

# Diplomarbeit

## Nutzfahrzeug Leichtbaurahmen

von Gregor Schwarz

Durchgeführt am Institut für Fahrzeugtechnik  
Vorstand: Dipl.-Ing. Dr. techn. Wolfgang Hirschberg

und bei

MAGNA Powertrain - Engineering Center Steyr GmbH & Co KG  
Entwicklung Fahrzeug  
St. Valentin

Betreuer:

Dipl.-Ing. Dr. techn. Mario Hirz (FTG)  
Dipl.-Ing. Martin Winter (ECS)  
Dipl.-Ing. Klaus Puchner (ECS)

Graz, 18. Dezember 2009



Diese Arbeit unterliegt der Veröffentlichungssperre bis 15. Dezember 2011

# Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich recht herzlich bei allen Personen bedanken, die es mir ermöglicht haben, die Diplomarbeit durchzuführen. Zu großem Dank bin ich meinen Eltern Friederike und Ernst Schwarz verpflichtet, die mir die Chance für diese Ausbildung gegeben haben.

Weiters bedanke ich mich für die Unterstützung bei Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Wolfgang Hirschberg und Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Mario Hirz am Institut für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Graz.

Die Herren Dipl.-Ing. Walter Weiler, Dipl.-Ing. Martin Winter und Ing. Alois Hirsch ermöglichten mir die Durchführung der Arbeit im Engineering Center Steyr. Ihnen gebührt, wie allen weiteren beteiligten und mitwirkenden Personen im ECS, großer Dank. Für Fragen und Problemlösungen bei der Berechnung stand mir Herr Dipl.-Ing. Klaus Puchner jederzeit zur Verfügung und deshalb möchte ich mich auch bei ihm außerordentlich bedanken.

# Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am 18.12.2009

  
Unterschrift

# Vorwort

Die vorliegende Diplomarbeit wurde am Institut für Fahrzeugtechnik an der TU-Graz und bei der Firma Engineering Center Steyr in St. Valentin erstellt.

Das Thema „Innovatives Rahmenkonzept für eine Sattelzugmaschine“ wurde von mir aufgegriffen, da es die Möglichkeit bietet, eine jahrhundertlang unveränderte Bauweise zu revolutionieren.

Es wurde gezeigt, dass die Neukonstruktion mit einem Monocoquerahmen viele Vorteile im Vergleich zu der klassischen Konstruktion bietet. Neben einer deutlichen Gewichtsersparnis kann der neue Rahmen mit der Integration von Bauteilen und geringeren Betriebskosten punkten. Der Einsatz des Leichtbaurahmens trägt noch dazu einen positiven Beitrag zur Umweltbilanz bei. Das eingesparte Gewicht reduziert den  $CO_2$ -Ausstoß von der Produktion an bis hin zur Verschrottung.

Das Monocoque bietet nicht nur wirtschaftliche Vorteile, sondern trägt zum nachhaltigen Umgang mit vorhandenen Ressourcen bei. Die zukünftige Kombination mit alternativen Antriebsarten kann die ökologische Belastung weiter verringern. Eine Herausforderung bei der Entwicklung des Rahmens war die Erfüllung aller geforderten Belastungs- und Dauersicherheitsberechnungen bei größtmöglicher Gewichtsreduktion.

Der Verzicht auf das Transportmittel LKW ist auch in Zukunft unwahrscheinlich, da die Beförderung der Güter hauptsächlich auf der Straße erfolgen wird. Aus diesem Grund können Leichtbaurahmenkonzepte interessante Weiterentwicklungen darstellen, um die Beförderung auf der Straße effektiver zu gestalten. Die Entwicklungsergebnisse, die im Zuge der Diplomarbeit gemacht wurden, stimmen positiv.

Weitere Arbeiten am Leichtbaurahmen zur Realisierung eines Prototyps könnten in der Folge bis zur Serienreife des Fahrzeugs führen und eine neue Ära im LKW-Bau einleiten.

# Abstract

The key feature of the monocoque truck frame lies in weight reduction due to an innovative frame concept: This new lightweight truck frame benefits from an increased load capacity as well as from a better road handling because of the higher frame stiffness. The weight reduction amounts to thirty percent - that also means a reduction of the material used which guarantees a better  $CO_2$  balance, right from production to scrapping. The monocoque frame has a high number of multifunctional parts to save components especially for fixing and bending accessories. The fuel tank - embedded in the belly of the monocoque for optimal weight balance and maximum package volume - might even be replaced by batteries or gas tanks if an alternative propulsion system is installed. The monocoque's module-system meets different demands in terms of the wheelbase and other requirements. Furthermore, in case of a side-impact passenger-injuries in the car can be reduced because a homogeneous structure is provided and there is no possibility of underrunning the truck. All components are optimized for on-road conditions and motorway use as the closed body ensures a minimum air drag. By using innovative materials and joining techniques the mass can be even further reduced. All in all, the new lightweight truck provides all the quality standards of a state-of-the-art transport vehicle by both, saving resources and offering high safety and comfort aspects.

# Kurzfassung

Ziel ist die Entwicklung eines Rahmenkonzeptes, das eine deutliche Gewichtsreduktion aufweist. Das Gewichtseinsparungspotential kommt zum einen der erhöhten Nutzlast zugute und bringt zum anderen eine Kraftstoffersparnis. Der Rahmen ist modular aufgebaut und kann somit einfach unterschiedlichen Anforderungen angepasst werden. Durch Ergänzen weiterer Module lässt sich eine andere Achskonfiguration erreichen, ohne das Fahrzeug komplett neu zu entwickeln. Das Mittelteil besitzt die Form eines Monocoques, dessen Vorteil eine sehr hohe Torsionssteifigkeit ist. Durch die hohe Torsionssteifigkeit lässt sich das Fahrverhalten positiv beeinflussen. Im Bauch des Monocoques findet das Tanksystem Platz und spart Gewicht, weil keine zusätzlichen Befestigungselemente notwendig sind. Wird ein Tankmodul entnommen, kann hierfür ein Batteriesystem für den Hybridantrieb eingesetzt werden. Eine Variante mit Erdgastanks ist ebenfalls geplant. Bei der Entwicklung des Rahmenkonzeptes wurde bereits an die passive Sicherheit gedacht. Vor allem bei Kollisionen mit PKWs wurden entsprechende konstruktive Maßnahmen ergriffen, um z.B. ein Unterfahren zu verhindern. Durch den Gewichtsvorteil wird auch weniger Material für die Herstellung benötigt, was die  $CO_2$  Bilanz von der Herstellung bis zur Verschrottung positiv beeinflusst.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Abkürzungsverzeichnis</b>	<b>IX</b>
<b>Formelzeichenverzeichnis</b>	<b>X</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Ausgangssituation</b>	<b>2</b>
2.1 Ergebnisse des Projekts „Konstruktiv“ und des Projekts „Fahrzeugtechnik“	2
<b>3 Recherche</b>	<b>5</b>
3.1 Innovative Rahmenkonzepte . . . . .	5
3.2 Verbindungstechnik . . . . .	9
3.3 Materialauswahl . . . . .	10
3.4 Leichtbaugrundlagen . . . . .	12
3.5 Anbauteile . . . . .	12
3.5.1 Sattelpkupplung . . . . .	12
3.5.2 Unterfahrschutz . . . . .	13
<b>4 Konstruktion</b>	<b>14</b>
4.1 Konstruktionsgrundlagen . . . . .	14
4.2 Packagevorgaben . . . . .	14
4.3 Modulbauweise . . . . .	21
4.4 Rückblick auf die Rahmenentwicklung . . . . .	23
4.5 Resultat . . . . .	30
4.5.1 Frontmodul . . . . .	30
4.5.1.1 Unterfahrschutz . . . . .	31
4.5.1.2 Motorquerträger . . . . .	32
4.5.1.3 Kühlerquerträger . . . . .	33
4.5.1.4 Blattfederlagerbock . . . . .	34
4.5.1.5 Lenkungsbock . . . . .	34
4.5.2 Vorderträger . . . . .	35
4.5.2.1 C-Profil . . . . .	36
4.5.2.2 Außenblech . . . . .	37
4.5.2.3 Catwalk . . . . .	38
4.5.2.4 Blattfederträger . . . . .	38
4.5.2.5 Abschlussblech . . . . .	38
4.5.2.6 Bodenblechquerträger . . . . .	38
4.5.2.7 Stoßdämpferhalterung . . . . .	39
4.5.2.8 Fahrerhausbrücke . . . . .	39
4.5.2.9 Verstärkungsblech . . . . .	39

4.5.3	Mittelteil . . . . .	39
4.5.3.1	Seitenwand . . . . .	41
4.5.3.2	Hutprofile . . . . .	41
4.5.3.3	Bodenblech . . . . .	42
4.5.3.4	Deckblech . . . . .	42
4.5.4	Hinterachsgestell . . . . .	42
4.5.4.1	L-Profil . . . . .	44
4.5.4.2	Außenblech . . . . .	44
4.5.4.3	Querträger . . . . .	44
4.5.4.4	Längslenkerträger . . . . .	44
4.5.4.5	Heckquerträger . . . . .	45
4.5.4.6	Dreieckslenkerhalter . . . . .	45
4.6	Bauteilliste . . . . .	45
4.7	Gesamtmodell . . . . .	47
4.8	Montage des Monocoques . . . . .	50
<b>5</b>	<b>Berechnung</b>	<b>56</b>
5.1	Vorgehensweise . . . . .	56
5.2	FE-Modell . . . . .	56
5.3	Eigenfrequenzen . . . . .	63
5.4	Lastfälle . . . . .	64
5.4.1	Schlaglochdurchfahrt . . . . .	66
5.4.2	Kurvenfahrt . . . . .	66
5.4.3	Abbremsung . . . . .	66
5.4.4	Torsion . . . . .	66
5.4.5	3-Punktauflage . . . . .	67
5.4.6	Torsionssteifigkeit . . . . .	68
5.4.7	Jumpstart . . . . .	68
5.4.8	Abschleppen . . . . .	69
5.4.9	Fahrerhauskippen . . . . .	70
5.4.10	Feldreparaturfall . . . . .	70
5.4.11	Unterfahrerschutz . . . . .	71
5.4.12	Lenken . . . . .	71
5.5	Einspannungen und Beschleunigungen . . . . .	72
<b>6</b>	<b>Auswertung der FE-Ergebnisse</b>	<b>74</b>
6.1	Vorgangsweise . . . . .	74
6.2	Steifigkeit . . . . .	76
6.2.1	Modalanalyse . . . . .	76
6.2.2	Torsionssteifigkeit . . . . .	77
6.3	Überlastfälle . . . . .	78
6.3.1	Schlaglochdurchfahrt . . . . .	78
6.3.2	Kurvenfahrt . . . . .	79
6.3.3	Abbremsung . . . . .	80
6.3.4	Torsion . . . . .	81
6.3.5	3-Punktauflage . . . . .	82
6.3.6	Jumpstart . . . . .	83

6.3.7	Abschleppen . . . . .	84
6.3.8	Fahrerhauskippen . . . . .	85
6.3.9	Feldreparaturfall . . . . .	86
6.3.10	Unterfahrerschutz . . . . .	87
6.3.11	Lenken . . . . .	88
6.4	Lebensdauerberechnung . . . . .	89
6.4.1	Vertikalbelastung . . . . .	89
6.4.2	Kurvenfahrt . . . . .	90
6.4.3	Torsion . . . . .	91
<b>7</b>	<b>Kosten</b>	<b>92</b>
7.1	Allgemeines . . . . .	92
7.2	Annahmen und Randbedingungen . . . . .	92
7.3	Einsparungspotential . . . . .	93
7.4	Bewertung der Fertigung . . . . .	95
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>98</b>
<b>9</b>	<b>Weiteres Vorgehen, Zukunftsausblick</b>	<b>100</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>105</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>108</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>111</b>

# Abkürzungsverzeichnis

CAD .....	Computer Aided Design
Catia .....	Computer Aided Three-Dimensional Interactive Application, 3-D Konstruktionsprogramm von Dassault Systems
CBAR .....	Simple Beam Element Connection
CFK .....	Kohlenstoffaserverstärkter Kunststoff
CNG .....	Compressed Natural Gas
Dekra .....	Deutscher Kraftfahrzeug-Überwachungs-Verein
EMV .....	Elektromagnetische Verträglichkeit
FEA .....	Finite Elemente Analyse
FEM .....	Finite Elemente Methode
FUPS .....	Front Underrun Protection System
GVW .....	Gross Vehicle Weight
LKW .....	Lastkraftwagen
LWTF .....	Light Weight Truck Frame
MAG .....	Metallaktivgas schweißen
MKS .....	Mehrkörpersystem
PID .....	Property Identification Number
PKW .....	Personenkraftwagen
RBE2 .....	Rigid Body Element, Form 2
RBE3 .....	Interpolation Constraint Element
Smarteam .....	Produktdatenmanagementsystem von Dassault Systems
TRIPLEX .....	Austenitischer Stahl mit Ferrit und Karbiden
TTT .....	The Team Technology
TWIP .....	Twinning Induced Plasticity Steel

# Formelzeichenverzeichnis

$\phi$ .....	Verdrehwinkel des Rahmens	[rd]
$\sigma_v$ .....	Vergleichsspannung	[MPa]
$\sigma_{xx}$ .....	Normalspannung in x-Richtung	[MPa]
$\sigma_{yy}$ .....	Normalspannung in y-Richtung	[MPa]
$\sigma_{zz}$ .....	Normalspannung in z-Richtung	[MPa]
$\tau_{xy}$ .....	Schubspannung in der xy-Ebene	[MPa]
$\tau_{xz}$ .....	Schubspannung in der xz-Ebene	[MPa]
$\tau_{yz}$ .....	Schubspannung in der yz-Ebene	[MPa]
$A$ .....	Aufstandsfläche (Spur $\times$ Radstand)	[m <sup>2</sup> ]
$c_1$ .....	Torsionssteifigkeit	[ $\frac{N \times m}{Grad}$ ]
$c_t$ .....	Torsionssteifigkeit	[Nmm]
$D$ .....	Belastungswert der Sattelkupplung	[kN]
$D_{sp}$ .....	Schweißpunkt Abstand (Abstand der Schweißpunkte)	[mm]
$G$ .....	Schubmodul (werkstoffabhängig)	[ $\frac{N}{mm^2}$ ]
$g$ .....	Erdbeschleunigung	[ $\frac{m}{s^2}$ ]
$I_t$ .....	Flächenmoment (gemittelt)	[mm <sup>4</sup> ]
$L$ .....	Leichtbaugütegrad (Leichtbaugüte)	[]
$l$ .....	Radstand	[mm]
$l_1$ .....	Abstand von Einspannung und Momenteneinleitung	[mm]
$M_t$ .....	Verwindungsmoment	[Nmm]
$m_{ger}$ .....	Gerippegewicht (ohne Türen und Klappen)	[kg]
$R$ .....	zulässiges Gesamtgewicht des Sattelanhängers	[to]
$S$ .....	Spannungsmatrix	[MPa]
$T$ .....	zulässiges Gesamtgewicht des Zugfahrzeuges	[to]
$t_{ges}$ .....	Blechstärke (Summe aller Bleche)	[mm]
$U$ .....	zulässige Sattellast	[to]

# 1 Einleitung

Die grundlegende Konstruktion eines LKWs hat sich in den letzten 100 Jahren nicht verändert. Der Rahmen besteht aus zwei Längsträgern in Form eines C-Profils, die in gewissen Abständen mit Querträgern verbunden sind. An den beiden Längsträgern werden alle Anbauteile wie Motor, diverse Behältnisse, Fahrwerk, Fahrerhaus und der Aufbau bzw. eine Sattelkupplung montiert.

Die Rahmenstruktur bleibt für alle Einsatzzwecke gleich, lediglich die Profile und die Anzahl der Querträger werden den Belastungen angepasst. Da an einen Muldenkipper in einem Steinbruch völlig andere Anforderungen gestellt werden als an eine Sattelzugmaschine, die überwiegend auf Autobahnen unterwegs ist, müssen in jedem Fall Kompromisse eingegangen werden. Da sich der größte Absatzmarkt auf LKW für Transporte im Fernverkehr beschränkt, ist das Ziel die Entwicklung eines Rahmens für dieses Einsatzgebiet. Genauer gesagt, soll sich das erste Konzept auf eine Sattelzugmaschine mit einer 4x2 Achskonfiguration beschränken. Dabei sollte eine erhebliche Reduktion des Gewichtes bei zumindest gleicher Steifigkeit erreicht werden. Das eingesparte Gewicht soll zum einen das Zusatzgewicht neuer Antriebskonzepte kompensieren und eine Nutzlasterhöhung bringen, zum anderen bei Leer- und Halbleerfahrten den Kraftstoffverbrauch reduzieren. Durch eine erhöhte Steifigkeit soll das Fahrverhalten positiv beeinflusst werden. Der Rahmen soll so konstruiert werden, dass ein bestehender Antriebsstrang, eine vorhandene Vorder- und Hinterachse und eine Seriensattelkupplung montiert werden können. Dadurch sollten zusätzlich entstehende Kosten für die Neukonstruktion oder eine Anpassung bestehender Komponenten vermieden werden. Eine Kosteneinsparung findet auch durch den reduzierten Materialeinsatz statt.

## **2 Ausgangssituation**

### **2.1 Ergebnisse des Projekts „Konstruktiv“ und des Projekts „Fahrzeugtechnik“**

Das Thema LWTF wurde bereits im WS 2007/08 ins Leben gerufen. Dabei nahm man im Rahmen des Projekts „Konstruktiv“ [8] eine Untersuchung des Themas vor. Es wurde recherchiert, ob und wie weit bereits Entwicklungen zu diesem Thema vorhanden sind. Bei der Recherche wurde festgestellt, dass bereits einige Vorentwicklungen und Patente vorhanden sind, jedoch noch kein Prototyp einer Studie realisiert wurde. Das Projekt „Konstruktiv“ wurde mit einer ersten konzeptionellen Studie abgeschlossen. Da diese zum ersten Mal das Potential dieses neuen Rahmenkonzepts aufzeigte, wurde die Entwicklung mit einem Projekt „Fahrzeugtechnik“ [7] fortgesetzt. Thema dieses Projekts war die Weiterentwicklung des Rahmens in Bezug auf Gewicht und Festigkeit unter Einhaltung von Packagevorgaben. Die Berechnung wurde mittels des CATIA FEM Rechentools durchgeführt. Das Ergebnis stimmte optimistisch, dass das Rahmenkonzept den harten Belastungen standhalten wird. Da die Berechnung des kompletten Rahmens sowohl hardware- als auch softwareseitig an die Leistungsgrenze stieß, wurde beschlossen, ein spezialisiertes FEM-Tool einzusetzen. Der Umfang des Projektes „Fahrzeugtechnik“ war bereits ausgeschöpft. Die Berechnung wurde deshalb neben dem Studium fortgeführt. Mit Beginn der Diplomarbeit wurde die erste Berechnung fertiggestellt. Die Ergebnisse sieht man im Bild 2.1 und 2.2.

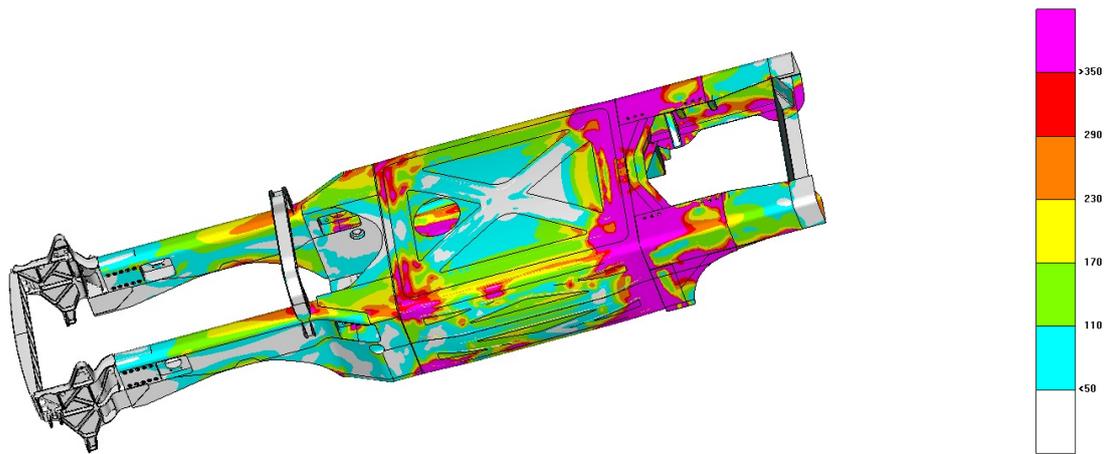


Abbildung 2.1: Von Mises Vergleichsspannung in MPa beim Lastfall Schlaglochdurchfahrt

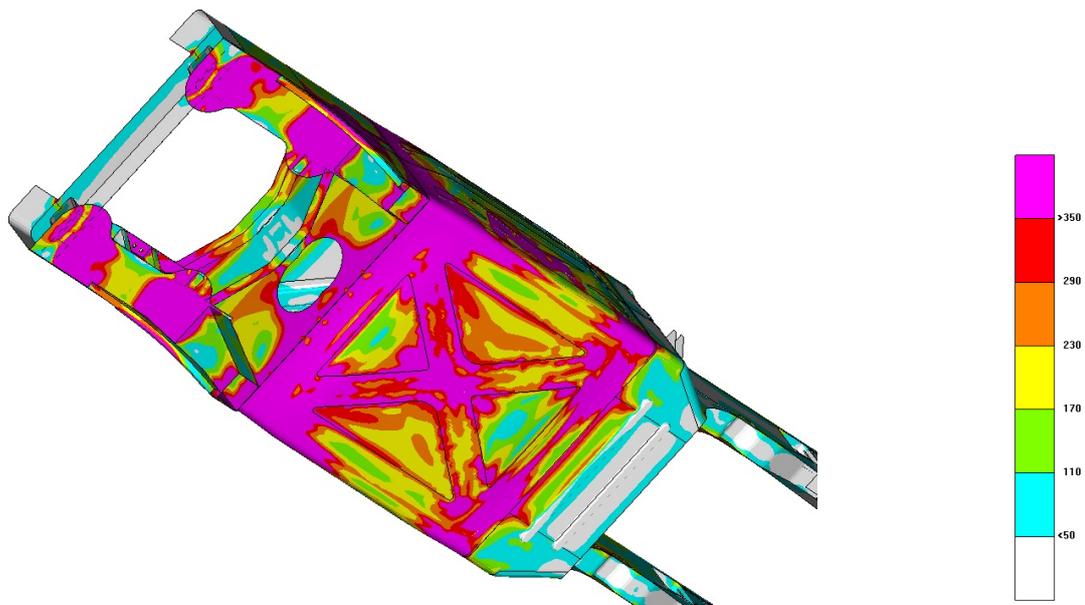


Abbildung 2.2: Von Mises Vergleichsspannung in MPa beim Lastfall Schlaglochdurchfahrt

Im Vergleich zu den sehr positiven Catia Ergebnissen zeigte das erste Rahmenkonzept große Defizite, vor allem im Bereich Hinterachsgestell und Mittelteil. Die Ergebnisse wurden untersucht, weshalb die Rechenergebnisse mittels Catia Spannungen bis zum Faktor 3 geringer bewertet wurden. Ein Fehler war die Generation eines AllCAT-parts des Rahmens im CAD System. Dadurch verschmelzen alle aneinander liegenden Bauteile zu einer Einheit. Somit gibt es keine Punkt- oder Schraubverbindungen. Der

größte Fehler dürfte bei der Vernetzung gemacht worden sein. Grundsätzlich werden Bleche als Schalenelemente vernetzt. Catia lässt jedoch AllCATParts nur als Solids vernetzen. Dies sollte prinzipiell noch kein Problem darstellen, sofern ein akzeptables Seitenverhältnis von 1:3 der Tetraeder eingehalten wird. Bei dünnen Blechen gibt somit die Wandstärke die Anzahl der Elemente vor. Beim Monocoque wäre die Anzahl der Elemente im zweistelligen Millionenbereich gelegen. Bei dieser Elementanzahl stößt das für Konstruktionen ausgelegte Catia längst an seine Leistungsgrenze. Daher wurde bewusst die Elementanzahl reduziert, um zu einem Berechnungsergebnis zu gelangen. Genau dies dürfte schließlich jedoch zu einem Fehler geführt haben, welcher die Berechnungsergebnisse beeinflusste.

Das Bild 2.3 zeigt eindrucksvoll die Entwicklung des Rahmens: Erste Gehversuche im linken oberen Bild bis hin zum Status quo des Monocoques links unten. Wie die Abbildung zeigt, hatte der Rahmen zwischenzeitlich einen relativ hohen Detaillierungsgrad. Aufgrund der Festigkeitsprobleme wurde wieder versucht, die Struktur zu verbessern und erst zu einem späteren Zeitpunkt Detailkonstruktionen und eine Optimierung durchzuführen. Es sei angemerkt, dass es sich hierbei nur um Abbildungen von Meilensteinen in der Konstruktion handelt!

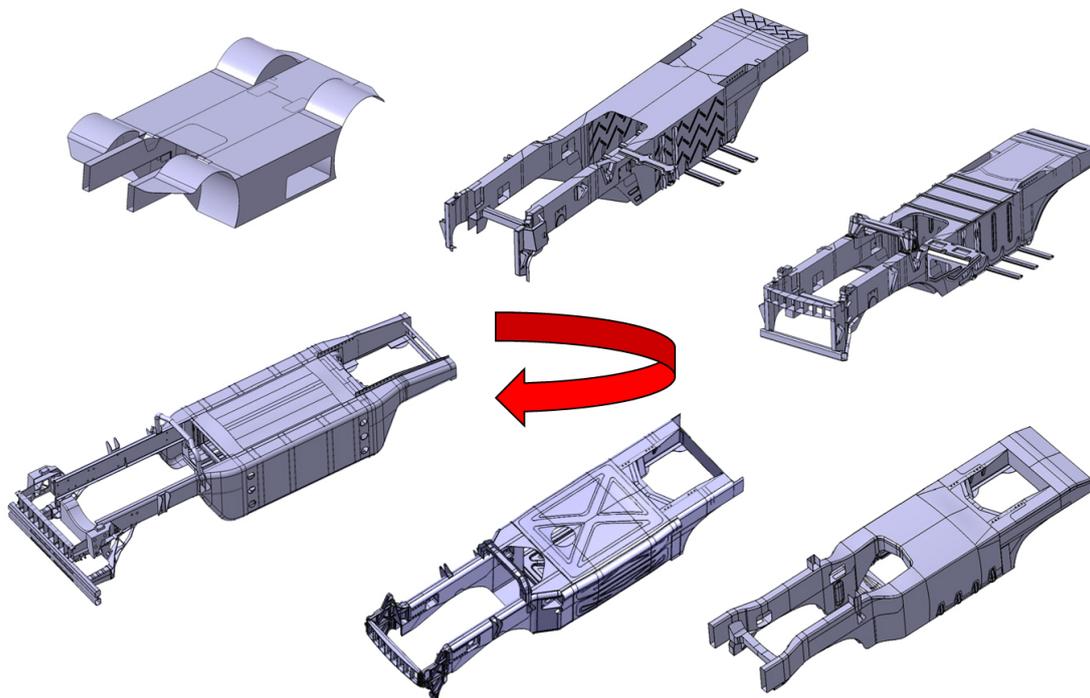


Abbildung 2.3: Monocoquentwicklung

## 3 Recherche

### 3.1 Innovative Rahmenkonzepte

Recherchen im Internet haben zwei Leichtbaukonzepte ergeben. Zunächst arbeitete eine Hamburger Technologieschmiede namens TTT (The Team Technology) an einem Leichtbaufahrzeug. Im Jahre 1996 konnten auf der IAA bereits erste Ergebnisse präsentiert werden. Dabei handelte es sich um einen Sattelanhänger in CFK-Bauweise. Dadurch konnten 3600 [kg] Gewicht eingespart werden.



Abbildung 3.1: CFK Sattelanhänger [29] [19]

Zur Zeit wird an einem kompletten Fahrzeug in CFK gearbeitet. Die Resultate sollten auf der IAA 2010 der Öffentlichkeit vorgestellt werden. Die Entwickler halten sich mit Informationen sehr bedeckt und bis jetzt sind nur folgende, im Bild 3.2 gezeigte Studien publiziert worden.



Abbildung 3.2: TTT Rahmenkonzept [6] [26]

Einen sehr ähnlichen Weg hat der LKW-Anhänger-Hersteller Kögel verfolgt. Mit Einsatz einer Hybridbauweise von CFK, Stahl und Aluminium hat er einen Anhänger aufgebaut und ermöglicht dadurch 1500 [kg] mehr Zuladung. Das Modell Phönix M55 kann seit 2008 geordert werden. Aufgrund der Insolvenz der Firma Kögel ist die Verfügbarkeit am Markt nicht gesichert.



Abbildung 3.3: Koegel CFK Sattelanhänger [26]

Eine weitere interessante Entwicklung kommt von Mitsubishi Fuso. Dabei wurde ein Leiterraum in Aluminiumbauweise entwickelt. Durch Strangpressen der Längsträger haben die Konstrukteure die Freiheit, den Rahmen an die jeweilige Belastung anzupassen. Dadurch konnte das Gesamtgewicht des Rahmens um 300 [kg] vermindert werden.



Abbildung 3.4: Fuso Aluminiumrahmen [18]

Vor allem die Patentrecherche brachte einige interessante Konzepte zu Tage. Es handelt sich dabei um Konzepte mit Ober- und Untergurtkonstruktion oder Modulbauweise. Sie stammen von den in der Branche bekannten Herstellern MAN, Mercedes und Scania.

- MAN hat ein Patent einer LKW-Zugmaschine mit mehreren übereinander liegenden Längsträgern, die durch Abstandhalter verbunden sind. Der gesamte Rahmen setzt sich aus mehreren Modulen zusammen.

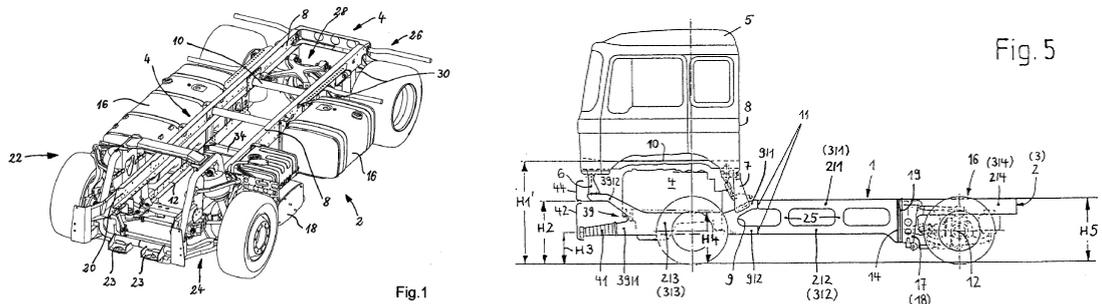


Abbildung 3.5: MAN Patente [2] [24]

- Mercedes kann ebenfalls Patente im Bereich Modulbauweise aufweisen.

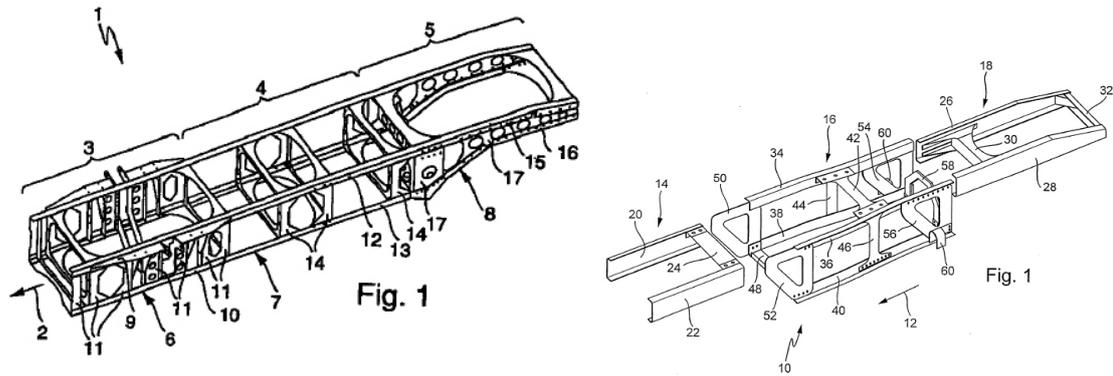


Abbildung 3.6: Mercedes Patente [14] [16]

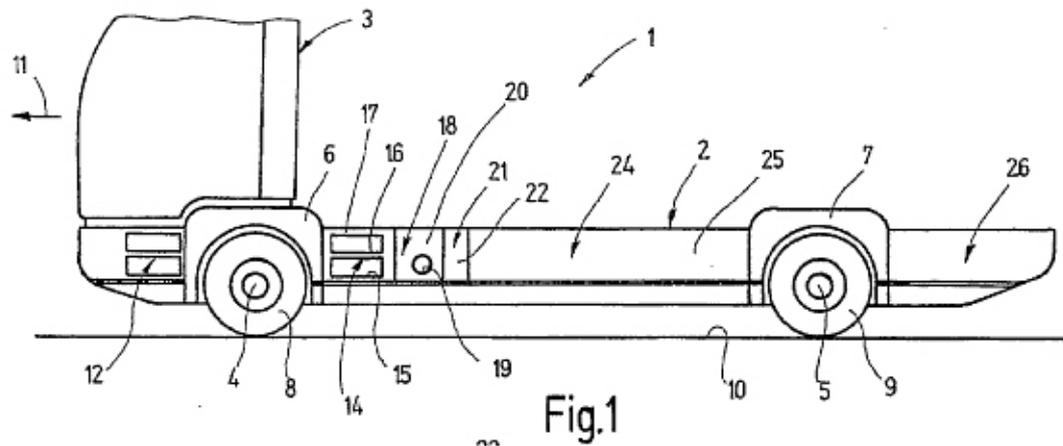


Abbildung 3.7: Scania Patent [27]

- Scania nutzt eine mehrschalige Bauweise für den Rahmen eines Bridgenfahrzeugs.

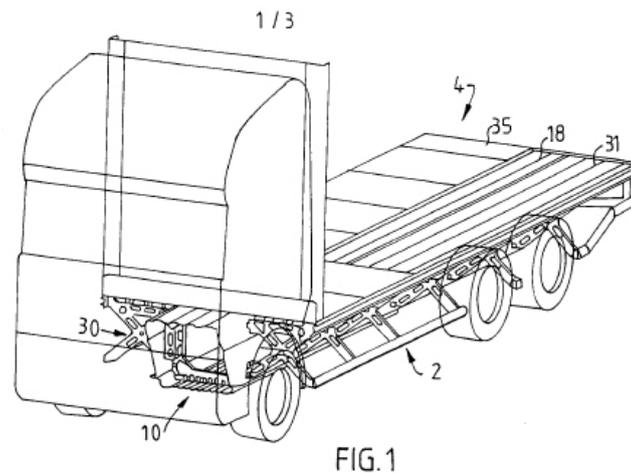


Abbildung 3.8: Scania Patent [22]

### 3.2 Verbindungstechnik

Das Monocoque setzt sich aus vielen dünnwandigen Blechen zusammen, die gefügt werden müssen. Aus zum Teil traditionellen Gründen halten Hersteller an Schraubverbindungen fest. Bei dem Leichtbaurahmen wurde versucht, moderne Verbindungstechniken einzusetzen. Verschraubungen wurden nur bei Bauteilen, die lösbar sein müssen, eingesetzt. Ansonsten werden am Leichtbaurahmen nur Schweißverbindungen verwendet. Hier kommt vor allem das Widerstandsschweißen zum Einsatz. Es erlaubt das Verbinden von zwei oder mehreren Blechen ohne Schweißzusatz. Dabei können ohne Probleme Bleche mit Materialdicken im Verhältnis 70 zu 30 verbunden werden. Die Faustformel 3.1 [10] wird für eine Auslegung angewandt.

$$D_{sp} = 10 \cdot t_{ges} \quad (3.1)$$

Durch moderne Punktschweißgeräte mit geregelter Schweißstrom können Punkte bei Bedarf auch einen viel geringeren Abstand aufweisen. Eine Kombination aus Punktschweißen und Kleben könnte weitere Vorteile bringen. Vor allem eine homogene Kraftüberleitung spricht für eine Klebeverbindung. Um an alle Verbindungsstellen zu gelangen, kommen einerseits unterschiedliche Schweißzangen - wie im Bild 3.9 zu sehen - zum Einsatz und andererseits ermöglichen Aussparungen im Außenblech die Zugänglichkeit.

Je nach Zugänglichkeit des zu erzeugenden Schweißpunktes wird die passende Zange gewählt. Diese ist auf einem 3D Roboterarm montiert, der die Zange an die gewünschte Position bringt.

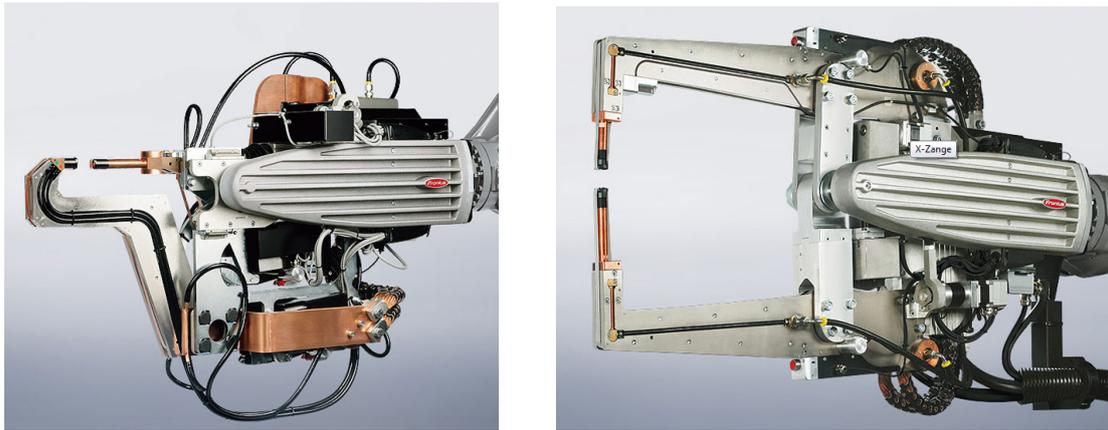


Abbildung 3.9: Punktschweißzangen [13]

### 3.3 Materialauswahl

Bei einem innovativen Projekt erwartet man natürlich den Einsatz moderner Werkstoffe. Dabei sollen die Werkstoffeigenschaften über den gesamten Produktlebensdauerzyklus bewertet werden. Stehen Festigkeit und Gewicht im Vordergrund, wäre Carbon die erste Wahl. Die Bauweise würde ebenfalls für den Einsatz des Werkstoffs sprechen. Dagegen sprechen aber die exorbitanten Herstellungskosten. Auch eine Serienproduktion könnte die Kosten für die Herstellung nicht in dem Rahmen senken, in dem eine wirtschaftliche Fertigung möglich wäre. Nicht nur die Herstellkosten, sondern eine Instandsetzung im Schadensfall wäre extrem aufwändig. Da Schäden nur durch Einsatz spezieller Mittel ersichtlich werden, birgt der Serieneinsatz Risiken. Zu guter Letzt muss die Langzeitstabilität erst gesichert werden. Dabei hat die Entwicklung in den letzten Jahren weitere Fortschritte gemacht, doch sind durch die unterschiedlichsten Einsatzgebiete des Fahrzeugs keine eindeutigen Anforderungen zu definieren. Somit wäre eine Studie eines extrem auf Leichtbau getrimmten Fahrzeuges durchaus möglich, doch für einen Serieneinsatz der Zeit weit voraus. Anders sieht es hier beim Werkstoff Aluminium aus. Im Automobilbau kommt der Werkstoff in Fahrwerkskomponenten oder vereinzelt als Strukturwerkstoff zum Einsatz. Wie bereits gezeigt, setzt Mitsubishi Fuso bereits einen Alurahmen ein. Durch neue Legierungen werden Eigenschaften, wie Dauersicherheit, immer besser beherrscht und die Festigkeit wird gesteigert. Vor allem Probleme bei punktuellen Kräfteinleitungen und in der Verbindungstechnik sprachen gegen den Einsatz des Leichtmetalls. Somit fiel die Entscheidung auf Stahl bzw. Stahlbleche. Dafür sprechen die Materialkosten, die Instandsetzbarkeit und die Verbindungstechnik. Bei den Blechen werden warm- und kaltgewalzte Bleche eingesetzt. Warmgewalzte Bleche sind erst ab Wandstärken von 1,5 [mm] erhältlich. Sie sind ausgezeichnet als Blechbiege-

teile geeignet und sehr gut schweißbar. Durch unterschiedliche Qualitätsstufen können sie an die jeweiligen Einsatzbedingungen angepasst werden. Es werden durchwegs Bleche vom Materialtyp E360 verwendet. Diese weisen die besten Tiefzieheigenschaften auf. Die Dauersicherheitsberechnungen haben gezeigt, dass die Materialfestigkeit nicht gleich mit jener der Schweißverbindungen steigt. Erst durch Schweißnahtnachbehandlungen lässt sich sicherstellen, dass die Schweißnaht den benötigten Anforderungen entspricht. Ist eine Nachbehandlung von Schweißnähten aus Kostengründen nicht möglich, bringt der Einsatz von höherfesten Werkstoffen im Monocoque keinen Vorteil. Die Preise liegen bei 805 Euro [28] pro Tonne E360 Warmwalzblech bzw. bei 800 Euro [28] für Bleche des Typs S355MC. Im Bild 3.10 sieht man unterschiedliche Stahlwerkstoffe, deren Zugfestigkeit über die Bruchdehnung aufgetragen ist. Der für den Rahmen ausgewählte Werkstoff befindet sich in der linken oberen Gruppe. Das hohe Umformpotential wird für die Formgebung der Außenbleche am Vorderträger und am Hinterachsgestell benötigt. Insbesondere neue Werkstoffe wie TWIP oder TRIPLEX Stähle [21] bieten sich für eine weitere Gewichtsreduktion an. Sie besitzen eine Zugfestigkeit von 1200 [MPa] bei einer Bruchdehnung von über 60 [%]. TWIP Stähle sind austenitisch, deren Zwillingsgrenzen agieren als Barrieren für Versetzungen und erhöhen dadurch die Festigkeit. TRIPLEX Stähle bestehen aus einer austenitischen Matrix, in der Ferritinseln und Karbidausscheidungen eingelagert sind. Dadurch wird eine plastische Dehnung von 70 [%] bei einer Zugfestigkeit von 1000 [MPa] erreicht. Beide Werkstoffe sind trotz ihrer hohen Festigkeit gut für Kaltumformung geeignet.

