester, H., "*Simulation des Struktur- und Insassenverhaltens beim Crash*", Automobiltechnische Zeitschrift 92 (1990) 11
- / 17 / MADYMO, "*Database Manual*", Version 5.4, 1999
- / 18 / EASY CRASH MAD, "*Training Manual*", Version 2.1, 1999
- / 19 / Hildebrandt, C., Schuster, H., Deister, J., "*Der neue Golf von Volkswagen*", Automobiltechnische Zeitschrift 93 (1991)
- / 20 / MADYMO, "*User Manual*", Version 5.4, 1999
- / 21 / Schwarting, K. H., "*Vorlesungsskript Fahrmechanik*", FH Köln, WS/SS 97/98
- / 22 / Buzeman-Jewkes, D. G., Viano, D. C., Lövsund, P., "*A Multi-body Integrated Vehicle-Occupant Model for Compatibility Studies in Frontal Crashes*", J. Crash Prevention and Injury Control, Vol. 1 (2), 1999
- / 23 / Shearlaw, A., Thomas, P., "*Vehicle to Vehicle Compatibility in Real World Accidents*", Fifteenth International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, 1996
- / 24 / Nolan, J. M., "*Factors contributing to front-side compatibility: a comparison of crash test results*", Insurance Institute for Highway Safety, Status Report, Vol. 34, 1999
- / 25 / Rio, J., Pouget, D., Casadei, N., "*Renault VSS, safety vehicle: occupant safety in side impacts*", Proceedings 13th ESV Conference
- / 26 / Monash University Accident Research Centre, "*passenger cars and occupant injury: side impact crashes*", Federal Office of Road Safety (FORS) `94
- / 27 / DaimlerChrysler, "*Matching Crash Compatibility With Larger Vehicles*", Pressemitteilung, Stuttgart, 2000
- / 28 / Werkmeister, K., BMW-Group, Abt. EG-22, "*Neue Ansätze für den Seitenschutz*", Crash-Tech 2000 in München; TÜV Akademie GmbH
- / 29 / Medizinische Hochschule Hannover, Unfalldatenbank (**German In-Depth Accident Study GIDAS**)
- / 30 / Turan, A., "Validierung von Simulationssoftware anhand von zwei realen

Fahrzeugtests im Seitenaufprall", Diplomarbeit an der FH Köln, 2000

- / 31 / Grondey, O., "*Kompatibilität bei Pkw bezüglich des Seitenaufpralls*", Diplomarbeit an der FH Köln, 2000
- / 32 / Daimler Chrysler, "*Die Sicherheit der neuen C-Klasse von Mercedes-Benz*", Crash-Tech 2000 in München, TÜV Akademie GmbH
- / 33 / Kanakakis, J., "*Fahrzeugbodenkonzept für den seitlichen Pfahlaufprall*", Diplomarbeit an der RWTH Aachen, 1998
- / 34 / Ziegler M., "*Energy Absorbing Foams – New Approches to Enhance Passive Safety*", International IIR Crash Conference in Stuttgart, 2003
- / 35 / Bayer AG, "*Polyurethan-Rohstoffe und –Systeme von Bayer. Bayfill® EAPolyurethan für Energieabsorption im KFZ*", Geschäftsbereich Polyurethane – Produktinformationen
- / 36 / Daimler Chrysler Unfallforschung, "*Vortrag im Rahmen der Tagung Kollisionsschutz im Straßenverkehr*", im Haus der Technik in Essen 02/2000

9 Anhang

9.1 Digitalisierung der rechten Seite des VW Golf

Es wurde die Stahlblech-Karosseriestruktur der rechten Fahrzeugseite vermessen. Dazu gehören die A-, B- und C-Säule, der Seitenschweller, das Bodenblech, der Dachrahmen, das Dach und beide Türen. Die Windschutzscheibe wurde ebenfalls als stabilisierendes Strukturelement berücksichtigt.

Es gibt wesentliche Punkte, die bei der Vermessung beachtet werden müssen, um eine möglichst einfache und effiziente Bearbeitung der Messpunkte in HYPERMESH zu ermöglichen. Die 3D-Koordinatenmessmaschine erfasst einzelne, zuvor markierte Punkte an der Karosserie. Punkte, die unmittelbar hintereinander erfasst werden, werden von der Messsoftware G-PAD zu einer Linie verbunden. Demzufolge war es sehr hilfreich, vor der Messung die zu erfassende geometrische Struktur durch beispielsweise Klebebänder zu markieren und in einzelne Abschnitte von Linien zu unterteilen. Zur Modellierung von großflächigen Teilen, wie etwa dem Außenblech beider Türen, genügte es, nur den Umriss dieser Teile zu messen. Im Gegensatz dazu musste bei der Messung von Bauteilen, die wesentlich die Steifigkeit der Karosserie bestimmen, wie etwa der Seitenschweller, der Querschnitt erfasst werden.

Anschließend an eine Messung besteht die Möglichkeit, vor Ort eine grobe Kontrolle der Messung mittels dreidimensionaler Visualisierung der gemessenen Objekte durchzuführen (Abbildung 133).

