

© TU Graz

# Ableiten von mechanischen Crashbelastungen auf den elektrischen Energiespeicher eines Elektrofahrzeuges

Masterarbeit zur Erlangung des akademischen Grades  
Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

Eingereicht am  
Institut für Fahrzeugsicherheit  
Technische Universität Graz

Verfasser  
Michael Faller

Betreuer  
Dipl.-Ing. Peter Luttenberger

Beurteiler  
Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Wolfgang Sinz

Graz, 15.02.2019



# 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. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

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

Graz, am \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
(Faller Michael)

# DANKSAGUNG

An dieser Stelle gilt mein Dank den zahlreichen Personen, die mich während der Erstellung dieser Masterarbeit unterstützt haben.

Zuerst gebührt mein Dank meinem Betreuer Peter Luttenberger, der mir mit seiner Kompetenz stets beratend zur Seite stand. So konnte ich die zahlreichen Herausforderungen meistern, denen ich im Laufe der Arbeit begegnet bin. Ebenso bedanken möchte ich mich bei Wolfgang Sinz für seine organisatorische Unterstützung.

Ein ebenso großes Dankeschön gilt Bernhard Brunnsteiner für das mir entgegengebrachte Vertrauen und der Firma AVL List GmbH für das Zustandekommen dieser Arbeit. Ich habe mich sowohl im Unternehmen, als auch am VSI stets sehr wohl gefühlt.

Allen voran gebührt mein Dank aber meinen Eltern, die mir dieses Studium ermöglichen und auf deren Rückhalt ich immer zählen kann.

# ABSTRACT

Electromobility is gaining in popularity all around the world and its market share is steadily growing. Nevertheless, occasionally there are still occurring dangerous incidents involving electric vehicles, where the electrical energy storage (EES) catches on fire. In order to avoid such incidents, it is necessary to understand the structure-mechanical behaviour of the electrical energy storage under mechanical loading in different crash scenarios. There exist many literature sources, that are investigating the mechanical properties of different types of battery cells. At the moment, especially the effect of the thermal runaway is a very popular research topic. Intrusions at the battery cells can potentially lead to internal electrical short circuits, which in turn could cause a rapid heating-up of the cell. There is a strong correlation between the research of thermal runaway and investigations, which have the goal to derive mechanical crash loads on the EES of an electric vehicle, within the context of crash simulation. However, it is usual for these literature sources to use very product-oriented designs of electrical energy storages, which means that the results always represent nothing but an artefact of the specific design. This master thesis shall follow a more general approach, where the crash loads are derived on a generic Finite-Elements-model of an EES in an explicit crash simulation. The derivation of the crash loads, that are originating from the different load cases, is occurring under the application of a new connection method, where uniform and rigid hexagon elements are used, which are placed all around the EES. They transmit the mechanical crash loads as connecting part between the vehicle frame and the EES and therefore cause intrusions at the EES, which are analysed for all the different load cases.

In the course of this thesis, a simplified substitute model of the vehicle frame has been set up in order to reduce computing time. For this purpose, the geometrical properties and especially the mechanical properties have been transferred from the original model to the substitute model of the frame. For the validation of the results gathered from the application of the substitute model, the intrusion curves at the sides of the EES have been compared to those generated from the original frame. The substitute model of the frame showed a sufficient correlation, so that the substitute model of the frame has been considered suitable for making qualitative statements about the crash loads, which are impacting the EES.

The methods used in this thesis are delivering new use cases, which up to this point have not been taken into account by the literature. On the basis of the generic FE-model a design variation study has been conducted, where the crash loads on the different designs of the EES have been compared. Furthermore it was shown, that it is possible to select the optimal position for a stiffening strut inside the EES with the aid of the gathered intrusion curves. Additionally, this thesis will show that an

assessment of the connection positions based on the intrusion curves is also feasible. This assessment leads to a ranking which provides suggestions for the optimal connection positions at the sides the EES. This ranking was eventually validated by using a detailed FE-model of an EES.

# KURZFASSUNG

Die Elektromobilität gewinnt weltweit an Popularität und erobert einen stetig wachsenden Marktanteil. Allerdings kommt es immer wieder zu gefährlichen Zwischenfällen mit den in Elektrofahrzeugen verbauten elektrischen Energiespeichern, die infolge eines Crashes in Brand geraten können. Zur zukünftigen Vermeidung solcher Zwischenfälle ist ein tiefgreifendes Verständnis des strukturmechanischen Verhaltens des elektrischen Energiespeichers (EES) unter Lasteinwirkung notwendig. In der Literatur finden sich zahlreiche Quellen, die sich mit der Untersuchung der mechanischen Eigenschaften verschiedener Arten von Batteriezellen befassen. Insbesondere der Effekt des thermischen Durchgehens, auch thermal runaway genannt, ist aktuell ein beliebtes Forschungsthema. Intrusionen an den Batteriezellen können in deren Inneren zu Kurzschlüssen führen, wodurch ein starkes Aufheizen der Zelle die Folge sein kann. In engem Zusammenhang mit der Erforschung des thermal runaway stehen in der Literatur auch Untersuchungen, welche das Ableiten von mechanischen Crashlasten auf den EES eines Elektrofahrzeuges im Rahmen einer Crashesimulation zum Ziel haben. Dabei handelt es sich allerdings meist um sehr produktnahe Designs von elektrischen Energiespeichern, wodurch die Ergebnisse aus diesen Simulationen stets nur ein Artefakt des konkreten Designs darstellen. In dieser Masterarbeit soll ein allgemeinerer Ansatz verfolgt werden, wobei die Crashlasten in der expliziten Simulation auf ein generisches Finite-Elemente-Modell eines EES abgeleitet werden. Das Ableiten der aus verschiedenen Lastfällen stammenden mechanischen Crashlasten erfolgt unter Anwendung einer neuartigen Anbindungsmethodik, welche die Verwendung von uniformen, starren Hexaeder-Elementen vorsieht, welche rings um den elektrischen Energiespeicher angebracht werden. Sie übertragen als Verbindungsglied zwischen dem Fahrzeugrahmen und dem elektrischen Energiespeicher die mechanischen Crashlasten und verursachen infolgedessen Intrusionen am EES, welche für sämtliche Lastfälle erfasst und ausgewertet werden.

Im Zuge der Arbeit wurde zum Zwecke der Einsparung von Rechenzeit ein Ersatzmodell des Fahrzeugrahmens erstellt. Dazu wurden neben den geometrischen Eigenschaften insbesondere die mechanischen Eigenschaften von dem Originalmodell auf das Ersatzmodell übertragen. Die Plausibilisierung der Ergebnisse aus der Anwendung des Ersatzmodells als Vergleich der am EES ermittelten Intrusionsverläufe mit jenen aus der Anwendung des Originalmodells zeigte eine ausreichende Übereinstimmung, sodass sich das Ersatzmodell des Rahmens dafür eignet, zumindest qualitative Aussagen über die in den EES eingeleiteten Crashlasten zu treffen.

Die in dieser Arbeit präsentierte Methodik liefert neuartige Anwendungsmöglichkeiten, die bisher noch keine Berücksichtigung in der Literatur fanden. So wird auf Basis des generischen FE-Modells des

EES eine Design-Variantenstudie durchgeführt, wobei die auf die verschiedenen Designvarianten einwirkenden Crashlasten verglichen werden. Weiters wird gezeigt, dass auf Basis der ermittelten Intrusionsverläufe an den Seiten des EES die Wahl der optimalen Positionierung einer Versteifungsstrebe möglich ist. Ebenso wird in dieser Arbeit gezeigt, dass eine Bewertung der Anbindungsstellen aufgrund der sich infolge der verschiedenen Lastfälle ergebenden Intrusionsverläufe möglich ist. Das somit erstellte Ranking liefert Vorschläge für die optimalen Positionen der Anbindung des EES an den Fahrzeugrahmen. Die Plausibilisierung dieses Rankings wurde anschließend mithilfe eines detaillierten FE-Modells des EES durchgeführt.

# INHALTSVERZEICHNIS

<b>1</b>	<b>EINLEITUNG</b>	<b>1</b>
<hr/>		
1.1	Motivation	1
1.2	Literaturstudie (Stand der Technik)	3
1.2.1	Conclusio aus der Literaturstudie	5
1.3	Ziel und Aufgabenstellung	6
<b>2</b>	<b>METHODE</b>	<b>7</b>
<hr/>		
2.1	Das Epsilon-Fahrzeug	7
2.2	Erstellung des CAD-Modells der Traktionsbatterie	8
2.3	Erstellung des Finite-Elemente-Modells der Traktionsbatterie	9
2.4	Erstellung des generischen FE-Ersatzmodells der Traktionsbatterie	17
2.5	Festlegung der Lastfallmatrix	18
2.6	Erstellung des FE-Ersatzmodells des Fahrzeugrahmens	26
2.7	Beschreibung des Anbindungskonzeptes	29
2.8	Festlegung der Untersuchungsmatrix	31
2.8.1	Methodik Plausibilisierung des Anbindungskonzeptes	31
2.8.2	Plausibilisierung des Ersatzmodells des Fahrzeugrahmens	33
2.8.3	Plausibilisierung der Einspannungskonfigurationen für den Rahmen im quasistatischen Crush	34
2.8.4	Variantenstudien des EES	37
2.8.5	Erstellung und Plausibilisierung des Bewertungsschemas der Anbindungsstellen	38
<b>3</b>	<b>ERGEBNISSE</b>	<b>40</b>
<hr/>		
3.1	Die Modelle der Traktionsbatterie	40
3.1.1	Das Design der Traktionsbatterie	40
3.1.2	Das detaillierte FE-Modell der Traktionsbatterie	42
3.1.3	Das generische FE-Ersatzmodell der Traktionsbatterie	46
3.2	Plausibilisierung des Anbindungskonzeptes	49
3.3	Das Ersatzmodell des Fahrzeugrahmens	51
3.3.1	Plausibilisierung der Einspannungskonfigurationen des Rahmens im quasistatischen Crush	51

3.3.2	Modellierung des Ersatzmodells des Fahrzeugrahmens	54
3.3.3	Plausibilisierung des Ersatzmodells des Fahrzeugrahmens	58
<b>3.4</b>	<b>Variantenstudien des EES</b>	<b>62</b>
3.4.1	Untersuchung Querstrebe	62
3.4.2	Untersuchung Längsstrebe	66
3.4.3	Untersuchung Modifikation Wannensboden	69
3.4.4	Untersuchung EES ohne Deckel	73
<b>3.5</b>	<b>Bewertungsschema der Anbindungsstellen</b>	<b>76</b>
3.5.1	Das Ranking von best case zu worst case	76
3.5.2	Plausibilisierung des Rankings	77
<b>4</b>	<b>DISKUSSION</b>	<b>80</b>
<b>5</b>	<b>FAZIT</b>	<b>89</b>
<b>6</b>	<b>REFERENZEN</b>	<b>92</b>

# ABKÜRZUNGEN

bzw.	beziehungsweise
bzgl.	bezüglich
EES	elektrischer Energiespeicher
PKW	Personenkraftwagen
sog.	sogenannt
u.a.	unter anderem
v.a.	vor allem
z.B.	zum Beispiel

# SYMBOLE

$a \left[ \frac{m}{s^2} \right]$	Beschleunigung
$c \left[ \frac{m}{s} \right]$	Geschwindigkeit
$E \text{ [GPa]}$	E-Modul
$E_{Ges} \text{ [Wh]}$	Gesamtenergie
$f$	Skalierfaktor für Stabilität, dimensionslos
$h \text{ [mm]}$	Elementlänge im FE-Modell
$I \text{ [A]}$	Stromstärke
$m \text{ [kg]}$	Masse
$\nu$	Poissonzahl, dimensionslos
$Q_{Ges} \text{ [Ah]}$	Gesamtkapazität
$R_m \text{ [MPa]}$	Zugfestigkeit
$\rho \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$	Dichte
$t \text{ [s]}$	Zeit
$U_{Ges} \text{ [V]}$	Gesamtspannung

# ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abbildung 1-1: Kumulierte Anzahl an eingeführten und angekündigten Elektrofahrzeugmodellen [1]	1
Abbildung 2-1: Datasheet Epsilon [49]	7
Abbildung 2-2: Anwendung der Finite-Elemente-Methode [20]	9
Abbildung 2-3: Kraftverläufe aus den Kompressionstests einer zylindrischen Zelle sowie dem Dreipunkt-biegeversuch [3]	12
Abbildung 2-4: Rechts oben: 18650-Gehäuse; Rechts unten: Prüfobjekt aus dem Zugversuch; Links: Spannungs-Dehnungs-Kennlinie [14]	13
Abbildung 2-5: Uniaxialer Kompressionstest eines ausgerollten Zellwickels [25]	14
Abbildung 2-6: Spannungs-Dehnungs-Kurve aus dem obigen Kompressionstest [25]	14
Abbildung 2-7: Spannungs-Dehnungs-Kennlinien für Epoxidharz des Typs	15
Abbildung 2-8: Spannungs-Dehnungs-Kennlinie des Stahls 1020 [53]	16
Abbildung 2-9: Spannungs-Dehnungs-Kennlinie der Aluminiumlegierung 2024-T4 [52]	16
Abbildung 2-10: Beurteilung der Positionierung einer Traktionsbatterie im PKW auf Basis der „cell deformation frequency“-Matrix der GIDAS [4]	19
Abbildung 2-11: Plastische Deformation am Batteriemodul, aufgetragen über der maximalen Verzögerung für verschiedene Lastfälle [10]	20
Abbildung 2-12: Beschleunigungsverläufe an der Traktionsbatterie für Front-, Seiten-, Heck- und Dachlastfälle. Der Beschleunigungsverlauf für den Front Pole Lastfall wird mit einer schwarzen Linie dargestellt. [10]	20
Abbildung 2-13: Front Pole Crash eines zum BEV konvertierten Toyota Yaris bei 50 km/h Aufprallgeschwindigkeit [10]	21
Abbildung 2-14: Statistische Verteilung der Aufprallarten in tödlichen frontalen Crashes in den USA mit angeschnallten Insassen [51]	22
Abbildung 2-15: Statistische Verteilung (Gewichtung) der frontalen Lastfälle	23
Abbildung 2-16: Verteilung der Aufprallarten in tödlichen Seitencrashes in Australien seit 2003 [32]	23
Abbildung 2-17: Lastfälle und ihre relative Gewichtung aus tödlichen real-world-Unfällen	24
Abbildung 2-18: Konfiguration des IIHS small overlap frontal Crash [34]	25
Abbildung 2-19: Konfiguration Side Pole Crash nach ECE-R135 [38]	26
Abbildung 2-20: Movable Deformable Side-Barrier der LSTC gegen Epsilon	26
Abbildung 2-21: Grundkonfiguration des Rahmens im Epsilon-Fahrzeug	27
Abbildung 2-22: Verschiedene Einspannungskonfigurationen (gelb hervorgehoben) am Ersatzrahmen für die drei verschiedenen Lastfälle (von links nach rechts): Side Pole, Full Width Frontal und Rear 70 % Overlap	28
Abbildung 2-23: Anbindungsblöcke (rot), angeordnet zwischen EES (grau) und Fahrzeugrahmen (grün)	30
Abbildung 2-24: Anordnung der Anbindungsblöcke (rote Hexaeder-Elemente) in der Mittelebene des EES (grau)	30

Abbildung 2-25: Schnitt durch einen der Anschraubblöcke des detaillierten FE-Modells der Traktionsbatterie (grau) mit der Rigid-Spinne im Zentrum der Bohrung (gelb) und den 9 weiteren Rigids (gelb), welche die Anbindung an den Fahrzeugrahmen (grün) herstellen	32
Abbildung 2-26: Anbindung der Wanne (hellgrau) an den Fahrzeugrahmen (grün); Links: Anbindung über eine Anschraubplatte (rot) mit Rigids (gelb); Rechts: Anbindung über Hexaeder-Blöcke (rot)	32
Abbildung 2-27: Benennung und Reihenfolge der Nodes an den Seitenwänden rings um den EES	34
Abbildung 2-28: Side Pole Crash des Epsilon-Fahrzeuges mit dem linken Längsträger in gelb und dem rechten Längsträger in blau	35
Abbildung 2-29: Full Width Frontal Crash des Epsilon-Fahrzeuges mit dem vorderen Querträger in gelb und dem hinteren Querträger in blau	36
Abbildung 2-30: Rear 70 % Overlap Crash des Epsilon-Fahrzeuges mit dem vorderen Querträger in blau und dem hinteren Querträger in gelb	36
Abbildung 3-1: Sicht auf das Gehäuse des EES mit den seitlichen Anschraubplatten	41
Abbildung 3-2: Sicht auf die beiden Module des EES mit den zylindrischen 21700 Zellen, sowie den oberen und unteren Schichten aus Epoxidharz	42
Abbildung 3-3: Sicht auf das Innere des FE-Modells der Traktionsbatterie mit den Zellen (rot), angeordnet in 2 identischen Modulen. Nicht dargestellt sind der Deckel sowie die obere Epoxidharzschicht.	42
Abbildung 3-4: FE-Modell der vereinheitlichten 21700-Zelle, bestehend aus 295 Elementen	43
Abbildung 3-5: Kraft-Weg-Kennlinie für den simulierten Dreipunktbiegeversuch der 21700-Zelle	44
Abbildung 3-6: Kraft-Weg-Kennlinie für den simulierten radialen Kompressionsversuch der 21700-Zelle	44
Abbildung 3-7: FE-Modell einer Epoxidharzschicht, bestehend aus 28500 Elementen	45
Abbildung 3-8: FE-Modell des Kühlmantels, bestehend aus 19300 Elementen	45
Abbildung 3-9: FE-Modell des Gehäuses des EES, bestehend aus 54000 Elementen	46
Abbildung 3-10: Vergleich der FE-Modelle des EES: generisch (oben) und detailliert (unten)	47
Abbildung 3-11: EES mit hinzugefügter Querstrebe (links) und Längstrebe (rechts)	47
Abbildung 3-12: FE-Modell des generischen EES ohne Gehäusedeckel	48
Abbildung 3-13: Gehäuse des FE-Modells des generischen EES mit den Anbindungsblöcken (Hexaeder-Elemente) in rot	48
Abbildung 3-14: Vergleich der Gehäuse des generischen Ersatzmodells (oben) und des detaillierten Modells	49
Abbildung 3-15: Intrusionsverlauf an der linken Seite des EES für den Side Pole Crash unter Anwendung der Anschraubblöcke	50
Abbildung 3-16: Intrusionsverlauf an der linken Seite des EES für den Side Pole Crash unter Anwendung der Hexaeder-Elemente	51
Abbildung 3-17: Vergleich der Verformungsenergie für die Längsträger des Rahmens im Side Pole Crash	52
Abbildung 3-18: Vergleich der Verformungsenergie für die Querträger des Rahmens im Full Width Frontal Crash	53
Abbildung 3-19: Vergleich der Verformungsenergie für die Querträger des Rahmens im Rear 70 % Overlap Crash	53
Abbildung 3-20: Vereinfachtes Ersatzmodell des Fahrzeugrahmens	54

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 3-21: Vergleich der Kraft-Weg-Kennlinien für den Full Width Frontal Crush, ermittelt am Epsilon Modell	55
Abbildung 3-22: Vergleich der Kraft-Weg-Kennlinien für den Side Pole Crush, ermittelt am Epsilon-Modell (blau) und Ersatzrahmen (gelb)	56
Abbildung 3-23: Vergleich der Kraft-Weg-Kennlinien für den Rear 70 % Overlap Crush, ermittelt am Epsilon-Modell (blau) und Ersatzrahmen (gelb)	57
Abbildung 3-24: Motor- und Getriebeeinheit im Heck des Epsilon-Fahrzeuges	57
Abbildung 3-25: Gewichtete Intrusionsverläufe an der Front des Gehäuses des generischen EES, eingebaut in Epsilon-Fahrzeug (links) und Ersatzrahmen (rechts)	59
Abbildung 3-26: Gewichtete Intrusionsverläufe an der Heckseite des Gehäuses des generischen EES, eingebaut in Epsilon-Fahrzeug (links) und Ersatzrahmen (rechts)	60
Abbildung 3-27: Gewichtete Intrusionsverläufe an der rechten Seite des Gehäuses des generischen EES, eingebaut in Epsilon-Fahrzeug (links) und Ersatzrahmen (rechts)	60
Abbildung 3-28: Gewichtete Intrusionsverläufe an der linken Seite des Gehäuses des generischen EES, eingebaut in Epsilon-Fahrzeug (links) und Ersatzrahmen (rechts)	61
Abbildung 3-29: Gewichtete Intrusionsverläufe an der linken und rechten Seite des EES	63
Abbildung 3-30: Positionierung der Querstrebe innerhalb des Gehäuses des EES	64
Abbildung 3-31: Intrusionsverlauf an der linken Seite des EES, ohne Querstrebe	64
Abbildung 3-32: Intrusionsverlauf an der linken Seite des EES mit eingebauter Querstrebe	65
Abbildung 3-33: Prozentuelle Aufteilung der Verformungsenergie in den Komponenten für den Fall ohne Querstrebe (links) und mit Querstrebe (rechts)	66
Abbildung 3-34: Gewichtete Intrusionsverläufe an Front und Heck des EES	66
Abbildung 3-35: Positionierung der Längsstrebe innerhalb des Gehäuses des EES	67
Abbildung 3-36: Intrusionsverlauf an der Frontseite des EES, ohne Längsstrebe	67
Abbildung 3-37: Intrusionsverlauf an der Frontseite des EES, mit eingebauter Längsstrebe	68
Abbildung 3-38: Prozentuelle Aufteilung der Verformungsenergie in den Komponenten für den Fall ohne Längsstrebe (links) und mit eingebauter Längsstrebe (rechts)	69
Abbildung 3-39: Prozentuelle Aufteilung der Verformungsenergie in den Komponenten für die beiden Fälle von 4 mm (links) und 6 mm (rechts) Wandstärke des Wannensbodens, ermittelt für den Side Pole Lastfall	71
Abbildung 3-40: Vergleich der Intrusionsverläufe an allen vier Seite des EES aus allen 9 gewichteten Lastfällen bei 4 mm Wandstärke (links) und 6 mm Wandstärke (rechts)	72
Abbildung 3-41: FE-Modell des generischen EES ohne Deckel	73
Abbildung 3-42: Vergleich der Intrusionen am Gehäuse des EES ohne Deckel (links) und mit Deckel (rechts)	73
Abbildung 3-43: Vergleich der Intrusionsverläufe an allen vier Seite des EES aus allen 9 gewichteten Lastfällen für die Designvarianten des EES mit Deckel (links) und ohne Deckel (rechts)	74
Abbildung 3-44: Prozentuelle Aufteilung der Verformungsenergie in den Komponenten für den Side Pole Crush für Ausgangsmodell (links) und EES ohne Deckel (rechts)	76
Abbildung 3-45: Draufsicht auf den EES (weiße Box), umgeben von den 114 bewerteten Nodes.	77

Abbildung 3-46: Best case der Anbindung zwischen EES und Fahrzeugrahmen mit den Anschraubplatten in rot	77
Abbildung 3-47: Worst case der Anbindung zwischen EES und Fahrzeugrahmen mit den Anschraubplatten in rot	78
Abbildung 4-1: Kraft-Weg-Kennlinie aus dem Dreipunktbiegeversuch für die 18650-Zelle (links) aus Sahraei, Campbell und Wierzbicki (2012) und der in dieser Arbeit modellierten 21700-Zelle (rechts)	81
Abbildung 4-2: Kraft-Weg-Kennlinie aus dem radialen Kompressionsversuch für die 18650-Zelle (links) aus Sahraei, Campbell und Wierzbicki (2012) und der in dieser Arbeit modellierten 21700-Zelle (rechts)	81
Abbildung 4-3: Intrusionsverlauf an der linken Seite des EES für den Side Pole Crash	82
Abbildung 4-4: Ersatzmodell des Fahrzeugrahmens mit fest eingespannten Nodes an den hinteren Komponenten (gelb) für frontale Lastfälle	86
Abbildung 6-1: Eigenschaften der drei häufigsten, am Markt verfügbaren Zelltypen [10]	A-1
Abbildung 6-2: Batteriemodul eines Tesla Model S: Zu sehen sind der Kühlmantel, sowie die zylindrischen Batteriezellen, die in einer festen Matrix aus Epoxidharz eingeschlossen sind [54]	A-2
Abbildung 6-3: Anordnung der Batteriezellen eines Modules inklusive des Kühlmantels, der sich durch die Zellreihen windet	A-3
Abbildung 6-4: Batteriezellen eines Modules, eingegossen in den unteren Teil der Epoxidharzmatrix	A-3
Abbildung 6-5: FE-Modell eines Teils des Modules mit den Zellen, dem Kühlmantel, sowie dem unteren Teil der Epoxidharzmatrix	A-4

# TABELLENVERZEICHNIS

Tabelle 2-1: Zusammenfassung Finite-Elemente-Modell Epsilon	8
Tabelle 2-2: Prozentuelle Aufteilung der in 2016 in den USA tödlich verunglückten PKW-Insassen, geordnet nach dem <i>point of initial impact</i> [30]	21
Tabelle 2-3: Prozentuelle Aufteilung der points of initial impact	22
Tabelle 3-1: Eigenschaften einer 21700-Zelle [45] [46]	40
Tabelle 3-2: Zusammenfassung FE-Modell Traktionsbatterie	42
Tabelle 3-3: Vergleich der Verformungsenergie in den Komponenten für die beiden Anbindungsmethoden	50
Tabelle 3-4: Statistische Abweichung der Intrusionen an der Front des EES	59
Tabelle 3-5: Statistische Abweichung der Intrusionen an der Heckseite des EES	60
Tabelle 3-6: Statistische Abweichung der Intrusionen an der rechten Seite des EES	61
Tabelle 3-7: Statistische Abweichung der Intrusionen an der linken Seite des EES	62
Tabelle 3-8: Abmaße der eingebauten Querstrebe	63
Tabelle 3-9: Beträge der Verformungsenergie für die Komponenten des EES im Side Pole Crush, ohne Querstrebe	65
Tabelle 3-10: Beträge der Verformungsenergie für die Komponenten des EES im Side Pole Crush mit eingebauter Querstrebe	65
Tabelle 3-11: Abmaße der eingebauten Längsstrebe	67
Tabelle 3-12: Beträge der Verformungsenergie für die Komponenten des EES im Small Overlap Frontal Crush, ohne Längsstrebe	68
Tabelle 3-13: Beträge der Verformungsenergie für die Komponenten des EES im Small Overlap Frontal Crush, mit eingebauter Längsstrebe	69
Tabelle 3-14: Beträge der Verformungsenergie für die Komponenten des EES im Side Pole Crush, mit einer Wandstärke des Wannensbodens von 4 mm	70
Tabelle 3-15: Beträge der Verformungsenergie für die Komponenten des EES im Side Pole Crush, mit einer Wandstärke des Wannensbodens von 6 mm	70
Tabelle 3-16: Beträge der Verformungsenergie für die Komponenten des Ausgangsmodells im Side Pole Crush	75
Tabelle 3-17: Beträge der Verformungsenergie für die Komponenten des EES ohne Gehäusedeckel im Side Pole Crush	75
Tabelle 3-18: Vergleich der Verformungsenergie für die verschiedenen Komponenten des EES. Die Zunahme der Verformungsenergie für den worst case im Vergleich zum best case wird in Prozent angegeben.	78

# FORMELVERZEICHNIS

2-1 .....	10
2-2 .....	10
3-1 .....	40
3-2 .....	40
3-3 .....	40

# 1 EINLEITUNG

## 1.1 Motivation

Weltweit gewinnt die Elektromobilität immer mehr an Popularität und erobert sukzessive einen stetig wachsenden Marktanteil.

Wurden im Jahr 2015 weltweit noch knapp 600.000 Elektrofahrzeuge verkauft, waren es 2017 bereits über eine Million. Gemessen an den allein in 2015 rund 68 Millionen produzierten PKW mit Verbrennungsmotor, befindet sich die Elektromobilität allerdings noch in ihren Anfängen. Bis 2030 wird damit gerechnet, dass der Marktanteil der Elektrofahrzeuge bei bis zu 50 % liegen wird. Wie in Abbildung 1-1 dargestellt, sollen bis 2020 bereits mehr als insgesamt 600 verschiedene Modelle von Elektrofahrzeugen auf dem internationalen Markt verfügbar sein. [1]

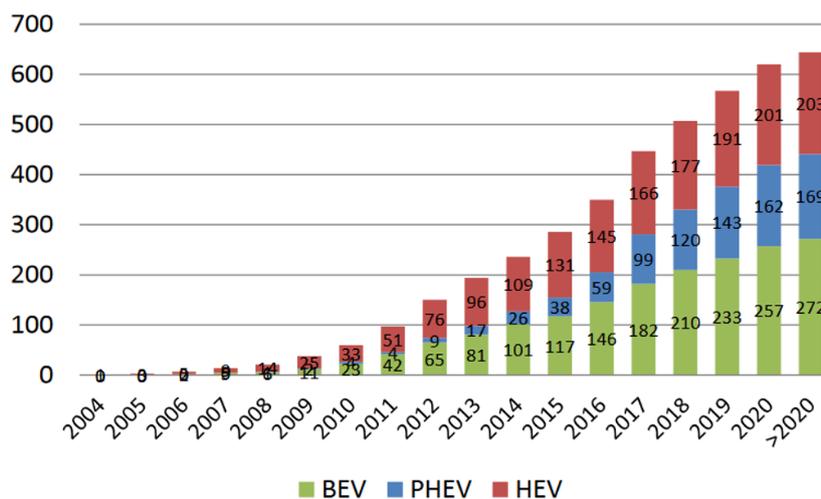


Abbildung 1-1: Kumulierte Anzahl an eingeführten und angekündigten Elektrofahrzeugmodellen [1]

Im Zuge des stetig wachsenden Marktanteils der Elektrofahrzeuge wird eine progressive Kostenreduktion von ungefähr 800 \$ pro kWh in 2010 auf 248 \$ pro kWh in 2030 erwartet (basierend auf der aktuellen Lithium-Ionen Technologie). Auch die Energiedichte dürfte infolge zahlreicher Neuerungen auf Basis der Zellchemie, wie etwa der Einführung von neuartigen Elektrodenmaterialien mit höherer Kapazität auf bis zu 300 Wh pro kg steigen. [2]

Um in diesem Wettbewerb zu bestehen, verfolgen die Automobilhersteller das Ziel, unter optimaler Ausnutzung des Bauraumes einen elektrischen Energiespeicher (EES) zu entwickeln, welcher sich durch ein möglichst geringes Gewicht bei gleichzeitig hoher Crashesicherheit auszeichnet. [3]

Trotz aller Bemühungen um die Sicherheit des EES, berichteten verschiedene Medien in den letzten Monaten und Jahren immer wieder von aufsehenerregenden Zwischenfällen mit Elektrofahrzeugen, bei denen der EES, bzw. die Traktionsbatterie, in Brand geraten ist.

Laut einer Studie von Justen (2017) in [4] wurden bis Januar 2017 insgesamt sieben Fahrzeugbrände mit Elektrofahrzeugen bekannt. Als häufigste Brandursache werden dabei schwere Verkehrsunfälle angeführt - insgesamt drei an der Zahl, allesamt Kollisionen mit Pfahlobjekten. Die übrigen Brandursachen belaufen sich auf das Überfahren von sperrigen Objekten auf der Straße, welche den Unterboden und somit den EES des Fahrzeuges schwer beschädigen, sowie auf innere elektrische Defekte.

In den vergangenen Monaten ereigneten sich drei weitere fatale Crashes mit Elektrofahrzeugen, in welchen der EES, Berichten zufolge, wenige Sekunden nach dem Aufprall in Brand geraten ist. Zwei der Unfälle ereigneten sich auf Autobahnen, wobei in einem Fall im Mai 2018 der Fahrer die Kontrolle über sein Fahrzeug (Tesla Model S) verlor und mit der Mittelleitplanke kollidierte, wodurch sich das Auto überschlug und Feuer fing. In einem anderen Fall im April 2018 kam es zu einer frontalen Kollision eines Tesla Model X mit einem Fahrbahnteiler an einer Autobahnausfahrt. Ein weiterer tödlicher Unfall mit Brandfolge, wiederum mit einem Tesla, ereignete sich im Mai 2018 in Florida. Dabei kam es auf innerstädtischem Gebiet zur frontalen Kollision des PKW mit einer Mauer bei über 130 km/h. [5] [6] [7]

Die Analyse der oben genannten Unfälle zeigt, dass Crashlasten mechanische Intrusionen an den Batteriezellen hervorrufen können, welche Kurzschlüsse im Zellinneren bewirken, sodass innerhalb weniger Sekunden deren Aufheizen um mehrere hundert Grad beobachtet werden kann. Dies ist der Effekt des sogenannten thermischen Durchgehens, auch thermal runaway genannt. Aufgrund der enormen Hitzeentwicklung der betroffenen Zelle kommt es auch in den benachbarten Zellen zur chemischen Zersetzung des Elektrolyten und der inneren Entstehung von Gasen. Dies führt zum Druckanstieg innerhalb der Zelle und schließlich zu deren Bersten, wodurch leicht entzündliche Gase freigesetzt werden. [8]

Bis heute lassen sich thermal runaway - Effekte in batterieelektrischen Energiespeichern infolge mechanischer Intrusionen nicht gänzlich vermeiden. Deshalb ist ein tiefgreifendes Verständnis des strukturmechanischen Verhaltens des EES und der Batteriezellen unter mechanischer Belastung im Crashfall notwendig.

Da für jedes Elektrofahrzeugmodell verschiedene Anforderungen an die Traktionsbatterie bestehen, ist die Produktvielfalt an Traktionsbatterien groß.

In diesem Kontext wurde eine Problemstellung erkannt, die in dieser Arbeit untersucht werden soll, nämlich: Ist es möglich, mechanische Crashlasten auf einen generischen EES abzuleiten, der sich von einem konkreten Produktdesign abhebt, wobei die Krafteinleitung in den EES über eine ebenfalls

generische Anbindung an das Fahrzeug erfolgt? Ist es möglich, durch die somit gewonnene Gestaltungsfreiheit verschiedene Designvarianten auf ihre Folgewirkungen hinsichtlich der mechanischen Bauteilbelastungen im Crashfall zu untersuchen?

In der folgenden Literaturstudie soll untersucht werden, ob es bereits Ansätze gibt, welche sich beim Ableiten von mechanischen Crashlasten generischer Modelle des EES bzw. einer generischen Anbindung des EES an das Fahrzeug bedienen. Weiters soll untersucht werden, ob in der Literatur verschiedene Designvarianten eines EES hinsichtlich der eingeleiteten Crashlasten untersucht werden, bzw. welche Maßnahmen allgemein verfolgt werden, um die mechanischen Crashlasten auf den EES abzuleiten.

## 1.2 Literaturstudie (Stand der Technik)

In der Literatur sind bis dato mehrere wissenschaftliche Arbeiten publiziert worden, welche die mechanischen Crashlasten auf einen produktnahen EES und die darin befindlichen Bauteile für ausgewählte Lastfälle ableiten.

Diesen Ansatz verfolgen etwa Setiawan und Salim (2017) in [9], Wisch et al. (2014) in [10] oder Spirk und Kepka (2016) in [11]. Allen drei Publikationen liegt ein produktnahes Design des EES zugrunde, auf dessen Basis die Crashlasten aus bestimmten Lastfällen über definierte Anbindungen des EES an das Fahrzeug abgeleitet werden. In Setiawan und Salim (2017) wird der Side Pole Lastfall auf ein neu konzipiertes BEV mit Unterbodenbatterie angewandt. Die im Rahmen einer expliziten Crashsimulation auf den EES abgeleiteten Crashlasten werden in Bezug auf die an den zylindrischen Batteriezellen auftretenden Intrusionen untersucht, wobei als Fehlerkriterium ein Grenzwert für die Intrusion an den Batteriezellen angenommen wird, oberhalb dessen mit einem thermal runaway zu rechnen ist. Den kritischen Intrusionswert für die zylindrische Batteriezelle liefern dabei Greve und Fehrenbach (2012) in [12]. Gleichzeitig wird von Setiawan und Salim (2017) eine Variantenstudie des Designs des Seitenschwellers durchgeführt, wobei die sich infolge der verschiedenen Designs des Schwellers ergebenden Crashlasten am EES einander vergleichend gegenübergestellt werden.

Eine grundlegende Voraussetzung für das Erhalten plausibler Ergebnisse aus dem Ableiten von mechanischen Crashlasten auf die Komponenten des EES ist das korrekte Modellieren und Bedaten dieser Komponenten mit validierten Materialparametern aus der einschlägigen Fachliteratur. In besonderer Weise gilt dies für die Batteriezellen. Im Rahmen der Crashsimulation werden die Batteriezellen nach Thaler und Watzenig (2014) [3] mit vereinfachten Ersatzmodellen für den zylindrischen Zellwickel modelliert, welche sich für makroskopische Schadensmodelle eignen und dadurch im Vergleich zu mikroskopischen Modellen, die eine gesonderte Modellierung des Elektroden- und Separatormaterials vorsehen, enorm an Rechenzeit einsparen.

Das mechanische Benchmarking von verschiedenen Typen von Batteriezellen und deren anschließende Modellierung in FEM wird beispielsweise von Wierzbicki und Sahraei (2013) in [13] oder Sahraei, Campbell und Wierzbicki (2012) in [14] durchgeführt. In diesen Publikationen wird versucht, valide Materialparameter für die Modellierung von Batteriezellen über mechanische Versuche, wie z.B. radiale Kompressionsversuche oder Dreipunktbiegeversuche zu ermitteln. Somit gibt es mehrere Literaturquellen, die Richtlinien für das Modellieren und Bedaten der Batteriezellen anbieten.

Auch Wisch et al. (2014) in [10] bedienen sich eines detaillierten FE-Modells einer Traktionsbatterie mit definierten Anbindungen zum Fahrzeug und bringen dabei eine Vielzahl an Lastfällen auf den EES auf, mit dem Ziel der Bestimmung des kritischsten Lastfalles in Bezug auf die am EES auftretenden Beschleunigungen. Insbesondere der Front Pole Crash wird in dieser Publikation als kritisch für den EES hervorgehoben, da in diesem Lastfall die insgesamt höchsten Beschleunigungsspitzen und plastischen Deformationen am EES ermittelt wurden. Auch in der vorliegenden Arbeit soll eine Vielzahl an verschiedenen Crashlasten auf den generischen EES abgeleitet werden. Die in Wisch et al. (2014) ermittelten, für BEVs kritischen Lastfälle sollen Einzug in die vorliegende Arbeit halten.

In Spirk und Kepka (2016) in [11] findet das Ableiten der mechanischen Crashlasten auf den EES eines elektrifizierten Busses statt. Hier liegt das Augenmerk nicht nur auf den Belastungen, welche im Crashfall den EES erreichen, sondern auch auf den Anbindungsstellen, die in Hinblick auf die im Crashfall auftretenden Kräfte ausreichend dimensioniert sein müssen. Darüber hinaus beleuchten Spirk und Kepka (2016) auch den Effekt der Dehnratensensitivität verschiedener im EES und dessen Umfeld zum Einsatz kommender Materialien bei hohen Verformungsgeschwindigkeiten.

Des Weiteren werden in der wissenschaftlichen Literatur die zahlreichen für Elektrofahrzeuge mit Hochvolt-Batteriesystem bestehenden Sicherheitsstandards diskutiert und in virtuellen wie physischen Versuchen angewandt und diskutiert. So wird beispielsweise in Ruiz et al. (2017) in [8] ein umfassender Überblick über die aktuellen Standards und Regulierungen gegeben, welche von der Zellebene bis zur Gesamtfahrzeugebene reichen.

Weitere Publikationen befassen sich mit der Hypothese, mithilfe von Unfallstatistiken gültige Deformationswerte für den EES ableiten zu können. So stellt beispielsweise Erbsmehl (2013) in [15] einen Ansatz vor, welcher eine Aufteilung der Grundform eines PKWs in ein Netz aus gleich großen zweidimensionalen Zellen vorsieht. Aus der statistischen Auswertung von über 9.000 Unfällen bezüglich der Auftrittswahrscheinlichkeit einer Deformation in den Zellen stellt Erbsmehl eine Aussage über die im Crashfall darin zu erwartenden Energielevels her.

Hao et al. (2017) in [16] stellen ein neuartiges Designkonzept für Batteriemodule vor, welche sich an der Energieaufnahme im Crashfall beteiligen können. Durch spezifische Ausgestaltung der Module mit verschiedenartig orientierten Blechstücken, soll die Crashesicherheit des PKW erhöht werden, indem die Batteriemodule im Crash selbst an der Energieaufnahme beteiligt sind. Die verschiedenen

Designvarianten der Batteriemodule mit den unterschiedlich angeordneten Blechstücken werden anschließend in der Crashsimulation einem frontalen Lastfall unterzogen und die in Modul und Fahrzeug eingeleiteten Crashlasten werden ausgewertet. Dieses Vorgehen der Untersuchung verschiedener Designvarianten des EES in Bezug auf die im Crashfall eingeleiteten mechanischen Belastungen soll auch in der vorliegenden Arbeit zur Anwendung kommen.

### 1.2.1 Conclusio aus der Literaturstudie

Aus der Literaturrecherche geht hervor, dass bis dato meist Fragestellungen bearbeitet wurden, die sich sehr nahe an einem konkreten Produktdesign eines EES orientieren. Die für diese Fragestellungen ermittelten mechanischen Crashlasten sind nur für das vorliegende konkrete Design gültig und können kaum verallgemeinert werden. So sind in diesen Publikationen beispielsweise die Anbindungsstellen bereits definiert, über welche die Crashlasten weiter auf den EES abgeleitet werden. Die so erhaltenen Ergebnisse stellen dadurch immer nur ein Artefakt des vorliegenden Designs des EES bzw. der umliegenden Strukturen dar. In der Literatur wird keine Methodik berücksichtigt, die Ergebnisse für die in den EES eingeleiteten Crashlasten liefert, die vom Design des EES und der Anbindungskonfiguration weitgehend unabhängig sind.

Der aktuelle Stand der Technik im Ableiten von mechanischen Crashlasten auf den EES eines Elektrofahrzeuges liefert demnach Antworten auf die folgenden Problemstellungen:

- Ableiten von mechanischen Crashlasten auf ein detailliertes Modell eines EES im Rahmen einer Produktentwicklung,
- Aufbringen einer Vielzahl an Crashlasten auf ein Modell eines Elektrofahrzeuges samt eingebautem EES mit dem Ziel der Bestimmung des kritischsten Lastfalles in Bezug auf die mechanischen Bauteilbelastungen des EES,
- Untersuchung verschiedener Designvarianten von Batteriemodulen hinsichtlich der von ihnen im Crashfall aufgenommenen Verformungsenergie,
- Untersuchung verschiedener Designvarianten einer strukturmechanisch relevanten Fahrzeugkomponente hinsichtlich der damit verbundenen Auswirkungen auf die Intrusionen am EES im Crashfall.

Jedoch umfasst der aktuelle Stand der Technik keine der folgenden Problemstellungen:

- Ableiten von mechanischen Crashlasten auf ein generisches Modell eines EES,
- Durchführung einer Design-Variantenstudie für den generischen EES durch Ableiten verschiedener mechanischer Crashlasten auf den modifizierten EES,
- Erstellung eines generischen Anbindungskonzeptes des EES, welches als Verbindungsglied zwischen EES und Fahrzeug fungiert und gleichzeitig die Kraftübertragung im Crashfall gewährleistet,

- Erstellung eines Bewertungsschemas für die Anbindungsstellen.

Diese in der Literatur nicht berücksichtigten Problemstellungen sollen in der vorliegenden Arbeit abgehandelt werden.

### 1.3 Ziel und Aufgabenstellung

In der vorliegenden Arbeit soll für ein bestehendes Elektrofahrzeug ein generisches Modell eines EES entwickelt werden, welches aufgrund seines Aufbaues aus uniformen finiten Elementen beliebig modifiziert werden kann. In einer Variantenstudie sollen mehrere Designvarianten des EES unter Anwendung einer zu definierenden Lastfallmatrix in Bezug auf die in den Komponenten des EES auftretenden Crashlasten untersucht werden.

