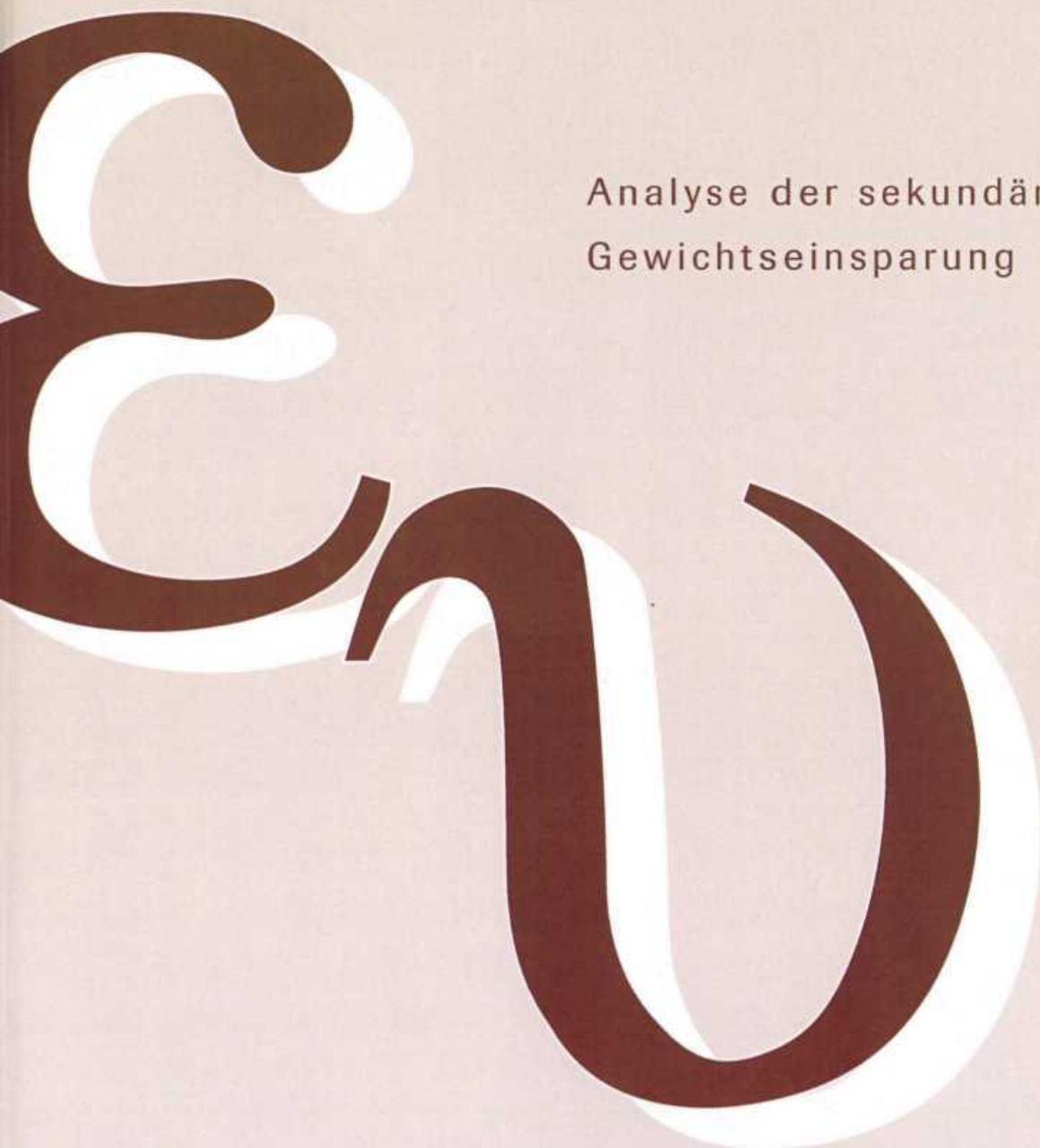


FAT | 230

Analyse der sekundären
Gewichtseinsparung



Analyse der sekundären Gewichtseinsparung

Auftraggeber:

Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT)

Auftragnehmer:

RWTH Aachen University

Institut für Kraftfahrzeuge

Univ.-Prof. Dr.-Ing. L. Eckstein

Projektleiter:

Dipl.-Ing. René Göbbels

Prof. Dr.-Ing. habil. Jan-Welm Biermann / Stellv. Institutsleiter

Dipl.-Ing. Peter Urban / Geschäftsbereichsleiter Karosserie

Inhalt

1	Einleitung.....	5
2	Methodische Vorgehensweise	6
3	Literaturrecherche	8
3.1	Studien zur sekundären Gewichtsreduktion.....	8
3.2	Allgemeine Veröffentlichungen zur sekundären Gewichtsreduktion.....	16
3.3	Zusammenfassung	21
4	Strukturierung eines Pkw in Bauteile	22
4.1	Fahrzeubereich Karosserie.....	22
4.2	Fahrzeubereich Antriebsstrang.....	25
4.3	Fahrzeubereich Fahrwerk.....	29
4.4	Fahrzeubereich Interieur.....	33
4.5	Fahrzeubereich Elektronik.....	34
5	Ermittlung der gewichtsbestimmenden Bauteile.....	36
5.1	Definition von Auswahlkriterien.....	36
5.2	Bauteile mit sekundärem Gewichtseinsparpotenzial	37
5.2.1	Fahrzeubereich Karosserie	37
5.2.2	Fahrzeubereich Antriebsstrang	39
5.2.3	Fahrzeubereich Fahrwerk.....	43
5.2.4	Fahrzeubereich Interieur	45
5.2.5	Fahrzeubereich Elektronik.....	47
5.3	Sekundäre Gewichtsreduktion des Gesamtfahrzeugs.....	48
6	Bestimmung der sekundären Gewichtsreduktion gewichtsbestimmender Bauteile	51
6.1	Fahrzeubereich Karosserie.....	51
6.1.1	Simulationsergebnisse VW Golf V.....	51
6.1.2	Simulationsergebnisse Ford Taurus.....	62
6.1.3	Fazit.....	72
6.2	Fahrzeubereich Antriebsstrang.....	73
6.2.1	Bestimmung der Fahrwiderstände.....	73

6.2.2	Antriebsenergiewandler	77
6.2.3	Drehmomentwandler und Verteilergetriebe	84
6.2.4	Drehzahlwandler	96
6.2.5	Antriebsenergiespeicher	99
6.2.6	Zusatzenergiespeicher	103
6.2.7	Kraftübertragung	104
6.2.8	Fazit	107
6.3	Fahrzeubereich Fahrwerk	108
6.3.1	Querdynamik	109
6.3.2	Vertikaldynamik	117
6.3.3	Subframe	119
6.3.4	Bremssystem	121
6.3.5	Lenksystem	129
6.3.6	Räder und Reifen	131
6.3.7	Fazit	136
7	Aufbau einer Analyse- und Bewertungssystematik	137
8	Anwendung der Berechnungsmethodik	141
9	Verbrauchs- und CO ₂ -Simulationen	147
10	Zusammenfassung	150
11	Formelzeichen und Indizes	153
12	Literatur	162

1 Einleitung

Die Aufgabe einer effizienten Ausnutzung der vorhandenen Energiereserven und die damit verbundene Ressourcenschonung stellen die Automobilindustrie vor große Herausforderungen. In diesem Zusammenhang sind die Senkung des Kraftstoffverbrauchs und der CO₂-Emissionen wichtige Ziele. Neben den Einflussgrößen Antriebstrangoptimierung und Energiemanagement trägt der automobiler Leichtbau einen wesentlichen Teil zur Senkung der CO₂-Emissionen bei. Dabei kann das Gewicht einzelner Bauteile und damit des Gesamtfahrzeugs durch unterschiedliche Leichtbaumaßnahmen wie Werkstoffleichtbau, Konzeptleichtbau oder Fertigungsleichtbau reduziert werden. Die Anwendung dieser Primärmaßnahmen erlaubt es, zusätzliche Sekundärmaßnahmen zur Gewichtsreduktion durchzuführen. Im Rahmen dieser Maßnahmen können beispielsweise der Antriebsstrang, die Bremsen, das Tanksystem etc. in ihren Dimensionen und Leistungen angepasst werden, um die Eigenschaften des Gesamtfahrzeugs auf einem Vergleichsniveau zu halten.

Ziel dieses Forschungsvorhabens ist die empirische und analytische Bestimmung der sekundären Gewichtsreduktion in Pkw. Dazu werden zunächst bereits veröffentlichte Erkenntnisse zur Thematik „Sekundäre Gewichtsreduktion“ recherchiert. Auf Basis einer Strukturierung eines Pkw in seine Bauteile werden diejenigen Bauteile identifiziert, deren Dimensionierung von der Fahrzeugmasse abhängt. Dazu werden Auswahlkriterien wie beispielsweise die Abhängigkeit der Bauteildimensionierung vom Fahrzeuggewicht, von Antriebskräften bzw. der Antriebsleistung, die Abhängigkeit von Trägheitskräften sowie die Abhängigkeit der Dimensionierung vom Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs definiert. Bauteile, die im Crashfall größtenteils die Energieabsorption übernehmen, bergen ebenso sekundäre Gewichtsreduktionspotenziale. Diese werden durch verschiedene Crash-Simulationen ermittelt.

Aufbauend darauf werden für diese Bauteile Zusammenhänge definiert, die sich zwischen den geforderten Bauteileigenschaften und der Fahrzeugmasse ergeben. Auf Basis dieser Zusammenhänge werden Beziehungen erarbeitet, die Rückschlüsse auf die resultierende Bauteilmasse zulassen. Die ermittelten analytischen und empirischen Zusammenhänge und Beziehungen münden in einer Methodik zur Bestimmung des sekundären Gewichtsreduktionspotenzials auf Basis der primären Gewichtsreduktion.

Die im Rahmen dieses Forschungsvorhabens erarbeitete Methodik wird auf ausgewählte Fahrzeuge angewendet. Nach Definition spezifischer, für die Berechnungssystematik notwendiger Fahrzeugkennwerte wird das sekundäre Gewichtsreduktionspotenzial für alle Bauteile, deren Dimensionierung von der Fahrzeugmasse bzw. den oben genannten Kriterien abhängt, in Abhängigkeit einer festgelegten primären Gewichtsreduktion bestimmt. Die Ergebnisse werden interpretiert, auf Plausibilität geprüft und mit in der Literatur dargestellten Werten zur sekundären Gewichtsreduktion verglichen. Mit der geprüften Methodik zur Bestimmung der sekundären Gewichtsreduktion werden dann Computersimulationen für die ausgewählten Fahrzeuge durchgeführt und damit die durch primäre und sekundäre Gewichtsreduktion ermöglichte Kraftstoffverbrauchs- bzw. CO₂-Reduktion ermittelt.

2 Methodische Vorgehensweise

Die methodische Vorgehensweise zur Analyse der sekundären Gewichtsreduktion ist in Abb. 2-1 graphisch dargestellt. Zur Darstellung des aktuellen Wissensstands werden im Rahmen einer Literaturrecherche öffentlich verfügbare Informationen hinsichtlich der Ermittlung der sekundären Gewichtsreduktion gesammelt und dargestellt. Diese Informationen sollen sowohl mögliche Vorgehensweisen zur Bestimmung der sekundären Gewichtsreduktion als auch Einschätzungen anderer Fachleute über das Verhältnis der sekundären zur primären Gewichtsreduktion beinhalten. Um diese Informationen zu erhalten, werden verschiedene Quellen und Medien genutzt. So wird z.B. Literatur in Form von Zeitschriften, Büchern und Tagungsunterlagen gesichtet und ausgewertet. Zusätzlich werden Informationen über das Internet recherchiert und Papers (z.B. SAE, FISITA) ausgewertet.

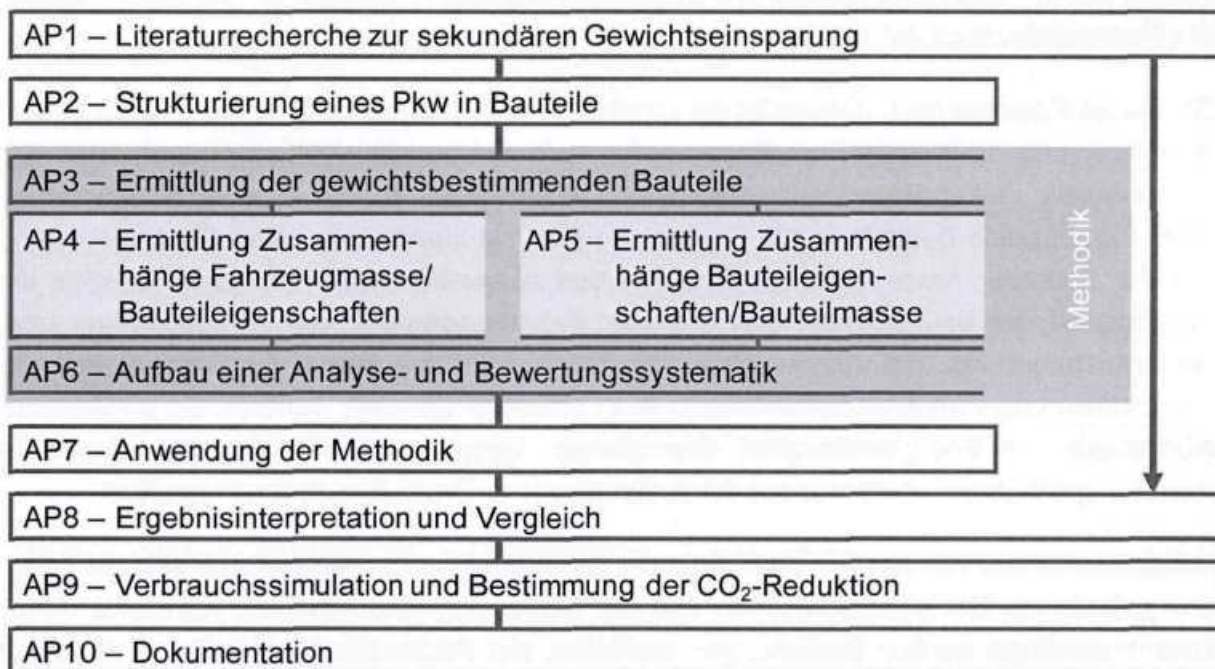


Abb. 2-1: Methodische Vorgehensweise zur Analyse der sekundären Gewichtsreduktion

Darauf aufbauend erfolgt die Strukturierung eines Pkw in Bauteile. Zur Realisierung einer universellen Fahrzeugeinteilung wird das Gesamtfahrzeug in die Fahrzeugbereiche Karosserie, Antriebsstrang, Fahrwerk, Interieur und Elektronik gegliedert. Die jeweiligen Fahrzeugbereiche werden weiterhin in Funktionen, Funktionsarten, Bauweisen, Baugruppen bis zur Bauteilebene klassifiziert. Die Strukturierung bildet die Basis für die Ermittlung potenzieller für die sekundäre Gewichtsreduktion sinnvoller Bauteile.