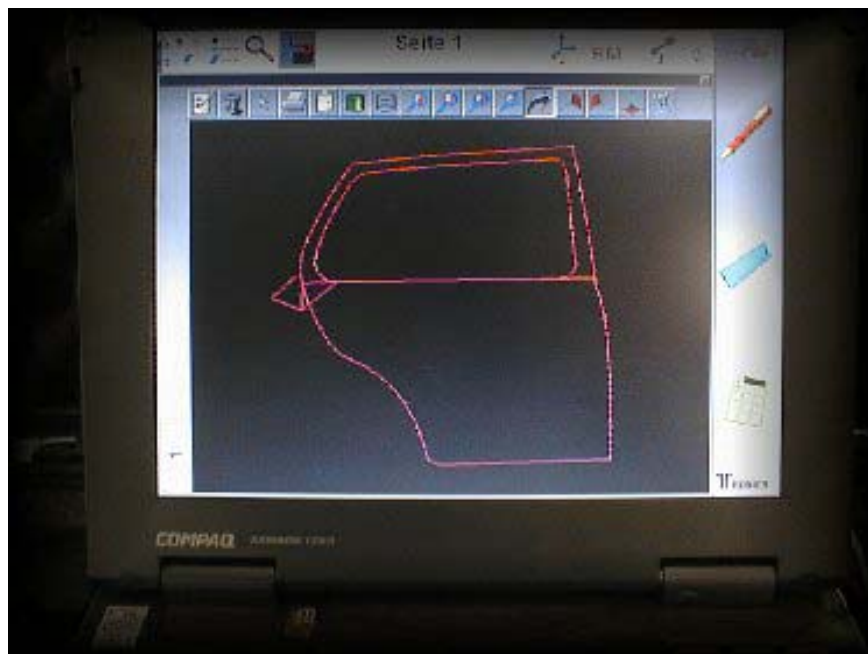


Abbildung 133: Visualisierung der Punktereihen zur Kontrolle der Messung

Ein weiterer sehr wichtiger Faktor waren die Referenzpunkte. Sie sind deswegen nötig, da die geometrische Reichweite der 3D-Koordinatenmessmaschine auf 2500 mm begrenzt ist. Daher war die Messung der gesamten Struktur aus nur einer Position unmöglich. Bei jedem Versatz der 3D-Koordinatenmessmaschine ändert sich ihr jeweiliger Koordinatenursprung. Somit würde sich auch bei jeder einzelnen Messung die relative Lage der einzelnen Bauteile ändern. Also war es erforderlich, einen fahrzeugfesten Koordinatenursprung festzulegen. In diesem Fall bestand er aus drei Punkten ABC auf der C-Säule in Höhe des Tankdeckels. Vor jeder einzelnen Messung musste dieser Ursprung ABC in der richtigen Reihenfolge möglichst exakt erfasst werden. Die globale Lage des Ursprungs der 3D-Koordinatenmessmaschine änderte sich zwar, beispielsweise bei der Messung der hinteren und vorderen Tür, aber durch die jedesmal erneute Erfassung der Punkte ABC war es in HYPERMESH möglich, diese Punkte ABC jedes einzelnen Bauteils übereinander zu positionieren und somit eine korrekte geometrische Relativlage der Bauteile untereinander festzulegen. Es war sinnvoll, in den angrenzenden Randbereichen dieser Bauteile, gemeinsame identische Punkte zu messen, um die Toleranzen der Messungenauigkeit zu senken und um eine zusätzliche Kontrolle bei der Positionierung der Elemente in HYPERMESH zu erlangen. Abbildung 134 bis Abbildung 137 verdeutlichen am Beispiel des Außenblechs der B- und C-Säule die richtige Positionierung der Bauteile mit Hilfe des fahrzeugfesten Koordinatenursprungs.