Um die Loslösung von einem konkreten Produktdesign zu erreichen, ist neben dem generischen Modell des EES auch ein neuartiges generisches Anbindungskonzept zu entwickeln, welches als Verbindungsglied zwischen dem EES und dem Fahrzeug fungiert. Die mechanischen Crashlasten werden dabei über die generische Anbindung abgeleitet und die Intrusionen am EES für die verschiedenen Lastfälle ermittelt. Anhand dieser Daten soll in weiterer Folge ein Bewertungsschema zur Auswahl der optimalen Anbindungsstellen zwischen Fahrzeugrahmen und EES erstellt werden. Darüber hinaus soll gezeigt werden, dass mithilfe des generischen Anbindungskonzeptes und der damit ermittelten Intrusionsverläufe beispielsweise die ideale Positionierung einer Versteifungsstrebe im EES gefunden werden kann.

Abschließend gilt es das zuvor erstellte Bewertungsschema (Ranking) der Anbindungsstellen zu plausibilisieren. Hierfür soll neben dem vereinfachten generischen FE-Modell des EES auch ein detailliertes FE-Modell des EES erstellt werden. Das detaillierte Modell soll nun eine möglichst produktnahe Ausgestaltung aufweisen. Mithilfe des detaillierten Modells soll gezeigt werden, dass die Anwendung der optimalen Anbindungskonfiguration zwischen EES und Fahrzeug im Crashfall die geringste Verformungsenergie in den Batteriezellen des EES zur Folge hat.

Zusammenfassend sollen auf Basis der in dieser Arbeit entwickelten Methodik folgende Anwendungsfälle realisiert werden:

- Erstellung eines Bewertungsschemas für die Anbindungsstellen und
- Untersuchung und Bewertung verschiedener Designkonfigurationen des generischen EES in einer Variantenstudie.

## 2 METHODE

### 2.1 Das Epsilon-Fahrzeug

Den Ausgangspunkt für diese Masterarbeit stellt ein kleines Elektrofahrzeug dar, welches im Rahmen eines EU-Projektes (epsilon) unter Koordination der *fka GmbH* entstanden ist. Es handelt sich bei diesem Fahrzeug um einen Prototypen, mit welchem die Marktlücke zwischen den Leichtelektromobilen der Klasse L7e (z.B. Renault Twizy) und konventionellen PKW der Klasse M1 geschlossen werden soll. [17]

An dem im Februar 2017 abgeschlossenen Projekt waren u.a. das *Institut für Fahrzeugtechnik der RWTH Aachen*, das *Kompetenzzentrum – Das virtuelle Fahrzeug* in Graz sowie das *Institut für Fahrzeugsicherheit der Technischen Universität Graz* beteiligt. Das aus dem Projekt hervorgegangene Fahrzeug trägt den Namen EPSILON, wobei die Buchstaben im Namen Merkmale und Ziele dieses Projektes umschreiben: small Electric Passenger vehicle with maximized Safety and Integrating a Lightweight Oriented Novel body architecture. Ziel der Entwicklung war es demnach, ein leichteres, kompakteres und energieeffizienteres Fahrzeug herzustellen, als in dieser Klasse bisher auf dem Markt verfügbar, bei gleichzeitigem Erreichen von 4 Sternen im Euro NCAP-Rating. [18]

In der folgenden Abbildung 2-1 sind die wichtigsten Daten und Fakten für das Epsilon-Fahrzeug zusammengefasst.

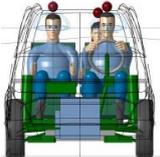
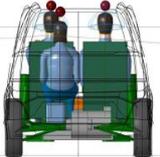
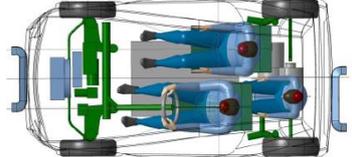
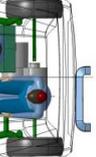
References	Renault Twizy	Tazzari Zero	Smart Fortwo E	Vehicle Type	Exterior Dimensions
	L: 2335 mm W: 1228 mm H: 1454 mm	L: 2880 mm W: 1560 mm H: 1425 mm	L: 2695 mm W: 1559 mm H: 1565 mm	Segment M0, Sub-A	Length 3100 mm
				Seats 2 (M95 <sup>th</sup> ) +1 (F5 <sup>th</sup> )	Width 1500 mm
				Units per year 50,000	Height 1460 mm
				SOP 2020	Wheelbase 2040 mm
				Technical Specs and Targets	Front track 1295 mm
				Curb weight 600 kg	Rear track 1257 mm
				Gross vehicle weight 850 kg	Interior Dimensions
				Battery 15.6 kWh (Kreisel)	Headroom driver 980 mm
				Cd x A 0.25 x 1.8 m <sup>2</sup>	Headroom co-driver 980 mm
				Range (urban) > 150 km	Headroom 2nd row 850 mm
				Max. velocity 120 km/h	Shoulder room front 1190 mm
				Acceleration (1-100 km/h) < 10 s	Shoulder room rear 1080 mm
				Electric motor 80 kW (Bosch)	Trunk volume 100 – 260 l
				Gearbox ratio 1:9.59 (GKN)	Functional Objectives
				Front axle McPherson	Car sharing capability
				Rear axle rigid axle	Mainly for urban commuting
				Front tires 145/65 R15	Modularity for families
				Rear tires 175/55 R15	Easy to use
				Turning circle < 9 m	Agile in urban environment
				NCAP rating 4 stars	

Abbildung 2-1: Datasheet Epsilon [49]

Eine Besonderheit bei diesem Fahrzeug stellt die Verwendung eines innovativen Space Frames aus Aluminium und kohlenstofffaserverstärktem Kunststoff dar, welcher dazu beiträgt, das Leergewicht auf 600 kg zu reduzieren und gleichzeitig die Steifigkeit der Karosserie zu erhöhen. Durch die gezielte

Platzierung der Traktionsbatterie am Fahrzeugunterboden und der damit verbundenen Absenkung des Schwerpunktes des Gesamtfahrzeuges, wird ein agiles Fahrverhalten erreicht. [17]

Das Finite-Elemente-Modell des Epsilon-Fahrzeuges wird für diese Masterarbeit ohne Traktionsbatterie zur Verfügung gestellt. Das Design bzw. FE-Modell der Traktionsbatterie muss somit in einem nächsten Punkt erstellt werden. Die Komponenten des Finite-Elemente-Modells des Epsilon-Fahrzeuges werden in der folgenden Tabelle 2-1 zusammengefasst:

Tabelle 2-1: Zusammenfassung Finite-Elemente-Modell Epsilon

<b>Number of Parts</b>	382
<b>Number of Nodes</b>	2.409.186
<b>Number of Shell Elements</b>	1.994.715
<b>Number of Brick Elements</b>	198.204
<b>Number of Beam Elements</b>	331

## 2.2 Erstellung des CAD-Modells der Traktionsbatterie

Im Zuge dieser Masterarbeit soll für das zur Verfügung gestellte FE-Modell des Epsilon-Fahrzeuges ein Design eines elektrischen Energiespeichers (EES) entwickelt werden, welches die Vorgaben bezüglich des Bauraumes und der Energiekapazität erfüllt. Im vorliegenden Fall ist der im Unterboden des Fahrzeuges verfügbare Bauraum mit einer Dimension (Länge x Breite x Tiefe) von 1056 mm x 796 mm x 121 mm vorgegeben. Gleichzeitig soll eine Gesamtenergiekapazität von 15,9 kWh für den EES erreicht werden.

Die Erstellung des CAD-Modells des EES erfolgt unter Anwendung der CAD-Software *PTC Creo Elements/Pro 5*. Sämtliche Komponenten des EES werden als Volumenkörper extrudiert. Der Detaillierungsgrad des zu erstellenden Designs beläuft sich dabei auf die wesentlichen mechanischen Baugruppen, welche beim Ableiten von mechanischen Crashlasten von Interesse sind, wie etwa die Batteriezellen. Elektronische Baugruppen wie Verkabelungen, oder das sog. Battery Management System werden ausgespart, da diese einen zu vernachlässigenden Einfluss auf die Gesamtsteifigkeit des EES haben. Das Wissen um die im Crashfall in die Batteriezellen eingeleitete Verformungsenergie ist aufgrund der Gefahr eines thermal runaway - Events von besonderer Bedeutung. Somit liegt der Ausgangspunkt für die Konzipierung der Traktionsbatterie in der Auswahl eines geeigneten Zelltyps und der damit verbundenen elektrischen Konfiguration des Gesamtsystems unter Einhaltung der in dem beschränkten Bauraum zu erreichenden Gesamtenergiekapazität von 15,9 kWh.

Der gewählte Zelltyp sowie das erstellte CAD-Design des EES ist aus den Ergebnissen in Kapitel 3.1 zu entnehmen.

## 2.3 Erstellung des Finite-Elemente-Modells der Traktionsbatterie

Der nächste Schritt besteht darin, die erstellte CAD-Konstruktion der Traktionsbatterie mit ihren sämtlichen Komponenten in ein Finite-Elemente-Modell zu überführen. Dazu wird zunächst das CAD-Modell der Traktionsbatterie im *STEP*-Dateiformat (.stp) in den Finite-Elemente Preprocessor *Altair HyperMesh* in der Version 2017.1 importiert.

Mithilfe des FE- Preprocessors werden die in CAD konstruierten Geometrien in ein Netz bestehend aus Knoten (Nodes) und Elementen von gewählter Größe umgewandelt. Diese Elemente sind entweder zweidimensionale Schalelemente (sog. shell elements) oder dreidimensionale Volumenelemente (sog. solid elements). Die Konnektoren werden als eindimensionale Stab- und Verbindungselemente modelliert. [19]

In der folgenden Abbildung 2-2 sind die einzelnen Schritte bei der Anwendung der Finite-Elemente-Methode (FEM) dargestellt. Anhand dieses Strukturbildes soll der Ablauf der Finite-Elemente-Methode überblicksmäßig demonstriert werden:

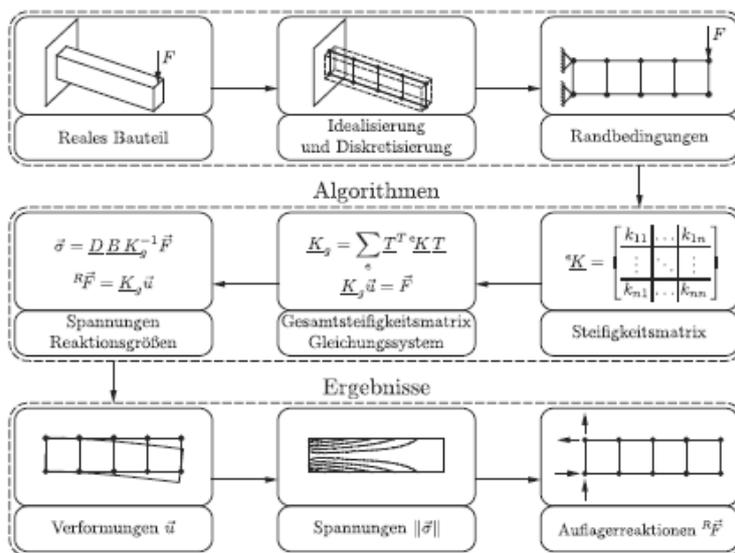


Abbildung 2-2: Anwendung der Finite-Elemente-Methode [20]

Im vorliegenden Beispiel der Anwendung der FE-Methode in Abbildung 2-2 wird die Geometrie eines Kragbalkens exemplarisch idealisiert. Dazu wird die Geometrie auf ein einfaches zweidimensionales Modell von Viereckselementen in der Mittelebene reduziert. Den Elementen dieses Netzes wird die Dicke des Kragbalkens zugeordnet, wodurch die dritte Dimension berücksichtigt ist. Als Randbedingungen gelten in diesem demonstrativen Fall ein Lastvektor sowie die Lagerungsbedingungen. Damit ist das sog. Preprocessing abgeschlossen. Im nächsten Schritt gilt es, die Steifigkeitsmatrix der einzelnen Elemente aufzustellen, welche schließlich zu einer Gesamteifigkeitsmatrix zusammengeführt werden können. Diese Gesamteifigkeitsmatrix wird als

Koeffizientenmatrix in ein Gleichungssystem eingesetzt und unter Berücksichtigung der Randbedingungen wird besagtes Gleichungssystem nach den Unbekannten aufgelöst. Somit erhält man die in diesem Fall gesuchten Verformungen, woraus sich schließlich Spannungen und Auflagerreaktionen errechnen lassen. [20]

Im vorliegenden Fall ist diese Berechnung noch händisch möglich. Allerdings wird die Notwendigkeit der Rechnerunterstützung für komplexere Fälle deutlich. Der in dieser Arbeit zum Einsatz kommende explizite Finite-Elemente-Solver ist *LS-DYNA* in der Version *R 9.0.1* (SMP-Datenbanksystem) von der Livermore Software Technology Corporation. Die explizite Berechnung der Crashlastfälle für das Gesamtfahrzeugmodell erfolgte dabei auf einem Server-Cluster der TU Graz, wobei für die Berechnung i.d.R. 60 CPUs verwendet wurden.

Bei der Erzeugung eines Finite-Elemente-Modells der gesamten Traktionsbatterie wird Wert daraufgelegt, eine Vernetzung mit Tetraeder-Elementen zu vermeiden. Auch wenn eine automatisierte Vernetzung des Modells auf Basis von Tetraeder-Elementen vergleichsweise einfach möglich ist, hat die Verwendung von Tetraedern einige bedeutende Nachteile.

Einer der größten Nachteile der Tetraeder-Elemente liegt in der stets höheren Rechenzeit im Vergleich zu Hexaeder-Elementen, denn für eine gegebene Anzahl an Netzknoten ist die Anzahl an Tetraeder-Elementen größer als die Anzahl an Hexaeder-Elementen. [21]

Grundsätzlich hängt die Rechendauer in expliziten Finite-Elemente-Solvern von der Anzahl an Elementen, der charakteristischen Elementlänge, sowie von charakteristischen mechanischen Materialeigenschaften ab. [22]

Daher werden oftmals nur strukturell wichtige und unentbehrliche Komponenten in das FE-Modell aufgenommen, um einen guten Kompromiss zwischen Rechenzeit und Detaillierungsgrad zu erreichen. Die charakteristische Länge der Elemente beträgt im Bereich der expliziten FE-Simulation im Automotive-Bereich aktuell 4 bis 5 mm. [19]

In diesem Kontext gilt es den Begriff des Zeitschrittes im Zusammenhang mit der FE-Simulation einzuführen. Generell ist für möglichst kurze Gesamtrechenzeiten ein möglichst großer Zeitschritt erstrebenswert.

Der Zeitschritt  $\Delta t$  ist nach Rajalakshmi und Shafiq (2017) in [23] folgendermaßen definiert:

$$\Delta t \leq f \cdot \left[ \frac{h}{c} \right]_{min} \quad 2-1$$

$$\text{mit } c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad 2-2$$

wobei,

## Methode

$f$ ..... Skalierfaktor für Stabilität (meist 0,9)

$h$ ..... kleinste Elementlänge im Modell

$c$ ..... Geschwindigkeit der Schwingungsausbreitung

$E$  .... E-Modul

$\rho$ ..... Dichte

Somit können drei Parameter verändert werden, um einen größeren Zeitschritt zu erhalten. Es kann die kleinste Elementlänge vergrößert, der E-Modul verringert bzw. die Dichte erhöht werden. Eine Methode zur indirekten Beeinflussung des Zeitschrittes wäre das sog. mass scaling, also das Hinzufügen von nicht physischer Masse zum Modell. [23]

Durch das mass scaling erhöht sich auf künstliche Weise die Dichte  $\rho$ , wodurch sich die Geschwindigkeit der Wellenausbreitung  $c$  verringert und der Zeitschritt  $\Delta t$  vergrößert wird.

Die Erzeugung des Finite-Elemente-Netzes für die Traktionsbatterie erfolgt unter Anwendung der FE-Preprocessor-Software *Altair HyperMesh*. Aus den oben genannten Gründen wird großer Wert auf eine passende Netzgenerierung gelegt. Das gesamte Modell wird ausschließlich mit Solid-Elementen des Hexaeder-Typs vernetzt. Einfachere Strukturen lassen sich dabei in *HyperMesh* direkt über den Befehl *3D* → *Solid Map* vernetzen, kompliziertere Strukturen müssen i.d.R. durch das Erstellen eines 2D-Netzes an der Oberfläche der Komponente und anschließendem *Line Drag* in ein dreidimensionales Netz umgewandelt werden. Die Anzahl an Finiten Elementen für die Traktionsbatterie soll dabei in einem sinnvollen Verhältnis zu den insgesamt 2,3 Millionen Elementen des Epsilon-Fahrzeugmodells stehen.

Die Modellierung der Schraubverbindungen erfolgt vereinfacht unter Anwendung von starren eindimensionalen Rigid-Verbindungen. Dabei wird in den Bohrungen der zu fügenden Teile (z.B. Bohrungen in Wanne und Deckel) jeweils eine sog. Rigid-Spinne erzeugt, welche alle Nodes innerhalb der Bohrung über Rigid-Verbindungen starr zu einem zentralen Node zusammenfasst. Diese sich in den beiden Bohrungen gegenüberliegenden Rigid-Spinnen werden unter Anwendung einer weiteren Rigid-Verbindung starr aneinandergebunden. Die Überprüfung der korrekten Ausführung der so erzeugten Verbindungen zwischen den Bauteilen erfolgt über die Durchführung von Modalanalysen, wobei das FE-Modell des EES an einer beliebigen Stelle fest eingespannt wird. Stellt sich bei der Modalanalyse eine Eigenfrequenz von 0 Hz ein, so ist offensichtlich, dass, unter der Annahme korrekt zugewiesener Materialeigenschaften zu allen Bauteilen, zumindest ein Bauteil nicht fest mit der restlichen Konstruktion verbunden ist. Diese Modalanalyse kann unter Anwendung des Strukturanalyse-Solvers *Altair OptiStruct* durchgeführt werden.

Der Entwicklungsprozess für ein valides FE-Modell einer Traktionsbatterie sollte mit dem mechanischen Benchmarking der Einzelkomponenten - insbesondere der Batteriezellen - beginnen. Dies ermöglicht den Aufbau eines validen Modells der Zelle mit ihren charakteristischen Deformations- und Schädigungsverhalten. So weist beispielsweise die zylindrische Zelle generell ein stark anisotropes Deformationsverhalten auf. [3]

Im Falle der zylindrischen Batteriezellen existieren insbesondere zum Typ 18650 zahlreiche Literaturquellen, die sich mit dem mechanischen Benchmarking der einzelnen Komponenten, nämlich Gehäuse und Zellwickel (chemisch aktives Material im Inneren) befassen. Von der zylindrischen 18650-Zelle sind nicht nur Kompressionstests und Biegeversuche der beiden Einzelkomponenten vorhanden, sondern auch mechanische Tests der gesamten Zelle, wie etwa in Abbildung 2-3 dargestellt.

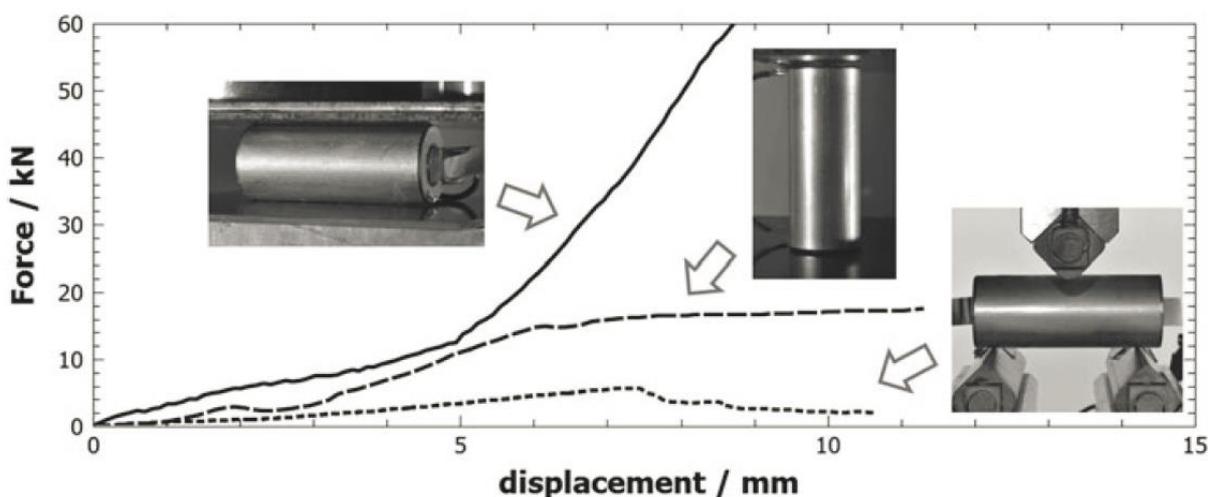


Abbildung 2-3: Kraftverläufe aus den Kompressionstests einer zylindrischen Zelle sowie dem Dreipunktbiegeversuch [3]

Da in der Literatur allerdings zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Masterarbeit keinerlei mechanische Versuche von zylindrischen Zellen des Typs 21700 vorhanden sind, ist es notwendig, die mechanischen Eigenschaften der beiden Einzelkomponenten Zellgehäuse und Zellwickel getrennt nachzubilden und diese anschließend auf ein Gesamtmodell der Batteriezelle zu vereinen. Durch die Übertragung der mechanischen Eigenschaften des getrennten Modells auf das vereinheitlichte Gesamtmodell (Gehäuse und Zellwickel gemeinsam als eine Komponente modelliert) kann enorm an Rechenzeit eingespart werden. Der Grund hierfür ist, dass die sehr geringe Wandstärke des Gehäuses von weniger als 0,3 mm in der Modellierung zu einem sehr kleinen Zeitschritt und damit zu großen Rechendauern führt.

Das Zellgehäuse stellt in seiner Funktion die äußere Schutzhülle für die Batteriezelle dar, bzw. trägt bedeutend zur Steifigkeit und Bruchfestigkeit der zylindrischen Batteriezelle bei. In mehreren Tests wurde gezeigt, dass insbesondere beim Dreipunktbiegeversuch das Gehäuse den anteilmäßig größten mechanischen Widerstand gegen Verformung leistet. [24]

Folgende Materialparameter werden für das Gehäuse aus Greve und Fehrenbach (2012) entnommen:

Der E-Modul des Stahlgehäuses der Batteriezellen wird mit einem E-Modul  $E_{Casing} = 207 \text{ GPa}$  und einer Poissonzahl  $\nu = 0,3$  angenommen. [12]

Die experimentell aus Materialversuchen ermittelte Spannungs-Dehnungs-Kennlinie des Stahls wird in der folgenden Abbildung 2-4 dargestellt. Die Werte für E-Modul, Poissonzahl und Spannungs-Dehnungs-Kurve werden anschließend manuell in das *LS-DYNA*-Materialmodell 024 MAT\_Piecewise\_Linear\_Plasticity übertragen.

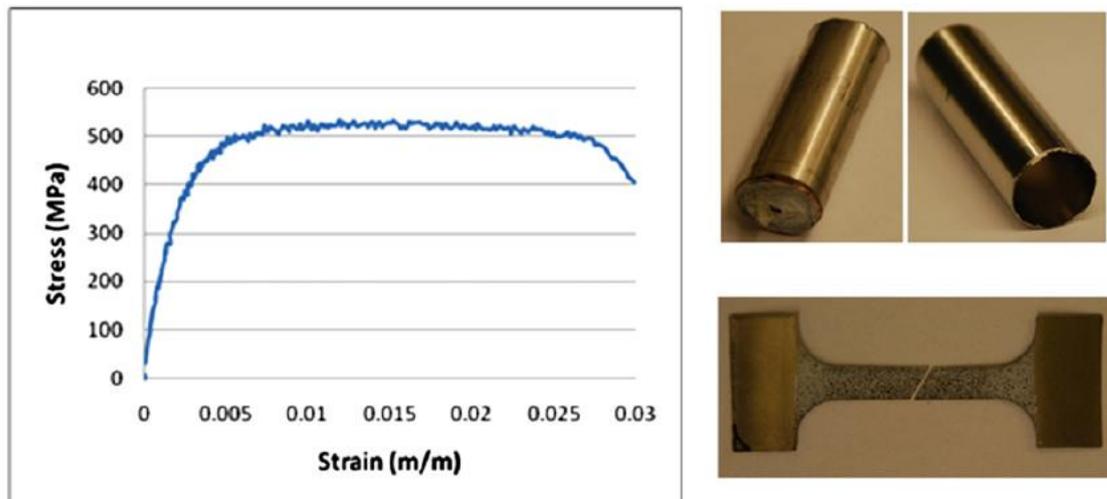


Abbildung 2-4: Rechts oben: 18650-Gehäuse; Rechts unten: Prüfobjekt aus dem Zugversuch; Links: Spannungs-Dehnungs-Kennlinie [14]

Das chemisch aktive Material in der Batteriezelle, der Zellwickel, trägt ebenfalls zur Gesamtsteifigkeit der zylindrischen Zelle bei. Abhängig von der Belastungsrichtung kann der Zellwickel einen wesentlichen Teil der Kraft aufnehmen und zeigt dabei ein stark anisotropes Verhalten. Im Gegensatz zu den übrigen, in der Traktionsbatterie vorkommenden Materialien, handelt es sich beim Zellwickel um ein vergleichsweise neues Material in der Crashforschung. Die Besonderheit an diesem Material ist, dass in Abhängigkeit von der Belastungsrichtung entweder das poröse aktive Material (z.B. der Separator), oder die Elektroden (z.B. Kupferfolie) wesentlich zur Steifigkeit beiträgt. In der FE-Modellierung ergeben sich aufgrund des Aufbaues des Zellwickels zwei Ansätze. Ein Ansatz wäre das Modellieren sämtlicher einzelner Wicklungen der Elektroden- und Separatorfolien mit den dazugehörigen mechanischen Eigenschaften. [3]

Dieser Ansatz scheidet für diese Masterarbeit aufgrund des enormen Aufwands in der Modellierung und Berechnung aus. Daher wurde ein anderer, makroskopischer Ansatz gewählt, welcher die Erstellung eines Ersatzmodelles für den Zellwickel vorsieht, wobei der gesamte Zellwickel als ein Zylinder-Körper modelliert wird, welcher mit Hexaeder-Elementen vernetzt wird. Im vorliegenden Fall wird eine maximale Kantenlänge von 2 mm gewählt. Dieses erstellte vereinfachte Modell des

Zellwickels wird wieder mit aus der Literatur stammenden Materialparametern bedatet, welche aus Materialversuchen stammen.

In mechanischen Versuchen zeigt der Zellwickel im uniaxialen Kompressionsversuch ein nichtlineares Verhalten, da auch die einzelnen Schichten – d.h. Anode, Kathode, Separator – ein nichtlineares Verhalten aufweisen. Im darunterliegend abgebildeten Kompressionstest werden die abgewickelten Schichten zwischen zwei flachen und starren Platten komprimiert. Dabei wird angenommen, dass nur die rechteckige Fläche unter den Platten die Kompressionslast aufnimmt, wodurch die Spannungs-Dehnungs-Kurve einfach gefunden werden kann. [25]



Abbildung 2-5: Uniaxialer Kompressionstest eines ausgerollten Zellwickels [25]

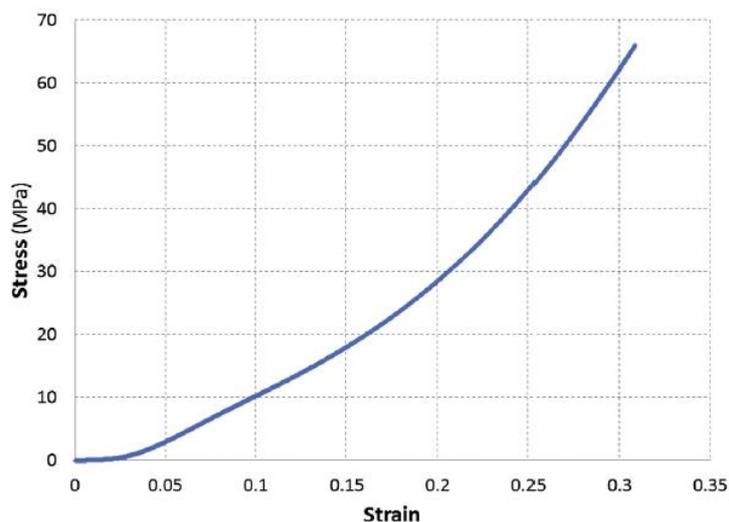


Abbildung 2-6: Spannungs-Dehnungs-Kurve aus dem obigen Kompressionstest [25]

Die in obiger Abbildung 2-6 dargestellte Spannungs-Dehnungs-Kurve wird manuell in *LS-DYNA* übertragen, wobei das gewählte Materialmodell das Modell 064 MAT\_Crushable\_Foam ist.

In einem nächsten Schritt werden in *LS-DYNA* die Modelle von Gehäuse und Zellwickel zusammengeführt und einem Dreipunktbiegeversuch, sowie einem radialen Kompressionsversuch unterzogen.

Parallel dazu wird das Ersatzmodell der Batteriezelle erstellt, in welchem die Batteriezelle als ein einheitliches Bauteil aufgebaut wird. Die Materialparameter für das Ersatzmodell der zylindrischen Batteriezelle werden iterativ möglichst nahe an die Kraft-Weg-Kennlinien aus dem aus Zellwickel und Gehäuse zusammengesetzten Modell angenähert. Das Ersatzmodell wird dabei iterativ mit dem Materialmodell 024 MAT\_Piecewise\_Linear\_Plasticity bedatet.

Das somit aus nur einem Bauteil bestehende Ersatzmodell der Batteriezelle des zylindrischen Typs 21700 findet schließlich den Einzug in das detaillierte Modell des EES.

Die Materialdaten der übrigen Werkstoffe der Traktionsbatterie werden aus der Literatur entnommen und in *LS-DYNA* mit dem Materialmodell 024 MAT\_Linear\_Plasticity bedatet. In den folgenden Abbildungen sind die Spannungs-Dehnungs-Kurven der gewählten Materialien dargestellt.

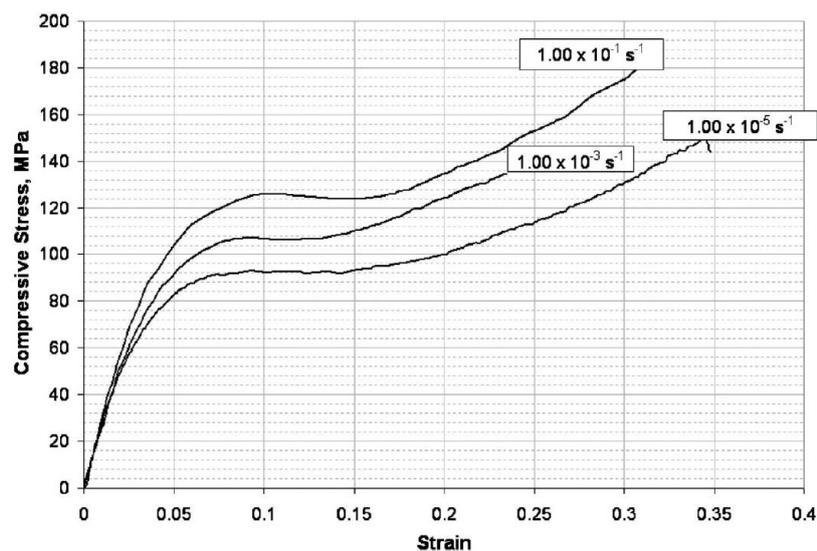


Abbildung 2-7: Spannungs-Dehnungs-Kennlinien für Epoxidharz des Typs E-862 in ausgehärteter Form für verschiedene Kompressionsraten [50]

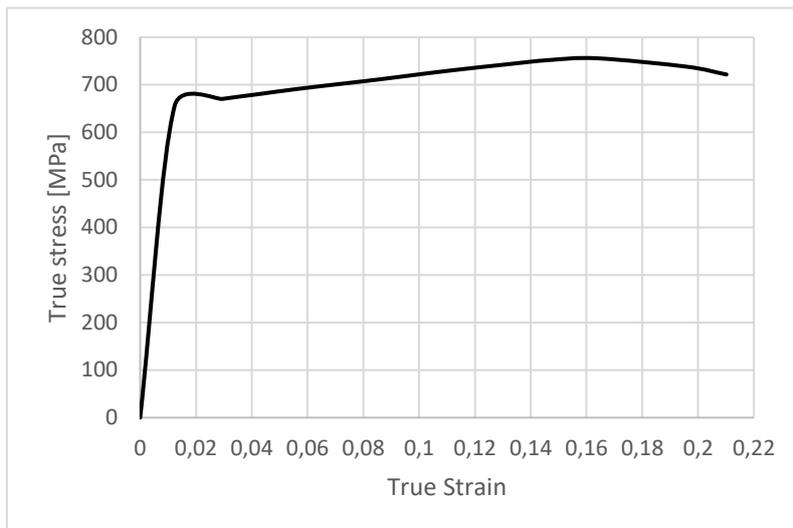


Abbildung 2-8: Spannungs-Dehnungs-Kennlinie des Stahls 1020 [53]

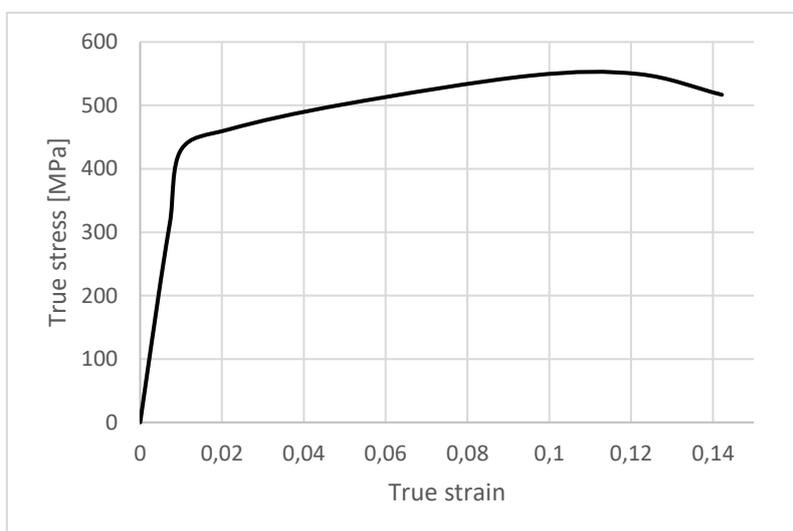


Abbildung 2-9: Spannungs-Dehnungs-Kennlinie der Aluminiumlegierung 2024-T4 [52]

Durch das Bedaten der Komponenten mit den obigen Materialparametern in *LS-DYNA* wird die Erstellung des FE-Modells des detaillierten Designs der Traktionsbatterie abgeschlossen und steht somit für den Einbau in das Epsilon-Fahrzeugmodell zur Verfügung, siehe Abbildung 3-3.

Das erstellte detaillierte FE-Modell der Traktionsbatterie dient in weiterer Folge als Vorlage für die Erzeugung des generischen FE-Modells, für welches sowohl das Grunddesign als auch die Materialparameter übernommen werden. In späterer Folge wird das FE-Modell des detaillierten Designs des EES im Zuge mehrerer Plausibilisierungsrechnungen wiederverwendet werden.

## 2.4 Erstellung des generischen FE-Ersatzmodells der Traktionsbatterie

Der Nachteil der Modellierung der Traktionsbatterie in dieser oben geschilderten Vorgehensweise liegt darin, dass das festgelegte detaillierte Design keine oder nur kaum Änderungsmöglichkeiten bietet. Es ist somit nur unter großem Aufwand möglich, Veränderungen am Design vorzunehmen. Nach obigem Vorgehen wäre es somit notwendig, eine zusätzliche Komponente, wie etwa eine Versteifungsstrebe, zunächst in CAD der betreffenden Baugruppe hinzuzufügen und anschließend den Großteil des Modells in *Hypermesh* neu zu vernetzen. Da ein Ziel dieser Arbeit darin besteht, mehrere Designvarianten des EES in Bezug auf die darin eingeleiteten Crashlasten zu untersuchen, wäre dieser aufwändige Prozess wenig praktikabel.

Aus diesem Grund wird ein generisches FE-Modell des EES aufgebaut, welches den Zweck erfüllt, möglichst schnell und unkompliziert Änderungen am Design vornehmen zu können. Das generische FE-Modell des EES wird direkt im Preprocessor von *LS-DYNA (LS PrePost)* erstellt. Dabei wird ein Volumenkörper in *LS PrePost* erstellt, welcher dieselben Außenabmaße des detaillierten EES aufweist und aus uniformen Hexaeder-Elementen einer bestimmten Kantenlänge besteht. Die Kantenlänge dieser Hexaeder-Elemente kann dabei beliebig innerhalb eines sinnvollen Rahmens vom Anwender gewählt werden. In *LS PrePost* können die zugehörigen Hexaeder-Elemente ausgewählt und unter geringem Aufwand den betreffenden Bauteilen zugeordnet werden.

Das Grunddesign des generischen EES richtet sich zunächst an dem Design des zu Beginn erstellten detaillierten Modells aus. Auch die Materialeigenschaften und gewählten Materialmodelle der Bauteile des generischen EES sind mit jenen des detaillierten EES ident. Sämtliche Bauteile werden demnach mit dem Materialmodell 024 MAT\_Piecewise\_Linear\_Plasticity modelliert. Da die Module gemeinsam mit den Batteriezellen eine kompakte Matrix bilden, wird diese Struktur in einem einzigen Volumenkörper, wiederum aus uniformen Hexaeder-Elementen bestehend, zusammengefasst. Dieser Modulblock wird mit den Materialeigenschaften des Epoxidharzes bedatet.

In Abbildung 3-10 im Kapitel 3.1.3 ist das generische FE-Modell des EES exemplarisch dargestellt.

Wie bereits erwähnt, liegt der große Vorteil dieser generischen Gestaltung in der Möglichkeit der raschen Abwandlung des Designs EES. Dies wird in weiterer Folge noch von Nutzen sein. Wie in der nachfolgend erstellten Untersuchungsmatrix festgelegt, sollen vier verschiedene Designvariationen am EES vorgenommen und hinsichtlich ihrer Auswirkungen auf das Eindringen von mechanischen Crashlasten in die Komponenten des EES untersucht werden.

## 2.5 Festlegung der Lastfallmatrix

Entscheidend für die auf die Traktionsbatterie einwirkende mechanische Crashlast ist der Lastfall. In der Lastfallmatrix wird festgelegt, welche Lastfälle auf das Fahrzeugmodell bzw. das Ersatzmodell aufgebracht werden.

Elektrofahrzeuge müssen dieselben Sicherheitsanforderungen erfüllen, wie herkömmliche PKW mit Verbrennungsmotor. Daher sind die aktuellen Homologationstests ebenso auf Elektrofahrzeuge aller Art anwendbar. In Abhängigkeit vom Absatzmarkt, sind verschiedene Homologationstests zu bestehen, um die Zulassung dafür zu erhalten. So sind etwa in der EU alle Craschanforderungen nach UNECE zu erfüllen, um dort PKW absetzen zu können, wie beispielsweise UN-R94 für Frontalcrash oder UN-R95 für Seitencrash. In den USA gelten hingegen die Standards der FMVSS. Grundsätzlich ähneln die Homologationsregularien in China, Japan, Kanada und Australien jenen der EU und der USA. [10] Neben den überstaatlichen Regulierungen zur Homologation von Fahrzeugen, werden auch von unabhängigen Konsumentenschutzorganisationen, Automobilclubs und Versicherungsverbänden Fahrzeuge getestet und bewertet. Diese Tests dienen insbesondere der Verbraucherinformation. Beispiele hierfür sind etwa Euro NCAP, IIHS oder ADAC. [26] [27]

Neben dem Lastfall ist auch die Positionierung des EES innerhalb des Fahrzeuges von Relevanz für die am EES auftretenden mechanischen Crashlasten. Im vorliegenden Fall des in dieser Masterarbeit verwendeten Epsilon-Fahrzeugmodells ist die Position des EES jedoch bereits vorgegeben. Aufgrund der Positionierung lassen sich aber Aussagen bezüglich der Relevanz verschiedener Lastfälle auf Intrusionen am EES basierend auf statistischen Deformationshäufigkeiten treffen, wie in der folgenden Abbildung 2-10 dargestellt.

Das in Abbildung 2-10 dargestellte Ergebnis einer Studie basiert auf den Datensammlungen der GIDAS (German In-Depth Accident Study). Für jeden in dieser Studie berücksichtigten, verunfallten PKW wurde eine Deformationsmatrix erstellt, welche weitgehend unabhängig von der Fahrzeugform und Fahrzeugklasse ist. Diese Matrizen aus knapp 9000 Fahrzeugen wurden kombiniert, um das statistische Auftreten von Deformationen in bestimmten Bereichen eines Automobils analysieren zu können. Für diese Analyse wurden dabei nur Crashes verwendet, bei denen mindestens ein Insasse des betroffenen Fahrzeuges verletzt wurde, unabhängig von der Schwere der Verletzungen. [28]

In Anbetracht der Abbildung 2-10 erscheint insbesondere der Side Pole Crash (schwarz gepunktete Linie an der linken Fahrzeugseite) ein besonderes Gefährdungspotenzial darzustellen. Ebenso zeigen Frontalcrashes bei geringen Überdeckungsgraden verhältnismäßig tiefe Intrusionen am PKW.

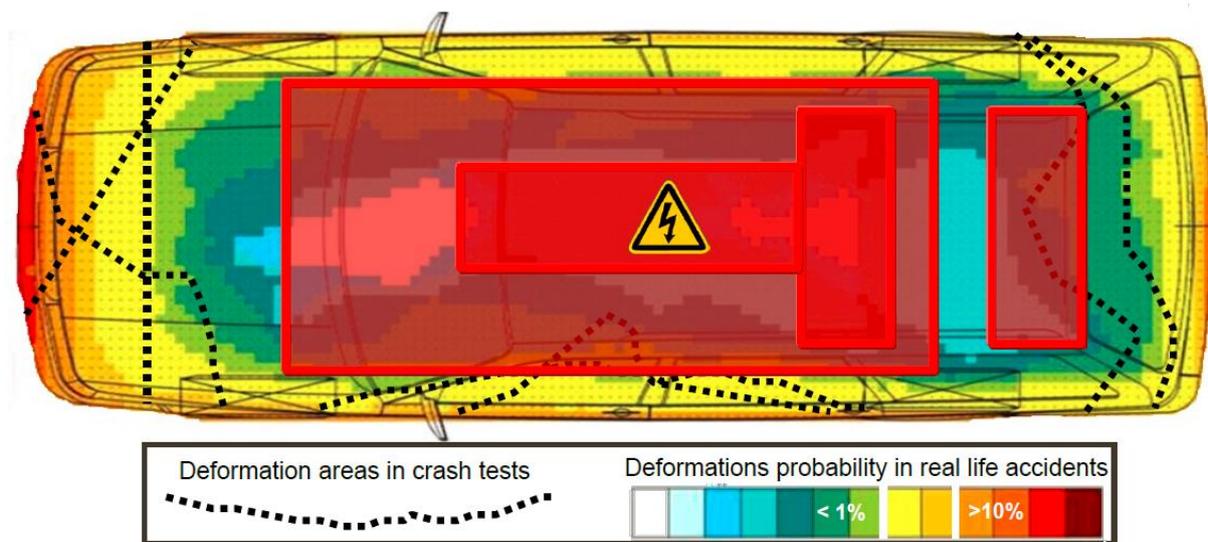


Abbildung 2-10: Beurteilung der Positionierung einer Traktionsbatterie im PKW auf Basis der „cell deformation frequency“-Matrix der GIDAS [4]

Zu erwähnen gilt an dieser Stelle, dass mit großer Wahrscheinlichkeit nur verbrennungsmotorisch betriebene PKW in der oben genannten Studie der GIDAS herangezogen wurden. Durch das Fehlen des Verbrennungsmotors gilt es evtl. auch bisher eher im Hintergrund stehende Lastfälle zu berücksichtigen, wie etwa das Crashszenario eines Front Center Poles.