Basierend auf den im Rahmen des Arbeitspunktes AP2 erarbeiteten universellen Strukturierung eines Pkw in Bauteile werden Kriterien definiert, anhand derer sekundäre Gewichtsreduktionspotenziale einzelner Bauteile identifiziert werden können. Dabei wird geprüft, ob die Bauteildimensionierung von dem Fahrzeuggewicht, den Antriebskräften bzw. der Fahrzeugleistung, von Trägheitskräften oder vom Kraftstoffverbrauch abhängig ist. Zudem wer-

den Bauteile analysiert, deren Hauptanforderung (v.a. beim Crash) die Energieabsorption darstellt (z.B. Karosseriebauteile). Als Ergebnis des Arbeitspunktes AP3 liegt eine Auflistung aller Bauteile eines Fahrzeugs mit sekundären Gewichtseinsparpotenzialen vor.

Darauf aufbauend werden für die im Rahmen des Arbeitspunktes AP3 identifizierten Bauteile Zusammenhänge zwischen z.B. der Fahrzeugmasse und den jeweiligen Bauteileigenschaften analytisch und empirisch ermittelt und dargestellt. Dazu werden zunächst die wichtigsten Gesamtfahrzeugeigenschaften bestimmt, die sich auf die Dimensionierung der Einzelbauteile auswirken. Dazu gehören z.B. die Antriebsleistung sowie Antriebsdrehmomente. Diese ermittelten Fahrzeugeigenschaften ändern sich, wenn sich das Gewicht des Gesamtfahrzeugs ändert, während andere kundenrelevante Eigenschaften wie Reichweite oder Beschleunigungsvermögen konstant bleiben sollen. Weitere Zusammenhänge bestehen zwischen den bestimmten Bauteileigenschaften und der daraus resultierenden Bauteildimensionierung. Daher wird im Rahmen des Arbeitspunktes AP5 festgestellt, in welchem Maße sich eine Veränderung der Bauteileigenschaft auf das Gewicht des Bauteils auswirkt. Dazu werden möglichst mathematische Gleichungen oder Annäherungen aufgestellt, die diese Zusammenhänge beschreiben. So kann beispielsweise ein geringeres zu übertragendes Antriebsdrehmoment in einem geringeren Bauteilgewicht einer Antriebsstrangkomponente (z.B. Antriebswelle) resultieren. Die Gleichungen beschreiben dann das Verhältnis dieser beiden Größen.

Die in den Arbeitspunkten AP4 und AP5 ermittelten Zusammenhänge werden in einer Excel-basierten Methodik zur Bestimmung des sekundären Gewichtsreduktionspotenzials zusammengeführt. In dieser Methodik werden die Referenzbauteile eines nicht gewichtsreduzierten Fahrzeugs genauso betrachtet wie die für die sekundäre Gewichtsreduktion relevanten Bauteile. Das dient dazu, einen klaren Vergleich zwischen den Gesamtmassen des Referenzfahrzeugs und des gewichtsverbesserten Fahrzeugs ziehen zu können. Die primären Gewichtsreduktionen fließen als Input in die Methodik mit ein, die zudem Handlungsempfehlungen für die Ermittlung der sekundären Gewichtsreduktionspotenziale liefert.

Die in Arbeitspunkt AP6 aufgebaute Methodik wird im Anschluss im Rahmen des Arbeitspunktes AP7 auf ausgewählte Fahrzeuge angewendet. Dazu werden alle für die Berechnung der sekundären Gewichtsreduktion relevanten Fahrzeugparameter (z.B. Motorkennfeld, Getriebeübersetzung) in die entwickelte Excel-Systematik eingetragen und die Ergebnisse ausgewertet. Diese werden im Rahmen des Arbeitspunktes AP8 auf Plausibilität geprüft und mit den Erfahrungen der Projektpartner sowie den Ergebnissen der Literaturrecherche verglichen. Es wird geprüft, inwieweit sich die Ergebnisse gegenseitig bestätigen. Dabei werden die Gründe für etwaige Unterschiede in den Resultaten analysiert.

Abschließend werden auf Grundlage der ermittelten Gewichtsreduktionen Verbrauchssimulationen für die ausgewählten Fahrzeuge durchgeführt (AP9). Die Simulationen berücksichtigen zum Einen nur die primären Gewichtsreduktionen, zum Anderen auch die sekundären Gewichtsreduktionen. Es erfolgt eine Umrechnung der ermittelten Verbrauchsreduktion in entsprechende CO₂-Werte. Somit können für typische Fahrzeuge und deren mögliche Leichtbaumaßnahmen die entsprechenden CO₂-Reduktionen bestimmt werden.

3 Literaturrecherche

Zur Darstellung des aktuellen Wissensstands zur sekundären Gewichtsreduktion werden im Rahmen der Literaturrecherche insgesamt über 1300 Quellen gesichtet und ausgewertet. Dabei werden 92 Tagungen und Seminare (316 Quellen), 36 VDI-Berichte und über 900 Fachbücher und Fachzeitschriften untersucht. Die Literaturrecherche wird durch eine umfassende Internetrecherche (51 Quellen) unter Verwendung diverser Suchbegriffe ergänzt. Die Ergebnisse der Literaturrecherche werden im Folgenden erläutert.

3.1 Studien zur sekundären Gewichtsreduktion

In einer von Audi im Jahr 2000 im ATZ-Sonderheft „Der neue Audi A2“ veröffentlichten Studie werden Gesamtfahrzeugparameter und die Auswirkungen auf Fahrleistungen und Verbrauch analysiert. Dabei wird ein energetischer Vergleich zwischen einem konventionellen Kompaktklasse-Fahrzeug und dem Audi A2 (1,4l TDI) herangezogen. Mit der Entwicklung des Audi A2 reagiert Audi nach eigenen Angaben auf die Forderung nach verbrauchsarmen Kraftfahrzeugen. Dieses Ziel wird durch die Optimierung des Motorkonzepts, der Getriebeauslegung und des Aggregatewirkungsgrades zum Einen sowie durch die Reduzierung der Gesamtfahrzeugwiderstände zum Anderen realisiert, die einen hohen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch ausüben. Der Gesamtfahrwiderstand eines Kraftfahrzeugs errechnet sich aus dem Rollwiderstand F_R , dem Luftwiderstand F_L , dem Beschleunigungswiderstand F_B sowie dem Steigungswiderstand F_{St} (Abb. 3-1) [GEB00].

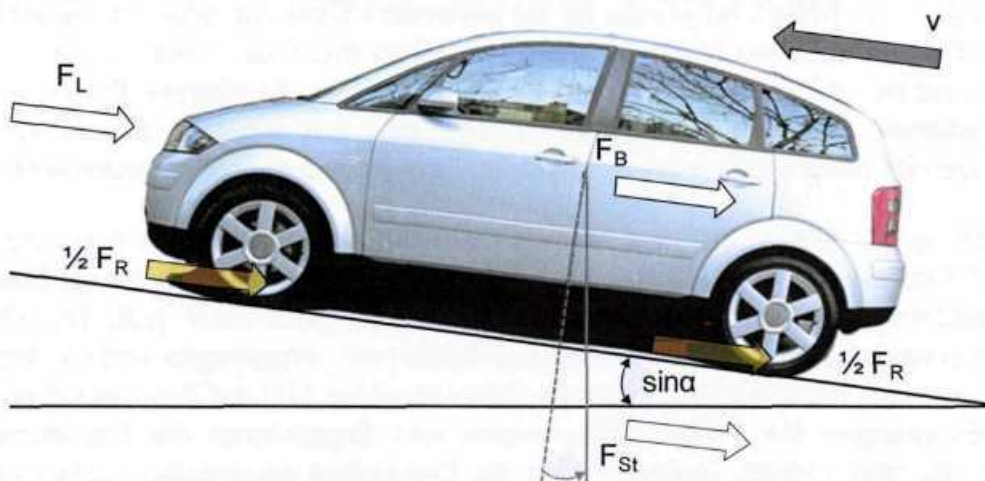


Abb. 3-1: Gesamtfahrwiderstände eines Kraftfahrzeugs [GEB00]

Für die jeweiligen Fahrwiderstände gelten die formelmäßigen Zusammenhänge laut Gl. 3-1 bis Gl. 3-4. Dabei beschreibt m die Fahrzeugmasse, c_w den Luftwiderstandsbeiwert, g die Erdbeschleunigung, a die Fahrzeugbeschleunigung und f_R den Rollwiderstandsbeiwert. Zudem stehen die Koeffizienten ρ_L für die Dichte der Luft, α für den Steigungswinkel, A für die Stirnfläche des Fahrzeugs und v für die Fahrzeuggeschwindigkeit. Es ist zu erkennen,

dass eine Verringerung der Gesamtfahrwiderstände und damit des Kraftstoffverbrauchs primär über eine Reduktion der Fahrzeugmasse realisiert werden kann.

$$F_R = (f_{R,roll} + f_{R,plast} + f_a) \cdot F_{Z,W} + F_{R,schw} \quad \text{Gl. 3-1}$$

$$F_L = \frac{\rho_L \cdot A \cdot c_W \cdot (v_{Fzg} + v_W)^2}{2} \quad \text{Gl. 3-2}$$

$$F_B = a \cdot (e_i \cdot m_{Fzg} + m_{zu}) \quad \text{Gl. 3-3}$$

$$F_{St} = m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad \text{Gl. 3-4}$$

Abb. 3-2 zeigt, dass durch die Verringerung des Fahrzeuggewichts um 18 % eine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs im NEFZ-Zyklus um 10 % erzielt werden kann. Aufgrund der niedrigen Durchschnittsgeschwindigkeit im NEFZ von 33 km/h ist der Einfluss des Luftwiderstands auf den Kraftstoffverbrauch deutlich geringer.

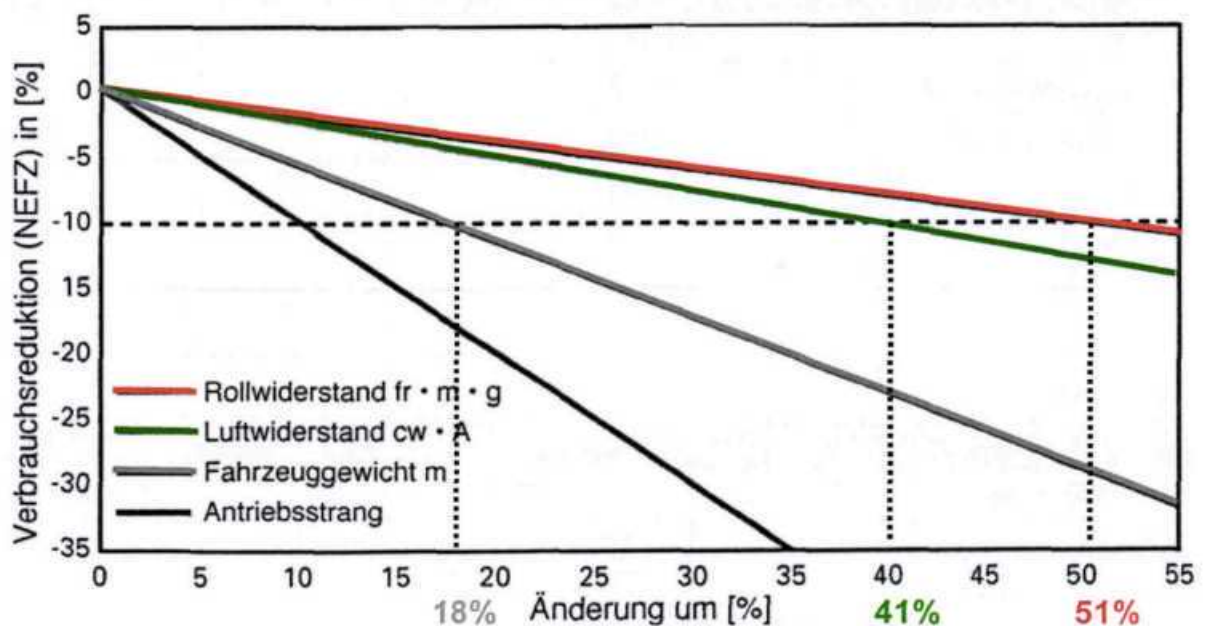


Abb. 3-2: Auswirkung der Gesamtfahrzeugparameter auf den Kraftstoffverbrauch [GEB00]

Durch den Einsatz der Aluminium-Space-Frame-Karosserie kann das Karosseriegewicht des Audi A2 im Vergleich zu einem konventionellen Kompaktklasse-Fahrzeug um 100 kg gesenkt werden. Durch eine Größenbereinigung des Fahrzeugs sowie durch die Optimierung der Ausstattungskomponenten und Fahrzeugelektrik kann das Fahrzeuggewicht um insgesamt 34 kg gesenkt werden. Basierend auf der primären Gewichtsreduktion von insgesamt 134 kg kann das Gewicht des Antriebsstrangs um 31 kg sowie des Fahrwerks und des Tanks um 65 kg sekundär reduziert werden. Unter der Voraussetzung konstanter Fahreigenschaften wird der Hubraum sowie der Kühlkreislauf des Motors verringert. Die Verwendung eines kleineren Aggregats reduziert den Kraftstoffverbrauch und somit die Tankgröße bei gleicher

Reichweite. Zudem erlaubt die primäre Gewichtsreduktion die Verwendung leichterer Achskomponenten. Insgesamt können so beim Audi A2, im Vergleich zu einem konventionellen Kompaktklasse-Fahrzeug, 230 kg Gewicht eingespart werden. Das Verhältnis von sekundärer zu primärer Gewichtsreduktion liegt dabei bei 0,72 [GEB00].

2003 untersuchen die Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen (fka) und die European Aluminium Association (EAA) Leichtbaupotenziale eines aluminiumintensiven Fahrzeugs. Im Rahmen des Forschungsprojektes werden alle relevanten Bauteile eines Kompaktklasse-Fahrzeugs betrachtet und deren Gewicht in Aluminiumbauweise ermittelt. Als Basis für die Untersuchung wird ein Referenzfahrzeug in Stahl-Bauweise definiert (Abb. 3-3). Die Abmessungen, Grundeigenschaften, Materialien und Gewichte der Komponenten stellen Durchschnittswerte typischer Kompaktklasse-Fahrzeuge dar. Ausgehend von diesen Daten wird eine Strukturierung für eine systematische Substitution der Stahlkomponenten erstellt. Das Ergebnis ist ein Aluminium-Fahrzeug der Kompaktklasse unter Berücksichtigung von derzeitigen Aluminiumanwendungen [WAL03].