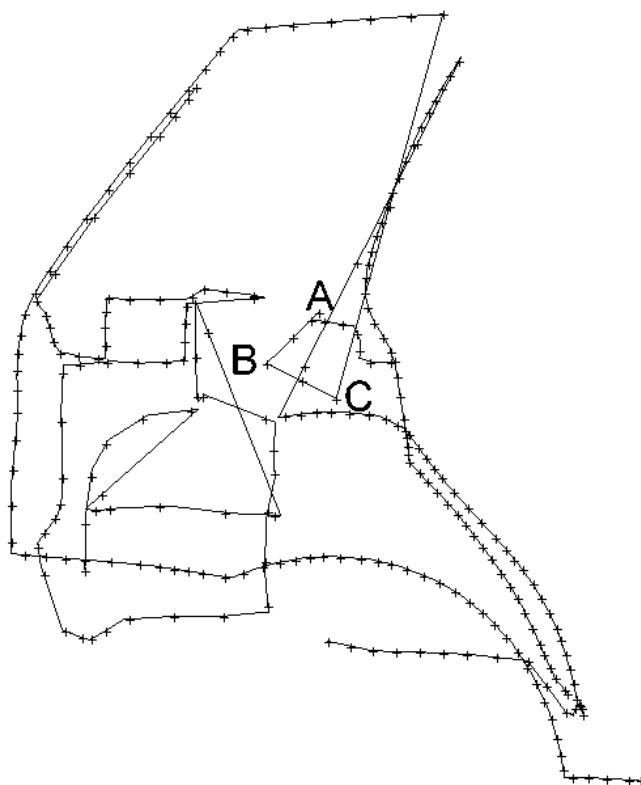


Abbildung 134: Punktereihen des Außenblechs der C-Säule mit Referenzpunkten ABC

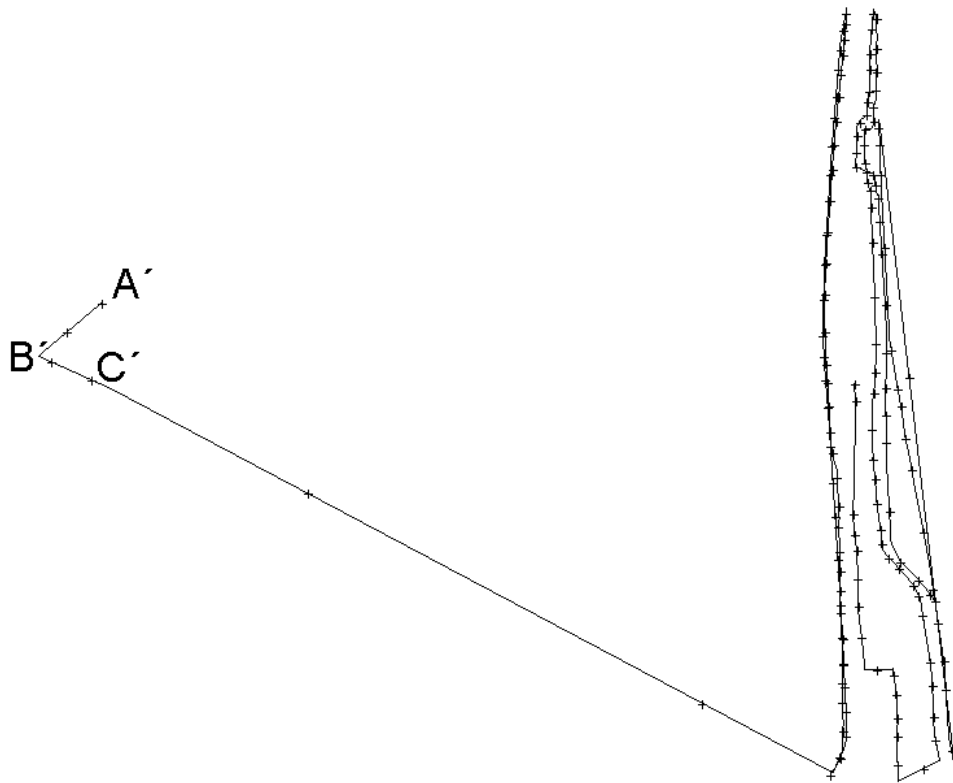


Abbildung 135: Punktereihen des Außenblechs der B-Säule mit Referenzpunkten A'B'C'

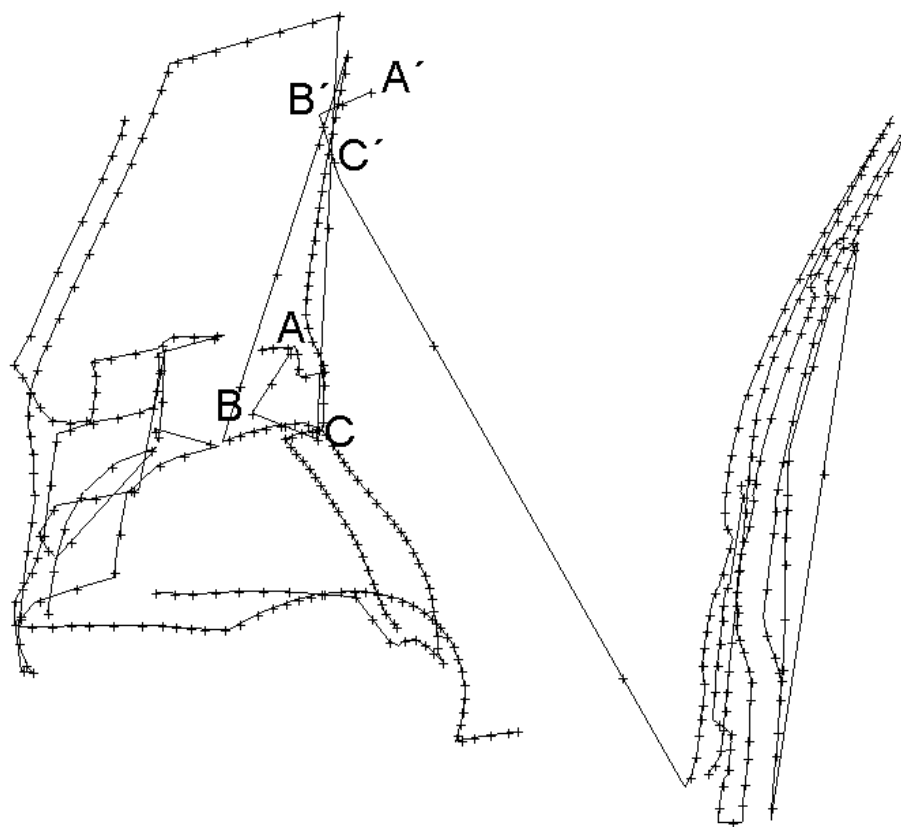


Abbildung 136: undefinierte Lage beider Bauteile im Raum

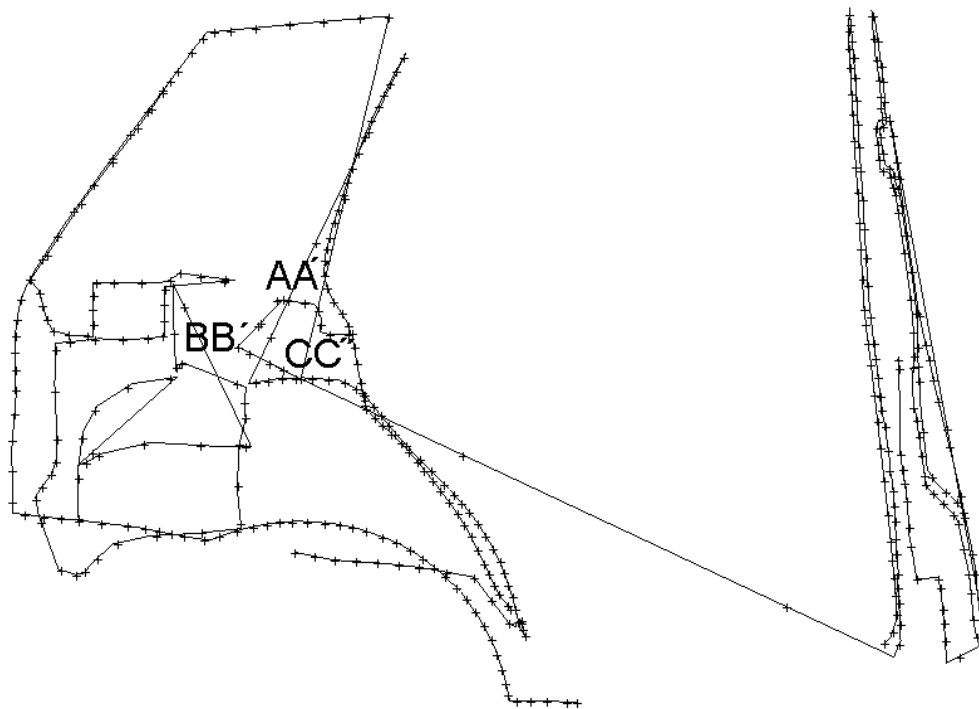


Abbildung 137: korrekte Relativlage beider Bauteile nach der Positionierung von ABC und A'B'C' zu AA'BB'CC'