In Abbildung 2-12 ist der Beschleunigungsverlauf im Front Pole Crash als schwarze Linie hervorgehoben. Dabei wird eine Beschleunigungsspitze von 105 g erreicht. Der Grund für die hohe messbare Beschleunigung am EES liegt besonders darin, dass das in diesem Falle angewandte Fahrzeugmodell unter Herausnahme des Verbrennungsmotors und der zugehörigen Strukturen in ein BEV umgewandelt wurde. Deshalb fehlen wichtige Crashstrukturen an der Fahrzeugfront und es kam im vorliegenden Szenario zu einem direkten Kontakt des Front Poles mit der Spritzwand und der dahinterliegenden Traktionsbatterie (Abbildung 2-13).

Auch Arbelaez et al. (2006) in [29] fanden in einer Analyse von real-world-Unfalldaten, dass die frontale Kollision mit schmalen Objekten wesentlich zu der Anzahl an tödlich verunglückten und verletzten Insassen beiträgt.

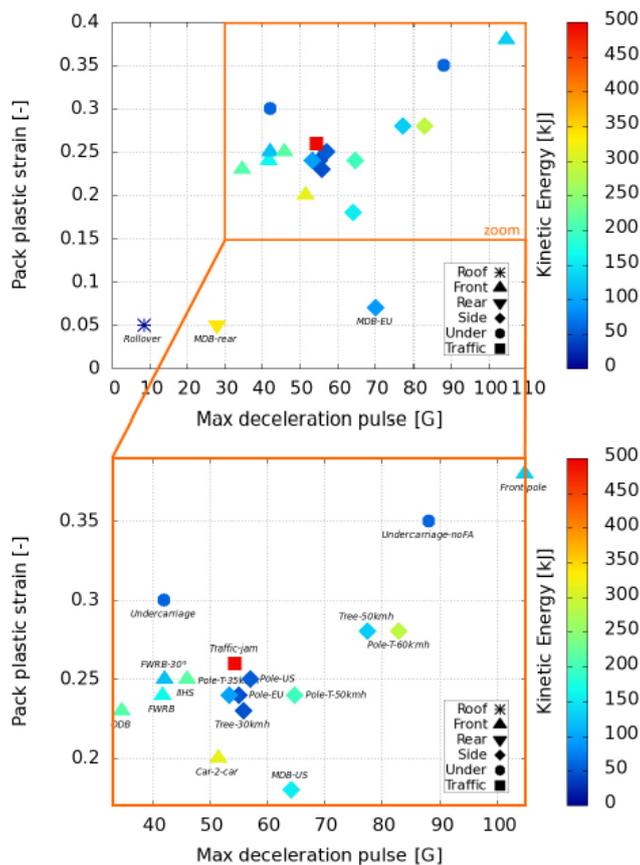


Abbildung 2-11: Plastische Deformation am Batteriemodul, aufgetragen über der maximalen Verzögerung für verschiedene Lastfälle [10]

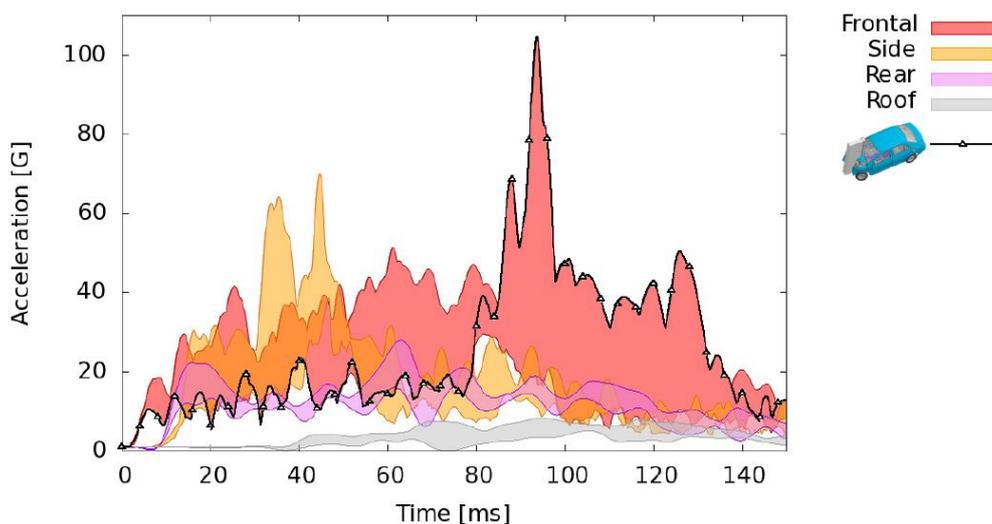


Abbildung 2-12: Beschleunigungsverläufe an der Traktionsbatterie für Front-, Seiten-, Heck- und Dachlastfälle. Der Beschleunigungsverlauf für den Front Pole Lastfall wird mit einer schwarzen Linie dargestellt. [10]

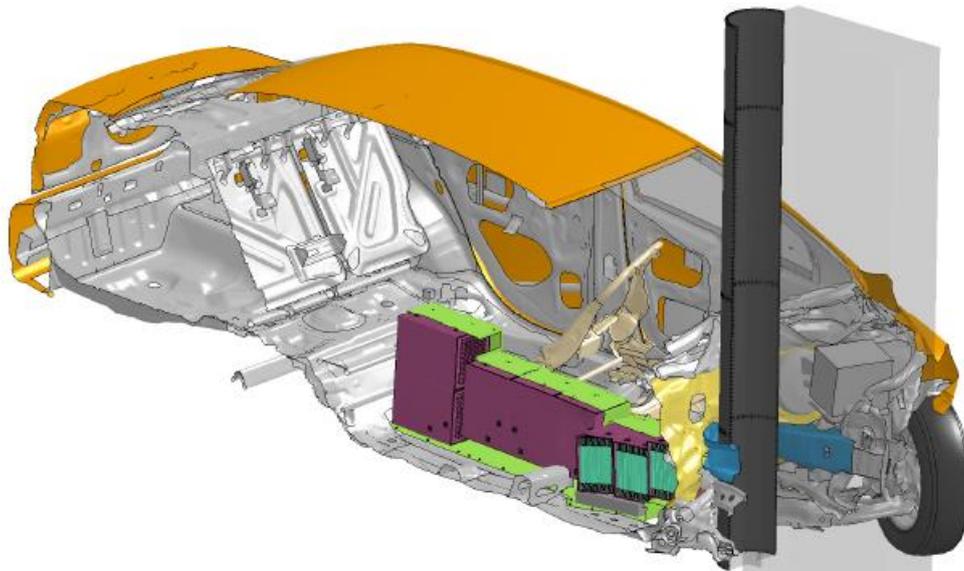


Abbildung 2-13: Front Pole Crash eines zum BEV konvertierten Toyota Yaris bei 50 km/h Aufprallgeschwindigkeit [10]

Aufgrund des verschiedenen Gefahrenpotentials der Crashlasten wird in dieser Arbeit zusätzlich eine Gewichtung der Lastfälle nach der aktuellen Statistik tödlicher Unfälle vorgenommen, um einen nahen Bezug zum realen Unfallgeschehen zu erhalten. Die Auswahl tödlicher Unfälle mit angeschnallten Insassen ist darauf begründet, Unfälle für die Gewichtung der Lastfälle heranzuziehen, welche in ihrer Schwere am ehesten eine Beschädigung am EES zur Folge haben könnten.

In Tabelle 2-2 werden die sich 2016 in den USA ereigneten fatalen Verkehrsunfälle nach dem point of initial impact geordnet. Mit 54 % der tödlich verunglückten PKW-Insassen kommt dem Frontalcrash die größte statistische Bedeutung zu. 25 % der tödlich verunglückten PKW-Insassen in den USA verstarben bei Seiten-Crash-Szenarien und 6 % durch Heckcrashes. [30]

Die unter „other“ angeführten Crashes, v.a. Rollover-Crashes, werden nicht in die Lastfallmatrix aufgenommen, da sie für die Unterbodenbatterie keine nennenswerte Gefahr darstellen. [10]

Tabelle 2-2: Prozentuelle Aufteilung der in 2016 in den USA tödlich verunglückten PKW-Insassen, geordnet nach dem *point of initial impact* [30]

Point of initial impact	All occupants	
	Number	%
Frontal	12,747	54
Side	5,866	25
Rear	1,335	6
Other (mostly rollover)	3,845	16
All*	23,793	100
*Total includes other and/or unknowns		

Wenn nun aus obiger Tabelle 2-2 die unter der Kategorie „other“ angeführten Unfälle aus der Statistik ausgenommen werden, bleiben nur mehr die points of initial impact für Front, Seite und Heck über und es ergibt sich, aufgerechnet auf 100 %, folgende prozentuelle Aufteilung:

Tabelle 2-3: Prozentuelle Aufteilung der points of initial impact

Point of initial impact	prozentueller Anteil
Front	63,5 %
Side	29,4 %
Rear	7,1 %

Im Folgenden sollen die points of initial impact nach den jeweiligen relevanten impact types (Aufprallarten) untergliedert werden. Eine genauere Aufteilung der points of initial impact nach den jeweiligen impact types für Front und Seite erfolgt nach den Unfallstatistiken in den nachfolgenden Abbildungen 2-14 und 2-16.

Die in diesen Diagrammen dargestellten Lastfälle werden entsprechend ihrer statistischen Häufigkeit in der Lastfallmatrix gewichtet. Da aus Abbildung 2-14 keine präzise Aussage über den statistischen Anteil der Front Pole Crashes hervorgeht, wird dafür eine Statistik des IIHS herangezogen.

Forscher des Insurance Institute for Highway Safety (IIHS) fanden bei der Analyse von 116 tödlichen Frontalcrashes, dass insgesamt 19 % davon mit der zentralen Kollision mit einem schmalen Objekt zusammenhängen. [31]

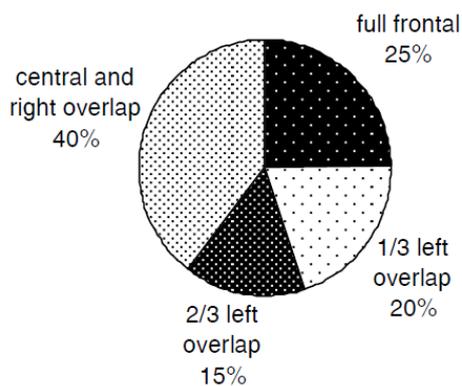


Abbildung 2-14: Statistische Verteilung der Aufprallarten in tödlichen frontalen Crashes in den USA mit angeschnallten Insassen [51]

In der folgenden Abbildung 2-15 ist eine Zusammenfassung der Gewichtung für die insgesamt 6 verschiedenen frontalen Lastfälle dargestellt. Nach der obigen Tabelle 2-3 erhalten die frontalen Lastfälle eine Gesamtgewichtung von 63,5 %.

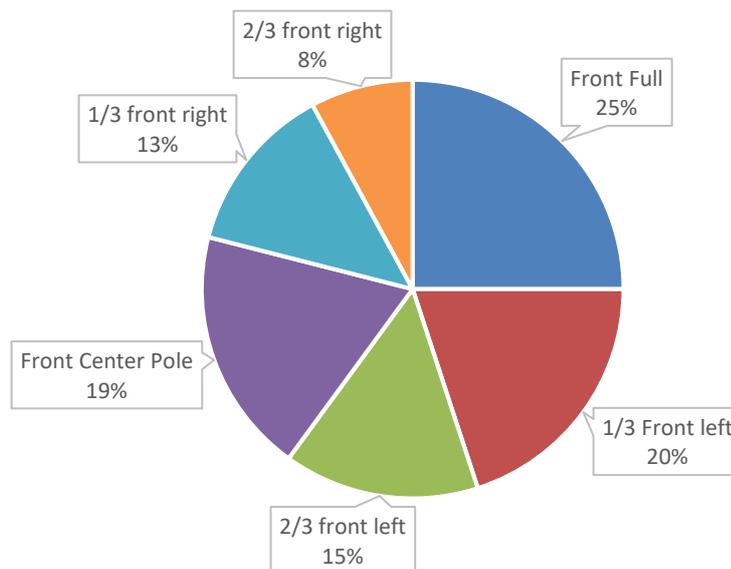


Abbildung 2-15: Statistische Verteilung (Gewichtung) der frontalen Lastfälle

Die seitlichen Lastfälle erfahren entsprechend Abbildung 2-16 eine relative Aufteilung von 54 % für den Side Full Lastfall und 46 % für den Side Pole Lastfall.

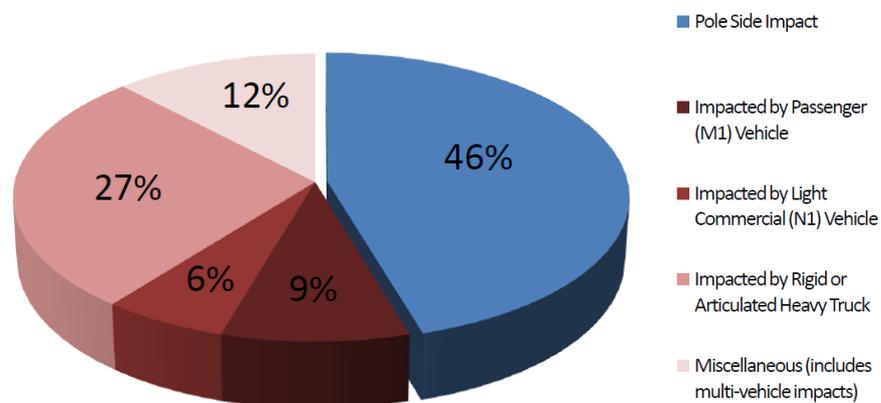


Abbildung 2-16: Verteilung der Aufprallarten in tödlichen Seitencrashes in Australien seit 2003 [32]

Neben den frontalen Lastfällen gilt es auch Seiten- sowie Hecklastfälle für die Gesamtgewichtung zu berücksichtigen. Anhand der genaueren Unterteilung der Statistik der tödlich verunglückten Insassen in den USA in 2016 nach den oben dargestellten impact types soll anschließend die Gesamtgewichtung der Lastfallmatrix in Abbildung 2-17 dargestellt werden, wobei sämtliche in dieser Arbeit zur Anwendung kommenden Lastfälle berücksichtigt werden.

Am Beispiel des Side Pole Lastfalles wird die Ermittlung von dessen Gewichtung von 14 % in der Lastfallmatrix in Abbildung 2-17 exemplarisch nachvollzogen. Aus Tabelle 2-3 geht hervor, dass seitliche Lastfälle in dieser Arbeit eine relative Gewichtung von 29,4 % erhalten. Nach Belcher (2011) in [32] (Abbildung 2-16) sind wiederum 46 % aller tödlichen seitlichen Lastfälle vom Typ Side Pole. Durch die Multiplikation beider Werte ergibt sich für den Side Pole Lastfall eine relative Gesamtgewichtung von 14 % (Abbildung 2-17).

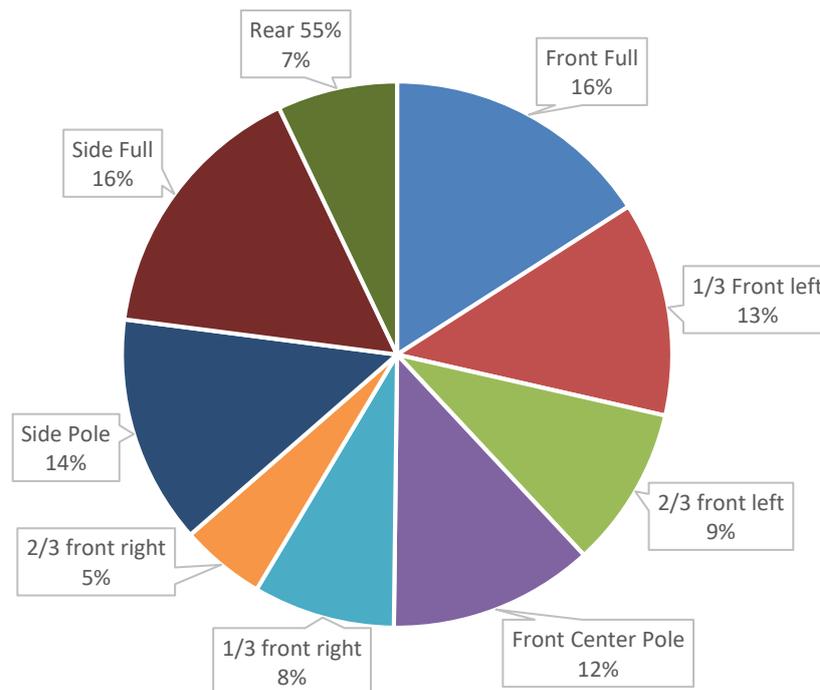


Abbildung 2-17: Lastfälle und ihre relative Gewichtung aus tödlichen real-world-Unfällen

Im Folgenden werden die für die Simulation ausgewählten 9 Lastfälle beschrieben.

Sämtliche für die Simulation verwendeten FE-Modelle der Crashbarrieren stammen von der Livermore Software Technology Corporation, die diese Modelle zur Verfügung gestellt hat.

- Full Width Frontal nach Euro NCAP:  
Aufprallgeschwindigkeit: 50 km/h  $\pm$  1 km/h.  
Dimensionen der Barriere: min. 3 m breit und 1,5 m hoch. [33]
- 1/3 left overlap und 1/3 right overlap:  
Die in Abbildung 2-14 mit 1/3 overlap angegebenen Lastfälle werden dem Lastfall Small Overlap Frontal nach IIHS zugeordnet.  
Aufprallgeschwindigkeit: 64,4 km/h  $\pm$  1 km/h bei 25  $\pm$  1 Prozent Überlappung an der linken Fahrzeugseite. Die starre Barriere wird an der dem Fahrzeug zugewandten Seite mit einer

38,1 mm dicken Stahlplatte ausgestattet, welche mit einem Radius von 150 mm abgerundet ist. Die Barriere verfügt über eine Höhe von 1524 mm. [34] [35]

Dieser Lastfall wird beidseitig angewandt.

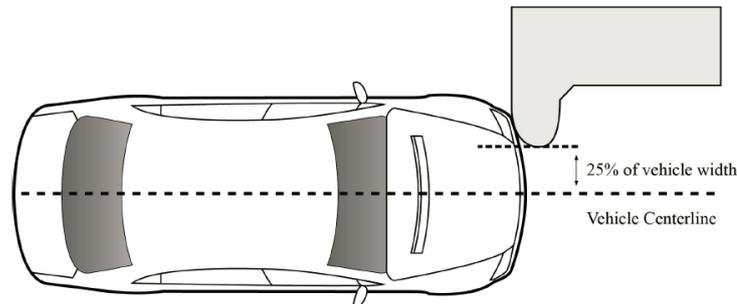


Abbildung 2-18: Konfiguration des IIHS small overlap frontal Crash [34]

- 2/3 left overlap und 2/3 right overlap:

Nach IIHS Moderate Overlap Frontal ist eine Aufprallgeschwindigkeit von  $64,4 \text{ km/h} \pm 1 \text{ km/h}$  bei  $40 \pm 1$  Prozent Überlappung vorgesehen. [36]

Zugunsten der in der Unfallstatistik in Abbildung 2-14 angegebenen 2/3-Überlappung wird allerdings eine Modifikation des Moderate Overlap Frontal des IIHS vorgenommen, welcher nur eine Überlappung von 40 % vorsieht. Demnach soll in dieser Arbeit ein 60 %-Overlap bei  $64,4 \text{ km/h}$  durchgeführt werden. Der Lastfall wird beidseitig angewandt.

- Front Center Pole nach IIHS:

Aufprallgeschwindigkeit:  $64 \text{ km/h}$ , Durchmesser des Front Pole:  $254 \text{ mm}$ . [31] [37]

Da von der Livermore Software Technology Corporation kein FE-Modell eines Front Pole zur Verfügung gestellt werden konnte, wurde wie in Wisch et al. (2014) in [10] auf das Modell des Side Pole zurückgegriffen, da dieser ebenfalls über einen Durchmesser von  $254 \text{ mm}$  verfügt.

- Side Pole nach ECE-R135:

Aufprallgeschwindigkeit:  $32 \text{ km/h} \pm 1 \text{ km/h}$ , Durchmesser des Side Pole:  $254 \text{ mm} \pm 6 \text{ mm}$ . [38]

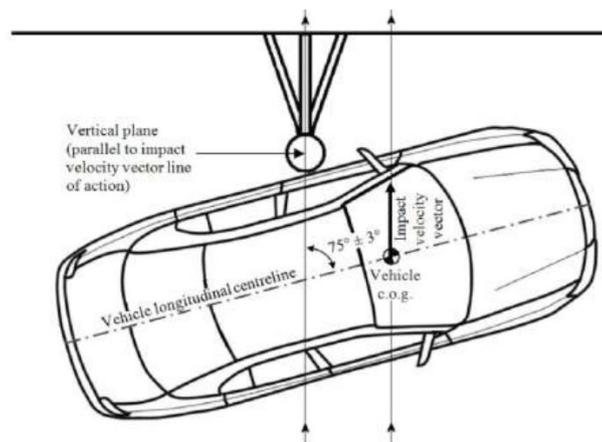


Abbildung 2-19: Konfiguration Side Pole Crash nach ECE-R135 [38]

- Side Full nach Euro NCAP:

Aufprallgeschwindigkeit:  $50 \text{ km/h} \pm 1 \text{ km/h}$ , Gesamtmasse der Barriere:  $1300 \text{ kg} \pm 20 \text{ kg}$ . Die Breite der Barriere beträgt  $1700 \text{ mm}$  und die Höhe ist so einzustellen, dass der höchste Balken an der Vorderseite der Barriere  $550 \text{ mm} \pm 5 \text{ mm}$  über dem Boden liegt. [39] [40]

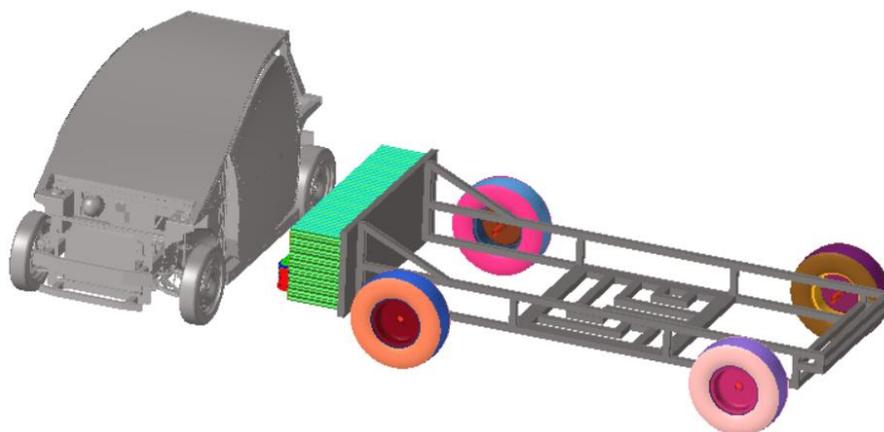


Abbildung 2-20: Movable Deformable Side-Barrier der LSTC gegen Epsilon

- Rear 70 % overlap nach FMVSS Nr. 301:

Die Barriere mit einem Gesamtgewicht von  $1368 \text{ kg}$  prallt mit  $80 \text{ km/h}$  auf das stehende Fahrzeug. [41]

## 2.6 Erstellung des FE-Ersatzmodells des Fahrzeugrahmens

Neben dem generischen Ersatzmodell für den EES wird auch ein Ersatzmodell für den Fahrzeugrahmen erstellt. In diesen Ersatzmodellrahmen soll die Traktionsbatterie eingebaut werden und anschließend den verschiedenen Lastfällen der noch zu definierenden Lastfallmatrix unterzogen werden. Die 2,3 Millionen Elemente des Epsilon-Fahrzeugmodells bedeuten unter mehrfacher Anwendung der neun verschiedenen Lastfälle einen hohen rechnerischen Aufwand. Erwartungsgemäß sollte der große

Vorteil in der Anwendung des Ersatzmodells in der deutlich geringeren Rechendauer aufgrund der wesentlich geringeren Elementanzahl liegen.

Somit muss eine Methode gefunden werden, mit welcher die mechanischen und geometrischen Eigenschaften des Fahrzeuges auf ein vereinfachtes Ersatzmodell projiziert werden können, welches sich durch eine im Vergleich deutlich reduzierte Elementanzahl auszeichnet. Gleichzeitig besteht der Anspruch, bei Anwendung des Ersatzrahmens für jeden der Lastfälle möglichst dieselben Intrusionsverläufe am EES zu erhalten, wie unter Anwendung des Epsilon-Fahrzeugmodells.

Der Ersatzmodellrahmen wird in den folgenden Schritten geometrisch und in seinen mechanischen Eigenschaften an das Originalmodell angenähert.

Das Design des Ersatzrahmens wird in *PTC Creo Elements/Pro5* erstellt. Dabei wird die geometrische Grundstruktur des Rahmens des Epsilon-Modells übernommen (in Abbildung 2-21 gelb markiert). Sämtliche Längs- und Querträger werden dabei als Shells extrudiert. Insbesondere die Verbindungspunkte der Rahmenteile sollen von ihrer Positionierung her möglichst genau mit dem Original übereinstimmen, sodass auch der Verlauf des Kraftflusses im Ersatzrahmen mit dem Original übereinstimmt.

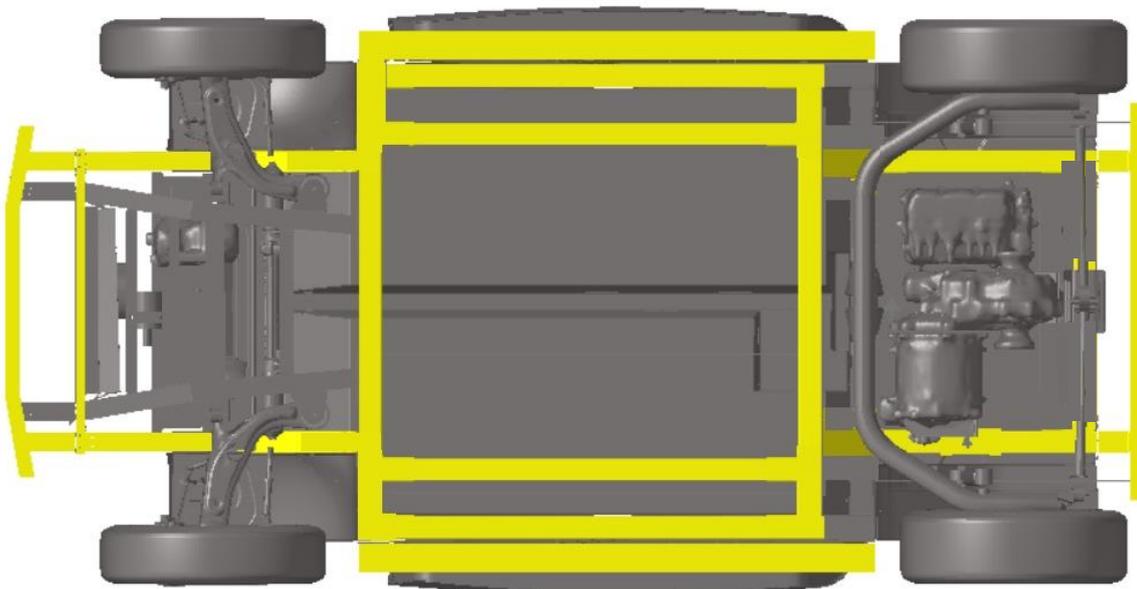


Abbildung 2-21: Grundkonfiguration des Rahmens im Epsilon-Fahrzeug

Anschließend kann die erstellte Geometrie im *STEP*-Dateiformat (.stp) direkt nach *LS-DYNA* exportiert werden. Die FE-Modellierung des Ersatzrahmens erfolgt in *LS PrePost* als Shell über die Wahl von regelmäßigen viereckigen 2-D Elementen mit einer Kantenlänge von 5 mm. Die Wandstärke der Shell-Elemente an Längs- und Querträgern wird später im Zuge der Nachbildung der mechanischen Eigenschaften des originalen Epsilon-Fahrzeugmodelles iterativ festgelegt.

Um den unerwünschten Effekt des Hourglassings (Null-Energie-Moden) zu vermeiden, werden die Shell-Elemente des Rahmens mit vier Integrationspunkten über die Wandstärke modelliert.

Für das Erfassen der charakteristischen Kraft-Weg-Verläufe am Rahmen wird für Originalmodell und Ersatzmodell der quasistatische Crush von drei verschiedenen Lastfällen durchgeführt. Hierbei soll es sich um drei Lastfälle handeln, welche an der Front, der Seite und am Heck des Rahmens einwirken, wodurch alle Seiten in Bezug auf ihre mechanischen Eigenschaften modelliert werden. Das Ziel besteht nämlich darin, dass das Ersatzmodell des Rahmens für alle Lastfälle anwendbar sein soll. So fällt die Auswahl auf einen Full Width Frontal Crush, einen Side Pole Crush und einen Rear Crush mit 70 % Overlap. Die am Epsilon-Originalmodell ermittelten Kraft-Weg-Kennlinien werden in einem nächsten Schritt auf das Ersatzmodell übertragen. Durch das Eindringen der Barriere - z.B. eines Side Poles - im quasistatischen Crush deformiert die Fahrzeugstruktur und es kann an der Kontaktstelle zwischen Master (Side Pole) und Slave (Epsilon-Fahrzeug) ein Kraftverlauf aufgenommen werden, welcher mit dem Intrusionsweg des Side Poles überlagert wird. Die Barriere wird für den Fall der quasistatischen Lastaufbringung im Crush über das Materialmodell 020 MAT\_Rigid bedatet.

In weiterer Folge wird dasselbe Vorgehen an dem erstellten FE-Modell des Ersatzrahmens angewandt, wobei die feste Einspannung an denselben Komponenten und Nodes des Rahmens erfolgt, wie zuvor für das Epsilon-Modell (siehe Abbildung 2-22).

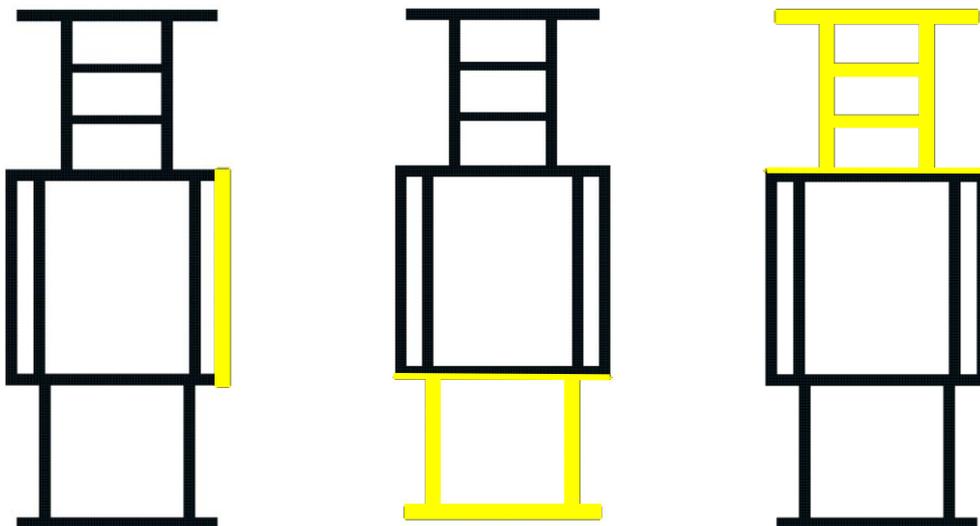


Abbildung 2-22: Verschiedene Einspannungskonfigurationen (gelb hervorgehoben) am Ersatzrahmen für die drei verschiedenen Lastfälle (von links nach rechts): Side Pole, Full Width Frontal und Rear 70 % Overlap

Die in *LS-DYNA* über den sog. Befehl *Prescribed Motion* festgelegte Eindringtiefe der Barriere in die Fahrzeugstruktur wurde aus vorherigen dynamischen Crashversuchen am Epsilon-Fahrzeugmodell ermittelt. So dringt beispielsweise der Side Pole im dynamischen Crash nach ECE-R135 rund 180 mm

in die sehr steife Seitenstruktur des Epsilon-Fahrzeuges ein. Diese 180 mm Eindringtiefe werden anschließend auf die *Prescribed Motion* im quasistatischen Crush übertragen.

Ebenso wie für das Originalmodell ergibt sich durch Anwendung dieser Methodik auch für den Ersatzrahmen eine charakteristische Kraft-Weg-Kennlinie für jeden der drei Lastfälle, wobei der zwischen Master (Barriere) und Slave ermittelte Kraftverlauf wiederum über der Eindringtiefe der Barriere aufgetragen wird.

In einem iterativen Optimierungsprozess gilt es nun, den am Ersatzmodell ermittelten Kraft-Weg-Verlauf an die am Originalmodell ermittelten Verläufe anzupassen, indem am Ersatzrahmen die Materialeigenschaften und Wandstärken der Rahmenteile laufend neu angepasst werden, bis alle drei Kraft-Weg-Kennlinien für das Ersatzmodell innerhalb eines Toleranzrahmens von  $\pm 20\%$  von den jeweiligen Kennlinien des Originalmodells liegen. Diese Forderung ist mit den Erkenntnissen von Ray (1997) in [42] und Ray, Anghileri und Mongiardini (2008) in [43] konsistent, wonach die zulässige maximale Abweichung der Residuen des nachgebildeten Modells in der Crashsimulation höchstens 20 % betragen darf.

Aus diesem Vorgehen entsteht ein einziges FE-Ersatzmodell des Rahmens, welches für sämtliche, in der Lastfallmatrix definierte Lastfälle anwendbar sein soll und sich gleichzeitig durch im Vergleich zur Anwendung des Epsilon-Fahrzeugmodells wesentlich geringere Rechendauer auszeichnet.

Im Kapitel 2.8.2 wird im Rahmen der Festlegung der Untersuchungsmatrix die Vorgehensweise zur Plausibilisierung des soeben erstellten FE-Ersatzmodells des Rahmens beschrieben.

Falls die Plausibilisierung des Ersatzmodellrahmens positiv erfolgt, steht dieser für die Anwendung des Ableitens sämtlicher Lastfälle auf den darin eingebauten EES zur Verfügung.

Zuvor gilt es aber noch, eine weitere entscheidende Fragestellung zu bearbeiten, nämlich die der Entwicklung einer neuartigen Anbindungsmethodik, welche als Verbindungsglied zwischen Rahmen und EES die Übertragung der mechanischen Crashlasten ermöglicht.

## 2.7 Beschreibung des Anbindungskonzeptes

Neben den Modellen des EES und des Ersatzrahmens, ist auch das Anbindungskonzept ein wesentlicher Grundbaustein dieser Arbeit. Um die mechanischen Crashlasten auf den EES ableiten zu können, ist es notwendig, eine geeignete Anbindungsmethodik anzufertigen, welche einerseits den EES fest mit dem Fahrzeugrahmen verbindet und andererseits die Crashlasten zwischen dem Rahmen und dem EES übertragen kann.

Um dies zu bewerkstelligen, wird ein neuartiger Modellansatz entwickelt, mit welchem die Crashlasten über Solid-Blöcke auf den EES übertragen werden können. Diese Solid-Blöcke befinden sich seitlich am EES und stellen die mechanischen Verbindungselemente zwischen Fahrzeugrahmen und EES dar. Diese

Solid-Blöcke werden im vorliegenden Fall als Hexaeder-Elemente mit einer Kantenlänge von 30 mm modelliert und in *LS-DYNA* über das Materialmodell 020 *MAT\_Rigid* bedatet. Dies bedeutet, dass die starren Anbindungselemente ihrerseits keine Verformungsenergie aufnehmen, sondern diese im Crashfall vollständig an den EES weiterleiten. Zwischen den Anbindungselementen selbst wird seitlich stets ein kleiner Spalt gelassen, damit keine störenden Interaktionen zwischen den Anbindungselementen stattfinden können.

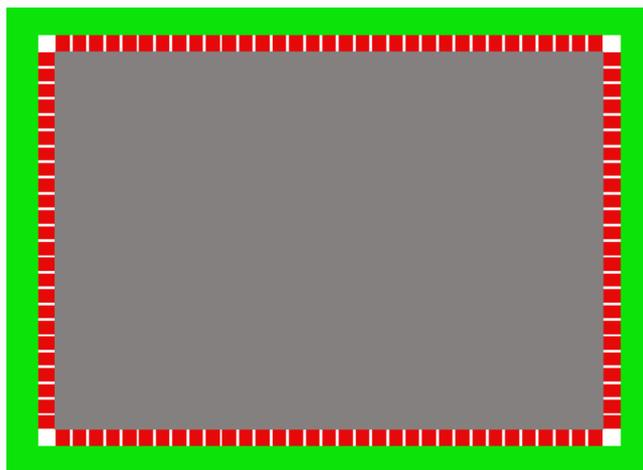


Abbildung 2-23: Anbindungsblöcke (rot), angeordnet zwischen EES (grau) und Fahrzeugrahmen (grün)

Die Kontaktdefinitionen zwischen den Anbindungselementen und den umliegenden Komponenten (Rahmen und EES) werden über die Kontaktmodelle *Automatic Surface to Surface* und *Automatic Single Surface* erzeugt. Durch die Constraints *Tied Nodes to Surface* bzw. *Tied Surface to Surface* bleiben die Anbindungselemente stets mit den ihnen zugewiesenen Nodes verbunden und können auch unter Beschleunigungseinwirkung nicht ihre vorgegebene Position verlassen. Dies bedeutet, dass die Anbindungselemente neben Normalkräften auch Querkräfte übertragen können.

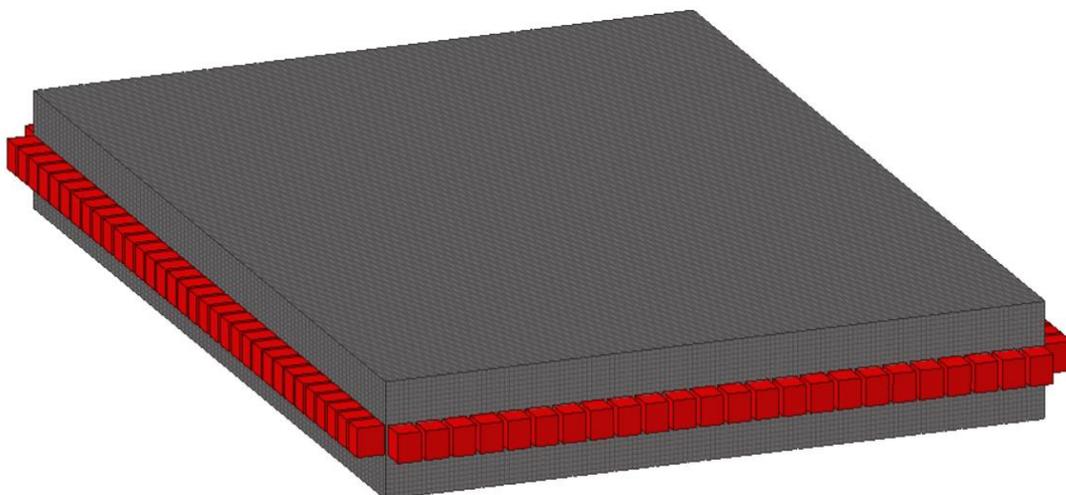


Abbildung 2-24: Anordnung der Anbindungsblöcke (rote Hexaeder-Elemente) in der Mittelebene des EES (grau)

Die Intrusion am EES infolge einer Crashlast wird dabei als Eindringtiefe der Anbindungselemente in den seitlichen Bereich des Gehäuses des EES definiert. Hierfür wird die Differenz der Beträge der Intrusionen an allen Nodes seitlich am Gehäuse zwischen der Mittelebene und der äußersten Ebene (obere oder untere Gehäusekante) ermittelt. Grund dafür ist, dass in den vom Postprozessor ermittelten *Displacements* die Absolutbeträge der Verschiebungen der Nodes berechnet werden, wodurch die relative Verschiebung zwischen den Nodes an einer Seitenflanke als Differenzbetrag bestimmt werden muss, um die eigentliche Intrusion - d.h. die Eindringtiefe der Anbindungsblöcke in die Seitenwände des EES - zu erhalten. Die Ermittlung der Intrusion wird an den Nodes an allen vier Seitenwänden des EES durchgeführt. Da es in sämtlichen Lastfällen nie zu einem direkten Kontakt zwischen dem Fahrzeugrahmen und dem EES kommt, erfolgt der gesamte Kraftfluss stets über die Anbindungsblöcke.

## 2.8 Festlegung der Untersuchungsmatrix

Die Untersuchungsmatrix legt systematisch das weitere Vorgehen unter Anwendung der nun erstellten Modelle fest. Sie definiert, wie die Plausibilisierung des Anbindungskonzeptes sowie des Ersatzmodellrahmens durchgeführt werden soll und welche Kriterien dabei anzuwenden sind. Darüber hinaus wird in der Untersuchungsmatrix festgelegt, welche Vorgehensweisen zur Erzeugung von konkreten Ergebnissen aus der Anwendung dieser Modelle und Methoden gewählt werden sollen, um deren Nutzen hervorzuheben. Dabei wird definiert, welche Modelle welchen Lastfällen unterzogen werden und welche Parameter für die Auswertung der Simulationsergebnisse zu berücksichtigen sind.

### 2.8.1 Methodik Plausibilisierung des Anbindungskonzeptes

Die in dieser Arbeit präsentierte neuartige Anbindungsmethodik stellt das nötige Verbindungsglied zwischen dem Fahrzeugrahmen und dem EES dar, über welches die im Crashfall auftretenden Kräfte auf den EES abgeleitet werden. Zur Plausibilisierung dieser Anbindungsmethodik, welche sich zahlreicher starrer Hexaeder-Blöcke bedient, die rings um den EES angebracht sind, wird das zu Beginn der Arbeit erstellte FE-Modell des detaillierten Designs des EES angewandt und in das Epsilon-Fahrzeugmodell eingebaut. Das detaillierte Modell des EES weist an den vier Seiten Anschraubblöcke auf, an welchen der EES über eine Bolzenverbindung an das Fahrzeug geschraubt wird (siehe Abbildung 3-1).

Die FE-Modellierung der Anbindung dieser Anschraubblöcke an den Fahrzeugrahmen erfolgt über das Erzeugen von sog. Rigid-Spinnen in den Anschraubblöcken. Von diesen ausgehend, werden weitere Rigids an die Nodes des Fahrzeugrahmens angeknüpft. Die Anzahl an gewählten Rigids zur Verbindung von Anschraubblock und Rahmen wurde nach Zinzuwadia (2014) in [44] mit 9 Stück pro Anschraubblock festgelegt.

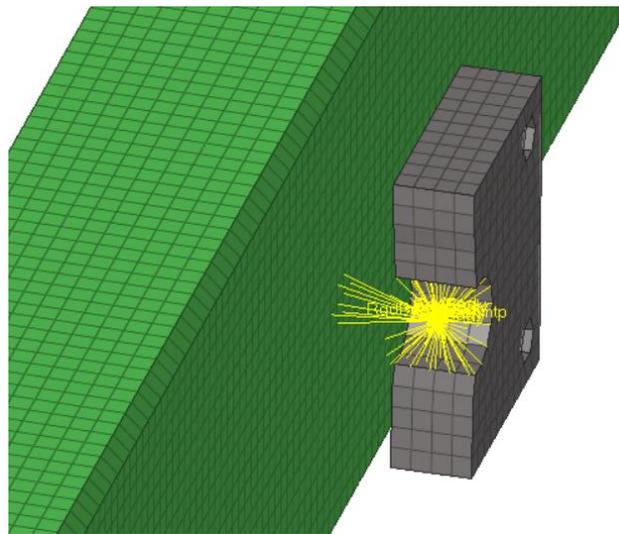


Abbildung 2-25: Schnitt durch einen der Anschraubblöcke des detaillierten FE-Modells der Traktionsbatterie (grau) mit der Rigid-Spinne im Zentrum der Bohrung (gelb) und den 9 weiteren Rigids (gelb), welche die Anbindung an den Fahrzeugrahmen (grün) herstellen

Das Ziel dieser Plausibilisierung besteht darin, unter Anwendung der neuartigen Anbindungsmethodik mit Hexaeder-Elementen für einen definierten Lastfall dieselben Verformungsenergien für die verschiedenen Komponenten des EES zu erhalten, wie im Fall der Anwendung der ursprünglich vorgesehenen Anschraubblöcke.