Allgemeine Fahrzeugsdaten		
Länge	[mm]	4180
Breite (ohne Spiegel)	[mm]	1730
Breite (mit Spiegel)	[mm]	1985
Höhe	[mm]	1480
Radstand	[mm]	2590
Spur vorne	[mm]	1500
Spur hinten	[mm]	1490
Radgröße	[in]	15
Fahrzeugeigenschaften		
Motorbauweise	[-]	Dieselmotor
Zylinder	[ANZ]	4
Ventile pro Zylinder	[ANZ]	2
Hubraum	[cm ³]	1910
Maximale Antriebsleistung	[kW(PS) bei U/min]	81(110) / 4100
Maximales Antriebsdrehmoment	[Nm bei U/min]	244 / 1900
Höchstgeschwindigkeit	[km/h]	192
Beschleunigungszeit (0-100km/h)	[s]	11,1
Fahrzeuggewicht	[kg]	1340
Kraftstoffverbrauch	[l/100km]	5,8

Abb. 3-3: Daten Referenzfahrzeug in Stahl-Bauweise [WAL03]

Die Abschätzung der primären Gewichtsreduktion erfolgt in zwei Schritten. Im ersten Schritt werden derzeit in allen Fahrzeugklassen eingesetzte Aluminiumkomponenten analysiert. Die Gewichte dieser Bauteile werden mit einer definierten Methodik auf die Kompaktklasse übertragen. Im zweiten Schritt erfolgt darüber hinaus eine Abschätzung der Bauteilgewichte unter Einbeziehung zukünftiger Materialien und Technologien. Basierend auf der primären Gewichtsreduktion durch die Verwendung von Aluminium werden sekundäre Leichtbaumaßnahmen in die Betrachtung integriert. Unter der Voraussetzung konstanter Fahreigenschaften wird die sekundäre Gewichtsreduktion des Motors, des Getriebes, des Fahrwerks und der Karosserie abgeschätzt. Die resultierenden primären und sekundären Gewichtsreduktionen sind in Abb. 3-4 dargestellt. Das Verhältnis von sekundärer zu primärer Gewichtsreduktion liegt bei 0,63 [WAL03]. Dieser Wert wird in einer Studie zum steigenden Aluminiumeinsatz in Fahrzeugen von Karl-Heinz Zengen im Jahre 2002 erneut aufgegriffen [ZEN02].

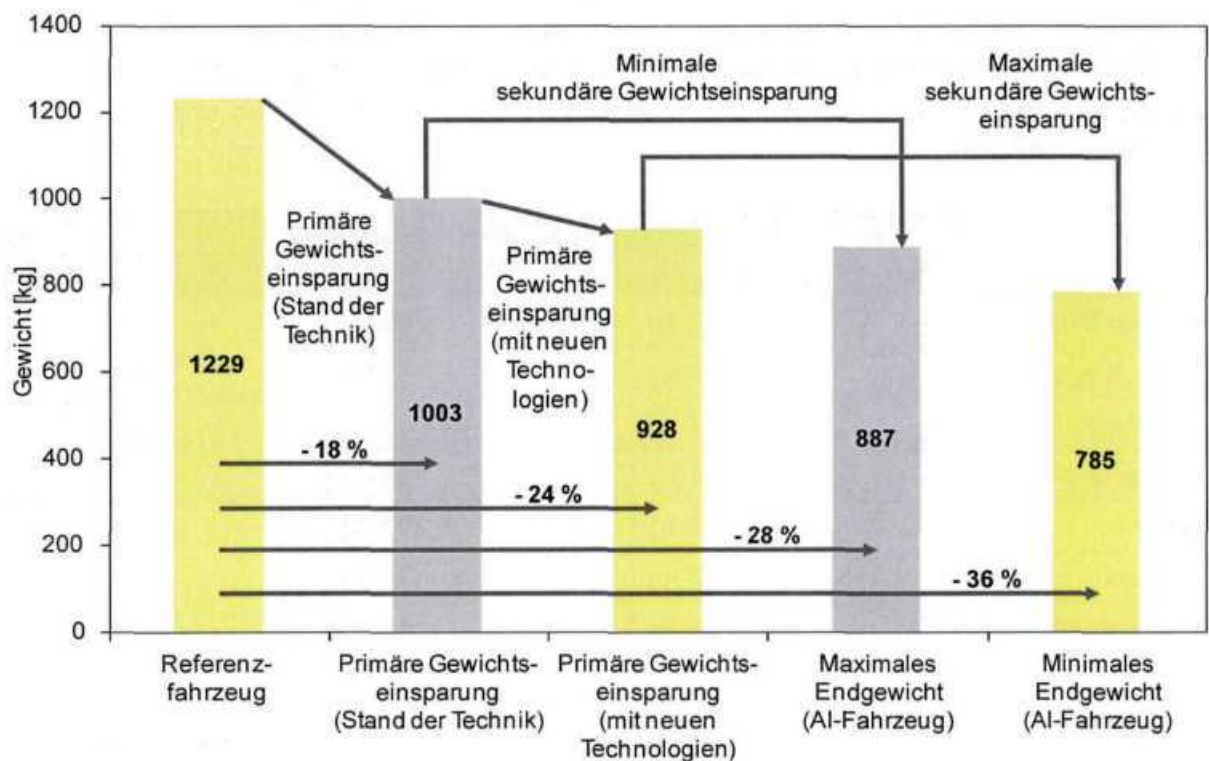


Abb. 3-4: Übersicht primärer und sekundärer Gewichtseinsparpotenziale [WAL03]

Im Jahr 2008 untersuchen Novelis Inc. und IBIS Associates Inc. die Verwendung von Aluminiumstrukturen in Kombination mit alternativen Antriebstechnologien im Fahrzeug. Bei der Studie steht die Verwendung von Aluminiumkomponenten in der Karosserie, im Antriebsstrang und im Fahrwerk im Vordergrund. In Analogie zu der Studie der Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen (fka) und der European Aluminium Association (EAA) wird ein Stahl-Referenzfahrzeug der Kompaktklasse definiert, dessen Gewichtsveränderung im Hinblick auf 6 Szenarien untersucht wird [BUL08]:

- Stahl-Karosserie mit konventionellem Verbrennungsmotor (Basis)

- Aluminium-Karosserie mit konventionellem Verbrennungsmotor
- Stahl-Karosserie mit hybridem Antriebsstrang
- Aluminium-Karosserie mit hybridem Antriebsstrang
- Stahl-Karosserie mit Diesel-Direkteinspritzung
- Aluminium-Karosserie mit Diesel-Direkteinspritzung

Die Basis für die Untersuchung bildet ein Stahl-Referenzfahrzeug, dessen Komponentengewichte denen eines durchschnittlichen Kompaktklasse-Fahrzeugs entsprechen. Die jeweiligen Stahlkomponenten werden sukzessive durch Aluminiumbauteile ersetzt. Zudem werden die verschiedenen Antriebsstrangsysteme, bestehend aus einem konventionellen Verbrennungsmotor, einem hybriden Antriebsstrang sowie einer Diesel-Direkteinspritzung in die Betrachtung einbezogen. Die Karosserie und die Klappen werden durch den Aluminiumeinsatz primär gewichtsreduziert. Der Motor, die Batterie, die Abgasanlage, der Tank, das Getriebe, der Subframe sowie das Fahrwerk, das Bremssystem, die Bereifung, das Lenksystem und der Bumper werden unter der Voraussetzung konstanter Fahreigenschaften sekundär gewichtsreduziert. Es ergeben sich die in Abb. 3-5 dargestellten primären und sekundären Gewichtsreduktionen.

	Stahl-Referenzfahrzeug (ICE)	Aluminiumfahrzeug (ICE)	Gewichtsreduktion
Body-in-White	272 kg	145 kg	Primäre Gewichtsreduktion: 159 kg
Türen/Klappen	84 kg	52 kg	
Scheiben	37 kg	37 kg	
Lackierung	11 kg	11 kg	
Motor	233 kg	201 kg	Sekundäre Gewichtsreduktion: 101 kg
Batterie	23 kg	19 kg	
Abgasanlage	58 kg	58 kg	
Tank	81 kg	72 kg	
Getriebe	88 kg	76 kg	
Subframe	35 kg	21 kg	
Fahrwerk	47 kg	40 kg	
Bremssystem	48 kg	41 kg	
Bereifung	82 kg	76 kg	
Lenksystem	28 kg	21 kg	
Bumper	9 kg	6 kg	

Abb. 3-5: Übersicht primärer und sekundärer Gewichtseinsparpotenziale [BUL08]

Unabhängig vom jeweiligen Antriebskonzept sind laut dieser Studie trotz einer deutlichen Veränderung des Gesamtfahrzeuggewichts (Abb. 3-6) die resultierenden primären und se-

kundären Gewichtseinsparpotenziale identisch (Abb. 3-7). Für das Verhältnis aus sekundärer zu primärer Gewichtsreduktion ergibt sich jeweils ein Wert von 0,64 [BUL08].

	Stahl (ICE)	Aluminium (ICE)	Stahl (HV)	Aluminium (HV)	Stahl (IC)	Aluminium (IC)
Gesamtgewicht	1532 kg	1272 kg	1535 kg	1279 kg	1577 kg	1313 kg

Abb. 3-6: Übersicht der Fahrzeuggewichte verschiedener Antriebskonzepte [BUL08]

	konventionell	Hybrid	Direkteinspritzung
Primäre Gewichtsreduktion	159 kg	159 kg	159 kg
Sekundäre Gewichtsreduktion	101 kg	101 kg	101 kg

Abb. 3-7: Primäre und sekundäre Gewichtsreduktion versch. Antriebskonzepte [BUL08]

Einen ersten analytischen Ansatz zur Bestimmung der sekundären Gewichtsreduktion entwickelt Professor Braess im Jahr 1999 mit der Veröffentlichung einer Studie zur „negativen Gewichtsspirale“. Ziel der Analyse ist die Entwicklung eines quantitativen Gesamtansatzes der sekundären Gewichtseinflüsse unter Berücksichtigung wichtiger Fahrzeugeigenschaften. Die Basis der Betrachtung bildet eine Annahme für das Gesamtfahrzeugleergewicht, welches sich aus dem Gewicht des Antriebssystems G_A , des Fahrwerks G_F , der Rohkarosserie G_{RK} und der Karosserieausstattung G_{KA} sowie der Brennstoffe G_{BS} zusammensetzt. Für die jeweiligen Gewichte gelten die folgenden formelmäßigen Zusammenhänge [BRA99]:

$$G_A = G_{A_0} + k_A \cdot M_d \quad \text{Gl. 3-5}$$

$$G_F = G_{F_0} + k_F \cdot (G_A + G_{RK} + G_{KA} + G_{BS}) \quad \text{Gl. 3-6}$$

$$G_{RK} = f \quad \text{Gl. 3-7}$$

$$G_{KA} = f \quad \text{Gl. 3-8}$$

$$G_{BS} = G_{BS_0} + K_{BS} \cdot G \quad \text{Gl. 3-9}$$

Eine Voraussetzung für die Bestimmung des Gewichts des Antriebssystems G_A bilden vorliegende Informationen zum Grundkonzept des Antriebsstrangs sowie zu den Anforderungen an den Umweltschutz und den Fahrkomfort. Diese Informationen liefern einen empirischen, konstanten Wert für das Basisgewicht des Antriebsstrangs G_{A_0} , der aus der Betrachtung einzelner Motorgewichte diverser Fahrzeuge bestimmt wird. Da infolge gesteigerter Komfort- und Sicherheitsansprüche das Fahrzeuggewicht in den letzten Jahren deutlich zugenommen hat, wird ein höheres Antriebsdrehmoment benötigt, um dieselben Fahreigenschaften zu erzielen. Die Höhe des zusätzlich erforderlichen Antriebsdrehmoments ist abhängig vom Hub-

volumen des Verbrennungsmotors, welches wiederum Einfluss auf das jeweilige Motorgewicht ausübt.

Zur Beschreibung dieser Effekte wird ein Koeffizient k_A definiert, dessen Wert im Rahmen von Vorarbeiten aus Baugruppengewichten diverser Fahrzeuge bestimmt wird. Dazu wird untersucht, wie sich eine Änderung des Hubvolumens des Verbrennungsmotors auf das Gewicht des Motors, der Kraftübertragung sowie der Abgasanlage auswirkt. Aus den Untersuchungen geht hervor, dass das Motorgewicht für Mittelklasse-Verbrennungsmotoren vergleichbarer Bauart im Bereich von 10 bis 35 kg pro Liter Hubraumänderung variiert. Die Änderung des Kraftübertragungsgewichts sowie des Abgasanlagengewichts liegen zudem im Bereich von 5 kg pro Liter Hubraumänderung. Zusammenfassend liegt die Änderung des Antriebssystemgewichts im Bereich von 20 bis 45 kg je Liter Hubraumänderung. Der Koeffizient k_A folgt in Abhängigkeit eines spezifischen Drehmoments von 90 bis 100 Nm/l zu:

$$k_A = 0,2-0,5 \left[\frac{\text{kg}}{\text{Nm}} \right] \quad \text{Gl. 3-10}$$

In Analogie zur Berechnung des Gewichts des Antriebssystems G_A bildet die Grundlage zur Bestimmung des Fahrwerkgewichts die Definition eines Basisgewichts G_{F0} , welches aus der Betrachtung zahlreicher Fahrzeuge resultiert. Neben diesem Basisgewicht beeinflussen das Gewicht des Antriebsstrangs G_A , der Rohkarosserie G_{RK} , der Karosserieausstattung G_{KA} und der Betriebsstoffe G_{BS} das Gesamtgewicht des Fahrwerks. Der Koeffizient k_F beschreibt das Verhältnis zwischen der resultierenden Gewichtserhöhung im Fahrwerk, basierend auf einer Erhöhung des Fahrzeuggesamtgewichts.

Aus der Untersuchung der Komponentengewichte verschiedener Fahrzeuge geht hervor, dass bei einer Erhöhung des Fahrzeuggesamtgewichts um 200 kg das Gewicht der Vorderachse um 10 kg steigt. Für die Hinterachse sowie für Räder und Reifen liegt die Gewichtszunahme in diesem Fall ebenfalls bei 10 kg. In der Summe ergibt sich eine Gewichtszunahme im Fahrwerk von 20 kg je 200 kg Erhöhung des Fahrzeuggesamtgewichts. Für den Faktor k_F folgt:

$$k_F = 0,1 \left[\frac{\text{kg}_F}{\text{kg}_{Fzg}} \right] \quad \text{Gl. 3-11}$$

Das Gewicht der Rohkarosserie des Fahrzeugs G_{RK} ist von zahlreichen Faktoren abhängig. Unter anderem sind die Größe des Fahrzeugs, die eingesetzten Materialien sowie Steifigkeits-, Crash- und Akustikeigenschaften von entscheidender Bedeutung. Für die spätere Berechnung der zusätzlichen Gewichtszunahme aller Fahrzeugkomponenten des Gesamtfahrzeugs je 100 kg Erhöhung des Fahrzeuggesamtgewichts wird das Karosseriegewicht des zu betrachtenden Fahrzeugs als bekannt voraus gesetzt.

Das Gewicht der Karosserieausstattung G_{KA} wird in Analogie des Rohkarosseriegewichts im Rahmen der Berechnungssystematik als bekannt voraus gesetzt. Diese Vorgehensweise beruht auf der Tatsache, dass sich infolge zahlreicher Ausstattungsumfänge (z.B. Elektrik,

Heizung, Klimatisierung etc.) der Fahrzeuge keine durchschnittlichen Werte für die Karosserieausstattung definieren lassen.

Für die Berechnung des Gewichts der Betriebsstoffe G_{BS} wird ein durchschnittliches Basisgewicht aller Betriebsstoffe zugrunde gelegt. Das durchschnittliche Basisgewicht G_{BS0} wird aus der Betrachtung der Gewichte aller Betriebsstoffe für verschiedene Fahrzeuge ermittelt. Der Koeffizient K_{BS} beschreibt die Änderung der Gewichte der Betriebsstoffe in Abhängigkeit des steigenden Fahrzeuggesamtgewichts G . Für den Koeffizienten K_{BS} werden im Rahmen der Studie keine Werte veröffentlicht.