Die genaue Vorgehensweise bei der Messung geschah wie folgt:

1. Vordertür

- Vordertür geschlossen
- Messung von ABC
- Messung von DEF
- Abtasten des Umrisses des Türaußenblechs
- Vordertür geöffnet
- Messungen einzelner Punktereihen des Türinnenblechs und des Fensterrahmens (vor jeder Einzelmessung Erfassung von DEF)

2. Hintertür

- Hintertür geschlossen
- Messung von ABC
- Messung von GHI

- Abtasten des Umrisses des Türaußenblechs
- Hintertür geöffnet
- Messungen einzelner Punktereihen des Türinnenblechs und des Fensterrahmens (vor jeder Einzelmessung Erfassung von GHI)

3. B-Säule

- Messungen einzelner Punktereihen der B-Säule auf der Außenseite und der Innenseite (vor jeder Einzelmessung Erfassung von ABC)

4. C-Säule

- Messung von ABC
- Abtasten des Umrisses der C-Säule und dem hinteren Seitenblech
- Messungen einzelner Punktereihen auf der Innenseite der C-Säule (vor jeder Einzelmessung Erfassung von ABC)

5. Seitenschweller

- Messungen einzelner Punktereihen des Seitenschwellers im Bereich der Vordertür und im Bereich der Hintertür, inklusive Türanschlagbereich an der C-Säule (vor jeder Einzelmessung Erfassung von ABC)

6. Bodenblech

- Messungen einzelner Punktereihen des Bodenblechs inklusive dem Profil des Sitzquerträgers vorne (vor jeder Einzelmessung Erfassung von ABC)

7. A-Säule und Dachrahmen

- Messungen einzelner Punktereihen der A-Säule und des Dachrahmens (vor jeder Einzelmessung Erfassung von ABC)

8. Dach und Windschutzscheibe

- Messungen einzelner Punktereihen auf dem Dach und der Windschutzscheibe (vor jeder Einzelmessung Erfassung von ABC)

Abbildung 138 bis Abbildung 143 sollen die zu erfassenden Bereiche der Karosserie und die entsprechenden Punktereihen verdeutlichen:



Abbildung 138: Außen- und Innenblech mit Fensterrahmen der Vordertür



Abbildung 139: Außen- und Innenblech mit Fensterrahmen der Hintertür



Abbildung 140: vorderer und hinterer Abschnitt des Seitenschwellers und des Bodenblechs



Abbildung 141: Außen- und Innenblech der B-Säule



Abbildung 142: Außen- und Innenblech der C-Säule



Abbildung 143: A-Säule, Windschutzscheibe, vorderer und hinterer Abschnitt Dach- und Fensterrahmen

9.2 MADYMO – Processfile

Die folgenden Zeilen geben ein gekürztes Beispiel für eine Eingabedatei in MADYMO. Diese Datei wird vom Pre- und Postprozessor EASY CRASH MAD automatisch in der erforderlichen Syntax erzeugt, so dass die Simulationssoftware MADYMO sie lesen kann und die Berechnung starten kann.

```
GENERAL INPUT
    T0          0
    TE          0.5
    INT         RUKU4
    TS          0.00005
    RAMP        0  0.100000
    RACO        0.01  0.100000
END GENERAL INPUT

!
!
INERTIAL SPACE
inertia
...
...
END INERTIAL SPACE
!
!
SYSTEM 1
    MKS-Golf
CONFIGURATION
    18 17 16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 2 1
    21 20 19 7 6 5 4 2 1
    ...
    ...
    ...
    45 44 43 28 27 26 25 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 2 1
    48 47 32 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 2 1
END CONFIGURATION
GEOMETRY
    0.000000  0.000000  0.020000  0.000000  0.000000  0.000000  support_5
-0.050000 -0.400000  0.000000  0.000000  0.000000  0.000000  body->B2
    ...
    ...
    ...
-0.520000 -0.200000  0.220043  0.000000  0.000000  0.000000  Sitzbank
-0.332081  0.000000  0.305635  0.000000  0.000000  0.000000  Sitzlehne_hi
END GEOMETRY
!
INERTIA
    0.01000  0.01000  0.01000  0.01000  0.00000  0.00000  0.00000
    ...
1020.00000  500.00000  1000.00000  1500.00000  0.00000  0.00000  0.00000
END INERTIA
JOINTS
    1  FREE
    2  BRACKET
    ...
    ...
    47  BRACKET
    48  BRACKET
END JOINTS
ORIENTATION
```

```

33 32 1 3 1.570796
...
...
...
48 47 1 2 -0.183260
END ORIENTATION
ELLIPSOID
1 0.020 0.300 0.020 0.000 0.000 0.000 10 0 0 0 Ref.Body-1_1
5 0.020 0.020 0.160 -0.184 1.452 -0.138 10 0 0 0 body->B29_1
...
...
...
47 0.070 0.062 0.230 0.000 -0.580 0.050 3 5 0 0 Sitzbank_2
END ELLIPSOID
FUNCTIONS
!Em_FuncName Seitenhalt_Vordersitz
2
0.000000 0.000000
0.400000 8000.000000
...
...
...
END FUNCTIONS
ORIENTATIONS
2 0 1 1 0.389557 2 -0.848233
3 0 1 1 0.414696 2 -0.986460
...
...
...
46 0 1 1 -0.106326 2 -0.139630 3 0.785412
47 0 1 1 0.000012 2 1.483531 3 1.134452
END ORIENTATIONS
INITIAL CONDITION
0.000000 0.000000 0.020000 0.000000 0.000000 0.000000 0 0 0
JOINT DOF
1 FREEROTATIONS 3.000 0.000 0.000 0.000 +
0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 +
0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000
END JOINT DOF
END SYSTEM 1
!
!
!
SYSTEM 2
EEVC MKS-Escort
CONFIGURATION
3 2 1
4 2 1
...
...
...
27 2 1
28 2 1
END CONFIGURATION
GEOMETRY
0.61918 -0.07829 -0.91591 0.00000 0.00000 0.00000 Floor
0.00000 0.00000 0.05000 0.00000 0.00000 0.00000 frame
1.20000 0.75000 -0.25000 0.00000 0.00000 0.00000 WheelLF
1.20000 -0.75000 -0.25000 0.00000 0.00000 0.00000 WheelRF
-1.30000 0.75000 -0.25000 0.00000 0.00000 0.00000 WheelLR
-1.30000 -0.75000 -0.25000 0.00000 0.00000 0.00000 WheelRR
...
...
...
0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 feld5c