Für das Frontmodul ist aufgrund der komplexen Form ein Gussteil vorgesehen. Auch hier kommt ein Standardwerkstoff (EN-GJS-600) zum Einsatz. Es wurde zu Beginn an die Verwendung eines Aludruckgussvorderträgers gedacht. Nachdem dieser aus Konstruktionsgründen die gesamte Last der vorderen Blattfeder tragen muss, wurde davon wieder Abstand genommen. Da sich bei einem Crash die gesamte Kraft am Aluträger abstützen würde, kam der Grauguss zum Einsatz.

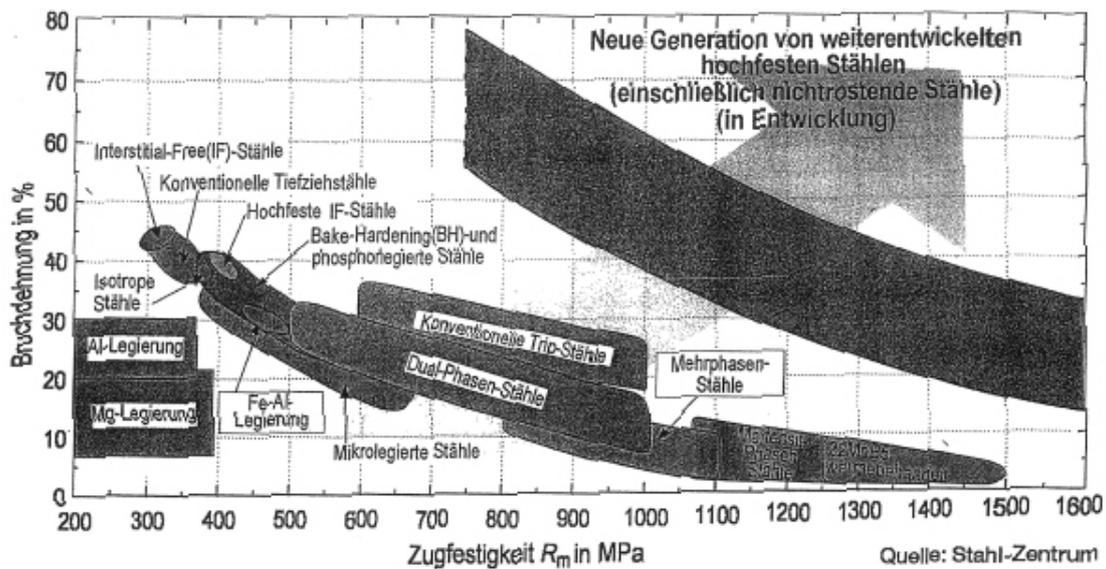


Abbildung 3.10: Bruchdehnungs-Zugfestigkeitsdiagramm von Werkstoffen [21]

### 3.4 Leichtbaugrundlagen

Der Leichtbaugütegrad nach Formel 3.2 [20] ist ein Maß für die Bewertung der erzielten Ergebnisse. Ein LKW in Standardbauweise besitzt ein Torsionsträgheitsmoment von  $2,64 \cdot 10^6 [mm^4]$  [5]. Das Torsionsträgheitsmoment des Monocoques wurde im Lastfall 6.2.2 ermittelt.

$$L = \frac{m_{ger}}{c_1 \cdot A} \quad (3.2)$$

$$c_1 = \frac{I_t \cdot 1^\circ \cdot G}{l} \quad (3.3)$$

Den Vergleich des Leichtbaugütegrades des Monocoques zu einem Standardrahmen findet man im Bild 6.3.

### 3.5 Anbauteile

#### 3.5.1 Sattelkupplung

Bei der Sattelkupplung fiel die Wahl auf die Firma JOST [17]. Für die Modellauswahl wird zunächst der D-Wert nach der Formel 3.4 berechnet.

$$D = g \cdot \frac{0,6 \cdot T \cdot R}{T + R - U} = 9,81 \cdot \frac{0,6 \cdot 19 \cdot 34,5}{19 + 34,5 - 10,5} = 89,7 \quad (3.4)$$

Der Typ JSK 42 K74038AA wurde ausgewählt, da hier der Kraftfluss und die Anbindung optimal zum Monocoque passen. Weiters beträgt das Kupplungsgewicht im Vergleich zu anderen Kupplungsvarianten nur 133 [kg]. Der D-Wert dieser Kupplung liegt bei 152 [kN]. Die geforderten 89,7 [kN] werden bei weitem erfüllt. Zusätzliche Daten der Kupplung sind im Kapitel 4.2 beschrieben.

### 3.5.2 Unterfahrschutz

Die Firma ThyssenKrupp hat in Kooperation mit Hoesch Hohenlimburg einen Unterfahrschutz für LKW entwickelt, der mehr als 40 Prozent des Gewichts einspart. Durch den Einsatz von hoch- und höchstfesten Stählen kann das Gesamtgewicht auf 28 Kilogramm gesenkt werden. Zusätzlich verfügt der Unterfahrschutz über Crashboxen, die die Aufprallenergie absorbieren können. Das Bild 3.11 zeigt den in Zusammenarbeit entwickelten Unterfahrschutz. Bei dem Leichtbaurahmen kam ein Unterfahrschutz ähnlicher Bauweise zum Einsatz, der diesem in Gewicht und Festigkeit entspricht.

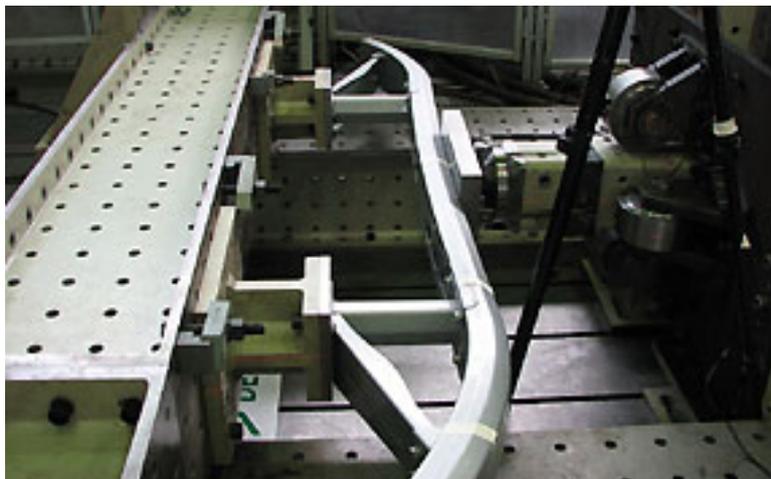


Abbildung 3.11: Leichtbauunterfahrschutz von ThyssenKrupp [25]

# 4 Konstruktion

## 4.1 Konstruktionsgrundlagen

Die Konstruktion des Monocoquerahmens wurde mit dem CAD-Programm CATIA V5R17 von Dassault Systems durchgeführt. Für die CAD-Datenverwaltung wurde das PDM-Programm Smarteam verwendet. Durch das Einpflegen der Konstruktion in das Smarteam System ist es möglich, dass das Modell gleichzeitig von mehreren Konstrukteuren bearbeitet wird. Dieser Vorteil konnte zwar bei der Diplomarbeit nicht genutzt werden, jedoch bietet das System noch weitere Vorteile. So wird bei jedem Auschecken der Dateien eine neue Revision angelegt. Dadurch kann jederzeit auf die Daten eines früheren CAD-Standes zurückgegriffen werden. Ebenso ist die Integrität der Daten sichergestellt. Die CAD-Daten sind nur bis zum nächsten Einchecken lokal am Rechner hinterlegt. Somit führt ein Workstationabsturz höchstens zum Verlust der Dateien seit dem letzten Befehl „check in“ .

## 4.2 Packagevorgaben

Die Bauraumvorgaben in den Projekten „Konstruktiv“ und „Fahrzeugtechnik“ sahen für Aufhängung, Motor, Sattelpkupplung und Schalldämpfer einfache Blöcke vor. Das war für die ersten Designvorschläge völlig ausreichend. Ersetzt man diese nun mit realen Bauteilen, traten zuvor nicht erkannte Kollisionen auf. Im Folgenden werden die ersetzten bzw. neu hinzugefügten Komponenten beschrieben:

- Unterfahrschutz: Dabei wurde ein einfacher Balken durch eine neue, leichte Blechbiegekonstruktion ersetzt. Diese Konstruktion lehnt sich an derzeit am Markt verfügbare Konstruktionen an. Als Gewichtsbenchmark wird eine Variante aus der Internetrecherche herangezogen. Der Unterfahrschutz wird nicht mehr direkt am Rahmen befestigt, sondern an einer Crashbox. Die Dimensionierung wurde von einer bereits am Markt befindlichen Variante übernommen.
- Verbrennungskraftmaschine: Es wurde ein handelsüblicher 6-Zylinder Dieselmotor mit 12 Liter Hubraum eingesetzt, der über eine Commonraileinspritzung verfügt. Das CAD-Modell [10] beinhaltet alle notwendigen Schläuche und Anschlüsse. So-

mit kann geprüft werden, ob der geforderte Mindestabstand von 50 [mm] zum Rahmen eingehalten wird. Ebenso sind detaillierte Motorlager vorhanden. Es musste festgestellt werden, dass die bis dato favorisierte Anbindung nicht mehr möglich war, da nicht alle Schrauben erreicht werden konnten. Weiters befand sich im Package der dazugehörige Kühler. Dessen Oberfläche musste erweitert werden, um die seitens ECS vorgeschriebenen  $1,2 [m^2]$  zu erreichen. Die Kühlfläche wird für Aggregate der Emissionsklasse Euro6 notwendig. Dazu werden zwei getrennte Kühlkreisläufe, ein Hoch- und Niedertemperatursystem, gefordert.

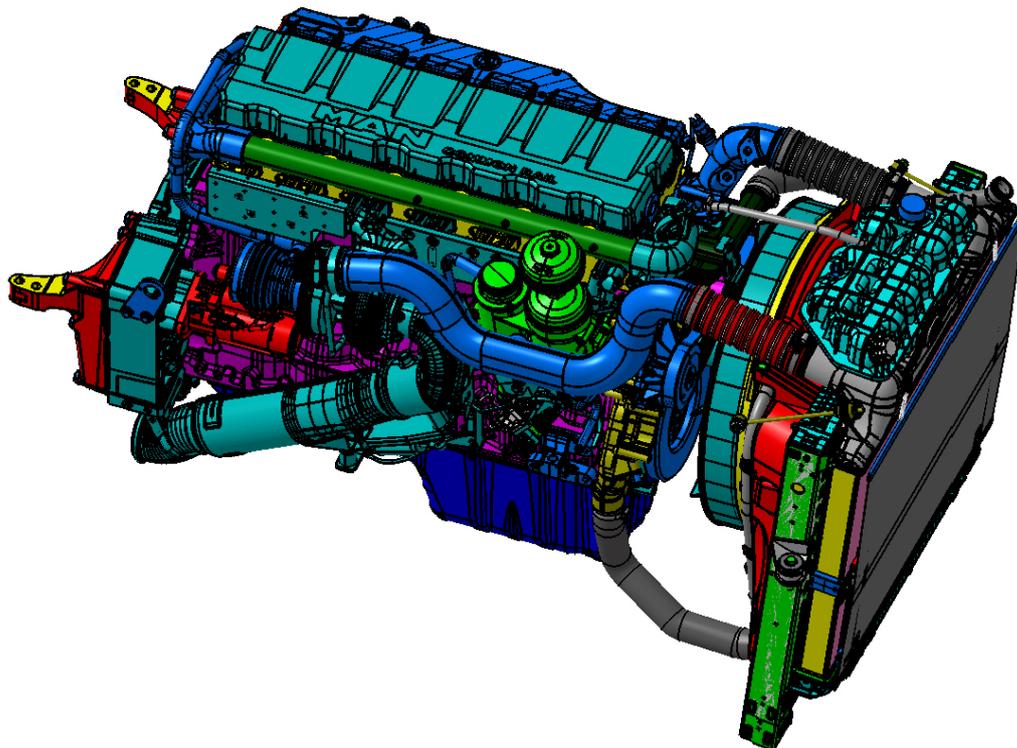


Abbildung 4.1: Verbrennungskraftmaschine

- Vorderachse: Es wurde sich einer im Zuge einer Diplomarbeit [32] entwickelten Einblattvorderachse bedient. Die Vorteile dieser Aufhängung sind eine Gewichtsreduktion im Vergleich zu einer Mehrblattfeder und erhöhte Sicherheit. Bricht die Blattfeder, so erfolgt immer noch eine Radführung über den Stabilenker. Die einzelnen Komponenten der Vorderachse konnten direkt übernommen werden, da sie auch für eine 4x2 Zugmaschine ausgelegt sind. Die Aufnahmen der Blattfeder und des Stabilenkers mussten neu konstruiert werden. Das Lenkgetriebe blieb unangetastet und wurde daher ebenfalls übernommen. Die Befestigung mittels

Schrauben ist nicht standardisiert, jedoch als im Nutzfahrzeug etabliert anzusehen. Daher wird hier auf eine an den Monocoquerahmen angepasste Anbindung bewusst verzichtet.

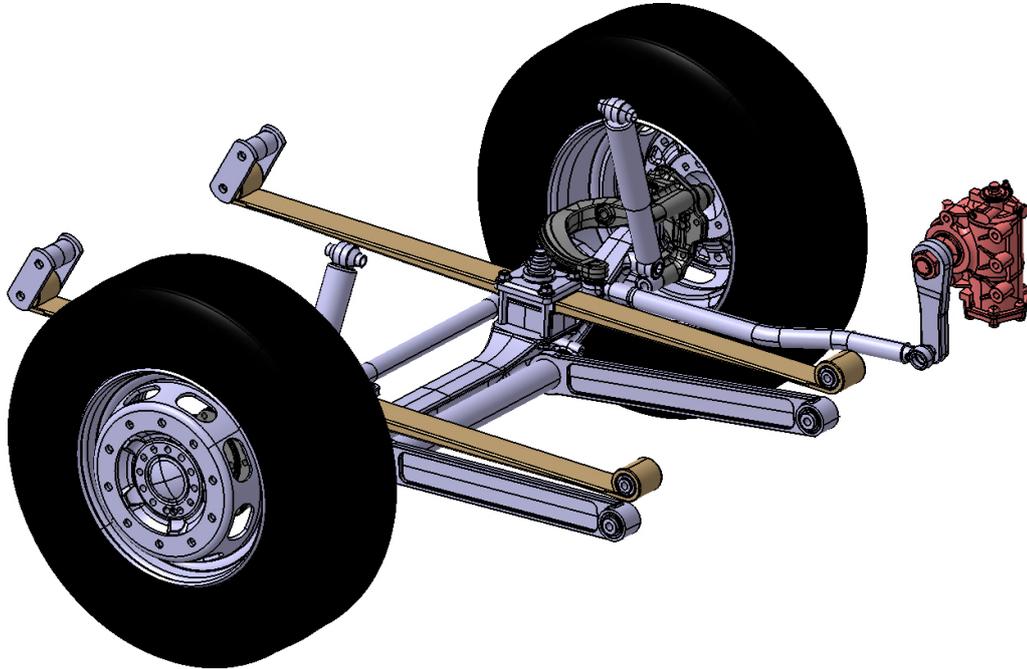
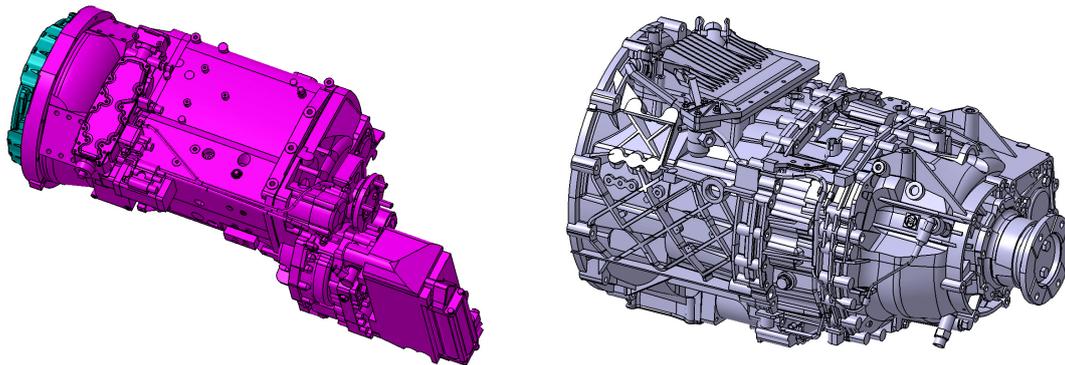


Abbildung 4.2: Einblattfeder

- Getriebe: Das Monocoque soll wahlweise mit einem Schaltgetriebe oder einem automatisierten Schaltgetriebe ausgerüstet werden. Für das automatisierte Getriebe wurde die ZF [31] ASTronic 12 AS 2230 gewählt. Dabei stehen 12 Gänge bei einem maximalen Motormoment von 2200 [Nm] zur Verfügung. Für die Schaltbetätigung und Kupplung wird ein zusätzlicher 20 Liter Lufttank benötigt. Bei dem Schaltgetriebe handelt es sich um das ZF [31] Ecosplit 16 S 2220. Da dieses eine druckluftunterstützte Schalthilfe besitzt, ist ebenfalls eine Druckluftversorgung notwendig. Die CAD-Daten der Getriebe wurden vom ECS [10] bereitgestellt.



(a) Schaltgetriebe inkl. Intarder

(b) Automatisiertes Schaltgetriebe

Abbildung 4.3: Getriebe

- Retarder: Diese zusätzliche Bremsenrichtung wurde bei dem ersten Package gar nicht und später mit einem Block berücksichtigt. Das tatsächliche Volumen des Intarders wurde zu gering angenommen. Die korrekte Größe wurde erst mit dem Einbau des ZF-Getriebes sichtbar. Bei der Ausführung als Intarder ist dieser direkt an das Getriebe angeflanscht. Die freiwerdende Bremsenergie wird in Wärme umgewandelt. Die entstehende Energie wird in das Motorkühlsystem geleitet und am Fahrzeugkühler an die Umgebungsluft abgegeben. Der erweiterte Bauraum ging auf Kosten des Tankvolumens.
- Sattelkupplung: Die Auslegung der Sattelkupplung ist im Kapitel 3.5.1 beschrieben. Die CAD-Daten der Jost Sattelkupplung Typ JSK 42 K7 wurden von der Firma Jost zur Verfügung gestellt. Die Abmessungen der Kupplung können aus dem Bild 4.4 entnommen werden.

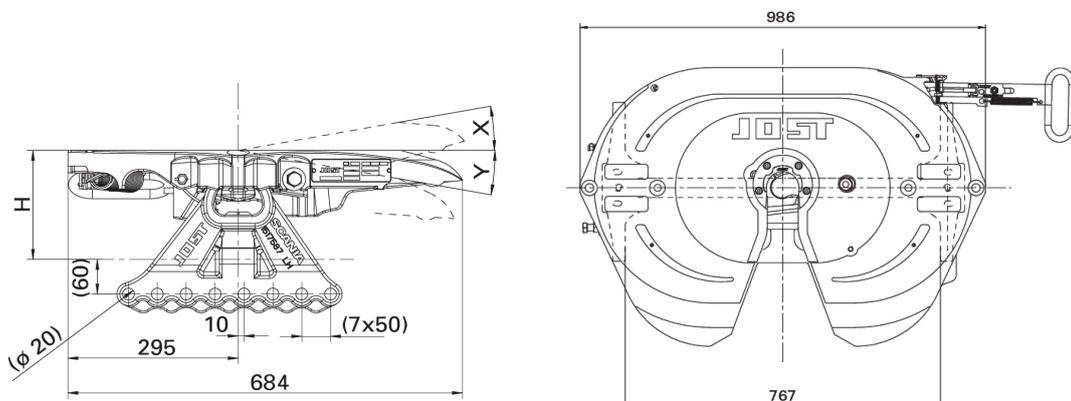


Abbildung 4.4: Konstruktion Jost Kupplung [17]

### Rahmenmontage

Artikel-Nr.	LB	H (mm)	X	Y	Gewicht (kg)	WA
JSK 42 K74034AA	K7	190	15°	15°	133.0	Z

Abbildung 4.5: Technische Daten Jost Sattelkupplung [17]

- Tanksystem: Für den Einsatz im Fernverkehr soll die Kraftstoffreichweite so groß wie möglich sein. Um den gesetzlichen Auflagen für die Emissionsklassen nach Euro5 und Euro6 zu genügen, wird eine Abgasnachbehandlung durch Harnstoffeinblasung notwendig. Ziel bei der Entwicklung ist, den Harnstoffvorrat bei jedem zweiten Tankstopp zu ergänzen. Der Bedarf liegt bei ca. 5 bis 10 Prozent des Kraftstoffverbrauches. Bei einem Tankvolumen von gut 900 Litern ist der Harnstoffvorrat mit 120 Litern bemessen. Das Tankmodul im Monocoque fasst 915 Liter. Das Bild 4.6 zeigt das im Monocoque eingebaute Kraftstoffsystem. Der kleinere Tank fasst 410 Liter, der größere 505 Liter.

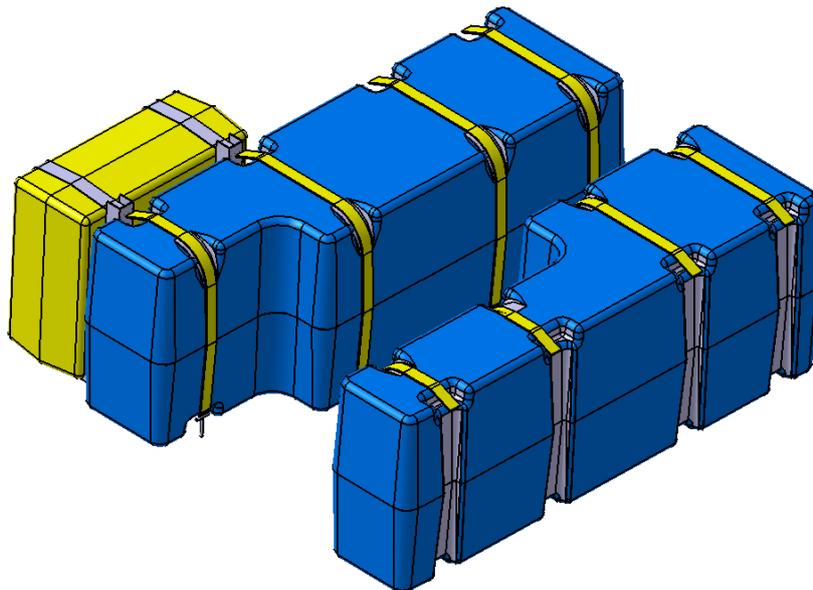


Abbildung 4.6: Tanksystem

- Auffiegerfreiraum: Dabei handelt es sich um Begrenzungskurven nach ISO1726. Zunächst müssen die Kurven auf die Position des Königszapfens und der Sattelkupplungsfläche eingepasst werden. Danach kann kontrolliert werden, ob es beim Einknicken oder Verschränken zu Berührungen mit dem Rahmen oder der Fahrerkabine kommt.

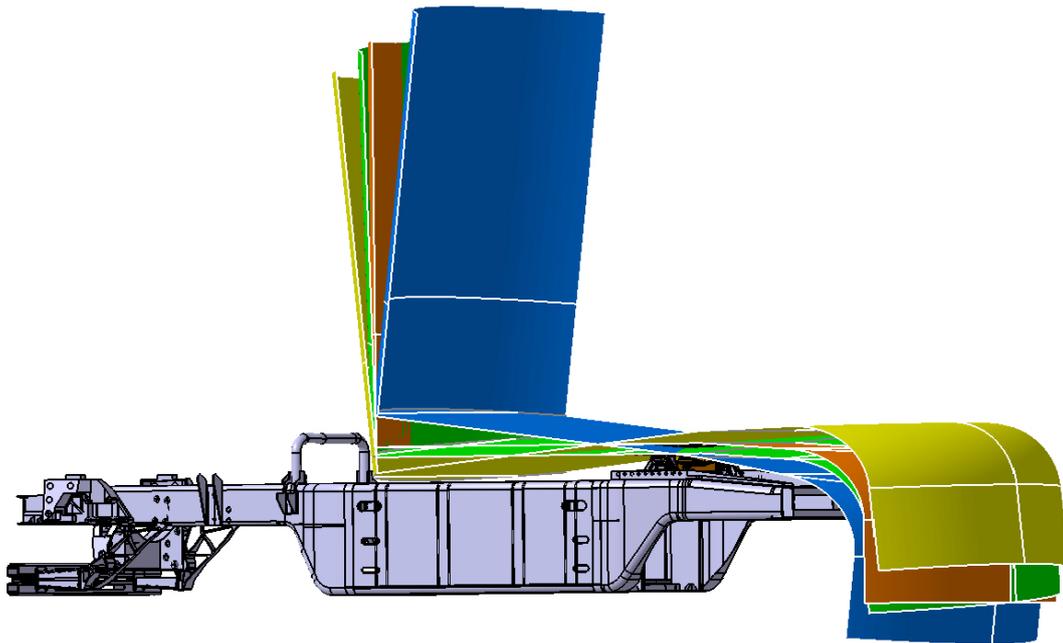


Abbildung 4.7: Designflächen Aufliegerfreiraum

- Lufttank: Für die Versorgung des Fahrzeuges mit Druckluft sind folgende Volumina gefordert:
  - 40 Liter Bremssystem, Bremskreis I
  - 40 Liter Anhängerversorgung, anhängernahe Position vorteilhaft
  - 60 Liter Bremssystem, Bremskreis II, druckluftbetriebene Nebenaggregate
  - 20 Liter Luftfederung, Abgasnachbehandlung
- Abgasanlage: Die Formgebung des Abgassystems kann an das Fahrzeug angepasst werden. Es umfasst die Funktion des Schalldämpfers und der Abgasnachbehandlungsanlage. Durch den breiten Rahmen bekommt der Schalldämpfer eine längliche Form und erstreckt sich auf die ganze Länge des Mittelmoduls. Das Volumen soll in etwa das 15 bis 20-fache des Hubvolumens der VKM sein [10]. Um den größtmöglichen Bauraum abzusichern, wurde ein Volumen von 250 Liter gewählt. Für die Anbindung an den Rahmen wäre eine 6-Punkt-Befestigung optimal. Dabei stützt sich die Auspuffanlage jeweils 3-mal an der Oberkante und 3-mal an der Unterkante ab. Die eingeleiteten Kräfte bleiben gering und führen zu keinen Spannungsspitzen am Rahmen.
- Hinterachsaufhängung: Diese wurde von einem 4x2 Sattelschlepper übernommen. Es handelt sich um eine luftgefederte 4-Balg Hinterachse. Die Längslenker sind

über einen Stabi gekoppelt. Für den Einsatz im Monocoque müssen sie jedoch adaptiert werden. Die Spur der hinteren Luftbälge bleibt gleich, die der vorderen muss vergrößert werden. Die Stabilenker müssen ebenfalls geändert werden, da an der Hinterachse keine Zwillingsbereifung mehr vorgesehen ist. Die CAD-Daten für die Hinterachse wurden vom ECS [10] bereitgestellt.

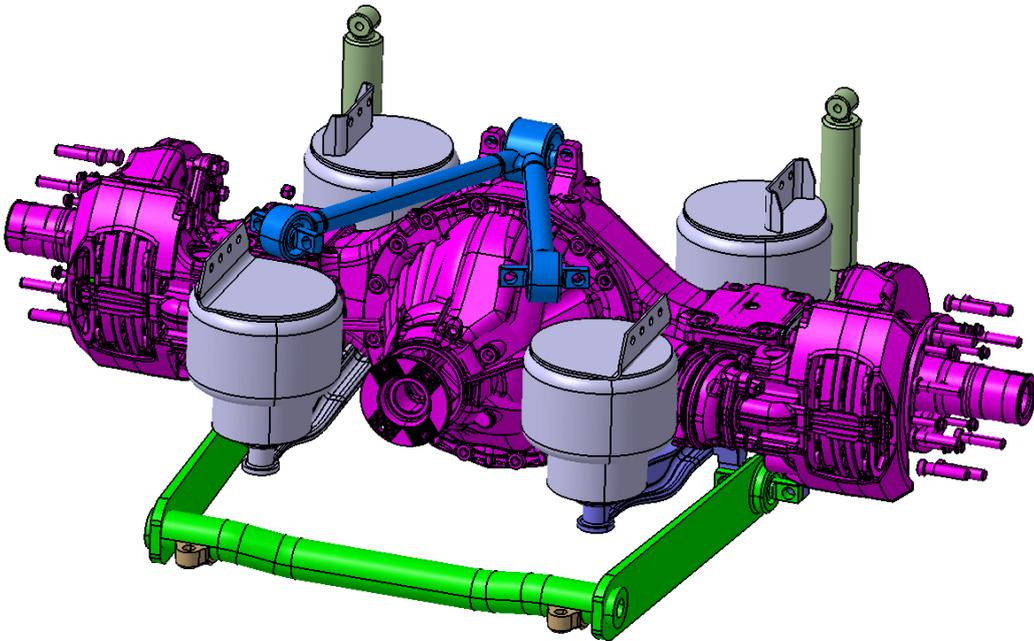


Abbildung 4.8: Hinterachse

- Superbreitreifen: Das Thema Superbreitreifen führte zu einigen Kontroversen bei der Entwicklung. Die Vorteile sind eine Gewichtsersparnis von 130 [kg] und mehr konstruktiver Freiraum. Nachteilig ist die bisweilen schlechte Ersatzteilverfügbarkeit, speziell im osteuropäischen Raum. Das Mitführen eines Ersatzreifens ist aus Platzgründen am Zugfahrzeug nicht möglich. Aus Sicherheitsgründen ist der Einsatz eines Drucksensors vorgeschrieben, der jedoch zusätzliche Kosten verursacht. Von einer erhöhten Mittenabnutzung des Profils wird ebenfalls berichtet, deren Verursacher Spurrillen auf Fernverkehrsstrecken sind. Daher ist die Akzeptanz im Moment bei Fahrer und Frächter noch nicht sonderlich groß. Trotzdem wurde an dem Entschluss festgehalten, das Monocoque mit diesem neuen Reifentyp auszustatten. Das Bild 4.9 zeigt das Derivat Continental HDL 1 Superdrive 495/45 R 22,5 und die Daten sind in der Tabelle 4.10 nachzulesen.



Abbildung 4.9: Supersingle Reifen HDL1 von Continental [9]

Größe	Betriebskennung					Felge		Reifenmaße					
	LI/SI <sup>1)</sup>	PR	Geschw.- symbol und Referenz- geschw. (km/h)	Profil	TT/ TL	Felgen- breite	min. Felgen- mit- ten- ab- stand	max. Normmaße im Betrieb		Istmaße Neureifen		stat. Halb- messer	Abroll- umfang
								Breite	Aussen- Ø	Breite +1%	Aussen- Ø ± 1%		
495/45 R 22.5	169/ - K		K 110	HDL1 <sup>2)</sup>	TL	17.00	0	519	1035	499	1017	473	3082

Abbildung 4.10: Detaildaten des HDL1 Reifens [9]

### 4.3 Modulbauweise

Das Konzept der Modulbauweise hat sich als vorteilhaft herausgestellt. Die Module können einzeln gefertigt und erst am Schluss zu einem kompletten Rahmen zusammengefügt werden. Dadurch können einzelne Module variiert und angepasst werden, ohne den ganzen Rahmen ändern zu müssen. Auch die Bauteilgröße der einzelnen Teile kann somit reduziert werden. Die Herausforderung dieser Bauweise ist die Verbindung der einzelnen Module unter Einhaltung der vorgeschriebenen Toleranzen. Dabei wurde vom stumpfen Zusammenschweißen der Teile aus Fertigungs- und Kostengründen Abstand genommen und eine überlappende Verbindung gewählt. Die überlappenden Bleche werden punktverschweißt. Im Vergleich zur Schweißnaht bedarf es keiner Schweißvorbereitung. Der geringere Wärmeeintrag in das Material reduziert den Verzug. Da die Verbindungsflächen über den gesamten Rahmenquerschnitt verlaufen, kommt es zu einer auf den gesamten Querschnitt verteilten Belastung. Im Reparaturfall kann mit erhöhtem Arbeitsaufwand ein defektes Modul getauscht werden. Den einzelnen Modulen wurde jeweils eine Baugruppe zugeteilt, die dann die Einzelbauteile beinhaltet. Bei der Kon-

struktionsstand bei dieser Version die Fertigbarkeit und Verbindungstechnik im Vordergrund. Es wurde versucht, alle Bauteile so weit zu vereinfachen, dass die Herstellung mit möglichst wenigen Operationen auskommt. Durch die Kombination von Bauteilen konnte die Bauteilstückzahl reduziert werden. Besonders wichtig bei der Modulbauweise ist die Verbindungstechnik. Die erste Version des Monocoques benötigte rund 80 Meter MAG-Schweißnaht. Durch stetige Optimierung ist dieser Wert auf ansehnliche 7 Meter Nahtlänge geschrumpft. Das Monocoque bewegt sich dadurch auf dem Niveau eines C-Profilrahmens. Die Anzahl der Punktschweißungen konnte ebenfalls von 2000 auf 1000 halbiert werden. Dass diese Einsparungen nicht gänzlich ohne Folgen bleiben, ist offensichtlich. Vor allem bei den Übergängen mussten konstruktive Änderungen durchgeführt werden, um die Spannungen zu reduzieren. Aus Korrosionsgründen wurden flächige Überlappungen von Blechen vermieden. Für eine bessere Übersichtlichkeit wurde jedem Modul eine Baugruppe zugewiesen. Die Bauteile des jeweiligen Moduls tragen im CAD-Programm führend die Baugruppennummer und dann die Teilebezeichnung. Das Bild 4.11 zeigt die Module und die Tabelle 4.1 listet die Baugruppen auf.

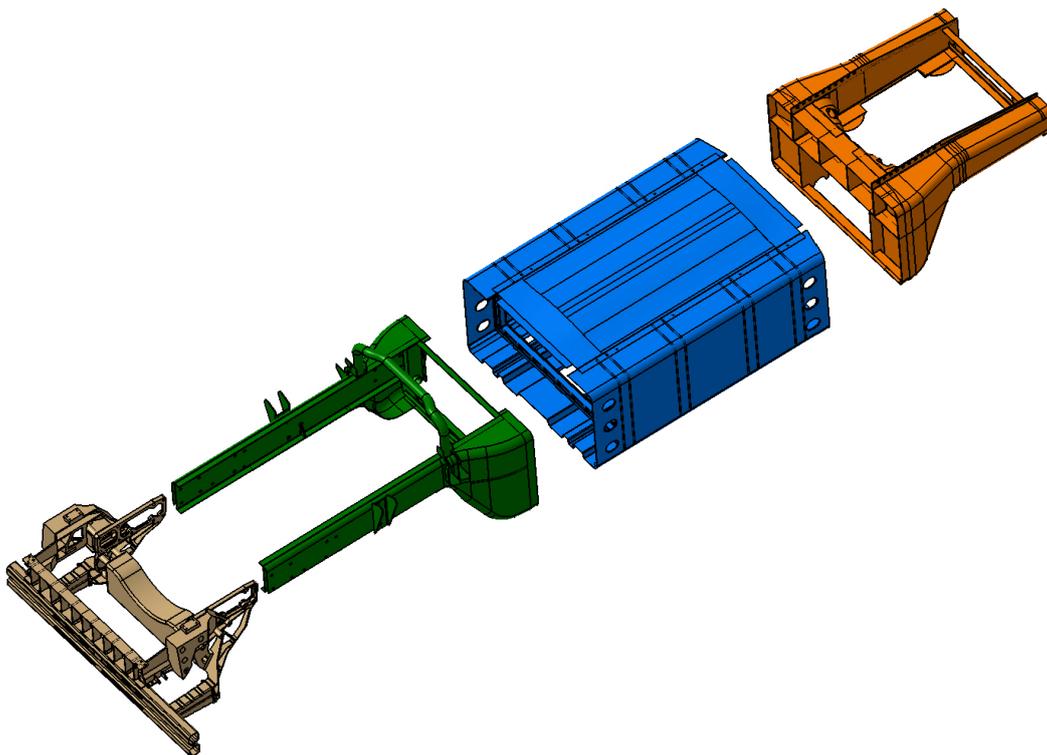


Abbildung 4.11: Monocoque Modulbauweise

Tabelle 4.1: Modulbauweise Baugruppen

Baugruppe	Bezeichnung	Farbe
BG01	Frontmodul	grau
BG02	Vorderträger	grün
BG03	Mittelteil	blau
BG04	Hinterachsgestell	orange

## 4.4 Rückblick auf die Rahmenentwicklung

Wie im Kapitel 2.1 bereits erwähnt, wurde ein erstes Monocoque-Konzept aus dem vorangegangenen Projekt übernommen. Nach der Berechnung stand fest, dass die vorliegende Lösung den konstruktiven Vorgaben genügt, auf keinen Fall jedoch den geforderten Festigkeitsansprüchen. Daher stand zu Beginn der Diplomarbeit eine Analyse des vorliegenden Rahmens und dessen Festigkeitswerte an. Speziell das Mittelteil konnte den Belastungen nicht standhalten. Weiters stand eine konzeptionelle Änderung an. Das Tankmodul sollte nun nicht mehr vor dem Verbinden des Mittelteils mit dem Hinterachsgestell eingebaut werden, sondern von oben in den Rahmen eingesetzt werden. Dazu muss das Monocoque an der Oberseite offen sein oder über einen demontierbaren Deckel verfügen. Somit kann das Tankmodul ohne Zerstörung der Rahmenstruktur ausgebaut werden. Neben dem zu labilen Mittelteil war die Kraftübertragung vom Mittelteil auf das Hinterachsgestell eine Schwachstelle. Abhilfe sollte eine neue Bodenkonstruktion des Mittelmoduls bringen. Es wurde die Sickentiefe um 30 [mm] erhöht, die Blechstärke wurde vergrößert und ein zusätzliches Tankblech eingebaut. Dies sollte die vom Tank ausgehenden Kräfte besser auf die Tragstruktur überleiten. Die Oberseite des Mittelmoduls wurde aufgebrochen, um die Treibstofftanks montieren zu können. Die entstandene Schnittkante wurde mit einem senkrecht darauf stehenden Blechstreifen versehen. Dieser sollte den Deckel versteifen und Schwingungen vermeiden helfen. Der Ausschnitt wurde so dimensioniert, dass das neu entwickelte Tanksystem montiert werden konnte. So wird zuerst ein Tank eingesetzt und, sobald er am Boden aufliegt, zur Seite verschoben. Anschließend ist die Öffnung wieder groß genug, um das zweite Tankmodul einzusetzen. Dieses wird analog zum ersten seitlich verschoben und befestigt. Danach bleibt für die Kardanwelle ausreichend Bewegungsfreiraum. Das neue Tanksystem hat ein Fassungsvermögen von 827 Liter.

Von der bombierten Form des Mittelteils aus der vorangegangenen Projektarbeit wurde wieder Abstand genommen. Die Berechnungen hatten gezeigt, dass durch die Bauweise mit dünnem Deckblech und darunterliegender Sickenstruktur keine Schwingungsprobleme auftreten. Die Verbindung zum Hinterachsgestell wurde völlig neu gestaltet. Es

wurde ein überlappendes System eingeführt. Das Hinterachsgestell wird ab diesem Konstruktionsstand 60 [mm] über das Mittelteil geschoben. Somit ergibt sich eine wesentlich bessere Kraftüberleitung. Der Überlappungsabstand erlaubt das Ausführen einer zweireihigen Schweißpunktverbindung. Im Bild 4.12 sieht man das überarbeitete Monocoque mit dem neuen Tanksystem.