Für den Vergleich eines Basisfahrzeugs und eines um 100 kg gewichtserhöhten Fahrzeugs wird angenommen, dass bei Gewichtsveränderung die Luftwiderstandsfläche $c_W \cdot A$ konstant bleibt. Das Antriebsdrehmoment wird infolge der gestiegenen Fahrzeugmasse derart erhöht, dass Beschleunigungsfähigkeit und Elastizität des Gesamtfahrzeugs erhalten bleiben. Dazu wird eine von W. Stork aus Zahlenwerten vieler Fahrzeuge abgeleitete Regressionsfunktion für die Beschleunigungszeit von Null auf 100 km/h unter Berücksichtigung des Antriebsdrehmoments M_d und des Fahrzeuggesamtgewichts G verwendet:

$$t_{0-100} = 1,35 \cdot \frac{G}{M_d} \quad \text{Gl. 3-12}$$

Für das Fahrzeuggesamtgewicht ergibt sich unter Berücksichtigung von Gl. 3-5 bis Gl. 3-8 sowie Gl. 3-12 unter der Annahme $G_{BS} = \text{konstant}$:

$$G = \frac{Z}{1 - \frac{1,35 \cdot k_A}{t_{0-100}} (1 + k_F)} \quad \text{Gl. 3-13}$$

Für den Faktor Z ergibt sich:

$$Z = G_{F_0} + (1 + k_F) (G_{A_0} + G_{KA} + G_{BS}) + (1 + k_F) G_{RK} \quad \text{Gl. 3-14}$$

Zur Analyse der zusätzlichen Gewichtserhöhung aller Fahrzeugkomponenten wird im Folgenden angenommen, dass sich das Fahrzeuggewicht der Rohkarosserie und damit des Gesamtfahrzeugs um 100 kg erhöht. Die Ableitung von Gl. 3-13 nach dem Rohkarosseriegewicht ergibt:

$$\frac{dG}{dG_{RK}} = \frac{1 + k_F}{1 - \frac{1,35 \cdot k_A}{t_{0-100}} (1 + k_F)} \quad \text{Gl. 3-15}$$

Mit den Zahlenwerten für $k_A = 0,35 \pm 0,15$ und $k_F = 0,1$ ergibt sich für ein Mittelklasse-Fahrzeug mit $t_{0-100} = 10$ s aus Gl. 3-15:

$$\frac{dG}{dG_{RK}} = \frac{1 + 0,1}{1 - \frac{1,35 \cdot 0,35}{10} (1 + 0,1)} = \frac{1,1}{0,948} = 1,16 \quad \text{Gl. 3-16}$$

Durch eine Veränderung der Koeffizienten k_A und k_F um $\pm 10\%$ variieren die Berechnungsergebnisse minimal zwischen 1,17 und 1,15. Als Ergebnis der Berechnungssystematik kann festgehalten werden, dass eine Erhöhung des Rohkarosseriegewichts und somit auch des Fahrzeuggewichts um 100 kg eine zusätzliche Gewichtserhöhung aller anderen Fahrzeugkomponenten von 16 kg bedeutet [BRA99].

3.2 Allgemeine Veröffentlichungen zur sekundären Gewichtsreduktion

Neben den detaillierten Analysen zur sekundären Gewichtsreduktion der Audi AG, dem fka, der Ibis Associates Inc. sowie von Herrn Professor Braess existieren weitere Veröffentlichungen, die Schätzwerte für das Verhältnis von sekundärer zur primärer Gewichtsreduktion angeben. Dabei werden keine wissenschaftlichen Analysen durchgeführt, die zur Bestätigung der angegebenen Werte herangezogen werden können. Die differierenden Angaben für die Verhältnisse der sekundären zur primären Gewichtsreduktion werden im Folgenden beschrieben.

Ein im Jahre 1992 von Herrn Ferdinand Piech im Rahmen der Automobiltechnischen Zeitschrift (ATZ) veröffentlichter Artikel, geht von einer primären Gewichtsreduktion von 17 % und einer sekundären Gewichtsreduktion von 15 % des Fahrzeuggewichts aus. In der Summe kann das Fahrzeuggewicht unter Beachtung der primären und sekundären Leichtbaumaßnahmen um 32 % gesenkt werden. Mit Hilfe der erreichbaren Gewichtsreduktion und mit Hilfe der Antriebsstrangoptimierung sowie Reduzierung der Fahrwiderstände soll das angestrebte Ziel, für ein Mittelklasse-Fahrzeug den Kraftstoffverbrauch im Jahre 2000 auf 3 Liter je 100 Kilometer zu reduzieren, verwirklicht werden. Das Verhältnis von sekundärer zu primärer Gewichtsreduktion liegt bei 0,88 [PIE92].

In einer von Sujit Das im Jahr 2000 vorgestellten Analyse zu Gewichtseinsparpotenzialen von Aluminiumstrukturen in der Fahrzeugkarosserie wird das Verhältnis von sekundärer zu primärer Gewichtsreduktion auf 0,5 geschätzt. Dabei geht man von der Annahme aus, dass durch die Verwendung von Aluminiumstrukturen das Gewicht der Rohkarosserie um ca. 50 % primär gesenkt werden kann [DAS00].

Das Deutsche Zentrum für Luft- und Raumfahrt ergründet im Jahre 2000 neue Mobilitätsstrategien. Dabei steht die Entlastung der Umwelt im Hinblick auf den Schadstoff- und CO₂-Ausstoß im Vordergrund. Ein wesentlicher Bestandteil zur Verringerung des Kraftstoffverbrauchs ist der primäre Leichtbau, der durch den Einsatz von Materialien mit geringem spezifischen Gewicht zur Erfüllung der gleichen technischen Anforderungen oder beispielsweise durch die Entwicklung neuer Karosserie-Bauweisen (z.B. „space frame“) realisiert werden kann. Durch die primären Leichtbaumaßnahmen können im Folgenden sekundäre Leichtbaumaßnahmen angewendet werden. Diese umfassen vor allem das Down-Sizing der Mo-

toren und die damit verbundenen Gewichtsreduktionen im Antriebsstrang. Das Verhältnis von sekundärer zu primärer Gewichtsreduktion wird dabei auf 0,5 geschätzt [KEI00].

Im Jahr 2001 beginnt ThyssenKrupp Steel mit der Entwicklung eines innovativen Fahrzeugkonzepts, dem NewSteelBody (NSB), der das Leichtbaupotenzial von Stahl aufzeigen soll. Neben dem gewichtsoptimierten Leichtbau mit Stahlwerkstoffen steht die Entwicklung einer kostengünstigen und wirtschaftlichen Karosseriestruktur im Vordergrund. Derivate sollen möglichst leicht ableitbar sein. Zudem soll eine vereinfachte Fertigung durch Modularisierung realisiert werden. Zur Realisierung dieses Vorhabens werden neue Stahlwerkstoffe eingesetzt. Gegenüber einem konventionellen Fahrzeug, das zu 43 % aus mikrolegierten Stählen und zu 57 % aus Tiefzieh-Stählen besteht, werden im NSB neben den klassischen Tiefzieh-Stählen vorwiegend Dualphasen-Stähle, Restaustenit-Stähle sowie Complexphasen-Stähle und partiell martensitische Stähle eingesetzt. Die aufgrund der hoch und höchstfesten Stähle erreichte primäre Gewichtsreduktion liegt gegenüber einer konventionellen Stahlkarosserie bei insgesamt 77 kg. Durch die damit verbundenen geringeren Leistungsanforderungen können im Antriebsstrang sekundäre Gewichtsreduktionen bei konstanten Fahreigenschaften erreicht werden. Durch die Berücksichtigung der primären und sekundären Gewichtsreduktionen kann insgesamt eine Gewichtsreduktion von 98 kg erreicht werden. Für das Verhältnis aus sekundärer zu primärer Gewichtsreduktion ergibt sich somit ein Wert von 0,27 [THY03].

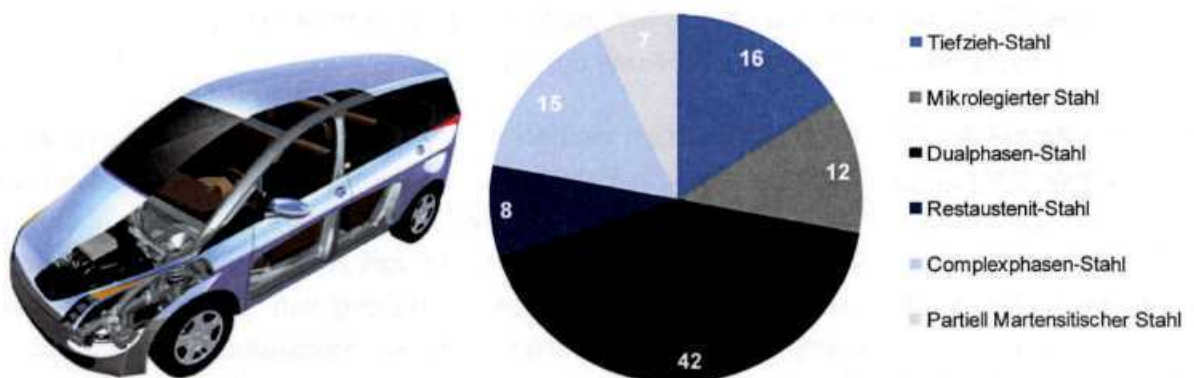


Abb. 3-8: NewSteelBody (NSB) von ThyssenKrupp Steel [THY03]

Im Jahre 2003 analysiert das Institut für Energie- und Umweltforschung in Heidelberg potenzielle Verbrauchsreduktionen durch Leichtbau für Straßen- und Schienenfahrzeuge. Vor dem Hintergrund des im Jahre 1997 verabschiedeten Kyoto-Protokolls sowie der geplanten CO₂-Reglementierung werden Wege zur Einhaltung der geforderten Grenzwerte aufgezeigt. Dazu wird der Verbrauch von Fahrzeugen, deren Gewicht primär durch den verstärkten Einsatz von Aluminium um 100 kg reduziert wird, analysiert und im Vergleich zu den jeweiligen Stahl-Referenzfahrzeugen bewertet. Zudem werden in einem zweiten Schritt Maßnahmen zur sekundären Gewichtsreduktion in die Betrachtung integriert und die dadurch erzielbare Verbrauchsreduktion abgeschätzt. Im Rahmen der Analyse wird von einem Ver-

hältnis der sekundären zu primären Gewichtsreduktion zwischen 0,16 und 0,5 ausgegangen [HEL03].

In einem SAE-Paper aus dem Jahr 1995 erörtern Timothy Moore und Amory Lovins potenzielle Strategien zur Realisierung von Fahrzeugkonzepten nach den Anforderungen von PNGV (Partnership for a New Generation of Vehicles). Neben möglichen Designszenerarien steht die Entwicklung von gewichtsreduzierten und somit verbrauchsoptimierten Fahrzeugen im Vordergrund. Für das Verhältnis von primärer zu sekundärer Gewichtsreduktion wird ein Wert von 0,5 angesetzt [MOO95]. Im Abschlussbericht von 1999 wird dieser Wert erneut aufgegriffen [MOO99].

In der Methodik zur ganzheitlichen Bilanzierung im Automobilbau von Reinhard Eberle aus dem Jahr 2008 werden die Auswirkungen von Fahrzeugen bzw. Fahrzeugkomponenten im Hinblick auf ökologische und ökonomische Gesichtspunkte bewertet. Ein zentraler Gesichtspunkt sind dabei die durch den Leichtbau erzielbaren Verbrauchsreduktionen. Dazu werden die Materialien Stahl, Edelstahl und Aluminium einer Rohkarosserie der Fahrzeugoberklasse im Hinblick auf ihr Potenzial zur Verbesserung der Umweltverträglichkeit untersucht. Darauf aufbauend erfolgt eine Bilanzierung von Benzin-, Diesel-, LNG- und LH₂-Antrieben. Neben der primären Gewichtsreduktion wird auf den sekundären Leichtbau hingewiesen. In einer Literaturrecherche zur sekundären Gewichtsreduktion stellt sich heraus, dass ein Verhältnis zwischen der sekundären und primären Gewichtsreduktion von 0,3 bis 0,5 angenommen werden kann [EBE00]. In einer weiteren Veröffentlichung im Rahmen eines VDI-Berichts gibt Eberle einen Wertebereich zwischen 0,16 und 0,5 an [EBE99].

In einem Artikel der Aluminium Association werden im Jahr 2005 Gründe für die Forderung nach einem steigenden Aluminiumanteil in Fahrzeugen aufgezeigt. Dabei steht die primäre Gewichtsreduktion der Fahrzeuge zur Verringerung des Kraftstoffverbrauchs und damit der CO₂-Emissionen im Vordergrund. Die durch den Einsatz von Aluminium hervorgerufenen Mehrkosten von ca. 630 \$ würden durch die Kosteneinsparung von 527 \$, hervorgerufen durch die konsequente Umsetzung von sekundären Gewichtsleichtbaumaßnahmen, nahezu kompensiert. Durch den Einsatz von Aluminium können im Bereich der Karosserie, des Subframes und der Räder insgesamt 163 kg an Gewicht eingespart werden. Für das Verhältnis von sekundärer zu primärer Gewichtsreduktion wird ein Wert von 0,68 vermutet. Daher wird angenommen, dass durch sekundäre Leichtbaumaßnahmen 112 kg zusätzlich an Gewicht eingespart werden kann [ALU05]. In einem Artikel zur Gewichtsreduktion von Fahrzeugen greift Steve Snook 2007 die Ergebnisse der Aluminium Association des Jahres 2005 auf und beschreibt ebenfalls ein theoretisches Verhältnis zwischen der sekundären und primären Gewichtsreduktion von 0,68 [SNO07].

1995 veröffentlichen F. Stodolsky, A. Vyas, R. Cuenca und L. Gaines eine Analyse zu aluminiumintensiven Fahrzeugen und deren Potenziale zur Verringerung des Kraftstoffverbrauchs. Als Basis der Betrachtung dient ein Stahl-Referenzfahrzeug, dessen Gewicht mit einem aluminiumintensiven Fahrzeug verglichen wird. Durch den Einsatz von Aluminium kann das Gewicht eines Mittelklasse-Fahrzeugs primär um 187 kg gesenkt werden. Dadurch ergibt

sich eine potenzielle sekundäre Gewichtsreduktion von insgesamt 90 kg. Das Verhältnis zwischen der sekundären und primären Gewichtsreduktion liegt somit bei 0,48 [STO95].

Aus einer Untersuchung zu Materialien und deren Motivation für die Verwendung im Fahrzeug- und Flugzeugbau des Jahres 1993 vom NMAB (National Materials Advisory Board) geht hervor, dass eine primäre Gewichtsreduktion der Fahrzeugkomponenten die Basis für weitere sekundäre Leichtbaumaßnahmen bildet. An dieser Stelle werden vor allem die Reduktion des Motorgewichts, des Fahrwerkgewichts und des Bremsgewichts genannt. Das Verhältnis von sekundärer zur primärer Gewichtsreduktion wird im Rahmen der Untersuchung auf 0,5 bis 1,0 geschätzt [NMA93].