Durch das Ersetzen der Anschraubblöcke am detaillierten Designmodell des EES durch eine entsprechende Anzahl an Hexaeder-Blöcken der Kantenlänge 30 mm ergibt sich folgende Darstellung:

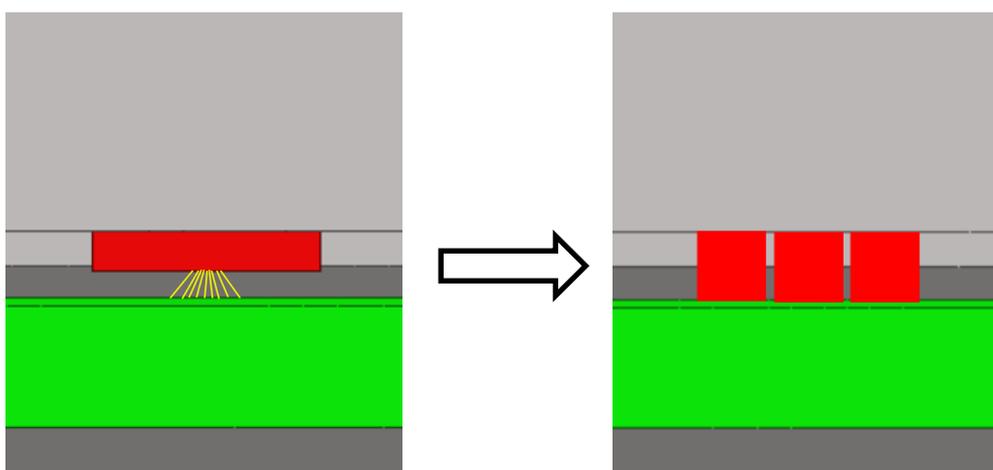


Abbildung 2-26: Anbindung der Wanne (hellgrau) an den Fahrzeugrahmen (grün); Links: Anbindung über eine Anschraubplatte (rot) mit Rigids (gelb); Rechts: Anbindung über Hexaeder-Blöcke (rot)

Die Kontaktdefinitionen zwischen den Hexaeder-Blöcken und den umliegenden Komponenten (Rahmen und EES) werden über die Kontaktmodelle *Automatic Surface to Surface* und *Automatic Single Surface* erzeugt. Durch die Constraints *Tied Nodes to Surface* bzw. *Tied Surface to Surface* bleiben die Anbindungselemente stets mit den ihnen zugewiesenen Nodes verbunden und verlassen niemals ihre angestammte Position.

Die sich aus dem Side Pole Lastfall nach ECE-R135 in beiden Fällen der Anbindung ergebenden maximalen Beträge der Verformungsenergie, sowie die Intrusionsverläufe an der linken, dem Side Pole zugewandten Seite des EES, sollen anschließend einander vergleichend gegenübergestellt werden.

### **2.8.2 Plausibilisierung des Ersatzmodells des Fahrzeugrahmens**

Im Weiteren gilt es nun die Hypothese zu untersuchen, wonach die Anwendung des Ersatzrahmens ausreichend ähnliche Ergebnisse für die Intrusionswerte und -verläufe am EES liefert, wie unter Anwendung des originalen Epsilon-Fahrzeugmodells. Die Untersuchung dieser Hypothese, bzw. die Plausibilisierung der Anwendbarkeit des Ersatzrahmens, wird unter Anwendung der Lastfallmatrix durchgeführt. Die Aufbringung der Lastfälle erfolgt am Epsilon-Fahrzeugmodell im dynamischen Crash und am Ersatzmodellrahmen im quasistatischen Crush, wobei die für den Crush vorzusehende Einspannung wiederum wie in der Abbildung 2-22 erfolgt und die Eindringtiefe der Barriere den im dynamischen Crash am Epsilon-Fahrzeug ermittelten Werten entspricht. Sämtliche Lastfälle der Lastfallmatrix werden sowohl auf das Epsilon-Originalmodell, wie auch auf den Ersatzmodellrahmen aufgebracht, wobei stets der generische EES eingebaut ist.

Durch die Anwendung der Gewichtung der Lastfälle nach der Unfallstatistik in Abbildung 2-17 werden die 9 verschiedenen Intrusionsverläufe auf einen einzigen, gewichteten Intrusionsverlauf an den vier Seiten des EES zusammengefasst.

Die Auswertung der Intrusionen an den Nodes rings um den EES erfolgt zum Zwecke der Datenreduktion in einem Abstand von jeweils 30 mm. Insgesamt werden dadurch die Intrusionen an insgesamt 114 Nodes des EES ermittelt, siehe Abbildung 2-27.

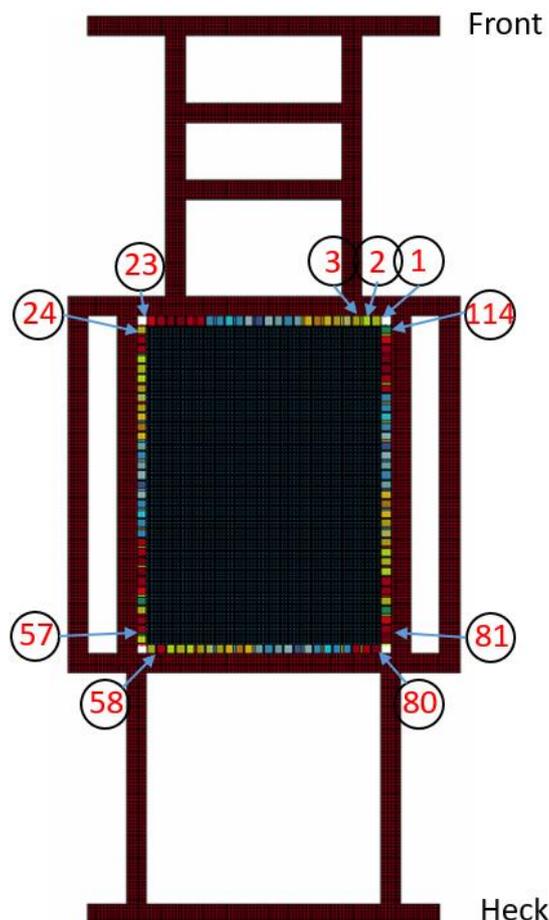


Abbildung 2-27: Benennung und Reihenfolge der Nodes an den Seitenwänden rings um den EES

Die Ergebnisse für die Intrusionen an den Nodes des EES für den Fall der Anwendung des Ersatzmodells des Rahmens im quasistatischen Crush und dem Fall der Anwendung des Epsilon-Modells im dynamischen Crash müssen im Sinne der Plausibilisierung auf ihr Übereinstimmen überprüft werden. Als Kriterium für die Übereinstimmung der ermittelten Intrusionen soll die prozentuelle Abweichung des Medians der Intrusionswerte am EES im Ersatzmodell und Epsilon-Modell errechnet werden. Je geringer die Abweichung im Median zwischen beiden Fällen ist, umso plausibler ist die Anwendung des Ersatzmodellrahmens für das Ableiten von Crashlasten auf den EES.

### 2.8.3 Plausibilisierung der Einspannungskonfigurationen für den Rahmen im quasistatischen Crush

Der quasistatische Crush am Rahmen bedingt dessen fixe Einspannung an bestimmten Stellen bzw. Komponenten, damit die mechanische Belastung aufgebracht werden kann.

Der Nachweis der Plausibilität der festen Einspannung des Rahmens an den gewählten Stellen bzw. Komponenten erfolgt auf Basis der für diese im Crashfall zu ermittelnden Verformungsenergie am Originalrahmen des Epsilon-Fahrzeugmodells. Eine Komponente darf somit erst dann für eine Einspannung vorgesehen werden, wenn sie im Crash eine vernachlässigbar kleine Verformung - bzw.

## Methode

Verformungsenergie - aufweist. Dadurch wird eine Verfälschung des Deformationsverhaltens des Gesamtmodells unter Lasteinwirkung vermieden.

Die Plausibilisierung wird im dynamischen Crash durchgeführt, wobei wiederum die drei Lastfälle Full Width Frontal, Side Pole und Rear 70 % Overlap zum Einsatz kommen. Im Epsilon-Modell ist dabei keine Traktionsbatterie verbaut. Beispielsweise erfolgt im Side Pole Crash der Vergleich der Verformungsenergie in den gegenüberliegenden Längsträgern an der linken und rechten Fahrzeugseite, wobei der Side Pole an der linken Fahrzeugseite eindringt und dadurch die Einspannung des Rahmens am rechten Längsträger für den quasistatischen Crush erfolgen könnte. Als Kriterium zur Plausibilisierung dieses Vorgehens wird in diesem konkreten Fall eine im Verhältnis vernachlässigbar kleine Verformungsenergie am rechten Längsträger erwartet. Dieses Prinzip soll für alle drei Lastfälle bzw. Einspannungskonfigurationen nachgewiesen werden.

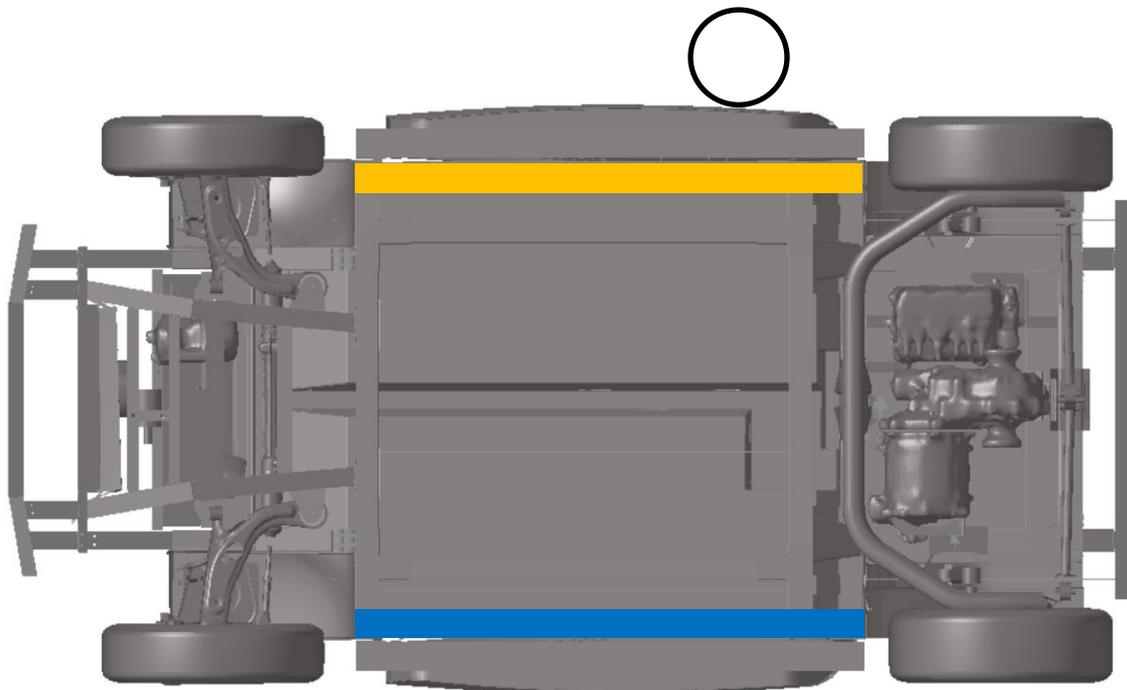


Abbildung 2-28: Side Pole Crash des Epsilon-Fahrzeuges mit dem linken Längsträger in gelb und dem rechten Längsträger in blau

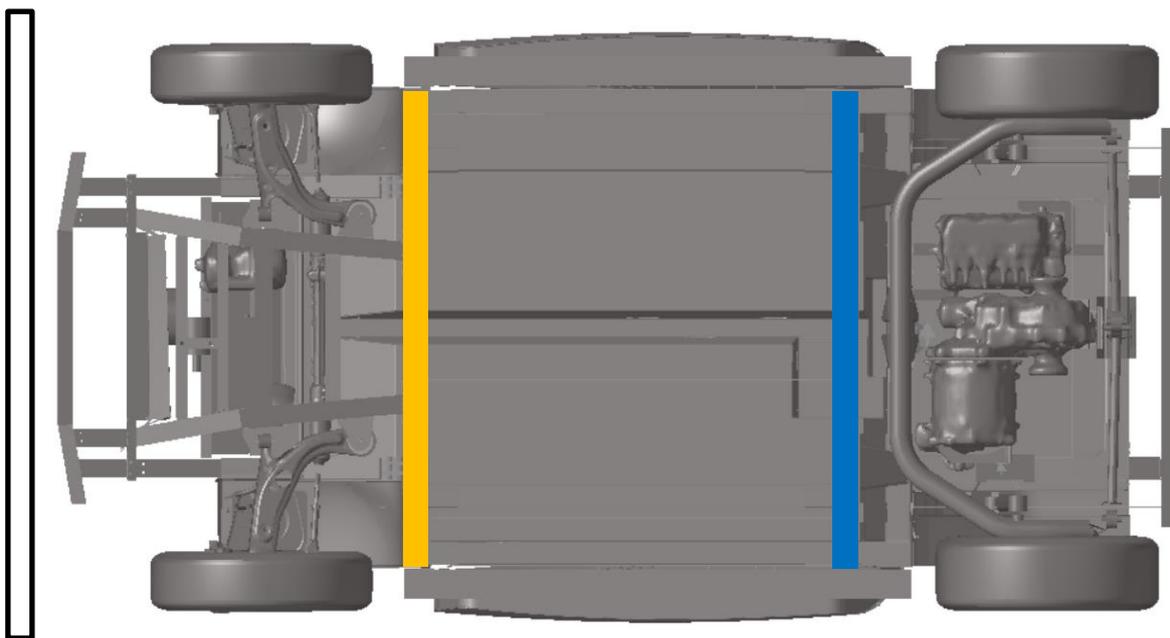


Abbildung 2-29: Full Width Frontal Crash des Epsilon-Fahrzeuges mit dem vorderen Querträger in gelb und dem hinteren Querträger in blau

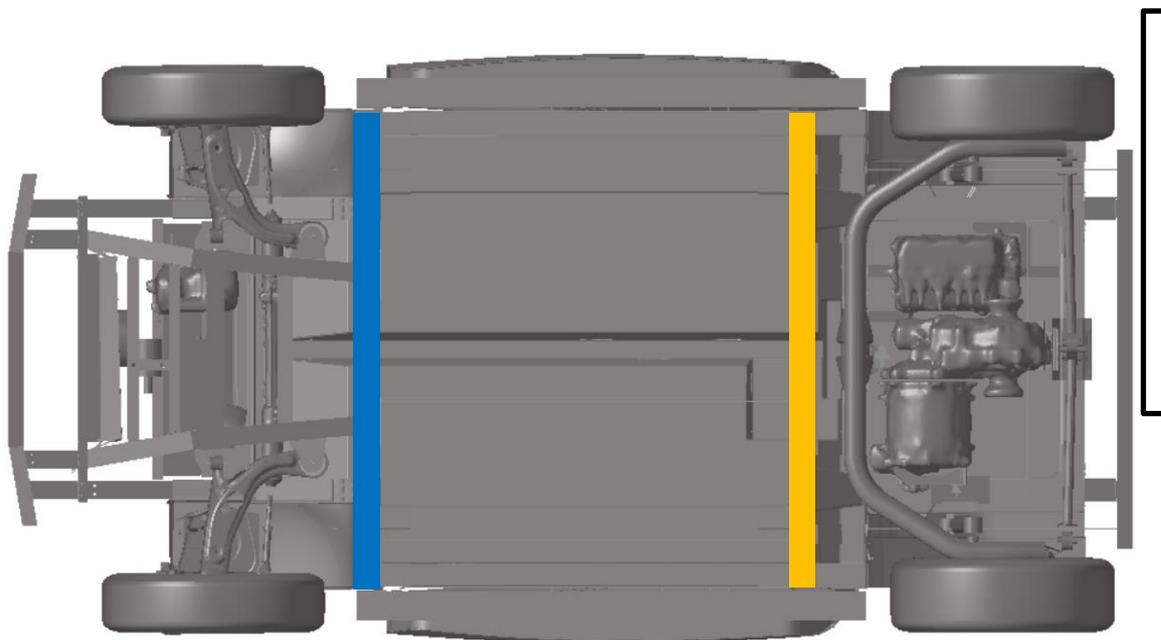


Abbildung 2-30: Rear 70 % Overlap Crash des Epsilon-Fahrzeuges mit dem vorderen Querträger in blau und dem hinteren Querträger in gelb

#### 2.8.4 Variantenstudien des EES

Auf Basis des generischen EES soll in weiterer Folge eine Design-Variantenstudie durchgeführt werden. Dazu werden die für das Grunddesign des generischen EES ermittelten gewichteten Intrusionsverläufe aus allen 9 Lastfällen herangezogen, um die ideale Positionierung von Versteifungsstreben in Quer- und Längsrichtung im EES zu erörtern. Im Falle der Querstrebe erfolgt ihre Positionierung dort, wo an der linken und rechten Seite des EES die höchsten Intrusionswerte unter Anwendung der Lastfallmatrix auftreten. Selbiges Vorgehen gilt auch für die Positionierung der Längsstrebe, wobei dort die Intrusionsverläufe an Front und Heck des EES von Interesse sind. Die Versteifungsstreben sollen aus einem hochfesten Stahl mit einer Zugfestigkeit von 1300 MPa modelliert werden und eine Wandstärke von 2 mm aufweisen. In *LS PrePost* können ausgehend vom Grunddesign des generischen FE-Modells des EES die für die Erstellung der Versteifungsstrebe gewünschten Elemente ausgewählt und dem neuen Bauteil zugewiesen werden. Durch einen Vergleich der Designvarianten des EES mit und ohne Verstrebung lässt sich ihre Wirkungsweise bewerten. Dabei soll untersucht werden, ob der zusätzliche Einbau einer Verstrebung zu geringeren mechanischen Crashbelastungen an den Modulen des EES führt. Im Falle der Designvariation des EES mit einer Querstrebe wird der Side Pole Crush am Ersatzrahmen angewandt, da dieser Lastfall die von allen seitlichen Lastfällen vergleichsweise größten Intrusionen am EES hervorruft. Im Falle der Längsstrebe wird der Lastfall Small Overlap Frontal auf den Ersatzrahmen aufgebracht und untersucht. Der Grund für die Wahl des Small Overlap Frontal liegt wiederum darin, dass dieser Lastfall die für frontale Lastfälle vergleichsweise größten Intrusionen am EES hervorruft. Die Auswirkungen des Einbaus einer Quer- oder Längsstrebe auf die Intrusionen am Gehäuse und die Verformungsenergien in den Komponenten des EES soll demnach unter Anwendung der jeweils kritischsten Lastfälle aufgezeigt werden.

Eine weitere Designvariation des generischen FE-Modells des EES findet durch die Erhöhung der Wandstärke des Wannenbodens statt. Dabei wird die Wandstärke von 4 mm auf 6 mm angehoben. Wiederum befindet sich der EES eingebaut im Ersatzmodellrahmen. Im Zuge dieser Untersuchung wird die gesamte Lastfallmatrix im quasistatischen Crush auf das Ersatzrahmen-Modell aufgebracht und die mechanischen Lasten werden auf den EES abgeleitet. Damit ergeben sich für alle vier Seiten des EES charakteristische Intrusionsverläufe, welche für das Ausgangsmodell (4 mm Wandstärke) und die neue Designvariante (6 mm Wandstärke) gegenübergestellt werden. Ebenso wird für den konkreten Fall des Side Pole Crushs die sich ergebende Verformungsenergie in den Komponenten des EES der beiden Designvarianten gegenübergestellt.

Selbiges Vorgehen soll für einen generischen EES ohne Deckel durchgeführt werden. Auch in dieser Designvariante werden sämtliche Lastfälle auf den EES aufgebracht, die Beträge der Verformungsenergie exemplarisch für den Side Pole Crush ermittelt und der Ausgangskonfiguration

des EES vergleichend gegenübergestellt. Dabei soll herausgearbeitet werden, welchen Einfluss der Deckel auf das Verformungsverhalten des Gehäuses hat und welchen Betrag der Verformungsenergie der Deckel in Relation zum Gehäuse im Side Pole Crush aufnimmt.

Zusammenfassend besteht das Ziel dieser Variantenstudie darin, die Vorzüge der im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Methode der Anwendung eines generischen EES und einer generischen Anbindungsmethodik an vier anschaulichen Beispielen zu verdeutlichen.

### **2.8.5 Erstellung und Plausibilisierung des Bewertungsschemas der Anbindungsstellen**

Durch die Möglichkeit der Auswertung der infolge der Lastfälle an den Seiten des EES entstehenden Intrusionsverläufe, ergibt sich ein weiterer Anwendungsfall der Methodik, der in der Untersuchungsmatrix berücksichtigt werden soll. Dieser besteht in der Bewertung der Anbindungsstellen hinsichtlich der auftretenden Intrusionen an den jeweiligen Nodes. Dabei lautet die Hypothese, dass jene Nodes am besten für die Anbindung geeignet sind, welche die infolge der Lastfälle geringste Intrusion aufweisen. Für die Erstellung des Rankings werden die Ergebnisse der Intrusion am EES für den dynamischen Crash-Fall am Epsilon-Modell herangezogen. Durch Aufbringung der Lastfallmatrix mit den 9 Lastfällen werden die zugehörigen Intrusionsverläufe am EES erhalten, welche im Anschluss nach der Gewichtungsmatrix in Abbildung 2-17 zu einem einzigen gewichteten Intrusionsverlauf zusammengefasst werden. Dadurch kann ein Bewertungsschema (Ranking) der Anbindungsstellen von best case zu worst case erzeugt werden, wobei sich der best case der Anbindung durch die geringste mechanische Crashlast im EES auszeichnet. Mithilfe des Rankings ist es dem Anwender dieser Methodik möglich, die Anbindung des EES an jenen Nodes vorzusehen, an welchen im gewichteten Mittel aller Lastfälle die kleinsten Intrusionen am EES entstehen.

Natürlich ist auch dieses Vorgehen zur Bestimmung des Rankings der Anbindungsstellen zu plausibilisieren, d.h. es ist ein Nachweis für die Aussagekraft des erstellten Rankings zu erbringen. Hierfür kommt das anfänglich erstellte FE-Modell des detaillierten Designs des EES zur Anwendung, welches in das Epsilon-Modell eingebaut wird. Die Anbindung des detaillierten Modells des EES soll über die seitlichen Anschraubblöcke erfolgen, welche nach dem best und worst case der Anbindung durch seitliches Verschieben in *LS PrePost* ausgerichtet werden können. Die Anbindung der Anschraubblöcke an den Fahrzeugrahmen erfolgt wie im obigen Kapitel 2.8.1 beschrieben. Im vorliegenden Fall erfolgt eine Beschränkung auf jeweils 2 Anbindungsblöcke pro Seite, d.h. zwischen EES und Fahrzeugrahmen liegen insgesamt 8 Anschraubblöcke.

Damit ist nun das detaillierte Modell der Traktionsbatterie im Epsilon-Fahrzeugmodell verankert. Zur Plausibilisierung am Epsilon-Modell wird eine Beschränkung der Lastfallmatrix auf den Side Pole Crash nach ECE-R135 vorgenommen, da in diesem Lastfall die für die Unterbodenbatterie höchsten Crashlasten auftreten und sich somit der Nutzen des erstellten Bewertungsschemas am deutlichsten hervorheben lässt. Die für diesen Lastfall am EES entstehenden Maximalbeträge der

---

## Methode

Verformungsenergie in den Komponenten werden für den best case und den worst case ermittelt und einander vergleichend gegenübergestellt.

Diese präsentierte Methodik der Anwendung eines generischen EES in Kombination mit einer generischen Anbindung bietet den neuen, in der Literatur nicht vorhandenen Anwendungsfall der Erstellung eines Bewertungsschemas (Rankings) für die Anbindungsstellen.

## 3 ERGEBNISSE

### 3.1 Die Modelle der Traktionsbatterie

#### 3.1.1 Das Design der Traktionsbatterie

Das Design des detaillierten Modells der Traktionsbatterie ist in den folgenden Abbildungen 3-1 und 3-2 dargestellt. Es umfasst ein Gehäuse mit den seitlich angebrachten Anschraubplatten und im Inneren die beiden Module, welche aus jeweils 408 zylindrischen Batteriezellen des Typs 21700 bestehen, für welchen folgende Grundeigenschaften angenommen werden können:

Tabelle 3-1: Eigenschaften einer 21700-Zelle [45] [46]

<b>DURCHMESSER</b>	21 mm
<b>LÄNGE</b>	70 mm
<b>SPANNUNG (NOMINAL) <math>U_{NOM}</math></b>	3,75 V
<b>KAPAZITÄT (NOMINAL) <math>Q_{NOM}</math></b>	5200 mAh
<b>GEWICHT</b>	68 g
<b>SPEZIFISCHE ENERGIEKAPAZITÄT</b>	288 Wh/kg

Bei einer elektrischen Konfiguration von 102s8p kann die Zielvorgabe der Gesamtenergiekapazität von 15,9 kWh erreicht werden. Dies bedeutet, dass insgesamt 102 Zellpakete zu je acht parallel geschalteten Zellen in Serie verbunden sind. Die Gesamtenergiekapazität wird nach den Formeln 3-1 bis 3-3 errechnet:

$$U_{Ges} = s \cdot U_{NOM} \quad 3-1$$

$$Q_{Ges} = p \cdot Q_{NOM} \quad 3-2$$

$$E_{Ges} = U_{Ges} \cdot Q_{Ges} \quad 3-3$$

wobei,

$U_{Ges}$  .....Gesamtspannung

$U_{NOM}$  .....Nominalspannung

s .....Anzahl der in Serie geschalteten Batteriezellen

$Q_{Ges}$  .....Gesamtkapazität

$Q_{NOM}$  .....Nominalkapazität

p .....Anzahl der parallel geschalteten Batteriezellen

$E_{Ges}$  .....Gesamtenergiekapazität

Bei einer Gesamtspannung nach Formel 3-1 von  $U_{Ges} = 102 \cdot 3,75 \text{ V} = 382,5 \text{ V}$  und einer Gesamtkapazität von  $Q_{Ges} = 8 \cdot 5,2 \text{ Ah} = 41,6 \text{ Ah}$  (Formel 3-2) wird die für den EES geforderte Gesamtenergiekapazität von  $382,5 \text{ V} \cdot 41,6 \text{ Ah} = 15,9 \text{ kWh}$  erreicht.

Die Module bilden eine feste Matrix, wobei die Batteriezellen an ihrem oberen und unteren Ende von einer Epoxidharzschicht fest umschlossen sind. Des Weiteren beinhalten die Module neben den zylindrischen Zellen auch noch den Kühlmantel, welcher sich durch die Zellreihen windet, sowie an beiden Seiten jeweils eine Seitenschiene aus Stahl, welche das Anschrauben der Module an die Wanne ermöglicht. Dieses Design der Module lehnt sich an jenes von Tesla in Model S und Model X an. Die Wanne selbst ist ein tiefgezogenes Stahlgehäuse von 4 mm Wandstärke, an welchem an den vier lateralen Seiten die Anschraubblöcke befestigt sind, welche die Schraubverbindung zwischen dem Fahrzeugrahmen und dem Gehäuse der Traktionsbatterie ermöglichen. Die Wanne mit den Anschraubblöcken entlehnt ihr Konzeptdesign von dem vormals im Epsilon-Modell eingebauten EES. Die übrigen elektronischen Komponenten, wie etwa die Verkabelungen oder das Battery Management System (BMS) wurden nicht im Design berücksichtigt, da diese Bauteile nur in vernachlässigbarem Maße zur Gesamtsteifigkeit des EES beitragen. Die Konstruktion der Traktionsbatterie besitzt eine Gesamtmasse von 142 kg.

Weitere Abbildungen des Designs können dem Anhang entnommen werden.



Abbildung 3-1: Sicht auf das Gehäuse des EES mit den seitlichen Anschraubplatten



Abbildung 3-2: Sicht auf die beiden Module des EES mit den zylindrischen 21700 Zellen, sowie den oberen und unteren Schichten aus Epoxidharz

### 3.1.2 Das detaillierte FE-Modell der Traktionsbatterie

In einem nächsten Schritt wurde das Finite-Elemente-Modell für die Traktionsbatterie erzeugt. Die Komponenten des gesamten FE-Modells der Traktionsbatterie werden in der folgenden Tabelle 3-2 zusammengefasst:

Tabelle 3-2: Zusammenfassung FE-Modell Traktionsbatterie

<b>Number of Parts</b>	846
<b>Number of Nodes</b>	772.033
<b>Number of Brick Elements</b>	483.173
<b>Number of Beam Elements</b>	6.684

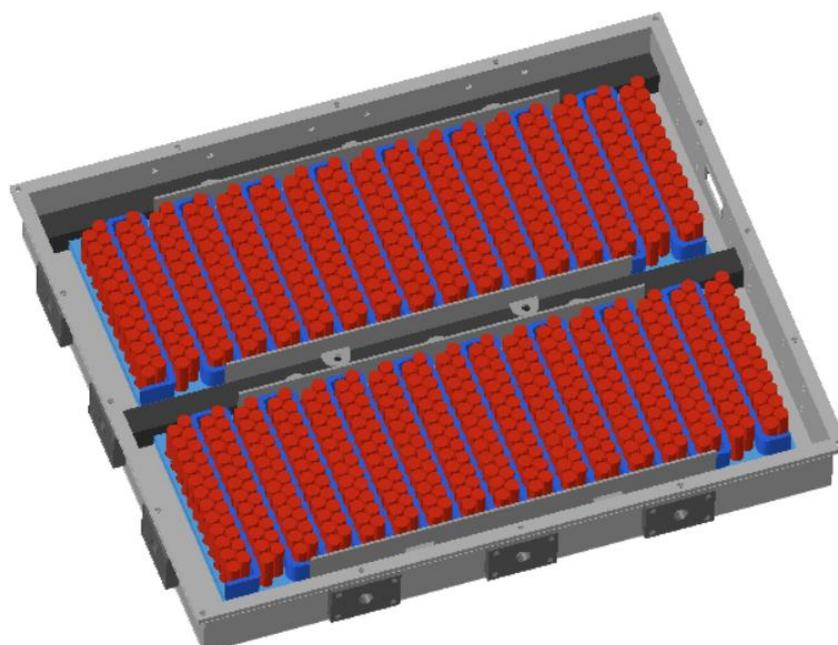


Abbildung 3-3: Sicht auf das Innere des FE-Modells der Traktionsbatterie mit den Zellen (rot), angeordnet in 2 identischen Modulen. Nicht dargestellt sind der Deckel sowie die obere Epoxidharzschicht.

Die insgesamt 816 zylindrischen Batteriezellen wurden nach Greve und Fehrenbach (2012) in [12] mit einer maximalen Kantenlänge von 5 mm vernetzt. In der folgenden Abbildung 3-4 ist das FE-Netz einer Batteriezelle dargestellt. Die Modellierung der Batteriezelle als ein einheitliches Bauteil - und somit nicht getrennt als Gehäuse und Zellwickel - hat eine deutliche Reduktion an finiten Elementen zur Folge, was sich positiv auf die Rechenzeit auswirkt.

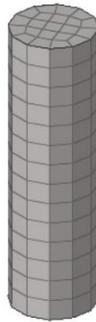


Abbildung 3-4: FE-Modell der vereinheitlichten 21700-Zelle, bestehend aus 295 Elementen

Da jedoch keine Materialmodelle bzw. Materialversuche zur einheitlichen Batteriezelle in der Literatur vorhanden sind, wurde es nötig, zunächst die getrennte Modellierung von Gehäuse und Zellwickel vorzunehmen. Diese beiden Komponenten wurden, wie in der Methodik beschrieben, mit den aus der Literatur erhaltenen Materialparametern für Gehäuse und Zellwickel bedatet. Das zusammengeführte Modell, bestehend aus den getrennt modellierten Komponenten Gehäuse und Zellwickel, konnte anschließend einem radialen Kompressionstest und Dreipunktbiegeversuch unterzogen werden. In einem nächsten Schritt wurde die einheitliche Modellierung der Batteriezelle vorgenommen, wie in der obigen Abbildung 3-4 dargestellt. Die Materialparameter wurden für das einheitliche Ersatzmodell der Batteriezelle so gewählt, dass sich dieselben Kraft-Weg-Kennlinien in denselben beiden mechanischen Tests reproduzieren ließen.

Die sich für die einheitlich und getrennt modellierte Batteriezelle aus den beiden mechanischen Tests ergebenden Kraft-Weg-Kennlinien werden in den folgenden beiden Abbildungen 3-5 und 3-6 für einen Deformationsweg von 4 mm dargestellt. In Kapitel 4 (Diskussion) werden diese erhaltenen Kennlinien für die 21700-Zelle jenen aus der Literatur für 18650-Zellen vergleichend gegenübergestellt.

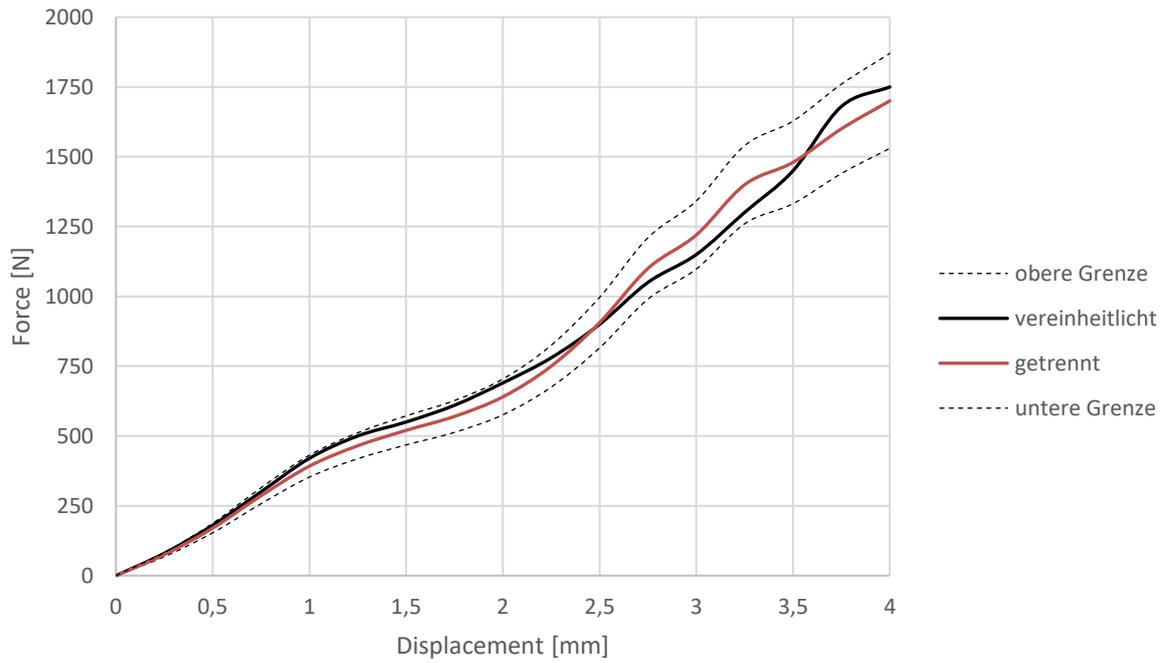


Abbildung 3-5: Kraft-Weg-Kennlinie für den simulierten Dreipunktbiegeversuch der 21700-Zelle

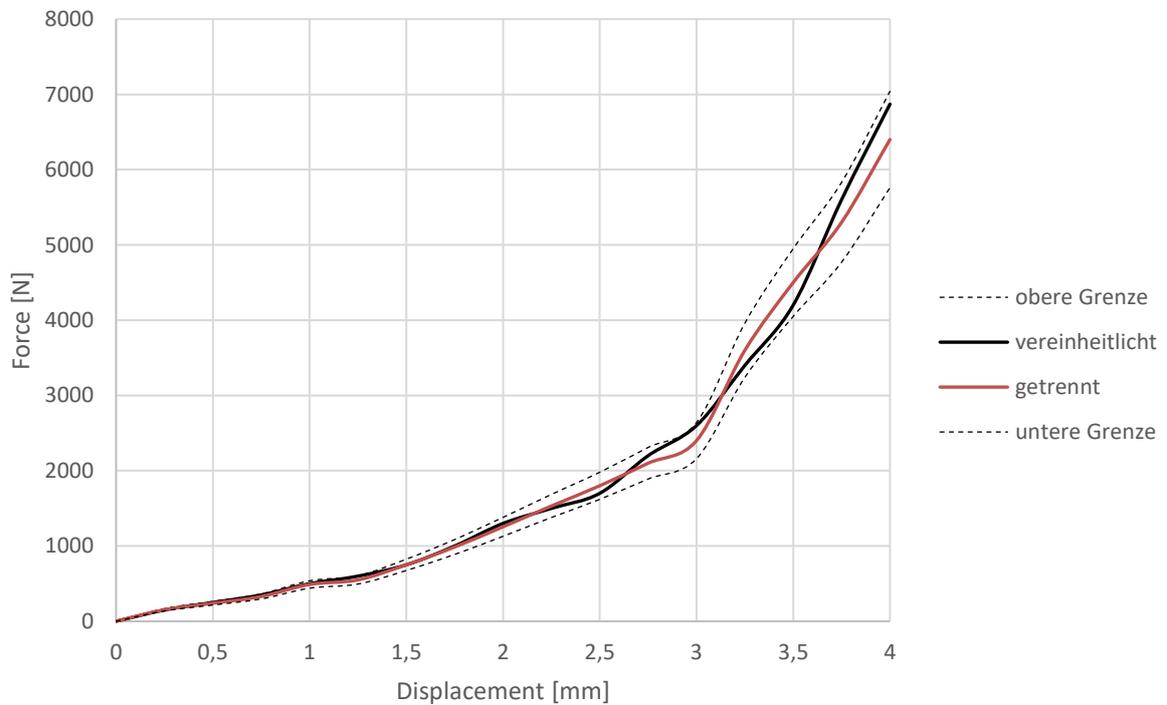


Abbildung 3-6: Kraft-Weg-Kennlinie für den simulierten radialen Kompressionsversuch der 21700-Zelle

Im Folgenden werden die FE-Modelle der wesentlichen Komponenten des EES präsentiert. Sämtliche Komponenten wurden dabei mit Hexaeder-Elementen vernetzt und mit dem Materialmodell 024 MAT\_Piecewise\_Linear\_Plasticity in *LS-DYNA* nach den zugehörigen Materialeigenschaften in den Abbildungen 2-7 bis 2-9 bedatet.

In Abbildung 3-7 ist das FE-Modell von einer der insgesamt vier Schichten des Epoxidharzmantels dargestellt. Sie umschließen die zylindrischen Batteriezellen an deren Ober- und Unterseite. Die dargestellte Schicht des Epoxidharzmantels besteht aus 28500 Solid-Elementen. Die kleinste Elementlänge am Epoxidharzmantel beträgt 0,97 mm und stellt gleichzeitig die minimale Kantenlänge für das gesamte FE-Modell dar.

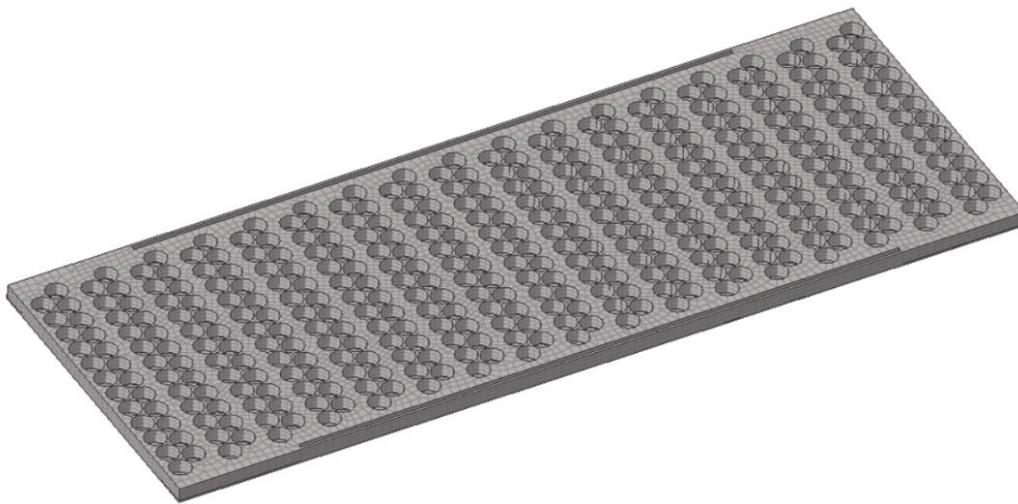


Abbildung 3-7: FE-Modell einer Epoxidharzschicht, bestehend aus 28500 Elementen

In Abbildung 3-8 ist auch das FE-Modell eines der beiden Kühlmäntel aus Aluminium dargestellt. Das unten abgebildete FE-Modell beinhaltet 19300 Solid-Elemente mit der minimalen Kantenlänge von 2 mm.

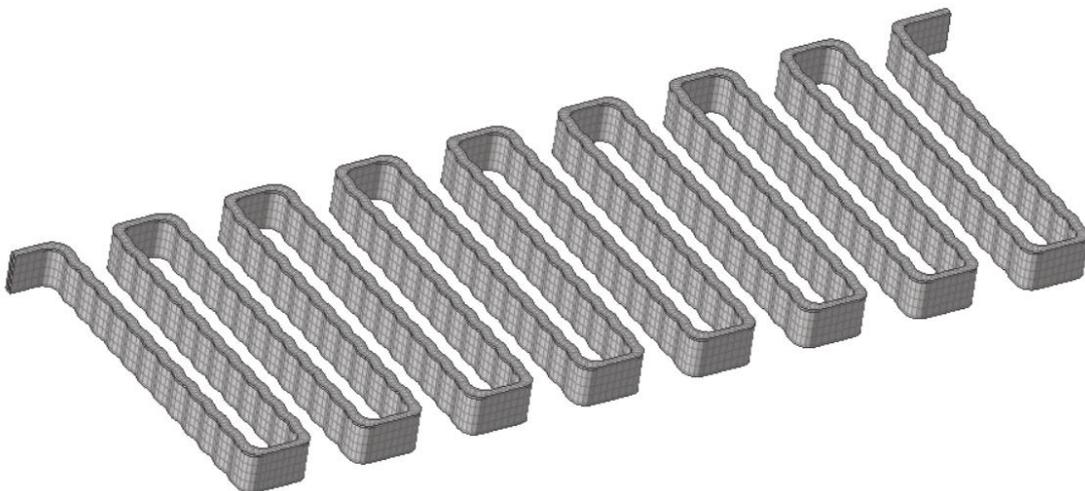


Abbildung 3-8: FE-Modell des Kühlmantels, bestehend aus 19300 Elementen

Das Gehäuse des EES ist in der nachstehenden Abbildung 3-9 dargestellt. Der Deckel aus Aluminium wird über RBEs an der tiefgezogenen Stahl-Wanne befestigt (Materialeigenschaften in den Abbildungen 2-8 und 2-9). Die Gesamtanzahl an Elementen für das Gehäuse beträgt 54000 Hexaeder-Elemente.

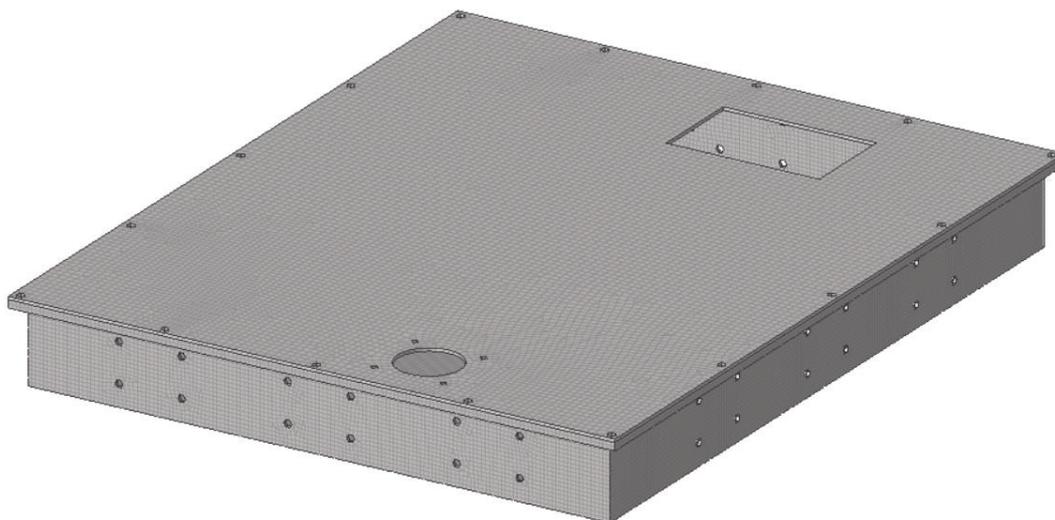


Abbildung 3-9: FE-Modell des Gehäuses des EES, bestehend aus 54000 Elementen

Das hiermit erstellte FE-Modell des detaillierten Designs des EES weist den entscheidenden Nachteil auf, dass es, aufgrund seiner festgelegten und weitgehend unveränderlichen Strukturen, nicht dafür geeignet ist, in eine Vielzahl an Designvarianten umgewandelt zu werden. Aus diesem Grunde wurde auch ein generisches FE-Ersatzmodell für das vorliegende Design des EES erzeugt.