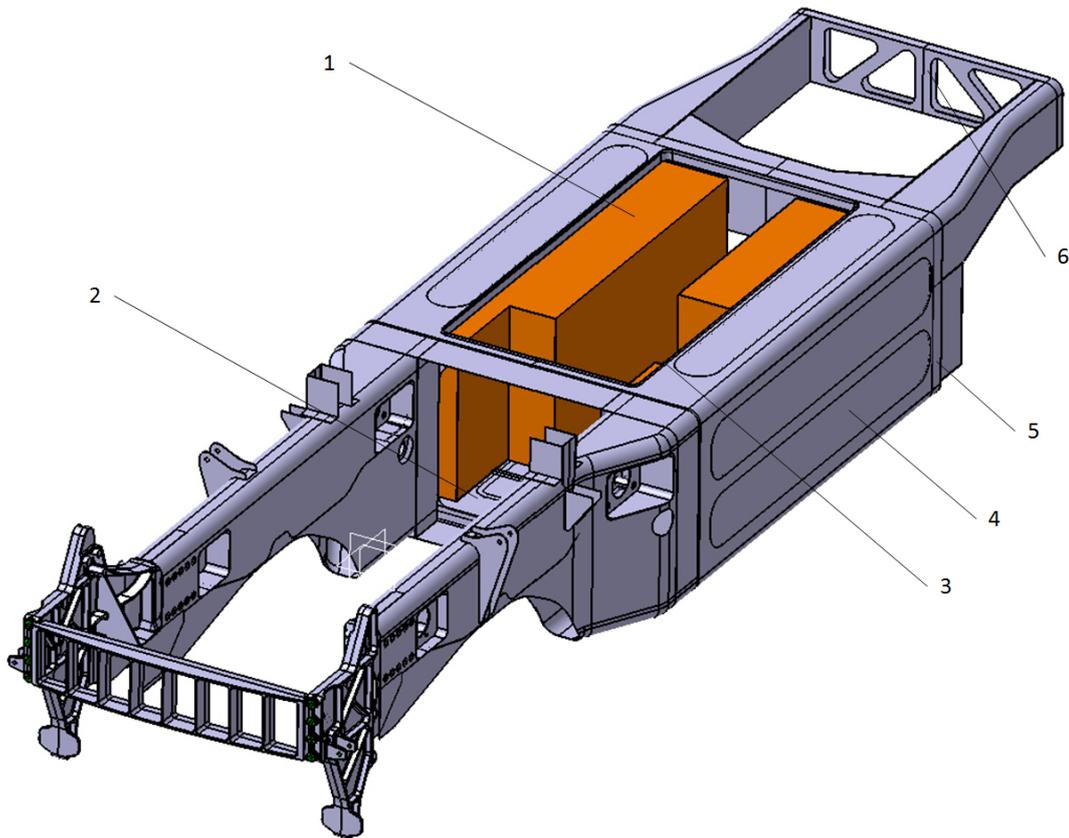


Abbildung 4.12: Monocoque Version 1

Tabelle 4.2: Modifikationen Monocoque Version 1

Nummer	Kurze Beschreibung der Änderung
1	Tankmontage von oben, Deckel aufgebrochen
2	Zusätzliches Tankbodenblech
3	Umlaufender Verstärkungsring
4	Außenwand des Mittelmoduls eben
5	Überlappende Verbindung der Module
6	Überarbeiteter Heckquerträger

Der nächste Entwicklungsschritt konzentrierte sich auf die Überarbeitung des Hinterachsgestells und des Vorderträgers. Bisweilen verursachte das Außenblech des Hinterachsgestells Spannungsprobleme. Durch den Übergang von dem hohen Querschnitt des Mittelteils zu dem Hinterachsgestell mit geringer Bauhöhe entstanden Spannungsspitzen beim Verbindungsblech beider Teile. Da verschiedenste Versteifungsmaßnahmen bereits im vorherigen Projekt scheiterten, wurde diesmal eine konzeptionelle Änderung durchgeführt. Das Außenblech wurde weggenommen, dafür das Profil, das zu den Länglenkerhaltern führt, verstärkt. Der Vorderträger musste ebenfalls überarbeitet werden, da wie im Kapitel 4.2 beschrieben, anstelle des Motorblockdummies ein realer Motor trat. Die Motorlagerbefestigung konnte bei dem vorgesehenen Bauraum nicht mehr montiert werden. Daher wurde das Innenblech des Vorderträgers auf Höhe des Motorlagers eingezogen. Eine weitere Änderung am Vorderträger betraf das Außenblech. Es wurde versucht, die Höhe des Mittelteils so weit wie möglich nach vorne zu ziehen, um von der dadurch gewonnenen Steifigkeit zu profitieren. Dies wurde erst durch den Einbau der Einblatffeder möglich. Das Mittelteil wurde mit einem Deckel versehen, der in der Mitte die Batterien aufnimmt. Durch Sicken sollte die Struktur so weit versteift werden, dass das Gewicht der Batterien getragen werden kann. Im Bild 4.13 sieht man die durchgeführten Veränderungen.

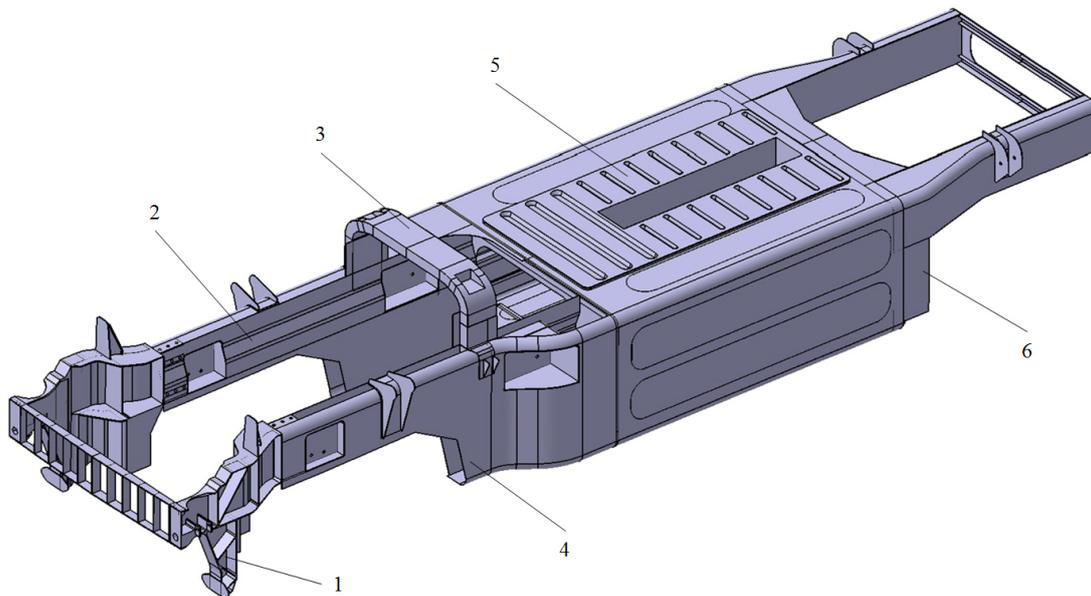


Abbildung 4.13: Monocoque Version 2

Tabelle 4.3: Modifikationen Monocoque Version 2

Nummer	Kurze Beschreibung der Änderung
1	Neuentwicklung Frontmodul
2	Vorderträger an Motorbauraum angepasst
3	Fahrerhausbrücke
4	optimale Ausnutzung der Bauhöhe des Vorderträgers
5	Deckel für das Mittelmodul
6	Überarbeitetes Hinterachsgestell

Die bis dahin gesammelten Erfahrungen bei der Monocoquebauweise sollten in einem völlig neu aufgebauten Modell zum Tragen kommen. Das im Bild 4.13 gezeigte Modell konnte durch die Optimierung spannungsmäßig bereits ansehnliche Ergebnisse bieten. Die Konstruktion als solche wirkte durch die unzähligen Anpassungen nicht mehr wie aus einem Guss und aus den eingesetzten Blechen wurden komplizierte Tiefziehteile. Die Neukonstruktion sollte größtes Augenmerk auf Herstellbarkeit und Kosten legen. So sollte die Bauteilanzahl reduziert und die Verbindungstechnik untersucht werden. Das letzte Modell benötigte für die Herstellung 70 Meter MAG-Schweißnaht und 1500 Schweißpunkte. Das Tankvolumen sollte wieder das angestrebte Volumen von 1000 Liter erreichen. Das Frontmodul, bis dato aus einem einzigen Teil bestehend, wurde auf zwei Teile aufgespalten. Dies entsprach zwar nicht dem gesetzten Ziel der Bauteilreduktion, wurde dennoch notwendig. Die geforderte Kühlerbreite und die Belastungen beim Unterfahrschutz ließen die Konstruktion als zielführend erscheinen. So dient ein Gussteil der Lenkungs- und Querträgerbefestigung, das andere Gussteil der Blattfeder- und Crashboxbefestigung. Beide Teile werden mittels Schrauben mit dem Vorderträger verbunden. Aus Kostengründen wurde der Kühlerquerträger nun nicht mehr als Gusskonstruktion, sondern als Schweißkonstruktion ausgeführt. An dem Leiterdesign wurde festgehalten, weil dadurch eine optimale Anströmung des Kühlers gewährt wird. Der Vorderträger besteht nun aus einem C-Profil und einem Außenblech. Das C-Profil wurde so positioniert, dass daran direkt die Motorlager angeschraubt werden können. Im Vergleich zum vorherigen Design ist keine Kraftumlenkung mehr vorhanden. Die Kräfte werden gleichmäßig auf das Außenblech übertragen, das die Verbindung zum Mittelteil herstellt. Der Boden des Mittelteils wurde ebenfalls völlig neu gestaltet. Anstelle der dreilagigen Konstruktion wurde ein einziges Blech in der Form einer Ziehharmonika verwendet. Durch die stehenden Elemente wird die nötige Steifigkeit erreicht, durch die flachen Bereiche die Auflage der Tanks ermöglicht. Das Bodenblech kann nun durch Biegen hergestellt werden. Die Seitenwand des Mittelteils wird nur mehr partiell durch eine darunterliegende Versteifungsstruktur gestützt. Aus Gewichtsgründen wurde der

Deckel eingespart und anstelle dessen ein Catwalk genützt. Dieser besteht aus einem Vierkantprofil und ist an den Enden mit einem L-Profil versehen. Dadurch kann er mit dem Rahmen verschraubt werden. Bei dem Hinterachsgestell kam wieder ein Außenblech zum Einsatz. Die Rechnung hat gezeigt, dass bei der Verbindung des Hinterachsgestells mit dem Längslenkerhalter enorme Spannungen auftraten. Ein Abstützen mittels Streben oder Dreiecken ist aus Platzgründen nicht möglich, da die Luftfederung nicht Platz hätte. Daher wurde das Profil optimiert und zusätzlich wieder das Außenblech angebracht. Für die Kraftübertragung von der Sattelkupplung zu den Luftbälgen wurde ein L-Profil verwendet. In Kombination mit einem C-Profil konnte das Außenblech befestigt werden. Um die Struktur zu verstärken, wurde das C-Profil am Abschluss mit einer Blechplatte verschlossen. Der hintere Querträger wurde so gestaltet, dass gleichzeitig ein Lufttank montiert werden kann. Das neu aufgebaute Modell ist im Bild 4.14 zu betrachten.

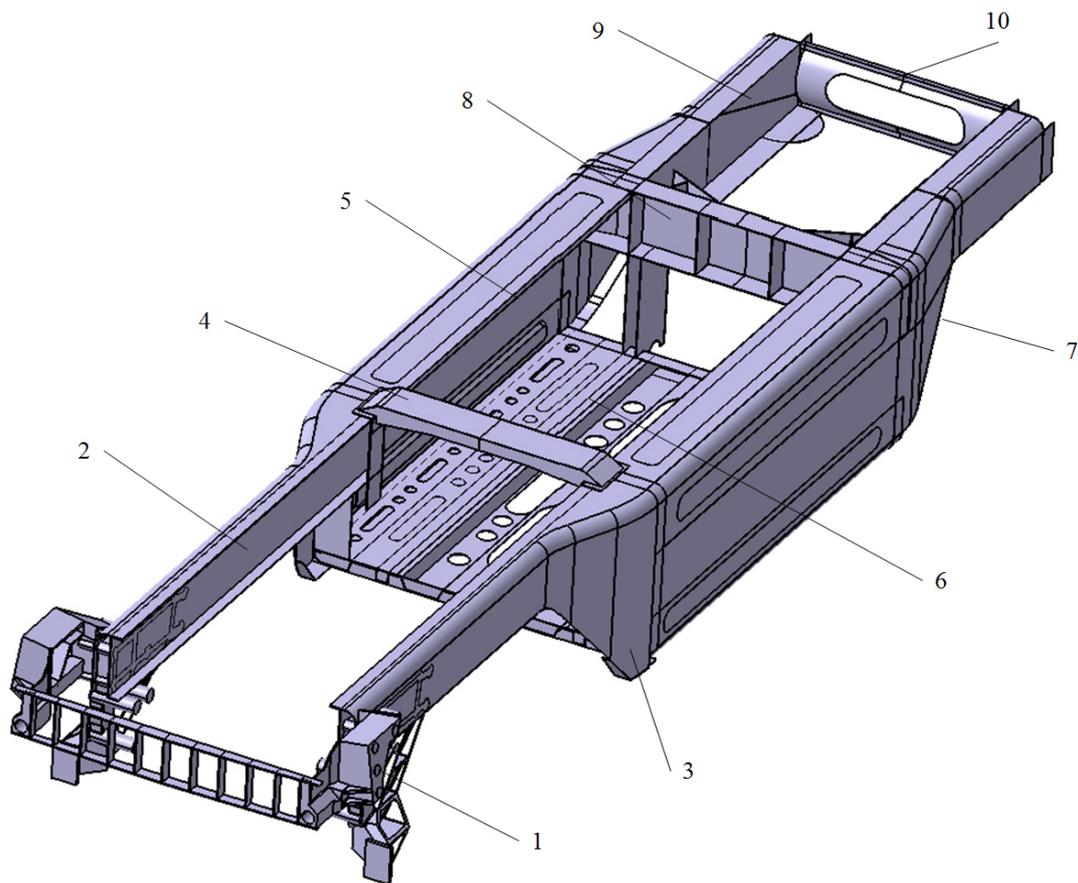


Abbildung 4.14: Monocoque Version 3

Tabelle 4.4: Modifikationen Monocoque Version 3

Nummer	Kurze Beschreibung der Änderung
1	Geteiltes Frontmodul
2	Innenteil des Vorderträgers in C-Profilbauweise
3	Außenblech an neue Vorderachse angepasst
4	Einsatz eines demontierbaren Catwalks
5	Entfall des Deckel für das Mittelmodul
6	Einteiliger Boden im Mittelmodul
7	Außenblech am Hinterachsgestell
8	C-Querträger am Hinterachsgestell
9	Einsatz von C- und L-Profilen
10	Heckquerträger mit Lufttankaufnahme

Erwartungsgemäß konnte das Modell bei der Berechnung nicht überall überzeugen. Die Änderungen konnten nicht alle Schwachstellen beseitigen, doch war eine eindeutig positive Tendenz ersichtlich. Das Frontmodul erwies sich in der geteilten Version sogar als überdimensioniert. Daher wurden beim Blattfederlagerbock die Wandstärke und die Rippenanzahl reduziert. Damit wurde nicht nur das Gewicht verringert, sondern auch die Eigenfrequenz erhöht. Diese wurde nämlich durch die Neukonstruktion um 6 [Hz] auf 15 [Hz] reduziert, da die beiden Längsträger des Vorderträgers aus Packagegründen schmaler ausgeführt werden mussten. Als Ersatzmodell kann man sich eine Punktmasse (Frontmodul) an einem Stab (Vorderträger) vorstellen. Bei gleicher Steifigkeit des Stabes, aber reduzierter Punktmasse, erhöht sich die Eigenfrequenz. Aus Gewichts- und Festigkeitsgründen wurde der Kühlerquerträger in einer Rohrvariante gerechnet. Dabei wurde der Außendurchmesser von 80 [mm] gewählt. Ein Vorteil dieses Querträgers ist die Möglichkeit einer zentralen Abschleppposition. Die Berechnung hat gezeigt, dass sich weder die Eigenfrequenz, noch die Spannungen bei Rahmenverwindungen durch den Rohrquerträger merklich verbessern lassen. Da die Befestigung am Lenkungsbock nicht optimal für die Anbindung eines Rohrquerträgers ausgelegt ist, musste ein C-Profil als Adapter eingesetzt werden. Die Verbindung von dem C-Profil auf das Rohr stellte sich bei der Berechnung als kritisch heraus. So hätte ein zusätzliches Verstärkungsdreieck eingesetzt werden müssen. Dadurch wäre der Gewichts- und Herstellungsvorteil verloren gegangen. Weiters behindert der Rohrquerträger die Anströmung des Kühlers und deswegen wurde der Rohrquerträger wieder durch eine Leiterkonstruktion ersetzt. Diese wurde aus Kostengründen nun so konstruiert, dass sie mit nur zwei unterschiedlichen Teilen auskommt, die durch Punktschweißen verbunden werden. Das Bild 4.15 zeigt die Variante mit Rohrquerträger.

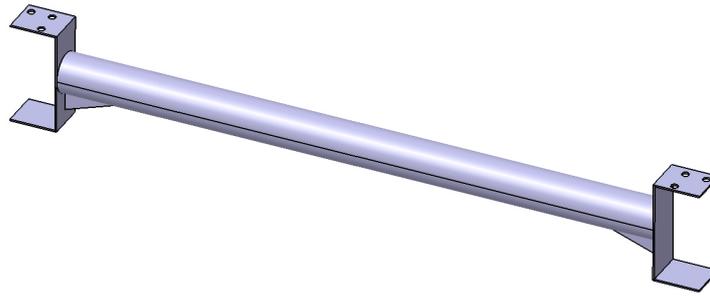


Abbildung 4.15: Rohrquerträger

Bei Torsionsbelastungen zeigte der Catwalk Schwächen. Insbesondere die Anbindung und Krafteinleitung verursachten unzulässig hohe Spannungen. Verschiedene Varianten mit bionischen Übergängen und Rippen konnten bis zuletzt nicht völlig überzeugen. Daher wurde das komplette Mittelteil wieder mit einem Deckel verschlossen. Da eine Demontage gefordert ist, wird der Deckel mittels Schrauben am Mittelteil befestigt. Wie weiter unten zu lesen ist, befinden sich die Schraubpositionen an den Verstärkungsprofilen. Der Catwalk, als einfaches L-Profil, blieb erhalten und wird an der Oberkante mit dem Deckel und an den Hutprofilen mit dem Rahmen verschraubt. Die Befestigung der Blattfeder musste ebenfalls nochmals überarbeitet werden. Das vordere Ende der Blattfeder ist am Blattfederlagerbock befestigt. Zusätzlich muss an dem Blattfederbock der Stabilenker befestigt werden. Die Gusskonstruktion würde das Entformen erschweren, sollte die Aufnahme der Blattfeder beidseitig erfolgen. So wurde eine zusätzliche Anschraubplatte verbaut, die durch Butzen am Blattfederlagerbock gehalten wird. Diese Lösung konnte festigkeitsmäßig nicht überzeugen, so wurden die beiden Platten mit einem C-Profil verbunden. Daraus ergibt sich ein Motorquerträger, der den Vorderträger zusätzlich stabilisiert. Bei ungleichmäßiger Belastung der Vorderachse, wie im Lastfall 5.4.4, trägt der Motorquerträger zur Aufteilung der Last bei. Auch bei einer Frontalkollision ermöglicht der Querträger einen zusätzlichen Lastpfad. Nicht zuletzt konnte dadurch das Gewicht des Gussteils reduziert werden. Die rückseitige Befestigung der Blattfeder wurde ebenfalls neu konstruiert. Ein Rohr übernimmt die Führung des Blattfederschäkels. Das Rohr wurde mit zwei Blechstreifen an das C-Profil angebunden. Bei Querkräften konnten die Streifen die Kräfte nicht übertragen. Deswegen kam ein Hutprofil zum Einsatz, durch dessen Querschnitt auch die lateralen Belastungen ohne Probleme aufgenommen werden können. Zusätzlich stützt sich das Hutprofil am Abschlussblech ab und verteilt die Radkräfte optimal auf das Monocoque. Das Mittelteil entsprach spannungsmäßig allen Anforderungen. Trotzdem missfiel das Mittelmodul mit der großflächig überlappenden Konstruktion. Vor allem korrosionstechnisch barg diese Konstruktion Tücken. Die doppelschalige Konstruktion musste daher wieder geändert

werden. Eine einzige dünne Blechschale konnte zwar die Spannungen übertragen, eine punktuelle Krafteinleitung und vor allem die auftretenden Eigenschwingungen schlossen diese Konstruktion aus. Durch Sicken ließ sich das Schwingverhalten verbessern, doch entstanden an den Kanten Spannungsspitzen. Als Lösung wurde eine Konstruktion mit ebenen Blechen und aufpunktierten Hutprofilen gewählt. Die Vorteile dieser Konstruktion sind im Kapitel 4.5.3.2 angeführt. Das Hinterachsgestell wurde ebenfalls in einigen Punkten verbessert. Durch das Eliminieren des Abschlussbleches wurde das Modul zu torsionsweich. Aus Gewichts- und Fertigungsgründen sollte keine Platte verwendet werden. Durch Neugestaltung der Längslenkeranbindung konnte die notwendige Torsionssteifigkeit wieder erlangt werden. Zusätzlich wurde das Blech so geformt, dass es direkt mit dem Mittelteil punktverschweißt wird. Das Außenblech bekam eine neue Form. Um beim Aufsatteln Beschädigungen zu vermeiden, fällt das Hinterachsgestell Richtung Heck ab. Die Kontur wurde so geändert, dass das Außenblech an den beiden Enden des L-Profiles punktgeschweißt werden kann. So kann auf das C-Profil des Hinterachsgestells verzichtet werden. Da die Herstellung des Außenblechs durch Tiefziehen erfolgt, steigen die Produktionskosten durch die erweiterte Geometrie kaum. Ein bis dahin unterschätztes Problem war die Anbindung der Dreieckslenker. Im derzeitigen Rahmenbau wird der Lenker mittels Gussbock an das C-Profil angebunden. Aufgrund der geringen Wandstärken ist die Verschraubung generell problematisch. Bei den enormen Kräften des Lenkers wurde daher nach einer anderen Lösung gesucht. Es wurde schließlich ein Pressteil entwickelt. Dieses wurde so gestaltet, dass die Kräfte möglichst homogen in das Hinterachsgestell eingeleitet werden. Erst nach mehreren Formvarianten war das Ergebnis einigermaßen zufriedenstellend. Die Verbindung zum Rahmen wird durch Punktschweißen erreicht. Generell konnte die Schweißnahtlänge von zwischenzeitlich 25 Meter auf 7 Meter reduziert werden. Dass dadurch neben den geometrischen Anpassungen neue spannungstechnische Herausforderungen entstanden sind, dürfte ersichtlich sein. Im Folgenden werden alle Bauteile in aktueller Formgebung beschrieben.

## 4.5 Resultat

### 4.5.1 Frontmodul

Das Frontmodul umfasst folgende Bauteile: Unterfahrschutz, Crashbox, Kühlerquerträger, Motorquerträger, Blattfederlagerbock und Lenkungsgetriebebock. Alle Bauteile des Frontmoduls sind, durch Schrauben lösbar, miteinander verbunden.

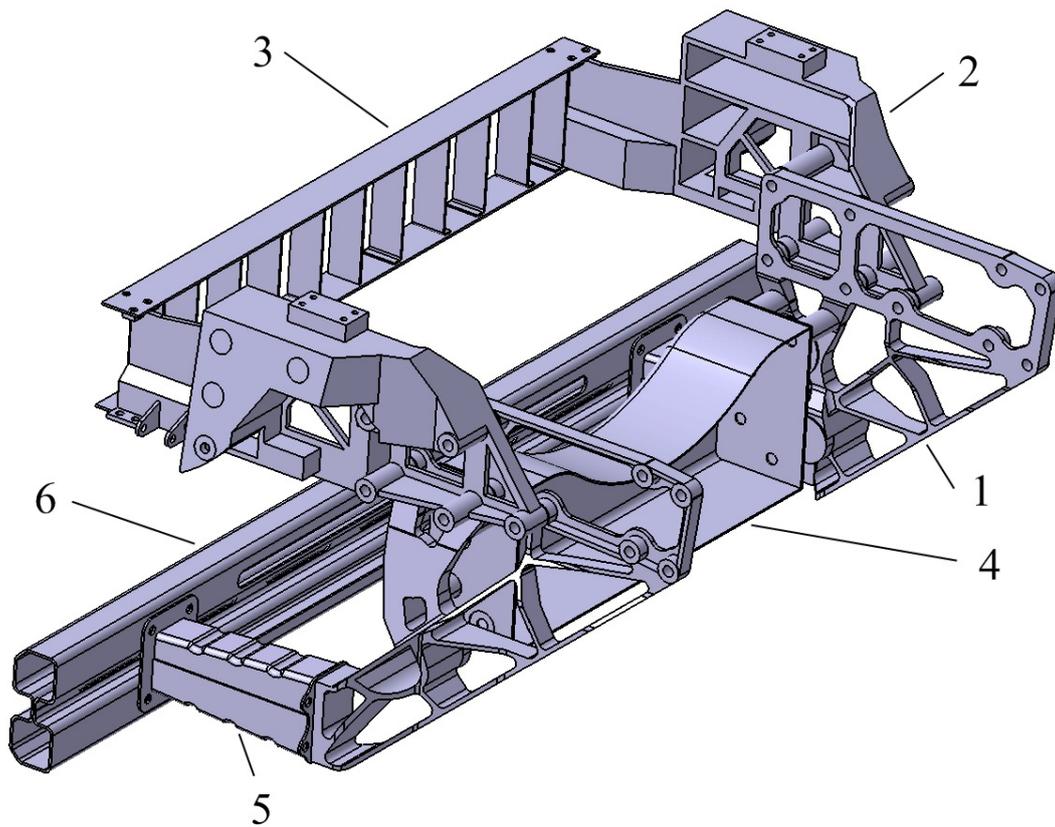


Abbildung 4.16: Frontmodul

Tabelle 4.5: Bauteile des Frontmoduls

Nummer	Bezeichnung
1	Blattfederlagerbock
2	Lenkungsbock
3	Kühlerquerträger
4	Motorquerträger
5	Crashbox
6	Unterfahrschutz

#### 4.5.1.1 Unterfahrschutz

Der Unterfahrschutz und die Crashbox sind nicht als tragende Elemente, sondern nur zwecks der passiven Sicherheit mit an Bord. Der Unterfahrschutz ist für die Erfüllung der gesetzlichen Vorschriften notwendig. Er soll verhindern, dass ein PKW, im Falle einer Kollision, unter den Vorderwagen des LKWs taucht. Um sicherzustellen, dass

der Unterfahrschutz korrekt funktioniert, muss er die Prüfung laut Norm ECE-E93 bestehen. Dazu werden Prüfkraft mit definierten Stempeln an bestimmten Stellen aufgebracht. Da das Monocoque ein innovatives Rahmenkonzept ist, sollten zukünftige Anforderungen an die passive Sicherheit bereits implementiert sein. So ist sichergestellt, dass bereits in einem frühen Stadium der Konstruktion solche Anforderungen berücksichtigt werden. Damit werden spätere Änderungskonstruktionen vermieden, die dann nicht mehr optimal an den bestehenden Rahmen passen. So wurde bereits darauf geachtet, dass eine Crashbox Platz findet. Vor allem bei schwereren Kollisionen tritt diese in Aktion. Mit einer definierten Steifigkeit, die auf PKW-Kollisionen abgestimmt ist, wird die Knautschzone vergrößert. Dadurch werden die auftretenden Beschleunigungen und die daraus folgenden Kräfte auf die Insassen reduziert. Durch eine besonders energieabsorbierende Bauform und Materialwahl kann dieser Effekt weiter verbessert werden. Für den Einsatz der Crashbox sollte die dahinterliegende Struktur die Kräfte optimal auf den Rahmen übertragen. Das Bild 4.17 zeigt den zu erwartenden Lastpfad bei einer Frontalkollision. Die Nummerierung erfolgt nach der zu erwartenden Priorität der Pfade. Ein Teil der Belastung (2) wird über den FUPS zur anderen Crashbox geleitet. Ein Großteil läuft über die Crashbox (1) direkt auf den Blattfederlagerbock (3) in den Rahmen. Teile der Belastungen verlaufen über den Motorquerträger (5) und den vorderen Bereich des Blattfederlagerbockes (6). Ein geringer Anteil wird über den Kühlerquerträger (7) auf die andere Seite übertragen.

Da die tragende Struktur eines PKWs niedriger liegt als die des LKWs, wird durch den Aufprall ein enormes Biegemoment im LKW-Rahmen erzeugt. Um dieses abzufangen, müssen die beiden Querträger einen Teil der Belastung auf den anderen Längsträger umleiten. Die Dimensionierung wurde aufgrund der Komplexität von einem bestehenden Unterfahrschutz mit Crashbox übernommen. Da eine Gewichtsoptimierung bei der Konstruktion immer im Vordergrund gestanden ist und weil vorhandene innovative Lösungen eingesetzt worden sind, lehnt sich der Unterfahrschutz an einem neuentwickelten FUPS an.

#### 4.5.1.2 Motorquerträger

Der Motorquerträger besteht aus einem tiefgezogenen Blechteil mit einer Wandstärke von 2 [mm]. Dieses Blechteil ist an den beiden Außenseiten mit einer Abschlussplatte verschweißt. Diese dient zur Aufnahme des Blattfederauges und des Stabilänglenkers. Da eine Bewegung der Blattfederhülse in jedem Fall verhindert werden muss, bedarf es einer notwendigen Klemmkraft. Diese wird durch 3 Schrauben aufgebracht. Die Schrauben verbinden somit den Gussunterfahrschutz mit dem unteren Querträger. Die Platte muss mit den notwendigen Bolzen-, Schrauben- und Federaufnahmen vorbereitet sein.

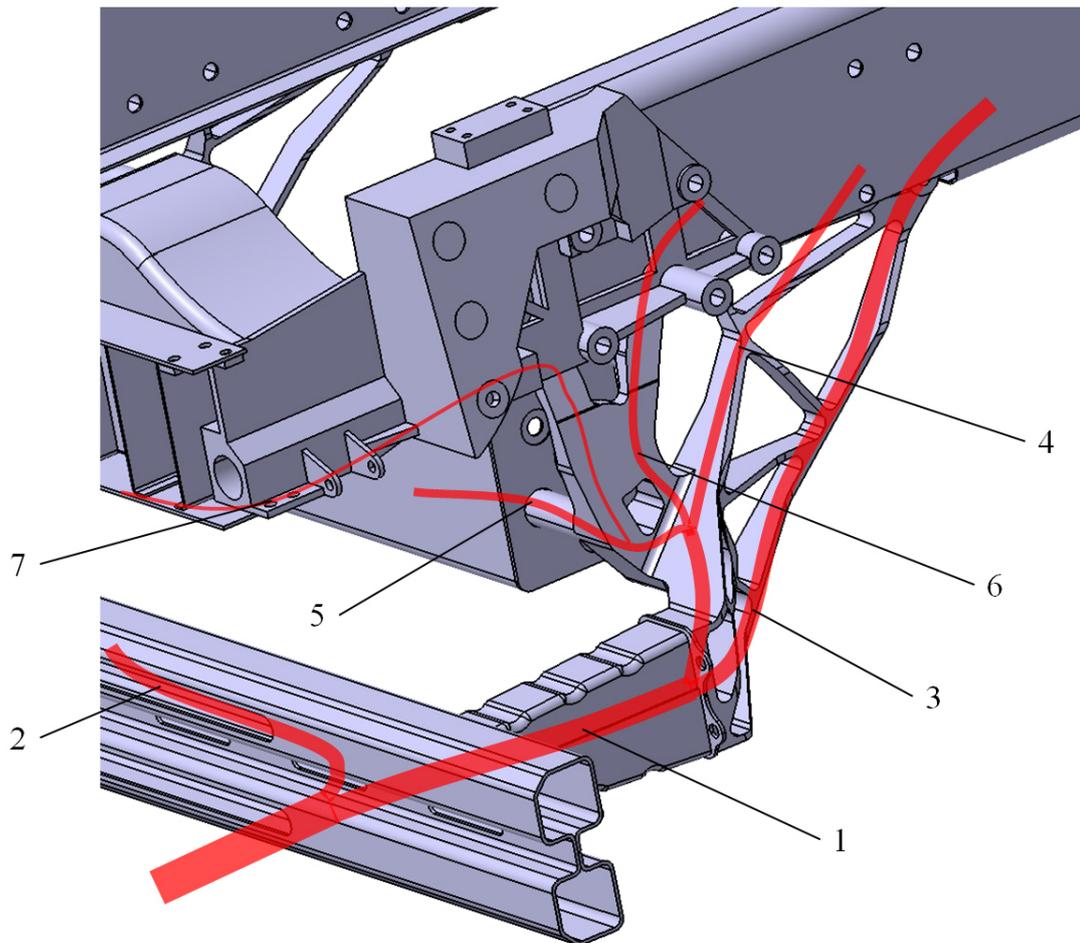


Abbildung 4.17: Lastpfad bei einer Frontalkollision

Daher müssen die Flächen der Außenseiten bearbeitet werden.

#### 4.5.1.3 Kühlerquerträger

Der Kühlerquerträger hat neben dem Motorquerträger die Funktion, die Rahmenstruktur bei Torsionsbelastungen zu unterstützen. Daneben wird er als Aufstieg für den Fahrer beim Reinigen der Frontscheibe benutzt. Bei der Konstruktion wurde darauf geachtet, diesen so einfach wie möglich zu gestalten. Der Kühlerquerträger ist aus zwei unterschiedlichen Bauteilen aufgebaut. Je eine Platte bildet den oberen und unteren Querträger. Als Abstandhalter und Verbinder werden C-Profile eingesetzt. Diese werden durch Punktschweißen mit den Platten verbunden. Auf die Möglichkeit einer zentralen Abschleppposition wurde verzichtet. Diese Funktion übernimmt je eine Abschleppöse an den beiden Lenkungsbockträgern. Der Luftstrom zum Kühler hin soll durch den Kühlerquerträger so wenig wie möglich gestört werden. Die beiden Punkte waren letztendlich

ausschlaggebend für das endgültige Design des Kühlerquerträgers. Eine Konstruktionsvariante mit Rohrquerschnitt wurde daher wieder verworfen.

#### 4.5.1.4 Blattfederlagerbock

Die Hauptaufgabe des Blattfederlagerbocks ist klarerweise die Aufnahme der Blattfeder. Diese ist so ausgeführt, dass die Blattfederlagerbuchse zwischen dem Lagerbock und dem Motorquerträger eingespannt wird. Die Klemmkraft wird durch eine von außen eingesetzte Schraube aufgebracht. Da es sich bei der Vorderachsfederung um eine sichere Einblattfeder handelt, wird zusätzlich ein Stablenker benötigt. Dieser ist ebenfalls am Blattfederbock montiert. Aufgrund der Kinematik der Vorderachse ist die Lagerposition in Längsrichtung nach hinten zum Blattfederauge versetzt. Die Befestigung erfolgt analog zum Federauge. Für die Kraftübertragung zum Querträger sind drei Butzen vorhanden. Durch deren mittige Bohrung ist jeweils eine Schraube gesteckt, die damit die Verbindung zum Motorquerträger realisiert. Im Falle einer Frontalkollision hat der Gussbock die Aufgabe, die Kraft von der Crashbox in den Rahmen zu leiten. Genau diese Aufgabenstellung hat zur Formgebung des Lagerbocks geführt. Die Berechnung hat gezeigt, dass eine Dreiecksform einen optimalen Kraftfluss und zugleich eine optimale Anbindung an den Rahmen darstellt. So wird der Lagerbock 9-fach mit dem Vorderträger verschraubt. Die Fachwerkstruktur wurde zur Gewichtsreduktion eingesetzt und mittels Berechnungsloops für die Belastungen eines Frontalcrashes optimiert. Die Freigängigkeit der Blattfeder muss in jeder Beladungssituation gewährt bleiben, daher knickt die Konstruktion unterhalb der Verschraubung mit dem Vorderträger nach außen. Danach verlaufen die Träger senkrecht, um nicht mit dem Lenkstock zu kollidieren. Sie verlaufen anschließend wieder weiter nach außen, um letztlich eine Kühlerbreite von 1100 [mm] zu ermöglichen. Am unteren Ende bildet der Guss eine Platte, um der Crashbox eine stabile Anlagefläche zu bieten.

#### 4.5.1.5 Lenkungsbock

Die ersten Entwürfe des Frontmoduls sahen vor, dass der Lenkungsbock und der Blattfederlagerbock aus einem einzigen Guss bestehen. Mit zunehmender Detaillierung entstanden immer mehr Probleme, sodass eine Aufteilung in zwei Gussteile als sinnvoll erschien. Als Knackpunkt erwies sich die Forderung, eine Kühlerfläche von 1,2 [m<sup>2</sup>] zu realisieren. Da die Kühlerhöhe durch Fahrerhaus und Rampenwinkel beschränkt ist, kann die zusätzliche Kühlfläche nur durch mehr Breite erzielt werden. Diese kann nicht ohne weiteres erhöht werden, da die Position von der Lenkstange und dem Lenkgetriebe aufgrund der Lenkinematik und der Fahrerhauszuordnung fix vorgegeben ist. So konnte nur durch eine geschickte Bauraumausnutzung und den Verzicht einer Lenkgetriebeadapterplatte

eine Vergrößerung der Kühlfläche erreicht werden. Da keine Adapterplatte verwendet wird, muss das Lenkgetriebe vor der Kühlermontage angebaut werden, weil die Schrauben nicht mehr mit dem Werkzeug zugänglich sind. Da die Anschlussstellen für das Fahrerhaus gleich bleiben sollen, war es notwendig, die Kröpfung ausschließlich für den Kühler zu machen. Zur Fahrzeugfront hin verjüngt sich der Guss wieder, um die Fahrerhauslagerung und die Dämpfung unterzubringen. Wie bereits beim Kühlerquerträger erwähnt, ist ein zentrales Abschleppen nicht vorgesehen. Daher verfügt der Gusskopf über eine Aufnahme für eine M48 Abschleppöse. Dabei ist zu beachten, dass durch die Abschleppkraft und die Kröpfung neben der Zugbelastung ein zusätzliches Biegemoment entsteht. Ein Teil des Biegemomentes wird über den Kühlerquerträger auf den zweiten Längsträger aufgeteilt. Der Querträger muss ebenfalls am Lenkungsbock befestigt werden. Da der Querträger die Montage der Antriebseinheit behindern würde, ist er ebenfalls mittels Schrauben am Lenkungsbock befestigt.

#### 4.5.2 Vorderträger

Der Vorderträger weist am ehesten Strukturen von einem herkömmlichen Rahmenprofil auf. Das rührt von der Tatsache her, dass der Bauraum durch Motor und Radaufhängung so gut wie vorgegeben ist. Die ersten Studien haben geschlossene Profile als Längsträger vorgesehen, die jedoch aufgrund von Montageproblemen und Spannungsspitzen bei den Kraftflüssen verworfen wurden.

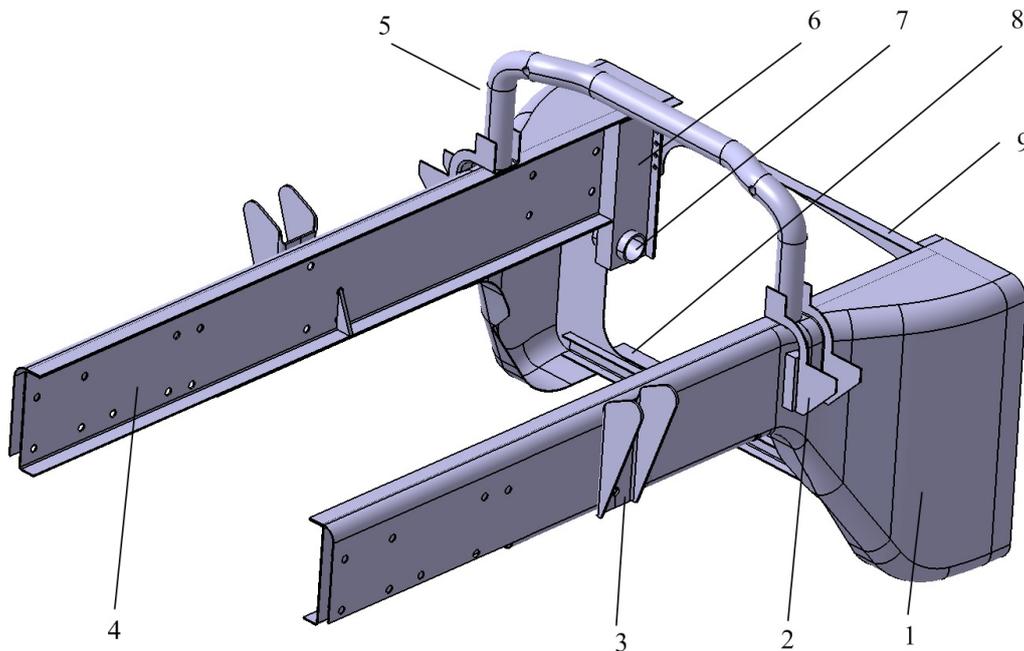


Abbildung 4.18: Vorderträger

Tabelle 4.6: Bauteile des Vorderträgers

Nummer	Bezeichnung
1	Außenblech
2	Brückenbefestigung
3	Stoßdämpferhalterung
4	C-Profil
5	Fahrerhausbrücke
6	Hutprofil
7	Blattfederbefestigung
8	Querträger
9	Catwalk

#### 4.5.2.1 C-Profil

Wie zuvor erwähnt, gibt der beschränkte Bauraum die Form des Trägers beinahe vor. Es wurden verschiedene Varianten getestet, um am Ende zum Entschluss zu gelangen, dass eine C-Profilform sowohl festigkeitsmäßig, als auch packagingmäßig einen guten Kompromiss darstellt. Das im Monocoque eingesetzte C-Profil besitzt lediglich eine Wandstärke von 4 [mm]. Dies ist für die im Vorderträger auftretenden Belastungen in Kombination mit dem Außenkonturblech ausreichend dimensioniert. Das Außenblech umschließt das C-Profil. Dadurch entsteht ein geschlossenes Profil, wie im Bild 4.19 zu sehen.

Tabelle 4.7: Bauteilbeschreibung

Nummer	Bezeichnung
1	C-Profil
2	Stoßdämpferkonsole
3	Außenblech
4	Stoßdämpferhalter

Die beiden Bleche lassen sich dadurch leicht punktverschweißen. Dazu ist nur eine ausreichende Stegbreite notwendig, um ausreichend Platz für die Punktschweißzange zu haben. Diese ist allein durch die geforderte Biegesteifigkeit des Trägers vorgegeben. Begrenzt wird die Breite jedoch durch die Zugänglichkeit der Motorlager. Die vertikal liegende Motorlagerschraube muss von oben frei zugänglich sein. Das Motorlager wurde als Vorgabe für die y-Position des C-Profils genommen. So kann dieses ohne Adapterplatte am Profil befestigt werden. Im vorderen Bereich des C-Profils wird das

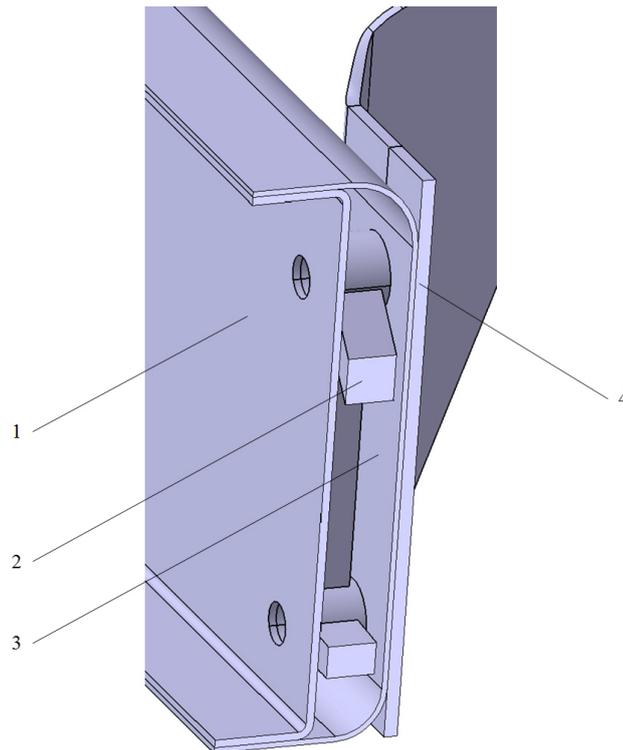


Abbildung 4.19: Schnitt durch die Vorderträgerkonstruktion

Motorlager gleichzeitig mit dem Blattfederlagerbock und dem Außenblech verschraubt. Dadurch wird genügend Klemmlänge für die Schrauben erzielt. Es werden nicht alle Kräfte in das C-Profil, sondern einige auch in das Außenblech geleitet. Ganz vorne am C-Profil befindet sich nochmals ein Schraubbild, das anstelle des Motorlagers den Lenkungsbock mitklemmt. Somit werden die Lenkungs- und Abschleppkräfte nicht abrupt in die Blechstruktur, sondern zu Beginn noch in den Blattfederbock eingeleitet. Durch diese Konstruktion wird eine kontinuierlichere Steifigkeitsabnahme erreicht.