Das im Jahre 1995 veröffentlichte Buch zur Vision von supereffizienten Familienfahrzeugen zeigt potenzielle Wege zur Senkung des Fahrzeuggewichts als Basis für die Reduktion des Kraftstoffverbrauchs auf. Als potenzielle Materialien werden Stähle, Aluminium sowie unverstärkte und faserverstärkte Kunststoffe genannt. Ausblickend auf das Jahr 2015 geht man von einem verstärkten Einsatz von Aluminium sowie von unverstärkten und faserverstärkten Kunststoffen aus. Der Anteil an Stahl wird drastisch sinken. Basierend auf einer deutlichen primären Gewichtsreduktion werden sekundäre Maßnahmen berücksichtigt, um das Fahrzeuggewicht weiter zu senken. Im Rahmen dieser Veröffentlichung geht man davon aus, dass pro Kilogramm primärer Gewichtsreduktion ein weiteres Kilogramm sekundär eingespart werden kann. Für das Verhältnis aus sekundärer zu primärer Gewichtsreduktion ergibt sich somit ein Wert von 1,0 [AAT95].

2003 erscheint eine Veröffentlichung zum Einsatz von Aluminium-Extrusionsprofilen in der Fahrzeugkarosserie. Dabei wird eine Substitution des rechten und linken Schwellers angestrebt. Ausgehend von einem konventionellen Stahlfahrzeug geht man im Rahmen von Voruntersuchungen davon aus, dass das Karosseriegewicht durch den Einsatz einer optimierten Stahlkarosserie um 10 % verringert werden kann. Betrachtet man im Rahmen der Optimierung zudem alle Anbauteile, ist eine Gewichtsreduktion von 20 % möglich. Deutlich höhere Gewichtseinsparpotenziale sieht man durch den Einsatz von Aluminium in der Fahrzeugkarosserie. Durch die Verwendung einer Stahl-Aluminium-Mischbauweise kann das Gewicht der Fahrzeugkarosserie im Vergleich zu einer konventionellen Stahlbauweise um ca. 30 % verringert werden. Durch die Substitution von Stahl durch Aluminium sogar bis zu 50 %. Neben der primären Gewichtsreduktion werden sekundäre Leichtbaupotenziale aufgezeigt. Potenzielle Subsysteme im Hinblick auf sekundäre Gewichtsreduktionen sind dabei vor allem die Räder und Reifen, die Bremsen, das Fahrwerk sowie alle Antriebsstrangkomponenten. Dabei geht man von einem Verhältnis zwischen sekundärer und primärer Gewichtsreduktion von 0,5 bis 0,8 aus [ASN03].

Im July 2007 bezieht das International Aluminium Institute im Rahmen eines Artikels Stellung zu den Ergebnissen der Studie des Instituts für Energie- und Umweltforschung in Heidelberg (IFEU). Im Rahmen dieser Studie werden durch den verstärkten Einsatz von Aluminium primäre Leichtbaumaßnahmen aufgezeigt und deren Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch analysiert. Um das Fahrzeuggewicht weiterhin zu verringern, werden sekundäre Leichtbaumaß-

nahmen berücksichtigt. Im Rahmen der Analyse wird von einem Verhältnis der sekundären zu primären Gewichtsreduktion zwischen 0,16 und 0,5 ausgegangen. Das International Aluminium Institute publiziert demgegenüber einen Wert von mindestens 0,5 [CHA07].

Im Oktober 1978 beschreibt Dr. Franz Behles potenzielle Energieeinsparungen durch den Leichtbau. Die Basis für die Analyse der Auswirkungen einer primären Gewichtsreduktion auf den Kraftstoffverbrauch bilden zwei identische Fahrzeuge mit einem Gewicht von 1100 kg (Fahrzeug 1) bzw. 1000 kg (Fahrzeug 2). Unter der Annahme konstanter Fahreigenschaften geht Dr. Behles davon aus, dass der Hubraum von Fahrzeug 1 um 0,1 l auf 1,0 l und damit die Leistung um 4 kW auf 40 kW verringert werden kann. Daraus resultiert eine Senkung des Motorgewichts. Neben dem Motorgewicht kann zudem das Gewicht des Fahrwerks und der Bremsen reduziert werden. In diesem Zusammenhang geht Dr. Behles davon aus, dass das Verhältnis zwischen sekundärer und primärer Gewichtsreduktion Werte zwischen 0,2 und 0,3 erreicht [BEH78].

Im Jahre 2002 veröffentlichen Linda Gaines und Roy Cuenca ein SAE-Paper zur Entwicklung eines aluminiumintensiven Fahrzeugs. Ziel der Untersuchung ist eine drastische Verringerung des Fahrzeuggewichts, um zukünftige US-amerikanische Verbrauchs- und CO₂-Reglementierungen einzuhalten. Dabei stützt sich die Analyse auf den von Ford entwickelten Mercury Sable, der über eine Aluminium-Karosserie verfügt. Ausgehend von der primären Gewichtsreduktion, hervorgerufen durch den Einsatz von Aluminium, werden zudem sekundäre Leichtbaumaßnahmen berücksichtigt, um das Fahrzeuggewicht weiter zu senken. Im Vergleich zu einem konventionellen Fahrzeug gleicher Größe mit einer Stahl-Karosserie ergeben sich die in Abb. 3-9 dargestellten primären Gewichtsreduktionen.

Bauteil	[ANZ]	Stahl-Karosserie [kg]		Alu-Karosserie [kg]		Gewichtsreduktion	
		Gewicht	Gesamt	Gewicht	Gesamt	[kg]	[%]
Body-in-White	1	270,3	270,3	145	145	125,3	46 %
Heckklappe	1	12	12	5,4	5,4	6,6	55 %
Motorhaube	1	22,2	22,2	9,1	9,1	13,1	59 %
Türen vorne	2	17	34	9,8	19,6	14,4	43 %
Türen hinten	2	12,9	25,8	8,2	16,4	9,4	64 %
Kotflügel	2	3,2	6,4	1,4	2,8	3,6	57 %
Gesamt			370,7		198,3	172,4	47 %

Abb. 3-9: Primäre Gewichtsreduktion durch Aluminium in der Karosseriestruktur [GAI02]

Basierend auf der primären Gewichtsreduktion von 173 kg wird das Fahrzeuggewicht durch die Reduktion des Motors, der Bremsen sowie des Fahrwerks bei konstanten Fahreigenschaften um weitere 90 kg verringert. Für das Verhältnis aus sekundärer zu primärer Gewichtsreduktion ergibt sich ein Wert von 0,52 [GAI02].

3.3 Zusammenfassung

Insgesamt werden im Rahmen der Literaturrecherche ca. 1300 Quellen gesichtet und ausgewertet. 48 der 1300 Quellen thematisieren die sekundäre Gewichtsreduktion. 19 Quellen geben empirische Angaben für das Verhältnis von sekundärer zu primärer Gewichtsreduktion zwischen 0,16 und 1,0 an. Die von der Audi AG, der Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen sowie IBIS Associated veröffentlichten Studien zeigen detaillierte Ansätze zur Bestimmung der sekundären Gewichtsreduktion. Dabei wird von einem Verhältnis von sekundärer zu primärer Gewichtsreduktion von 0,63 bis 0,72 ausgegangen. In Abb. 3-10 sind die verschiedenen Verhältnisse über die Quellen aufgetragen. In der Summe wird ein minimales Verhältnis von sekundärer zu primärer Gewichtsreduktion von 0,16 angegeben. Der Maximalwert beträgt 1,0. Unter Berücksichtigung einiger Quellen, die einen Bereich für dieses Verhältnis angeben (z.B. [EBE99] von 0,16 bis 0,5), liegt das gemittelte Verhältnis von sekundärer zu primärer Gewichtsreduktion zwischen 0,5 und 0,58.

Der im Jahre 1999 von Professor Braess entwickelte Ansatz zur Beschreibung der negativen Gewichtsspirale stellt die einzige analytische Ausarbeitung zur sekundären Gewichtsreduktion dar. Ausgehend von einer Gewichtserhöhung eines Fahrzeugbereichs um 100 kg wird dabei die notwendige Gewichtserhöhung aller anderen Fahrzeugkomponenten berechnet. Die Erhöhung des Karosseriegewichts um 100 kg bewirkt beispielsweise eine zusätzliche Gewichtserhöhung aller anderen Fahrzeugkomponenten (Motor, Getriebe, Fahrwerk, Betriebsstoffe etc) um insgesamt 16 kg.

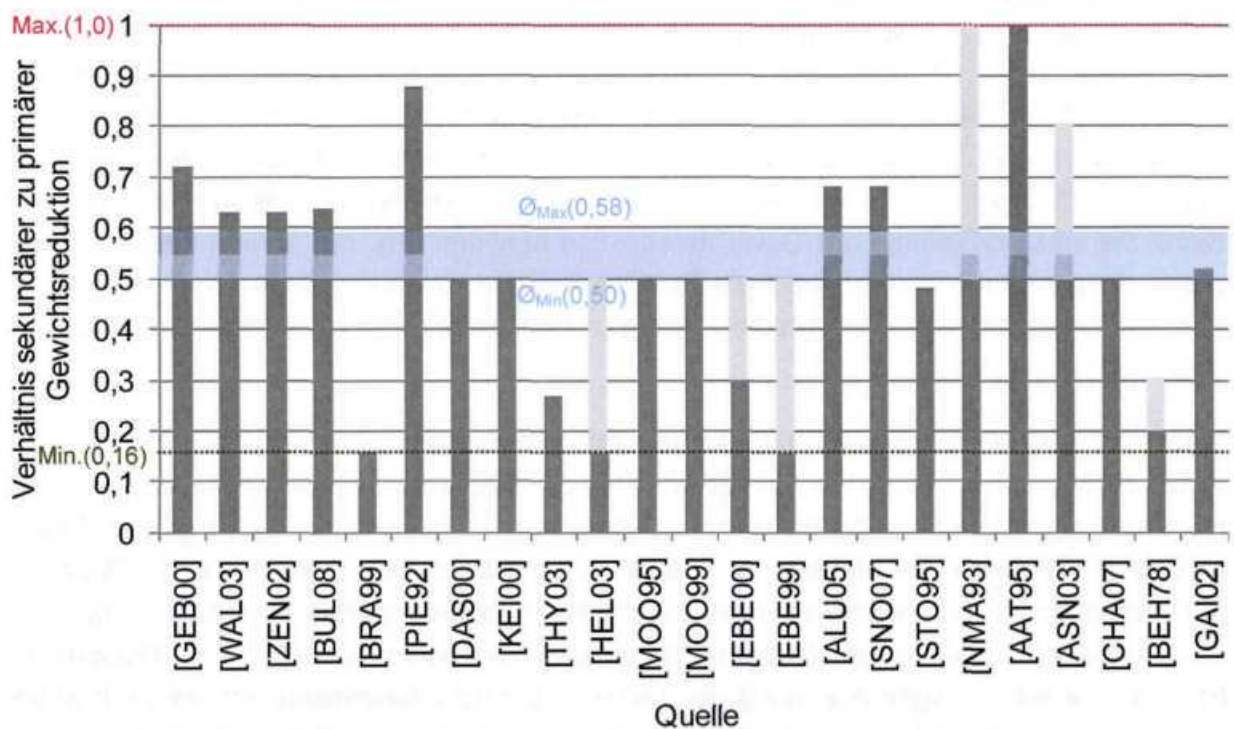


Abb. 3-10: Übersicht der Verhältnisse von sekundärer zu primärer Gewichtsreduktion

4 Strukturierung eines Pkw in Bauteile

Die Strukturierung des Pkw in Bauteile bildet die Basis für die Ermittlung potenzieller für die sekundäre Gewichtsreduktion sinnvoller Bauteile. Um eine universelle Fahrzeugeinteilung zu definieren, wird das Gesamtfahrzeug in die klassischen Fahrzeugbereiche Karosserie, Antriebsstrang, Fahrwerk, Interieur und Elektronik gegliedert (Abb. 4-1). Darauf aufbauend werden die jeweiligen Fahrzeugbereiche in Funktionen, Funktionsarten, Bauweisen sowie Baugruppen und Bauteile klassifiziert. Im Folgenden wird die Einteilung der jeweiligen Fahrzeugbereiche bis auf Bauteilebene detailliert beschrieben.

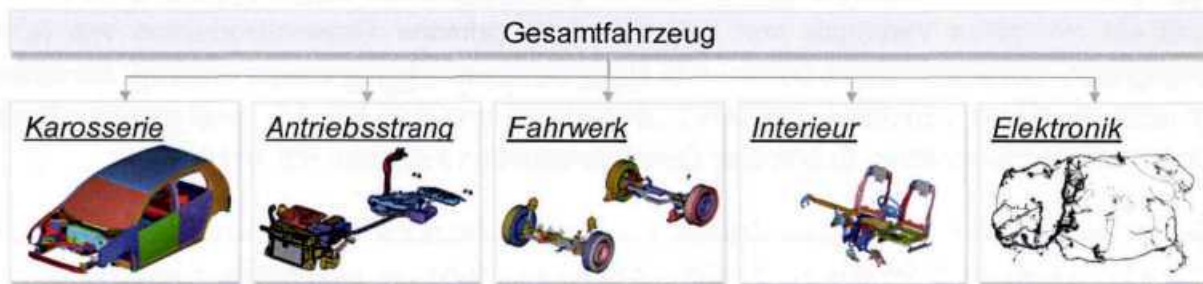


Abb. 4-1: Einteilung des Gesamtfahrzeugs

4.1 Fahrzeugbereich Karosserie

Zur Bestimmung der gesamten sekundären Gewichtsreduktion der Karosserie werden im Folgenden die sekundären Gewichtseinsparpotenziale der einzelnen Karosseriebauteile bestimmt. Setzt man beispielsweise eine konstante Crashperformance für das Referenzfahrzeug und das primär gewichtsreduzierte Fahrzeug voraus, so kann die Blechdicke der energieabsorbierenden Karosseriebauteile des gewichtsreduzierten Fahrzeugs verringert werden, da im Vergleich zum Referenzfahrzeug die zu absorbierende kinetische Energie und damit die Intrusion infolge der Gewichtsreduktion abnimmt. Für die Außenhautbauteile gilt dieser Zusammenhang nicht, da diese anderen Anforderungen unterliegen (z.B. Beulsteifigkeit, Beulfestigkeit etc.). Vor diesem Hintergrund ist es notwendig, die Karosserie bis auf Bauteilebene zu gliedern.

Dazu wird der Fahrzeugbereich Karosserie zunächst in die Karosseriestruktur, den Body-in-White (BIW), und in Türen und Klappen sowie EA-Elemente und Sonstige aufgeteilt. Die Karosseriestruktur wird in die Baugruppen Vorderwagen, Heckwagen, Seitengruppe, Dachgruppe und Bodengruppe klassifiziert (Abb. 4-2). Die Türen/Klappen werden in die Baugruppen Motorhaube, Türen vorne und hinten sowie Heckklappe eingeteilt. Im Rahmen der energieabsorbierenden Elemente (EA-Elemente) werden der vordere und der hintere Bumper betrachtet. Zur vollständigen Abbildung des Fahrzeugbereichs Karosserie werden die Komponenten Instrumententafelträger (IT-Träger) sowie Kotflügel in der Kategorie Sonstiges zusammengefasst.