```

```

0.000000    0.000000    0.000000    0.000000    0.000000    0.000000    feld4d
0.000000    0.000000    0.000000    0.000000    0.000000    0.000000    feld7d
0.000000    0.000000    0.000000    0.000000    0.000000    0.000000    feld7c
END GEOMETRY
INERTIA
    1.0000    1.0000    1.0000    1.0000    0.0000    0.0000    0.0000
  1100.0000   300.0000   900.0000  1200.0000    0.0000    0.0000    0.0000
    10.0000    0.2000    0.4000    0.2000    0.0000    0.0000    0.0000
    ...
    ...
    ...
    1.0000    0.0100    0.0100    0.0100    0.0000    0.0000    0.0000
END INERTIA
JOINTS
  1  BRACKET
  2  FREE
  3  REVOLUTE
    ...
    ...
    ...
  27  TRANSLATIONAL
  28  TRANSLATIONAL
END JOINTS
ORIENTATION
  3   2   4      0.000000      1.000000      0.000000 +
      -1.000000      0.000000      0.000000
    ...
    ...
    ...
  6   6   4      0.000000      1.000000      0.000000 +
      -1.000000      0.000000      0.000000
END ORIENTATION
!
!
STIFFNESS
  7  DAMPCOEF    1    2  HY3A      0.000000  1000.000000      0.000000
  8  DAMPCOEF    3    2  HY3A      0.000000  1000.000000      0.000000
    ...
    ...
    ...
  27  DAMPCOEF   22    2  HY3A      0.000000  1000.000000      0.000000
  28  DAMPCOEF   23    2  HY3A      0.000000  1000.000000      0.000000
END STIFFNESS
FUNCTIONS
!Em_FuncName Fel5c
  26
    0.000000      0.000000
    0.032674      97.000000
    ...
    ...
    ...
    0.506911      114.000000
    0.507282      126.000000
    ...
    ...
    ...
END FUNCTIONS
ELLIPSOID
  3  0.300  0.085  0.300  0.000  0.000  0.000  2    1    0  0  WhFL
  4  0.300  0.085  0.300  0.000  0.000  0.000  2    1    0  0  WhFR
    ...
    ...
    ...
  27  0.085  0.450  0.100  1.550  0.340 -0.125  4    0    0  0  element7d
  28  0.085  0.450  0.100  1.550  0.510 -0.125  4    0    0  0  element7c

```

END ELLIPSOID

FUNCTIONS

! #1 tyre

!Em_FuncName WheelLF->WhFL(E)->Load

5

0.000000	0.000000
0.004000	750.000000
0.010000	2500.000000
0.014000	5000.000000
0.018000	10000.000000

END FUNCTIONS

ORIENTATIONS

15 0 1 3 1.570795

...

...

...

26 0 1 3 1.570794

END ORIENTATIONS

PLANES

1	6.27	-5.95	0.00	6.27	8.67	0.00	-4.95	8.67	0.00	0	0	0	Floor
2	1.10	0.53	-0.10	-1.75	0.53	-0.10	-1.75	0.53	0.25	0	0	0	LSide
2	1.10	-0.53	-0.10	-1.75	-0.53	-0.10	-1.75	-0.53	0.25	0	0	0	RSide
2	-1.75	0.53	-0.10	-1.75	-0.53	-0.10	-1.75	-0.53	0.25	0	0	0	Rear
2	1.10	-0.77	-0.20	1.10	0.77	-0.20	1.10	0.77	0.40	0	0	0	Front

END PLANES

!

!

INITIAL CONDITION

0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	20.10000	0.000000	0	0	0
----------	----------	----------	----------	----------	----------	---	---	---

JOINT DOF

2	FREEROTATIONS	3.0000	1.5707	0.0000	0.0000	+		
		0.0000	0.0000	-2.1000	-2.8500		0.4904	+
		0.0000	0.0000	0.0000	0.0000		20.1000	0.0000
3	FREE	0.000000	71.739998					

...

...

...

28 FREE 0.000000 0.000000

END JOINT DOF

END SYSTEM 2

!

!

FEM MODEL 1

golf

MODEL PARAMETERS

ALPHA	0
HRGPAR	0.1
THERMC	1
BLOCKF	0

END MODEL PARAMETERS

COORDINATES

1	-2.311242	-0.527928	0.366297	0	0.0000
2	-2.262051	-0.528870	0.368513	0	0.0000
...					
...					
...					
4399	-1.279243	-0.773149	-0.114449	0	0.0000