### 3.1.3 Das generische FE-Ersatzmodell der Traktionsbatterie

Um die Crashlasten auf die verschiedenen Designkonfigurationen des EES in effizienter Weise ableiten zu können, wurde ein generisches Modell des EES erstellt, welches die geforderte Gestaltungsfreiheit durch Anwendung von uniformen Hexaeder-Elementen gewährleistet, die in *LS PrePost* den beliebigen Bauteilen sehr einfach zugewiesen werden können.

In der nachfolgenden Abbildung 3-10 wird das generische Design des EES jenem des Originalmodells gegenübergestellt. Wie aus der Abbildung der beiden FE-Modelle hervorgeht, ist das Design des generischen EES jenem des detaillierten Modells des EES nachempfunden, wobei zwecks schneller Abänderungsmöglichkeit einige Vereinfachungen getroffen wurden. Aus dem Querschnitt des EES ist ersichtlich, dass die Modulebene des generischen EES deutlich vereinfacht wurde. Die im detaillierten Modell bestehende Modulkonfiguration aus den jeweils 408 Batteriezellen, dem Kühlmantel und der oberen und unteren Schicht aus Epoxidharz bildet eine feste Matrix. Im generischen Modell wird das Modul als einheitliches Bauteil modelliert.

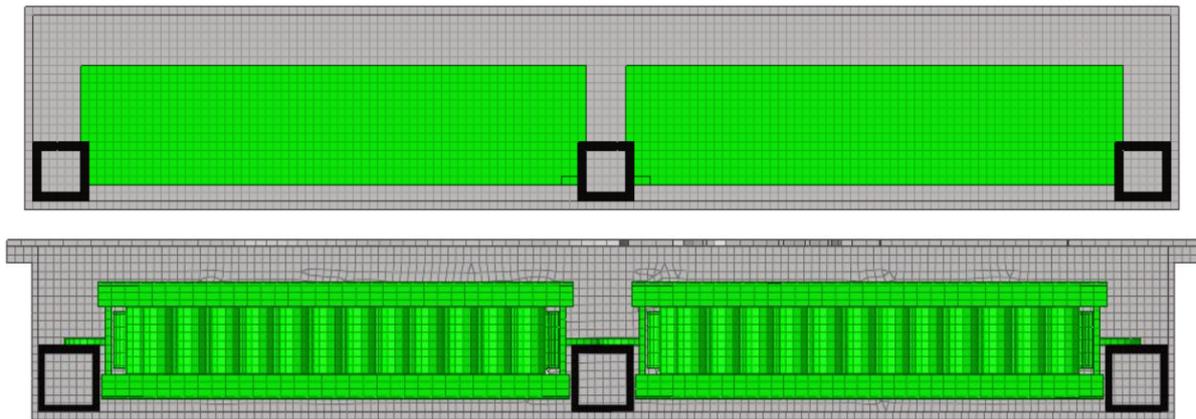


Abbildung 3-10: Vergleich der FE-Modelle des EES: generisch (oben) und detailliert (unten)

Die beiden Batteriemodule des generischen Ersatzmodelles werden verallgemeinert mit den mechanischen Eigenschaften des Epoxidharzes E-862 bedatet (siehe Abbildung 2-7). Da das Epoxidharz eine relativ geringe Dichte aufweist, war es notwendig, durch zusätzliche Massenbelegung die originale Masse eines Moduls von insgesamt jeweils 63 kg zu erreichen. Die zusätzliche Massenbelegung erfolgte durch die Zugabe von virtueller Masse in *LS-DYNA* über *Element\_Mass\_Part*. Dadurch wurde die Zusatzmasse von 39 kg gleichmäßig auf alle Nodes des Moduls aufgeteilt.

Die Wanne und der Längsträger des generischen Modells werden mit den Materialeigenschaften von Stahl bedatet (Abbildung 2-8). Der Deckel des generischen Modells erhält die Materialeigenschaften von Aluminium. Sämtliche Bauteile werden mit dem Materialmodell 024 *MAT\_Piecewise\_Linear\_Plasticity* modelliert. In weiterer Folge wird das Design des generischen FE-Modells des EES der Untersuchungsmatrix zufolge abgeändert, d.h. das FE-Modell wird mit Versteifungsstreben in Längs- und Querrichtung ausgestattet (Abbildung 3-11), sowie der Wannensboden verstärkt und der Gehäusedeckel entfernt (Abbildung 3-12).

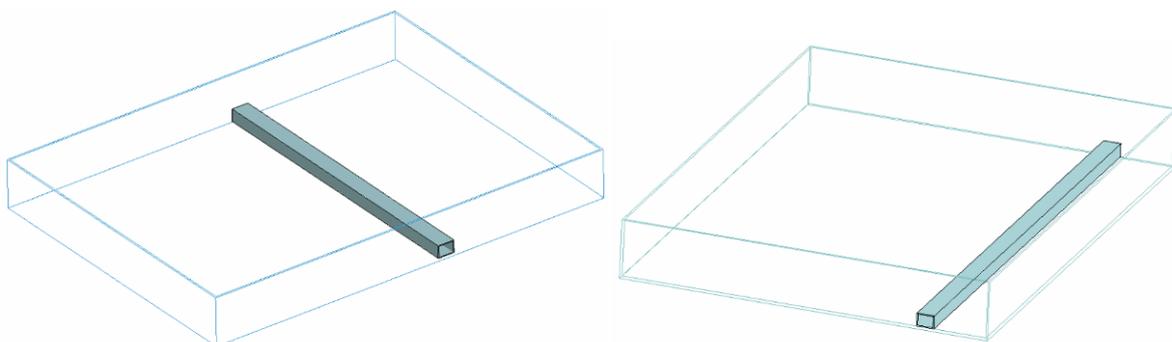


Abbildung 3-11: EES mit hinzugefügter Querstrebe (links) und Längstrebe (rechts)

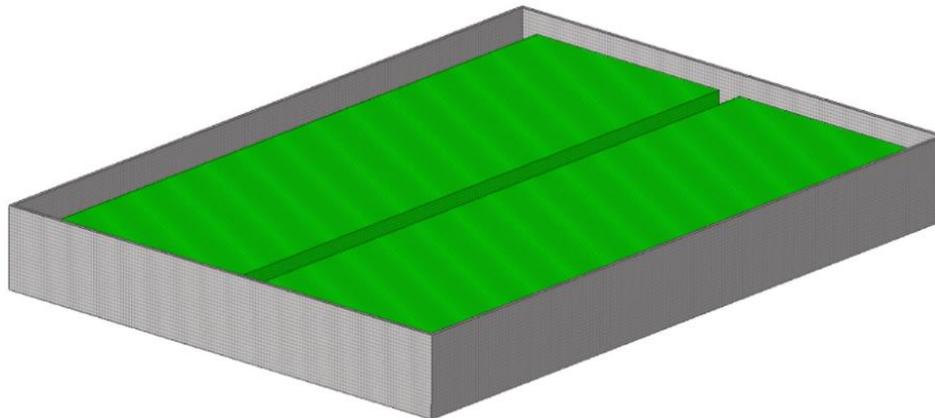


Abbildung 3-12: FE-Modell des generischen EES ohne Gehäusedeckel

Je nach Anwendungszweck kann ein gröberes oder feineres Netz für den generischen EES erstellt werden. Die zusätzlichen Versteifungsstreben aus hochfestem Stahl werden mit einer Wandstärke von 2 mm modelliert.

Die Anbindung des generischen FE-Modells des EES erfolgt seitlich über starre Hexaeder-Blöcke mit der Kantenlänge 30 mm, die an der Mittelebene des EES angebracht werden, wobei diese den Kraftfluss zwischen EES und Fahrzeugrahmen ermöglichen (siehe Abbildung 3-13).

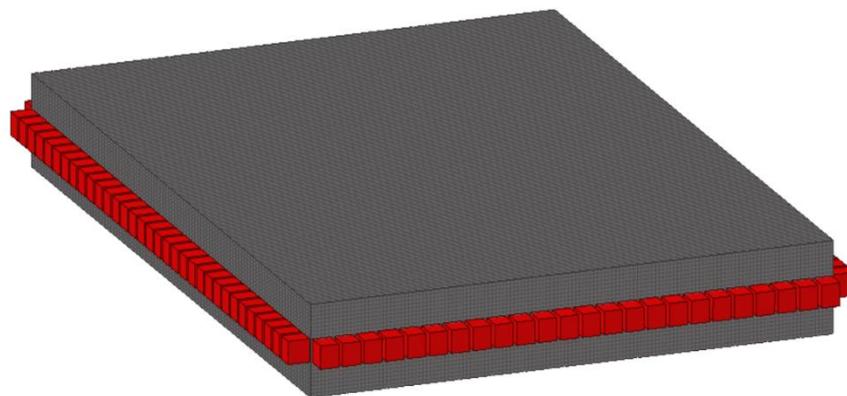


Abbildung 3-13: Gehäuse des FE-Modells des generischen EES mit den Anbindungsblöcken (Hexaeder-Elemente) in rot

Aus der folgenden Abbildung 3-14 geht hervor, dass die Gehäuse grundsätzlich eine andersartige Gestaltung aufweisen. Im generischen Modell erfolgt die Ausführung des Gehäuses als ein einziger geschlossener Hohlkörper mit einer Wandstärke von 4 mm. Im Gegensatz zum detaillierten Modell erfolgt somit keine Unterteilung in Deckel und Wanne, welche über Rigids miteinander verbunden sind. Ebenso sind die im Deckel des detaillierten Modells vorgesehenen Öffnungen für die Kabelleitungen im generischen Modell nicht vorgesehen. Auch die Bohrungen an den Seiten des

Gehäuses, die für die Befestigung der Anschraubplatten dienen, sind im generischen Modell nicht vorgesehen.

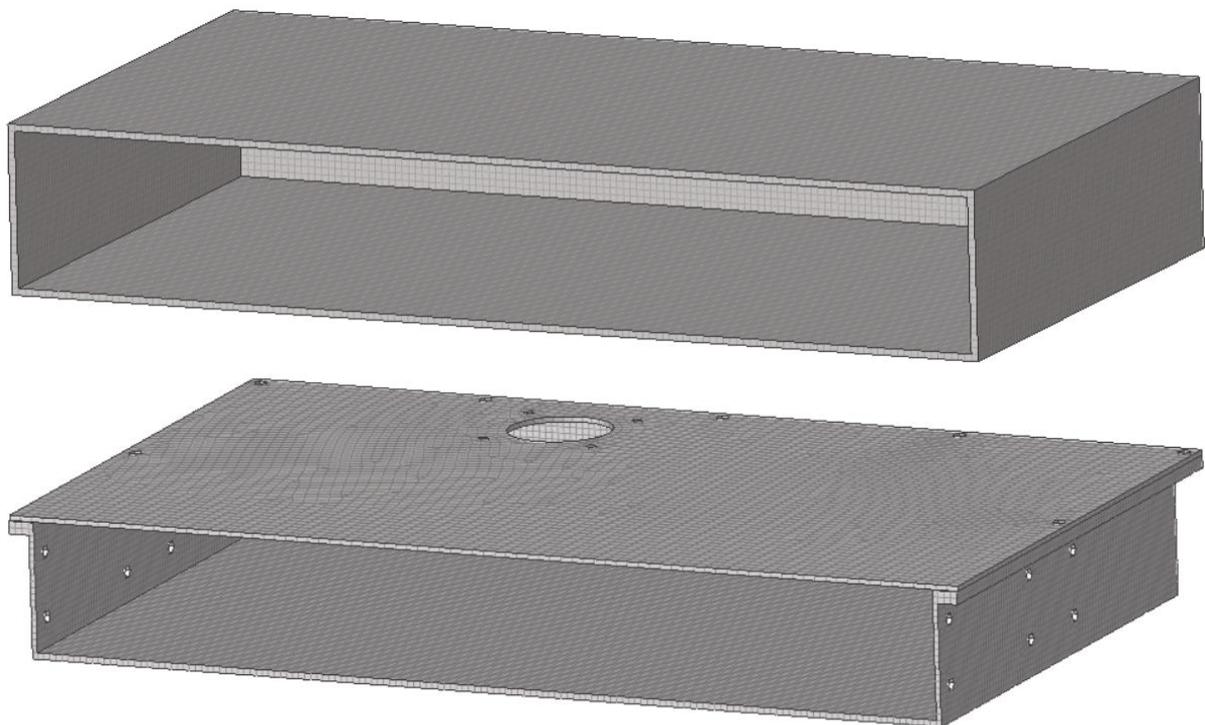


Abbildung 3-14: Vergleich der Gehäuse des generischen Ersatzmodells (oben) und des detaillierten Modells (unten)

### 3.2 Plausibilisierung des Anbindungskonzeptes

Die in dieser Arbeit präsentierte neuartige Anbindungsmethodik stellt das nötige Verbindungsglied zwischen dem Fahrzeugrahmen und dem EES dar, über welches die im Crashfall auftretenden Kräfte auf den EES übertragen werden.

Das Verfahren zur Plausibilisierung der neu entwickelten Anbindungsmethodik liegt, wie bereits in Kapitel 2.8.1 beschrieben, darin begründet, dass sich durch Ersetzen der ursprünglich am detaillierten FE-Modell des EES vorgesehenen Anschraubblöcke durch die neuartige Anbindungsmethodik mit Hexaeder-Elementen für einen definierten Lastfall dieselben Beträge der Verformungsenergie in den Komponenten des EES erreichen lassen sollen, wie unter Anwendung der ursprünglich im Design vorgesehenen Anschraubblöcke.

In der folgenden Tabelle 3-3 sind die Ergebnisse für die Gegenüberstellung der Verformungsenergien in den verschiedenen Komponenten des EES für den Side Pole Crash nach ECE-R135 bei einer Eindringgeschwindigkeit von 32 km/h aufgelistet.

Dabei wird ersichtlich, dass die Gegenüberstellung beider Anbindungsvarianten nahezu dieselben Ergebnisse für die Verformungsenergie in den verschiedenen Komponenten des detaillierten Modells des EES hervorrufen. Die unter Anwendung der Anbindungsblöcke ermittelten Maximalwerte der Verformungsenergie in den Komponenten liegen mit Ausnahme der Längsträger etwas höher als bei der Anwendung des Originalmodells mit den dort vorgesehenen Anschraubplatten.

Tabelle 3-3: Vergleich der Verformungsenergie in den Komponenten für die beiden Anbindungsmethoden

		<i>Originalmodell (Anschraubplatten)</i>	<i>neue Anbindungsmethodik (Hexaeder-Blöcke)</i>
<b>Batteriezellen</b>	[J]	405	432
<b>Batteriemodule</b>	[J]	2051	2155
<b>Längsträger</b>	[J]	1981	1891
<b>Wanne</b>	[J]	29288	29881

Aus den in Abbildung 3-15 und 3-16 dargestellten Verläufen der Intrusion an der linken Seite des EES wird auch ein Übereinstimmen im qualitativen Verlauf und damit des Verformungsbildes ersichtlich. Die Intrusionsbeträge liegen aber im Fall der Anbindung des EES mit den Hexaeder-Elementen an den Fahrzeugrahmen im Mittel um 5,5 % höher. Der Maximalbetrag der Abweichung zwischen beiden Intrusionsverläufen beträgt etwa 1,7 mm an der Position 52 des EES. Diese mittlere prozentuelle Abweichung für die beiden Intrusionsverläufe von 5,5 % korreliert auch mit den Abweichungen der Verformungsenergie für die Batteriezellen (6,6 %) und die Batteriemodule (5,1 %) in Tabelle 3-3.

Aus den beiden Verläufen für die Intrusion an der linken Seite des EES ist ersichtlich, dass 3 Anbindungsstellen pro Seite zur Anwendung kamen. Dies bedeutet konkret, dass das detaillierte FE-Modell drei Anschraubplatten je Seite aufweist (Abbildung 3-1), welche im generischen Modell des EES durch Hexaeder-Blöcke ersetzt wurden (Abbildung 2-26).

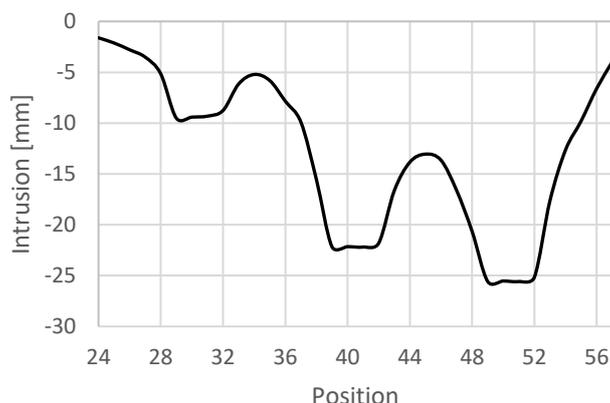


Abbildung 3-15: Intrusionsverlauf an der linken Seite des EES für den Side Pole Crash unter Anwendung der Anschraubblöcke

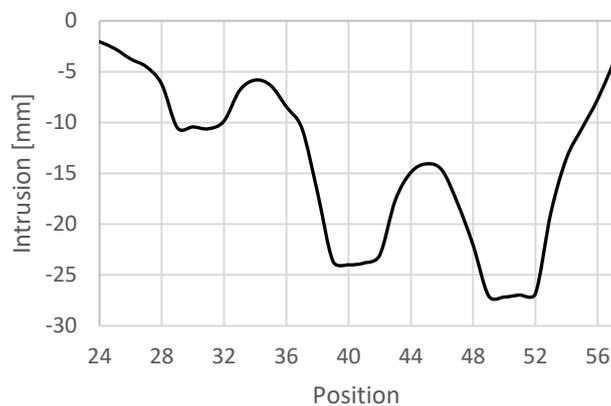


Abbildung 3-16: Intrusionsverlauf an der linken Seite des EES für den Side Pole Crash unter Anwendung der Hexaeder-Elemente

### 3.3 Das Ersatzmodell des Fahrzeurahmens

#### 3.3.1 Plausibilisierung der Einspannungskonfigurationen des Rahmens im quasistatischen Crush

Der quasistatische Crush am Epsilon-Modell sowie am Ersatzmodellrahmen bedingt die fixe Einspannung des Rahmens an bestimmten Stellen bzw. Komponenten, damit der Lastfall aufgebracht werden kann.

Der Nachweis der Plausibilität der festen Einspannung des Rahmens an den gewählten Stellen erfolgte durch den Vergleich der Verformungsenergie in den für eine Einspannung infrage kommenden Komponenten am Originalrahmen des Epsilon-Fahrzeugmodells. Die Plausibilisierung wurde im dynamischen Crash am Epsilon-Fahrzeugmodell ohne eingebautem EES durchgeführt, wobei die drei Lastfälle Full Width Frontal, Side Pole und Rear 70 % Overlap zum Einsatz kamen.

In den folgenden Diagrammen in Abbildung 3-17 bis 3-19 werden die Ergebnisse aus der Plausibilisierung für die in Kapitel 2.8.3 ausgewählten Komponenten dargestellt.

Zunächst erfolgte die Plausibilisierung der festen Einspannung des Rahmens für seitliche Lastfälle. Dazu wurde das Epsilon-Fahrzeugmodell ohne eingebautem EES dem Side Pole Lastfall nach ECE-R135 (32 km/h) unterzogen. Wie zu erwarten war, deformiert der linke, gelb gekennzeichnete Längsträger deutlich stärker als der blau gekennzeichnete rechte Längsträger und dies zeigt sich auch in dem erhaltenen Verlauf der Verformungsenergie beider Rahmenteile. Die Differenz der Verformungsenergie zum Zeitpunkt der maximalen Eindringtiefe der Barriere in die Fahrzeugstruktur beträgt dabei Faktor 163. Die Einspannung des Rahmens an dem in Abbildung 3-17 in blau

dargestellten Rahmenteil wäre somit aufgrund der dort vergleichsweise vernachlässigbar geringen Verformungsenergie plausibel.

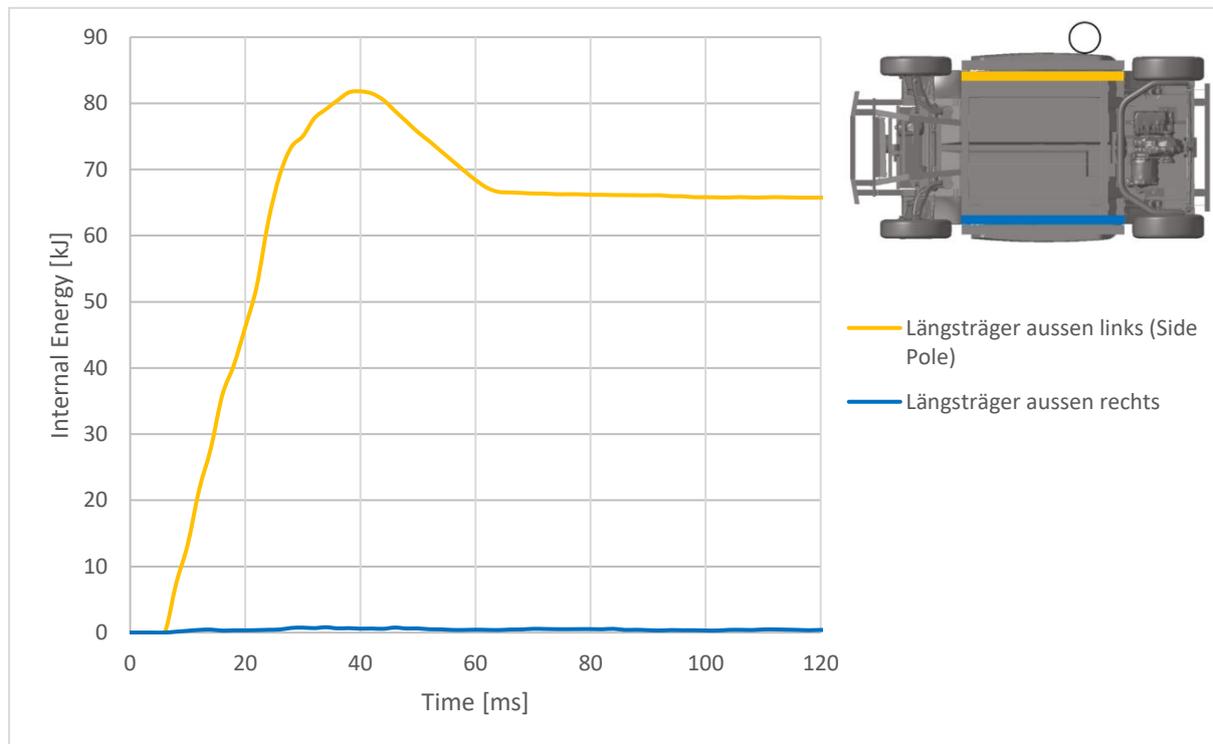


Abbildung 3-17: Vergleich der Verformungsenergie für die Längsträger des Rahmens im Side Pole Crash

Dasselbe Vorgehen wird auch für die Front- und Hecklastfälle durchgeführt. Für diese Lastfälle ergeben sich an den Zeitpunkten der maximalen Eindringtiefe der Crashbarriere in die Fahrzeugstruktur für die Beträge der Verformungsenergie Abweichungen von Faktor 176 (Full Width Frontal) und Faktor 53 (Rear 70 % Overlap) in den jeweils gegenüberliegenden Komponenten. Die in beiden untenstehenden Abbildungen blau hervorgehobenen Rahmenteile eignen sich daher für eine Einspannung im betreffenden Lastfall.

## Ergebnisse

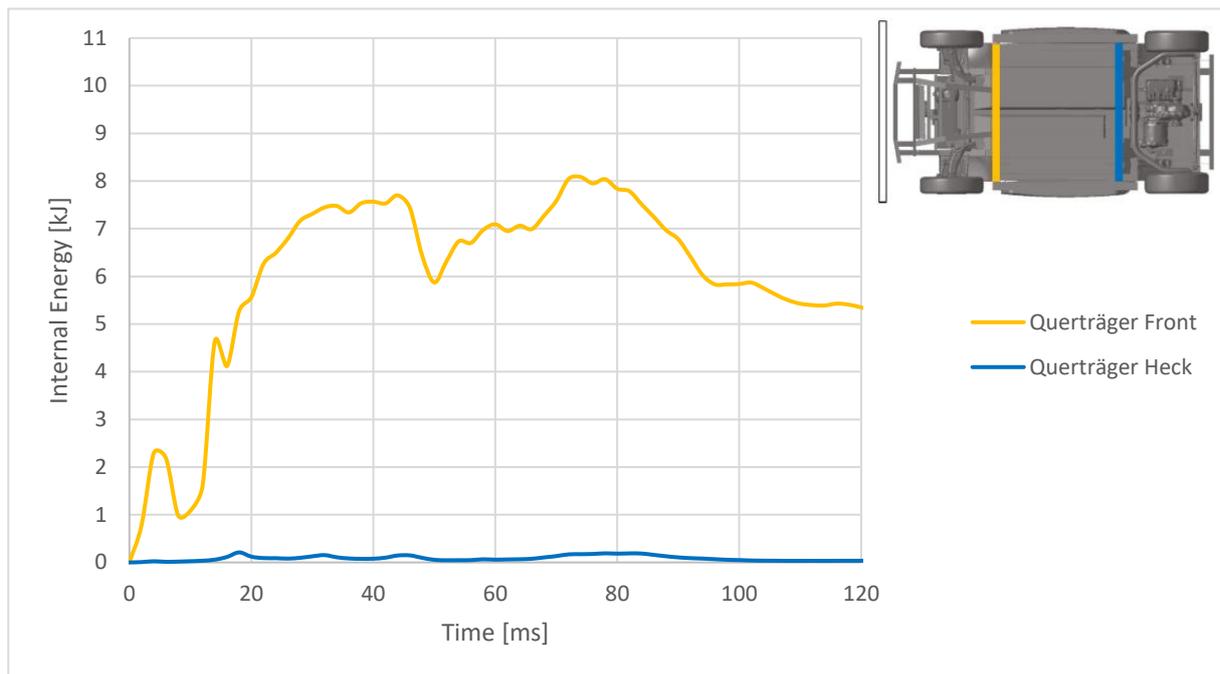


Abbildung 3-18: Vergleich der Verformungsenergie für die Querträger des Rahmens im Full Width Frontal Crash

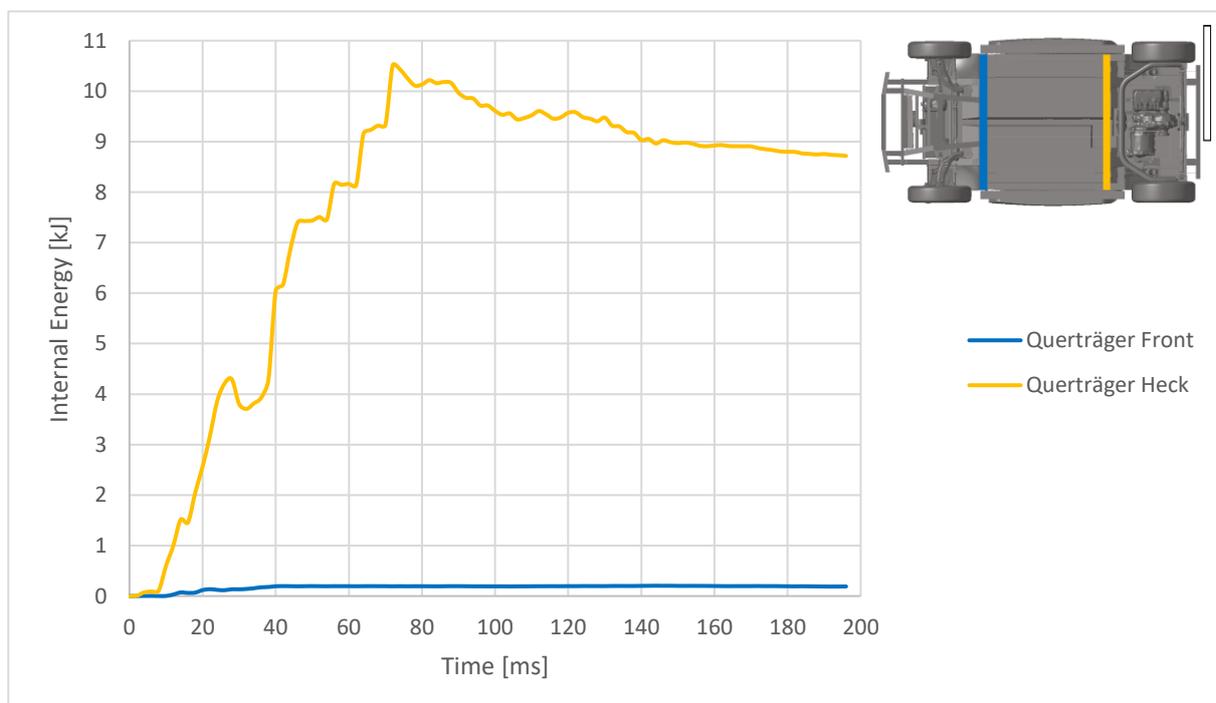


Abbildung 3-19: Vergleich der Verformungsenergie für die Querträger des Rahmens im Rear 70 % Overlap Crash

Somit wurde anhand der für verschiedene Crashlasten ermittelten Verformungsenergie in den für die feste Einspannung infrage kommenden Bauteilen gezeigt, dass diese sich tatsächlich für eine Einspannung eignen, da die Verformungsenergie an besagten Komponenten verhältnismäßig klein ist.

Dadurch kann gewährleistet werden, dass das Deformationsverhalten trotz der festen Einspannung des Rahmens an den bestimmten Komponenten plausibel bleibt.

### 3.3.2 Modellierung des Ersatzmodells des Fahrzeugrahmens

Für die Erreichung des Ziels, verschiedene Designvarianten des EES unter Anwendung verschiedener Lastfälle bezüglich der eindringenden mechanischen Crashlasten zu untersuchen, ist es notwendig, einen Weg zu finden, die Rechenzeiten deutlich zu reduzieren. Zur Steigerung der Recheneffizienz und unter der Voraussetzung des Erhaltens plausibler Ergebnisse, wurde ein Ersatzmodell des Fahrzeugrahmens erstellt. Da die Anbindung des EES in jedem Fall seitlich zwischen Fahrzeugrahmen und EES erfolgt, wurde in der Modellierung eine Beschränkung auf eben diese Strukturen des Fahrzeugrahmens vorgenommen. Durch die nur mehr ca. 150000 Elemente für den Ersatzmodellrahmen, ergibt sich eine im Vergleich zur Anwendung des Epsilon-Gesamtfahrzeugmodells um durchschnittlich über 85 % verkürzte Rechendauer.

Damit aus der Anwendung des Ersatzmodellrahmens plausible Ergebnisse erhalten werden, wurden die Geometrie und insbesondere die mechanischen Eigenschaften des Epsilon-Originalmodells auf den Ersatzmodellrahmen übertragen. Im Hinblick auf eine geometrische Übereinstimmung zwischen Originalrahmen und Ersatzrahmen, ist eine genaue Nachbildung der Dimensionen und Positionen von Längs- und Querträgern am Rahmen notwendig. In der folgenden Abbildung 3-20 ist der Ersatzmodellrahmen dargestellt.

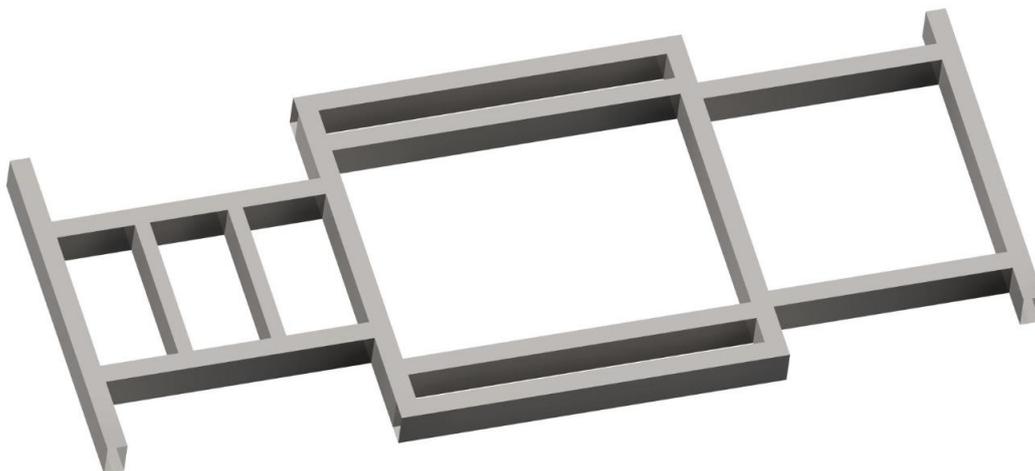


Abbildung 3-20: Vereinfachtes Ersatzmodell des Fahrzeugrahmens

Neben der Übertragung der Geometrie ist auch die Übertragung der mechanischen Steifigkeitseigenschaften vom Originalmodell auf das Ersatzmodell von großer Wichtigkeit. Die folgenden Diagramme vergleichen die Kraft-Weg-Kennlinie für drei verschiedene Lastfälle, sowohl am Epsilon-Fahrzeug, wie auch am Ersatzrahmen, wobei der EES in beiden Fällen nicht eingebaut wurde. Bei den drei Lastfällen handelt es sich um den Full Width Frontal, Side Pole und Rear 70 % Overlap. Die

nachfolgend dargestellten Kennlinien wurden stets im quasistatischen Crush ermittelt, wobei der Rahmen an den in Abbildung 2-22 dargestellten Nodes bzw. Komponenten fest eingespannt wurde. Die Eindringtiefen der Crashbarrieren wurden zuvor am Epsilon-Modell im dynamischen Crash ermittelt. Die in den folgenden Diagrammen dargestellten Kennlinien stellen somit die Kraft-Weg-Verläufe zwischen der Barriere und dem Epsilon-Modell (blau) sowie zwischen der Barriere und dem Ersatzrahmen (gelb) dar. Die Kraftverläufe des Ersatzrahmens bewegen sich innerhalb des geforderten Toleranzbereiches von maximal  $\pm 20\%$  Abweichung zum Originalmodell. Die Kraftverläufe wurden über dem Verformungsweg in *LS-DYNA* mit einem Tiefpass gefiltert.

In Abbildung 3-21 ist der Kraftverlauf für den Full Width Frontal Lastfall dargestellt. Hier wird die mit 328 kN höchste Kraftspitze aller Lastfälle erreicht. Die mittlere Abweichung zwischen den beiden am Epsilon-Fahrzeugmodell und Ersatzmodell ermittelten Kraftverläufen beträgt 8,7%. Bei einer Intrusionstiefe von 211 mm wird eine maximale Abweichung von 17% erreicht.

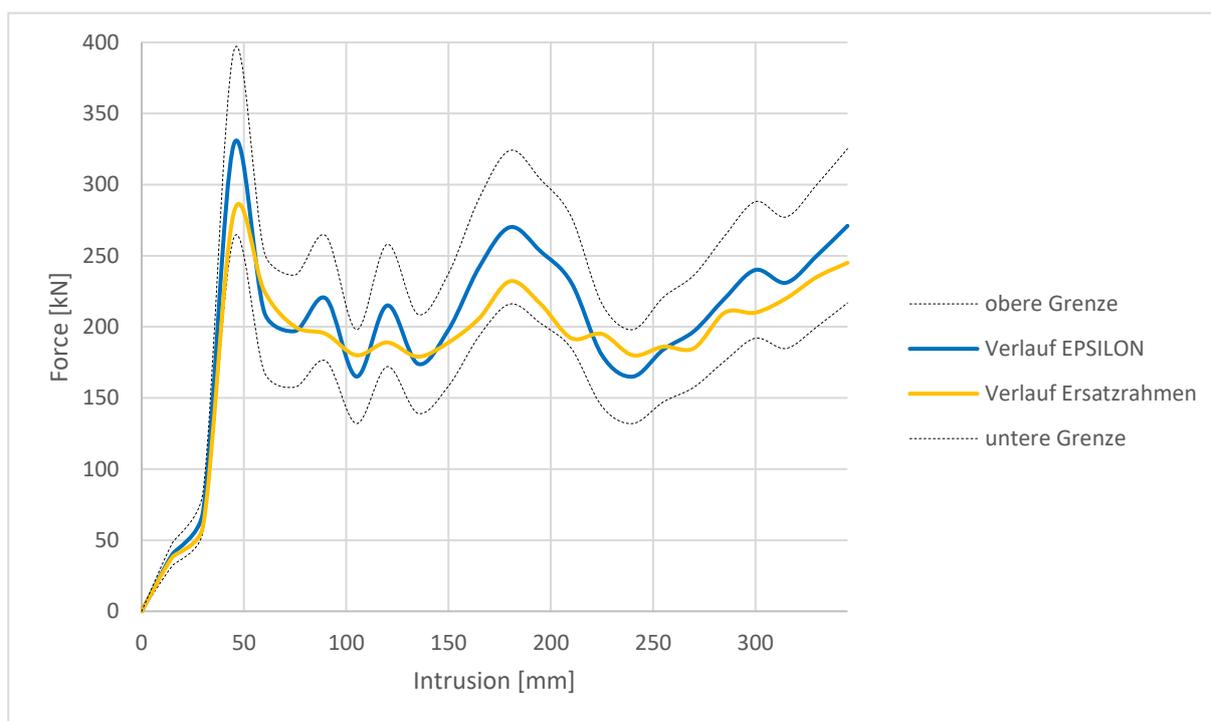


Abbildung 3-21: Vergleich der Kraft-Weg-Kennlinien für den Full Width Frontal Crush, ermittelt am Epsilon Modell (blau) und Ersatzrahmen (gelb)

In Abbildung 3-22 sind die Kraftverläufe aus dem Side Pole Lastfall dargestellt. Die maximale Eindringtiefe beträgt 192 mm. Die mittlere Abweichung beträgt hier 9,5 %. Die maximale Abweichung wird bei einer Intrusionstiefe von 84 mm erreicht und beträgt dort 19,3 %.

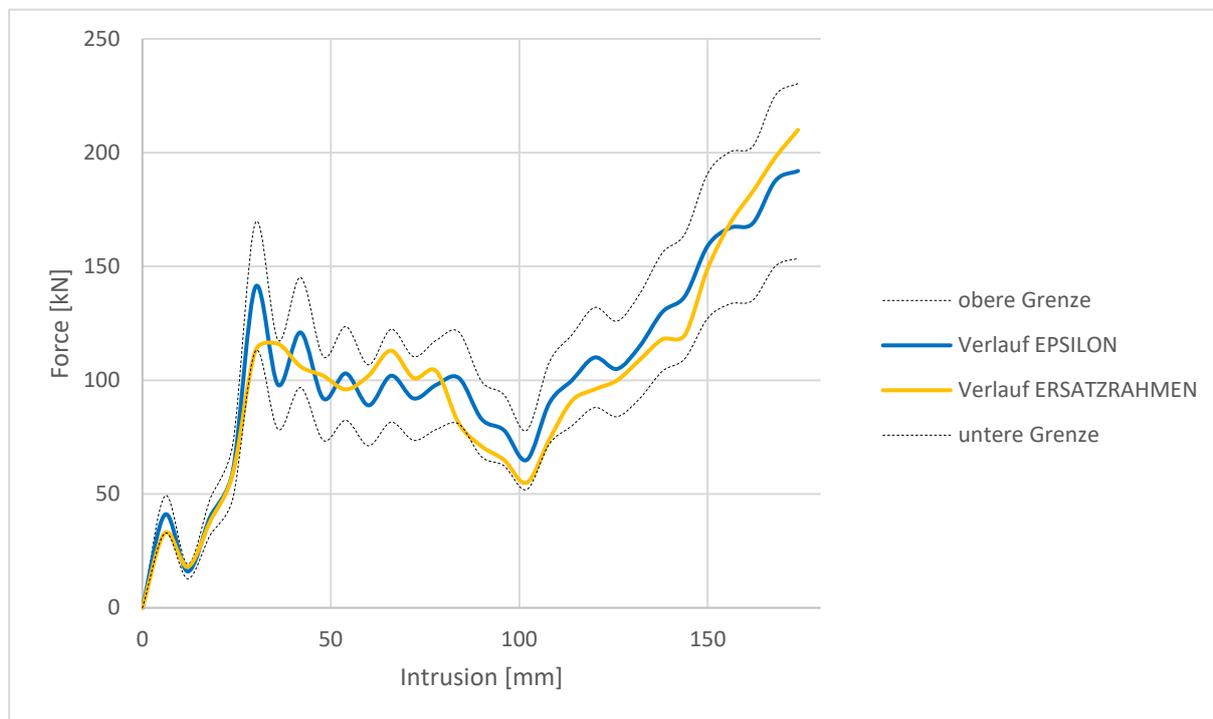


Abbildung 3-22: Vergleich der Kraft-Weg-Kennlinien für den Side Pole Crush, ermittelt am Epsilon-Modell (blau) und Ersatzrahmen (gelb)

Der dritte zu erfassende Lastfall war der Rear 70 % Overlap. Wie aus Abbildung 3-23 hervorgeht, traten in diesem Lastfall die geringsten Kraftniveaus auf. Ab einer Eindringtiefe der Barriere von ca. 310 mm in die Heckstruktur des Fahrzeuges steigt der Kraftverlauf wieder an. Dies ist durch die im Heck des Epsilon-Fahrzeuges liegende Motor- und Getriebestruktur bedingt (Abbildung 3-24). Die mittlere Abweichung der Werte der Kraft-Weg-Kennlinien beider Modelle beträgt durchschnittlich 8,1 %. Die maximale Abweichung tritt bei einer Intrusionstiefe von 160 mm auf und beträgt dort exakt 20 %.