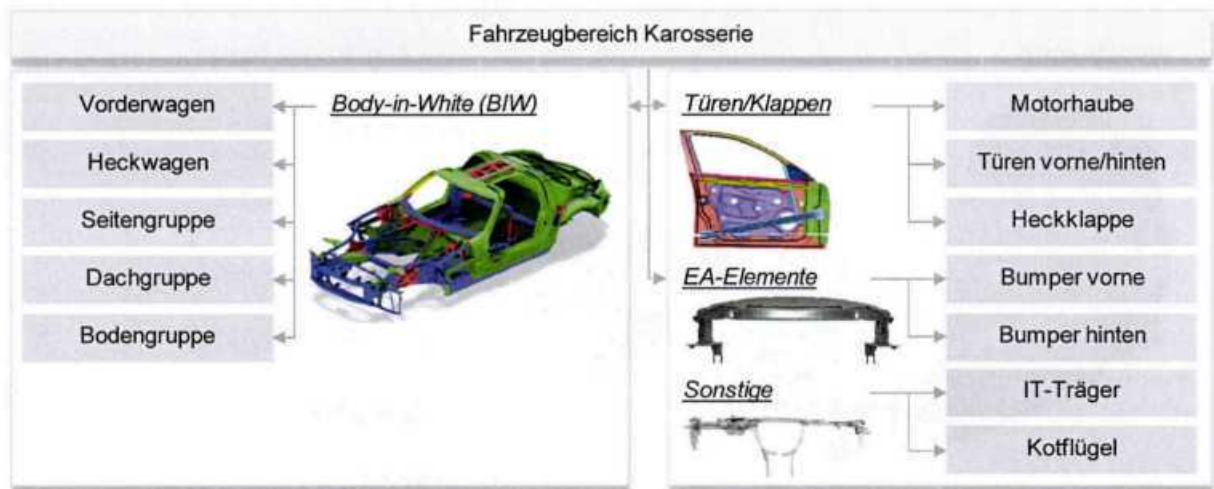


Abb. 4-2: Einteilung des Fahrzeugbereichs Karosserie

Die Baugruppen Vorderwagen, Heckwagen sowie Seitengruppe, Dachgruppe und Bodengruppe werden in die jeweiligen Karosseriebauteile gegliedert. Abb. 4-3 gibt eine Übersicht über die Karosseriebauteile der Karosseriebaugruppe Vorderwagen. Demnach besteht der Vorderwagen aus den Bauteilen Längsträger, Windlauf, Querträger Spritzwand und Federbeindomen sowie den Radhäusern, der Spritzwand und den jeweiligen Aufnahmen für den Subframe und die Motorlager. Abb. 4-4 zeigt die jeweiligen Bauteile des Heckwagens sowie der Seiten-, Dach- und Bodengruppe.

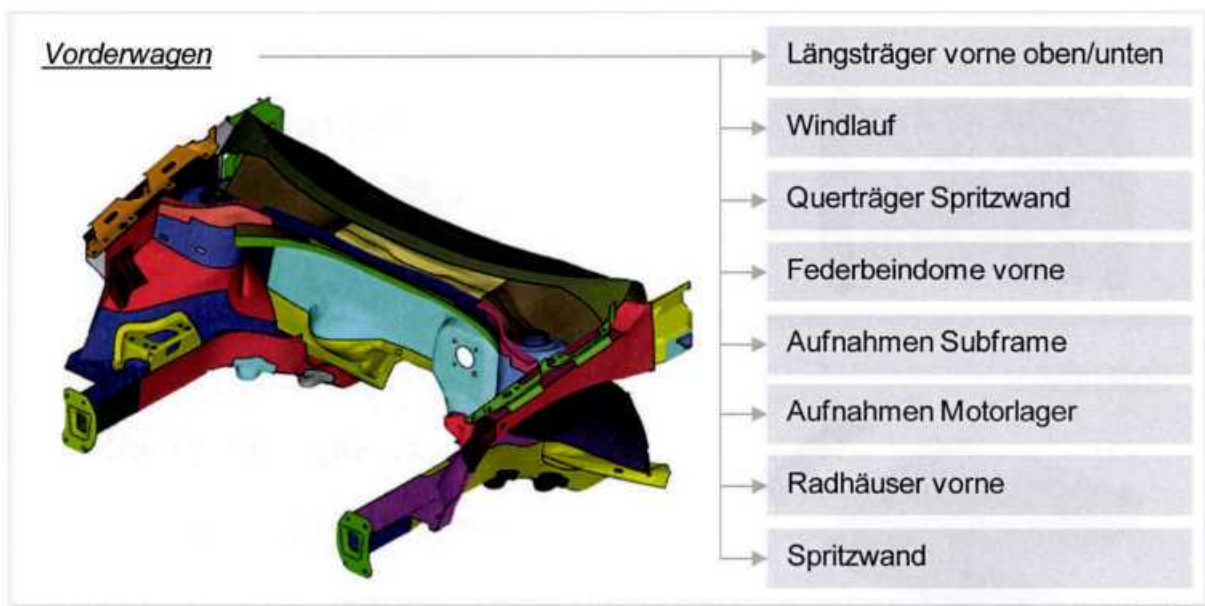


Abb. 4-3: Relevante Bauteile des Vorderwagens

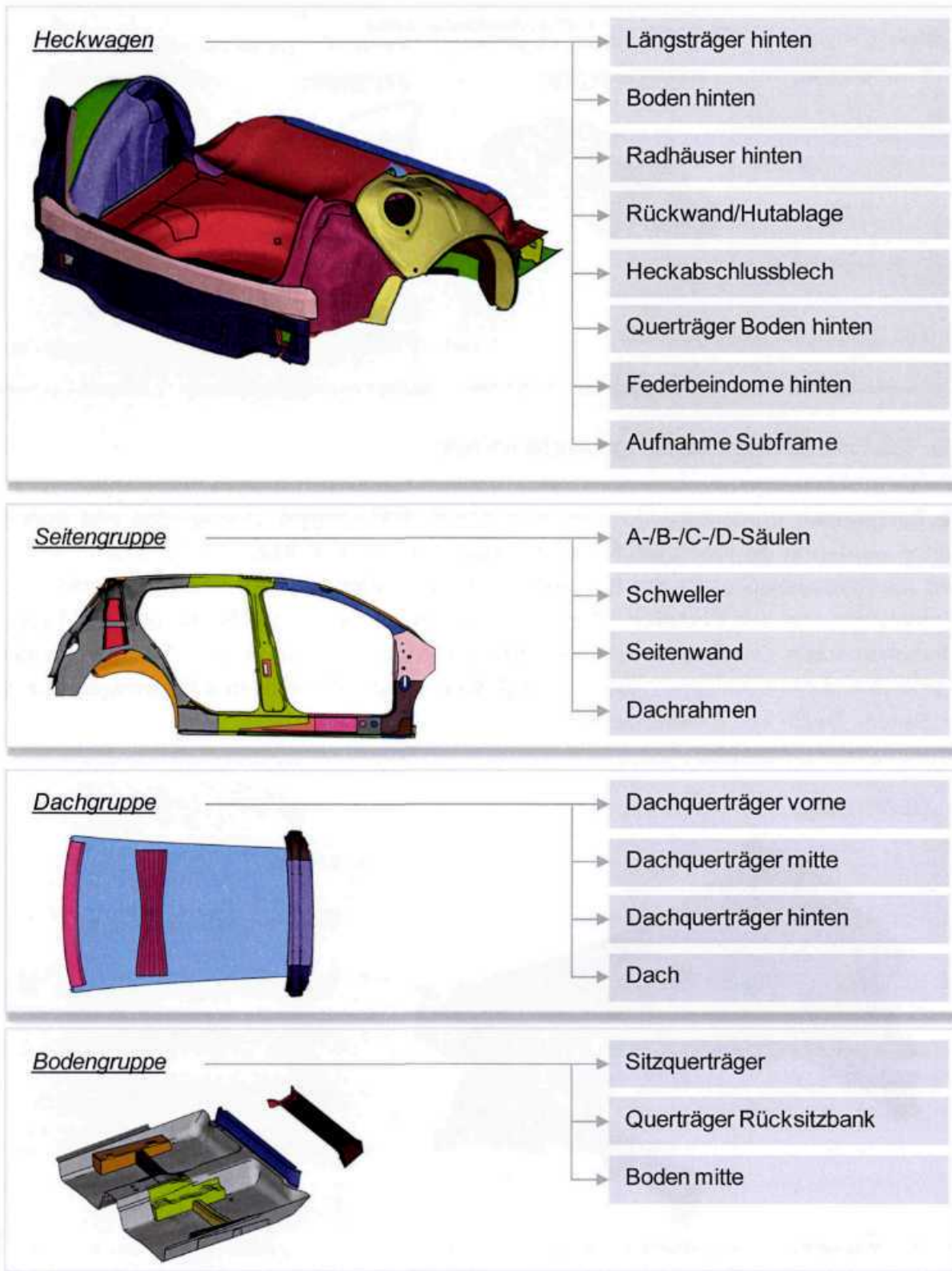


Abb. 4-4: Relevante Bauteile des Heckwagens, der Seiten-, Dach- und Bodengruppe

4.2 Fahrzeugbereich Antriebsstrang

Zur Ermittlung der sekundären Gewichtsreduktion des Fahrzeugbereichs Antriebsstrang ist eine detaillierte Einteilung des Antriebsstrangs über Funktionen (Abb. 4-5) bis auf Bauteilebene notwendig.



Abb. 4-5: Einteilung des Fahrzeugbereichs Antriebsstrang in Funktionen

Nach der Einteilung des Fahrzeugbereichs in die Funktionen Antriebsenergie-, Drehmoment- und Drehzahlwandler sowie Verteilergetriebe, Antriebsspeicher, Zusatzenergiespeicher sowie Kraftübertragung erfolgt eine Unterteilung der Funktionen in die jeweilige Funktionsart. Die Funktionsarten werden zudem in Bauweisen und Baugruppen sowie Bauteile gegliedert. Die Einteilung der einzelnen Funktionen wird im Folgenden erläutert.

Bei den Antriebsenergiewandlern werden die Funktionsarten Ottomotor und Dieselmotor unterschieden. Zudem sind in Abb. 4-5 die Funktionsarten zentraler Elektromotor und Radnabenmotor aufgeführt, die im Rahmen der Systematik zur Analyse der sekundären Gewichtsreduktion nicht weiter betrachtet werden. An dieser Stelle wäre die Angabe weiterer Funktionsarten wie z.B. Hybrid-Systeme denkbar. Für die relevanten Funktionsarten Otto- und Dieselmotor werden jeweils die gängigen Bauweisen Reihenmotor und V-Motor berücksichtigt.

Die relevanten Bauweisen werden in Baugruppen gegliedert (Abb. 4-6). Eine weitere Klassifizierung der Baugruppen in Bauteile wird im Rahmen der Systematik zur Analyse der sekundären Gewichtsreduktion nicht angestrebt.

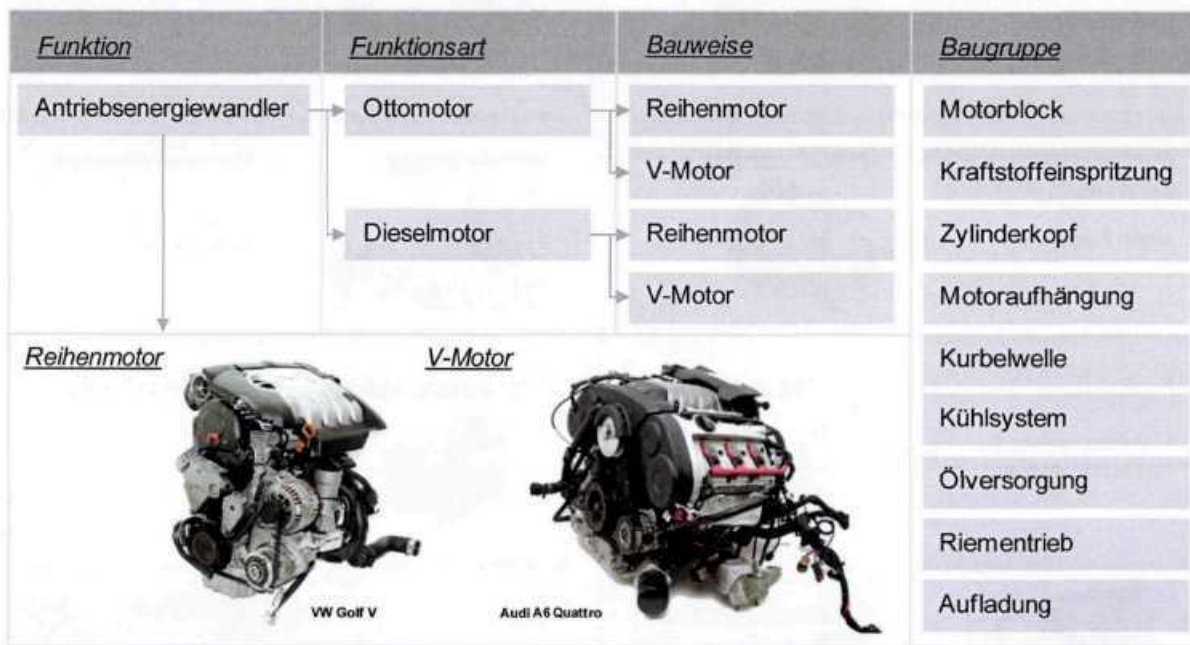


Abb. 4-6: Übersicht der Gliederung der Funktion Antriebsenergiewandler

Die Drehmomentwandler lassen sich unter anderem in die Funktionsarten Handschaltgetriebe (MT), automatisierte Handschaltgetriebe (AMT), Doppelkupplungsgetriebe, konventionelle Automatikgetriebe (AT) und Stufenlosgetriebe (CVT) gliedern. Im Hinblick auf die sekundäre Gewichtsreduktion wird die Funktionsart Handschaltgetriebe detailliert betrachtet. Dazu werden bei den Handschaltgetrieben die Bauweisen 5-Gang und 6-Gang unterschieden. Die jeweiligen Getriebebauweisen werden in Baugruppen klassifiziert. Zu den Baugruppen zählen die Getriebeeingangswelle, die Getriebeausgangswelle, das Schaltgestänge sowie das Getriebegehäuse, der Rückwärtsgang und die Schaltung. Die jeweiligen Bauteile der einzelnen Baugruppen sind in Abb. 4-7 dargestellt.

Zur Bestimmung der sekundären Gewichtsreduktion der Funktion Drehzahlwandler wird die Funktionsart mechanische Kupplung analysiert. Da in heutigen Fahrzeugen vorwiegend Schrauben- und Membranfederkupplungen zum Einsatz kommen, wird diese Bauweise de-

tailliert betrachtet. Die Bauteile Kupplungsscheibe, Kupplungsdruckplatte sowie Kupplungsausrückgabel zählen neben dem Schwungrad zu der Baugruppe Drehzahlwandlung. Die Baugruppe Sonstiges umfasst zudem den Kupplungszug, den Zugspanner sowie notwendige Achsflansche. Die jeweiligen Bauteile der einzelnen Baugruppen sind in Abb. 4-8 dargestellt.