END COORDINATES

ELEMENTS

1	SHELL4	31	32	33	33
2	SHELL4	27	7	26	26
...					
...					

```

...
4443 SHELL4 3833 3971 4396 4393
END ELEMENTS

MATERIALS
TYPE ISOPLA
HRGP 0
E 2.1e+11
NU 0.3
DENSITY 7800
YIELD STRESS 2e+06
HARDENING FUNCTION 1
SET 206:220 233:268 288 293 298:305 1838:1840
3047:3482 3631:3831 3833:3838 4100:4102
4113:4114 4140:4187 4344:4371

...
...
...
END MATERIALS
!
!
FUNCTIONS
!Em_FuncName hardening
4
0.000000 0.000000
0.000010 2e+06
0.000030 5e+06
0.000080 6e+06
END FUNCTIONS
GEOMETRIES
TYPE SHELL4
LAYER 1
THICKNESS 0.00075
INTEGRATION POINTS 2
COMPONENT 1
SET 206:220 233:268 288 293 298:305 1838:1840
3047:3482 3631:3831 3833:3838 4100:4102
4113:4114 4140:4187 4344:4371

...
...
...
END GEOMETRIES
INITIAL CONDITIONS
0 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0 0 0
ORIENTATIONS
0 0 1 1 0.000000
END ORIENTATIONS
SUPPORTS
NUMBER 1
SYSTEM 1
BODY 44
DOF ALL
SET 569:572 678:683 711:717 973:979 1033:1040

...
...
...
NUMBER 5
SYSTEM 1
BODY 1
DOF ALL
SET 162 170 240:247 1479:1483 2849 2857
END SUPPORTS
END FEM MODEL 1
!
!

```

```
FORCE MODELS
ACCELERATION FIELDS
    0    0    0    0    1
END ACCELERATION FIELDS
```

```
FUNCTIONS
!Em_FuncName g
    2
        0.000000    -9.810000
        3.000000    -9.810000
END FUNCTIONS
END FORCE MODELS
```

```
CONTACT INTERACTIONS
    ELEMENTSET          ElemSet1
    MODEL                1
    ELEMENTS             206:220  233:268  1838:1840  3047:3482
                        3631:3831  3833:3838  4100:4102
    END ELEMENT SET
    ...
    ...
    ...
    NODESET              NodeSet1
    MODEL                1
    NODES                528:529  532:540  579:587  590  1357  1398
                        1424:1427  1668:1692  1742:1768  1775:1871
    END NODESET
    ...
    ...
    ...
```

```
ELEMENT-NODE
    ELEMENTS             ElemSet1
    NODES                NodeSet1
    PENALTY              0.1
    FRONT
    BACK
    FRICTION              0
END ELEMENT-NODE
ELLIPSOID-NODE
    SYSTEM               1
    ELLIPSOID            43
    NODESET              NodeSet1
    FRICTION COEFFICIE   0
    CONTACT MODEL        FORCE
    THICKNESS            1
    LOADING FUNCTION     1
```

```
FUNCTIONS
!Quersteifigkeit_Sitzgestell
!Em_FuncName Cntcload 348
    2
        0.000000    0.000000
        80.000000   0.200000
END FUNCTIONS
END ELLIPSOID-NODE
```

```
...
...
...
```

```
PLANE-ELLIPSOID
    SYSTEM               2
    PLANE                1
    SYSTEM               2
    ELLIPSOID            1
```

```

        CHARACTERISTIC      ELLIPSOID
        LOADING FUNCTION    0
        FRICTION COEFFICIE  0.9
        CORRECTION          OFF
        BOUNDARYWIDTH       INFINITE
END PLANE-ELLIPSOID
...
...
ELLIPSOID-ELLIPSOID
    SYSTEM                  1
    ELLIPSOID              34
    SYSTEM                  2
    ELLIPSOID              5
    CHARACTERISTIC          ELLIPSOID1
    LOADING FUNCTION        0
    FRICTION COEFFICIE     10
    CORRECTION              ON
END ELLIPSOID-ELLIPSOID
...
...
...
CYLINDER-ELLIPSOID
    SYSTEM                  3
    CYLINDER                1
    SYSTEM                  1
    ELLIPSOID              30
    CHARACTERISTIC          ELLIPSOID
    LOADING FUNCTION        0
    FRICTION COEFFICIE     1.5
    CORRECTION              OFF
END CYLINDER-ELLIPSOID
...
...
...
END CONTACT INTERACTIONS
!
!
    OUTPUT CONTROL PAR
    TSKIN                   0.001
    TSOUT                   0.0001
    KIN3                    5.2      EXTENDED
    FEMESH
    FILTER PARAMETERS
    IGNORE                  NO
    DEFAULT                 NONE
    PADDING                 0.01
    END FILTER PARAMET
END OUTPUT
END

```

9.3 Schaumeinbringung

Bevor versucht werden kann, die Hohlräume des Schwellers mit Kunststoffschaum zu füllen, ist es notwendig, eine möglichst genaue Abschätzung über das vorliegende Volumen zu erhalten. Dies ist von Wichtigkeit, da die Massenanteile des Zweikomponentensystems nach dem geforderten Schaumendvolumen bestimmt werden. Erste Abschätzungen über die äußeren Abmaße ergaben ein Volumen von rund 23 dm^3 . Angesichts des komplizierten, sich über die Länge ändernden Querschnitts, erscheint ein in dieser Art bestimmtes Volumen jedoch als nicht exakt genug. Eine wesentlich genauere Methode stellt das "Auslitern" eines Hohlraums mit einer Flüssigkeit, in diesem Fall Wasser, dar. Dazu war es zuerst notwendig, mögliche Verbindungen von Schweller zu anderen Hohlräumen zu ermitteln. Andere Hohlräume stellten in diesem Fall profilartige Ausformungen des Unterbodens zu dessen Verstärkung dar. In diese Räume könnte das eingefüllte Wasser zwischen den Blechen überlaufen und das Endergebnis verfälschen. Ist das zusätzliche Volumen bekannt, kann es vom Messergebnis abgezogen werden.