#### 4.5.2.2 Außenblech

Das Außenblech hat die Aufgabe, die Kräfte vom C-Profil auf das Mittelteil zu leiten. Die große Herausforderung besteht darin, die Kräfte so umzuleiten, dass sie von dem extrem großen Querschnitt des Mittelteils auf das Standard-C-Profil gelangen. Eine stetige Zunahme des Querschnittes in der Höhe wird durch die Vorderachsgeometrie und die Bauteillänge verhindert. Die Breite wird zu Beginn durch den Reifen bei Volleinschlag begrenzt und dann von der Mittelteilbreite vorgegeben. Zusätzlich zum Reifeneinschlag muss noch ausreichend Bewegungsfreiheit für den Einsatz einer Schneekette vorhanden sein. Somit ist die mögliche Gesamtaußenbreite vorgegeben. Die Innenbreite wird

wiederum von der Antriebseinheit vorgegeben. Da das Außenblech mit dem C-Profil verschweißt wird, besitzt es die gleiche Innenbreite wie das C-Profil. Im Übergangsbereich zum Mittelteil muss noch eine Flanschfläche für die Befestigung der Fahrerhauslagerung geschaffen werden.

#### 4.5.2.3 Catwalk

Der Catwalk bildet den Abschluss des Vorderträgers. Bei Torsionsbelastungen des Rahmens tritt der Catwalk in Aktion und versteift den Rahmen. Bei der Montage des Antriebsaggregates muss er entfernt werden. Daher ist der Catwalk durch Schrauben mit dem Monocoque verbunden. Die Schrauben werden durch das Hutprofil des Blattfederträgers und des Abschlussbleches geschraubt. So entsteht ein stabiler Ring, der die Kräfte gleichmäßig auf das Mittelteil aufteilt.

#### 4.5.2.4 Blattfederträger

Der Blattfederträger besteht aus einem Hutprofil mit eingeschweißtem Rohr. Die Schwinge der Blattfeder wird mit dem Rohr verschraubt. Das Hutprofil muss die Kräfte auf das Abschlussblech, das Außenblech und das C-Profil übertragen. Die Hutprofilform bietet eine ausgezeichnete Anbindungsform an die zuvor genannten Bauteile. Das Abschlussblech und das C-Profil können durch Punktschweißen verbunden werden. Lediglich das Deckblech muss durch eine MAG-Schweißnaht angebunden werden. Bohrungen am Hutprofil dienen der Anbindung des Catwalks.

#### 4.5.2.5 Abschlussblech

Das Abschlussblech ist die Trennwand zum Mittelteil hin. An der Außenseite und Oberkante besitzt es einen Flansch und bildet mit dem Außenblech die Überlappungsfläche zum Mittelteil. Aus fertigungstechnischen Gründen wurde das Abschlussteil geteilt. Der bisherige Verschnitt für die Getriebedurchführung entfällt. Um dennoch eine Querverbindung zu erhalten, wird ein Standard-C-Profil am Boden angeschweißt, das die beiden Hälften verbindet.

#### 4.5.2.6 Bodenblechquerträger

Durch den Bodenblechquerträger werden die beiden Abschlussbleche an der Unterseite verbunden. Bei dem Querträger handelt es sich um ein C-Profil, das durch Punktschweißen mit der Abschlussblechplatte verbunden wird. Bei der Endmontage der Module, siehe Bild 4.30, rutscht das Tankbodenblech in das C-Profil. Danach wird es an der Ober- und Unterkante ebenfalls punktverschweißt.

#### 4.5.2.7 Stoßdämpferhalterung

Die komplette Stoßdämpferhalterung besteht aus 3 Teilen und übernimmt gleichzeitig die Funktion des Anschlagpuffers. Für die Befestigung des Dämpfers der Vorderachse wird ein Biegeteil verwendet, das am Außenblech anliegt. Die geringe Wandstärke des Außenbleches würde nicht ausreichen, die Dämpferkräfte aufzunehmen. Daher wird zwischen Außenblech und C-Profil ein Abstandhalter eingelegt. Dabei handelt es sich um ein Gussteil, das die Dämpferkräfte an das innere Profil weiterleitet. An der Innenseite des C-Profils wird eine zusätzliche Konsole angebracht, die die Kräfte vom Anschlagpuffer aufnimmt. So werden die Kräfte bei einer Überlastung der Blattfeder gleichmäßig auf beide Rahmenbleche verteilt. Durch Schrauben werden der Anschlagpuffer, das C-Profil, der Abstandhalter, das Außenblech und die Stoßdämpferhalterung verbunden.

#### 4.5.2.8 Fahrerhausbrücke

Die Fahrerhausbrücke dient der Abstützung der Fahrerhauskabine. Diese ist mittels Schwingensystem angebunden und überträgt auf die Brücke nur Längs- und Querkräfte. Aufgrund der Platzverhältnisse ist die Fahrerhausbrücke im mittleren Teil nach hinten gebogen. Durch die vorgegebene Geometrie soll die Brücke als Hydroformingrohr hergestellt werden. Sie muss durch eine lösbare Verbindung mit dem Rahmen verbunden sein, da sie die Montage der Antriebseinheit behindert. Dazu wird am Außenblech ein Biegeteil angebracht, das nicht nur die Fahrerhausbrücke, sondern auch die hintere Fahrerhausdämpfung aufnimmt. Mittels Schrauben wird die Brücke an der Aufnahme befestigt.

#### 4.5.2.9 Verstärkungsblech

Das Verstärkungsblech verbindet das C-Profil, das Abschlussblech und das Außenblech miteinander. Dabei handelt es sich um eine Platte, deren Ränder aufgebogen sind, um mit den angrenzenden Blechen punktverschweißt zu werden. Nur die Kante zum Außenblech hin ist eben, da durch die gebogene Kontur eine MAG-Naht vorgezogen wird.

### 4.5.3 Mittelteil

Das Mittelteil stand Pate für die Namensgebung des gesamten Rahmens. Die geschlossene Bauform entspricht am ehesten der eines Monocoques. Es bildet das Herzstück des Konzeptes und bietet trotz der einfachen Bauweise enorme Vorteile. Das Mittelteil wird aus Seitenwänden, Bodenblech, Deckblech und den Tankprofilen gebildet. Im Bauch findet der Kraftstofftank Platz. Ziel war, möglichst das gesamte zur Verfügung stehende

Volumen auszunutzen. Dabei ist das Tanksystem zweigeteilt und muss vor der Montage der Antriebseinheit erfolgen. Diese Lösung wurde gewählt, da die Montage der Kraftstoffbehälter zwar mit erhöhtem Arbeitsaufwand, jedoch ohne Teilerlegung des Rahmens erfolgen kann. Um die Stabilität des Rahmens nicht zu schwächen, wurde die Einbauöffnung so klein wie möglich gehalten. Die Tankmontage kann nicht gleichzeitig, sondern muss nacheinander erfolgen. Nach dem Einsetzen des ersten Kraftstofftanks wird dieser zur Seite hin verschoben und mit Spannbändern befestigt. Erst jetzt ist der Rahmenausschnitt groß genug, sodass der zweite Tank eingesetzt werden kann. Dieser wird ebenfalls zur Seite hin versetzt und mit Spannbändern fixiert. Da die Geometrie der Tanks aufwändig ist, schien Kunststoff der passende Werkstoff zu sein. Um den Tank von den Bewegungen des Rahmens zu entkoppeln, liegt er auf Tankprofilen auf. Das Gesamtvolumen beider Behälter beläuft sich auf 915 Liter. Leider wurde das Sollziel von 1000 Litern nicht mehr ganz erfüllt, obwohl die Breite des Mittelmoduls im Vergleich zur Vorgängerversion leicht erhöht wurde. Der Grund liegt am geänderten Antriebspackage. Es musste Platz für einen Intarder geschaffen werden, der auf Kosten des Treibstoffvorrates geht. Der entstandene Freiraum zwischen den Tanks wird für die Kardanwelle benötigt. Bei der Version mit der heckseitigen Tankmontage, vgl. dazu [7], konnte der Bauraum um die Welle noch gezielter ausgenutzt werden.

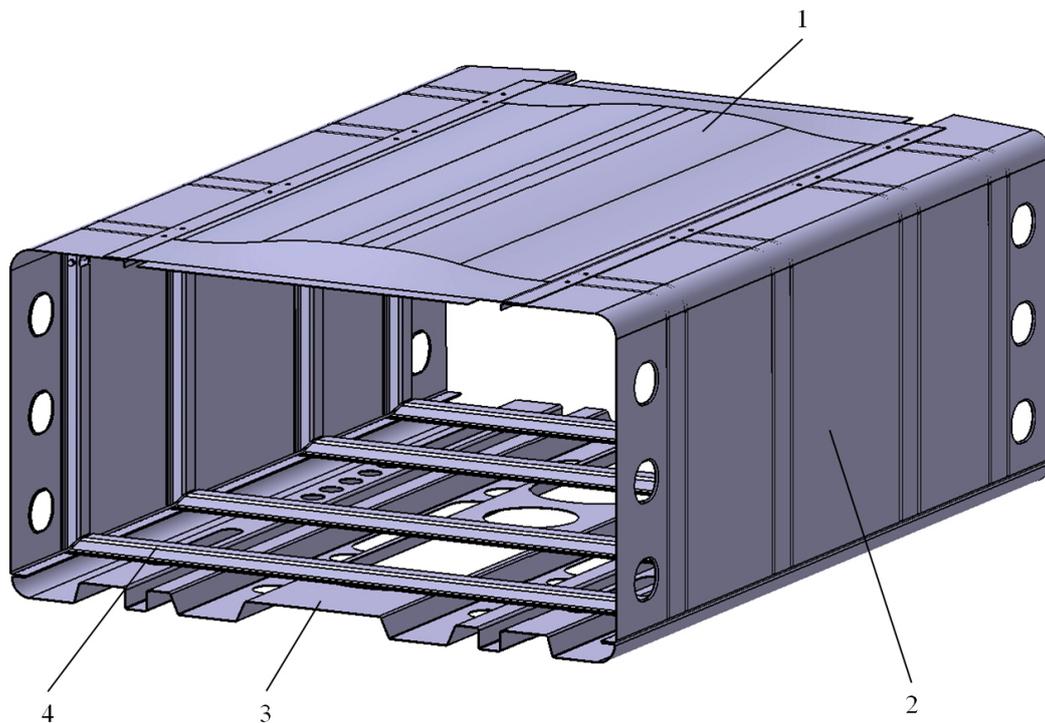


Abbildung 4.20: Mittelteil

Tabelle 4.8: Bauteile des Mittelmoduls

Nummer	Bezeichnung
1	Deckel
2	Seitenwand
3	Bodenblech
4	Tankbefestigung

#### 4.5.3.1 Seitenwand

Die Seitenwand besteht aus einem 1,5 [mm] starken Blechteil. Für die Herstellung sind 3 Biegeoperationen notwendig. Die beiden äußeren Biegekanten dienen einerseits zur Strukturverstärkung, andererseits als Basis für die Schweißpunkte. Das Design der Außenwand wurde zuvor jedoch einige Male variiert. Da es sich um ein großflächiges Bauteil mit geringer Wandstärke handelt, ist es anfällig für Eigenschwingungen. Diese wurden in der ersten Phase durch Sicken verringert. Es wurde festgestellt, dass nur kleine Änderungen in der Form und Lage enorme Auswirkungen haben. In der zweiten Phase wurde versucht, durch eine bombierte Form eine Eigenspannung in das Blech zu bringen. Diese beiden Varianten haben den Nachteil, dass die Geometrien nur durch Pressen herzustellen sind. Dadurch steigen wiederum die Fertigungskosten. Ein weiterer Nachteil blieb die Anbindung von Anbauteilen. Diese konnten nicht direkt an den dünnwandigen Blechen befestigt werden. Für jeden Befestigungspunkt musste eine Konsole geschaffen werden. In einer weiteren Phase wurde mit einem extrem dünnen Deckblech mit einer darunter liegenden Verstärkungsstruktur experimentiert. Diese Bauweise zeigte sehr gute Festigkeitseigenschaften und hohe Eigenfrequenzen. Leider sind hier die Kosten hoch und die Anbindung von Anbauteilen ist kompliziert. Als Konsequenz wurde versucht, die positiven Eigenschaften dieser Bauweise zu vereinfachen. Das Ergebnis ist eine dünnwandige Außenschale mit eingeschweißten Hutprofilen. Das Außenblech muss mit Ausschnitten versehen werden, um bei der Endmontage der Module die Zugänglichkeit der Punktschweißzange zu gewährleisten.

#### 4.5.3.2 Hutprofile

Bei den Hutprofilen handelt es sich um die beschriebenen Verstärkungselemente der Seitenwände. Zusätzlich dienen sie zur Führung und Befestigung der Kraftstofftanks. Dazu besitzen die Profile eine leichte Keilform. Verbunden werden die Profile mit dem Außenblech durch Schweißpunkte. Die Wandstärke beträgt 2,5 [mm]. Somit wird an den Verbindungsflächen eine Gesamtwandstärke von 4 [mm] erreicht. Diese reicht aus, um Lufttank, Harnstofftank und Schalldämpfer zu befestigen. Über die Profile wird

die Kraft gleichmäßig in die Seitenwand eingeleitet. Für eine optimale Kraftaufteilung und Stabilität sind für jedes Seitenblech 4 Stück vorgesehen. Dabei handelt es sich um Gleichteile, was die Herstellkosten positiv beeinflusst.

#### 4.5.3.3 Bodenblech

Das Bodenblech hat als Hauptaufgabe das Tanksystem zu tragen. Dabei hat sich gezeigt, dass sich bei einer Blechplatte mit aufgeschweißten Profilen nicht die erwünschte Steifigkeit einstellt. Durch mehrmaliges Abkanten der Blechplatte wird eine Wellblechform erreicht. Die Höhe der Struktur beträgt 50 [mm]. Dies geht ersichtlicherweise auf Kosten des Tankvolumens. Trotzdem ist es durch diese einfache Konstruktion gelungen, einen ausreichend steifen Boden zu erhalten. Bevor das Bodenblech gebogen wird, werden noch Ausschnitte gestanzt, einerseits zur Gewichtsreduktion, andererseits für die Zugänglichkeit der Punktschweißzange. So kann das Bodenblech mit den C-Querprofilen von Vorderträger und Hinterachsgestell verbunden werden. Die Biegekanten sind an das Längsträgerblech des Hinterachsgestells angepasst. Es wird erreicht, dass Längskräfte vom Stabilenker in eine stehende und somit steifere Wand des Bodenblechs eingeleitet werden. Die Wandstärke des Bodenblechs beträgt 1,5 [mm].

#### 4.5.3.4 Deckblech

Das Deckblech kann erst nach der Montage der Tankmodule und der kompletten Antriebseinheit aufgesetzt werden. Die Befestigung erfolgt am Catwalk, den Hutprofilen der Seitenbleche und dem Querträger des Hinterachsgestells. Durch eine leicht bombierte Bauweise wird die Stabilität dieser dünnwandigen Platte gesichert. Sicken versteifen das Bauteil zusätzlich. Trotz der geringen Wandstärke von 1,2 [mm] trägt das Deckblech bei Torsionsbelastungen enorm zur Stabilität bei, da es den sonst offenstehenden Querschnitt schließt.

#### 4.5.4 Hinterachsgestell

Das Hinterachsgestell hat die Aufgabe, die Hinterachse und Sattelkupplung aufzunehmen und an das Mittelteil anzuschließen. Dabei ist es jenes Modul, das den größten Belastungen ausgesetzt wird. Die auf die Sattelkupplung einwirkenden Kräfte werden über das Hinterachsgestell zu den Luftfederbälgen und zu dem Dreieckslenker geleitet. Die Hauptkomponenten des Hinterachsgestells sind Außenblech, L-Profil, Querträger und Längslenkerhalterung. Diese Bauweise hat sich nach unterschiedlichen Untersuchungen als vorteilhaft herausgestellt.

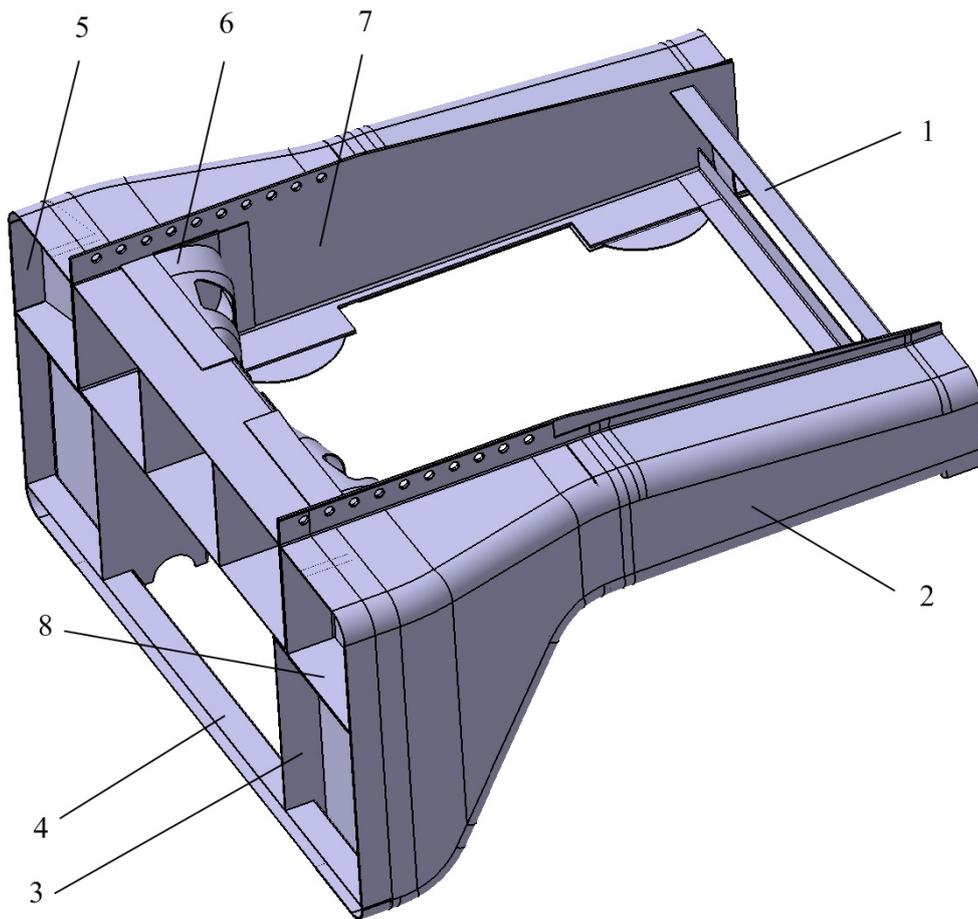


Abbildung 4.21: Hinterachsgestell

Tabelle 4.9: Bauteile des Frontmoduls

Nummer	Bezeichnung
1	Heckquerträger
2	Außenblech
3	Längslenkerträger
4	Tankquerträger
5	Verstärkungsblech
6	Dreieckslenkerhalter
7	L-Profil
8	Zwischenblech
9	C-Querträger

#### 4.5.4.1 L-Profil

Wie der Name bereits wissen lässt, handelt es sich um ein Blechbiegeteil in L-Bauform. Aus Gewichtsgründen ist die Form den auftretenden Spannungen und Krafteinleitungen angepasst. Im Bereich der Luftfedern ist der Steg verbreitert, um die geforderte Auflagefläche zu erreichen. Richtung Front nimmt die Profilhöhe zu. Nachdem die Höhe zur Befestigung der Kupplung erreicht ist, verläuft das Profil waagrecht. Für die Montage ist ein Bohrbild angebracht. Durch zusätzliche Bohrungen in Längsrichtung kann die Sattelpupplung an unterschiedlichen Positionen angebracht werden. Somit lässt sich das Sattelvormmaß ändern und an die Hängerbeladung anpassen. Die Wandstärke des Profils beträgt 5 [mm].

#### 4.5.4.2 Außenblech

Das Außenblech des Hinterachsgestells erfüllt eine sehr ähnliche Aufgabe wie jenes am Frontmodul. So muss es die Kräfte gleichmäßig auf das Mittelteil übertragen. Aufgrund der Bauform handelt es sich bei dem Außenblech um ein Tiefziehteil. Dadurch konnte ein zusätzliches C-Biegeteil durch eine ebene Blechplatte ersetzt werden. Das Außenblech ist am oberen Ende aufgestellt, um mit dem L-Profil punktverschweißt werden zu können. Es besitzt das gleiche Bohrbild wie das L-Profil, um es direkt mit der Sattelpupplung zu verschrauben. So gelangt die Kraft ohne eine Schweißverbindung in das Außenblech. Im waagrecht verlaufenden Bereich der Unterkante des Außenblechs wird dieses ebenfalls durch Punktschweißen mit dem L-Profil verbunden. Bei der Formgebung wurde darauf geachtet, die Biegeradien vom Mittelteil weiterzuführen. Aus Platzgründen reduziert sich der Radius auf der Unterseite geringfügig.

#### 4.5.4.3 Querträger

Bei dem Querträger handelt es sich um ein C-Profil mit eingeschweißten Stegblechen. Der Querträger verbindet die beiden L-Profile. Die beiden Bauteile sind mittels Punktschweißen und MAG-Schweißen verbunden. Belastungen am Querträger sind vor allem bei Kurvenfahrt und Torsion zu erwarten. Die über die Dreieckslenkerhalter eingeleiteten Kräfte sind nicht zu vernachlässigen. Deshalb wurden die Stegbleche genau an den Stellen der Krafteinleitung positioniert.

#### 4.5.4.4 Längslenkerträger

Der Längslenkerträger hat, neben der Lenkerschalenaufnahme die Aufgabe, den unteren Querträger zu tragen. Die erste Version sah lediglich eine U-Form vor. Diese wurde an der Oberkante mit dem L-Profil verschweißt. Das untere Ende nahm den Längslenker

auf. Die Längsseite wurde mit dem Trennblech, welches den Abschluss zum Mittelteil bildete, verbunden. Aus Gewichtsgründen wurde auf dieses Blech komplett verzichtet. Um dennoch die geforderte Festigkeit zu erhalten, wurden die U-Profile erweitert. Die angesetzte Wand wurde bis ganz außen verlängert.

#### 4.5.4.5 Heckquerträger

Der Heckquerträger schließt den Monocoquerahmen ab. Die Festigkeitsberechnungen haben gezeigt, dass ein stabiler Ober- und Untergurt vorteilhaft sind. Die Geometrie des Querträgers wurde dann so angepasst, dass die Enden in eine stabile Struktur zeigen. Der Platz zwischen den Gurten wird mit einem Lufttank ausgefüllt. Für die Befestigung des Tanks sind Verbindungsstreben vorgesehen, die gleichzeitig als Abstandhalter und Verstärkungselemente der Gurte dienen.

#### 4.5.4.6 Dreieckslenkerhalter

Die Anbindung des Dreieckslenkers wird durch dieses Bauteil realisiert. Durch eine hohe punktuelle Krafteinleitung wäre dieses Bauteil prädestiniert für einen Gussteil. Da die angrenzenden Blechteile eine zu geringe Wandstärke für Verschraubungen aufweisen, musste eine andere Lösung gefunden werden. Deshalb kommt hier ein Pressteil zum Einsatz. Die Wandstärke beträgt 6 [mm]. Die Dreieckslenker haben die Form einer Halbschale. So wird eine selbstversteifende Wirkung bei der Krafteinleitung erreicht. Bei der Anbindung an den Querträger und an das L-Profil wurde darauf geachtet, nicht in weiche Bereiche der Profile zu kommen. Die Verbindung erfolgt mittels Punktschweißen und MAG-Naht.

## 4.6 Bauteilliste

In der Tabelle 4.10 sind alle Bauteile des Monocoques aufgelistet. Zusätzlich sind das Gewicht jedes Bauteils und das Gesamtgewicht in [kg] angegeben. Einige Bauteile werden mehrfach verwendet. Teile die mehrfach, jedoch spiegelsymmetrisch verwendet werden, sind gekennzeichnet.

Tabelle 4.10: Stückliste

Nr.	Stück	Beschreibung	Gewicht	Gesamtgewicht	Anmerkung
1	1	Kühlerquerträger	8,6	8,6	
2	2	Lenkungsbock	31,2	62,4	spiegelsym.
Fortsetzung auf der nächsten Seite					

Tabelle 4.10 – Fortsetzung der letzten Seite

Nr.	Stück	Beschreibung	Gewicht	Gesamtgewicht	Anmerkung
3	2	Blattfederlagerbock	22,6	45,2	spiegelsym.
4	1	Motorquerträger	13,5	13,5	
5	1	Unterfahrschutz	32,4	32,4	
6	2	Crashbox	4,7	9,4	
7	2	C-Profil	17,4	34,8	spiegelsym.
8	2	Außenblech	20,3	40,6	spiegelsym.
9	2	Abschlussblech	8,2	16,4	spiegelsym.
10	2	Blattfederträger	4,9	9,8	spiegelsym.
11	2	Verstärkungsblech	1,9	3,8	spiegelsym.
12	1	Bodenblechquerträger	7	7	
13	1	Kabinenbrücke	4,5	4,5	
14	2	Kabinenbrückenbefestigung	1,6	3,2	spiegelsym.
15	1	Catwalk	7,8	7,8	
16	2	Anschlagpuffer	0,2	0,4	
17	2	Stoßdämpferhalter	3,3	6,6	
18	2	Stoßdämpferkonsole	1,7	3,4	
19	1	Bodenblech	44,3	44,3	
20	2	Seitenwand	22,5	45	spiegelsym.
21	4	Tankführung	4,1	16,4	
22	8	Hutprofile	1,5	12	
23	1	Deckel	16	16	
24	2	L-Profil	17,5	35	spiegelsym.
25	2	Außenblech	15	30	spiegelsym.
26	1	Querträger	11,9	10,9	
27	2	Längslenkerträger	12,6	25,4	spiegelsym.
28	1	Heckquerträger	4,2	4,2	
29	2	Dreieckslenkerhalter	9,8	19,6	spiegelsym.
30	1	Tankquerträger	3,4	3,4	
31	2	Dämpferhalter	1,8	3,6	
32	2	Verstärkungsblech	0,6	1,2	
33	2	Zwischenblech	2,3	4,6	
34	2	Übergangsblech	2,6	5,2	
	80	Gesamtgewicht		578	

## 4.7 Gesamtmodell

Die Bilder 4.22 und 4.23 zeigen das fertig zusammengestellte Monocoque. In den Bildern 4.24 und 4.25 sieht man den Rahmen mit der Antriebseinheit und den Anbauteilen. Um das Tanksystem zu sehen, wurde der Deckel entfernt. Der Bauraum, der nach der Montage der Tankmodule entsteht, kann für die Batterien genutzt werden. Dazu muss ein Batterieträger eingesetzt werden, der mit dem Bodenblech verschraubt wird. Die Platzverhältnisse sind relativ beengt, da die Kardanwelle genügend Bewegungsfreiheit benötigt. Somit wird die Bauhöhe der Batterie durch Kardanwelle und Deckel begrenzt. Der Kühlerlüfter wurde im Durchmesser vergrößert, um die zukünftigen Anforderungen an das Kühlsystem zu erfüllen. Das Bild 4.26 verdeutlicht die verwendeten Blechstärken.

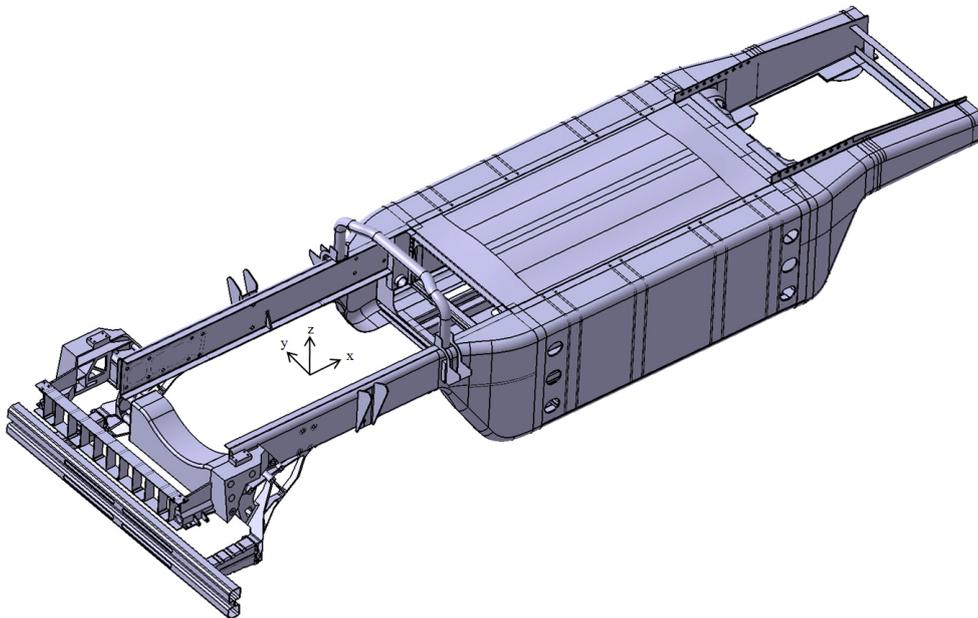


Abbildung 4.22: Monocoque Rahmen

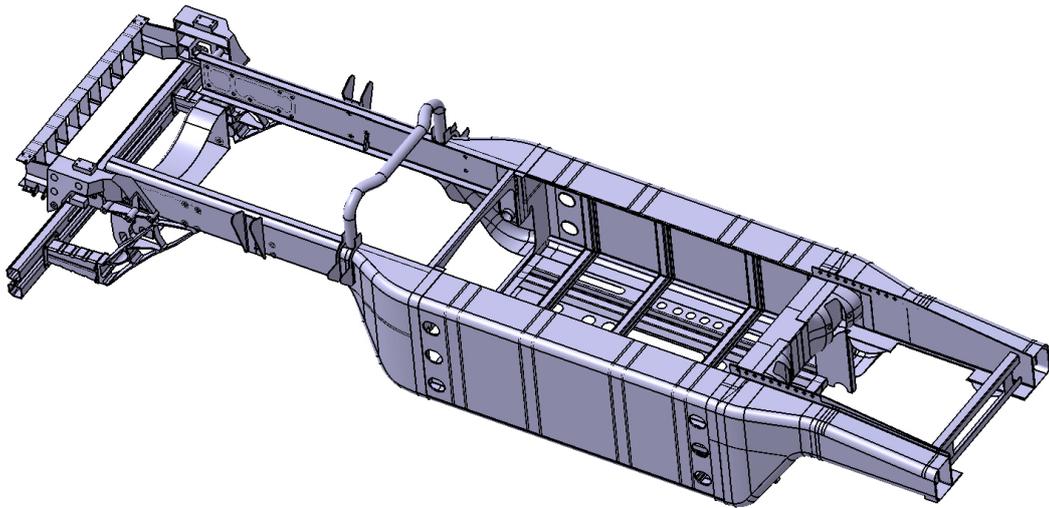


Abbildung 4.23: Monocoque Rahmen, Deckel ausgeblendet

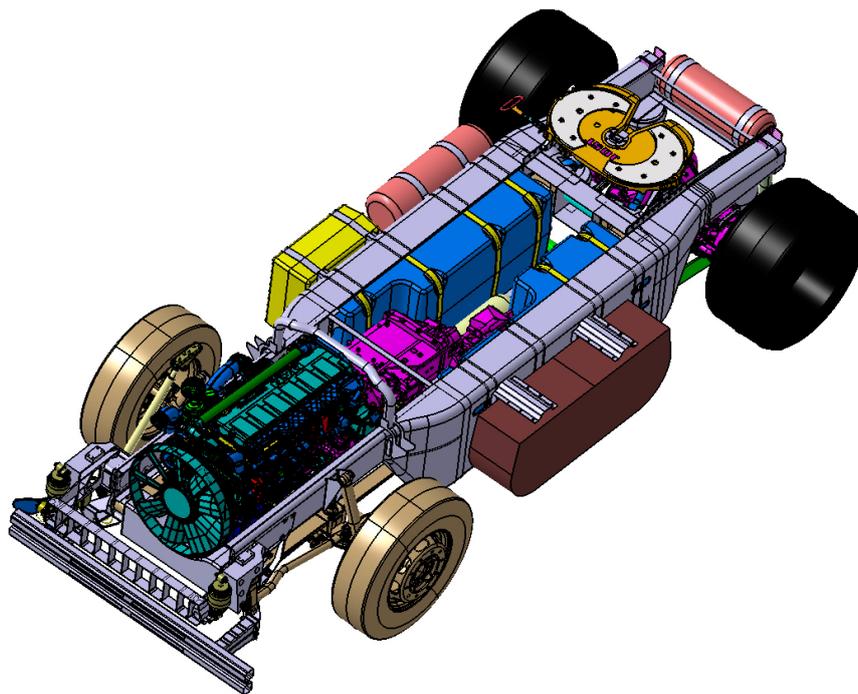


Abbildung 4.24: Monocoque mit Package, Deckel und Kühler ausgeblendet

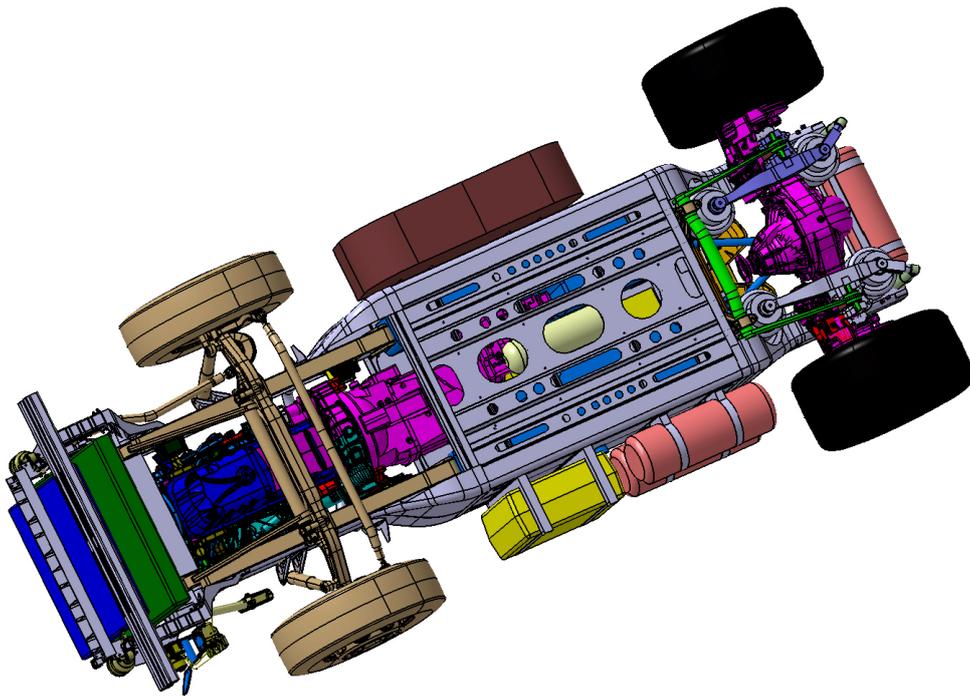


Abbildung 4.25: Monocoque mit Package, Ansicht von unten

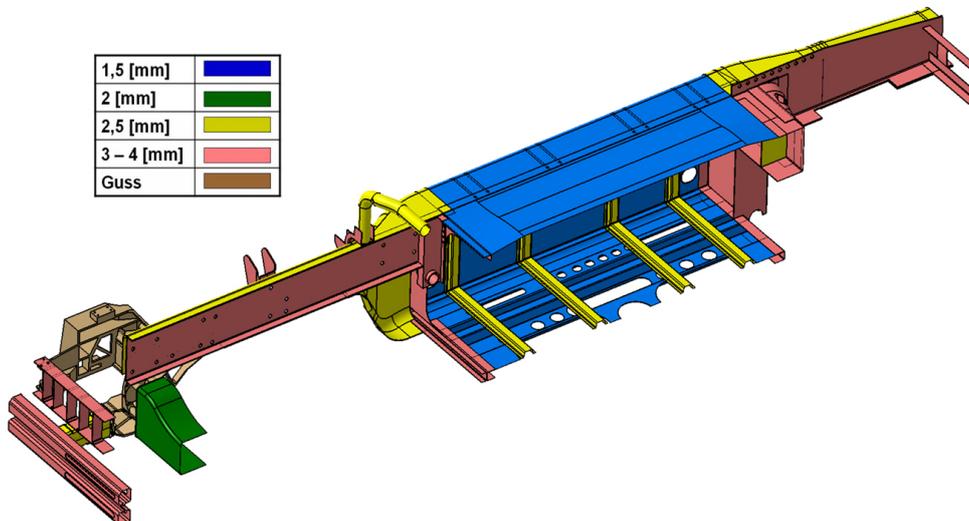


Abbildung 4.26: Blechstärken am Monocoque

## 4.8 Montage des Monocoques

Bei der Konstruktion wurde darauf geachtet, dass alle Bauteile entsprechend gefertigt und gefügt werden können. Jede Baugruppe für sich wird gefertigt und anschließend nach geforderter Konfiguration zu einem Gesamtfahrzeug zusammengestellt. Da derzeit nur die 4x2 Variante auskonstruiert wurde, wird nur deren Montage beschrieben.

- Frontmodul: Das Frontmodul ist die einzige Baugruppe, die keiner Vormontage bedarf. Bei der Montage des Fahrzeuges wird das Frontmodul nur teilweise montiert. Erst nachdem die Antriebseinheit verbaut wurde, kann das Frontmodul vollständig angebaut werden. Die Befestigung der Teile des Frontmoduls erfolgt ausschließlich durch Schrauben. So besteht die Möglichkeit, im Reparaturfall die Zugänglichkeit des Motors zu gewähren. Bei der Montage wird zunächst der Blattfederlagerbock mit dem Vorderträger verbunden. Dazu werden die hinteren vier Schrauben eingesetzt und gleichzeitig mit der Motorlagerung verbunden. Nun werden die Motorgetriebeeinheit und die Vorderachse eingesetzt. Nach deren Befestigung setzt man den Motorquerträger und den Lenkungsbock ein. Jetzt kann die Lenkeinrichtung samt Lenkgetriebe befestigt werden. Im letzten Schritt werden die Crashbox und der Kühlerquerträger angeschraubt.

- Vorderträger: Für die Herstellung des Vorderträgers wird zunächst das Außenblech mit dem C-Profil punktverschweißt. Nachdem in das Hutprofil das Blattfederbefestigungsrohr mittels MAG-Naht eingeschweißt wurde, wird die Einheit an das Abschlussblech anpunktiert. Schließlich werden das Hutprofil und das C-Profil zusammenschweißt. Das Verstärkungsblech kommt an die vorgesehene Position und wird mittels Punktschweißen an das Abschlussblech und an das C-Profil angebunden. Durch die gebogene Form wird es durch MAG-Schweißen mit dem Außenblech verbunden. Aus Stabilitätsgründen wird auch das Abschlussblech durch 3 Haltepunkte mit dem Außenblech verbunden. Erst bei der Endmontage wird eine durchgehende Verbindung der beiden Bleche hergestellt.

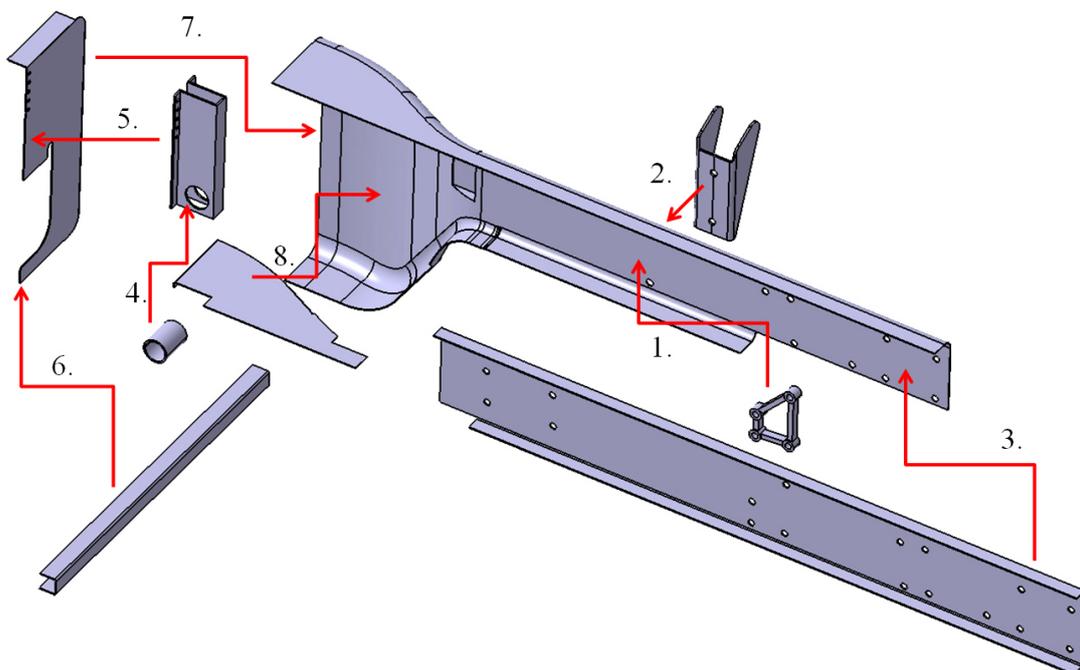


Abbildung 4.27: Endmontage Vorderachsträger

- Mittelteil: Die Fertigung des Mittelteils beschränkt sich auf das Befestigen der Hutprofile und das Verbinden von Bodenblech und Seitenwand. Beides geschieht durch Punktschweißen. Der Deckel kann erst, nachdem das Monocoque vollständig aufgebaut ist, montiert werden.