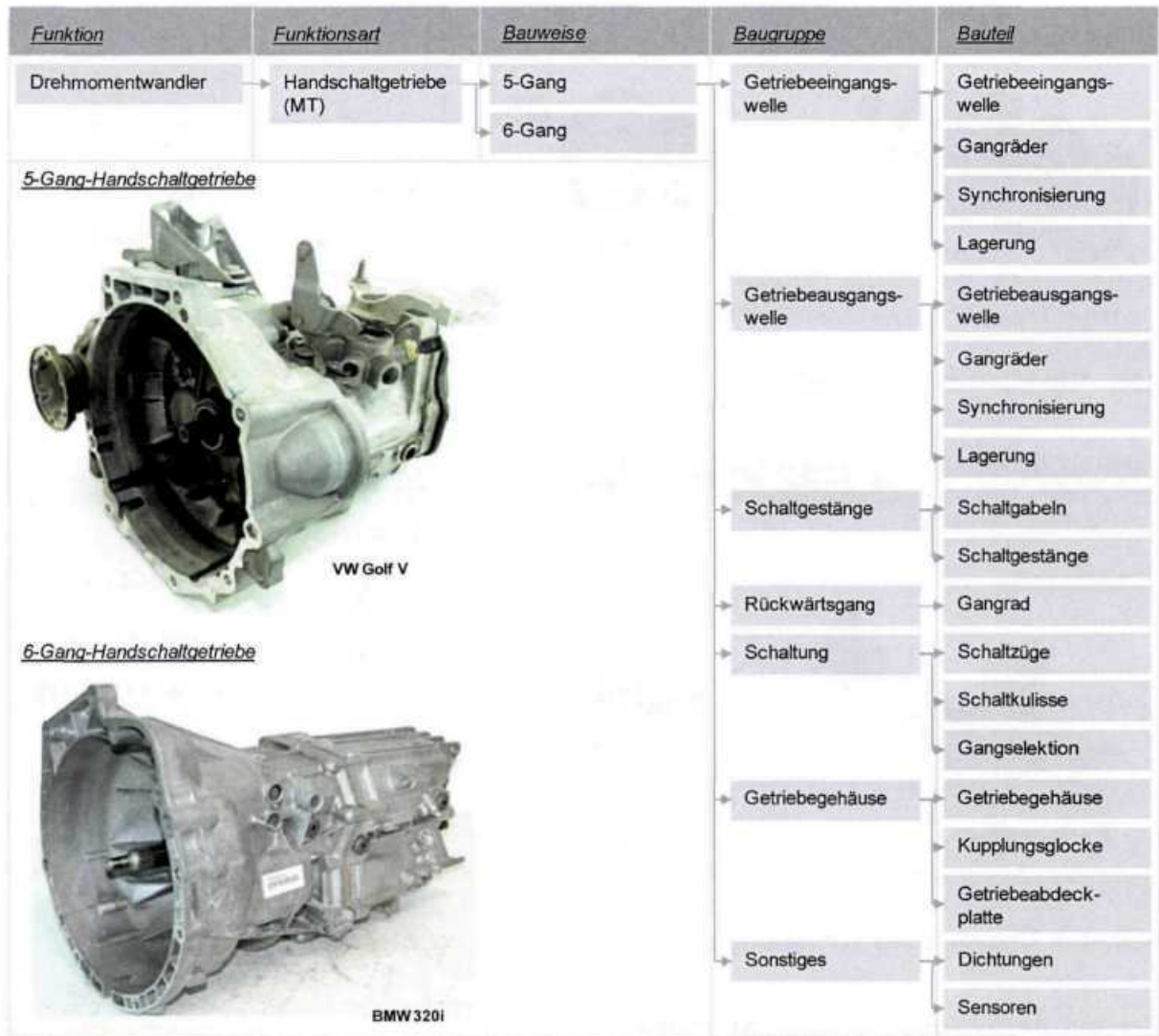


Abb. 4-7: Übersicht der Gliederung der Funktion Drehmomentwandler

Bei den Verteilergetrieben werden die Bauweisen Kegelraddifferential und Stirnradplanetendifferential unterschieden. Die Differentiale bestehen aus den Baugruppen Gehäuse, Drehmomentübertragung und Sonstiges. Neben dem Differentialgehäuse zählt das Kegelradgehäuse zu der Baugruppe Gehäuse. Zu der Baugruppe Drehmomentübertragung gehören die Kegelrollenlager, das Tellerrad sowie die Kegelräder. Da bei heutigen Fahrzeugen das Kegelraddifferential im Antriebsstrang eine führende Stellung einnimmt, wird das Stirnradplanetendifferential im Rahmen der Systematik zur Bestimmung der sekundären

Gewichtsreduktion nicht betrachtet. Die jeweiligen Bauteile der einzelnen Baugruppen sind in Abb. 4-9 dargestellt.



<u>Funktion</u>	<u>Funktionsart</u>	<u>Bauweise</u>	<u>Baugruppe</u>	<u>Bauteil</u>
Drehzahlwandler	Mechanische Kupplung	Schrauben- und Membranfederkupplung	Drehzahlwandlung	Kupplungsdruckplatte
<u>Drehzahlwandler</u>				Kupplungsscheibe
				Schwungrad
				Kupplungsausrückgabel
			Sonstiges	Kupplungszug
				Zugspanner
				Achsflansche

Abb. 4-8: Übersicht der Gliederung der Funktion Drehzahlwandler

<u>Funktion</u>	<u>Funktionsart</u>	<u>Bauweise</u>	<u>Baugruppe</u>	<u>Bauteil</u>
Verteilergetriebe		Kegelraddifferential	Gehäuse	Differentialgehäuse
<u>Verteilergetriebe</u>				Kegelradgehäuse
			Drehmomentübertragung	Kegelrollenlager
				Tellerrad
				Kegelräder
			Sonstiges	Achsflansche
				Lagerung

Abb. 4-9: Übersicht der Gliederung der Funktion Verteilergetriebe

Bei den Antriebsenergiespeichern werden die Funktionsarten Brennstoffe sowie elektrische Energie unterschieden. Da die sekundäre Gewichtsreduktion von konventionellen Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor bestimmt wird, wird die Funktionsart elektrische Energie nicht weiter betrachtet. Die Funktionsart Brennstoffe kann in die Bauweisen Kraftstofftank und Druckspeicher gegliedert werden. Dabei wird die Bauweise Kraftstofftank detailliert betrachtet. Der Kraftstofftank kann in die Baugruppen Gehäuse und Kraftstoffförderung bzw. Kraftstoffleitung eingeteilt werden. Der Kraftstofftank wird als Bauteil der Baugruppe Gehäuse zugeordnet. Die Kraftstoffpumpe, die Kraftstoffleitungen sowie die ggf. vorhandene Kraftstoffkühlung wird der Baugruppe Kraftstoffförderung bzw. Kraftstoffleitung zugeteilt. Der Zusatzenergiespeicher wird in Form der Startbatterie getrennt betrachtet.

Die Funktion Kraftübertragung beinhaltet die Bauweisen Antriebs- und Kardanwelle. Die Funktion Kühlsystem (Peripherie) beinhaltet die Bauteile Kühler, Kühlschläuche oben und

unten sowie Lüfter und Lüftermotor. Die Funktion Fluide kann in die Funktionsarten Kühlwasser und Schmierstoffe gegliedert werden. Dabei beinhaltet die Funktionsart Schmierstoffe das Motor- sowie Getriebeöl. Die jeweiligen Bauteile bzw. Baugruppen der Funktionen Antriebs- und Zusatzenergiespeicher sowie Kraftübertragung, Kühlsystem (Peripherie) und Fluide sind in Abb. 4-10 dargestellt.

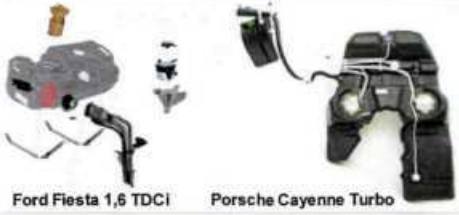



<u>Funktion</u>	<u>Funktionsart</u>	<u>Bauweise</u>	<u>Baugruppe</u>	<u>Bauteil</u>
Antriebsenergiespeicher	Brennstoffe	Kraftstofftank	Gehäuse	Kraftstofftank
<u>Antriebsenergiespeicher</u>			Kraftstoffförderung/ Kraftstoffleitung	Kraftstoffpumpe Kraftstoffleitungen Kraftstoffkühlung
Zusatzenergiespeicher	Elektrische Energie	Startbatterie		
<u>Zusatzenergiespeicher</u>				
Kraftübertragung	Mechanische Energie	Antriebswellen Kardanwelle		
<u>Kraftübertragung</u>	<u>Vorne:</u> 			
Kühlsystem (Peripherie)				Kühler Kühlschläuche oben Kühlschläuche unten Lüfter Lüftermotor
<u>Kühlsystem (Peripherie)</u>				
Fluide	Kühlwasser Schmierstoffe	Kühlwasser Motoröl Getriebeöl		

Abb. 4-10: Übersicht der Gliederung diverser Antriebsstrangfunktionen

4.3 Fahrzeugbereich Fahrwerk

Um die sekundären Gewichtsreduktionen der jeweiligen Funktionen (z.B. Bremssystem, Lenksystem, Querdynamik etc.) und Baugruppen getrennt betrachten zu können, ist eine

detaillierte Einteilung des Fahrwerks über Funktionen bis auf Bauteilebene notwendig. Dazu wird das Fahrwerk in die Funktionen Querdynamik, Vertikaldynamik, Subframe, Brems- und Lenksystem sowie Räder und Reifen gegliedert (Abb. 4-11). Darauf aufbauend werden die Funktionen in die jeweiligen Funktionsarten eingeteilt. Die Funktionsarten werden zudem in Bauweisen und Baugruppen sowie Bauteile gegliedert. Die Einteilungen der einzelnen Funktionen bis auf Bauteilebene werden im Folgenden erläutert.

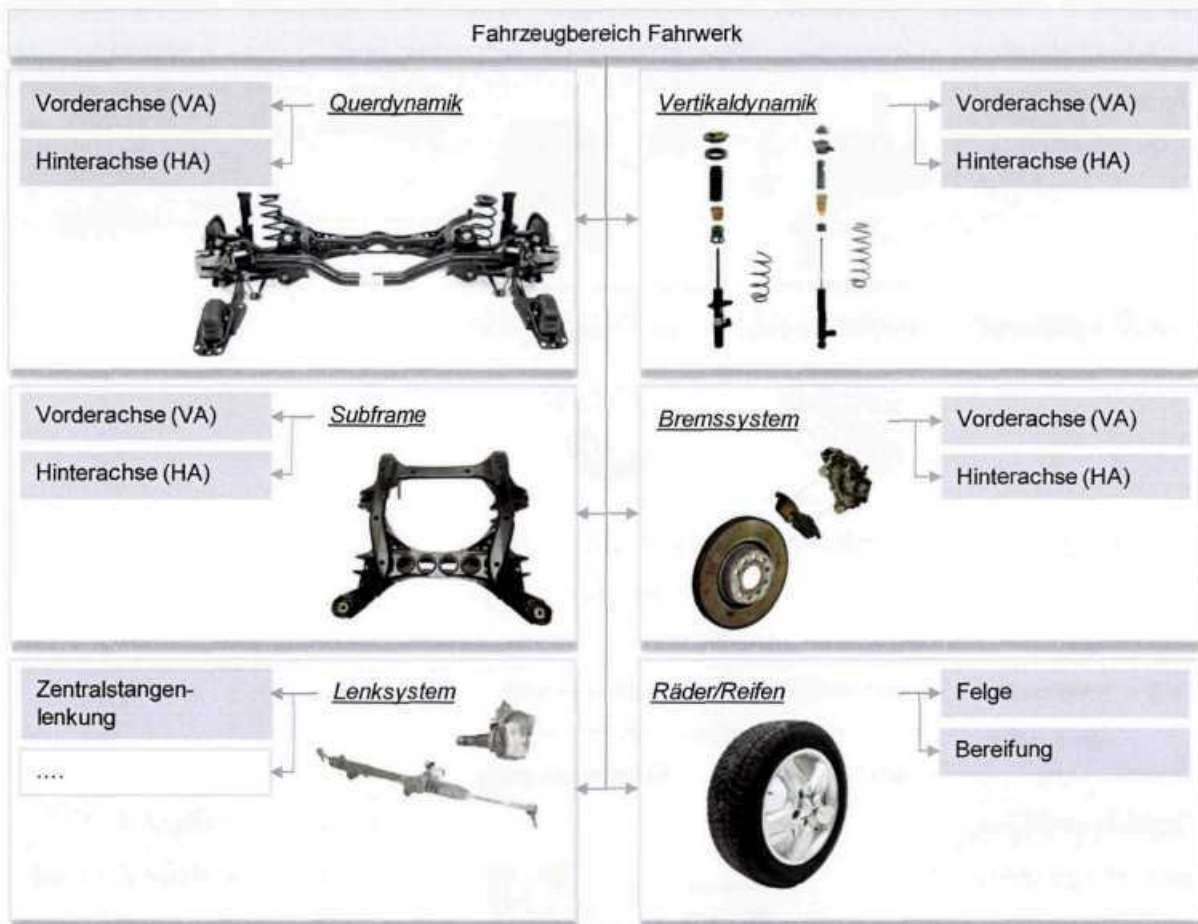


Abb. 4-11: Einteilung des Fahrzeugbereichs Fahrwerk in Funktionen

Die Funktion Querdynamik erfasst alle Bauteile, die für die Radführung des Fahrzeugs zuständig sind. Dazu wird die Funktion Querdynamik in die Funktionsarten Vorderachse (VA) und Hinterachse (HA) gegliedert. Da für die Vorder- und Hinterachse zahlreiche Bauweisen (z.B. Doppelquerlenkerachse, Mehrlenkerachse, Schwertlenkerachse etc.) existieren, die jeweils unterschiedlich große Potenziale im Hinblick auf die sekundäre Gewichtsreduktion aufweisen, wird im Folgenden eine Bauweise für die Vorderachse und eine Bauweise für die Hinterachse definiert, die im Rahmen der Systematik zur Bestimmung der sekundären Gewichtsreduktion detailliert betrachtet wird. Aufgrund der hohen Marktrelevanz wird für die Vorderachse eine McPherson-Achse gewählt, die aus einem Querträger, einem Radträger und einem Radlager besteht. Für den Subframe, an dem die vorderen Querträger angebunden sind, werden verschiedene Bauweisen betrachtet. Für die Hinterachse wird eine Mehr-

lenker- bzw. Schwertlenkerachse analysiert, die im Wesentlichen aus dem Radträger, dem Schwertlenker sowie einem Radlager und verschiedenen Querlenkern besteht. Die einzelnen Bauteile der McPherson-Vorderachse und Schwertlenker-Hinterachse sind in Abb. 4-12 dargestellt.