Der nächste Schritt beschäftigte sich mit der Abdichtung des Schwellers nach außen. Zur Einbringung von Hohlraumkonservierern, sowie Ablauf von Flüssigkeiten nach der Tauchgrundierung oder Regenwasser sind an der Unterseite des Schwellers und des Unterbodens mehr oder weniger große Löcher vorgesehen. Teils waren sie ab Werk mit Gummistopfen versehen, teils noch offen. Nicht verschlossene Öffnungen mussten vorher mit einer Dichtmasse abgedichtet werden. Um festzustellen, wann der Schweller restlos mit Wasser gefüllt sein würde, wurde die höchstgelegene noch zu füllende Stelle mit einer kleinen Bohrung versehen. Aus ihr würde dann das Wasser bei Erreichen des Füllstands austreten. Das mit dieser Methode ermittelte Gesamtvolumen betrug 24 dm^3 . Davon waren rund 2 dm^3 auf zusätzliche Hohlräume zurückzuführen. Das zuvor überschlägig bestimmte effektive Schwellervolumen musste also auf 22 dm^3 korrigiert werden.

Als nächstes war es wichtig sich über die innere Struktur des Schwellers klar zu werden, um die Vorgehensweise beim Einbringen des Schaums planen zu können. Mit Hilfe der zuvor beschriebenen Bohrungen erhielt man einen guten Einblick in das Innere des Schwellers. Dabei hat sich ein relativ komplexer Aufbau herausgestellt. Abbildung 144 zeigt verschiedene Bereiche des Schwellers und ihre Querschnitte. Sie sind in Vertikalrichtung mehr oder weniger stark mit Verstärkungsblechen versteift. Zwischen den Türen kommt noch die innere Anbindung der B-Säule an den Schweller hinzu.

Die Querschnittsänderungen und Verengungen stellen in der Praxis tatsächlich ein Problem bei der Einbringung des Schaums dar. Kunststoffschaum hat die Eigenschaft, dass der Zeitverzug von Gemischbildung bis zur Aufschäumung kurz ist. Es bleibt also nur wenig Zeit die Strecke vom Ort der Vermischung bis zur Einfüllstelle zurückzulegen, bevor das Gebinde aufschäumt. Desweiteren bildet sich an der Oberfläche des

Schaum schnell eine feste "Haut", welche nicht mehr in der Lage ist sich um Hindernisse herum zu "schmiegen". Einen solch komplexen Querschnitt kann man also wegen der oben genannten Problematik nicht vollständig in einem Arbeitsgang ausfüllen. Deshalb erfolgte die Füllung in mehreren Abschnitten, wobei die gewählte Kammer pro Arbeitsgang möglichst unkompliziert gestaltet sein sollte.

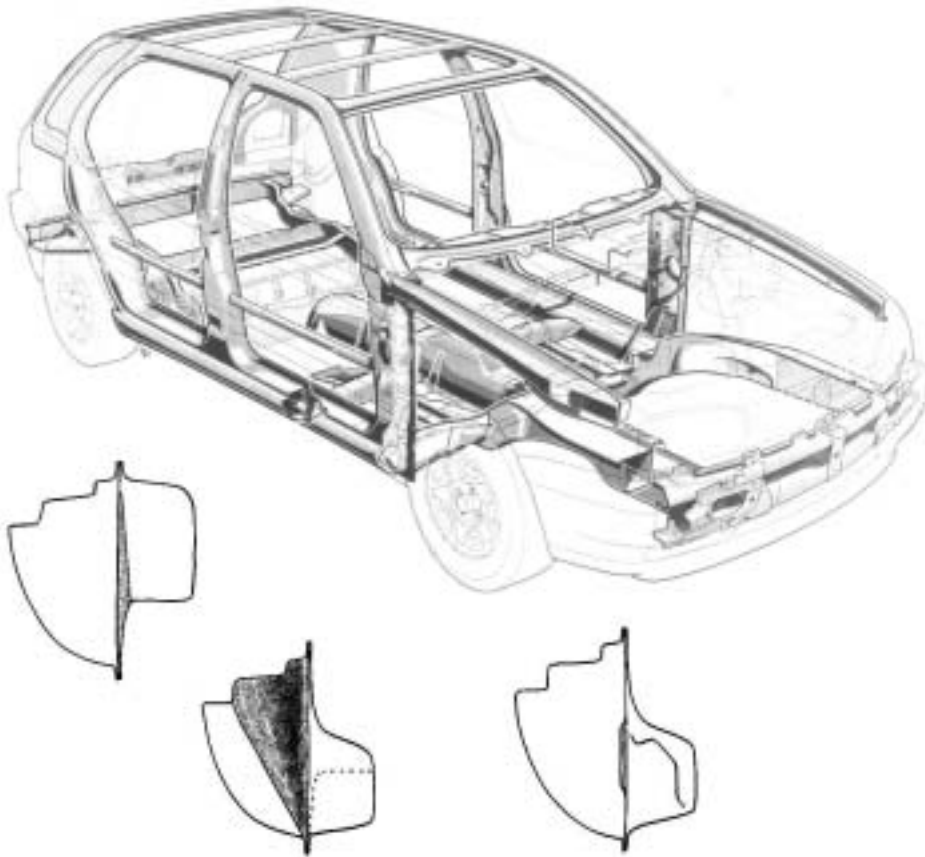


Abbildung 144: Verschiedene Schweller-Querschnitte (vereinfacht)

Es bot sich an, den Schweller in vier Füllabschnitte zu unterteilen. Das vertikale Verstärkungsblech bildet dabei eine Trennebene, welche ein äußeres und ein inneres Volumen voneinander abgrenzt. Das innere Volumen wurde dann an der Stelle eines Querschnittswechsels im Bereich der B-Säule getrennt. Das äußere Volumen an der Stelle, wo die B-Säule in den Schweller eindringt. Der Schaum selbst erhielt über spezielle Zusatzkomponenten bessere Verarbeitungseigenschaften. Sie ermöglichten mit einer langen Aufschäumzeit die Bewältigung der Transportwege vom Mischort zum Einfüllort, sowie das Einfüllen größerer Mengen.

Geschäumt wurden jeweils zwei Kammern gleichzeitig, und zwar die unmittelbar nebeneinander liegenden, um ein Überlaufen in eine andere Kammer zu verhindern. Um ein optimales Fließverhalten zu erreichen, wurde das Fahrzeug leicht zum Schweller und nach vorne hin geneigt (Abbildung 145 und Abbildung 146). So konnte das noch flüssige System vom Einfüllort in die unterste Ecke fließen, um von dort aus aufzusteigen.