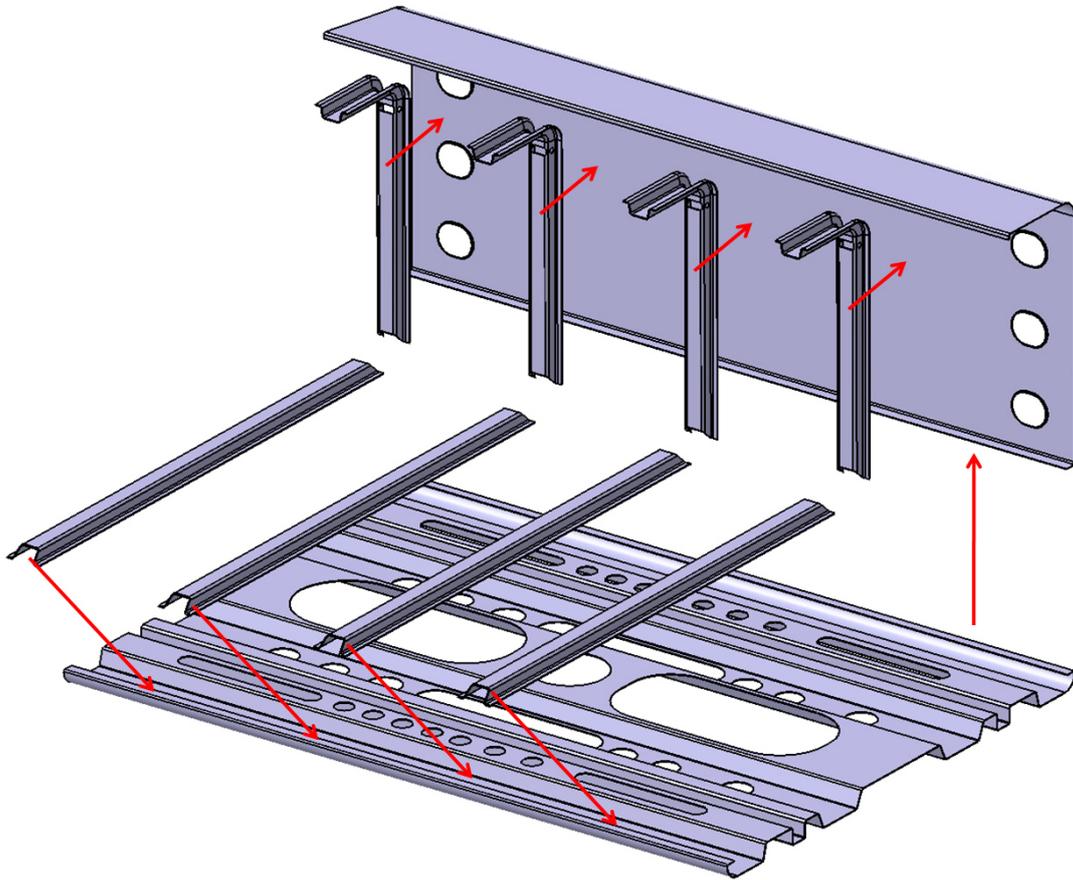


Abbildung 4.28: Endmontage Mittelteil

- Hinterachsgestell: Das Hinterachsgestell benötigt die meisten Operationen bei der Montage. Zunächst wird das Außenblech mit dem L-Profil punktverschweißt. Davor muss jedoch bereits der Dreieckslenkerhalter mit dem L-Profil verbunden sein, da ansonsten die Zugänglichkeit zu den Schweißpunkten nicht mehr gegeben ist. Anschließend wird am Heck die Stoßdämpferbefestigung und in der Mitte ein Verstärkungsblech eingesetzt. Danach kann der Spalt zwischen Außenblech und L-Profil mit dem Zwischenblech ausgefüllt werden. Ist dies erfolgt, wird der C-Querträger durch eine MAG-Naht mit dem L-Profil verbunden. Im nächsten Schritt wird der Längslenkerträger eingesetzt. Sobald dieser mit dem C-Querträger und dem L-Profil verschweißt ist, kann an der Unterkante der Tankquerträger montiert werden. Danach wird der Heckquerträger zwischen den L-Profilen eingesetzt und mittels MAG-Schweißung befestigt. Im letzten Schritt wird am vorderen Ende zwischen L-Profil, Außenblech und Längslenkerträger ein Zwischenblech eingesetzt und verpunktet.

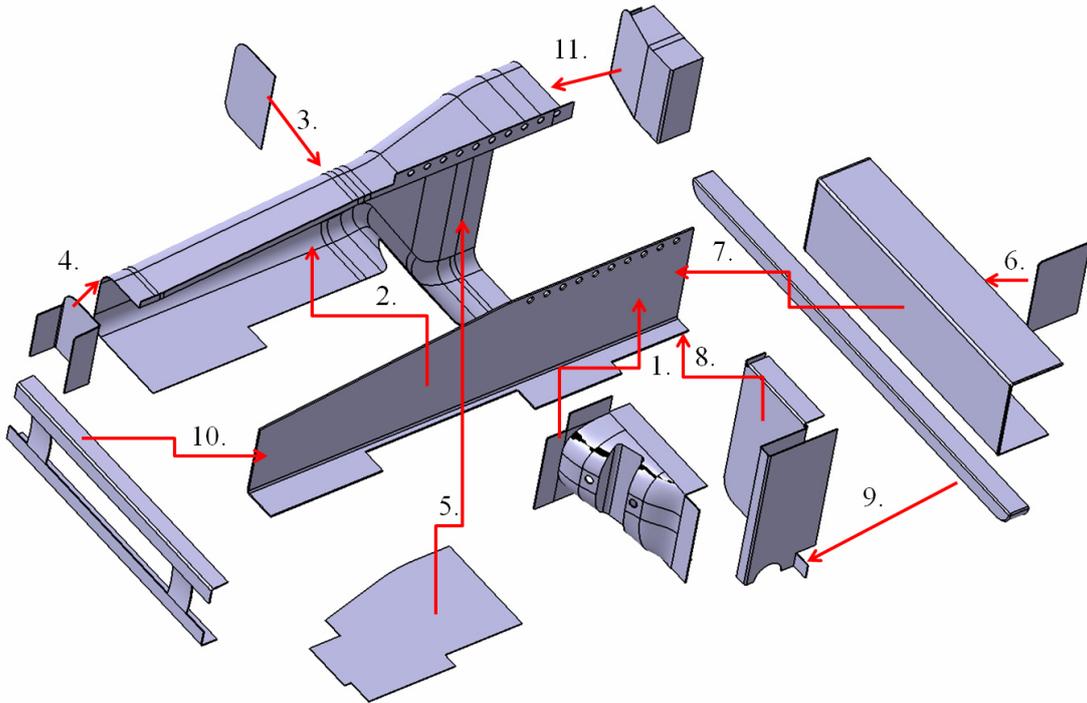


Abbildung 4.29: Endmontage Hinterachsgestell

Das Bild 4.30 zeigt die Endmontage des Monocoques. Dabei werden alle Module zu einer Einheit gefügt. Ausschnitte im Bodenblech und in den Seitenblechen des Mittelmoduls ermöglichen die Zugänglichkeit der Punktschweißzange.

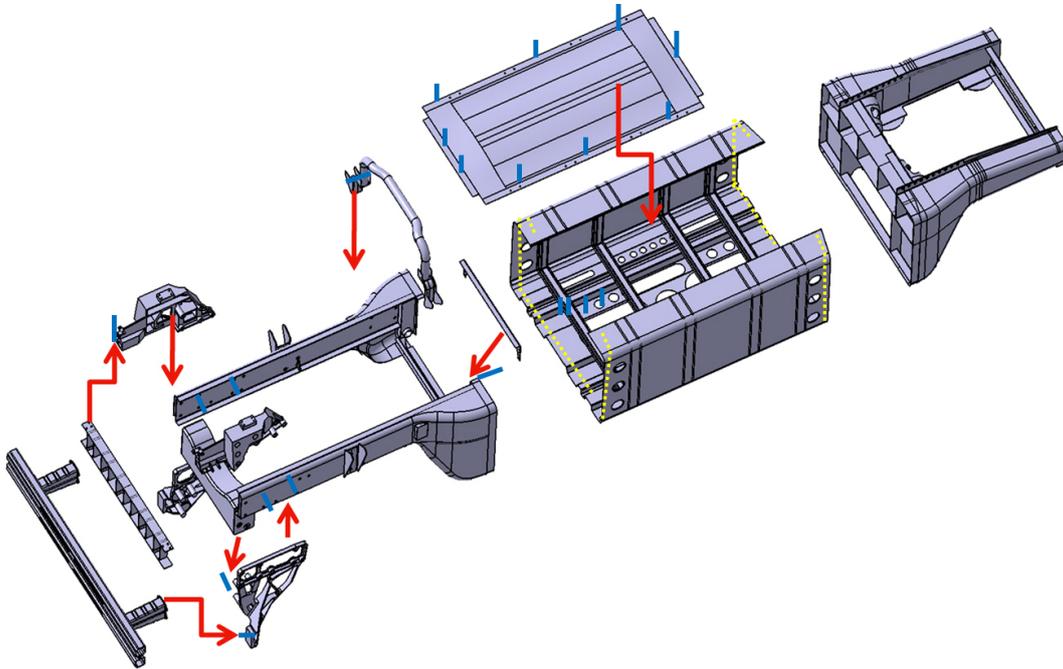


Abbildung 4.30: Endmontage Monocoque

Dadurch entsteht eine durchgängige Verbindung zwischen dem Mittelmodul und den beiden anschließenden Modulen. In der Abbildung ist die Punktschweißung durch eine gelb punktierte Linie gekennzeichnet. Nachdem die Antriebseinheit eingesetzt ist, werden die weiteren Operationen durchgeführt. Diese sind durch rote Pfeile markiert. Es werden der Catwalk, die Fahrerhausbrücke und der Deckel aufgesetzt. Das Frontmodul wird, wie oben beschrieben, komplettiert. Für die Befestigung dieser Teile werden 60 Schrauben benötigt. Im Bild 4.31 sieht man die angewandte Verbindungstechnik. Grüne Linien zeigen die MAG-Schweißnaht (7 Meter), gelbe Punkte bedeuten Punktschweißung (950 Spots).

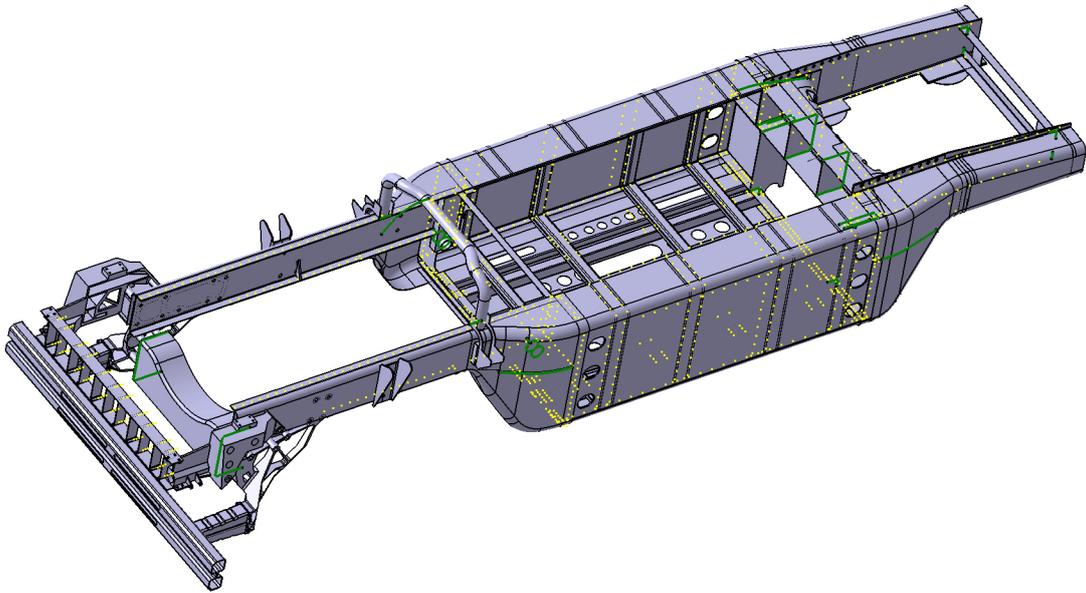


Abbildung 4.31: Monocoque Schweißverbindungen

# 5 Berechnung

## 5.1 Vorgehensweise

Um eine Bewertung des Rahmens bezüglich der auftretenden Spannungen abzugeben, ist eine FEA unumgänglich. Aus diesem Grund wurde bereits im vorangegangenen Projekt [7] eine FE-Berechnung durchgeführt. Aus Zeitgründen kam damals das im Konstruktionsprogramm zur Verfügung stehende Catia FE-Tool zum Einsatz. Dieses Werkzeug erlaubt eine einfache Modellerstellung und Berechnung. Die FE-Netze der einzelnen Bauteile und vor allem die Modellierung der Verbindungen zwischen den Bauteilen können nur bedingt, und für eine detaillierte Analyse unzureichend, beeinflusst werden. Aufgrund der Rechenkapazität mussten bei der Catia FEM Analyse Abstriche bei der Modellierung in Kauf genommen werden. Bei den im Zuge dieser Arbeit durchgeführten Berechnungen hat sich gezeigt, dass zwar die kritischen Bereiche mit Catia FEM aufgezeigt wurden, die Absolutwerte aber weichen von den bei der Diplomarbeit ermittelten Werten zum Teil stark ab. Somit stand fest, dass ein Werkzeug für die detaillierte Berechnung eingesetzt werden muss. Für die Modellerstellung (Preprocessing) fiel die Wahl auf das Programm ANSA der Firma BETA CAE Systems [1]. Es kam die 64-bit Version 12.1.6 zum Einsatz. Dieses Programm ermöglicht es dem Anwender, das für den Solver notwendige Netz zu generieren. Dazu muss zuerst das Konstruktionsmodell aus dem PDM-System exportiert werden. Danach bedarf es eines weiteren Programmes, das die CAD-Daten in ein für das Meshing-Tool lesbares Format konvertiert. Nach dem Vernetzen wird das Modell inklusive Randbedingungen und Lasten in einem für den FE-Solver passenden Inputformat exportiert. Die Berechnung schließlich wurde mit dem MSC.NASTAN-Solver (Version 2008) [23] auf einem Unix bzw. Linux Server durchgeführt. Für die anschließende Beurteilung der Lebensdauer wurde das Programm FEMFAT [12] verwendet.

## 5.2 FE-Modell

Wie bereits im Kapitel 4.1 erwähnt, wurde der Rahmen als Flächenmodell aufgebaut. Es wurde der Weg über den CATIA-Translator [1], der die einzelnen CATIA Parts in ANSA Files umwandelt, genommen. Dazu ist es notwendig, aus den importierten Blechen

wieder Mittelflächen zu generieren. Diese tragen dann die Information über die Blechstärke. Die dadurch entstandenen Flächenelemente werden dann mit linearen, rechteckigen Schalenelementen vernetzt. Wo dies aus Geometrie- oder Netztopologiegründen nicht anders möglich ist, werden Dreieckelemente verwendet. Bevor vernetzt werden kann, müssen die Flächen z.B. an T-Stößen verlängert werden, da durch die Umwandlung in Mittelflächen ansonsten ein Spalt vorhanden wäre. Gegebenenfalls müssen bei Elementen, die fehlerhaft sind, Spalte oder nicht verbundene Geometrien ausgebessert werden. Beim Blattfederlagerbock und dem Lenkungsbock handelt es sich um Gussteile und hierfür sind für die Berechnung Solid-Elemente notwendig. Dabei wird zuerst ein Oberflächennetz analog zu den Blechteilen erzeugt. Dieses darf aber nur aus Dreieckselementen mit Mittelknoten bestehen, da ansonsten ANSA daraus kein Volumennetz aus Tetraederelementen generieren kann. Anschließend wird das Volumen definiert und das Programm erzeugt für dieses automatisch ein Volumennetz aus Tetraederelementen. Nach dem Vernetzen werden die Schweißpunkte gesetzt. Da später eine Lebensdauerberechnung durchgeführt werden soll, werden die Schweißpunkte als RBE3-CBAR-RBE3 Elemente realisiert. Die Schweißpunkte werden mittels eines RBE3-Sterns an die Blechbauteile angebunden. RBE3 bedeutet, dass die Spinne die Kraft auf alle Knoten aufteilt, jedoch keine versteifende Wirkung besitzt. Die entsprechenden Sternmittelpunkte werden mittels CBARs (Balkenelemente) verbunden. Die Dimension und Steifigkeit der CBARs ist durch den Schweißpunktdurchmesser definiert. Schrauben zur Verbindung von Anbauteilen am Rahmen werden mittels RBE2-Elemente (starr) modelliert. Anbauteile werden als Massenpunkte in der entsprechenden Schwerpunktslage modelliert und mit den Konsolen bzw. dem Rahmen mit RBE3-Elementen verbunden. Für die Festigkeitsberechnung benötigt der Rahmen eine Einspannung. Um diese so real wie möglich zu halten, wurde ein Modell der Achsaufhängung erstellt. An der Vorderachse wurde entsprechend dem CAD-Modell eine Einblattfeder modelliert. Dazu wurde die Federsteifigkeit aus dem Einblattfedermodell von Herrn Zittmayr [32] übernommen. Die Federsteifigkeit beträgt 239,51 [N/mm]. Die Federbreite wurde mit 90 [mm], die Blattfederlänge mit 1850 [mm] angenommen, was dem Original [32] weitgehendst entspricht. Die Blattfederhöhe ergibt sich aus der Formel 5.3 [15]. Diese erhält man durch Umformen und Einsetzen der Gleichungen 5.1 [15] und 5.2 [15].

$$f = \frac{F \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I} \quad (5.1)$$

$$c = \frac{F}{f} \text{ und } I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (5.2)$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{c \cdot l^3}{4 \cdot E \cdot b}} = \sqrt[3]{\frac{239,51 \cdot 1850^3}{4 \cdot 210000 \cdot 90}} = 27,2[\text{mm}] \quad (5.3)$$

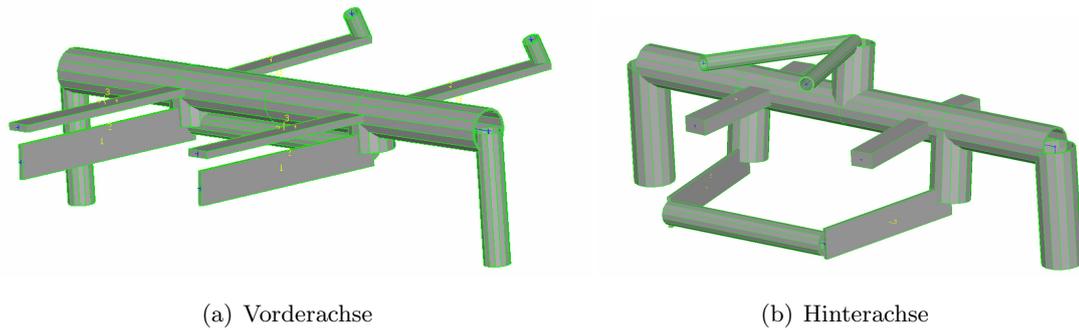


Abbildung 5.1: Kinematikmodell der Achsen

Nach der Dimensionierung wird in ANSA ein Balkenelement (CBAR) mit diesen Eigenschaften angelegt. Die Dimensionierung von Stabilenker und Schäkel wird ebenfalls von der Einblattfederaufhängung übernommen und im FE-Modell als Balkenelement integriert. Die Vorderachse wurde als Rohr angenommen. Die Flankensteifigkeit der Reifen wurde mit der Formel 5.5 [10] und 5.4 [10] berechnet.

$$c_{VA} = \frac{F}{r - r_{stat}} = \frac{25000}{482,5 - 442} = 617[N/mm] \quad (5.4)$$

$$c_{HA} = \frac{F}{r - r_{stat}} = \frac{47380}{517,5 - 473} = 1065[N/mm] \quad (5.5)$$

Daraus wurde ein Ersatzrohrquerschnitt laut Formel 5.6 [10] und 5.7 [10] gebildet.

$$A_{VA} = \frac{c_{VA} \cdot l}{E_{Stahl}} = \frac{617 \cdot 500}{210000} = 2,54[mm^2] \quad (5.6)$$

$$A_{HA} = \frac{c_{HA} \cdot l}{E_{Stahl}} = \frac{1065 \cdot 500}{210000} = 1,47[mm^2] \quad (5.7)$$

Die Wandstärke wird abhängig von der Reifensteifigkeit eingesetzt. Zunächst wird ein CBAR mit dem entsprechenden Querschnitt erstellt, um die Steifigkeit zu erreichen. Anschließend wird der Außendurchmesser des erstellten Elements manuell auf 100 [mm] gestellt. Die Hinterachskinematik wurde ebenfalls vom CAD-Modell übernommen. Die Luftfederbälge wurden mit virtuellen Federn mit einer Steifigkeit von 315 [N/mm] modelliert. Die Dimensionierung von Stabilenker, Längslenker und Dreieckslenker wurden von einer vorhandenen Hinterachse übernommen. Da das Monocoque an der Hinterachse über Superbreitreifen verfügt, wurde das Modell an diese angepasst. Somit rücken die Luftfederbälge und Längslenker weiter nach außen. Die Krafteinleitung der Fahrwerkskomponenten in den Rahmen erfolgt mit RBE3 Elementen. Im Bild 5.1 sieht man die verwendeten Elemente für die Achsen.

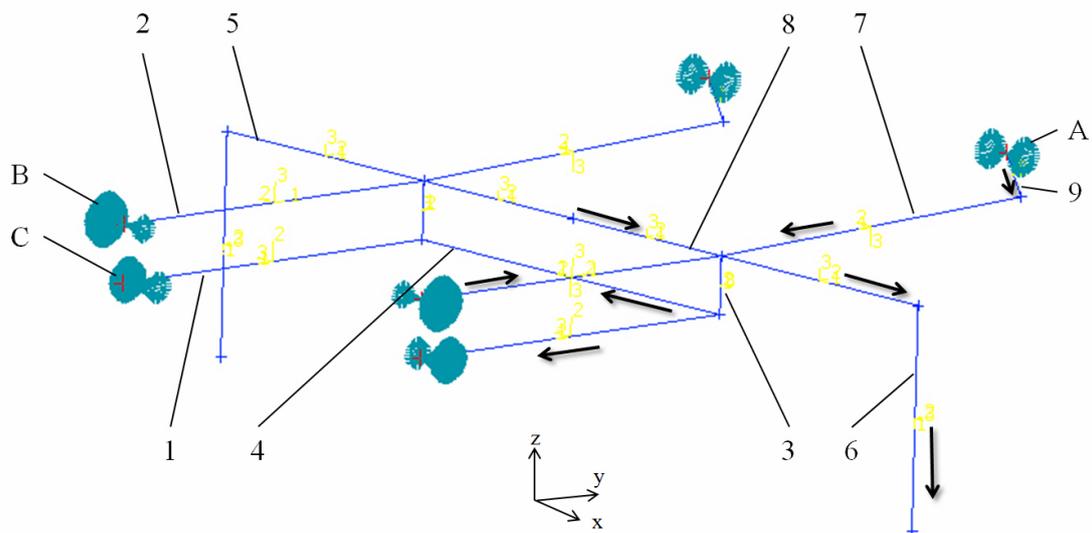


Abbildung 5.2: FE Vorderachsmoell

Tabelle 5.1: Vorderachsmoell Bezeichnungen

Nummer	Bezeichnung
1	Längslenker
2	Einblattfeder
3	Stabilhalterung an der Vorderachse
4	Stabilisator
5	Achse
6	Reifen
7	Einblattfeder
8	Achse
9	Federschäkel
A	Schäkelbefestigung am Rahmen
B	Blattfederbefestigung am Rahmen
C	Stabilenkerbefestigung am Rahmen

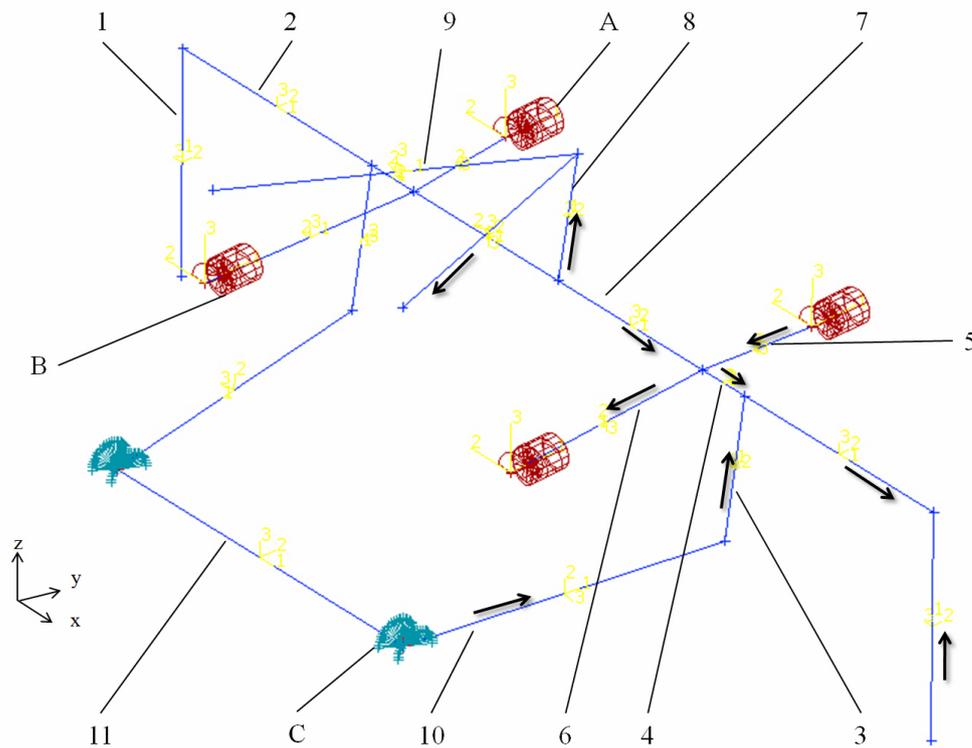


Abbildung 5.3: FE Hinterachsmodell

Tabelle 5.2: Hinterachsmodell Bezeichnungen

Nummer	Bezeichnung
1	Reifen
2	Achse
3	Längslenkeranbindung
4	Achse
5	Balgträger
6	Balgträger
7	Achsgetriebe
8	Dreieckslenkeranbindung
9	Dreieckslenker
10	Längslenker
11	Stabilisator
A	Luftfeder
B	Luftfeder
C	Stabilenkerbefestigung am Rahmen

Nachdem alle Fahrwerkskomponenten modelliert sind, müssen sie noch korrekt verbunden werden. Dies geschieht durch Koppeln von Freiheitsgraden. Erst dadurch werden die Funktionen der Lenker richtig abgebildet. Im Bild 5.1 ist das erstellte Fahrwerksmodell abgebildet. Details zu den Fahrwerkskomponenten sind in den Bildern 5.2 und 5.3 zu sehen. Der schwarze Pfeil gibt die Orientierung der Fahrwerkskomponente an. Mit PA wird der Anfang, mit PB das Ende des Elements bezeichnet. In den Tabellen 5.3 und 5.4 sind die Verbindungspunkte und die dazugehörigen Freiheitsgrade aufgelistet. Ein Häkchen bedeutet, dass diese Richtung freigegeben ist. Ein Strich bedeutet die Kopplung des Elements. Elemente, die nicht in der Tabelle angeführt wurden, sind in allen Richtungen gekoppelt.

Tabelle 5.3: Freiheitsgrade der Kinematikelemente der Vorderachsen

Nr.	Pkt.	translat. Freiheitsgrad			rotat. Freiheitsgrad		
		x	y	z	x	y	z
1	PA	-	-	-	-	-	-
	PB	-	-	-	✓	✓	✓
2	PA	-	-	-	-	✓	-
	PB	-	-	-	-	-	-
3	PA	-	-	-	-	-	-
	PB	-	-	✓	✓	✓	✓
9	PA	-	-	-	-	✓	-
	PB	-	-	-	-	✓	-

Tabelle 5.4: Freiheitsgrade der Kinematikelemente der Hinterachsen

Nr.	Pkt.	translat. Freiheitsgrad			rotat. Freiheitsgrad		
		x	y	z	x	y	z
8	PA	-	-	-	-	-	-
	PB	-	-	-	-	✓	-
9	PA	-	-	-	-	✓	✓
	PB	-	-	-	✓	✓	✓
10	PA	-	-	-	-	-	-
	PB	-	-	-	✓	✓	✓
C		-	✓	-	✓	✓	✓

Die Lagerung der Fahrerhauskabine wurde ebenfalls modelliert. Die Federelemente übertragen nur Kräfte in z-Richtung. Die Federrate der einzelnen Federelemente wurde

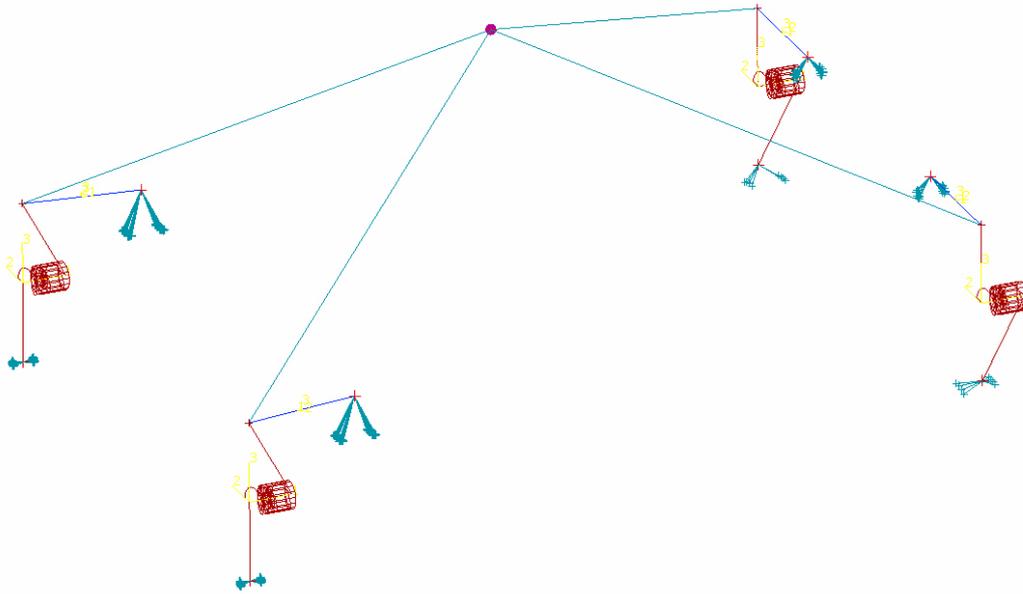


Abbildung 5.4: Modell der Kabinenanbindung

vom ECS [10] vorgegeben. Kräfte in x- und y-Richtung werden durch das Schwingensystem in den Rahmen eingeleitet. Im Bild 5.4 sieht man die Kabinenlagerung. Der Schwerpunkt der Fahrerhauskabine ist mit RBE3-Elementen an das Schwingensystem angebunden. Für die Schwingen kamen Balkenelemente (CBARs) zum Einsatz.

Das Bild 5.5 zeigt das erstellte Gesamtmodell für die FEM-Berechnung ohne Netz. Bei den violetten Punkten handelt es sich um die Massenpunkte aus Tabelle 5.5, die mittels dunkeltürkis gefärbten RBE3-Elementen am Rahmen angebunden sind. Die gelben Punkte zeigen die Schweißpunktverbindungen der Bleche. Bei den helltürkis gefärbten Elementen handelt es sich um RBE2-Verbindungen. Diese starren Verbindungen sind für Verschraubungsmodelle eingesetzt worden. Bei den roten Elementen handelt es sich um Federn. Die blauen Elemente des Fahrwerks wurden zuvor bereits beschrieben. Das Oberflächennetz des Monocoques besteht aus 244.107 Rechtecken und 200.260 Dreiecken. Die Gussteile bestehen aus 629.771 Tetraeder. Im Bild 5.6 sieht man einen Teil des vernetzten Frontmoduls und des Vorderträgers.

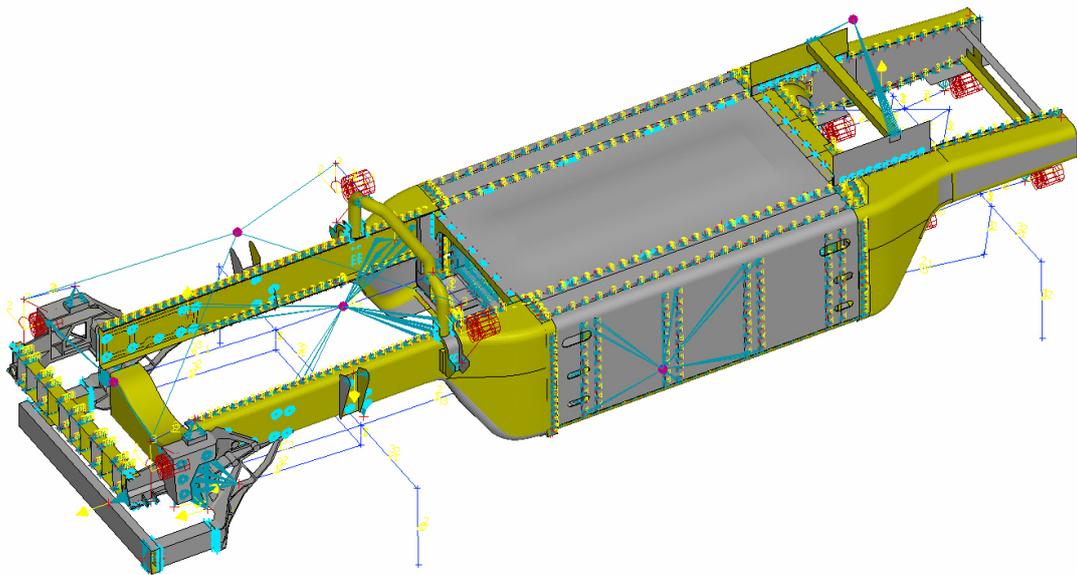


Abbildung 5.5: FE-Berechnungsmodell

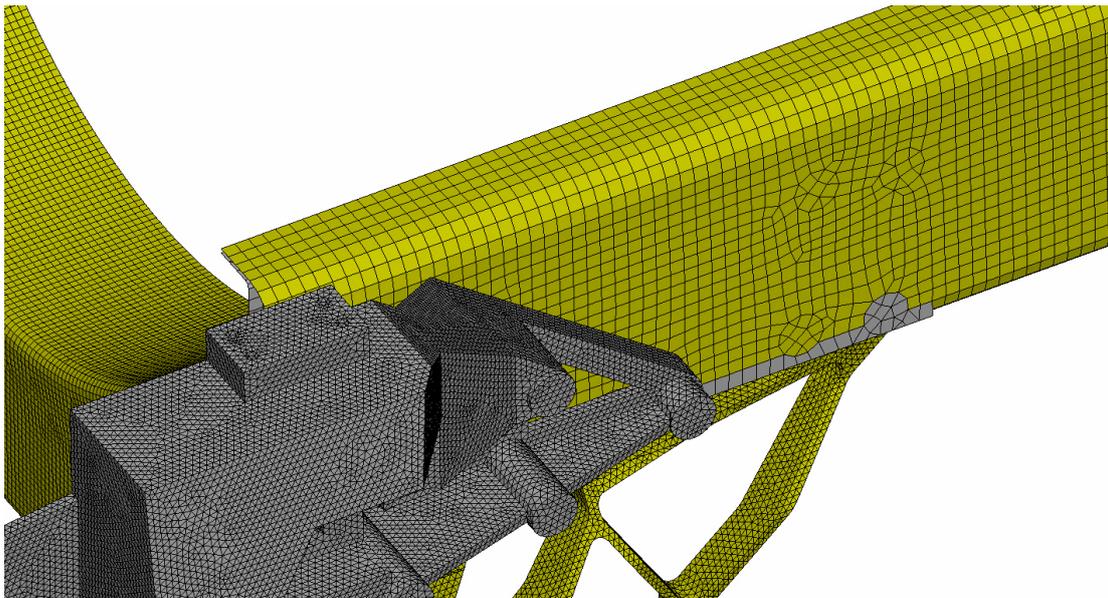


Abbildung 5.6: Ausschnitt des vernetzten Modells

### 5.3 Eigenfrequenzen

Für die Eigenfrequenzanalyse (free-free Analyse) wird der Rahmen ohne Massenbelegung und Einspannungen berechnet. Lediglich alle Verbindungselemente müssen im Modell vorhanden sein, damit der Rahmen als Gesamtsystem vorliegt. Dazu zählen alle

Schweißpunkte und Verschraubungen. Vergleichbare LKW-Rahmen in C-Profil-Bauweise besitzen die erste Eigenfrequenz unter 5 [Hz][10]. Bei der Beurteilung der Ergebnisse sind die untersten 6 Lösungen nicht zu berücksichtigen. Bei diesen handelt es sich um die Starrkörpermoden. Danach werden alle Lösungen bis 60 Hertz untersucht. Es ist zu erwarten, dass eine Längsbiegung, Querbiegung und Torsion auftritt. Bei der Entwicklung ist aufgefallen, dass das Monocoque meist nur bis Frequenzen von 25 Hertz eine eindeutige Zuordnung zu einer der drei genannten möglichen Schwingungsfälle erlaubt. Liegt die Frequenz höher, tritt meist eine Kombination mehrerer lokaler und globaler Schwingungsphänomene auf.

## 5.4 Lastfälle

Die Belastungen, die auf den Rahmen einwirken, werden durch die unterschiedlichen Lastfälle simuliert. Im Modell sind lediglich die Massen enthalten. Je nach Lastfall werden diese mit dem entsprechenden Beschleunigungsvektor multipliziert. In der Tabelle 5.5 sind die einzelnen Massenpunkte angeführt. Es handelt sich um ein ISO-Koordinatensystem, der Ursprung liegt auf Mitte Vorderachse.

Tabelle 5.5: Massenbelegung

Bezeichnung	Masse [kg]	x-Koordinate [mm]	y-Koordinate [mm]	z-Koordinate [mm]
Fahrerhaus	1000	-450	0	990
Antriebsstang	1300	150	0	257
Kraftstofftank I	550	1934	416	2
Kraftstofftank II	450	1976	-443	1
Harnstofftank	200	1450	1000	-100
Batterie	150	2240	0	50
Lufttank	30	2150	875	-270
Auspuff	120	1500	-875	-90
Kühler	100	-1173	0	306
Sattelkupplung	10500	3100	0	420

Neben den aufgebrachtten Beschleunigungen haben die Einspannungen einen maßgeblichen Einfluss auf die auftretenden Belastungen. Da diese je nach Lastfall variieren, werden sie bei den einzelnen Lastfällen angeführt. Die Optimierung des Rahmens wurde mit den Lastfällen Schlaglochdurchfahrt, Kurvenfahrt und Torsion durchgeführt. Diese drei Lastfälle sind es, die bei einem konventionellen Rahmen ausschlaggebend sind. Da mit dem Monocoque Neuland in der Rahmenentwicklung betreten wird, erschien es

sinnvoll, neben diesen Standardlastfällen weitere Untersuchungen durchzuführen. Wie im Kapitel 6.3 nachzulesen ist, sind diese Lastfälle ebenfalls von Interesse. Das Bild 5.7 zeigt die auf das Monocoque einwirkenden Kräfte der Lastfälle 5.4.8, 5.4.9, 5.4.11 und 5.4.12. Die Tabelle 5.6 gibt Aufschluss, welche Kraft zu welchem Lastfall gehört.