## Ergebnisse

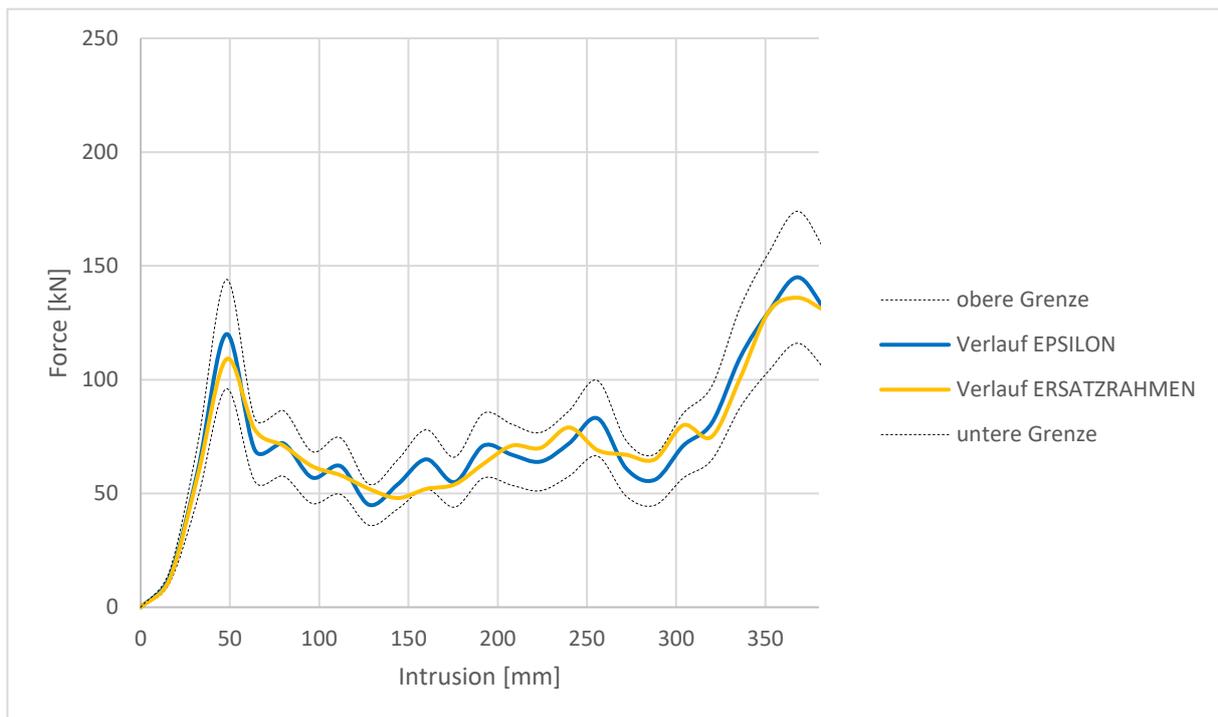


Abbildung 3-23: Vergleich der Kraft-Weg-Kennlinien für den Rear 70 % Overlap Crush, ermittelt am Epsilon-Modell (blau) und Ersatzrahmen (gelb)

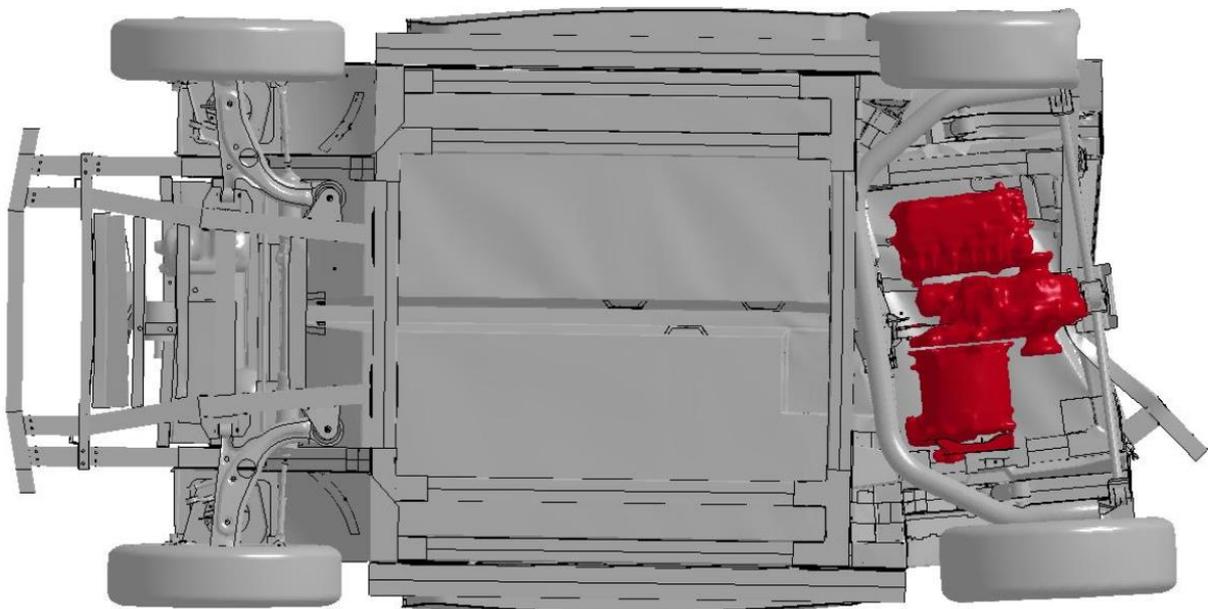


Abbildung 3-24: Motor- und Getriebeeinheit im Heck des Epsilon-Fahrzeuges

Im Kapitel 3.3.3 erfolgt der Vergleich der Intrusionsverläufe, die sich aus dem Einbau des EES in das Epsilon-Fahrzeug und den Ersatzrahmen unter Aufbringung der gesamten gewichteten Lastfallmatrix ergeben.

### 3.3.3 Plausibilisierung des Ersatzmodells des Fahrzeugrahmens

An dieser Stelle sind die Ersatzmodelle von EES und Rahmen bereits erstellt worden. Ebenso wurde die Plausibilisierung der neuartigen Anbindungsmethodik durchgeführt. Nun sollen die Ergebnisse für die Intrusionsverläufe an den vier Seiten des generischen EES, die aus der Anwendung der neun Lastfälle auf den Ersatzmodellrahmen erhalten wurden, plausibilisiert werden. Der gewichtete Intrusionsverlauf entsteht aus der gewichteten Überlagerung der Intrusionsverläufe aller neun Lastfälle. Für die Plausibilisierung der am Ersatzrahmen erhaltenen Intrusionsverläufe an den vier Seiten des EES erfolgte der Vergleich mit jenen Ergebnissen, die unter Anwendung des Epsilon-Gesamtfahrzeugmodells erhalten wurden. Die Ergebnisse der Intrusionen werden zwecks einer Reduktion an Auswertedaten nur in einem Abstand von jeweils 30 mm an den vier Seiten des EES erfasst. Das sich daraus ergebende Schema der Benennung und Reihenfolge der Nodes ist in Abbildung 2-27 dargestellt. Da jeder Lastfall Intrusionen an allen vier Seiten des EES zur Folge hat, werden stets die Intrusionen an allen insgesamt 114 Nodes an den Seiten des EES erfasst. Im Folgenden wird gezeigt, dass der Vergleich des sich aus allen Lastfällen ergebenden gewichteten Intrusionsverlaufs an den Seiten des EES eine maximale Abweichung von ca. 4,8 % im Median für Ersatzmodell und Epsilon-Modell ergibt.

In den nachstehenden Abbildungen und Tabellen wird der Vergleich der ermittelten Intrusionsverläufe präsentiert. Die Intrusionsverläufe am Epsilon-Fahrzeugmodell wurden im dynamischen Crash ermittelt. Die Intrusionen am Ersatzmodellrahmen wurden hingegen im quasistatischen Crush ermittelt. Verglichen werden im Folgenden die Intrusionsverläufe an allen vier Seiten des EES. Dabei sind die statistischen Abweichungen zwischen den Intrusionsverläufen an Epsilon-Fahrzeug und Ersatzrahmen aus den jeweiligen Tabellen zu entnehmen.

In Abbildung 3-25 sind die Intrusionsverläufe an der Frontseite des generischen EES, eingebaut in das Epsilon-Fahrzeug und den Ersatzrahmen dargestellt. Die beiden Intrusionsverläufe ergeben sich aus den insgesamt 9 Lastfällen, die auf Basis der Gewichtungsmatrix in Abbildung 2-17 zusammengefasst wurden. Jeder der 9 Lastfälle verursacht Intrusionen auch an der Frontseite des EES. In der statistischen Auswertung der beiden Intrusionsverläufe an der Frontseite in Tabelle 3-4 geht hervor, dass die beiden Kurven im Median eine Abweichung von 4,8 % aufweisen. Die maximale Abweichung an Position (d.h. Node-Nummer) neun beträgt 0,42 mm.

## Ergebnisse

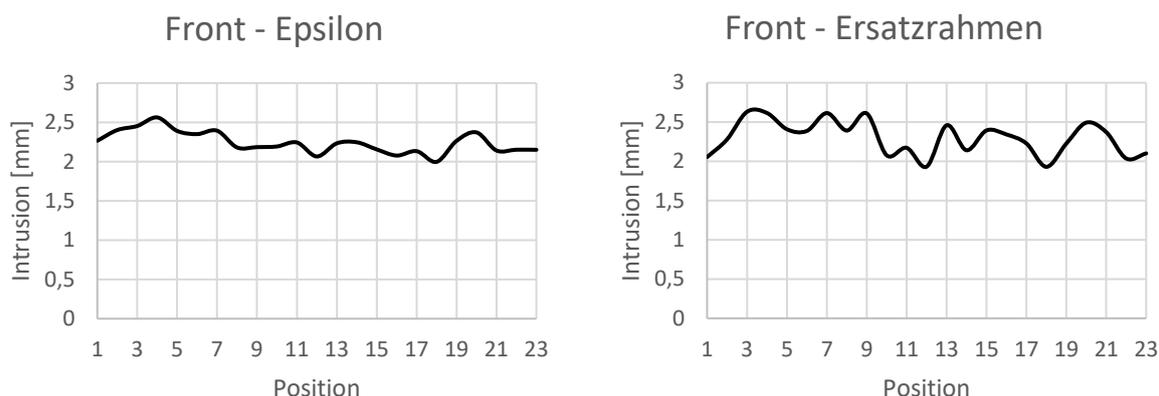


Abbildung 3-25: Gewichtete Intrusionsverläufe an der Front des Gehäuses des generischen EES, eingebaut in Epsilon-Fahrzeug (links) und Ersatzrahmen (rechts)

Tabelle 3-4: Statistische Abweichung der Intrusionen an der Front des EES

FRONT				
		Epsilon	Ersatzrahmen	Prozentuelle Abweichung
<b>Min</b>	<b>[mm]</b>	2,00	1,93	3,4 %
<b>Q1</b>	<b>[mm]</b>	2,15	2,12	1,5 %
<b>Median</b>	<b>[mm]</b>	2,23	2,34	4,8 %
<b>Q3</b>	<b>[mm]</b>	2,36	2,43	3,0 %
<b>Max</b>	<b>[mm]</b>	2,56	2,63	2,6 %

In Abbildung 3-26 sind die Intrusionsverläufe an der Heckseite (Rear) des generischen EES, eingebaut im Epsilon-Fahrzeug und im Ersatzrahmen dargestellt.

Aus der statistischen Auswertung der beiden Intrusionsverläufe an der Heckseite in Tabelle 3-5 geht hervor, dass die beiden Kurven im Median eine Abweichung von 4,6 % aufweisen. Die maximale Abweichung an Position 67 beträgt 0,1 mm.

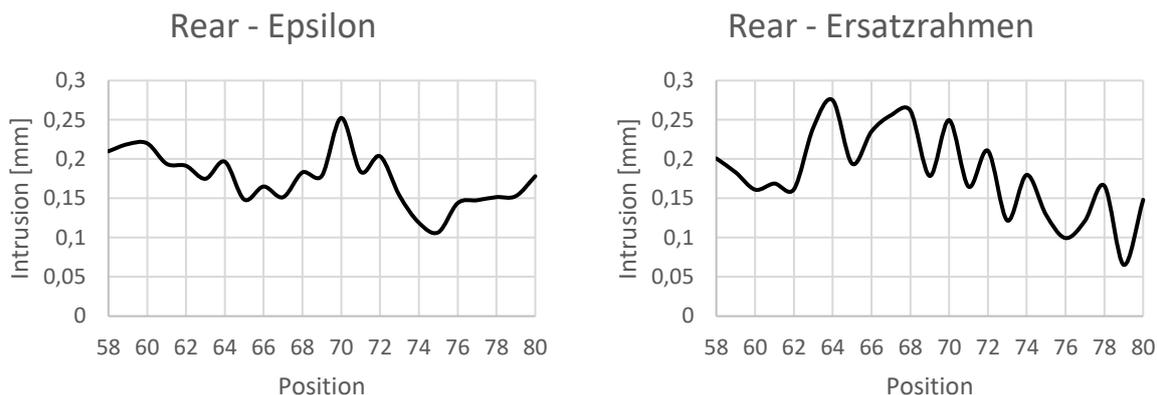


Abbildung 3-26: Gewichtete Intrusionsverläufe an der Heckseite des Gehäuses des generischen EES, eingebaut in Epsilon-Fahrzeug (links) und Ersatzrahmen (rechts)

Tabelle 3-5: Statistische Abweichung der Intrusionen an der Heckseite des EES

REAR				
		Epsilon	Ersatzrahmen	Prozentuelle Abweichung
<b>Min</b>	<b>[mm]</b>	0,11	0,07	38,8 %
<b>Q1</b>	<b>[mm]</b>	0,15	0,15	2,1 %
<b>Median</b>	<b>[mm]</b>	0,18	0,17	4,6 %
<b>Q3</b>	<b>[mm]</b>	0,20	0,22	14,1 %
<b>Max</b>	<b>[mm]</b>	0,25	0,27	8,9 %

In Abbildung 3-27 sind die Intrusionsverläufe an der rechten Seite des generischen EES, eingebaut in Epsilon-Fahrzeug und im Ersatzrahmen dargestellt.

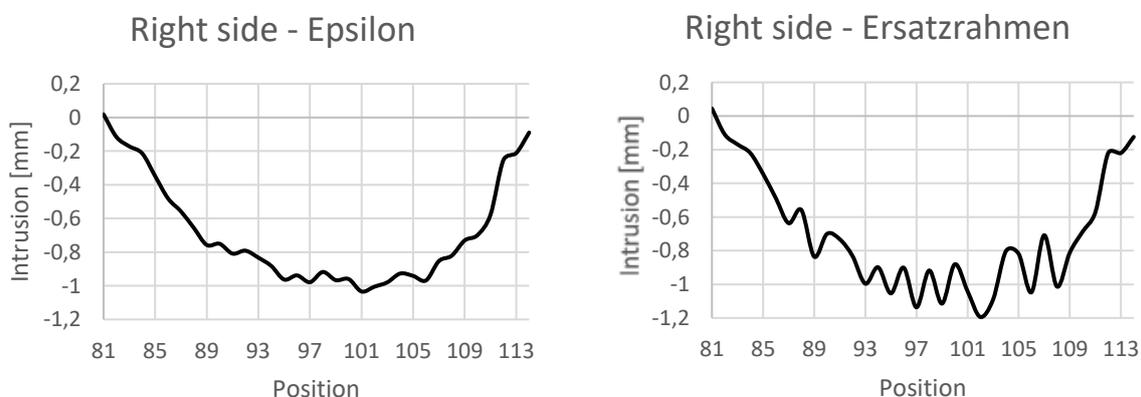


Abbildung 3-27: Gewichtete Intrusionsverläufe an der rechten Seite des Gehäuses des generischen EES, eingebaut in Epsilon-Fahrzeug (links) und Ersatzrahmen (rechts)

## Ergebnisse

Aus der statistischen Auswertung der beiden Intrusionsverläufe an der rechten Seite des EES in Tabelle 3-6 geht hervor, dass die beiden Kurven im Median eine Abweichung von 0,9 % aufweisen. Die maximale Abweichung an Position 108 beträgt 0,19 mm.

Tabelle 3-6: Statistische Abweichung der Intrusionen an der rechten Seite des EES

RIGHT SIDE				
		Epsilon	Ersatzrahmen	Prozentuelle Abweichung
<b>Min</b>	<b>[mm]</b>	-1,03	-1,19	15,5 %
<b>Q1</b>	<b>[mm]</b>	-0,94	-0,98	3,9 %
<b>Median</b>	<b>[mm]</b>	-0,80	-0,81	0,9 %
<b>Q3</b>	<b>[mm]</b>	-0,50	-0,51	1,1 %
<b>Max</b>	<b>[mm]</b>	0,02	0,04	142,6 %

In Abbildung 3-28 sind die Intrusionsverläufe an der linken Seite des generischen EES, eingebaut in das Epsilon-Fahrzeug und den Ersatzrahmen dargestellt.

In der statistischen Auswertung der beiden Intrusionsverläufe in Tabelle 3-7 geht hervor, dass die beiden Kurven im Median eine Abweichung von 1,6 % aufweisen. Die maximale Abweichung an Position 53 beträgt 0,78 mm.

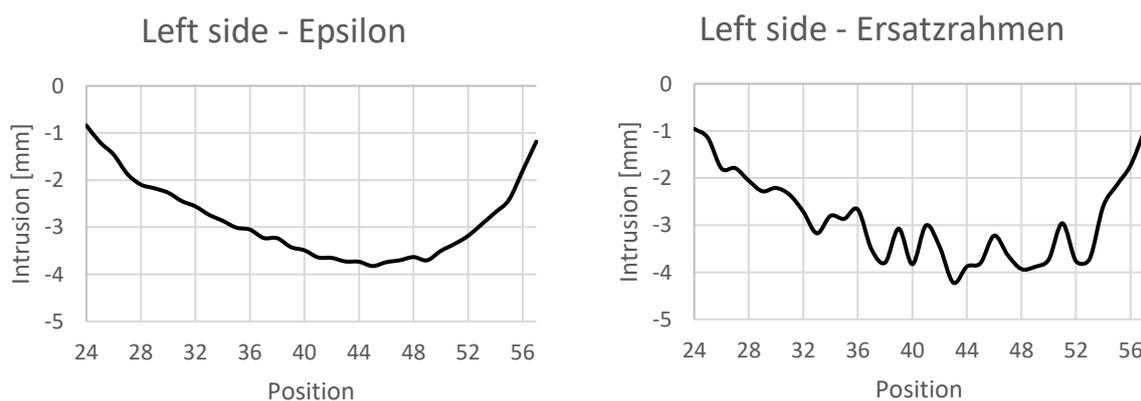


Abbildung 3-28: Gewichtete Intrusionsverläufe an der linken Seite des Gehäuses des generischen EES, eingebaut in Epsilon-Fahrzeug (links) und Ersatzrahmen (rechts)

Tabelle 3-7: Statistische Abweichung der Intrusionen an der linken Seite des EES

LEFT SIDE				
		Epsilon	Ersatzrahmen	Prozentuelle Abweichung
<b>Min</b>	<b>[mm]</b>	-3,82	-4,22	10,4 %
<b>Q1</b>	<b>[mm]</b>	-3,60	-3,73	3,5 %
<b>Median</b>	<b>[mm]</b>	-3,03	-2,98	1,6 %
<b>Q3</b>	<b>[mm]</b>	-2,31	-2,23	3,3 %
<b>Max</b>	<b>[mm]</b>	-0,84	-0,96	13,9 %

Aus den obigen Vergleichen der Intrusionsverläufe an den vier Seiten des EES geht hervor, dass der Median eine maximale Abweichung von 4,8 % aufweist. Die mittlere Abweichung an den Nodes der beiden Verläufe beträgt an der Frontseite 6,2 %, an der Heckseite (Rear) 17 %, an der linken Seite 8,8 % und an der rechten Seite 10,7 %.

Als Plausibilitätskriterium werden allerdings weder der Median noch die mittlere Abweichung zwischen den Intrusionsverläufen aus Epsilon-Fahrzeug und Ersatzrahmen angewandt, sondern die maximale Abweichung nach Ray, Anghileri und Mongiardini (2008) in [43], die maximal 20 % betragen darf. Die Intrusionsverläufe an der linken und rechten Seite, sowie an der Front sind demzufolge plausibel. Als nicht plausibel muss der Intrusionsverlauf des Ersatzrahmens an der Heckseite eingestuft werden. Dort wird die maximale Abweichung von höchstens 20 % an insgesamt 9 Nodes überschritten (z.B. Nodes 63 bis 67). Da der Intrusionsverlauf an der Heckseite als nicht plausibel eingestuft werden muss, wird dieser in weiterer Folge nur unterstützend zur Ermittlung qualitativer Aussagen in der Variantenstudie herangezogen.

### 3.4 Variantenstudien des EES

Im Folgenden werden die Ergebnisse aus der Variantenstudie dargestellt. Dabei wurden mechanische Crashlasten auf verschiedenartige Designvarianten des generischen EES abgeleitet. Es wird gezeigt, dass die erdachte Methodik dafür geeignet ist, anhand der an den Seiten des EES ermittelten Intrusionsverläufen eine Aussage darüber zu gewinnen, wo beispielsweise eine Querstrebe oder Längsstrebe optimalerweise platziert werden soll. Weiters werden auch die Auswirkungen dieser Designvarianten auf die in den EES eingeleiteten Crashlasten untersucht und beurteilt.

#### 3.4.1 Untersuchung Querstrebe

Aus der Analyse des gewichteten Intrusionsverlaufes aus allen neun Lastfällen an den Seiten links und rechts am EES wurde für die Positionierung der Querstrebe der schwächste Bereich ausgewählt, d.h. jener Bereich an den beiden Seiten, der die höchste Intrusion aufweist. In den folgenden Abbildungen

## Ergebnisse

3-29 und 3-30 ist die Position der eingefügten Querstrebe dargestellt. An der linken Seite des noch unveränderten Ausgangsmodelles des generischen EES tritt an der Position Nr. 44 eine Intrusionstiefe von 3,8 mm auf. An der rechten Seite des Ausgangsmodells wurde am Node Nr. 94 eine Intrusion von 1 mm ermittelt. Da in diesem vorliegenden Fall die Intrusionen an der linken Seite des EES deutlich größer sind, als jene, die an der rechten Seite ermittelt wurden, ist der Verlauf an der linken Seite ausschlaggebender für die Positionierung der Querstrebe. Diese spannt sich demnach zwischen Node Nr. 44 und 94 über die Breite des Gehäuses des EES.

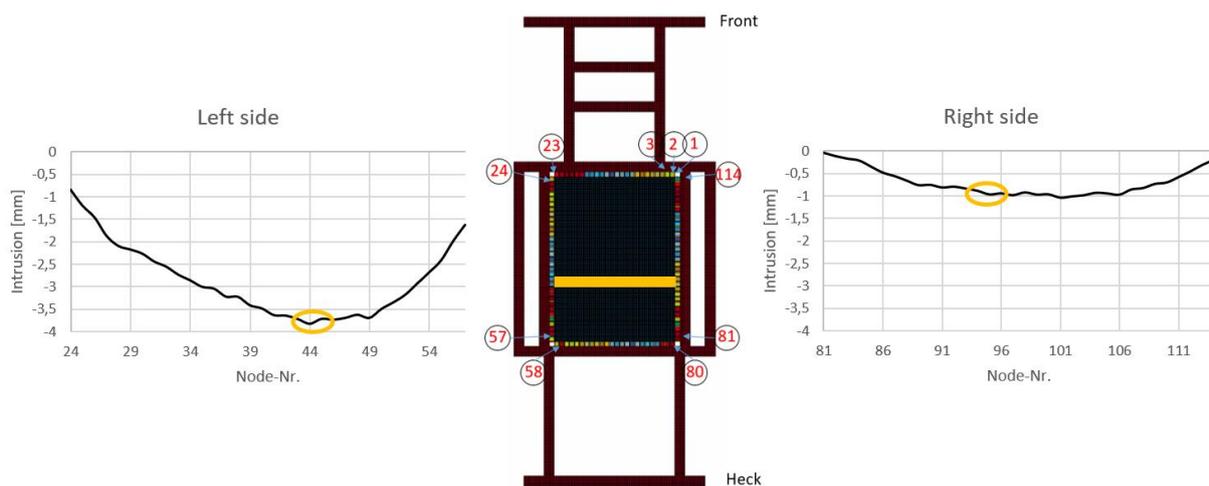


Abbildung 3-29: Gewichtete Intrusionsverläufe an der linken und rechten Seite des EES

Durch Zuweisung der passenden Elemente des generischen EES in *LS PrePost* wurde die Querstrebe mit den folgenden Abmaßen innerhalb des Gehäuses des EES erzeugt:

Tabelle 3-8: Abmaße der eingebauten Querstrebe

Abmaße Querstrebe [mm]	
Breite	40
Höhe	30
Länge	712
Wandstärke	2

Der Einbau der Querstrebe in die Traktionsbatterie verursacht eine Reduktion der Energiekapazität des EES um rund 0,23 kWh. Die Querstrebe besteht aus hochfestem Stahl mit einer Zugfestigkeit  $R_m$  von 1300 MPa.

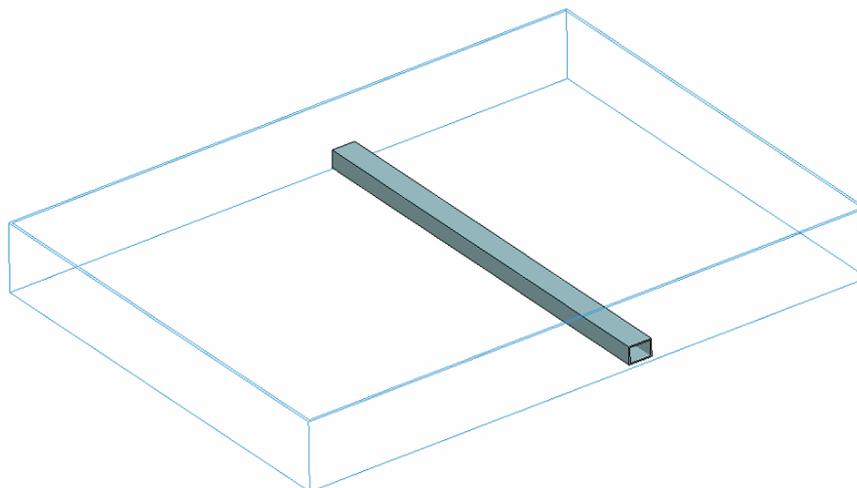


Abbildung 3-30: Positionierung der Querstrebe innerhalb des Gehäuses des EES

Die Analyse des Effektes dieser Querstrebe wurde in dem in Bezug auf die am EES auftretenden Intrusionen kritischsten Fall durchgeführt, dem Side Pole Lastfall. Die Lastaufbringung erfolgte im quasistatischen Crush an der linken Seite des Ersatzmodellrahmens. In Abbildung 3-31 ist der Intrusionsverlauf an der linken Seite des EES im Side Pole Crush für das Ausgangsmodell ohne Querstrebe dargestellt. Dabei ergibt sich am Node Nr. 49 eine maximale Intrusionstiefe von 20,8 mm.

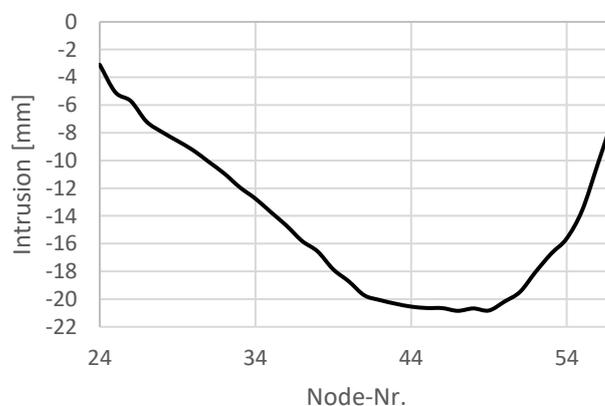


Abbildung 3-31: Intrusionsverlauf an der linken Seite des EES, ohne Querstrebe

Im Vergleich dazu ist der Intrusionsverlauf an derselben Seite des EES unter Beifügung der Querstrebe in Abbildung 3-32 dargestellt. Die Querstrebe wurde zwischen den Nodes 44 und 46 am Wannensboden eingebaut. Die Wirkung der Querstrebe offenbart sich in einer an dieser Stelle deutlich reduzierten Intrusionstiefe an der linken Seitenwand des Gehäuses. Somit wird die maximale Intrusionstiefe unter Anwendung einer Querstrebe auf ca. 12 mm an Node Nummer 49 verringert.

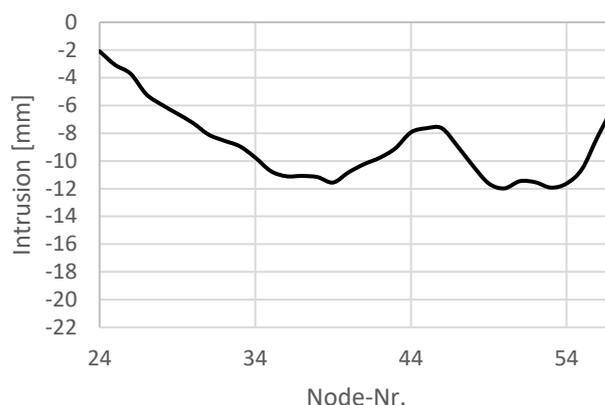


Abbildung 3-32: Intrusionsverlauf an der linken Seite des EES mit eingebauter Querstrebe

Ebenso wird die Verformungsenergie zum Zeitpunkt der maximalen Eindringtiefe des Side Poles in der Modellstruktur an den Komponenten des EES ermittelt. Dies sind v.a. das Modul, die Querstrebe sowie das Gehäuse. Aus den Tabellen 3-9 und 3-10 geht hervor, dass im Side Pole Crush durch Hinzufügen einer Querstrebe deutlich weniger Verformungsenergie die Module im Inneren des EES erreicht. Die Querstrebe nimmt dabei 873 J auf. Auch der Wannensboden absorbiert weniger Verformungsenergie als im Fall ohne Querstrebe.

Tabelle 3-9: Beträge der Verformungsenergie für die Komponenten des EES im Side Pole Crush, ohne Querstrebe

Side Pole am Ausgangsmodell	
Komponente	Verformungsenergie [J]
Gehäuse	32710
davon Wannensboden 4 mm	9158
Seitenwände Wanne 4 mm inkl. Deckel	23551
Modul	3780

Tabelle 3-10: Beträge der Verformungsenergie für die Komponenten des EES im Side Pole Crush mit eingebauter Querstrebe

Side Pole (inkl. Querstrebe)	
Komponente	Verformungsenergie [J]
Gehäuse	31489
davon Wannensboden 4 mm	8242
Seitenwände Wanne 4 mm inkl. Deckel	22373
Modul	1891
Querstrebe	873

In Abbildung 3-33 werden die in den obigen Tabellen ermittelten Beträge der Verformungsenergie für die verschiedenen Komponenten einander gegenübergestellt. Demnach nahmen die Module im Ausgangsmodell noch ca. 10 % der gesamten Verformungsenergie auf. Dieser Betrag reduziert sich auf etwa 5 %. Demnach kann die Hinzufügung einer Querstrebe insbesondere im hier dargestellten Side Pole Lastfall als wirksam bezeichnet werden.

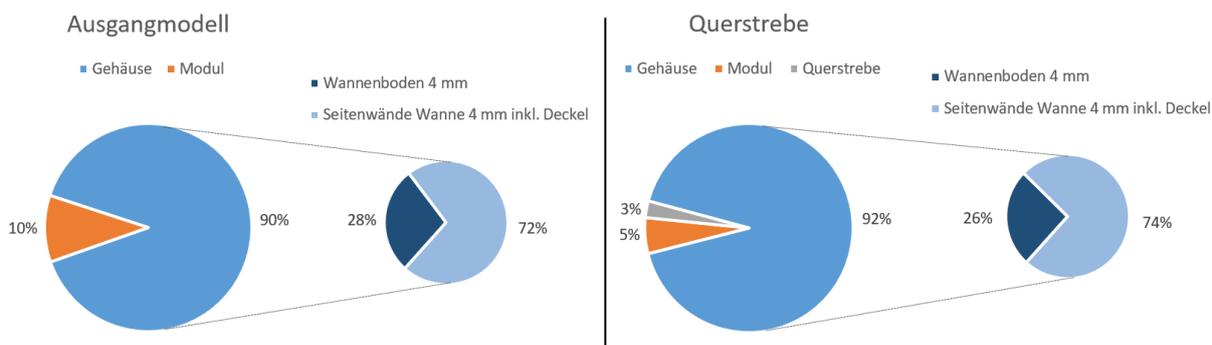


Abbildung 3-33: Prozentuelle Aufteilung der Verformungsenergie in den Komponenten für den Fall ohne Querstrebe (links) und mit Querstrebe (rechts)

### 3.4.2 Untersuchung Längsstrebe

Nach demselben Schema wie in 3.4.1 wurde auch die Positionierung einer Längsstrebe zur Versteifung an den ersichtlichen Schwachstellen des EES vorgenommen. An den Nodes 19 an der Front sowie 61 an der Heckseite des generischen EES lässt sich anhand der gewichteten Intrusionsverläufe an den betroffenen Seiten des EES eine durch die Lastfallmatrix hoch beanspruchte Stelle identifizieren:

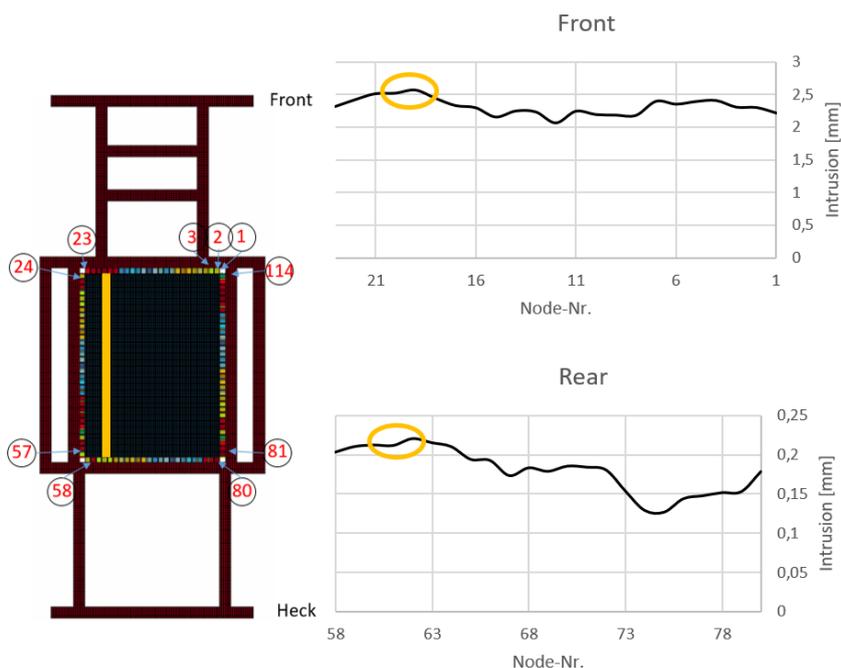


Abbildung 3-34: Gewichtete Intrusionsverläufe an Front und Heck des EES

An der identifizierten Position erfolgt der Einbau einer Längsstrebe von folgenden Abmaßen:

Tabelle 3-11: Abmaße der eingebauten Längsstrebe

Abmaße Längsstrebe [mm]	
Breite	36
Höhe	26
Länge	982
Wandstärke	2

Die Längsstrebe besteht aus hochfestem Stahl mit der Zugfestigkeit  $R_m$  von 1300 MPa.

Durch die Beifügung der Längsstrebe reduziert sich die Energiekapazität der Traktionsbatterie um etwa 0,3 kWh.

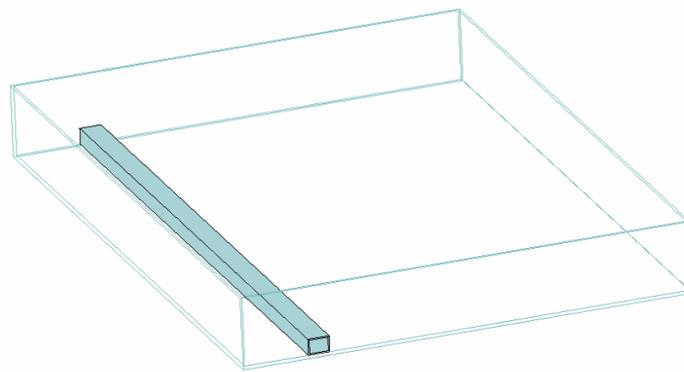


Abbildung 3-35: Positionierung der Längsstrebe innerhalb des Gehäuses des EES

In Abbildung 3-36 ist der Intrusionsverlauf an der Frontseite des Ausgangsmodells des EES für den Small Overlap Frontal Lastfall dargestellt. Die Crashbarriere wird im quasistatischen Crush vorne links auf den Ersatzrahmen aufgebracht. Dabei lässt sich eine maximale Intrusionstiefe an der Frontseite des Gehäuses des EES von 4,5 mm am Node Nr. 18 feststellen.

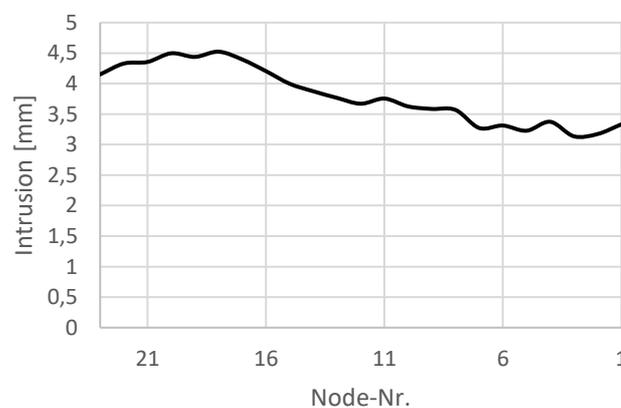


Abbildung 3-36: Intrusionsverlauf an der Frontseite des EES, ohne Längsstrebe

Durch Hinzufügen der Längsstrebe ergibt sich eine Verringerung der maximalen Intrusionstiefe an der Frontseite von 4,5 mm auf 1,7 mm (Abbildung 3-37). Aus dem Verlauf ist auch die Positionierung der Längsstrebe im EES an den Nodes 18 und 19 deutlich zu erkennen.

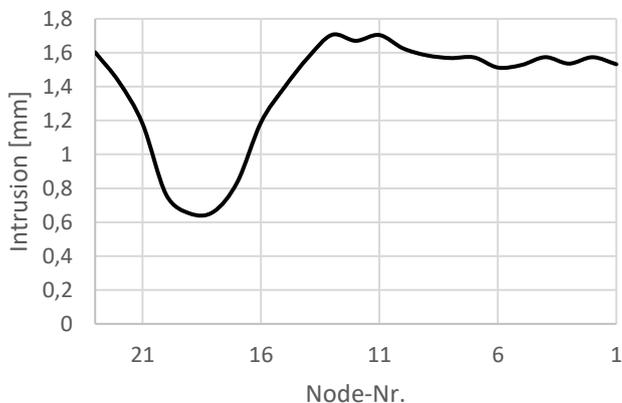


Abbildung 3-37: Intrusionsverlauf an der Frontseite des EES, mit eingebauter Längsstrebe

Aus den Tabellen 3-12 und 3-13 geht hervor, dass die Seitenwände weniger Verformungsenergie aufnehmen. Dasselbe gilt auch für die Module. Die dort durch den Lastfall eingebrachte Verformungsenergie kann um etwa 37 % auf 1654 J reduziert werden.

Tabelle 3-12: Beträge der Verformungsenergie für die Komponenten des EES im Small Overlap Frontal Crush, ohne Längsstrebe

Small Overlap (Front Left) am Ausgangsmodell	
Komponente	Verformungsenergie [J]
Gehäuse	24532
davon Wannenboden 4 mm	4906
Seitenwände Wanne 4 mm inkl. Deckel	19625
Modul	2625

Tabelle 3-13: Beträge der Verformungsenergie für die Komponenten des EES im Small Overlap Frontal Crush, mit eingebauter Längsstrebe

Small Overlap (Front Left) mit Längsstrebe	
Komponente	Verformungsenergie [J]
Gehäuse	21192
davon Wannenhoden 4 mm	4092
Seitenwände Wanne 4 mm inkl. Deckel	17100
Modul	1654
Längsstrebe	681

In Abbildung 3-38 werden die in den obigen Tabellen ermittelten Beträge der Verformungsenergie für die verschiedenen Komponenten einander erneut gegenübergestellt. Der von den Batteriemodulen aufgenommene Betrag der Verformungsenergie reduziert sich von ehemals 10 % im Ausgangsmodell (linkes Diagramm) auf 7 %. Demnach kann die Hinzufügung einer Längsstrebe insbesondere im hier dargestellten Small Overlap Frontal Lastfall als wirksam bezeichnet werden.

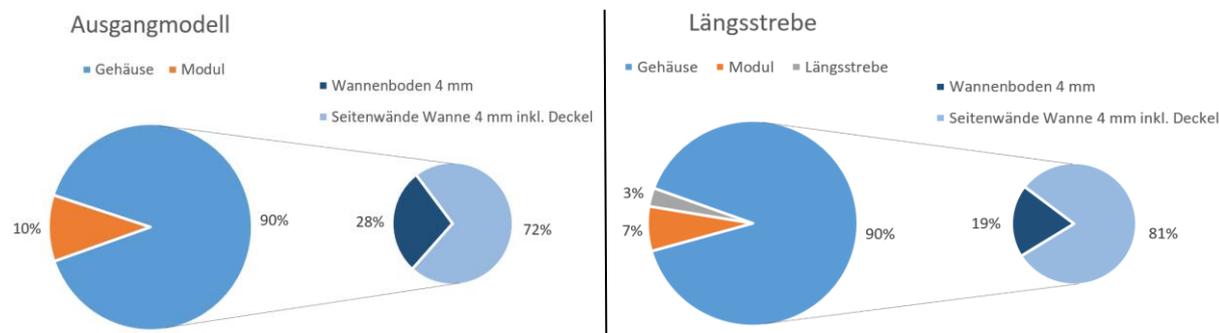


Abbildung 3-38: Prozentuelle Aufteilung der Verformungsenergie in den Komponenten für den Fall ohne Längsstrebe (links) und mit eingebauter Längsstrebe (rechts)

### 3.4.3 Untersuchung Modifikation Wannenhoden

Ein weiterer Anwendungszweck, der beispielhaft in dieser Arbeit vorgezeigt wird, liegt in der Möglichkeit der Variation verschiedener, bereits bestehender Design-Größen, wie z.B. der Wandstärke des Wannenhodens, bei anschließender Analyse der Auswirkungen der vorgenommenen Variationen auf die Intrusionsverläufe am EES und Verformungsenergien in den Komponenten. Im vorliegenden Fall wurde die gewichtete Lastfallmatrix mit allen 9 Lastfällen zur Anwendung gebracht. Durch die Verwendung des Ersatzmodellrahmens ließ sich diese Variantenstudie vergleichsweise rasch durchführen. Sämtliche Lastfälle wurden demnach im quasistatischen Crush ermittelt.

Neben der Ermittlung der Intrusionsverläufe für alle 9 Lastfälle, wurden für den Side Pole Lastfall die Maximalbeträge der Verformungsenergie in den Komponenten ermittelt.

Durch die Erhöhung der Wandstärke des Bodens der Stahlwanne von 4 mm auf 6 mm erhöht sich die Gesamtmasse des EES um weitere ca. 9 kg. Durch die erhöhte Steifigkeit der Wanne, bzw. des Gehäuses des EES, verringert sich nach den untenstehenden Tabellen 3-14 und 3-15 die Verformungsenergie in den Modulen um ca. 36 % von 3780 J auf 2440 J.

Tabelle 3-14: Beträge der Verformungsenergie für die Komponenten des EES im Side Pole Crush, mit einer Wandstärke des Wannensbodens von 4 mm

<b>Side Pole (Ausgangsmodell mit Wannensboden 4 mm)</b>	
<b>Komponente</b>	<b>Verformungsenergie [J]</b>
Gehäuse	32710
davon Wannensboden 4 mm	9158
Seitenwände Wanne 4 mm inkl. Deckel	23551
Modul	3780

Tabelle 3-15: Beträge der Verformungsenergie für die Komponenten des EES im Side Pole Crush, mit einer Wandstärke des Wannensbodens von 6 mm

<b>Side Pole (Wannensboden 6 mm)</b>	
<b>Komponente</b>	<b>Verformungsenergie [J]</b>
Gehäuse	31074
davon Wannensboden 6 mm	9342
Seitenwände Wanne 4 mm inkl. Deckel	21732
Modul	2440

## Ergebnisse

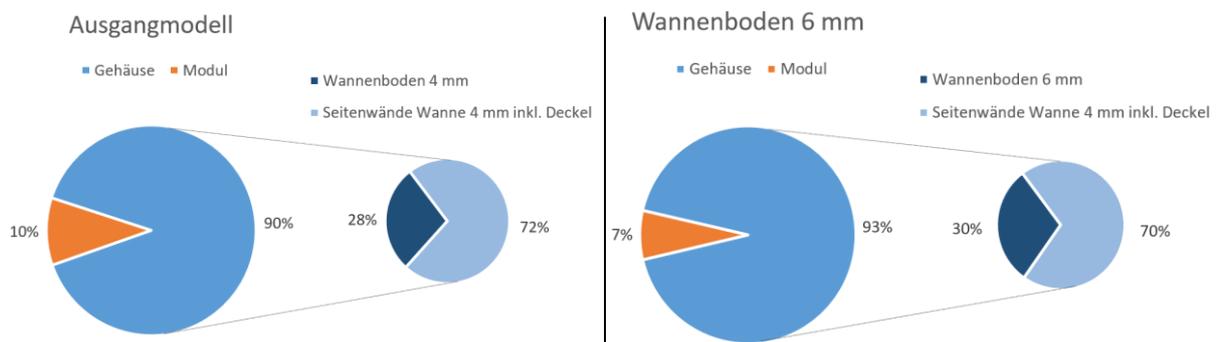


Abbildung 3-39: Prozentuelle Aufteilung der Verformungsenergie in den Komponenten für die beiden Fälle von 4 mm (links) und 6 mm (rechts) Wandstärke des Wannensbodens, ermittelt für den Side Pole Lastfall

Bei näherer Betrachtung der sich aus den 9 Lastfällen ergebenden Intrusionsverläufen an den vier Seiten des EES in Abbildung 3-40 zeigt sich, dass im Falle des verstärkten Wannensbodens generell geringere Intrusionen erreicht wurden. Die Verformungsenergie im Wannenboden bleibt für beide Fälle in etwa gleich, jedoch absorbieren die Seitenwände der Wanne im Fall des verstärkten Wannensbodens etwas weniger Energie (Abbildung 3-39).