Abbildung 145: Fahrzeugausrichtung beim Schäumen

Die Herstellung des Systems, bzw. das Anmischen der zwei Komponenten erfolgte, wie bereits erwähnt, in Abhängigkeit vom auszufüllenden Volumen. Dementsprechend wurden die jeweiligen Massenanteile auf einer grammgenauen Waage zugegeben.



Abbildung 146: Fahrzeugausrichtung beim Schäumen

Zuerst wurden die vorderen beiden Kammern befüllt. Die Einfüll-Bohrungen mit 20 mm Durchmesser waren vorne, wie hinten in Abbildung 147 und Abbildung 148 zu sehen ist, eingebracht. Beim Befüllen der anderen beiden Bereiche, floss die Kunststoffmasse auf den bereits ausreagierten Kunststoffschaum und stieg von dort aus bis zum anderen Ende des Schwellers auf. Nur so konnte ein hohlraumfreies Ausschäumen über die volle Länge gewährleistet werden. Über zwei größere Löcher im Radkasten war es zwischenzeitlich möglich das Ergebnis zu überprüfen.

Die Schaumeinbringung verlief zufriedenstellend. Das gesamte Volumen wurde ausgefüllt, ohne dass sich nennenswerte Hohlräume bildeten. Die Gewichtszunahme aufgrund der beschriebenen Modifikation betrug etwa 5 kg.



Abbildung 147: Einfüllbohrungen vorne

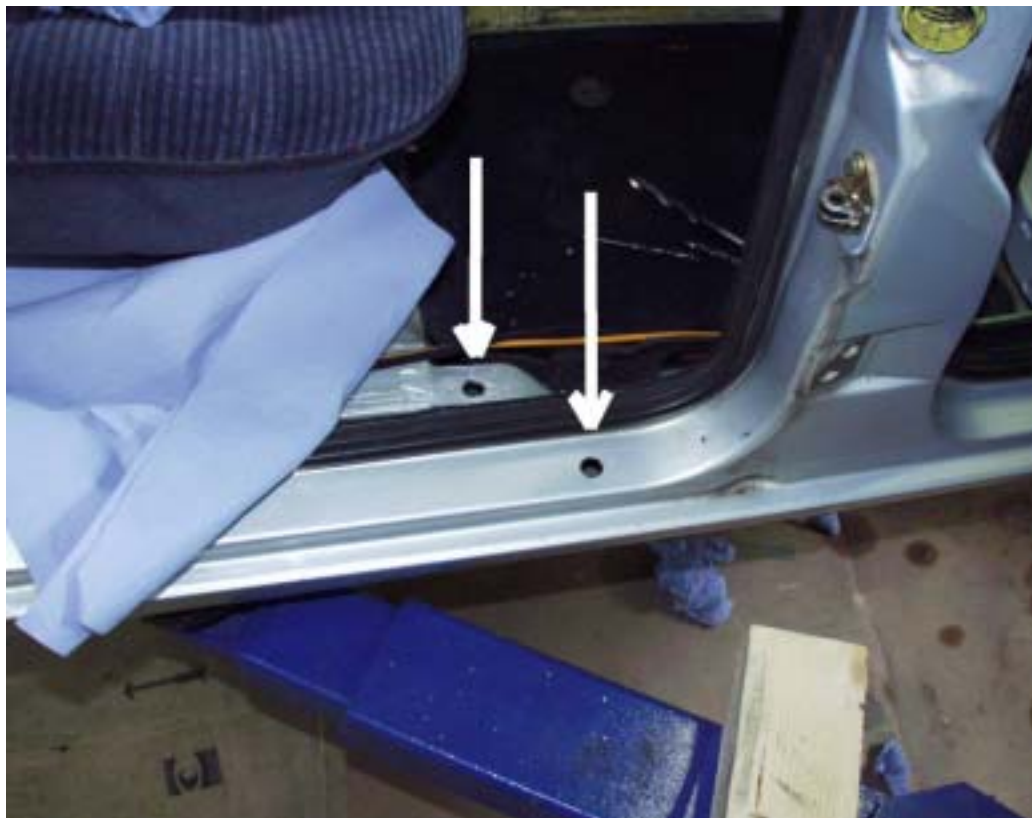


Abbildung 148: Einfüllbohrungen hinten

Lebenslauf

Persönliche Daten:

Name	Tjark Kreuzinger
Wohnort	Peperstraat 21 B-3080 Tervuren Tel.: +32 (0)2 687 3852
Geburtsdatum	18.06.1969
Geburtsort	Berlin
Familienstand	verheiratet, zwei Kinder

Schulbildung:

1975 – 1988	Grundschule und Gymnasium Herkenrath, abgeschlossen am 03.06.1988 mit der allgemeinen Hochschulreife
-------------	--

Bundeswehr:

01.07.1988 - 30.09.1989	Erfüllung der Wehrpflicht
-------------------------	---------------------------

Studium:

01.10.1990 – 20.03.1997	Studium des Maschinenbaus an der RWTH Aachen, Vertiefungsrichtung Kraftfahrwesen
01.05.1994 – 30.05.1997	studentische Hilfskraft am Institut für Kraftfahrwesen, Aachen
01.10.1996 – 28.02.1997	Diplomarbeit in Turin (Italien) bei CRF (Forschungszentrum FIAT)

Beruflicher Werdegang:

01.06.1997 – 15.01.1998	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Kraftfahrwesen, Aachen (IKA)
15.10.1997 – 30.06.2002	Wissenschaftlicher Mitarbeiter bei der Bundesanstalt für Straßenwesen im Referat passive Sicherheit und Biomechanik
Seit 01.07.2002	Angestellter bei Toyota Motor Engineering & Manufacturing Europe im Bereich aktive und passive Sicherheit