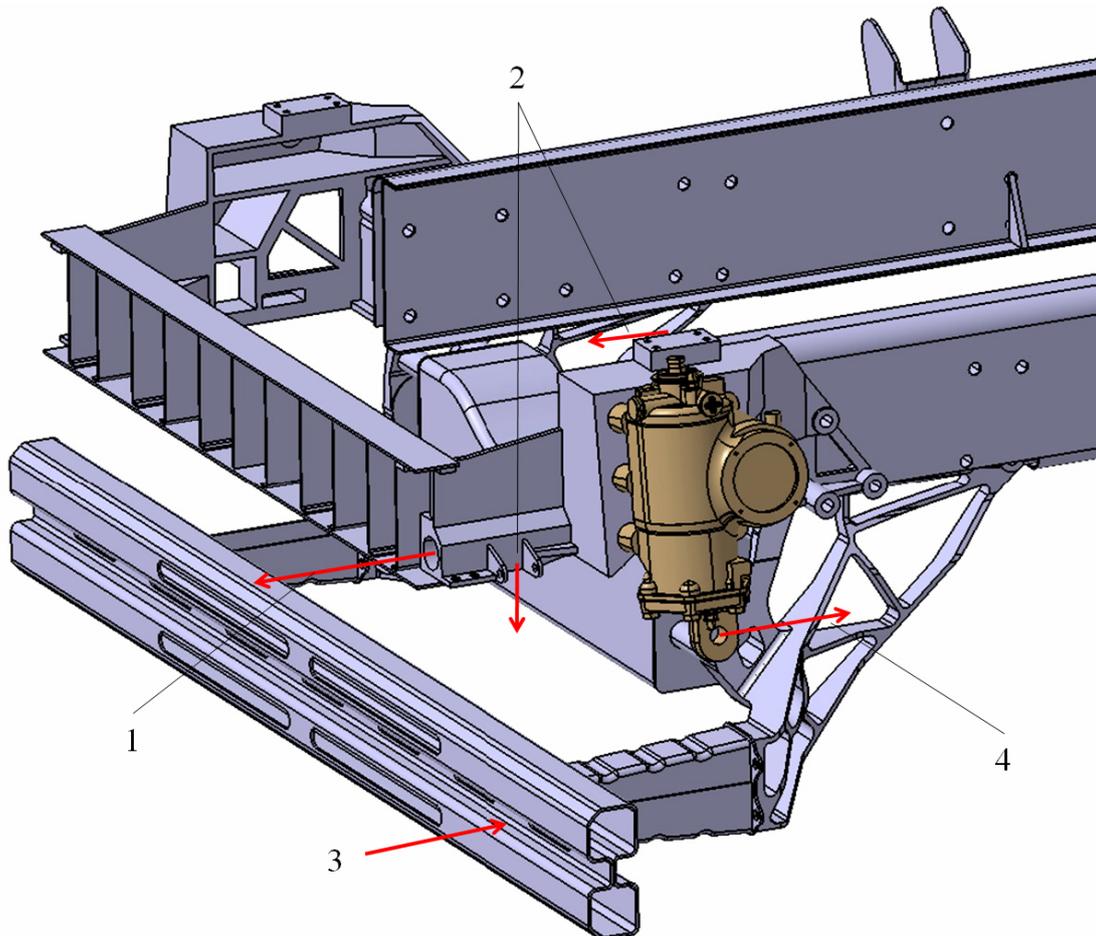


Abbildung 5.7: Kräfte am Frontmodul

Tabelle 5.6: Kräftezuordnung

Lastfall	Nummer
Abschleppen	1
Fahrerhaus kippen	2
Unterfahrschutz	3
Lenken	4

### 5.4.1 Schlaglochdurchfahrt

Bei diesem Lastfall wird der Rahmen in vertikaler Richtung zusätzlich zum Eigengewicht mit 2,5g belastet. Dies soll eine Schlaglochdurchfahrt simulieren. Dabei handelt es sich um einen statischen Überlastfall. Die Spannungen sollen noch im elastischen Bereich des Materials liegen. Die Berechnungen haben gezeigt, dass dieser Lastfall den Rahmen an seine Belastungsgrenze bringt und somit der kritischste Lastfall ist. Alle Räder sind in z-Richtung fest eingespannt. Das linke Vorderrad ist zusätzlich in x- und y-Richtung und das rechte Vorderrad in x-Richtung fixiert.

### 5.4.2 Kurvenfahrt

Dieser Lastfall simuliert eine Kurvendurchfahrt. Dabei beträgt die laterale Beschleunigung 0,8g. Dieser Lastfall ist vor allem für die Bauteile des Hinterachsgestelles bedeutsam. Der Dreieckslenker der Hinterachse leitet einen Großteil der Querkräfte punktuell in den Rahmen ein. Alle Räder sind in z-Richtung fest eingespannt. Die fixe Einspannung in y-Richtung bekommen je nach Kurve immer die kurvenäußeren Räder. Das linke Vorderrad wird immer in x-Richtung festgehalten. Für die Dauersicherheitsberechnung ist eine wechselnde Belastung mit 0,4g, sprich eine abwechselnde „Rechts-Linksfahrt“ definiert. Daher muss diese Rechnung ein zweites Mal mit invertiertem Vorzeichen des Beschleunigungsvektors durchgeführt werden.

### 5.4.3 Abbremsung

Die Berechnung dieses Lastfalles bildet eine Notbremsung ab. Hier wird der Rahmen mit 0,8g in Fahrzeuglängsrichtung belastet. Für die Fahrstabilität des LKW-Zuges ist es notwendig, dass das Gespann stets im gestreckten Zustand bleibt. Würde sich der Sattelaufleger bei einer Bremsung zu stark am Zugfahrzeug abstützen, könnte dies zum Einknicken führen. Aus Sicherheitsgründen wurde bei der Berechnung jedoch darauf verzichtet, die Sattellast zu reduzieren. Alle Räder können sich in x- und z-Richtung auf der Fahrbahn abstützen. Um eine definierte Einspannung in y-Richtung zu erhalten, ist das linke Vorderrad in dieser Richtung fixiert. Bei der Abbremsung wurde die dynamische Achslastverteilung nicht berücksichtigt.

### 5.4.4 Torsion

Dabei handelt es sich um eine Verwindung des Rahmens. In der Praxis soll dieser Lastfall z.B. das Befahren eines Bürgersteigs mit einem Vorderreifen abbilden. Die Verschiebung wird am linken Vorderrad und am gegenüberliegenden Hinterrad aufgebracht. Somit wird eine Drehachse in der Fahrzeuglängsachse vorgegeben. Die Verschie-

bung der Räder beträgt jeweils 250 [mm] vertikal, was einer Gesamtverwindung von 500 [mm] entspricht. Alle Massen werden zusätzlich mit dem Beschleunigungsvektor  $-1g$  in  $z$ -Richtung beaufschlagt. Bei diesem Lastfall stellen sich nun mehrere Probleme ein. Üblicherweise werden die Räder, die nicht verschoben werden, in  $z$ -Richtung fest eingespannt. Die Torsionssteifigkeit liegt jedoch um eine Potenz höher als bei einem C-Profilrahmen. Daher übernimmt der Rahmen nur mehr einen Bruchteil der Verwindung. Den restlichen Weg muss daher die Federung aufnehmen. Der Federweg ist jedoch mit 80 [mm] beschränkt. Ist der Federweg aufgebraucht, tritt der Anschlagpuffer in Aktion. Dabei handelt es sich um einen kegeligen Elastomerpuffer, der die Kraft direkt von der Achse in den Rahmen einleitet. Dieser Punkt wird an der Vorderachse bei etwa 130 [mm] Auflagepunktverschiebung erreicht. Der Wert wird durch die Reifensteifigkeit, Federsteifigkeit, Fahrwerksgeometrie, Stabilisatorwirkung und Rahmensteifigkeit beeinflusst. Der Einfederungswert wurde aus der FE-Rechnung entnommen. Der Einfachheit halber wurde angenommen, dass jede weiter eingeleitete Verschiebung einer Kraft im Anschlagpuffer entspricht und direkt in den Rahmen geleitet wird. Die Kraft im Puffer wird nun so berechnet, dass eine Radverschiebung von 250 [mm] erreicht wird. Dieser Weg wurde analog an der Hinterachse angewandt. Hier ist anzumerken, dass der LKW an der Hinterachse eine 4-Balg Luftfederung besitzt. Die verwendeten Modelle und Rechenmethoden erlauben nur eine lineare Federkennlinie. Aufgrund dieser Tatsache kann eine reale Kennlinie der Luftfeder nicht abgebildet werden. Der daraus folgende Fehler ist nicht unerheblich. Daher ist es wichtig, sich den Konsequenzen dieses Fehlers bewusst zu sein. Bei diesem Lastfall geht es nicht um die Auslegung eines Fahrwerkes, sondern nur um die Untersuchung einer Rahmenverwindung. Eine falsche Federkennlinie führt in erster Linie zu einem nicht korrekten Federweg. Der Stabilisator und dessen Wirkung sind nun ebenso wie die Anschlagpufferkraft verfälscht. Ein weitaus größerer Fehler wurde jedoch zu Beginn gemacht, als beide, wie vorgesehen, nicht verschobene Räder am Boden gehalten wurden. Durch die Torsionssteifigkeit des Rahmens bedingt, hebt das rechte Vorderrad bei diesem Lastfall ebenfalls ab. Die Situation kann nur in einer MKS-Rechnung genau abgebildet werden. Die daraus errechneten Werte für das Fahrwerk können dann für die Spannungsberechnung des Rahmens verwendet werden. Somit erhält man die genauen Spannungen bei diesem Lastfall.

#### 5.4.5 3-Punktauflage

Wie der Name des Lastfalles bereits erkennen lässt, handelt es sich dabei um eine statisch bestimmte Lagerung. Das rechte Vorderrad wird nicht eingespannt. Bei dem linken Vorderrad werden alle Freiheitsgrade gesperrt, bei dem linken hinteren Rad zusätzlich zu der  $z$ -Richtung die  $y$ -Richtung und beim rechten Hinterrad schließlich nur

die z-Richtung. Dann wird der Rahmen zusätzlich zum Eigengewicht mit 0,25g belastet. Dadurch stellt sich ähnlich dem Torsions-Lastfall eine Rahmenverwindung ein. Dabei verläuft die Drehachse nun nicht mehr parallel zur Fahrzeuglängsachse, da es sich um eine asymmetrische Belastung handelt.

#### 5.4.6 Torsionssteifigkeit

Dabei handelt es sich nicht um eine im Fahrbetrieb auftretende Belastung, sondern um die Ermittlung einer charakteristischen Rahmengröße. Durch Aufprägen eines Torsionsmomentes wird auf die Rahmentorsionssteifigkeit rückgerechnet. Die Torsionssteifigkeit eines C-Profilrahmens kann über die gesamte Fahrzeuglänge als annähernd konstant angenommen werden, da sich die Profilquerschnitte nur gering ändern, die Anordnung der Querträger aber sehr wohl eine Rolle bei der Steifigkeit spielen. Beim Monocoque hingegen sind das Frontmodul und der Vorderträger vergleichbar mit einem C-Rahmen. Das Mittelteil besitzt durch die Bauform eine extreme Steifigkeit, die im Hinterachsgestell wieder abnimmt. Catia erlaubt eine Berechnung des Widerstandsmomentes an jeder beliebigen Stelle des Rahmens, doch kann dadurch keine globale Aussage getroffen werden. Um möglichst den gesamten Rahmen zu bewerten, wird das Torsionsmoment nicht an der Vorderachse, sondern an der vorderen Blattfederaufnahme aufgebracht. Die Auswertung wird so erleichtert, da die Verschiebung direkt gemessen werden kann. Die Hinterachse wird für diese Berechnung fest eingespannt. Die Federsteifigkeit der Luftfeder wird auf einen sehr großen Wert eingestellt, um keine Bewegung in der Feder zu erhalten. Die Kräfte in den Blattfederaufnahmen betragen 10000 [N].

#### 5.4.7 Jumpstart

Der Jumpstart-Test soll das abrupte In-Gang-Setzen des Fahrzeuges simulieren. Dabei wird der Gang mit der größten Übersetzung gewählt. Zugleich wird mit einem Kupplungsüberhöhungsfaktor von 1,8 gerechnet. Der Motor gibt ein maximales Drehmoment von 2250 Nm ab. Die Übersetzung beträgt 12,5. Somit liegt an der Getriebeausgangswelle laut Gleichung 5.8 ein Drehmoment von 50,63 [kNm] an.

$$M_{Abtrieb} = M_{Motor} \cdot c_{Kupplung} \cdot i_{Getriebe} = 2250 \cdot 1,8 \cdot 12,5 = 50625[Nm] \quad (5.8)$$

Bei ausreichender Reibung an der Hinterachse sollte dies zum Abheben der Vorderachse führen. Gleichzeitig wird der Rahmen durch das Stützmoment des Antriebs verwunden. Bei modernen Fahrzeugen mit automatisierten Getrieben oder elektronischer Anfahrhilfe ist dies nicht mehr möglich. Trotzdem soll das Monocoque diesem Test unterzogen werden. Da bei diesem Manöver mehrere Phänomene auftreten, werden diese einzeln berechnet und anschließend addiert.

- Im ersten Fall werden die Auswirkungen des Stützmomentes der Antriebseinheit auf den Rahmen untersucht. Dabei wird an dem Motorlager das gesamte Motormoment abgestützt. Aus einer MKS-Rechnung eines ähnlichen Fahrzeuges wurde ermittelt, dass die Momentenaufteilung vom vorderen zum hinteren Motorlager 1:5,6 beträgt [10]. Die Kräfte auf das hintere Motorlager betragen  $\pm 46707$ [N], auf das vordere  $\pm 8052$ [N]. Diese Werte wurden für das Monocoque im ersten Schritt übernommen. Es erfolgte eine kräfte- und momentenfeste Einspannung der Hinterachse.
- Im zweiten Fall wird jene Belastung simuliert, die beim Aufbäumen entsteht. Das bedeutet, das Gesamtgewicht, sprich  $1g$  in  $z$ -Richtung, lastet auf der Hinterachse. Die Massenbelegung ist gleich dem Lastfall 5.4.1. Wie im ersten Fall, werden alle Freiheitsgrade an der Hinterachse gesperrt.
- Der dritte Fall untersucht die maximal mögliche Krafteinleitung durch die Antriebsachse. Es wird angenommen, dass durch die dynamische Achslastverteilung das gesamte Gewicht auf der Hinterachse lastet. Der Reibungskoeffizient wird mit  $\mu=1$  angenommen. Dieser Wert wird zwar nur bei optimalsten Bedingungen erreicht, soll aber zur Sicherheit angenommen werden. Auf eine Einspannung wird in diesem Fall verzichtet, da eine Inertia-Relief-Rechnung zum Einsatz kommt. Dies bedeutet, dass der Solver die Beschleunigungsvektoren der Massen so lange variiert, bis sich ein Gleichgewicht mit den äußeren Kräften einstellt.

Nachdem alle drei Belastungsfälle berechnet worden sind, werden die Ergebnisse addiert. Somit werden schlussendlich die Rahmentorsion aufgrund des Motormomentes und die gleichzeitig auftretende Rahmenbiegung und die Achslastverteilung berücksichtigt.

#### 5.4.8 Abschleppen

Der Abschleppversuch wird laut Norm ECE 77/389/EWG [4] durchgeführt. Dabei muss der Rahmen einer Zugkraft von  $90$  [kN] standhalten. Dieser Wert entspricht  $50$  Prozent des GVW. Bei einem voll beladenen Sattelzug bedeutet dies, dass eine teilweise Entladung des Anhängers erfolgen muss. Die Krafteinleitung erfolgt in der im Lenkungsbock vorgesehenen M42 Gewindebohrung für einen Abschlepphaken. Der Kraftvektor kann laut Norm maximal um  $7^\circ$  von der Fahrzeuglängsachse abweichen. Die feste Einspannung erfolgt wahlweise an der Hinterachse oder an der Sattelpkupplung. Es wird davon ausgegangen, dass die Vorderräder mit einem Reibungskoeffizienten von  $\mu=1$  festgehalten werden. Die Berechnung hat gezeigt, dass eine Variante der festen Einspannung ausreicht, da kein merklicher Unterschied in der Belastung auftritt. Bei einer Variantenrechnung mit Rohrkühlerquerträger wurde die Kräfteverteilung bei einer zentralen

Abschleppposition überprüft. Trotz der Aufteilung der Abschleppkraft in rechten und linken Lenkungsbock kam es zu unzulässigen Spannungswerten. Da die Norm eine dezentrale Abschleppposition erlaubt, wurde vom mittigen Abschleppen wieder Abstand genommen.

#### 5.4.9 Fahrerhauskippen

Beim Schwenken der Fahrerhauskabine werden die Kräfte in den Aufnahmen der Kabinenlager untersucht. Von Interesse sind jene Kräfte, die auftreten, wenn die Kabine in den Endanschlag fällt. Es wird als Belastung die 2-fache Kabinenmasse angenommen. Somit ergibt sich bei jeder Lagerung eine vertikale Kraft von 10 [kN]. Abhängig von der Anschlagposition und Endlage wird daher auf jeder Fahrzeugseite eine zusätzliche Längskraft von 5 [kN] aufgebracht [10]. Der Gesetzgeber schreibt vor, dass das Fahrerhaus 5 Grad über die Totpunktlage schwenken muss. Damit wird ein selbstständiges Zurückschwenken der Kabine sicher verhindert. Dieser Lastfall dient, wie der Abschleppversuch, der Beurteilung des Lenkungsbockes. Es erfolgt eine Einspannung aller Räder in z-Richtung. Um eine statisch bestimmte Lagerung zu erreichen, wird wie üblich das linke Vorderrad zusätzlich in x- und y-Richtung und das rechte Vorderrad in x-Richtung gesperrt. Die vom Kippzylinder ausgehenden Kräfte wurden nicht untersucht. Da dieser am massiven Blattfederlagerbock montiert ist, kann davon ausgegangen werden, dass dadurch keine Schäden auftreten.

#### 5.4.10 Feldreparaturfall

Hier handelt es sich um eine statische Untersuchung des teilweise zerlegten Rahmens. Es wird angenommen, dass das Fahrerhaus gekippt ist und die Fahrerhausbrücke, der Catwalk und der Deckel des Monocoques entfernt sind. In diesem Fall ist keine der schraubbaren Querverbindungen vorhanden. Dieser Fall tritt ein, wenn die Antriebseinheit repariert werden muss. Dabei soll geklärt werden, ob durch die Belastung des Rahmens eine unzulässige Verformung auftritt. Dies würde z.B. bedeuten, dass die Schraubpositionen nicht mehr zusammenstimmen. Die Drehachse, der Massenschwerpunkt des Fahrerhauses und der Drehwinkel sind in der in Gleichung 5.9 angegeben. In der Gleichung 5.10 [15] wird die neue Schwerpunktlage der Fahrerhauskabine ermittelt. Erschwerend kommt bei diesem Lastfall hinzu, dass die Sattellast noch auf dem Rahmen lastet. So soll eine Reparatur auf einem LKW-Parkplatz simuliert werden.

$$DP = \begin{pmatrix} -1375 \\ 430 \end{pmatrix} \quad MP \begin{pmatrix} -450 \\ 990 \end{pmatrix} \quad \phi = 69^\circ \quad (5.9)$$

$$\begin{aligned}
 MP_T &= MP - DP = \begin{pmatrix} -450 \\ 990 \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} -1375 \\ 430 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 925 \\ 560 \end{pmatrix} \\
 MP'_T &= MP_T \times \begin{pmatrix} \cos \phi & -\sin \phi \\ \sin \phi & \cos \phi \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 925 \\ 560 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \cos 69 & -\sin 69 \\ \sin 69 & \cos 69 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -191 \\ 1064 \end{pmatrix} \quad (5.10) \\
 MP' &= MP'_T + DP = \begin{pmatrix} -191 \\ 1064 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -1375 \\ 430 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -1566 \\ 1494 \end{pmatrix}
 \end{aligned}$$

#### 5.4.11 Unterfahrschutz

Dieser Test ist durch die Norm ECE-R93 [4] definiert. Dabei muss der FUPS einer Kraft von 160 [kN] 0,2 [s] bei einer maximalen Verformung in Fahrzeuglängsrichtung von 400 [mm] standhalten. Es muss vorweg angemerkt werden, dass die Berechnung des FUPS ebenfalls linear durchgeführt wurde. Da bei einer Kollision mit einer plastischen Verformung zu rechnen ist, kann das Ergebnis nur als sehr grobe Indikation interpretiert werden, ob die Struktur der Belastung standhält oder nicht. Der Rahmen verfügt über eine Crashbox, die einen zusätzlichen Schutz der Struktur bringt. Wie im Kapitel 3.5.2 beschrieben, wurde die Crashbox übernommen. Bei diesem Lastfall wird nicht das komplette Monocoque, sondern nur ein Teilmodell berechnet. Der Rahmen wird im Mittelmodul geteilt. Die dadurch entstandene Schnittfläche wird in allen Richtungen fest eingespannt. Der Unterfahrschutz wird, wie in der Norm beschrieben, mit der Prüfkraft belastet.

#### 5.4.12 Lenken

Bei diesem Lastfall werden die Spannungen untersucht, die beim Einschlagen gegen ein festes Hindernis auftreten können. Der Lenkhebel steht einmal in Front-, Middle- und Rearposition. Die Lenkschubstangenkräfte und der Kraftangriffspunkt sind in Tabelle 5.7 aufgelistet.

Tabelle 5.7: Lenkkräfte

Position	Kraft [kN]	x-Koordinate [mm]	y-Koordinate [mm]	z-Koordinate [mm]
Front 47°	± 42,24	-1221	-700	4
Middle 0°	± 32,24	-1035	-710	-80
Rear 47°	± 72,24	-850	-700	4

Die Berechnung sieht vor, dass für die Lenkkräfte ein Lenkgetriebe mitmodelliert wird. Leider stand für die Berechnung am Monocoque kein passendes Lenkgetriebe zur

Verfügung. Daher waren für die Berechnung nur der Kraftangriffspunkt der Lenkschubstange und das Bohrbild am Lenkungsbock vorhanden. Diese Punkte wurden deshalb im FEM-Modell mit einer nicht versteifenden RBE3 Spinne verbunden. In der Realität besitzt das Lenkgetriebe eine definierte Steifigkeit. Diese konnte somit nicht berücksichtigt werden. Es ist zwar die Kraft der Lenkschubstange bekannt, doch nicht dessen genauer Richtungsvektor. Zusätzlich ändert der Vektor seine Richtung, abhängig vom Lenkeinschlag. Um dennoch eine auftretende z-Komponente vorzusehen, wurde diese mit 10 Prozent von der jeweiligen Lenkkraft angenommen. Die Einspannung erfolgt analog zum Lastfall „Schlaglochdurchfahrt“. Dies ist möglich, da das Fahrwerk nur zum Teil modelliert ist und Lenkkräfte nicht durch Aufbringen eines Reifenmomentes um die Lenkachse möglich sind. Die Berechnung hat gezeigt, dass der Lenkvorgang in der Position „rear“ als kritisch angesehen werden kann.

## 5.5 Einspannungen und Beschleunigungen

Die Tabellen 5.8 und 5.9 geben nochmals einen Überblick über die Einspannungsart und die Belastung der berechneten Lastfälle. Ein Häkchen bedeutet fixiert, ein Strich bedeutet frei.

Tabelle 5.8: Einspannungen

Lastfall	x-Koordinate fest, [kN]				y-Koordinate fest				z-Koordinate fest, [mm], [kN]			
	RV	LV	RH	LH	RV	LV	RH	LH	RV	LV	RH	LH
Schlagloch	✓	✓	-	-	✓	-	-	-	✓	✓	✓	✓
Kurvenfahrt	✓	-	-	-	✓	-	✓	-	✓	✓	✓	✓
Abbremsung	✓	✓	✓	✓	✓	-	-	-	✓	✓	✓	✓
Torsion	✓	-	-	✓	✓	-	-	-	-	250	250	✓
3-Punktauflage	-	✓	-	-	-	✓	-	✓	-	✓	✓	✓
Torsionssteifigkeit	-	-	✓	✓	-	-	✓	✓	10	-10	✓	✓
Abschleppen	23	23	✓	✓	✓	-	-	-	✓	✓	✓	✓
FH kippen	✓	✓	-	-	✓	-	-	-	✓	✓	✓	✓
Feldreparatur	✓	✓	-	-	✓	-	-	-	✓	✓	✓	✓
Lenken	✓	✓	-	-	✓	-	-	-	✓	✓	✓	✓

Tabelle 5.9: Belastungen

Lastfall	x-Richtung	y-Richtung	z-Richtung	Bemerkung
Schlaglochdurchfahrt	-	-	-3,5g	
Kurvenfahrt	-	$\pm 0,8g$	-1g	
Abbremsung	-1g	-	-1g	
Rahmenverwindung	-	-	-1g	Verschiebung
3-Punktauflage	-	-	-1,25g	
Torsionssteifigkeit	-	-	-	siehe 5.4.6
Jumpstart	-	-	-	siehe 6.3.6
Abschleppen	-80[kN]	-	-1g	
Fahrerhaus kippen	-	-	-	siehe 5.4.9
Feldreparaturfall	-	-	-1g	
Unterfahrschutz	160[kN]	-	-	
Lenken	-	-	-	siehe 5.4.12

# 6 Auswertung der FE-Ergebnisse

## 6.1 Vorgangsweise

Bei allen FE-Analysen, die am Rahmen durchgeführt wurden, handelt es sich um lineare Rechenergebnisse. Dies bedeutet, dass für alle Materialien linear elastisches Verhalten angenommen wurde, sowie keine Kontakte und großen Verformungen berücksichtigt werden. Somit werden etwaige Fließvorgänge an hoch belasteten Stellen nicht berücksichtigt. Eine daraus erfolgende Spannungsverlagerung auf umliegende Gebiete oder Bleche kommt nicht zum Tragen. Der Rahmen sollte die vorgegebenen Lastfälle mit zwei Ausnahmen ohne plastische Verformung bestehen. Für die Auswertung der Rechenergebnisse wurde, wie bei der Vernetzung, auf ein Programm von BETA CAE Systems [1] zurückgegriffen. Das Auswerteprogramm heißt META POST in der Version 6.4.0. Für die Spannungsbeurteilung wurde grundsätzlich immer die Vergleichsspannung Von Mises gewählt. Dabei handelt es sich um eine Vergleichsspannung nach der Gestaltungsenergiehypothese. Diese errechnet sich nach den Formeln 6.1 [15] und 6.2 [15].

$$S = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{pmatrix} \quad \text{mit } \tau_{xy} = \tau_{yx} \quad \tau_{xz} = \tau_{zx} \quad \tau_{yz} = \tau_{zy} \quad (6.1)$$

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{xx}^2 + \sigma_{yy}^2 + \sigma_{zz}^2 - \sigma_x \sigma_y - \sigma_y \sigma_z - \sigma_x \sigma_z + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)} \quad (6.2)$$

Für die Berechnung der Dauersicherheit wird das hauseigene Programm FEMFAT in der Version 4.8beta verwendet. Das Programm setzt auf die aus der Nastranrechnung erhaltenen Spannungsergebnisse auf und kann nach Definition der Belastungen und der Werkstoffkennwerte Ergebnisse bezüglich der Betriebsfestigkeit liefern.

In der Tabelle 6.1 finden sich die Radaufstandskräfte bei 1g vertikal. Es handelt sich um die Summe der Massen aus Tabelle 5.5 und dem Eigengewicht des Rahmens. Die ungedeuteten Massen und die Achsen wurden nicht berücksichtigt. Daher liegt das ermittelte Gewicht des Fahrzeuges bei nur 14,4 Tonnen.

Tabelle 6.1: Achslasten

Position	Masse [kg]
Vorne links	2507,8
Vorne rechts	2505,1
Hinten links	4676,6
Hinten rechts	4671,7

Die Werkstoffkennwerte finden sich für die Bleche in der Tabelle 6.2 und für die Gussteile des Frontmoduls in der Tabelle 6.3. Die Werte entstammen aus der IMA Werkstoffdatenbank [10].

Tabelle 6.2: Werkstoffkennwerte E360

Bezeichnung	Festigkeitswert [MPa]
Zugfestigkeit	690
Streckgrenze	360
Schubwechselfestigkeit	180
Torsionswechselfestigkeit	200
Zug-Druckwechselfestigkeit	310
Zugschwellfestigkeit	270
Biegewechselfestigkeit	340

Tabelle 6.3: Werkstoffkennwerte EN-GJS-600

Bezeichnung	Festigkeitswert [MPa]
Zugfestigkeit	600
Dehngrenze	370
Bruchdehnung	5 Prozent
Schubwechselfestigkeit	135
Torsionswechselfestigkeit	180
Zug-Druckwechselfestigkeit	205
Zugschwellfestigkeit	160
Biegewechselfestigkeit	265

## 6.2 Steifigkeit

### 6.2.1 Modalanalyse

Nach den Starrkörpermoden tritt bei 16 Hertz die erste globale Eigenschwingung auf. Dabei handelt es sich um eine Lateralbiegung. Bei 19 Hertz kommt es zur ersten Torsioneigenschwingung. Bei noch höheren Frequenzen tritt eine Kombination aus lokalen und globalen Schwingungen auf und eine eindeutige Zuordnung ist nicht mehr möglich.

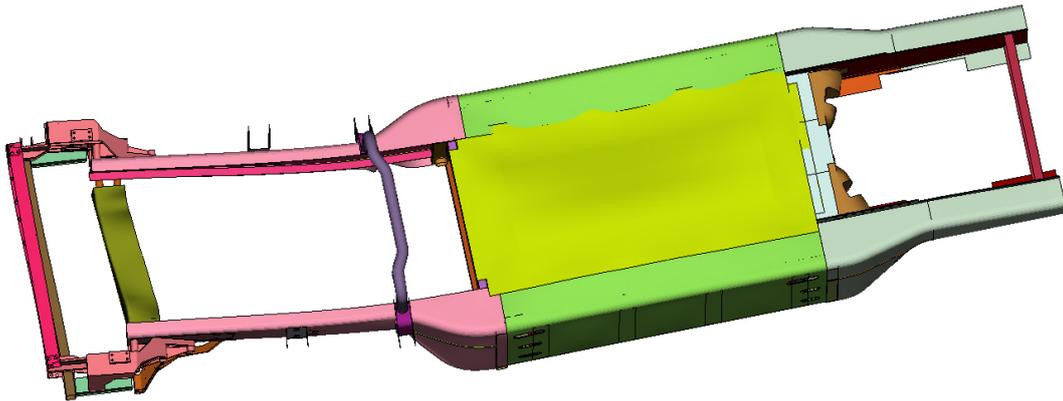


Abbildung 6.1: Modalanalyse 16 Hz

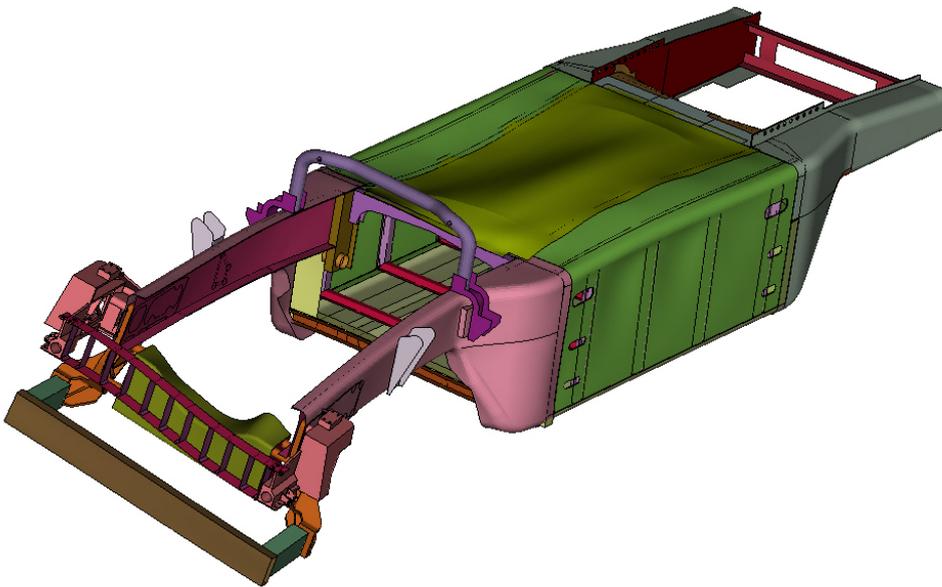


Abbildung 6.2: Modalanalyse 19 Hz

### 6.2.2 Torsionssteifigkeit

Die Ergebnisse der Berechnung dienen lediglich der Vermessung des Rahmens. Dabei wird der Weg der Verformung an den Blattfederaufnahmen gemessen. Der Vergleich der Verschiebung am linken und rechten Lagerbock gibt die Möglichkeit einer Kontrolle. Die Werte müssten theoretisch exakt gleich groß sein, da der Rahmen symmetrisch aufgebaut ist und die Kräfte gleich groß sind. Bei der Auswertung ergab sich an beiden Stellen eine Verformung von 6,78 [mm]. Aus der Formel 6.3 [15] ergibt sich eine Verdrehung von 0,883 Grad. Durch Einsetzen in die Formel 6.4 [15] errechnet sich das Torsionsträgheitsmoment und schließlich nach der Formel 6.5 [15] die Torsionssteifigkeit.

$$\phi = \tan^{-1} \frac{6,78}{440} = 0,883^\circ = 0,015 \text{ rad} \quad (6.3)$$

$$I_t = \frac{M_t \cdot l_1}{G \cdot \phi} = \frac{8800 \cdot 10^3 \cdot 4,525 \cdot 10^3}{79000 \cdot 0,015} = 3,3 \cdot 10^7 \text{ mm}^4 \quad (6.4)$$

$$c_t = \frac{I_t \cdot G}{l} = \frac{3,3 \cdot 10^7 \cdot 79000}{3,6 \cdot 10^3} = 7,24 \cdot 10^8 \text{ Nmm} \quad (6.5)$$

Aus der Torsionssteifigkeit kann der Leichtbaugütegrad errechnet werden. Details dazu im Kapitel 3.4. Damit lässt sich das Monocoque mit verschiedenen Serienfahrzeugen vergleichen. Im Diagramm 6.3 treten zum Vergleich Rahmen von Serienfahrzeugen in Leiterbauweise an, deren Gewicht und Leichtbaugütegrad gegenübergestellt werden. Die Daten der anderen Rahmenkonstruktionen wurden vom ECS [10] bereitgestellt.

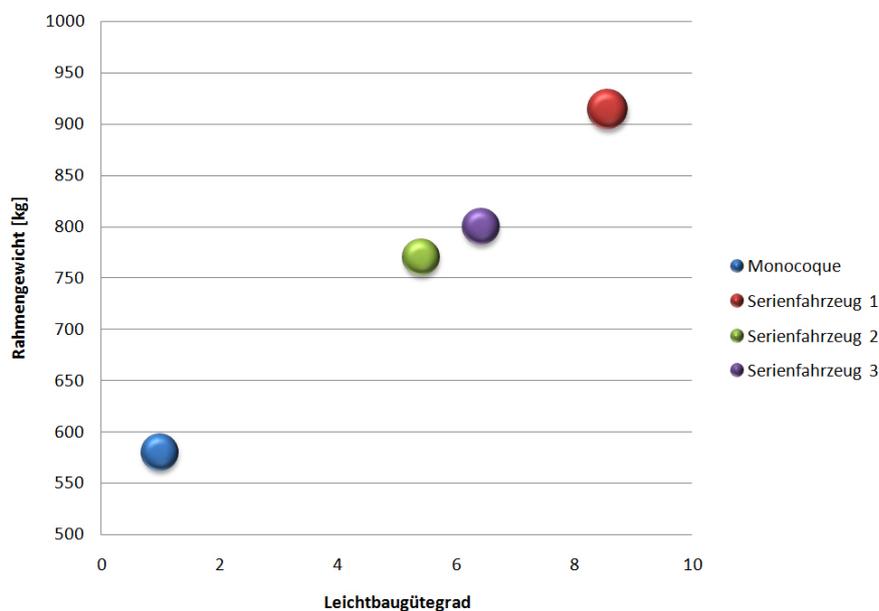


Abbildung 6.3: Diagramm Rahmengewicht-Leichtbaugütegrad

## 6.3 Überlastfälle

Die Überlastfälle beschreiben jene Belastungssituationen, die der Rahmen gerade noch ohne plastische Verformung überstehen muss. Für das Monocoque bedeutet das eine maximal zulässige Spannung von 350 [MPa]. Alle Bereiche, die über diesem Wert liegen, werden rosa eingefärbt. Für eine bessere Übersichtlichkeit werden alle Bleche, die eine Vergleichsspannung kleiner als 50 [MPa] aufweisen, weiß eingefärbt. Da einige Lastfälle eine Kombination aus mehreren Belastungen sind, werden sie bei der Auswertung zusammengesetzt. Weiters besteht die Möglichkeit, dass die Ergebnisse skaliert werden.

### 6.3.1 Schlaglochdurchfahrt

Die Schlaglochdurchfahrt stellt global gesehen die größte Belastung für das Monocoque dar. Die Berechnung an sich wird mit Eigengewicht durchgeführt und anschließend werden alle Ergebnisse mit 3,5 multipliziert. Bild 6.4 zeigt das Monocoque unter dieser Belastung. Im Vergleich zu den Ergebnissen der Berechnung im Bild 2.1 konnten die Spannungen durchwegs auf ein Niveau kleiner der zulässigen Werkstoffgrenzen gebracht werden. Trotzdem sind noch Verbesserungen, speziell bei den Übergängen vom Mittelteil zum Vorderträger und Hinterachsgestell, notwendig. Hier dürften die Steifigkeitsübergänge maßgeblich für die zu hohen Belastungen sein. Bei der Optimierung wurden in diesen Bereichen interessante Erfahrungen gemacht. So brachte eine Versteifung der betroffenen Bleche keine merkbare Verbesserung. Wurde der Rahmen an anderer Stelle durch Verminderung der Blechstärke geschwächt, senkte sich auch an der unberührten Schwachstelle das Spannungsniveau. Aufgrund der Bauweise des Rahmens treten vermehrt Phänomene auf, für die nicht unbedingt eine sofortige logische Erklärung zu finden ist. So gestaltet sich die Weiterentwicklung und Optimierung schwieriger als bei einem herkömmlichen C-Rahmen. Press- und Biegeteile bieten viel mehr Möglichkeiten von Modifikationen der Konstruktion als C-Profile. Das Monocoque besitzt bei diesem Lastfall weitere Hotspots, wie die Anbindung der Anbauteile. Diese lokal beschränkten Probleme sollten sich durch eine verbesserte Anbindung eliminieren lassen und standen somit nicht im Focus der Rahmenentwicklung. Bereiche, die in der Grafik 2.1 weiß erscheinen, sind nicht zwangsläufig unnützlich, da sie erst bei anderen Belastungsarten beansprucht werden.

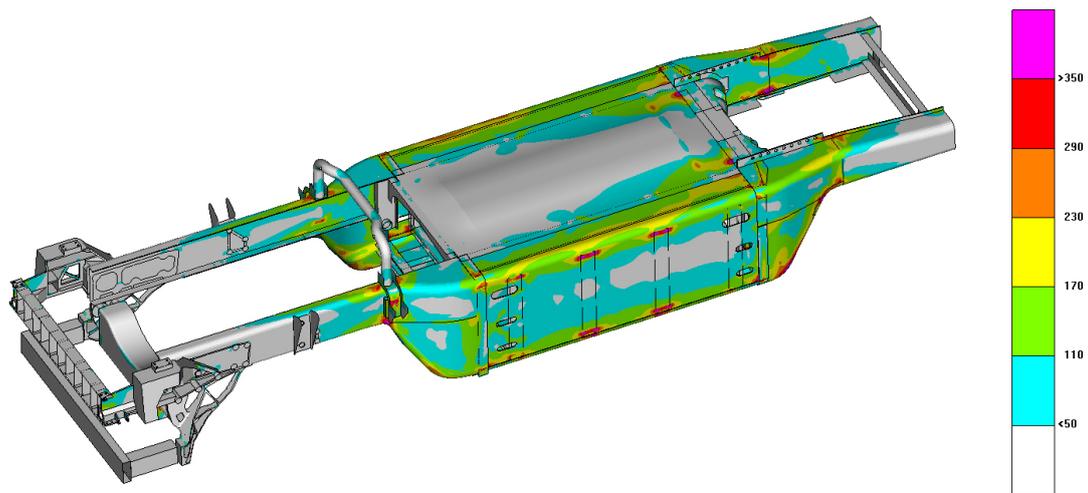


Abbildung 6.4: Von Mises Vergleichsspannung in MPa bei 2,5g Vertikalbelastung

### 6.3.2 Kurvenfahrt

Bei der Kurvenfahrt werden die vertikale Belastung durch das Eigengewicht und die laterale Belastung von 0,8 g miteinander kombiniert. Bild 6.5 zeigt diese Belastung. Dabei treten vor allem erhöhte Spannungswerte in jenen Bereichen auf, die die Seitenkräfte auf die Achsen übertragen. Dazu zählt der Dreieckslenkerhalter, bei dem die Belastung zu zu hohen Spannungen führt. Durch eine optimierte Formgebung und eine homogenere Krafteinleitung in das L-Profil konnten die Belastungen reduziert werden. Ansonsten besteht das Monocoque diese Belastung ohne globale Probleme.

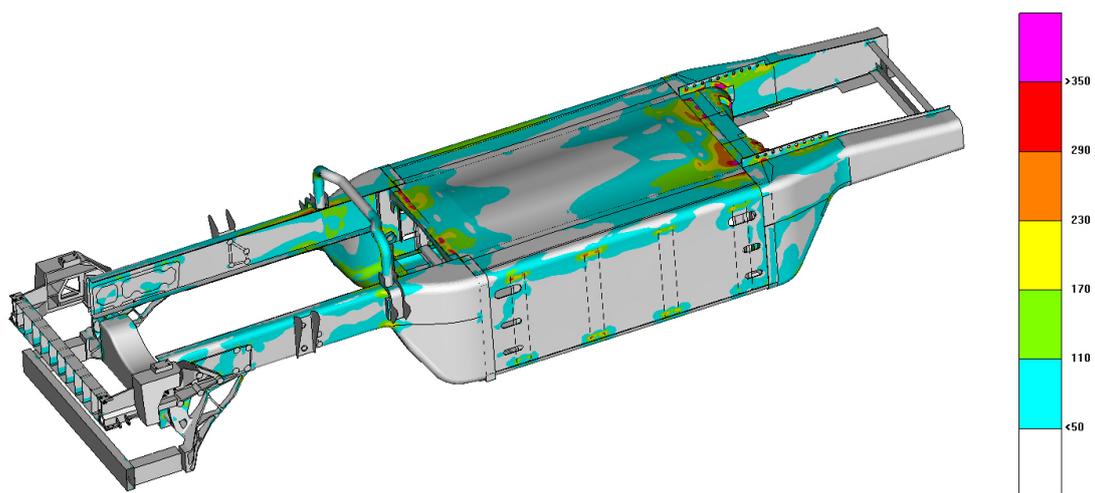


Abbildung 6.5: Von Mises Vergleichsspannung in MPa bei 0,8g Lateralbelastung

### 6.3.3 Abbremsung

Bei der Bremsung wird die Belastung durch das Eigengewicht und einer Horizontalkomponente von 0,8 g kombiniert. Die zugehörige Spannungsverteilung ist im Bild 6.6 dargestellt. Das Monocoque widersteht dieser Belastung bis auf erhöhte Spannungen in den Längslenkeraufnahmen der Hinterachse. Durch eine gezielte Verstärkung des Längslenkerhalters und des unteren Querträgers sollten sich diese Schwachstellen noch relativ einfach beheben lassen.