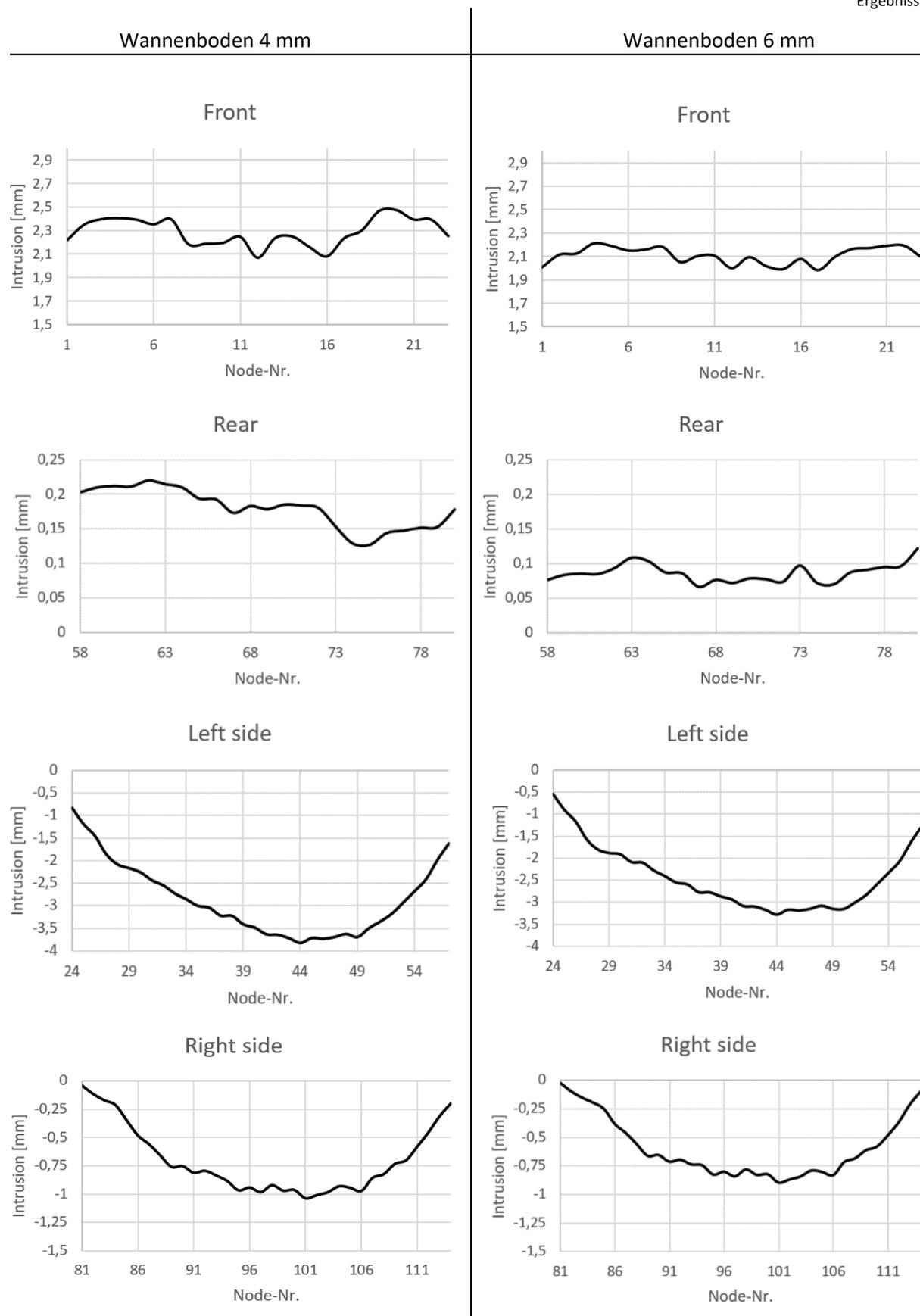


Abbildung 3-40: Vergleich der Intrusionsverläufe an allen vier Seite des EES aus allen 9 gewichteten Lastfällen bei 4 mm Wandstärke (links) und 6 mm Wandstärke (rechts)

### 3.4.4 Untersuchung EES ohne Deckel

Im Folgenden werden die Ergebnisse für die Designvariante des EES ohne Gehäusedeckel präsentiert. Dabei wurde der Aluminiumdeckel des Ausgangsmodells des generischen EES entfernt (Abbildung 3-41). Das Gehäuse weist eine Wandstärke von 4 mm auf. Durch Aufbringung der gesamten gewichteten Lastfallmatrix mit allen neun Lastfällen konnten die Intrusionsverläufe an den vier Seiten des EES unter Anwendung des Ersatzrahmens im quasistatischen Crush erfasst werden.

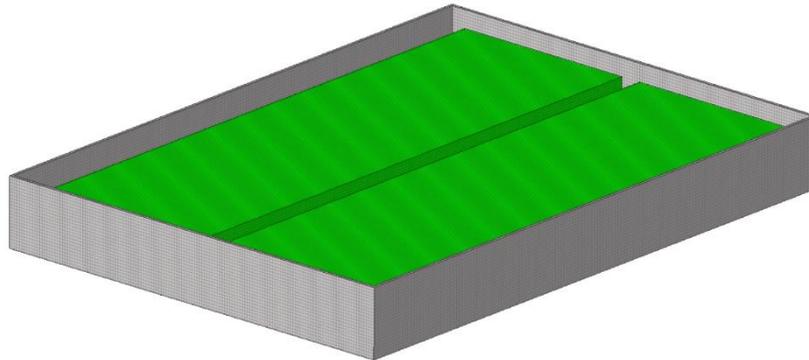


Abbildung 3-41: FE-Modell des generischen EES ohne Deckel

In Abbildung 3-42 wurden die beiden Gehäuse mit und ohne Deckel beispielhaft dem Side Pole Crush unterzogen und im maximal deformierten Zustand dargestellt. Wie aus der Abbildung ersichtlich, weist das Gehäuse ohne Deckel dabei an der gesamten linken Seite höhere Intrusionswerte auf.

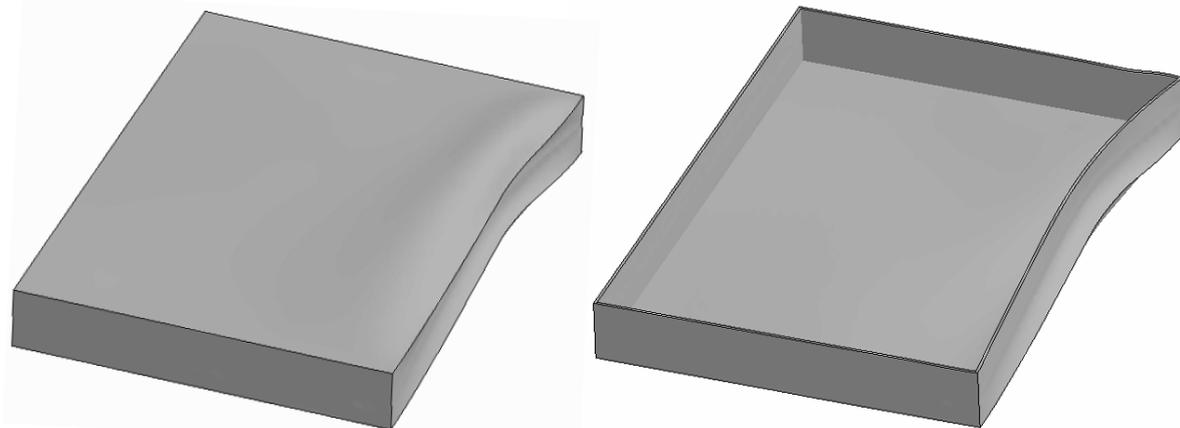


Abbildung 3-42: Vergleich der Intrusionen am Gehäuse des EES ohne Deckel (links) und mit Deckel (rechts)

In der folgenden Abbildung 3-43 sind die gewichteten Verläufe der Intrusionen an den vier Seiten des Ausgangsmodells und des modifizierten Ausgangsmodells ohne Deckel einander gegenübergestellt. Links das Ausgangsmodell mit Deckel, rechts das modifizierte Ausgangsmodell ohne Deckel. Aus Abbildung 3-43 geht hervor, dass der gewichtete Intrusionsverlauf an allen vier Seiten des EES für den Fall ohne Deckel größere Intrusionstiefen aufweist, als der Fall mit Deckel. Dies liegt daran, dass wegen der fehlenden Struktur des Deckels die Seitenwände stärker eingedrückt werden.

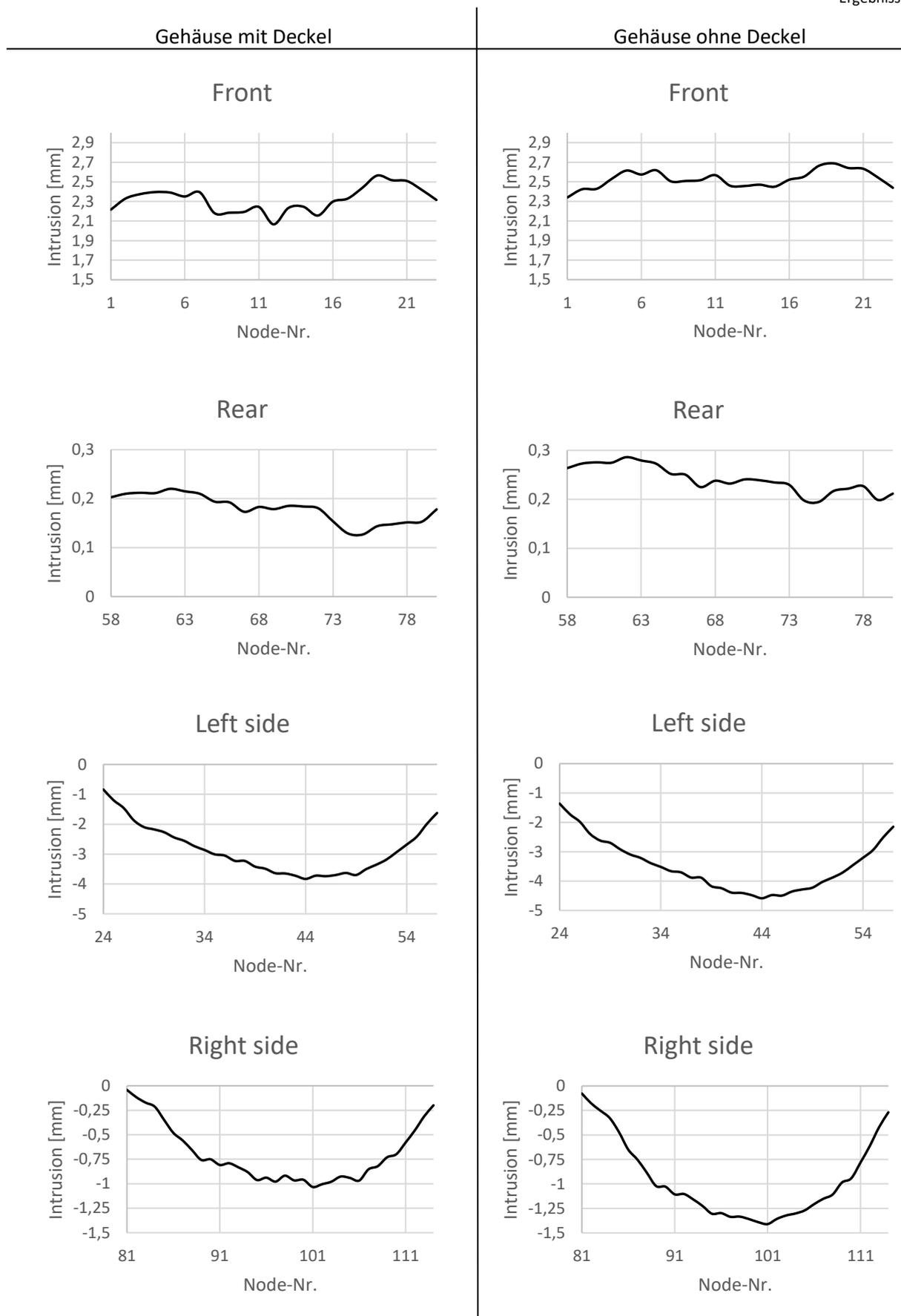


Abbildung 3-43: Vergleich der Intrusionsverläufe an allen vier Seite des EES aus allen 9 gewichteten Lastfällen für die Designvarianten des EES mit Deckel (links) und ohne Deckel (rechts)

Im Mittel liegen die Intrusionswerte für den Fall des Gehäuses ohne Deckel um etwa 20 % höher. Die Tatsache, dass die Seitenwände stärker eingedrückt werden spiegelt sich auch aus dem Vergleich der Beträge der Verformungsenergie in beiden Designvarianten wieder. Die Werte in Tabelle 3-16 und 3-17 wurden im quasistatischen Side Pole Crush ermittelt. Ein Vergleich der Werte für die Verformungsenergie der Seitenwand aus den Tabellen 3-16 und 3-17 ergibt, dass insgesamt 33 % mehr Verformungsenergie von der Seitenwand aufgenommen wird, wenn der EES über keinen Deckel verfügt. Der Deckel selbst ist mit einem Betrag von 3894 J an der Energieaufnahme beteiligt.

Tabelle 3-16: Beträge der Verformungsenergie für die Komponenten des Ausgangsmodells im Side Pole Crush

<b>Side Pole (Ausgangsmodell)</b>	
<b>Komponente</b>	<b>Verformungsenergie [J]</b>
Gehäuse	32710
Wannenboden 4 mm	9159
Seitenwände Wanne 4 mm	19657
Deckel	3894
Modul	3780

Tabelle 3-17: Beträge der Verformungsenergie für die Komponenten des EES ohne Gehäusedeckel im Side Pole Crush

<b>Side Pole (Gehäuse ohne Deckel)</b>	
<b>Komponente</b>	<b>Verformungsenergie [J]</b>
Gehäuse	33562
davon Wannenboden 4 mm	7324
Seitenwände Wanne 4 mm	26232
Modul	4601

Aus Abbildung 3-44 geht hervor, dass die Module, gemessen an der Gesamtenergiemenge im EES, im Fall ohne Gehäusedeckel eine Mehrbelastung von 2 % im Vergleich zum Fall mit Deckel erfahren. Der Deckel ist somit an der Energieaufnahme beteiligt und kann die auf die Module einwirkenden Crashlasten verringern, indem dieser selbst Verformungsenergie absorbiert. Im Ausgangsmodell werden ca. 12 % der über das Gehäuse fließenden Energiemenge über den Deckel abgebaut.

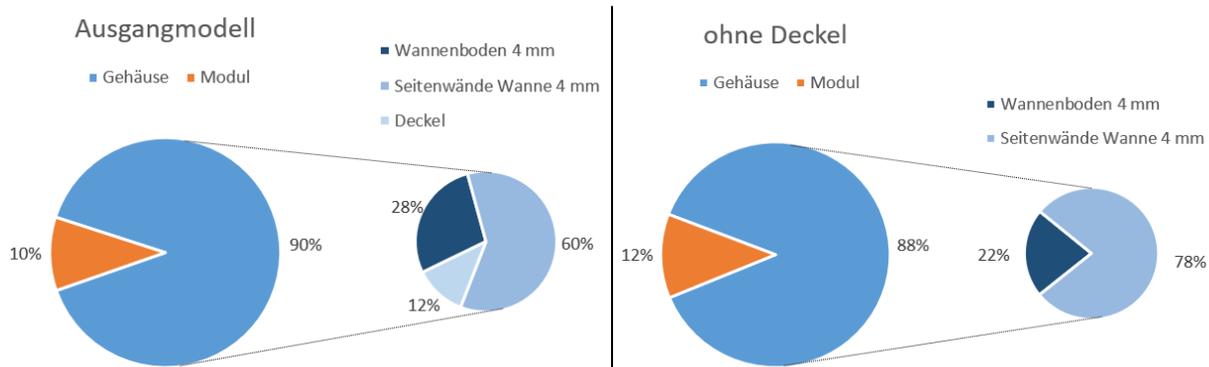


Abbildung 3-44: Prozentuelle Aufteilung der Verformungsenergie in den Komponenten für den Side Pole Crush für Ausgangsmodell (links) und EES ohne Deckel (rechts)

### 3.5 Bewertungsschema der Anbindungsstellen

#### 3.5.1 Das Ranking von best case zu worst case

Ein weiteres Ergebnis dieser Arbeit liegt in dem erstellten Bewertungsschema (Ranking) für die Anbindungsstellen. Anhand der ermittelten, gewichteten Intrusionsverläufe aus allen 9 Lastfällen konnte ein Ranking erstellt werden, welches die Anbindungsstellen von best case zu worst case ordnet. Der Anwender der Methodik erhält somit Vorschläge zur bestmöglichen Anbindung des EES an das Fahrzeug. Die 114 Anbindungsstellen befinden sich auch für diese Auswertung in einem Abstand von 30 mm voneinander in der Mittelebene des EES. Im vorliegenden Fall ergibt sich unter Anwendung des generischen EES, welcher an das zu Beginn der Arbeit erstellte detaillierte Design der Traktionsbatterie angepasst wurde, das in Abbildung 3-45 erstellte Ranking der Anbindungsstellen. Darin sind die insgesamt 114 Knoten bezüglich der darin auftretenden gewichteten Intrusionen aus allen Lastfällen analysiert und auf einer Skala von 1 (best case) bis 10 (worst case) bewertet worden. Je kleiner die aus den Lastfällen erhaltene gewichtete Intrusion an einem Node ist, umso geeigneter die dortige Positionierung einer Anbindung und umso besser die Bewertung im Ranking. Eine verhältnismäßig große Intrusionstiefe an einem Node des Gehäuses verursacht folglich an der dahinterliegenden Modulstruktur einen verhältnismäßig hohen Eintrag an Verformungsenergie. Die Farbabstufung in der untenstehenden Abbildung 3-45 von grün nach rot reicht somit von geeignet (geringe Intrusionstiefe) bis ungeeignet (hohe Intrusionstiefe).

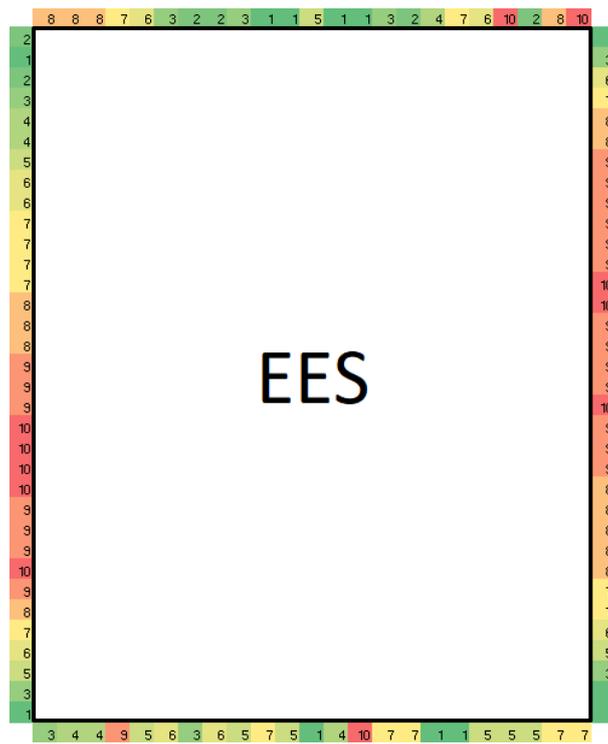


Abbildung 3-45: Draufsicht auf den EES (weiße Box), umgeben von den 114 bewerteten Nodes

### 3.5.2 Plausibilisierung des Rankings

Die Plausibilisierung dieses Rankings wurde mithilfe des detaillierten FE-Modells der Traktionsbatterie durchgeführt, welches in das Epsilon-Fahrzeugmodell eingebaut wurde. Die Anbindung der Traktionsbatterie an das Fahrzeugmodell erfolgte dabei an zwei Anbindungsstellen pro Seite, welche entsprechend an den durch best case und worst case vorgegebenen Nodes platziert wurden, siehe Abbildung 3-46 und 3-47.

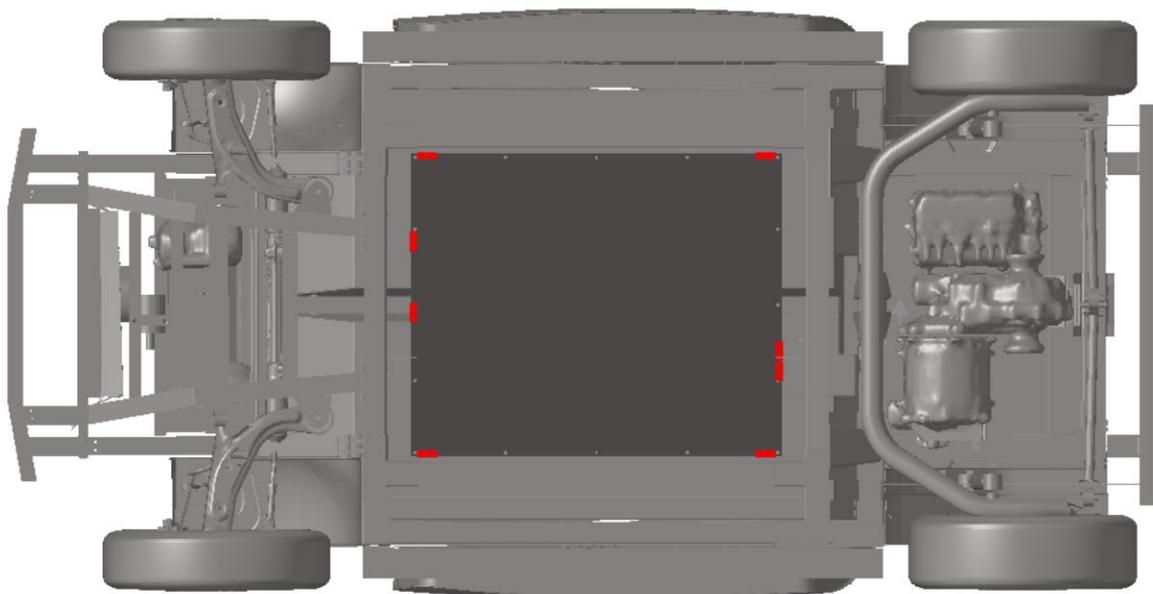


Abbildung 3-46: Best case der Anbindung zwischen EES und Fahrzeugrahmen mit den Anschraubplatten in rot

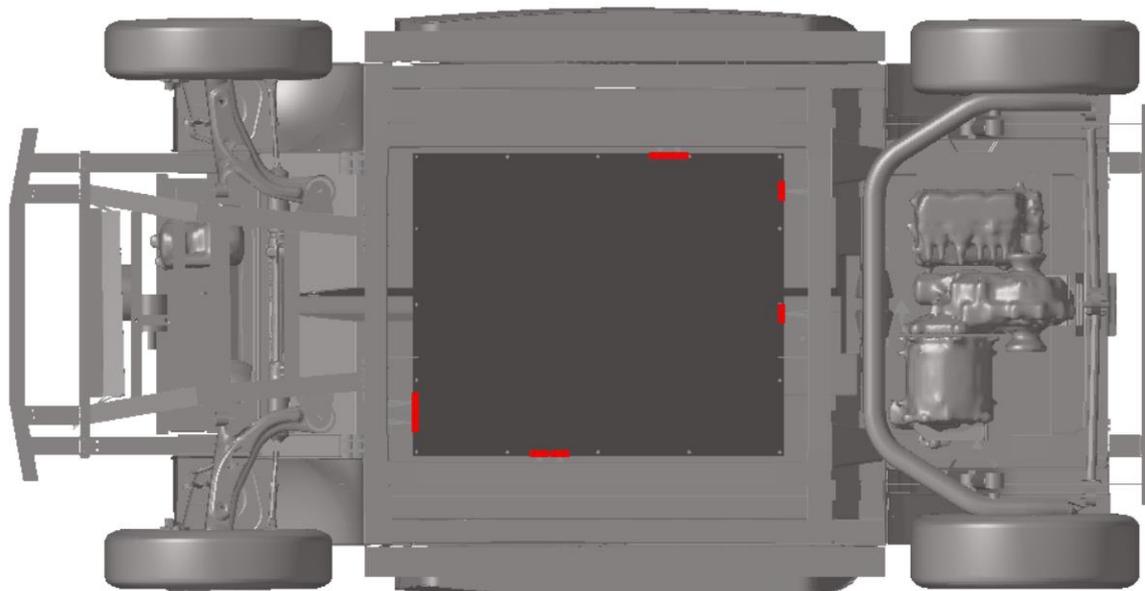


Abbildung 3-47: Worst case der Anbindung zwischen EES und Fahrzeugrahmen mit den Anschraubplatten in rot

Die Plausibilisierung wurde in jenem Lastfall durchgeführt, welcher in Bezug auf die am EES entstehenden Intrusionen als der kritischste Lastfall angesehen werden kann, der Side Pole Crash. Es folgt der Vergleich der Verformungsenergie für best case und worst case in den wichtigsten Komponenten in Tabelle 3-18. Dies sind die Batteriezellen, die Module sowie das Gehäuse des EES. Aus den Ergebnissen geht hervor, dass der worst case in beiden Lastfällen deutlich höhere Verformungsenergien in den betreffenden Bauteilen aufweist. Insbesondere die Batteriezellen erfahren im worst case der Anbindung einen um über 36 % höheren Eintrag an Verformungsenergie. Jedoch sind die Intrusionen an den Batteriezellen bei einem Maximalwert von 0,41 mm in Bezug auf einen thermal runaway nicht kritisch.

Tabelle 3-18: Vergleich der Verformungsenergie für die verschiedenen Komponenten des EES. Die Zunahme der Verformungsenergie für den worst case im Vergleich zum best case wird in Prozent angegeben.

	Best case [J]	Worst case [J]	Zunahme im worst case
<b>Batteriezellen</b>	335	529	36 %
<b>Batteriemodule</b>	1918	2550	24 %
<b>Längsträger</b>	1487	1893	21 %
<b>Gehäuse</b>	24205	31118	22 %

Ein Vergleich mit den in Kapitel 3.2 ermittelten Beträgen der maximalen Verformungsenergie in den Komponenten des EES weist auf übereinstimmende Werte hin. Auch dort wurde der Side Pole Crash am Epsilon-Gesamtfahrzeugmodell durchgeführt. Die dortige Positionierung der Anschraubplatten

erfolgte nach der symmetrischen Ausgangslage mit drei Anbindungen an jeder Seite des EES. Aus der dortigen Auswertung ergab sich nach Tabelle 3-3 ein maximaler Betrag für die Verformungsenergie von 2051 J in den Modulen. Der in der obigen Tabelle 3-18 ermittelte Betrag der Verformungsenergie in den Modulen im best case beträgt 1918 J. Der best case wurde jedoch mit nur 2 Anbindungen je Seite ermittelt.

## 4 DISKUSSION

Das Kapitel der Methodik beginnt mit einer umfassenden Beschreibung der Erstellung des detaillierten Designs der Traktionsbatterie. Dabei besteht der Schwerpunkt dieser Arbeit, anders als in den meisten Literaturquellen, nicht in der Erstellung und strukturmechanischen Untersuchung eines konkreten Produktdesigns, sondern in der Erstellung eines generischen EES, auf dessen Basis die mechanischen Crashlasten abgeleitet werden können. Dennoch ist das zu Beginn dieser Arbeit erstellte detaillierte Modell des EES in weiterer Folge von Nutzen. So dient es einerseits als Grundlage für die Erstellung des generischen Modells des EES in Bezug auf die zu wählenden Materialmodelle und den grundlegenden Geometrien und andererseits dient es zur Plausibilisierung des erstellten Rankings der Anbindungsstellen.

Wie auch im Tesla Model 3 wurden für das vorliegende Design des detaillierten EES zylindrische 21700-Zellen aufgrund ihrer im Vergleich zu den 18650-Zellen höheren Energiedichte verwendet.

Im Folgenden wird ein Vergleich angestellt zwischen den am vereinheitlichten Ersatzmodell der 21700-Zelle ermittelten Kraft-Weg-Kennlinien, die aus dem Dreipunktbiegeversuch und radialen Kompressionsversuch resultieren, sowie den in der Literatur behandelten 18650-Zellen. Dabei erfolgte die Beschränkung der Modellierung der Materialparameter für die Batteriezelle auf einen Deformationsweg von 4 mm. Dieser Deformationsweg stellte sich als ausreichend heraus, da im kritischsten aller Lastfälle, dem Side Pole Crash, für die Batteriezellen lediglich eine maximale Intrusionstiefe von 0,41 mm erreicht wurde. Die vorliegende Konstruktion des EES ist somit generell relativ robust geraten. Darüber hinaus kam es im Dreipunktbiegeversuch der 18650-Zellen in Sahraei, Campbell und Wierzbicki (2012) in [14] bei einer Biegung von ungefähr 5,5 mm bereits zu einem Aufreißen des Gehäuses der Batteriezelle.

Im Vergleich zu den in dieser Arbeit ermittelten Kraft-Weg-Kennlinien der 21700-Zellen, liegen die von Sahraei, Campbell und Wierzbicki (2012) in [14] ermittelten Verläufe der 18650-Zellen aufgrund ihrer geringeren Dimensionen (18 mm Durchmesser statt 21 mm und 65 mm Länge statt 70 mm) bei etwas tieferen Kraftniveaus.

## Diskussion

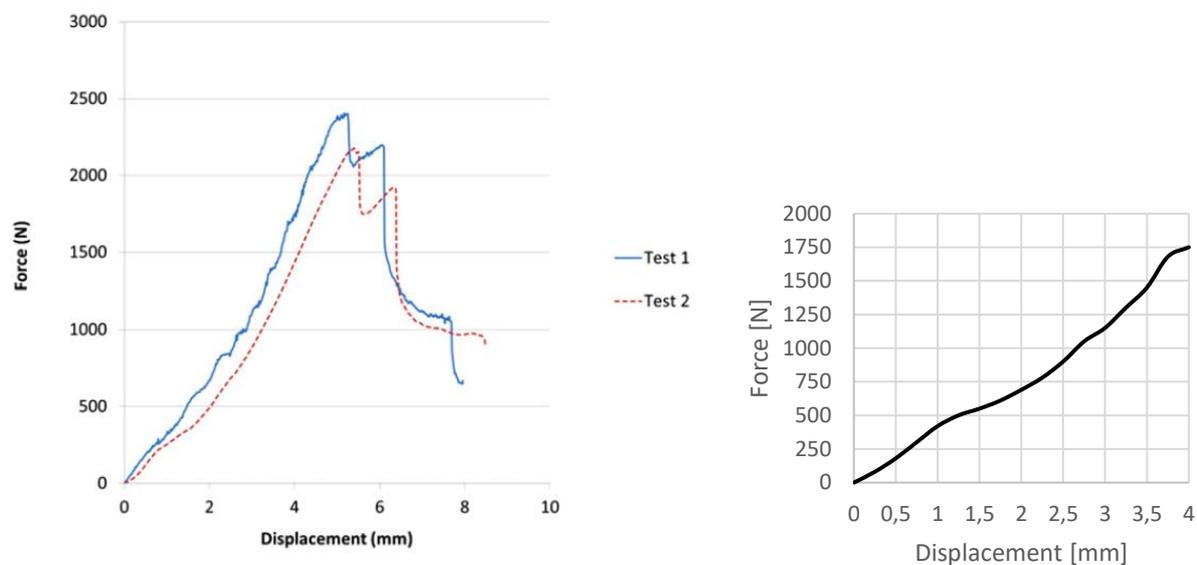


Abbildung 4-1: Kraft-Weg-Kennlinie aus dem Dreipunktbiegeversuch für die 18650-Zelle (links) in Sahraei, Campbell und Wierzbicki (2012) und der in dieser Arbeit modellierten 21700-Zelle (rechts)

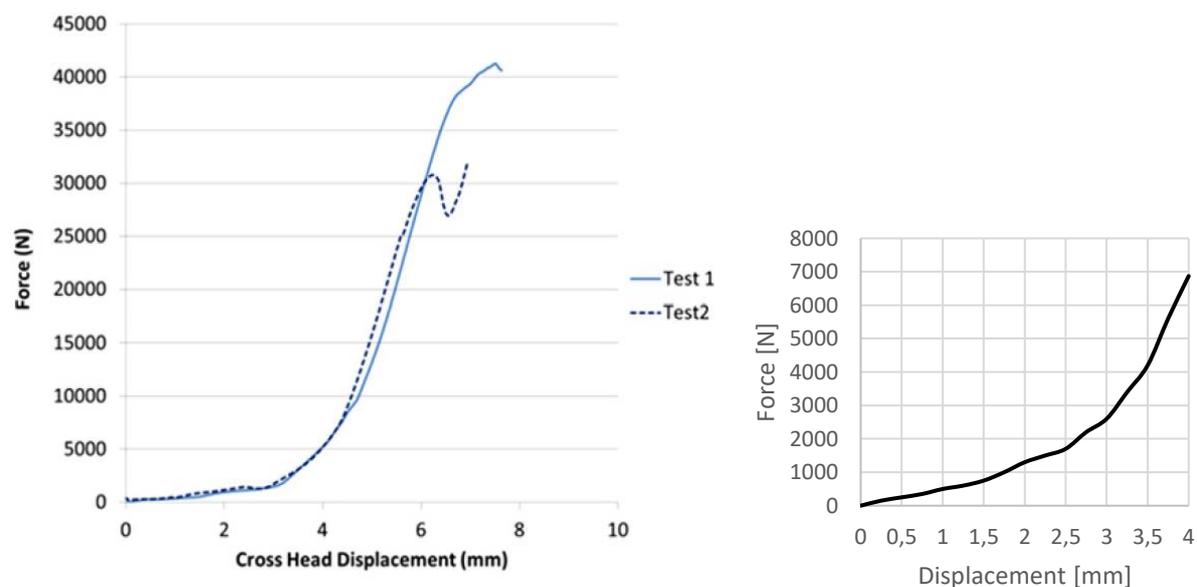


Abbildung 4-2: Kraft-Weg-Kennlinie aus dem radialen Kompressionsversuch für die 18650-Zelle (links) in Sahraei, Campbell und Wierzbicki (2012) und der in dieser Arbeit modellierten 21700-Zelle (rechts)

Bei Anwendung von 18650-Zellen im Design des EES, hätten diese aufgrund des begrenzten Bauraumes horizontal liegend angeordnet werden müssen, was wiederum einen komplizierteren Modulaufbau zur Folge gehabt hätte. Ein Vorteil der Anwendung von 21700-Zellen liegt in deren höheren volumetrischen Energiedichte, was insbesondere dem Packaging der Module zugutekommt. Somit wurde im frühen Konstruktionsprozess bereits darauf geachtet, die Zellen möglichst mittig im Gehäuse der Traktionsbatterie zu platzieren. Dieser Anspruch führte in weiterer Folge dazu, dass generell

geringe Beträge der Verformungsenergie in den inneren Komponenten der Traktionsbatterie, wie z.B. die Module oder Batteriezellen auftreten oder z.B. die Beifügung von Längs- und Querstreben zum Design des EES nur geringe Verringerungen der Verformungsenergie in den Modulen bewirken konnten, da diese sich durch das gewählte Design bereits von vornherein in einer relativ gut geschützten Lageposition befanden (siehe Abbildungen 3-33 und 3-38). Dies gilt auch für den Side Pole Crash nach ECE-R135, in welchem der Spitzenwert für die Intrusionstiefe am EES erreicht wurde. An der linken Seite des EES wird dabei ein Maximalwert von 20,8 mm für die Intrusion gemessen (Abbildung 4-3).

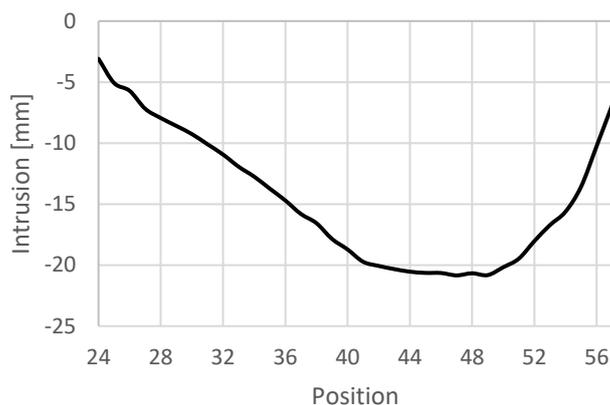


Abbildung 4-3: Intrusionsverlauf an der linken Seite des EES für den Side Pole Crash

Ein wesentlicher Punkt dieser Masterarbeit bestand darin, mechanische Crashlasten auf verschiedenartige Variationen des Designs des EES abzuleiten und dabei die Auswirkungen dieser Designvariationen auf die in die Komponenten eingeleiteten Crashlasten zu untersuchen. Daher wurde ein generisches FE-Modell des EES aufgebaut, welches dem Anwender eine gewisse Gestaltungsfreiheit lässt. Durch die direkte Erstellung des generischen FE-Modells in *LS-PrePost* aus einer beliebigen Anzahl an uniformen Hexaeder-Elementen besteht der Vorteil der schnellen Umgestaltungsmöglichkeit, wobei dadurch die gewünschten Elemente ausgewählt und den verschiedenen Bauteilen zugewiesen werden können. In der vorliegenden Arbeit liegt der Schwerpunkt der Betrachtung ausschließlich auf Traktionsbatterien mit rechteckiger Grundform. Der Grund hierfür liegt in der Gestaltung des Rahmens des Epsilon-Fahrzeuges. Da es sich dabei ebenso um eine rechteckige Grundform handelt und gleichzeitig eine gewisse Energiekapazität für die Entwicklung eines neuen EES eingehalten werden musste, war die Grundform somit von vornherein festgesetzt. Da im Originalmodell des EES darüber hinaus eine seitliche Anbindung zum Fahrzeugrahmen gewählt worden ist, und das Fahrzeug somit ebenfalls nur für diese Anbindungsform ausgelegt und validiert worden ist, bestand auch hier kein weiterer Spielraum, da es wenig Sinn machen würde, ein valides Modell abzuändern. Zwar wäre beispielsweise eine Anbindung mit vertikaler Ausrichtung - d.h. im vorliegenden Fall eine Anbindung des EES an das Bodenblech der

Fahrgastzelle - möglich, jedoch ist eine derartige strukturmechanische Auslegung für das Epsilon-Fahrzeugmodell nicht vorgesehen. Ein Ignorieren dieser Tatsache würde mutmaßlich auf unvorhergesehene, wenig sinnvolle Lasteinbringungen in die Karosserie führen, die im Entwicklungsprozess des Fahrzeuges nicht berücksichtigt worden sind. Die Aussagekraft von Ergebnissen aus der Anwendung von Konzepten, welche eine andersartige Anbindungsform oder beispielsweise eine rundliche Grundform aufweisen, wäre somit schwer zu argumentieren.

Die in dieser Arbeit präsentierte Anbindung des EES über uniforme Hexaeder-Elemente eignet sich nur für die Verbindung von ebenen und parallelen Flächen. Neben der in dieser Arbeit vorgestellten Anbindung des EES über fixierte Hexaeder-Elemente, ließe sich die Anbindung auch über sog. CNRBs (Constrained Nodal Rigid Bodies) realisieren. Auch diese Anbindungsmethodik wurde getestet, schied jedoch aufgrund des deutlich höheren Aufwandes in der Erstellung der Anbindungselemente aus. Im vorliegenden Fall fiel demnach die Entscheidung auf starr modellierte Anbindungsblöcke mit einer Kantenlänge von 30 mm. Dabei gilt es zu erwähnen, dass auch die gewählte Kantenlänge der Blöcke die Intrusionstiefe beeinflusst. Umso kleiner die Anbindungselemente, umso höher die Flächenlast und umso größer die Intrusion am EES. Die Bestätigung dieser These geht aus Kapitel 3.2 hervor. Die Hexaeder-Blöcke weisen eine geringere Querschnittsfläche als die Anschraubplatten auf, wodurch sie etwas tiefer in die Struktur der Wanne des EES eindringen, was sich letztlich in einer etwas höheren Verformungsenergie an der Wanne zeigt. Auch die Batteriezellen erfahren in diesem Kontext eine etwas größere Verformung. Damit zusammenhängend zeigt sich ebenso eine leicht geringere Verformungsenergie an den Querträgern, die im Falle der größeren Querschnittsfläche der Anschraubblöcke mehr an der Energieaufnahme im Side Pole Crash beteiligt sind.

Die Positionierung der Anbindungselemente in der Mittelebene des EES richtet sich nach dem Vorbild des im Epsilon-Fahrzeug ursprünglich verbauten EES, bzw. wurde willkürlich gewählt. Eine Variation in der Höhe der Anbindung hätte v.a. Folgen auf die gemessenen Beträge der Intrusionen, jedoch kaum Folgen für deren qualitativen Verlauf. Generell wäre für das in dieser Arbeit vorliegende Design eine tiefere Anbindung des EES an den Fahrzeugrahmen, d.h. näher am Fahrzeugboden, mit geringeren Intrusionsbeträgen verbunden, da in diesem Falle der Wannensboden stärker an der Energieaufnahme beteiligt wäre. Eine höhere Anbindung würde zu einem stärkeren Biegeeffekt an den Seitenwänden der Wanne des EES führen.

Ein grundsätzliches Bestreben in der Crashsimulation stellt die Reduktion der Anzahl an Finiten Elementen dar, da dadurch eine Einsparung an Rechenzeit und somit einer teuren Ressource möglich wird. Unter diesem Vorwand wurde in der vorliegenden Arbeit der Ersatzmodellrahmen erstellt. Dieser hat den Zweck, einen Großteil der mehr als 2,3 Millionen Elemente für das Epsilon-Fahrzeugmodell

einzusparen, indem anstatt des Epsilon-Fahrzeugmodelles der Ersatzrahmen für die Ableitung der Crashlasten verwendet werden kann. Durch die Übertragung der geometrischen und v.a. mechanischen Eigenschaften des Epsilon-Gesamtfahrzeugmodelles auf den Ersatzmodellrahmen, sollte das Ziel erreicht werden, den Ersatzmodellrahmen für sämtliche Lastfälle im quasistatischen Crush anwenden zu können und dabei dieselben Ergebnisse für die Intrusionsverläufe am EES zu erhalten, wie unter Anwendung des Fahrzeugmodells im dynamischen Crash. Dabei ist zu erwähnen, dass die in der vorliegenden Arbeit gewählten Materialmodelle die Dehnratenabhängigkeit der Materialien nicht berücksichtigen.

Bei der Übertragung der geometrischen Eigenschaften des Originalrahmens des Epsilon-Modells auf den Ersatzrahmen, wurde v.a. Wert darauf gelegt, dass die Dimensionen und Positionierungen der Längs- und Querträger übereinstimmen. Noch wichtiger war allerdings die Übertragung der mechanischen Steifigkeitseigenschaften bzw. der Materialeigenschaften vom Originalmodell auf den Ersatzrahmen. Hierfür wurde im quasistatischen Crush für die Lastfälle Full Width Frontal, Side Pole und Rear 70 % Overlap der jeweils zugehörige Kraft-Weg-Verlauf zwischen der Crashbarriere und dem Epsilon-Fahrzeugmodell ermittelt und anschließend auf den Ersatzrahmen übertragen. Es wurde dabei nach Ray, Anghileri und Mongiardini (2008) in [43] versucht, durch iterative Variationen von Materialparametern und Wandstärken am Ersatzmodell eine maximale Abweichung von den vorgegebenen Kraft-Weg-Verläufen aus dem Epsilon-Originalmodell von unter 20 % zu erzielen, was nach zahlreichen Versuchen gelungen ist. Insbesondere der Side Pole Lastfall stellte eine große Herausforderung dar, da es dort beim Epsilon-Originalmodellrahmen zu einer Fraktur des äußeren Längsträgers auf der linken Fahrzeugseite (am Side Pole) kam.

Neben der Übereinstimmung in den mechanischen Steifigkeitseigenschaften sollte auch gezeigt werden, dass die Anwendung des Ersatzrahmens beim Ableiten von Crashlasten auf den EES zu Ergebnissen für die Intrusionen führt, die im Vergleich zur Anwendung des Epsilon-Originalmodells plausibel sind. Aus der statistischen Auswertung der gewichteten Intrusionsverläufe für die vier Seiten des EES geht eine Abweichung von maximal 4,8 % im Median hervor. Beim Vergleich der Intrusionsverläufe fällt allerdings auch auf, dass die am Ersatzmodell ermittelten Verläufe insbesondere für die linke und rechte Seite des EES schwingen. An der linken Seite weisen diese Schwingungen Amplituden von über 0,8 mm auf, während der am Epsilon-Modell ermittelte Verlauf viel glatter verläuft, siehe Abbildung 3-28. Da in der Simulation keine sog. Null-Energie-Moden auftreten (Hourglassing), muss der Grund hierfür in den Eingabedaten für die Materialparameter und Wandstärken der Komponenten des Ersatzmodellrahmens liegen, bzw. mit den gewählten Einspannungen zusammenhängen. Daher ist es nicht ausreichend, das Urteil über die Übereinstimmung der Intrusionsverläufe und somit der Plausibilität des Ersatzmodellrahmens nur über die Abweichung im Median oder den Quartilen zu definieren. Das aus der Anwendung des

Ersatzrahmens ermittelte Ergebnis für den Intrusionsverlauf an der linken Seite des EES wäre somit kaum für weitere Zwecke verwendbar. Im weiteren Verlauf der Arbeit wurde deshalb für die Ermittlung der optimalen Position einer Versteifungsstrebe oder für die Erstellung des Bewertungsschemas der Anbindungsstellen auf die am Epsilon-Modell ermittelten Intrusionsverläufe zurückgegriffen. Mit gewissen Abstrichen an die Genauigkeit der ermittelten Intrusionsbeträge, lassen sich jedoch mithilfe des Ersatzmodellrahmens in vergleichsweise kurzer Zeit qualitative Aussagen über die Auswirkung einer Designvariation am EES auf die eindringenden Crashlasten treffen.

Wie bereits erwähnt, ergibt sich unter Anwendung des Ersatzrahmens eine bedeutende Einschränkung. Diese beläuft sich auf die feste Einspannung des Ersatzrahmens an verschiedenen Rahmenteilen, die in Bezug auf ihr Deformationsverhalten untersucht wurden. Hier wurde ein Vergleich der Verformungsenergie zwischen den betroffenen Rahmenteilen angestellt. Eine feste Einspannung darf demzufolge nur an jenen Rahmenteilen stattfinden, an welchen im Vergleich vernachlässigbar kleine Deformationen auftreten, bzw. an welchen nur sehr geringe Beträge der Verformungsenergie auftreten, siehe Abbildungen 3-17 bis 3-19. Dennoch erfolgt durch die Einspannung an den gewählten Rahmenteilen eine gewisse Manipulation des Gesamt-Verformungsverhaltens unter Lasteinwirkung.

Wie aus den Diagrammen in den Abbildungen 3-17 bis 3-19 entnommen werden kann, weisen die in allen drei verschiedenen Einspannungskonfigurationen gewählten, gegenüberliegenden Komponenten des Rahmens des Epsilon-Modells deutlich unterschiedliche Beträge der Verformungsenergie auf. Da somit vernachlässigbar kleine Deformationen an der der Crashbarriere gegenüberliegenden Komponente auftreten, wäre dort eine feste Einspannung plausibel.

In Abbildung 4-4 sind die eingespannten Nodes für einen frontalen Lastfall gelb hervorgehoben. Die Plausibilisierung für diesen Fall ergab bei einem Vergleich zwischen vorderem und hinterem Querträger einen deutlichen Unterschied in der auftretenden Verformungsenergie (ca. Faktor 176, siehe Abbildung 3-18). Dabei ist ersichtlich, dass sich die plausibilisierte Einspannung für den hinteren Querträger im vorliegenden Fall auf den hinteren Rand des Querträgers (rot eingekreist) beschränkt. Die weiter dahinter liegenden Nodes werden ebenfalls fest eingespannt.

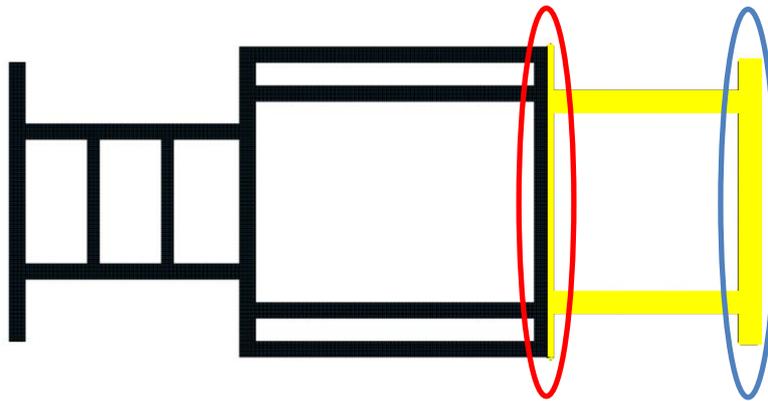


Abbildung 4-4: Ersatzmodell des Fahrzeugrahmens mit fest eingespannten Nodes an den hinteren Komponenten (gelb) für frontale Lastfälle

Wäre der hintere Querträger nicht fest eingespannt, sondern wäre stattdessen nur der hintere Stoßfänger (blau eingekreist) für die Einspannung vorgesehen, würde sich ein falsches Verformungsbild für den Ersatzrahmen im hier repräsentierten Fall einer frontalen Lastaufbringung ergeben.

Der Grund hierfür liegt darin, dass die Heckstrukturen des Rahmens deutlich weniger steif ausgelegt sind, was bei Aufbringung eines frontalen Lastfalles ein unerwünschtes Zusammenschieben der Rahmenstruktur am weicheren Heck zur Folge hätte. Am EES ließen sich in diesem Fall kaum Intrusionen feststellen, da die in den Rahmen eingeleitete Crashlast über eine solche unrealistische Verformung des Rahmens abgebaut worden wäre. Gleichzeitig gilt es zu erwähnen, dass in der in Abbildung 4-4 dargestellten Einspannung eine Vernachlässigung jener Trägheitskraft auftritt, die durch die im Heck des Epsilon-Fahrzeuges liegende Motor- und Getriebeeinheit unter Beschleunigungseinwirkung entsteht.

Ein weiterer entscheidender Punkt ist die Wahl der Lastfälle, die in der expliziten Crashsimulation auf das Epsilon-Gesamtfahrzeugmodell bzw. auf den Ersatzmodellrahmen samt eingebautem EES aufgebracht werden. Die Lastfälle werden in der vorliegenden Arbeit nach der Unfallstatistik für tödliche Unfälle gewichtet, siehe Abbildung 2-17.

Durch die Gewichtung der insgesamt 9 verschiedenen Lastfälle, weisen die ermittelten Intrusionsverläufe für die vier Seiten des EES einen Bezug zu dem realen Unfallgeschehen auf. Beispielsweise erfolgt somit die Positionierung einer Querstrebe im EES nicht nur nach den reinen Intrusionsverläufen, die sich an allen vier Seiten des EES für alle Lastfälle ergeben, sondern auch nach der Häufigkeit der auftretenden Lastfälle in realen Unfällen. Dies hat zur Folge, dass beispielsweise für die Wahl der Positionierung der Querstrebe besonders häufig auftretende Lastfälle mehr Berücksichtigung finden, als Lastfälle, die eher selten auftreten. Dasselbe gilt auch für die Erstellung des Rankings der Anbindungsstellen. Das Ranking basiert auf den Intrusionsverläufen aus den 9

gewichteten Lastfällen und damit erfolgt z.B. die Anbindung nach dem best case so, dass der EES für häufiger auftretende Crashlasten besser geschützt ist, als für eher seltene.

Somit gilt anzumerken, dass aufgrund dieser Gewichtung der Schutz des EES vor Unfallarten, die besonders häufig zum Tode der Insassen führen (z.B. Full Width Frontal), besser ist, als für Unfallarten, die eher selten zum Tode führen (z.B. Rear Crashes). Der Schwachpunkt dieses Ansatzes liegt allerdings darin, dass Unfallarten, die eine verhältnismäßig hohe Anzahl an tödlich verunglückten Insassen aufweisen schwerer gewichtet werden als Unfallarten, die verhältnismäßig hohe Intrusionen zur Folge haben, wobei letztere für den EES von größerer Relevanz wären.

Die in der Arbeit zuvor beschriebenen Variantenstudien mit eingebauter Längs- oder Querstrebe, veränderter Wannensbodenhöhe oder Entnahme des Gehäusedeckels stellen nur einige der vielen Möglichkeiten dar, welche sich mithilfe des Ansatzes eines generischen EES, eingebaut in den Ersatzrahmen ergeben. Zum einen bietet die in dieser Arbeit präsentierte Methodik Aussagen darüber, wo sich auf Basis des ermittelten Intrusionsverlaufs die empfindlichen Stellen am EES befinden und zum anderen ist es durch die Anwendung des Ersatzrahmens möglich, diese Simulationen rasch durchzuführen. Insbesondere im Falle der Untersuchung der veränderten Wannensbodenhöhe ist aufgrund der durchgeführten 9 Lastfälle die Ersparnis an Rechenzeit sehr deutlich. Pro Lastfall reduziert sich die Rechendauer durch die Anwendung des Ersatzrahmens, welcher lediglich etwa 150.000 Shell-Elemente aufweist, um über 85 %.

Wie aus dem Ergebnis der Intrusionsverläufe am EES für den Side Pole Crash mit und ohne Querstrebe in den Abbildungen 3-31 und 3-32 hervorgeht, erweist sich diese zusätzliche Maßnahme zur Erhöhung der Gesamtsteifigkeit des EES als sehr wirkungsvoll. Von den ursprünglich 20,5 mm Intrusionstiefe am Node Nummer 44 verbleiben nach der Hinzufügung der Querstrebe lediglich 7,9 mm. Gleichzeitig ist die durch den Einbau der Querstrebe verlorene Energiemenge und das Zusatzgewicht minimal. Ein ähnliches Bild ergibt sich auch im Falle des hinzugefügten Längsträgers. Auch dort ist es gelungen, die Intrusionstiefe am EES zu verringern. Auch die Verformungsenergie in den Komponenten des EES konnte in beiden Fällen reduziert werden. Eine weitere Variantenstudie für den generischen EES befasst sich mit der Auswirkung einer Erhöhung der Wandstärke des Wannensbodens von 4 mm auf 6 mm. Durch die Erhöhung der Wannensbodenstärke erhöht sich auch die Gesamtsteifigkeit des Gehäuses. Wie zu erwarten war, konnten dadurch unter Anwendung der gesamten Lastfallmatrix geringere Werte für die Intrusionen am EES erreicht werden. Sofern nicht die genauen Beträge der Intrusionen am EES von Relevanz sind, sondern es, wie in diesem Fall, um eine qualitative Aussage geht – nämlich ob durch die Verstärkung des Wannensbodens weniger Verformungsenergie die Batteriemodule erreicht – eignet sich die Anwendung des Ersatzmodelles aufgrund der erheblichen

Einsparung an Rechenzeit. Insbesondere im Stadium der konstruktiven Vorauslegung eines EES wäre die präsentierte Methode interessant, um Aussagen über die auf den EES einwirkenden mechanischen Crashlasten zu erhalten und dabei verschiedene Designvariationen qualitativ bewerten zu können.

Als praktisches Nebenprodukt dieser Methode wurde ein Ranking der Anbindungsstellen und somit eine Empfehlung für die in Hinblick auf die eingeleiteten Crashlasten optimale Positionierung der Anbindungen erstellt. Aus dem grafisch dargestellten Ranking der Anbindungsstellen in Abbildung 3-45 lässt sich beispielsweise die Position des Side Pole herauslesen. Dieser dringt nämlich an der linken unteren Seite des abgebildeten EES ein. Dort befinden sich die für diesen Lastfall höchsten Intrusionen und es erfolgt eine dementsprechend schlechte Bewertung dieser Anbindungsstellen mit einer roten 10, d.h. der schlechtesten Bewertung. Somit wäre eine Anbindung an diesen Stellen dem worst case zuzuordnen. Zu erwähnen gilt hier, dass es in keinem der Lastfälle zu einem direkten Kontakt zwischen dem Fahrzeugrahmen und dem EES kommt. Die Kraftübertragung findet somit ausschließlich über die gleichmäßig am Umfang des EES verteilten Anbindungsblöcke statt.

Die Plausibilisierung des Rankings der Anbindungsstellen von best case zu worst case wurde am detaillierten Modell des EES durchgeführt, wobei die Anschraubplatten entsprechend der Vorgaben des Rankings – einmal nach best case und einmal nach worst case – positioniert wurden. Aus den Ergebnissen trat hervor, dass der worst case tatsächlich zu deutlich höheren Verformungsenergien in sämtlichen Komponenten führt als der best case. Insbesondere in dem für den EES kritischsten Lastfall, dem Side Pole Crash, zeigt sich im best case der Anbindung an der Wanne eine deutlich geringere Intrusion. Dasselbe gilt auch für die Verformungsenergie, welche die im Inneren der Traktionsbatterie befindlichen Komponenten erreicht, wie etwa die Batteriezellen (36 % Differenz zwischen best case und worst case der Anbindung). Im vorliegenden Fall mit nur zwei Anbindungsstellen pro Seite wird der Maximalwert der Intrusion größer sein als wenn drei oder vier Anbindungen pro Seite gewählt würden. Im Fall weniger Anbindungsstellen konzentriert sich die Krafteinleitung auf weniger Punkte am EES und liegt somit an den Anbindungsstellen höher als im Fall vieler Anbindungsstellen rund um den EES. Höhere Kräfte haben größere Intrusionen zur Folge, welche das Innere des EES, d.h. die Module und Zellen, stärker beschädigen.

## 5 FAZIT

In der vorliegenden Arbeit wurde ein neuartiger Ansatz präsentiert, der es ermöglicht, mechanische Crashlasten auf den elektrischen Energiespeicher eines Elektrofahrzeuges abzuleiten. Die im Crashfall auftretenden Kräfte werden dabei über eine neuartige Anbindungsmethodik zwischen Fahrzeug und EES übertragen. Die Anbindungsmethodik beinhaltet die rings um den EES gleichmäßige Anbringung von uniformen, starren Verbindungselementen, den Anbindungsblöcken.

Das Ableiten von mechanischen Crashlasten am EES erfolgt durch das Erfassen der Intrusionen an den Nodes rings um den EES, bzw. durch die Ermittlung der Verformungsenergie in den Komponenten des EES. Unter Anwendung eines generischen FE-Modells eines EES, eines Ersatzmodells des Fahrzeugrahmens, sowie unter Anwendung von Anbindungselementen, die als Verbindungsglied zwischen Fahrzeug und EES dienen, können die Crashlasten auf verschiedene Designvarianten des EES in effizienter Weise abgeleitet werden. Dadurch wurde es beispielsweise möglich, die Auswirkungen von Längs- und Querstreben auf die in den EES eingeleiteten Crashlasten zu untersuchen. Dank der Anwendung eines Ersatzmodellrahmens wurde erreicht, dass die Lastfallmatrix mit ihren 9 verschiedenen Lastfällen in akzeptablen Rechenzeiten in der Simulation zur Anwendung kommen konnte. Zur Erstellung des Ersatzmodellrahmens wurden die geometrischen und mechanischen Eigenschaften des Epsilon-Fahrzeuges auf den Ersatzrahmen übertragen. Gleichzeitig konnte gezeigt werden, dass die Anwendung des Ersatzmodellrahmens auch im quasistatischen Crush Ergebnisse hervorbringt, die innerhalb eines brauchbaren Toleranzrahmens mit jenen korrelieren, die im dynamischen Crash am Epsilon-Gesamtfahrzeugmodell erhalten wurden.

Ein weiterer Nutzen der neuartigen Anbindungsmethodik liegt in der möglichen Erstellung eines Bewertungsschemas (Rankings) für die Anbindungsstellen. Die in dieser Arbeit ausgewählten Lastfälle wurden dabei zusätzlich nach der Unfallstatistik für tödliche Unfälle gewichtet. Dieses Ranking gibt dem Anwender die Möglichkeit, direkt die besten Anbindungsstellen für den vorliegenden EES auswählen zu können. Die Plausibilisierung des Rankings erfolgte über die Anwendung des zu Beginn der Arbeit erstellten detaillierten Modells des EES. Die vergleichende Untersuchung der Beträge, die für die Verformungsenergie der Komponenten des EES zwischen einer Anbindung nach dem empfohlenen best case und nach dem zu vermeidenden worst case erzielt wurden, hat gezeigt, dass im worst case der Anbindung deutlich höhere Crashlasten und somit mehr Verformungsenergie die Komponenten, wie etwa die Batteriezellen, erreicht.

Zusammenfassend konnten mit dieser Arbeit die eingangs formulierten Anforderungen an die Methodik im Sinne folgender zwei neuartiger Anwendungsmöglichkeiten erfüllt werden:

- Untersuchung und Bewertung verschiedener Designkonfigurationen des generischen EES (z.B. Einbau einer Querstrebe) in einer Variantenstudie;
- Erstellung eines Rankings für die Anbindungsstellen, wobei der Optimalfall der Anbindung des EES die geringsten Crashlasten an den Komponenten des EES aufweist.

Aufgrund der durch das Epsilon-Fahrzeugmodell gegebenen Randbedingungen, war die Grundform des EES bereits von vornherein festgelegt. Um die zu erreichende Energiekapazität in dem zur Verfügung stehenden Bauraum unterbringen zu können, musste eine quaderförmige Gehäuseform gewählt werden. Unter Annahme eines anders gestalteten Fahrzeugrahmens bzw. anderweitiger Unterbringung der Traktionsbatterie im Fahrzeug, ließen sich weitere geometrische Gestaltungsmöglichkeiten von Energiespeichern untersuchen, welche von der in dieser Arbeit präsentierten Gehäuseform abweichen. Dies könnte eine zukünftige, auf dieser vorliegenden Arbeit basierende Fragestellung sein. Interessant wäre in diesem Zusammenhang eine Untersuchung von rundlichen oder T-förmigen Energiespeichern, unter Anwendung der in dieser Arbeit vorgestellten Anbindungsmethodik. Die uniformen Hexaeder-Elemente ließen sich wohl auch an nicht rechteckförmigen Grundformen von Traktionsbatterien anwenden. Über die Definition von „Tied Constraints“ ist stets eine Übertragung von Normal- und Querkräften gewährleistet.

Darüber hinaus könnte auch die Anbindung des EES an das Fahrzeug über Klebestellen oder durch Falzen, Bördeln oder Einhängen untersucht werden. Wie die Modellierung der Anbindung in diesen Fällen auszusehen hat, wäre eine ebenfalls neuartige Fragestellung, die in der Literatur bis dato keine Berücksichtigung fand.

Ebenso würde sich für eine weiterführende Untersuchung eine Variation der Unterbringungsposition der Traktionsbatterie im Fahrzeug anbieten, wie etwa unter der Rücksitzbank oder im Mitteltunnel des Fahrzeuges. Dadurch könnte die Relevanz der verschiedenen Lastfälle in Abhängigkeit von der Position der Traktionsbatterie im Fahrzeug neu bewertet werden.

Das in dieser Arbeit vorgestellte Ranking für die Anbindungsstellen zwischen Traktionsbatterie und Fahrzeugrahmen kann in weiterer Folge auf das dynamische Schwingverhalten und den NVH-Komfort des Gesamtsystems im Fahrbetrieb untersucht werden. Das Optimum der Anbindung in Bezug auf die geringsten in den EES eingeleiteten Crashlasten muss nämlich nicht zugleich auch das Optimum der Anbindung in Bezug auf Langzeitstabilität und Schwingverhalten des EES bedeuten. Das Ziel wäre in diesem Falle eine schwingungsmechanische Untersuchung verschiedener Anbindungskombinationen. Generell wäre auch die Untersuchung von Schadensmodellen und Versagenskriterien für die in dieser Arbeit präsentierte Anbindungsmethodik interessant (z.B. maximale Normalkraft und Querkraft), wobei die Anbindungsblöcke dabei mit einem elasto-plastischen Materialmodell in Kombination mit Schadenskriterien versehen werden könnten.

---

**Fazit**

Für eine weiterführende Arbeit wäre auch die Berücksichtigung eines Lastfalles denkbar, welcher zu einer Bodenintrusion an der Unterbodenbatterie infolge des Überfahrens von sperrigen bzw. spitzen Objekten führt.

## 6 REFERENZEN

- [1] Wietschel M.; Thielmann A.; Plötz P.; Gnann T.; Sievers L.; Breitschopf B.; Doll C.; Moll C.: *Perspektiven des Wirtschaftsstandorts Deutschland in Zeiten zunehmender Elektromobilität*, Working Paper Sustainability and Innovation, No. S09/2017, Fraunhofer ISI, Karlsruhe, 2017
- [2] Cluzel C.; Douglas C.: *Cost and performance of EV batteries*, Final report for The Committee on Climate Change, Cambridge, 2012
- [3] Thaler A.; Watzenig D.: *Automotive Battery Technology*, Springer Science & Business Media, 2014
- [4] Justen R.: *Requirements and Approaches for Li-Ion Batteries regarding Vehicle Safety*, Advanced Automotive Battery Conference Europe, Mainz, Germany, 2017
- [5] Focus, „Deutscher verunglückt tödlich im Tesla - Feuerwehr untersucht Akku“, in: [www.focus.de/auto/news/in-der-schweiz-deutscher-verunglueckt-toedlich-im-tesla-feuerwehr-untersucht-akku\\_id\\_8930883.html](http://www.focus.de/auto/news/in-der-schweiz-deutscher-verunglueckt-toedlich-im-tesla-feuerwehr-untersucht-akku_id_8930883.html) [15.05.2018], zuletzt abgerufen am 06.01.2019
- [6] abc7news, „Timeline: ABC7 investigates deadly Tesla crash on Hwy 101 in Mountain View“, in: [www.abc7news.com/automotive/timeline-abc7-investigates-deadly-tesla-crash-on-hwy-101/3293529/](http://www.abc7news.com/automotive/timeline-abc7-investigates-deadly-tesla-crash-on-hwy-101/3293529/) [07.06.2018], zuletzt abgerufen am 06.01.2019
- [7] local10, „Teens were traveling more than 100 mph before fatal Tesla crash, report says“, in: [www.local10.com/news/local/fort-lauderdale/teens-were-traveling-more-than-100-mph-before-fatal-tesla-crash-report-says](http://www.local10.com/news/local/fort-lauderdale/teens-were-traveling-more-than-100-mph-before-fatal-tesla-crash-report-says). [26.06.2018], zuletzt abgerufen am 02.01.2019
- [8] Ruiz V.; Pfrang A.; Kriston A.; Omar N.; Van den Bossche P.; Boon-Brett L.: *A review of international abuse testing standards and regulations for lithium ion batteries in electric and hybrid electric vehicles*, Elsevier Ltd, Petten, Netherlands, 2017
- [9] Setiawan R.; Salim M. R.: *Crashworthiness Design for an Electric City Car against Side Pole Impact*, Journal of Engineering and Technological Sciences, 2017
- [10] Wisch M.; Ott J.; Thomson R.; Léost Y.; Abert M.; Yao J.: *Recommendations and Guidelines for Battery Crash Safety and Post-Crash Safe Handling*, EverSafe; Vol. D3.1, 2014
- [11] Spirk S.; Kepka M.: *Effects of Dynamic Forces and Strain Rate During Battery-Electric Bus Impact*, Proceedings of the 26th DAAAM International Symposium, pp.920-925, Vienna, Austria, 2016
- [12] Greve L.; Fehrenbach C.: *Mechanical testing and macro-mechanical finite element simulation of the deformation, fracture, and short circuit initiation of cylindrical Lithium ion battery cells*, Journal of Power Sources 214, pp. 377-385, 2012
- [13] Wierzbicki T.; Sahraei E.: *Homogenized mechanical properties for the jellyroll of cylindrical Lithium-ion cells*, Journal of Power Sources, Cambridge, 2013
- [14] Sahraei E.; Campbell J.; Wierzbicki T.: *Modeling and short circuit detection of 18650 Li-ion cells under mechanical abuse conditions*, Journal of Power Sources, Cambridge, Massachusetts, 2012

## REFERENZEN

- [15] Erbsmehl C. T.: *A method to estimate deformation energy levels of battery and fuel cell systems depending on their location by using real accident data*, 23rd International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV), Seoul, South Korea, 2013
- [16] Hao F.; Lu X.; Qiao Y.; Chen X.: *Crashworthiness analysis of Electric Vehicle with energy-absorbing battery modules*, ASME Journal of Engineering Materials and Technology, Vol. 139/021022-1 , 2017
- [17] Stein J.; Urban P.; Seidel K.; Kerschbaumer A.: *epsilon - small electric passenger vehicle with maximized safety and integrating a lightweight oriented novel body architecture*, in: *EARPA FORM Forum 2016*, Brussels, Belgium, 2016
- [18] Matheis R.: *epsilon - Introduction*, IN: *alive, enlight & epsilon - Final Workshop*, Aachen, 2016
- [19] Leitgeb W.; Thaler A.: *Safe crash integration of inherently unsafe battery technologies*, Springer, Wien, 2015
- [20] Steinke P.: *Finite-Elemente-Methode. Rechnergestützte Einführung*, Springer Vieweg, Steinfurt, 2015
- [21] Erickson J.: *Theoretical Advances in Hexahedral Mesh Generation*, Workshop on mesh generation, 29th Annual Symposium on Computational Geometry, Rio de Janeiro, Brazil, 2013
- [22] Bathe K.: *Finite-Elemente-Methoden*, Springer, Berlin, 2002
- [23] Rajalakshmi A. S.; Shafiq T.: *Modeling of Spot Weld with Failure for Crash Simulations*, Chalmers University of Technology, Master's Thesis, Gothenburg, Sweden, 2017
- [24] Zhang X.; Wierzbicki T.: *Characterization of plasticity and fracture of shell casing of lithium-ion cylindrical battery*, Journal of Power Sources 280 pp. 47-56, 2015
- [25] Avdeev I.; Gilaki M.: *Structural analysis and experimental characterization of cylindrical lithium-ion battery cells subject to lateral impact*, Journal of Power Sources 271, pp. 382-391, 2014
- [26] O'Neill B.; Kendall S. T.: *Crash Compatibility and Consumer Testing for Safety*, Insurance Institute for Highway Safety , Arlington, Virginia, 2004
- [27] „consumerreports.org“, [Online]. Available: [www.consumerreports.org/cro/2011/08/crash-test-101/index.htm](http://www.consumerreports.org/cro/2011/08/crash-test-101/index.htm). [letzter Zugriff am 05.12.2018]
- [28] Bakker J.; Sachs C.; Otte D.; Justen R.; Hannawald L.; Friesen F.: *Analysis of Fuel Cell Vehicles Equipped with Compressed Hydrogen Storage Systems from a Road Accident Safety Perspective*, Perspect SAE Int J Passeng Cars - Mech Syst 2011;4:332, 2011
- [29] Arbelaez R. A.; Aylor D.; Nolan J. M.; Braitman K. A.; Baker B. C.: *Crash Modes and Injury Patterns in Real-World Narrow Object Frontal Crashes*, Proceedings of IRCOBI Conference, Madrid, Spain, 2006

- [30] „IIHS.org“, [Online]. Available: [www.iihs.org/iihs/topics/t/general/statistics/fatalityfacts/passenger-vehicles](http://www.iihs.org/iihs/topics/t/general/statistics/fatalityfacts/passenger-vehicles). [letzter Zugriff am 10.01.2019]
- [31] Insurance Institute for Highway Safety: *Status Report*, Vol. 44, No. 2, March 2009, [Online]. Available: [www.iihs.org/iihs/sr/statusreport/article/44/2/1](http://www.iihs.org/iihs/sr/statusreport/article/44/2/1) [letzter Zugriff am 10.01.2019]
- [32] Belcher T.: *Fatalities and Serious Injuries in Side Impact Crashes by Impact Type, Occupant Age and Year of Vehicle Manufacture*, 3rd Meeting - GRSP Informal Group on Pole Side Impact, Washington DC, 2011
- [33] Euro NCAP regulation: *Full Width Frontal Impact Test Protocol*, Version 1.0.2, November 2015
- [34] Insurance Institute for Highway Safety (IIHS): *small overlap frontal crashworthiness evaluation crash test protocol (version VI)*, July 2017
- [35] Sherwood C. P.; Nolan J. M.; Zuby D. S.: *Characteristics of small overlap crashes*, Insurance Institute for Highway Safety, United States, 2009
- [36] Insurance Institute for Highway Safety (IIHS): *moderate overlap frontal crashworthiness evaluation crash test protocol (version XIV)*, July 2017
- [37] Hong S.-W.; Park C.-K.; Mohan P.; Morgan R. M.; Kan C.-D.: *A Study of the IIHS Frontal Pole Impact Test*, SAE World Congress, SAE Paper No. 2008-01-0507, Detroit, Michigan, 2008
- [38] UN Vehicle Regulations, UN Regulation No. 135: *Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to their Pole Side Impact performance (PSI)*, 2016
- [39] Euro NCAP Regulation: *side impact mobile deformable barrier testing protocol (Version 7.1.3)*, November 2017.
- [40] „messring.de“, [Online]. Available: [www.messring.de/wpcontent/uploads/2HHA\\_MovBarrierAE-MDB.pdf](http://www.messring.de/wpcontent/uploads/2HHA_MovBarrierAE-MDB.pdf). [letzter Zugriff am 02.01.2019]
- [41] Pai J.-E.: *Evaluation of FMVSS No. 301, Fuel System Integrity*, as Upgraded in 2005 to 2009 (Report No. DOT HS 812 038), National Highway Traffic Safety Administration, Washington, DC, 2014
- [42] Ray M. H.: *Repeatability of Full-Scale Crash Tests and Criteria for Validating Finite Element Simulations*, in: *Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board*, No. 1528, Transportation Research Board of the National Academies pp. 155-160, Washington D.C., 1997
- [43] Ray M. H.; Anghileri M.; Mongiardini M.: *Comparison of Validation Metrics Using Repeated Full-scale Automobile Crash Tests*, 8th. World Congress on Computational Mechanics (WCCM8), Venice, Italy, 2008
- [44] Zinzuwadia C.: *Finite Element Modeling of a Single Shear Fastener Joint Specimens: A Comparison of Simplified Joint Modeling Techniques*, Wichita, 2014

## REFERENZEN

- [45] „orbtronic.com“, [Online]. Available: [www.orbtronic.com/21700-samsung-50e-battery-5000mah-inr2170050e-high-drain-flat-top](http://www.orbtronic.com/21700-samsung-50e-battery-5000mah-inr2170050e-high-drain-flat-top). [letzter Zugriff am 05.01.2019]
- [46] „batteryspace.com“, [Online]. Available: [www.batteryspace.com/lg-lithium-21700-rechargeable-cell-3-63v-5000mah-18-2wh-inr21700-m50---un38-3-passed.aspx](http://www.batteryspace.com/lg-lithium-21700-rechargeable-cell-3-63v-5000mah-18-2wh-inr21700-m50---un38-3-passed.aspx). [letzter Zugriff am 02.01.2019]
- [47] Wei Y.; Agelin-Chaab M.: *Experimental investigation of a novel hybrid cooling method for lithium-ion batteries*, Elsevier Ltd., Ontario, Canada, 2018
- [48] Yeow K.; Teng H.; Thelliez M.; Tan E.: *3D Thermal Analysis of Li-ion Battery Cells with Various Geometries and Cooling Conditions Using Abaqus*, SIMULIA Community Conference, 2012
- [49] Stein J.: *epsilon – Structural Design of Body and Battery Housing*, ALIVE, ENLIGHT & epsilon - Final Workshop, Aachen, 2016
- [50] Littell J. D.; Ruggeri C. R.; Goldberg R. K.; Roberts G. D.; Arnold W. A.; Binienda W. K.: *Measurement of Epoxy Resin Tension, Compression, and Shear Stress–Strain Curves over a Wide Range of Strain Rates Using Small Test Specimens*, Journal of Aerospace Engineering 21(3), 2008
- [51] Jakobsson L.; Kling A.; Lindman M.; Wågström L.; Axelson A.; Broberg T.; McNally G.: *Severe Partial Overlap Crashes – A Methodology Representative of Car to Car Real World Frontal Crash Situations*, Proceedings of the 23 ESV Conference, Paper no. 13-0294, Seoul, South Korea, 2013
- [52] „icme.hpc.msstate.edu“, [Online]. Available: [www.icme.hpc.msstate.edu/mediawiki/index.php/SSC\\_Aluminum:\\_Al\\_2024-T4\\_alloy](http://www.icme.hpc.msstate.edu/mediawiki/index.php/SSC_Aluminum:_Al_2024-T4_alloy). [letzter Zugriff am 10.10.2018]
- [53] „icme.hpc.msstate.edu“, [Online]. Available: [www.icme.hpc.msstate.edu/mediawiki/index.php/SSC\\_Steel:\\_1020\\_steel\\_alloy](http://www.icme.hpc.msstate.edu/mediawiki/index.php/SSC_Steel:_1020_steel_alloy). [letzter Zugriff am 05.01.2019]
- [54] „coppermotor.com“, [Online]. Available: [www.coppermotor.com/wpcontent/uploads/2014/11/Tesla-Model-S-battery-pack-Ricardo-photo-2\\_1280.jpg](http://www.coppermotor.com/wpcontent/uploads/2014/11/Tesla-Model-S-battery-pack-Ricardo-photo-2_1280.jpg). [letzter Zugriff am 06.10.2018]



# A APPENDIX

## A.1 Design der Traktionsbatterie

Eine grundlegende Entscheidung in der Entwicklung eines Designs für eine Traktionsbatterie stellt die Wahl des passenden Batteriezelltyps dar.

Die gebräuchlichsten Zelltypen in Traktionsbatterien des Automobilsektors sind aktuell die zylindrische Zelle, die prismatische Zelle und die Pouchzelle. All diese Typen verfügen über ihre spezifischen Vor- und Nachteile, welche nachfolgend kurz beschrieben werden.

	Cylindrical	Prismatic	Pouch
<b>Geometry</b>			
<b>Thermal dissipation</b> [4]	Unfavorable ratio of the outer surface, high radial temperature gradients	Good ratio of outer surface to volume, lower temperature gradients in depth (but still depending on cell thickness)	
<b>Packing density</b>	Poor	High	High
<b>Structure</b>	Robust	Robust	Vulnerable
<b>Cost</b>	Low in standard shapes	More expensive than cylindrical	Inexpensive

Abbildung 6-1: Eigenschaften der drei häufigsten, am Markt verfügbaren Zelltypen [10]

Durch den Erfolg von Tesla hat die zylindrische Zelle in den letzten Jahren eine große Verbreitung in Traktionsbatterien erfahren. Wurden in den Modellvarianten Model S und Model X noch 18650-Zellen verwendet, kommen im neuen Model 3 erstmals 21700-Zellen zum Einsatz.

Einer der Gründe dafür, dass auch Tesla auf den zylindrischen Zelltyp setzt, ist die im Vergleich zum prismatischen und Pouch - Zelltyp einfachere Massenproduktion bei gleichzeitig geringen Kosten. Durch Vergrößern der Zelldimensionen von 18 mm Durchmesser und 65 mm Länge (Typus 18650) auf 21 mm Durchmesser und 70 mm Länge (Typus 21700) lässt sich die Energiedichte um knapp 50 % erhöhen. [47]

Des Weiteren weist der zylindrische Zelltyp eine vergleichsweise hohe mechanische Stabilität und Energiedichte auf. Die Nachteile liegen in der vergleichsweise schlechteren thermischen Effizienz und geringeren Packaging-Dichte. [10] [48]

Aus den genannten Gründen geht somit hervor, dass der gewählte Zelltyp großen Einfluss auf die Gestaltung des Systems der Traktionsbatterie hat. Davon abhängig sind nämlich nicht nur die Auslegung der elektrischen Konfiguration, sondern auch das Kühlsystem, die Modulstruktur, und folglich auch das Gewicht der Traktionsbatterie.

In der vorliegenden Arbeit wurde die zylindrische Zelle des Typs 21700 gewählt (Tabelle 3-1). Das Design der in dieser Arbeit erstellten Traktionsbatterie orientiert sich u.a. am Vorbild der Module des Tesla Model S und Model X, wie in Abbildung 6-2 dargestellt.

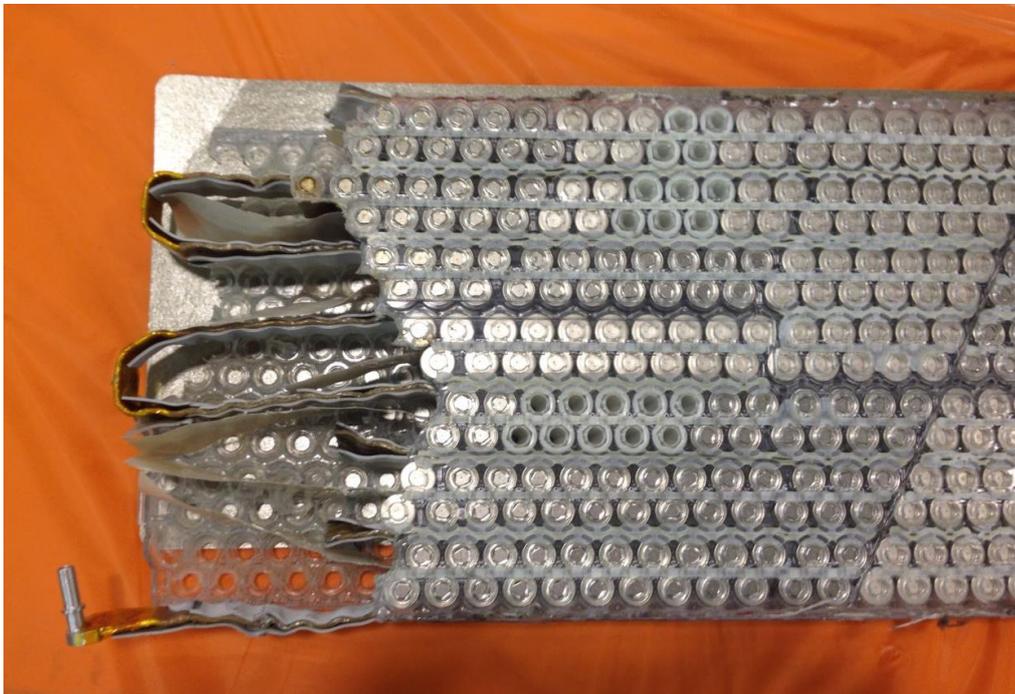


Abbildung 6-2: Batteriemodul eines Tesla Model S: Zu sehen sind der Kühlmantel, sowie die zylindrischen Batteriezellen, die in einer festen Matrix aus Epoxidharz eingeschlossen sind [54]

Im Folgenden sind ergänzend mehrere Abbildungen des CAD-Modells und des FE-Modells der detaillierten Traktionsbatterie dargestellt.

In Abbildung 6-3 ist zu sehen, wie sich der Kühlmantel durch die Zellreihen windet und dabei sämtliche Zellen tangential berührt, wodurch die Wärmeabfuhr aus den Batteriezellen sichergestellt ist.

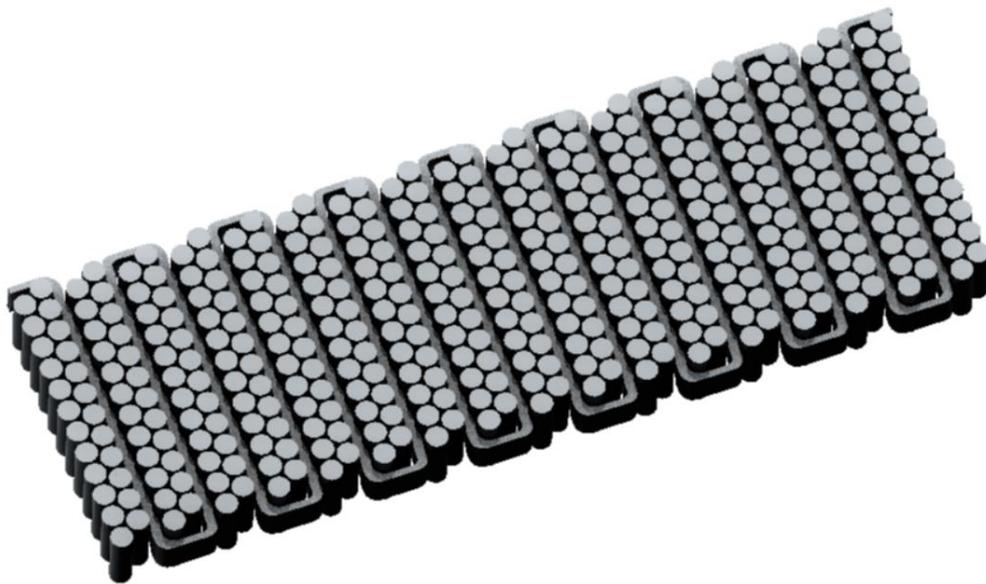


Abbildung 6-3: Anordnung der Batteriezellen eines Modules inklusive des Kühlmantels, der sich durch die Zellreihen windet

Die Produktion der Module erfolgt durch Eintauchen der Batteriezellen in ein Bad aus flüssigem Epoxidharz. An ihrer Ober- und Unterseite werden die Zellen ca. 1,5 cm tief von flüssigem Epoxidharz umschlossen, welches durch Aushärten erstarrt. Dadurch entsteht die starre Modulmatrix.



Abbildung 6-4: Batteriezellen eines Modules, eingegossen in den unteren Teil der Epoxidharzmatrix

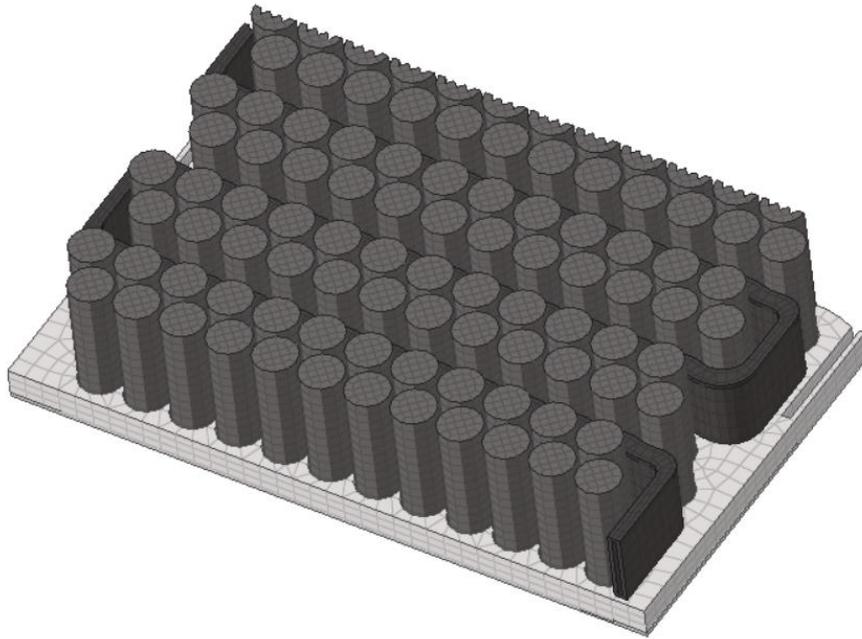


Abbildung 6-5: FE-Modell eines Teils des Modules mit den Zellen, dem Kühlmantel, sowie dem unteren Teil der Epoxidharzmatrix