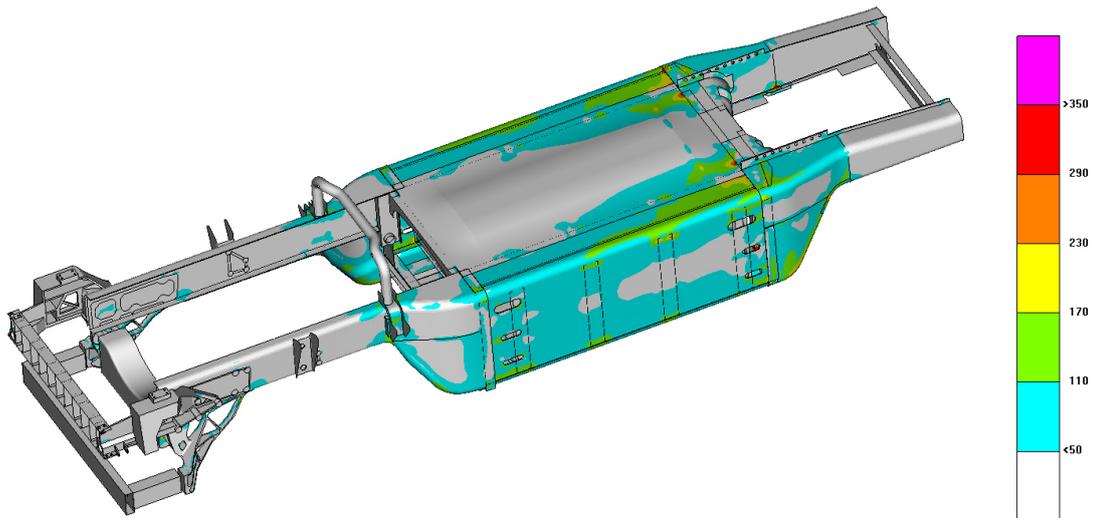


Abbildung 6.6: Von Mises Vergleichsspannung in MPa bei 0,8g Longitudinalbelastung

### 6.3.4 Torsion

Die Torsionsbelastung stellt bisweilen neben dem Lastfall 5.4.1 die größten Anforderungen an das Monocoque. Alleine die Vorstellung einer Verwindung von einem halben Meter auf einen Radstand von 3600 [mm] lässt erahnen, welche Kräfte bei diesem Lastfall wirken. Ein Standardrahmen erträgt diese Belastung durch seine vergleichsweise geringe Torsionssteifigkeit. Die Spannungen bleiben somit unkritisch. Das Monocoque versucht hingegen, die Kräfte nur auf die erhöhten Aufstandspunkte zu bringen und völlig eben zu bleiben. Aufgrund der Tankmontage wurde versucht, das Monocoque oben offen zu halten. Genau dies führte jedoch bei der Torsionsbelastung zu enormen Belastungen an dem Übergang Mittelteil/Hinterachsgestell. Nachdem das Mittelteil mit einem Blech geschlossen wurde, sanken die Spannungen, wie im Bild 6.7 zu sehen, auf ein akzeptables Niveau. Probleme gibt es jedoch noch bei der Anbindung des Deckels und beim Übergang vom Vorderträger auf das Mittelteil.

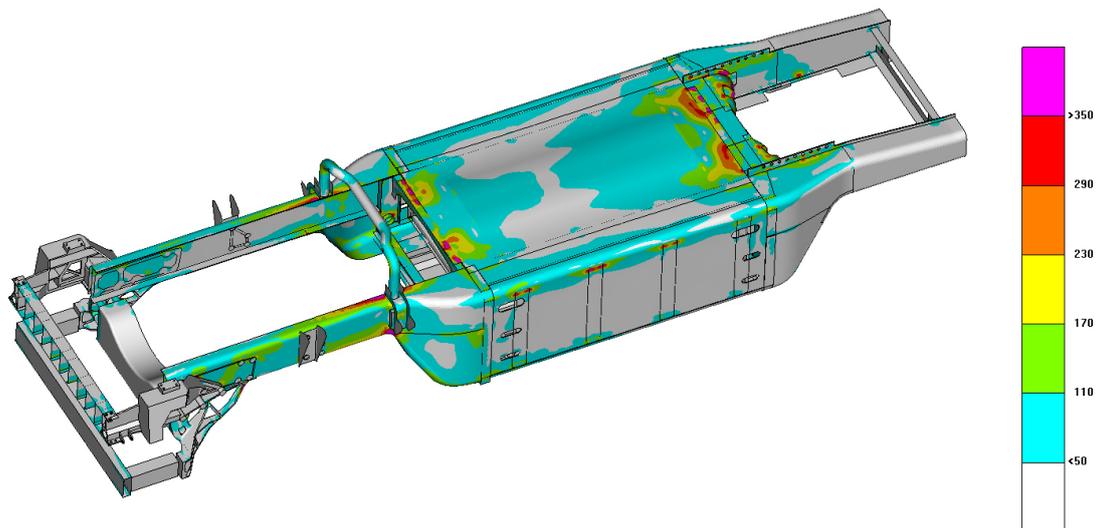


Abbildung 6.7: Von Mises Vergleichsspannung in MPa bei 250 mm Rahmenverwindung

### 6.3.5 3-Punktauflage

Die Dreipunktauflage ist dem Lastfall 6.3.4 sehr ähnlich. Die kritischen Spannungen treten speziell im linken Vorderträger auf. In jenem Bereich, in dem sich der Vorderträger aufweitet, entsteht eine Spannungsspitze. Dies ist im Bild 6.8 ersichtlich.

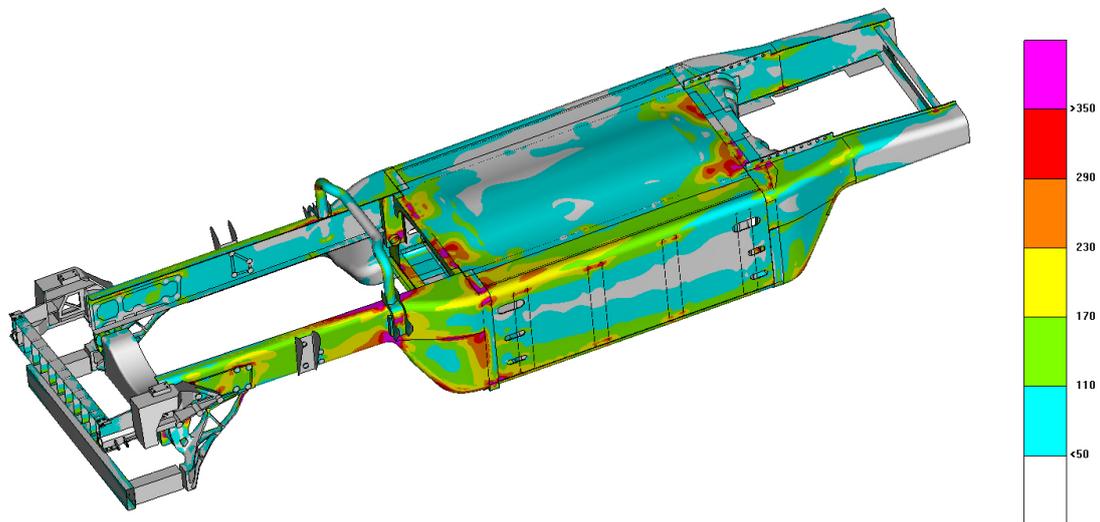


Abbildung 6.8: Von Mises Vergleichsspannung in MPa bei 3-Punktauflage

### 6.3.6 Jumpstart

Die Berechnung des Jumpstarts wurde erst zu einem relativ späten Zeitpunkt zum ersten Mal durchgeführt. So konnten die Ergebnisse noch bei keinem Konstruktionsloop berücksichtigt werden. Die Berechnung führt, wie im Bild 6.9 gezeigt, zum Versagen des Rahmens. Dabei treten an den Modulübergängen und an der Hinterachsanhängung enorme Kräfte auf. Diese können nicht beherrscht werden und führen zwangsläufig zum Kollabieren des Rahmens. Zugegebenermaßen sind die Anforderungen dieses Belastungsfalls enorm und bei einem modernen Fahrzeug nicht mehr provozierbar.

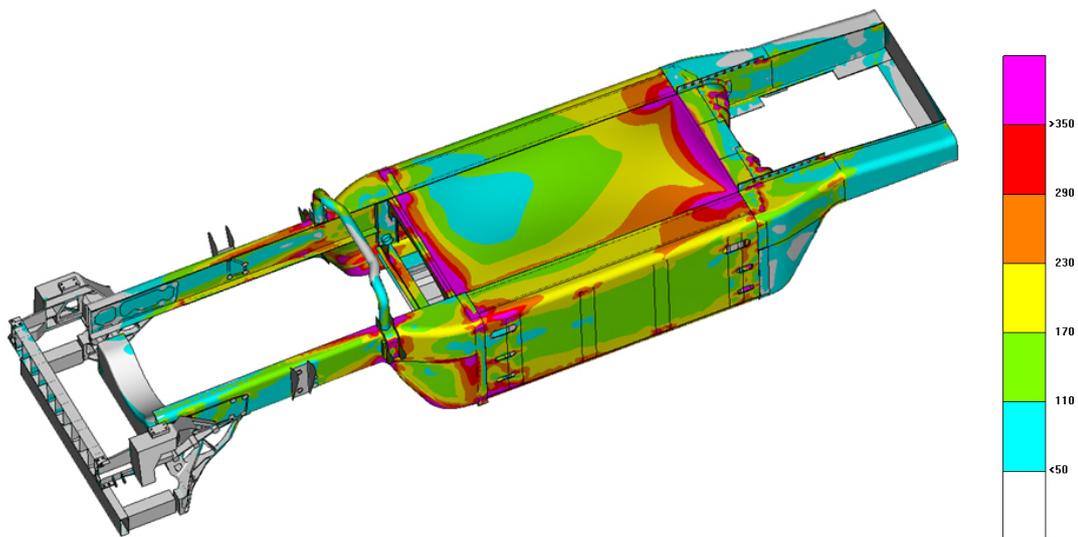


Abbildung 6.9: Von Mises Vergleichsspannung in MPa beim Jumpstart

### 6.3.7 Abschleppen

Das Abschleppen des Fahrzeuges führt im jeweiligen Längsträger zu einer erhöhten Belastung. Trotzdem sollte das Monocoque, abgesehen von lokalen Spannungsmaxima, dieser Belastung standhalten. Die Belastungssituation ist in der Realität jedoch beim Abschleppen nur schwer vorhersehbar. Durch die lokalen Gegebenheiten und die Zugänglichkeiten beim Abschleppen kann die Lastsituation weit von den Berechnungsannahmen abweichen. Wird z.B. der Kraftvektor mit 30 Grad zur Längsachse geneigt angenommen, erhöht sich der laterale Anteil so weit, dass der Lenkungsbock an seine Festigkeitsgrenzen stößt. Die Beanspruchung beim standardisierten Abschleppen an der linken Fahrzeugseite sieht man im Bild 6.10.

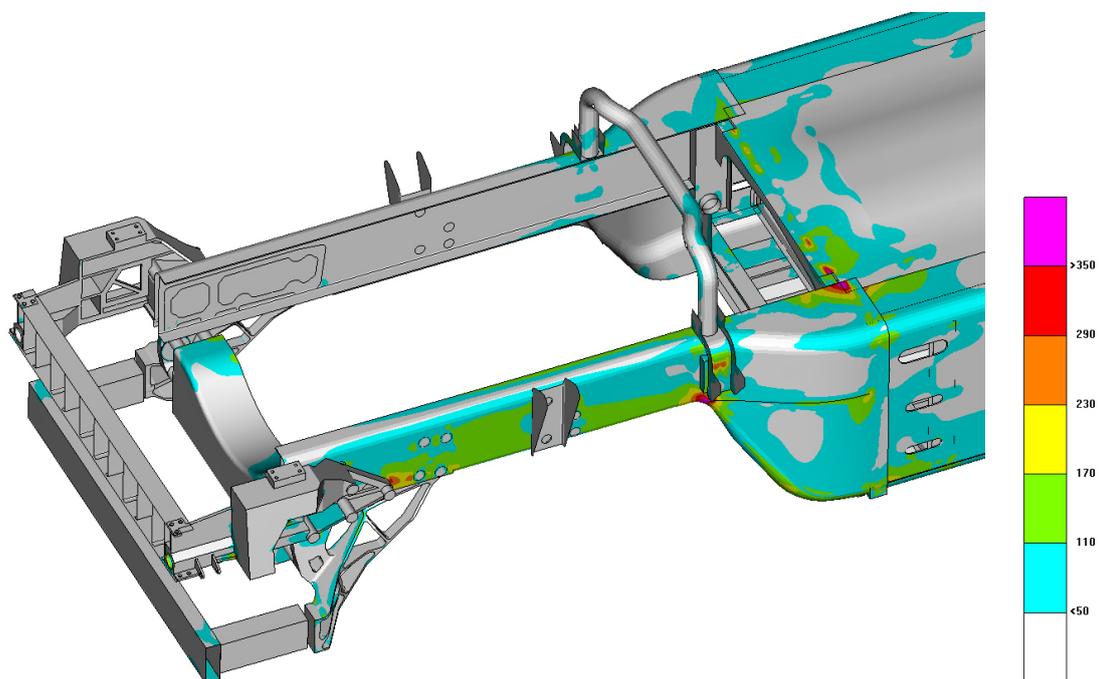


Abbildung 6.10: Von Mises Vergleichsspannung in MPa beim Abschleppen

### 6.3.8 Fahrerhauskippen

Beim Kippen des Fahrerhauses geht es vorwiegend um die Untersuchung des Lenkungsbockes. Dieser wird durch das Auffangen der Fahrerhauskabine stoßartig belastet. Die Berechnung im Bild 6.11 zeigt jedoch keine kritischen Spannungen.

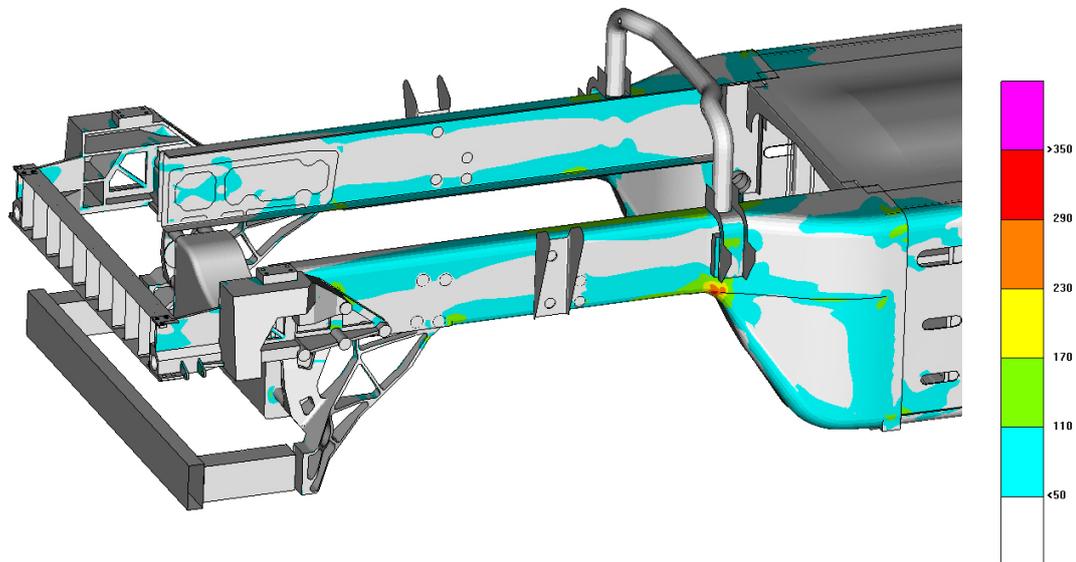


Abbildung 6.11: Von Mises Vergleichsspannung in MPa beim Kippen der Fahrerhauskabine

### 6.3.9 Feldreparaturfall

Bei diesem Lastfall treten keine erhöhten Belastungen auf. Das ist nicht verwunderlich, da das Monocoque nur mit dem Eigengewicht belastet wird. Trotzdem ist der Lastfall interessant, weil er die Verformung im Reparaturfall betrachtet. Dabei sitzt der Schwerpunkt der Fahrerhauskabine weit vorne und am Hinterachsgestell lastet der Anhänger. Der Catwalk und das Deckblech sind entfernt. Dadurch ist die Struktur des Rahmens geschwächt und versucht durch die Belastung an der Oberkante auseinander zu klaffen. An der Oberkante auf Höhe des Catwalks weitet sich der Rahmen um 6,4 [mm]. Die Toleranzen der Schraubverbindungen müssen so gewählt werden, dass trotz dieser Verformung nach einer Instandsetzung des Fahrzeuges eine Montage des Catwalks und des Deckbleches möglich ist.

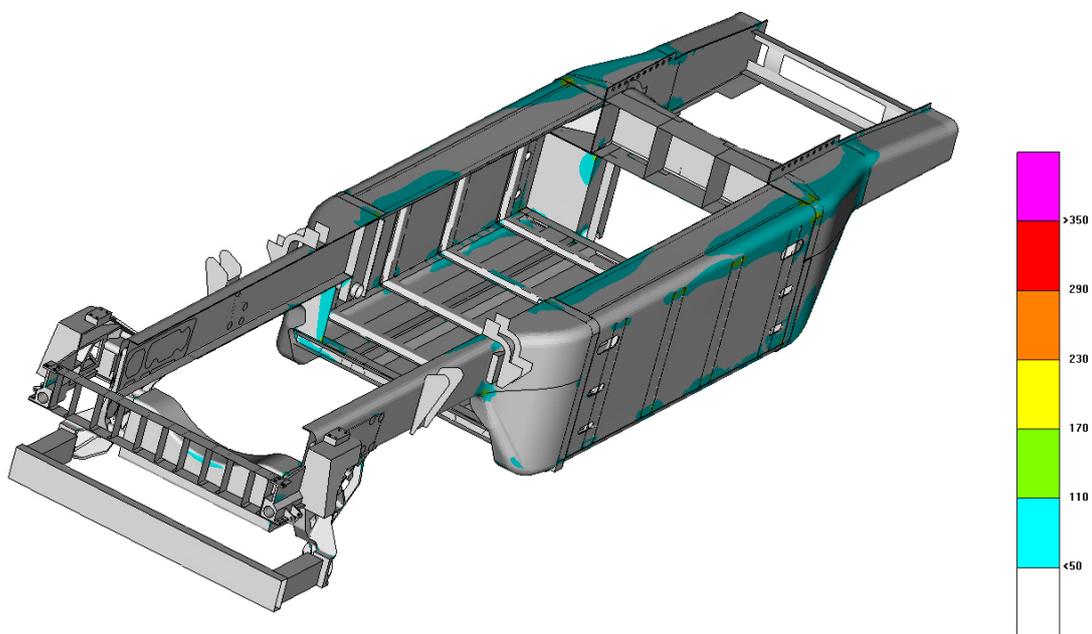


Abbildung 6.12: Von Mises Vergleichsspannung in MPa bei der Feldreparatur

### 6.3.10 Unterfahrschutz

Der Rahmen stößt bei der Berechnung des Unterfahrschutzes an die Belastungsgrenze. Da es sich um eine lineare Rechnung handelt, dürfen die Ergebnisse nicht als Absolutwerte angesehen werden. Der Rahmen wurde bei der Berechnung auch ohne versteifende Wirkung von Motor und Achsen berechnet. Eine Beurteilung des Kraftflusses kann dennoch angestellt werden und kritische Stellen werden erkannt. Die Spannungen sind im Bild 6.13 zu sehen. Im Vorderträger und im Blattfederlagerbock zeigen sich sehr hohe Beanspruchungen. In einem weiteren Schritt sollte dieser Lastfall nichtlinear (dynamisch, elasto-plastisches Modellverhalten) berechnet werden.

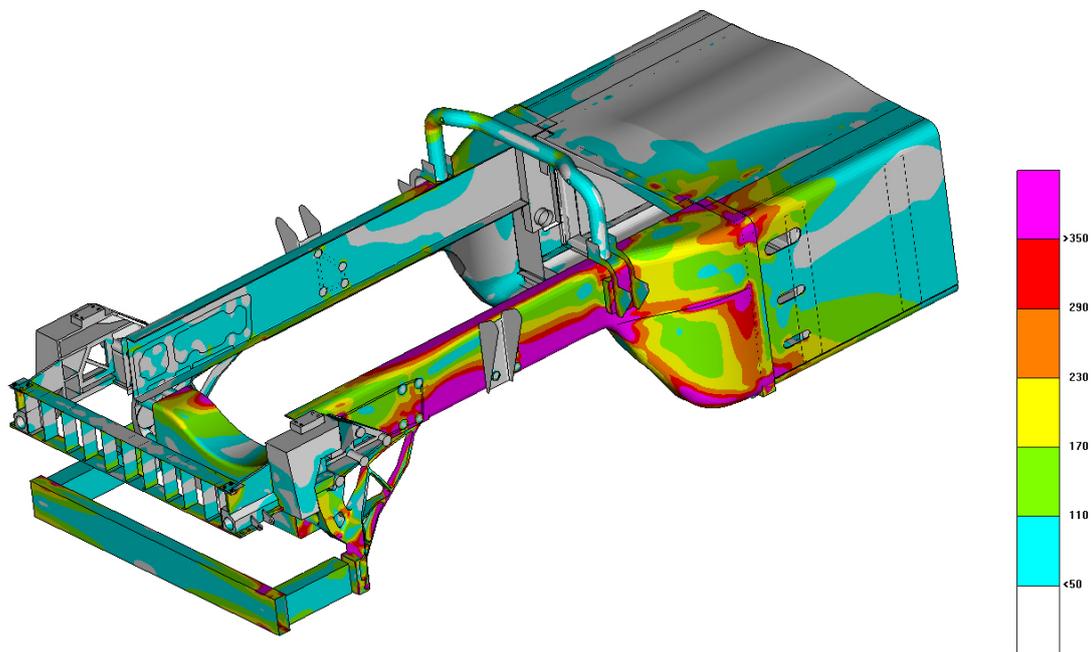


Abbildung 6.13: Von Mises Vergleichsspannung in MPa beim Unterfahrschutz nach ECE-E93

### 6.3.11 Lenken

Dabei wird wie beim Lastfall 5.4.8 und 5.4.9 gezielt der Lenkungsbock untersucht. Als kritisch hat sich das Lenken in der Position rear herausgestellt, da hier die Lenkkräfte am größten sind. Der Lenkungsbock wird moderat belastet. Die Lenkschubstangenkraft wurde als äußere Kraft aufgebracht. Dadurch ergeben sich erhöhte Beanspruchungen im gesamten Vorderträgerbereich. Bei Berücksichtigung der Achsreaktionskraft wird sich die Beanspruchung lokal im Bereich Lenkungsbock konzentrieren. Zu sehen ist die Belastung im Bild 6.14. Aus Zeitgründen wurde die Verschraubung des Lenkungsbockes an den Rahmen stark vereinfacht. Daher können die Kräfte in den Schrauben, die die beiden Bauteile verbinden, noch nicht untersucht werden.

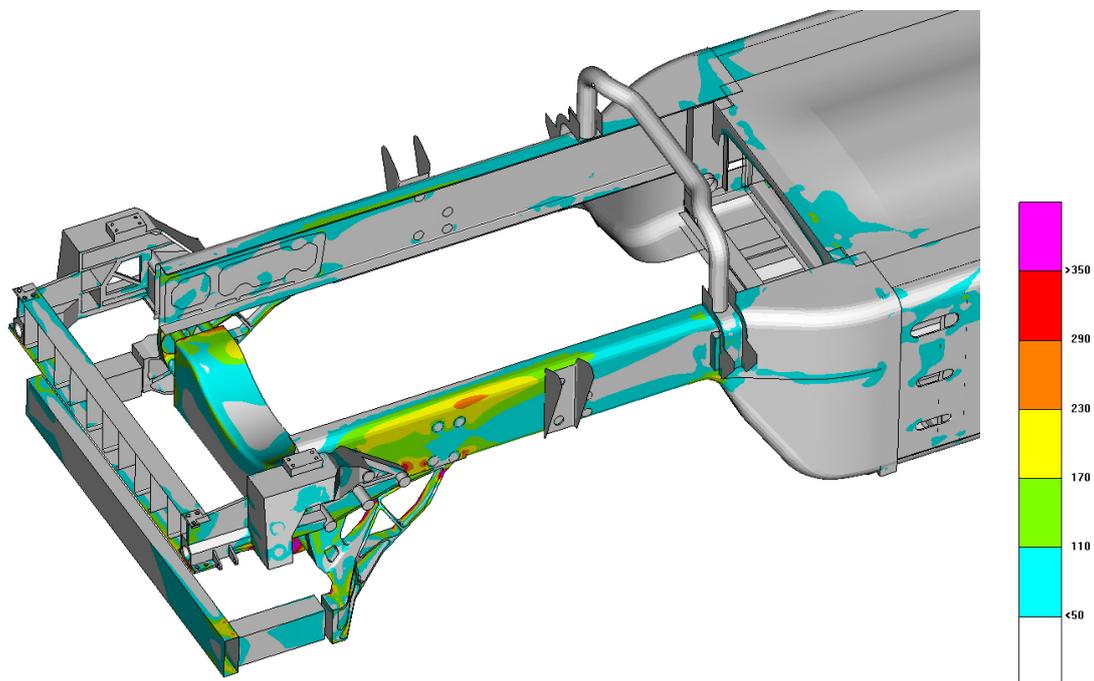


Abbildung 6.14: Von Mises Vergleichsspannung in MPa beim Lenken Position rear

## 6.4 Lebensdauerberechnung

Wie in der Einleitung erwähnt, bezieht FEMFAT die FE-Struktur und Spannungsdaten aus den Nastrandateien. Dem Benutzer steht eine große Auswahl an Werkstoffen in einer Datenbank zur Verfügung. Gegebenfalls können mit dem Materialgenerator weitere Datensätze generiert werden. Beim Programmstart müssen zuerst Daten des Modells wie Knotenanzahl, Elementanzahl oder Gruppenanzahl angegeben werden. Damit kann FEMFAT den Speicher zuweisen. Mit dem FEMFAT-Visualizer ist es dem Benutzer möglich, komfortabel am Modell Schweißnähte zu definieren. Dabei wählt der Benutzer den Startpunkt der Naht und das Programm schlägt selbstständig mögliche Nahtverläufe vor. Nachdem der Nahtverlauf erstellt wurde, steht dem Benutzer eine Auswahl an möglichen Nahtformen zur Verfügung. Es wurde der Visualizer in der Version 3.0h verwendet. Im nächsten Schritt müssen die Schweißpunkte definiert werden. Dies erfolgt durch Angabe der PIDs, die im FE-Programm den Punktverbindungselementen (CBARs) zugewiesen wurden. Nachdem das Modell und dessen Verbindungen und Materialien korrekt eingetragen wurden, erfolgt das Einlesen der Spannungsdatensätze. Die Tabelle 6.4 listet die berechneten Lastfälle auf.

Tabelle 6.4: FEMFAT Lastfälle

Lastfall	Beschreibung	Belastung statisch	Belastung wechselnd
1	Vertikal	vertikal 1g	vertikal $\pm 0,6g$
2	Kurve	vertikal 1g	lateral $\pm 0,4g$
3	Torsion	vertikal 1g	Vertikalverschiebung $\pm 150\text{mm}$

Diese können im Programm entweder durch Zuweisen einer Minimal- und Maximalspannung bzw. durch Angabe einer Mittel- und einer Amplitudenspannung eingegeben werden. Nach Eingabe weiterer bei der Berechnung zu berücksichtigender Parameter kann dem Benutzer eine Zusammenfassung der aufgenommenen Daten angezeigt werden. Nach einer sorgfältigen Kontrolle, ob alle Einstellungen passend sind, kann mit der Berechnung begonnen werden.

### 6.4.1 Vertikalbelastung

Das übliche Limit für die Dauersicherheit beträgt 1,5. In diesem Wert ist eine Umrechnung der Überlebenswahrscheinlichkeit der Materialkennwerte auf üblich geforderte Ausfallwerte am Bauteil enthalten. Diese Forderung erfüllt das Monocoque bis auf wenige Verbindungspunkte und Blechkanten bei dieser Belastungssituation. Wie im Bild 6.15 zu sehen, besitzen vor allem die Verbindungspunkte eine geringere Dauersicherheit.

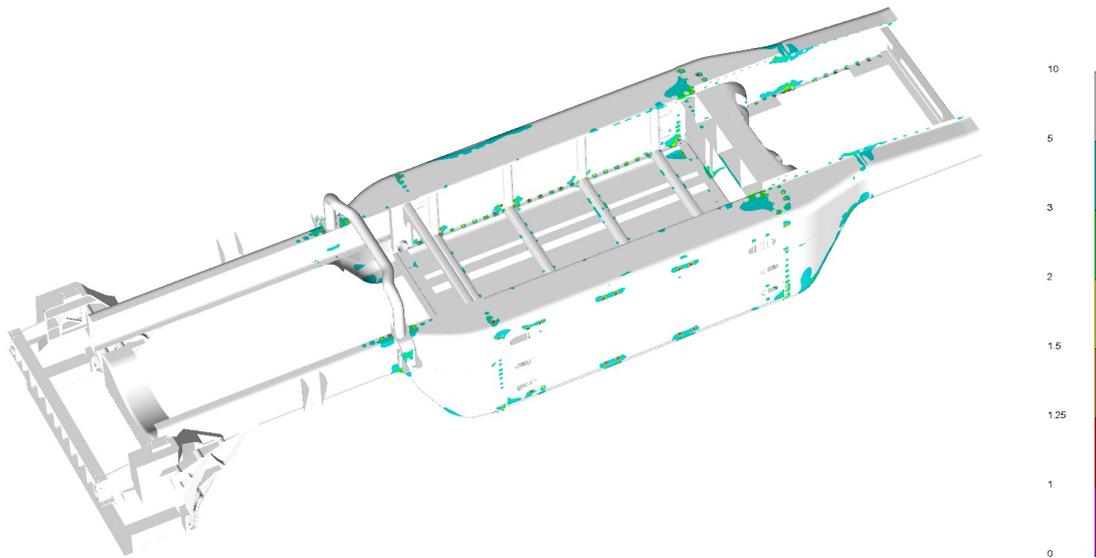


Abbildung 6.15: Dauersicherheit in  $\sigma$  bei Vertikalbelastung, Deckel ausgeblendet

### 6.4.2 Kurvenfahrt

Bei der Kurvenfahrt treten beim Hinterachsgestell Probleme auf. Der C-Querträger kann den Belastungen im Bereich des Überganges auf das L-Profil nicht standhalten. Ebenso kämpft der Dreieckslenker mit den eingeleiteten Kräften und besteht die Dauersicherheitsrechnung nicht überall. Am Vorderträger fällt auf, dass die Verbindung zwischen C-Profil und Außenblech eine geringere Dauersicherheit aufweisen.

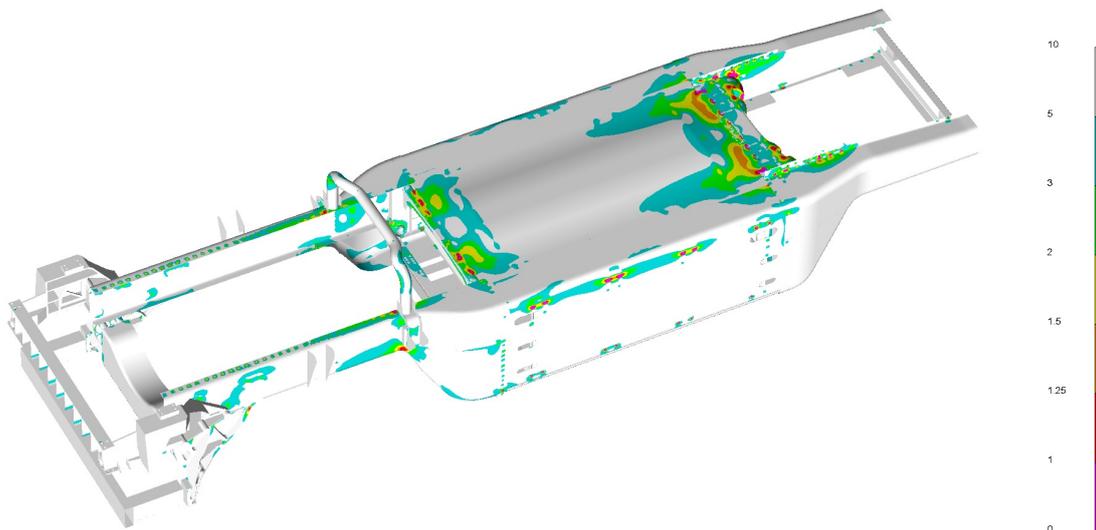


Abbildung 6.16: Dauersicherheit in  $\sigma$  bei Lateralbelastung

### 6.4.3 Torsion

Die Überprüfung der Dauersicherheit bei Torsion wurde nach Vorgabe der Tabelle 6.4 durchgeführt. Dabei wurde für die Torsionsbelastung eine eigene Nastranrechnung durchgeführt. Eine feste Einspannung erfolgte in z-Richtung am rechten Vorderrad und am linken Hinterrad, in x-Richtung an beiden Vorderräder und in y-Richtung am linken Vorderrad. Am linken Vorderrad und rechten Hinterrad wurde jeweils eine Verschiebung von 150 [mm] aufgebracht. In der Realität würde, wie im Lastfall 6.3.4, das rechte Vorderrad bereits abheben. Der Vorderträger unterschreitet im Bereich der Fahrerhausbrücke die Dauersicherheit ebenso wie im Bereich des Catwalks. Der Deckel weist größere Stellen auf, deren Dauersicherheit zwischen 1 und 1,5 liegen.

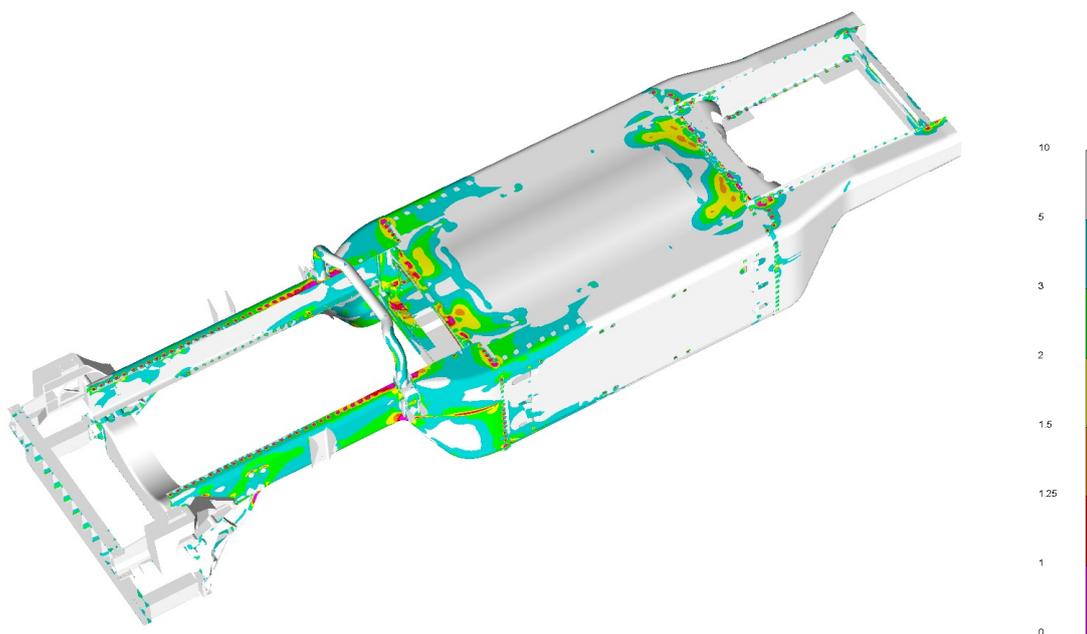


Abbildung 6.17: Dauersicherheit in  $\sigma$  bei Torsion

# 7 Kosten

## 7.1 Allgemeines

Das Kapitel Kosten soll einen groben Überblick über die wirtschaftliche Situation geben. Es sollen die Kosten für die Fertigung des Monocoquerahmens abgeschätzt werden. Weiters ist die finanzielle Bewertung des Gewichtsvorteiles von Interesse. Die Beurteilung der Kosten basiert auf Annahmen, die sich aufgrund wirtschaftlicher und technischer Gegebenheiten jederzeit ändern können. Eine genaue Auflistung der Fertigungskosten ist aufgrund des Detaillierungsgrades der Konstruktion noch nicht möglich.

## 7.2 Annahmen und Randbedingungen

Um eine Aussage über die anfallenden Kosten zu treffen, bedarf es zuerst einiger Überlegungen. Aus Beobachtungen der aktuellen Marktlage und wirtschaftlichen Situation wurden folgende Annahmen getroffen: Der Absatz des Monocoques sollte bei 20 000 Stück per anno liegen. Dieser Wert soll für die Dimensionierung der Fertigungsanlagen angenommen werden. Da für die Fertigung des Rahmens sehr viele Operationen, wie Gießen, Stanzen, Biegen, Tiefziehen bis hin zum Schweißen und Schrauben notwendig sind, bedarf es dementsprechend vieler Fertigungsstationen. Mit steigender Anzahl der Zellen steigen die Herstellkosten. Um die Rentabilität zu gewähren, wird deshalb eine Produktionsdauer von 10 Jahren definiert. Die durchschnittliche Jahreskilometerleistung wird mit 120 000 [km] angenommen. Jeder gefahrene Kilometer eines Sattelzuges Typ MAN TGA 18.350 wird laut Dekra mit 67,98 Eurocent beziffert. Das nutzbare Transportgewicht beträgt 26,8 Tonnen. Die mögliche Nutzlasterhöhung durch die Monocoquebauweise beträgt 300 Kilogramm. [30] Die Kraftstoffkosten wurden mit 86,6 Eurocent pro Liter angenommen. Die Gewinnspanne des Frächters liegt bei 22 Eurocent je Kilometer bei durchschnittlicher Auslastung. Die Produktion soll im 2-Schichtbetrieb an 5 Tagen in der Woche erfolgen. Es wird von einer Taktzeit von 15 Minuten ausgegangen.

### 7.3 Einsparungspotential

Das Einsparungspotential ist vom Gewichtsvorteil abhängig. Dieses kann auf zwei Arten umgesetzt werden. Im Automobilbau ist die logische Konsequenz eine Reduktion des Fahrzeugesamtgewichtes. Dabei bringt eine Gewichtseinsparung von 100 [kg] eine durchschnittliche Kraftstoffersparnis von 0,3 Liter [10] auf 100 gefahrenen Kilometern. Dieser Verbrauchsvorteil kommt direkt dem Fahrzeughalter zugute, der damit die Betriebskosten senkt. Neben den Betriebskosten bringt eine Gewichtseinsparung auch bei der Herstellung einen Kostenvorteil. Dieser wird mit durchschnittlich 5 Euro [10] pro eingespartem Kilogramm angenommen. Im Nutzfahrzeugbereich wird das Potential des Gewichtsvorteiles anderwärtig ausgenutzt. Hier zählt für den Frächter die maximal nutzbare Transportkapazität. Somit kann durch den Einsatz des Monocoquerahmens das Transportgewicht erhöht werden. Die Tabelle 7.1 [10] gibt Aufschluss über die Nutzung der Transportkapazität.

Tabelle 7.1: Ausnutzung der Beladungsmöglichkeit

Beladungsgrad [ ]	Häufigkeit [%]
0	10
$\frac{1}{2}$	40
1	50

Bei den oben getroffenen Annahmen und bei 50-prozentiger Ausnutzung der gesamten Transportkapazität ergibt sich ein jährlicher Kostenvorteil von 160 Euro. Bei der Hälfte der Fahrten wird die volle Nutzlast nicht ausgenutzt. Somit kommt der gleiche Sparansatz wie bei einem PKW zum Tragen. Aus einer Verbrauchsrechnung mit dem Programm FASI [11] wurde eine durchschnittliche Kraftstoffeinsparung von 0,15 Liter auf 100 Kilometer ermittelt. Der Zusammenhang von Zuladung und Verbrauch ist im Diagramm 7.1 ersichtlich.

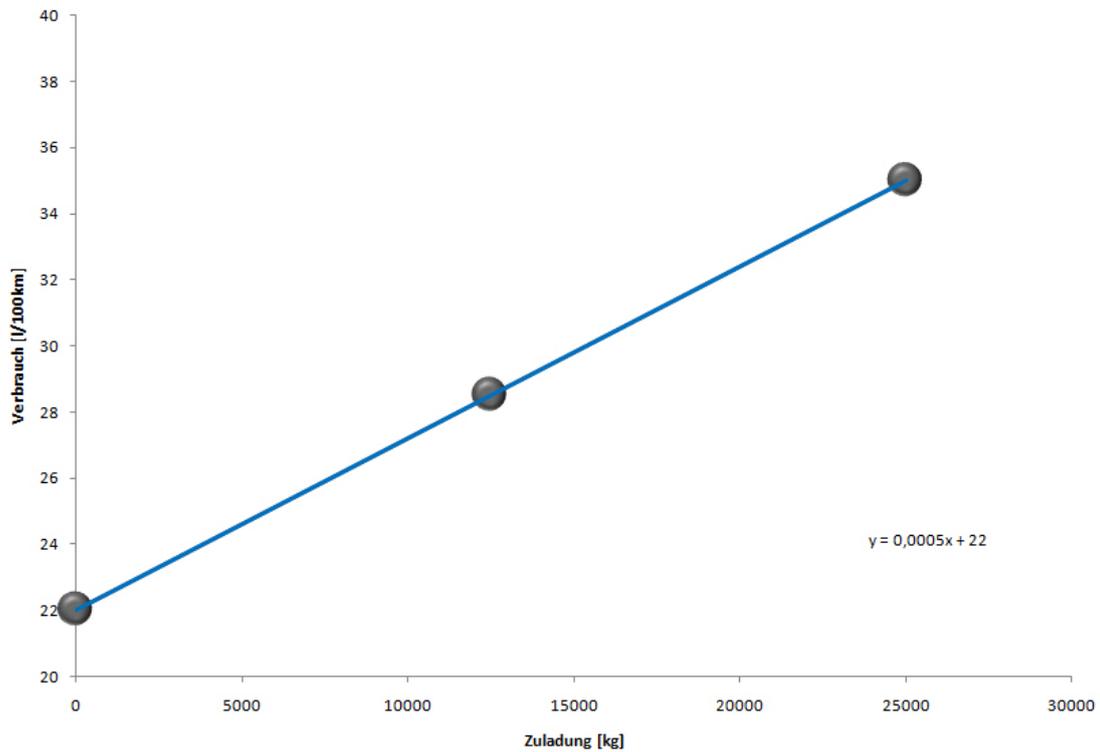


Abbildung 7.1: Diagramm Verbrauch-Zuladung

Diese aufgerechnet auf die Jahresbilanz ergibt ein Einsparpotential von 90 Euro. Damit ergibt sich ein jährlicher Kostenvorteil beim Einsatz des Monocoques von 250 Euro aufgrund der Gewichtsreduktion von 300 [kg] im Vergleich zu einem konventionellen Rahmenkonzept.

### 7.4 Bewertung der Fertigung

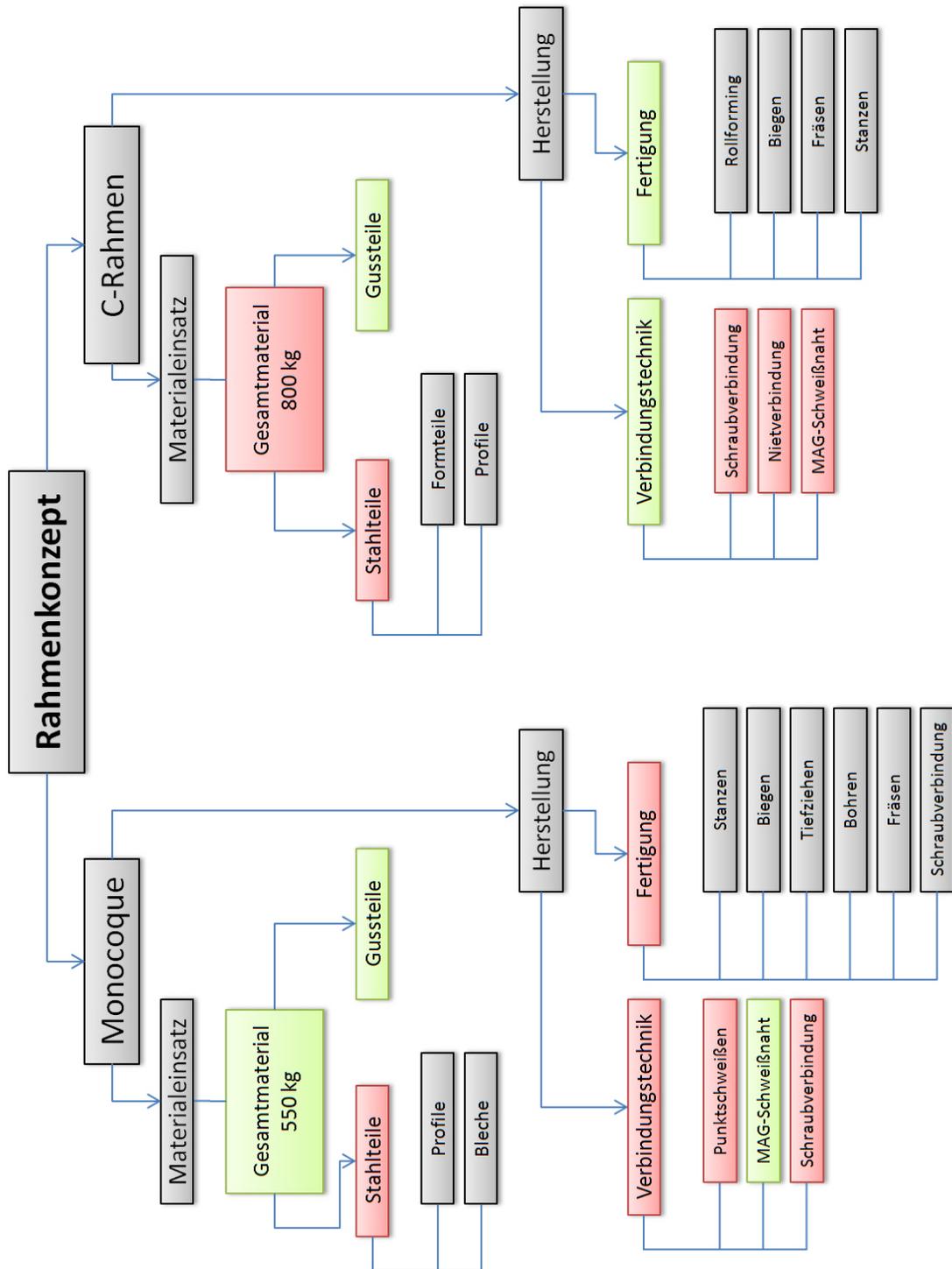


Abbildung 7.2: Top-Down Fertigungsanalyse

Für die Bewertung der Herstellung des Monocoques im Vergleich zu der Herstellung eines C-Profilrahmens wurde eine Top-Down Analyse durchgeführt. Es wurde versucht, auf die Materialien und die Fertigung der beiden Konzepte einzugehen. Für den Materialeinsatz wird übergeordnet das Rahmengewicht herangezogen. Dabei hat das Monocoque durch die Leichtbauweise einen klaren Vorteil. Im nächsten Schritt wurde begonnen, die Komponenten, aus denen der Rahmen besteht, herunter zu brechen. Zunächst herrscht Gleichstand, da sowohl das Monocoque als auch der C-Rahmen aus Stahlteilen und Gusskomponenten bestehen. Die Anzahl der verbauten Gussteile an einem C-Rahmen sind Frontend, Dreieckslenkerhalterung und Längslenkerhalter der Hinterachse. Bei dem Monocoque besteht nur das Frontmodul aus einer Gusskonstruktion. Bei den Stahlteilen wurde eine Unterteilung in Formteile und Profile beim C-Rahmen, in Profile und Bleche beim Monocoque gemacht. Die Anzahl der eingesetzten Bleche im Monocoque beläuft sich auf 17 Stück. Die Anzahl der Profile auf 12 Stück. Der C-Rahmen kommt hier mit den 2 durchgehenden C-Profilen aus, die durch 6 Querträger verbunden werden. Somit unterbietet der C-Rahmen die Bauteilanzahl des Monocoques enorm. Betrachtet man noch das Handling der Bauteile, so bleiben die Materialkosten des C-Rahmens trotz des größeren Materialaufwandes unter denen des Monocoques. Da kann die Materialauswahl, die zugunsten des Monocoques ausfällt, nichts mehr kompensieren. Neben den Materialkosten wurden die Herstellkosten analysiert. Dabei wurde zwischen Verbindungstechnik und Fertigung unterschieden. Beim Monocoque wird als Verbindungstechnik das Punktschweißen, MAG-Schweißen und das Schrauben eingesetzt. Für die Herstellung werden 7 Meter MAG-Naht und ca. 1000 Schweißpunkte gesetzt. Gussteile und demontierbare Teile werden verschraubt. Hiefür werden 60 Schrauben benötigt. Beim C-Rahmen werden anstelle der Punktschweißungen Nieten verwendet. Die Nahtlänge der MAG Schweißung beträgt 10 Meter. Das Hauptverbindungsteil ist die Schraube. Etwa 300 Stück werden davon verbaut. Trotz der hohen Anzahl der Schweißpunkte kann das Monocoque bei der Verbindungstechnik mithalten, da Verschraubungen grundsätzlich arbeits- und zeitaufwändiger sind. Bei der Herstellung ist der C-Rahmen unschlagbar. Das C-Profil kann durch Rollformen und Biegen bzw. durch Pressen gefertigt werden. Die Querverbinder werden abhängig von der Stückzahl entweder als Gussteil oder Schweißkonstruktion ausgeführt. Der Arbeitsaufwand für die Herstellung aller Blechteile des Monocoques ist bei weitem höher. Die Außenbleche von Front- und Heckmodul müssen durch Pressen hergestellt werden. Alle Teile des Mittelmoduls können durch Biegen bzw. Stanzen in die vorgesehene Form gebracht werden. Jene Profile, die nicht als Meterware bezogen werden können, müssen ebenfalls durch einen Biegeprozess hergestellt werden. Bei den Gussteilen herrscht bei den Kosten Gleichstand, da hier die gleichen Aufgaben erfüllt werden müssen. Einige Hersteller versuchen durch eine Aludruckgusskonstruktion Gewicht zu sparen. Eine andere Möglichkeit ist der Einsatz einer Kombination mit einer Schweiß-

konstruktion. Die hier vorgenommene einfache Analyse zeigt schon deutlich, dass das Monocoque bei den Herstellkosten auf jeden Fall teurer ausfällt als ein herkömmlicher Rahmen. Eine Serienfertigung würde eine komplett neue Fertigungslinie notwendig machen, da sie völlig von der eines C-Rahmens abweicht. Dadurch steigen die Kosten für die Errichtung der Fertigungslinie immens. Ein Vorteil liegt in der Modulbauweise, die eine getrennte Vormontage der Baugruppen ermöglicht und erst am Ende der Fertigung die Module vereint.

## 8 Zusammenfassung

Nach einer intensiven Recherche und Untersuchung von verschiedenen Bauweisen und Materialien von LKW-Rahmen ergab sich folgendes Ergebnis: Der Rahmen muss den zur Verfügung stehenden Bauraum, im Speziellen die Bauhöhe, ausnutzen, um die größtmögliche Gewichtsreduktion zu erreichen. Bei der Werkstoffwahl schneidet eine herkömmliche Stahlkonstruktion unter Berücksichtigung der geforderten Eigenschaften am besten ab. Das Einsatzgebiet des in der vorliegenden Diplomarbeit behandelten Rahmenkonzeptes wurde auf einen LKW-Sattelzug für reinen Fernverkehrstransport beschränkt, da hier der größte Absatzmarkt besteht. Der entwickelte Leichtbaurahmen ist in Modulbauweise aufgebaut. Das bedeutet, dass der Rahmen aus mehreren Baugruppen besteht. Die vier Baugruppen der 4x2 Sattelzugmaschine sind Frontmodul, Vorderträger, Mittelteil und Hinterachsgestell. Das Frontmodul umfasst einen zweiteiligen Rahmenkopf aus Grauguss und einen Kühler- und Motorquerträger aus Stahl. Alle Teile des Frontmoduls werden verschraubt, da sie bei einem Tausch der Antriebseinheit zu demontieren sind. Der Vorderträger verbindet das Frontmodul mit dem Mittelteil. Das Mittelmodul besitzt eine Kastenhöhe von 710 mm und kann daher mit einer Blechstärke von nur 1,5 mm ausgeführt werden. Die Torsionssteifigkeit erhöht sich trotz der geringen Wandstärke aufgrund der Querschnittsform. Das Mittelteil besitzt Ähnlichkeit mit einem Monocoque und ist somit für den gesamten Rahmen namensgebend. Das Hinterachsgestell dient zur Aufnahme der Sattelkupplung und reduziert die Rahmenhöhe in diesem Bereich auf 280 mm. Dies ist notwendig, da nur das Mittelteil die maximale Bauhöhe ausnutzen kann und es ansonsten zu Kollisionen mit den Achsen oder der Antriebseinheit kommen würde. Alle Baugruppen, ausgenommen der Gussteile am Vorderträger, sind in Blechbauweise aufgebaut und besitzen eine maximale Blechstärke von 4 mm. Die so ausgeführte Monocoquebauweise ermöglicht die Anpassung der Struktur an den Momenten- und Querkraftverlauf. Im Speziellen werden die von der Sattelkupplung eingeleiteten Stützkräfte von einer innenliegenden Struktur direkt auf die Luftfederbälge geleitet. Eine äußere Struktur überträgt Teile der Längs- und Querkräfte homogen in das Mittelmodul und in die Längslenkerbefestigung. Die Modulbauweise bietet einen weiteren Vorteil in Bezug auf Achskonfiguration bzw. Radstand. Durch Austausch eines Moduls oder das Ergänzen eines zusätzlichen Elementes kann der Radstand verlängert oder eine 6x2 Zugmaschine aufgebaut werden. Die Module werden einzeln vorgefertigt

und anschließend durch Punktschweißen verbunden. Dazu überlappen die Module, um eine gleichmäßige Kraftübertragung zu gewähren und um eine zweireihige Punktschweißung auszuführen. Der durch die Bauweise entstehende Bauraum im Mittelmodul wird mit dem Tanksystem ausgefüllt. Die Kraftstoffbehälter stützen sich direkt am Rahmen ab, zusätzliche Befestigungsträger entfallen. Durch die Bauhöhe und die geschlossene Form des Mittelmoduls ist kein seitlicher Unterfahrschutz notwendig. Bei dem Frontmodul wurde ebenfalls darauf geachtet, dass eine Crashbox Platz findet. Die Herstellung des Rahmens lehnt sich stark an der Fertigung von PKW-Karosserien an. Nicht nur die Blechstärke, sondern auch der Formgebungsprozess mittels Biegen und Tiefziehen sowie die Verbindungstechnik MAG-Schweißen und Punktschweißen sind im LKW-Bau untypisch. Um sicherzustellen, dass die Fügstellen den auftretenden Belastungen standhalten, wurde neben der statischen Überlastrechnung auch eine Dauersicherheitsberechnung angestellt. Diese bewertet die Verbindungsstellen bei wechselnder Belastung. Die Ergebnisse haben gezeigt, dass die vorgesehenen Schweißungen am Monocoque in der Lage sind, den Rahmen auf Dauer zu verbinden. Durch mehrere Optimierungen der Konstruktion konnte ein Großteil der Spannungsspitzen in den Blechteilen bei Überlast eliminiert werden. Die Monocoquebauweise ermöglicht, dass die erste globale Eigenfrequenz des Rahmens bei 16 Hz auftritt, im Vergleich zu konventionellen Leiterrahmenkonzepten, welche die erste globale Eigenfrequenz bei ca. 6 Hz aufweisen. Konventionelle Rahmenkonzepte in der betrachteten Fahrzeugkategorie haben ein Gesamtgewicht von 850 kg. Im Vergleich dazu konnte bei Ausführung der Monocoquebauweise ein Gesamtgewicht von 578 kg erzielt werden, was einer Reduktion von etwa 35 Prozent entspricht. Diese Gewichtsreduktion von knapp 300 kg bringt einerseits eine Reduktion des Kraftstoffverbrauches, andererseits die Erhöhung der möglichen Transportkapazität. Die Gewichtseinsparung bedeutet natürlich auch einen reduzierten Materialeinsatz bei der Herstellung und somit einen weiteren Vorteil in der  $CO_2$  Bilanz. Dabei wird beim vorliegenden Rahmenkonzept auf höher- und höchstfeste Werkstoffe verzichtet. Durch den Einsatz solcher Werkstoffe könnte das Gewicht durchaus um weitere 10 Prozent gesenkt werden. Der Rahmen bietet somit noch weiteres Potenzial zur Gewichtsreduktion, ohne sehr kostenintensive Werkstoffe wie Carbon einzusetzen. Im Zuge der Diplomarbeit konnte gezeigt werden, dass ein neues Rahmenkonzept in Stahl-Monocoquebauweise durchaus das Potenzial hat, herkömmliche Bauweisen abzulösen und die Entwicklung von zukünftigen Nutzfahrzeugen in Richtung Leichtbau signifikant zu unterstützen.

## 9 Weiteres Vorgehen, Zukunftsausblick

Mit dem Abschluss der Diplomarbeit hat der Monocoquerahmen zwar einen großen Schritt vorwärts gemacht, doch gibt es einige Punkte, die noch untersucht oder detailliert werden müssen. In den folgenden Bereichen muss weiter gearbeitet werden:

- **Konstruktion:** Das vorliegende Monocoque hat sich vorwiegend auf die Kernfunktionalität beschränkt. Ein LKW besteht nicht nur aus den Anbauteilen von Kapitel 4.2. Für den Betrieb sind eine vollständige elektrische Anlage mit Kabelbaum sowie eine Druckluftführung notwendig. Dazu müssen Kabelschächte vorgesehen und Leitungen verlegt werden. Dies ist im derzeitigen Rahmen weder vorhanden, noch vorgesehen. Doch auch Konsolen für die Anbauteile wie Lufttank, Harnstofftank und Batteriekasten müssen erst detailliert werden.
- **Berechnung:** Das Monocoque hat, wie im Kapitel 6.3 beschrieben, noch punktuelle Schwachstellen. Diese bedürfen noch konstruktiver Verbesserungen. Weiters müssen durch eine fortschreitende Detaillierung Berechnungen wiederholt und abgesichert werden. Dazu kommen noch Einzelteilberechnungen. So müssen alle Verschraubungen am Rahmen kontrolliert werden. Die auftretenden Flächenpressungen müssen ebenfalls noch einmal geprüft werden, insbesondere deshalb, weil unterschiedliche Materialien miteinander verschraubt werden. Die Festigkeitsberechnungen müssen in einem weiteren Schritt mit modellierten Anbauteilen wiederholt werden. Neben den Berechnungen der Spannungen und der Dauersicherheit gibt es eine Unzahl weiterer Berechnungen. So müssen z.B. die eingesetzten Gussteile untersucht werden. Dazu wird eine Guss- und Erstarrungssimulation angestellt. Erst dann kann eine Aussage über die Herstellbarkeit oder über zu erwartende Probleme getroffen werden. Auch eine akustische Beurteilung des Monocoques sollte erfolgen. Durch den Einsatz großflächiger Bleche können durch Eigenschwingungen oder durch Anregungen von außen Schwingungen auftreten. Auch der Einfluss von Anbauteilen in Bezug auf Schwingungen gehört analysiert. Die geschlossene Bauform fungiert wie ein überdimensionaler Resonanzkörper. Zusätzliche Sicken können durch die Akustikberechnung notwendig werden, die wiederum die Festigkeit beeinflussen. Eine Untersuchung im Windkanal kann Aufschluss über Verwirbelungen, vor allem am Unterboden, aufzeigen, die den CW-Wert erhöhen oder

Geräusche erzeugen. Eine nichtlineare Rechnung für Crashsimulation sollte die Berechnung vervollständigen. Dazu sollten über die Normen hinaus weitere Unfallsituationen simuliert werden, um die Unfallfolgen so gering wie möglich zu halten. Nur durch optimale Krafteinleitungen und Crashzonen lassen sich Fortschritte erzielen, da das Masseverhältnis unverändert nachteilig für den PKW ausfällt.

- **Fertigung:** Für eine Prototypfertigung bzw. eine Serienfertigung sind weitere Arbeiten durchzuführen. Für eine Montage muss eine Passgenauigkeit der Blechteile sichergestellt sein. Dazu bedarf es der Vergabe von Toleranzen für den Rahmen. Hiefür können für die Anbauteile, wie Antrieb oder Achsen, bestehende Anforderungen an die Positionsgenauigkeit übernommen werden. Für alle am Rahmen verwendeten Bleche gehört dies ausgearbeitet. Befindet sich der Rahmen im Einsatz, soll die Korrosionsbeständigkeit gesichert sein.
- **Kosten:** Eine genaue wirtschaftliche Untersuchung ist für eine Serienfertigung unumgänglich. Dazu müssen die Marktlage und die Herstellkosten genau analysiert werden. Mit einer Betrachtung des gesamten Lebenszyklus sollte die Kostenabschätzung abgeschlossen werden.

Neben der reinen konstruktiven Weiterentwicklung sollte das Monocoque bereits für innovative Antriebsarten gerüstet sein. Durch die Bauart des Monocoques können besonders einfach unterschiedliche Tanksysteme zum Einsatz kommen. So zeigt das Bild 9.2 den Rahmen mit CNG-Tanks. Da sich Erdgas nur bis zu einem gewissen Grad wirtschaftlich verdichten lässt, reduziert sich klarerweise die Reichweite des Fahrzeuges. Trotzdem können am Rahmen 125 [kg] Erdgas mitgeführt werden. Die Reichweite beträgt dadurch in etwa 400 [km][10]. Dabei haben die Tanks einen Durchmesser von 310 [mm]. Sechs Stück haben eine Länge von je 1160 [mm] und vier Stück haben eine Länge von je 1400 [mm]. Die Verbrennung von Methan verursacht im Vergleich zum Diesel relativ wenig Emission. Dadurch entfällt ein Großteil der Abgasnachbehandlung. Eine weiche Verbrennung reduziert das Geräuschniveau. So kann die Abgasanlage sehr kompakt gehalten werden und es kann mehr Platz für die Tanks geschaffen werden.

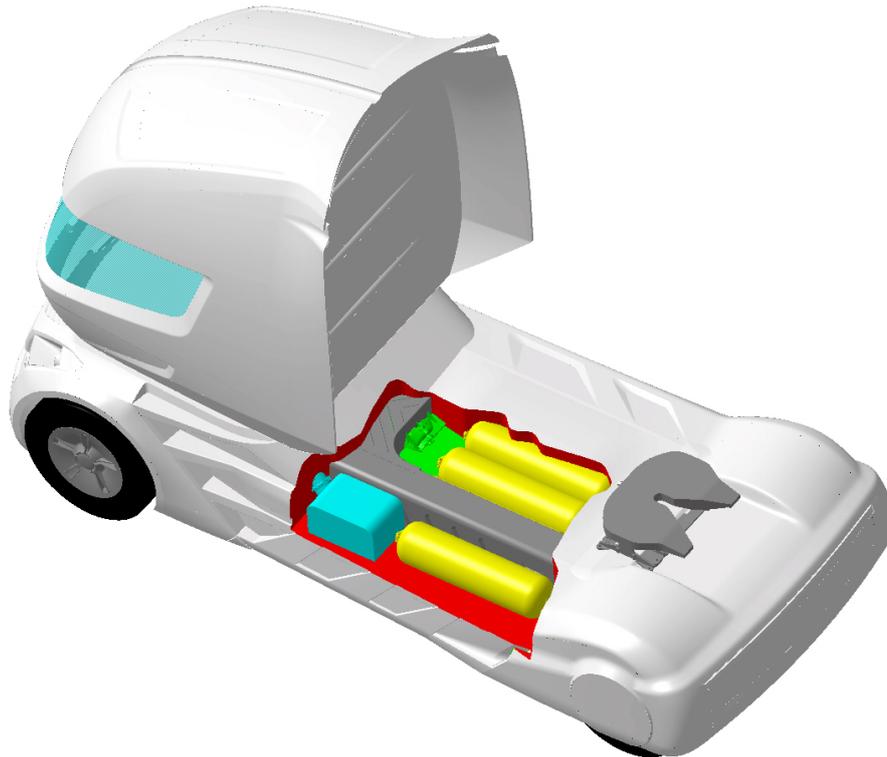


Abbildung 9.1: CNG Tanksystem

Der Einsatz eines Hybridsystems kann ebenfalls mit relativ geringem Aufwand erfolgen. Dazu wird auf eines der beiden Tankmodule verzichtet. Dieses wird durch eine Hybridbatterie ersetzt. Das hohe Gewicht des elektrischen Energiespeichers wird optimal auf das Fahrzeug aufgeteilt. Es entfallen aufwändige Trägersysteme, die die Batterie fixieren. Die Position der Batterie ist ebenfalls optimal, da die Wege zum Elektroantrieb sehr kurz sind. Durch geringe Kabellängen kann die EMV-Belastung gering gehalten werden. In der Abbildung 9.2 ist das Monocoque in der Designstudie ECOS Truck verbaut. Dabei ist das gesamte Fahrzeug auf einen optimalen Luftwiderstand und consequenten Leichtbau getrimmt.

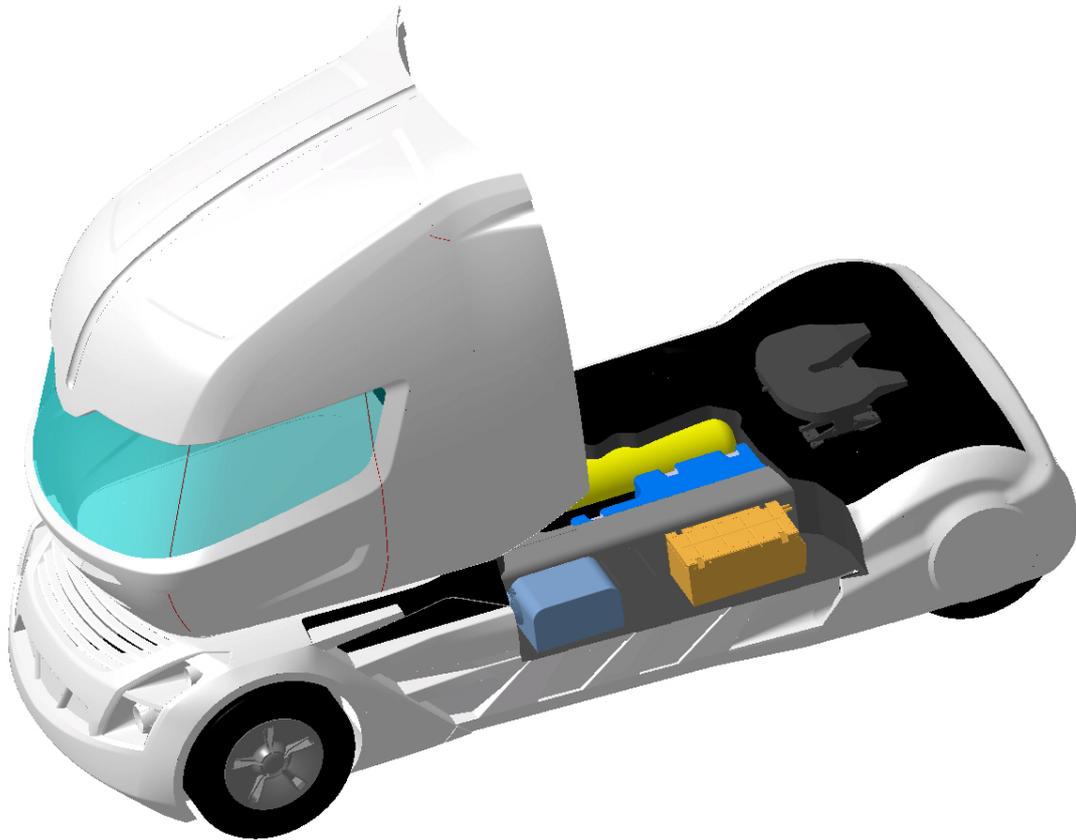


Abbildung 9.2: ECOS Truck

In eine andere Richtung geht die Studie 6x2. Dabei wird die Modulbauweise des Monocoques ausgenutzt. Durch Einsetzen eines zusätzlichen Moduls wird der Rahmen um eine Vorlaufachse erweitert. Durch diese Bauweise lässt sich eine Einzelradaufhängung optimal implementieren. Die Sattellast kann durch die 6x2 Bauart erhöht werden. Das Bild 9.3 zeigt die Studie des 6x2 Zugfahrzeuges.

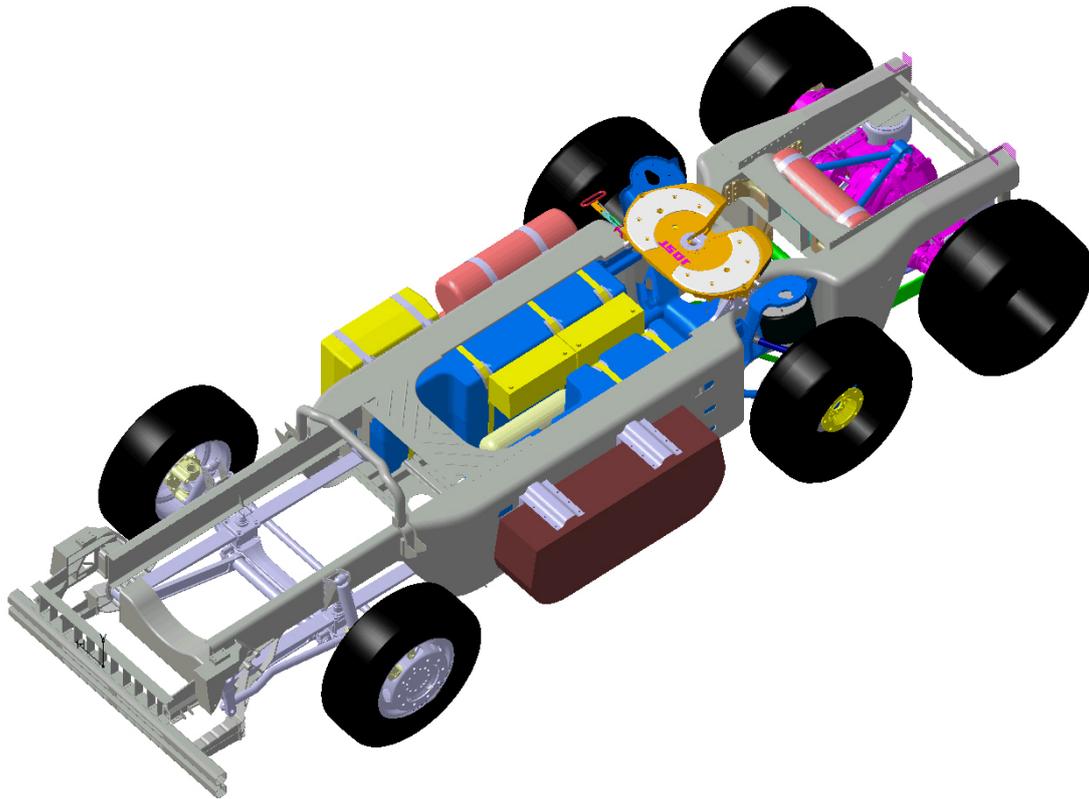


Abbildung 9.3: Rahmenkonzept 6x2

# Literaturverzeichnis

- [1] ANSA: *BETA CAE Systems S.A.* <http://www.beta-cae.gr/>. Version: 2009
- [2] BARNREITER, R. : *Fahrgestell für ein Nutzfahrzeug.* DE 10 2004 038 487 A1, 2006
- [3] BERGSTRÖM, A. : *Load carrying arrangement for a vehicle.* WO 00/63060, 2000
- [4] BMVBS: *ECE-Norm.* <http://www.bmvbs.de/Verkehr/Strasse/Kfz-technische-Vorschriften-,1446.1032708/ECE-Regelungen.htm>.  
Version: 2009
- [5] BRAMBERGER, R. : Vergleich von LKW-Rahmensteifigkeiten auf Verwindung. In: *SDP TZS-Entwicklungsbericht A-TL 0196* (1995)
- [6] BREUER, S. : *The Team Technology plant Lkw-Chassis aus CFK.* ATZ. <http://www.atzonline.de/Aktuell/Nachrichten/1/7395/The-Team-Technology-plant-Lkw-Chassis-aus-CFK.html>. Version: 02 2006
- [7] BUCHBERGER, R. ; SCHWARZ, G. ; SINN, M. : *Projekt Fahrzeugtechnik LKW Leichtbaurahmen.* 2009, LV-Nr.: 331.010
- [8] BUCHBERGER, R. ; SCHWARZ, G. ; SINN, M. ; STOCKINGER, G. : *Projekt Konstruktiv LKW Leichtbaurahmen.* 2008, LV-Nr.: 331.007
- [9] CONTINENTAL: *Superbreitreifen.* <http://www.conti-online.com/generator/www/de/de/continental/transport/allgemein/presse/bilder/goods/profile/img/large/hdl1superdrive.jpg>. Version: 2009
- [10] ECS: *Engineering Center Steyr Database*
- [11] FASI: *Fahrzyklussimulation.* <http://www.fasi.at/>. Version: 2009
- [12] FEMFAT: *Finite Element Method Fatigue.* <http://www.femfat.com/>.  
Version: 2009
- [13] FRONIUS: *Widerstandsschweißtechnik.* [http://www.fronius.com/cps/rde/xchg/SID-28DD8882-21025DED/fronius\\_international/hs.xsl/79\\_15707\\_DEU\\_HTML.htm](http://www.fronius.com/cps/rde/xchg/SID-28DD8882-21025DED/fronius_international/hs.xsl/79_15707_DEU_HTML.htm). Version: 2009

- [14] GRIMM, K.-H. : *Modular aufgebauter Tragrahmen für ein Nutzfahrzeug*. EP 1 318 064 B1, 2003
- [15] GROTE, K. ; FELDHUSEN, J. : *Dubbel 22. Auflage*. Springer, 2007
- [16] HAGENMANN, G. : *Trägerrahmen für ein Nutzfahrzeug*. WO 2005/012065 A1, 2005
- [17] JOST: *Sattelkupplungen*. <http://www.jost-world.com/produkte/jost-truck-und-trailer/produktkatalog-online.html>. Version: 2009
- [18] KARITA, K. : *Development of Aluminum Frame for Heavy-Duty Trucks*. [http://www.mitsubishi-motors.com/corporate/about\\_us/technology/review/e/pdf/2003/15E\\_13.pdf](http://www.mitsubishi-motors.com/corporate/about_us/technology/review/e/pdf/2003/15E_13.pdf). Version: 2003
- [19] KELLER, R. A.: *Projektsudie CFK auf der IAA 2004*. <http://www.alukipper.ch/galerie/IAA%202004/Projektstudie%20CFK.jpg>. Version: 2004
- [20] KOLLECK, R. : *Karosseriebauweisen*. TF TU-Graz, 2008
- [21] KULMBURG, A. : *Werkstoffkunde Stahl*. IWS TU-Graz, 2009
- [22] LINDEN, M. : *Vehicle frame and method of manufacture thereof*. EP 1 171 339 B1, 2003
- [23] NASTRAN: *MSC.Nastran-Solver*. <http://www.mscsoftware.com/Contents/Products/CAE-Tools/MSC-Nastran.aspx>. Version: 2009
- [24] RIECK, G. : *Nutzfahrzeug, insbesondere Frontlenker-Lastkraftwagen*. EP 0 591 722 B1, 1994
- [25] SCHLOTT, S. : *Neuer Leichtbau-Unterfahrschutz für Lkw*. In: *ATZ* (2008). <http://www.atzonline.de/index.php;do=show/id=8601/alloc=1>
- [26] TTT: *Entwicklung eines GFK Sattelanhängers in Kooperation mit Kögel*. <http://www.theteam-hamburg.de/index.html>. Version: 2007
- [27] VINCON, F. : *Utility vehicle*. WO 2006/105965 A1, 2006
- [28] VOESTALPINE: *Preisliste Warmgewalztes Stahlband*. [http://www.voestalpine.com/stahl/de/site/downloads/price\\_lists.ContentPar.99258.File.tmp/1\\_PL\\_WB\\_D\\_010709.pdf](http://www.voestalpine.com/stahl/de/site/downloads/price_lists.ContentPar.99258.File.tmp/1_PL_WB_D_010709.pdf). Version: Juni 2009
- [29] WETHJE, R. : *TTT Projektstudie CFK*. [http://faserverbund.com/frame-set/frm\\_presse/presse/pressemitteilungen/artikel/TTT%20Projektstudie%20CFK%20-%20aus%20KFZ%20Anzeiger%20%28NR.21%20-%2004.11.2004%29.pdf](http://faserverbund.com/frame-set/frm_presse/presse/pressemitteilungen/artikel/TTT%20Projektstudie%20CFK%20-%20aus%20KFZ%20Anzeiger%20%28NR.21%20-%2004.11.2004%29.pdf). Version: 2004

- 
- [30] ZEITZEN, F. : Lastauto Omnibus Katalog. (2006)
- [31] ZF: *ZF Friedrichshafen AG*. [http://www.zf.com/corporate/de/products/product\\_range/commercial\\_vehicles/driveline\\_technology\\_commercial/driveline\\_technology\\_commercial.html](http://www.zf.com/corporate/de/products/product_range/commercial_vehicles/driveline_technology_commercial/driveline_technology_commercial.html). Version: 2009
- [32] ZITTMAYR, M. : *Konzept einer Vorderachsaufhängung mittels Einblattfeder für ein Sattelzugfahrzeug*. 2007

# Abbildungsverzeichnis

2.1	Lastfall Schlaglochdurchfahrt . . . . .	3
2.2	Lastfall Schlaglochdurchfahrt . . . . .	3
2.3	Monocoquentwicklung . . . . .	4
3.1	CFK Sattelanhänger . . . . .	5
3.2	TTT Rahmenkonzept . . . . .	6
3.3	Koegel CFK Sattelanhänger . . . . .	6
3.4	Fuso Aluminiumrahmen . . . . .	7
3.5	MAN Patente . . . . .	7
3.6	Mercedes Patente . . . . .	8
3.7	Scania Patent . . . . .	8
3.8	Scania Patent . . . . .	9
3.9	Punktschweißzangen . . . . .	10
3.10	Bruchdehnungs-Zugfestigkeitsdiagramm von Werkstoffen . . . . .	12
3.11	Leichtbauunterfahrerschutz von ThyssenKrupp . . . . .	13
4.1	Verbrennungskraftmaschine . . . . .	15
4.2	Einblattfeder . . . . .	16
4.3	Getriebe . . . . .	17
4.4	Jostkupplung, Seitenansicht, Ansicht von oben . . . . .	17
4.5	Jostkupplung, technische Daten . . . . .	18
4.6	Tanksystem . . . . .	18
4.7	Designflächen Aufiegerfreiraum . . . . .	19
4.8	Hinterachse . . . . .	20
4.9	Supersingle Reifen, Produktbild . . . . .	21
4.10	Supersingle Reifen, technische Daten . . . . .	21
4.11	Monocoque Modulbauweise . . . . .	22
4.12	Monocoque Version 1 . . . . .	24
4.13	Monocoque Version 2 . . . . .	25
4.14	Monocoque Version 3 . . . . .	27
4.15	Rohrquerträger . . . . .	29

---

4.16	Frontmodul . . . . .	31
4.17	Lastpfad bei einer Frontalkollision . . . . .	33
4.18	Vorderträger . . . . .	35
4.19	Schnitt durch die Vorderträgerkonstruktion . . . . .	37
4.20	Mittelteil . . . . .	40
4.21	Hinterachsgestell . . . . .	43
4.22	Monocoque Rahmen . . . . .	47
4.23	Monocoque Rahmen . . . . .	48
4.24	Monocoque mit Package . . . . .	48
4.25	Monocoque mit Package, Ansicht von unten . . . . .	49
4.26	Blechstärken am Monocoque . . . . .	49
4.27	Endmontage Vorderachsträger . . . . .	51
4.28	Endmontage Mittelteil . . . . .	52
4.29	Endmontage Hinterachsgestell . . . . .	53
4.30	Endmontage Monocoque . . . . .	54
4.31	Monocoque Schweißverbindungen . . . . .	55
5.1	Kinematikmodell der Achsen für FE-Analyse . . . . .	58
5.2	FE Vorderachsmodell . . . . .	59
5.3	FE Hinterachsmodell . . . . .	60
5.4	Modell der Kabinenanbindung . . . . .	62
5.5	FE-Berechnungsmodell . . . . .	63
5.6	Ausschnitt des vernetzten Modells . . . . .	63
5.7	Kräfte am Frontmodul . . . . .	65
6.1	Modalanalyse 16 Hz - Lateralbiegung . . . . .	76
6.2	Modalanalyse 19 Hz - Rahmentorsion . . . . .	76
6.3	Diagramm Rahmengewicht-Leichtbaugütegrad . . . . .	77
6.4	Lastfall Schlaglochdurchfahrt . . . . .	79
6.5	Lastfall Kurvenfahrt . . . . .	79
6.6	Lastfall Abbremsung . . . . .	80
6.7	Lastfall Torsion . . . . .	81
6.8	Lastfall 3-Punktauflage . . . . .	82
6.9	Lastfall Jumpstart . . . . .	83
6.10	Lastfall Abschleppen . . . . .	84
6.11	Lastfall Kippen der Fahrerhauskabine . . . . .	85
6.12	Lastfall Feldreparatur . . . . .	86
6.13	Lastfall Unterfahrschutz . . . . .	87
6.14	Lastfall Lenken . . . . .	88

6.15 Dauersicherheit bei Vertikalbelastung . . . . .	90
6.16 Dauersicherheit bei Lateralbelastung . . . . .	90
6.17 Dauersicherheit bei Torsion . . . . .	91
7.1 Diagramm Verbrauch-Zuladung . . . . .	94
7.2 Top-Down Fertigungsanalyse . . . . .	95
9.1 CNG Tanksystem . . . . .	102
9.2 ECOS Truck . . . . .	103
9.3 Rahmenkonzept 6x2 . . . . .	104

# Tabellenverzeichnis

4.1	Modulbauweise Baugruppen . . . . .	23
4.2	Modifikationen Monocoque Version 1 . . . . .	24
4.3	Modifikationen Monocoque Version 2 . . . . .	26
4.4	Modifikationen Monocoque Version 3 . . . . .	28
4.5	Bauteile des Frontmoduls . . . . .	31
4.6	Bauteile des Vorderträgers . . . . .	36
4.7	Bauteilbeschreibung . . . . .	36
4.8	Bauteile des Mittelmoduls . . . . .	41
4.9	Bauteile des Frontmoduls . . . . .	43
4.10	Stückliste . . . . .	45
5.1	Vorderachsmodell Bezeichnungen . . . . .	59
5.2	Hinterachsmodell Bezeichnungen . . . . .	60
5.3	Freiheitsgrade der Kinematikelemente der Vorderachsen . . . . .	61
5.4	Freiheitsgrade der Kinematikelemente der Hinterachsen . . . . .	61
5.5	Massenbelegung . . . . .	64
5.6	Kräftezuordnung . . . . .	65
5.7	Lenkkräfte . . . . .	71
5.8	Einspannungen . . . . .	72
5.9	Belastungen . . . . .	73
6.1	Achslasten . . . . .	75
6.2	Werkstoffkennwerte E360 . . . . .	75
6.3	Werkstoffkennwerte EN-GJS-600 . . . . .	75
6.4	FEMFAT Lastfälle . . . . .	89
7.1	Ausnutzung der Beladungsmöglichkeit . . . . .	93