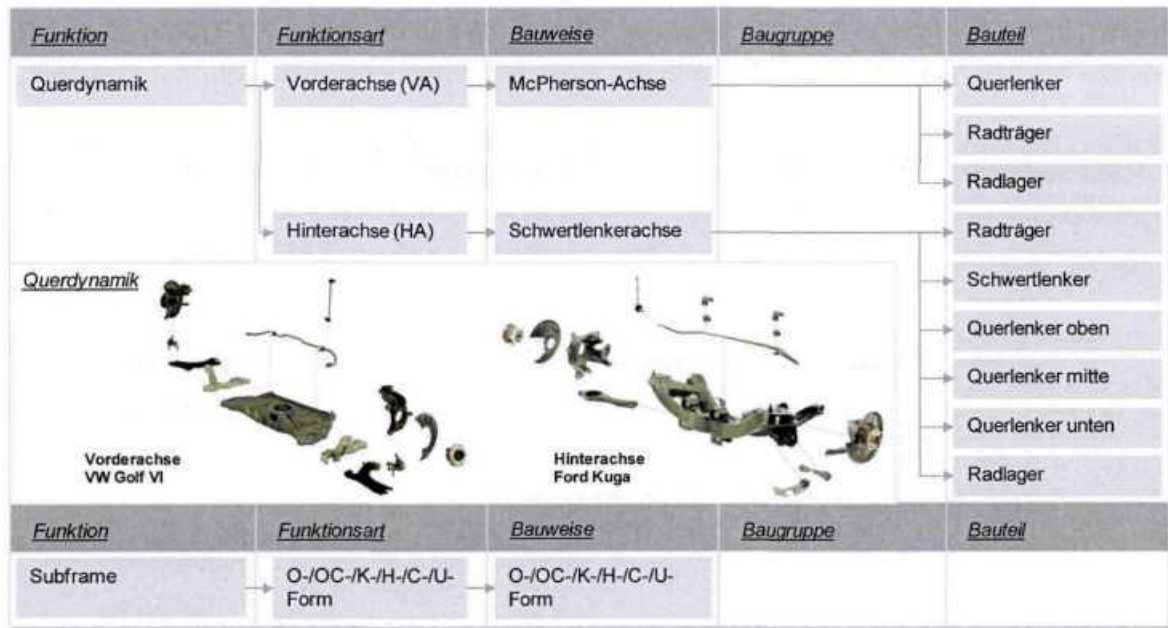


Abb. 4-12: Übersicht der Gliederung der Funktion Querdynamik

Die Funktion Vertikaldynamik umfasst alle Bauteile, die für die Federung bzw. Dämpfung des Fahrzeugaufbaus zuständig sind. In Analogie zur Funktion Querdynamik wird dabei zwischen den Funktionsarten Vorder- und Hinterachse unterschieden. Grundsätzlich existieren radführende und nicht radführende Feder- und Dämpfersysteme. Radführende Systeme sind beispielsweise McPherson-Federbeine, die durch eine spezielle Anordnung von Feder zu Dämpfer Querkräfte aufnehmen und somit radführende Eigenschaften übernehmen können. Nicht radführende Systeme zeichnen sich durch eine separate Anordnung von Feder und Dämpfer aus. Aufgrund der Tatsache, dass im Rahmen der Systematik zur Bestimmung der sekundären Gewichtsreduktion eine McPherson-Vorderachse und eine Schwertlenkerhinterachse betrachtet werden, werden für die Vorderachse radführende Feder- und Dämpfersysteme (McPherson-Federbeine) und für die Hinterachse nicht radführende Feder- und Dämpfersysteme (getrennte Anordnung von Feder und Dämpfer) betrachtet (Abb. 4-13).



Abb. 4-13: Übersicht der Gliederung der Funktion Vertikaldynamik

Die Funktion Bremssystem umfasst alle Bauteile, die der Bremse angehören. Da sich das Gewicht des Bremssystems der Vorderachse von der Hinterachse unterscheidet, wird die Funktion Bremssystem in die Funktionsarten Vorderachse und Hinterachse eingeteilt. Zudem werden alle Bauteile, die dem gesamten Bremskreislauf zugeordnet werden können, wie z.B. der Bremskraftverstärker, getrennt betrachtet. Für die Vorderachse wird ausschließlich die Bauweise Bremscheibe untersucht. Auf der Hinterachse können zudem Trommelbremsen verwendet werden. Die einzelnen Bauteile des Bremssystems sind in Abb. 4-14 dargestellt.

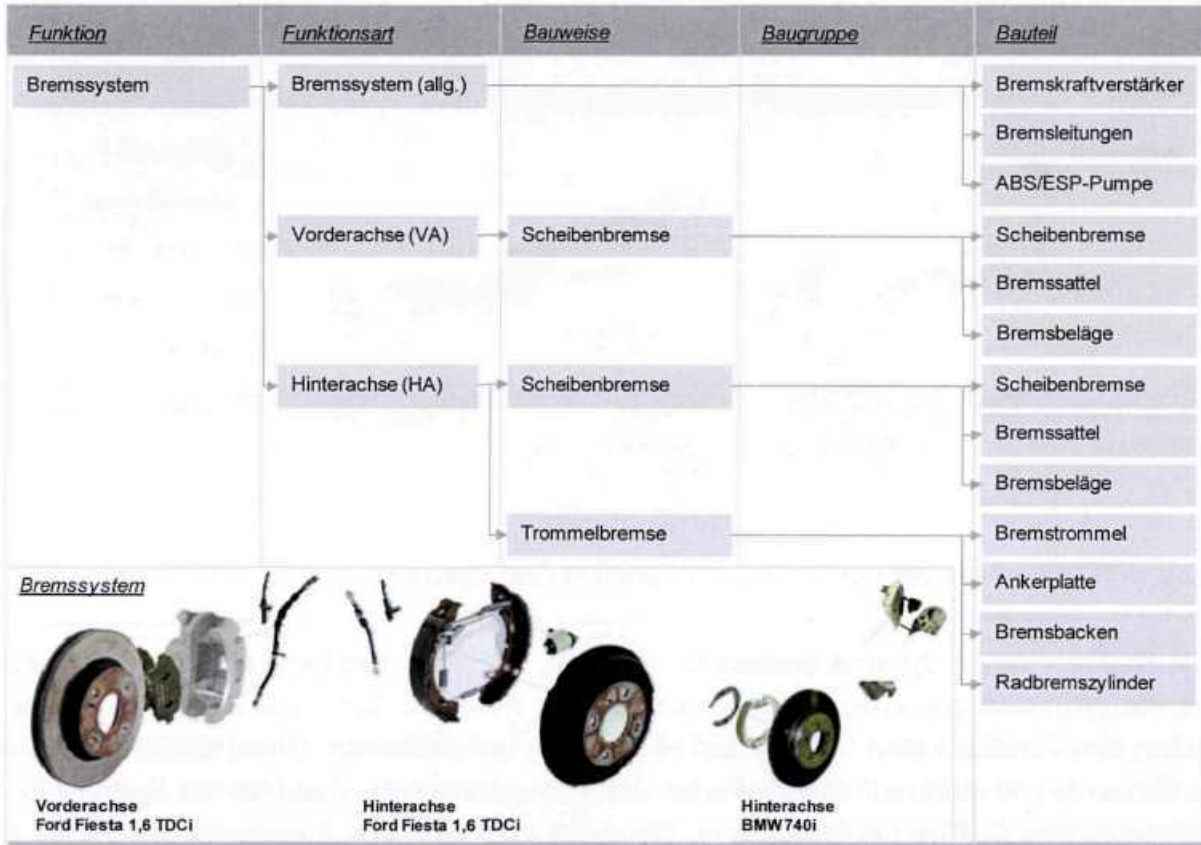


Abb. 4-14: Übersicht der Gliederung der Funktion Bremssystem

Im Rahmen der Analyse der Funktion Lenksystem wird vorwiegend die Funktionsart Zahnstangenlenkung betrachtet. Die Zahnstangenlenkung kann in die Baugruppen Lenksäule, Lenkunterstützung (elektrisch oder hydraulisch), Lenkgetriebe und Sonstiges gegliedert werden. Die Baugruppe Lenkunterstützung umfasst bei einem hydraulischen System die Hydraulikpumpe sowie alle Hydraulikleitungen und bei einem elektrischen System den Elektromotor und dessen Steuerung. Die Bauteile Lenkgetriebe und Spurstangenköpfe gehören der Baugruppe Lenkgetriebe an. Die Baugruppe Sonstiges beinhaltet das Lenkrad, Halterungen und Abdeckungen sowie Lagerungen.

Abschließend umfasst die Funktion Räder und Reifen die Felgen und die Fahrzeugbereifung. In Bezug auf die Felgen werden im Rahmen der Systematik zur Analyse der sekundären Gewichtsreduktion ausschließlich Stahlfelgen betrachtet. Bei der Fahrzeugbereifung beschränkt

sich die Analyse ausschließlich auf gängige Radialreifen. Die einzelnen Bauteile des Lenksystems sowie der Räder und Reifen sind in Abb. 4-15 dargestellt.

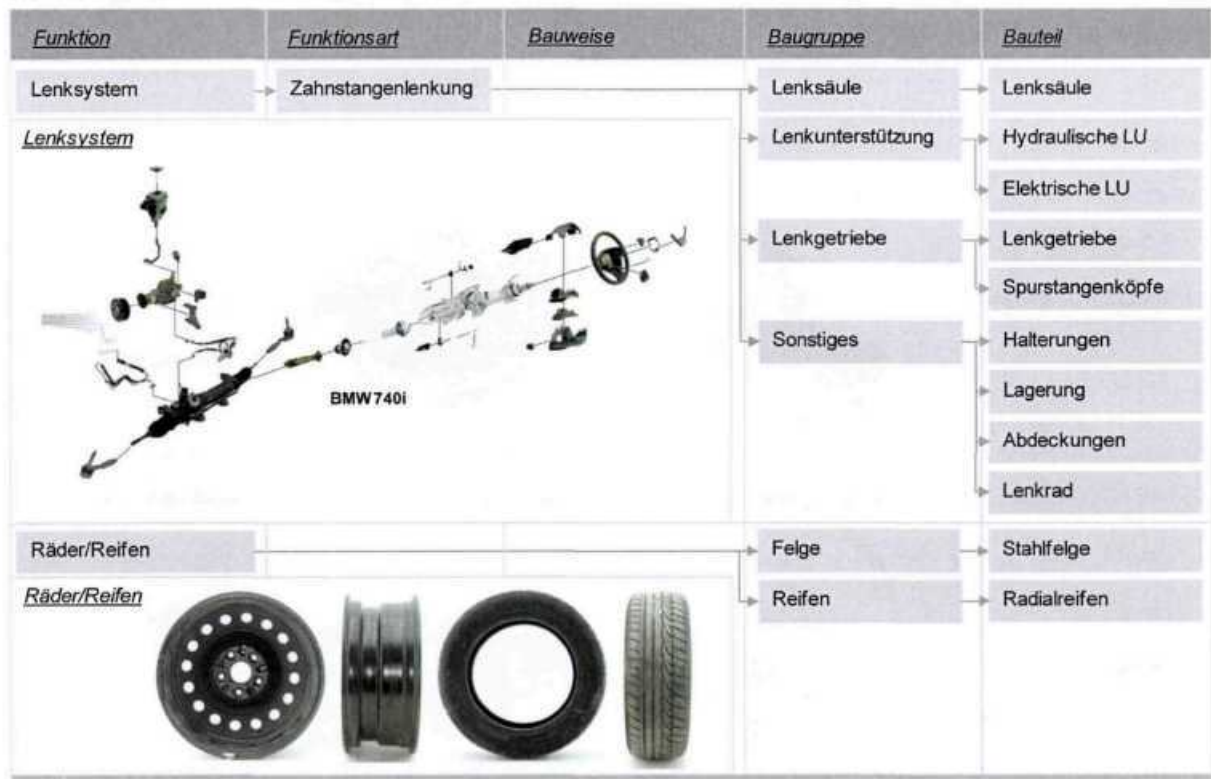


Abb. 4-15: Übersicht der Gliederung der Funktion Lenksystem

4.4 Fahrzeugbereich Interieur

Im Gegensatz zu den Fahrzeugbereichen Karosserie, Antriebsstrang und Fahrwerk sind sekundäre Gewichtsreduktionen im Fahrzeugbereich Interieur nicht zu erwarten, da beispielsweise das Gewicht bzw. die Dimensionierung der Sitze, des Armaturenbretts und der passiven Sicherheitssysteme weder vom Fahrzeuggewicht noch von der jeweiligen Motorisierung abhängen. Um dennoch im Hinblick auf die sekundäre Gewichtsreduktion relevante Bauteile identifizieren zu können, wird der Fahrzeugbereich Interieur über Funktionen in Baugruppen eingeteilt. Vor diesem Hintergrund wird der Fahrzeugbereich Interieur in die Funktionen Sitze, passive Sicherheit, Innenverkleidung, Peripherie sowie Heizung und Akustikmaßnahmen gegliedert.

Die jeweiligen Funktionen des Interieurs werden in Baugruppen gegliedert. Dazu wird die Funktion Sitze in die Baugruppen Fahrer- sowie Beifahrersitz und Rücksitzbank eingeteilt. Bei der passiven Sicherheit werden die Baugruppen Fahrer- und Beifahrerairbag, Seitenairbag sowie die jeweiligen Rückhaltesysteme unterschieden. Zu der Baugruppe Innenverkleidung zählen neben dem Teppichboden im Fahrzeuginnenraum die Verkleidungen der A-, B-, C- und D-Säulen, des Dachs, der Seitenwände und der Türen. Unter der Funktion Akustikmaßnahmen werden alle Dämmmatten im Fahrzeuginnenraum zusammengefasst. Die Bau-

gruppe Heizung umfasst den Lüfterkasten sowie die Luftführung. Abschließend werden die Baugruppen Armaturenbrett, Mittelkonsole und Pedalerie zur Baugruppe Peripherie zusammengefasst. Eine Übersicht über die Funktionen und Baugruppen des Fahrzeugbereichs Interieur zeigt Abb. 4-16.



Abb. 4-16: Einteilung des Fahrzeugbereichs Interieur in Funktionen und Baugruppen

4.5 Fahrzeugbereich Elektronik

In Analogie zum Fahrzeugbereich Interieur birgt der Fahrzeugbereich Elektronik keine sekundären Gewichtseinsparpotenziale. Das Gesamtgewicht der Fahrzeugelektronik richtet sich primär nach der Ausstattungsvariante des Fahrzeugs. Eine Verringerung des Fahrzeuggesamtgewichts und der Antriebsleistung hat keinen Einfluss auf das Gewicht der jeweiligen Elektronikkomponenten. Zur vollständigen Einteilung des Fahrzeugs wird der Fahrzeugbereich Elektronik in Funktionen und Funktionsarten gegliedert. Demnach kann eine Gliederung der Fahrzeugelektronik in die Funktionsarten Fahrerassistenzsysteme, Sicherheitssysteme, Infotainment, Fahrzeugbeleuchtung sowie Peripherie und Bedienelemente erfolgen. Abb. 4-17 zeigt die Einteilung des Fahrzeugbereichs Elektronik. Die dargestellten Funk-

tionsarten beschreiben dabei Beispiele für die jeweilige Funktion. Auf eine detaillierte Ausarbeitung aller Funktionsarten innerhalb der Funktionen wird an dieser Stelle verzichtet.

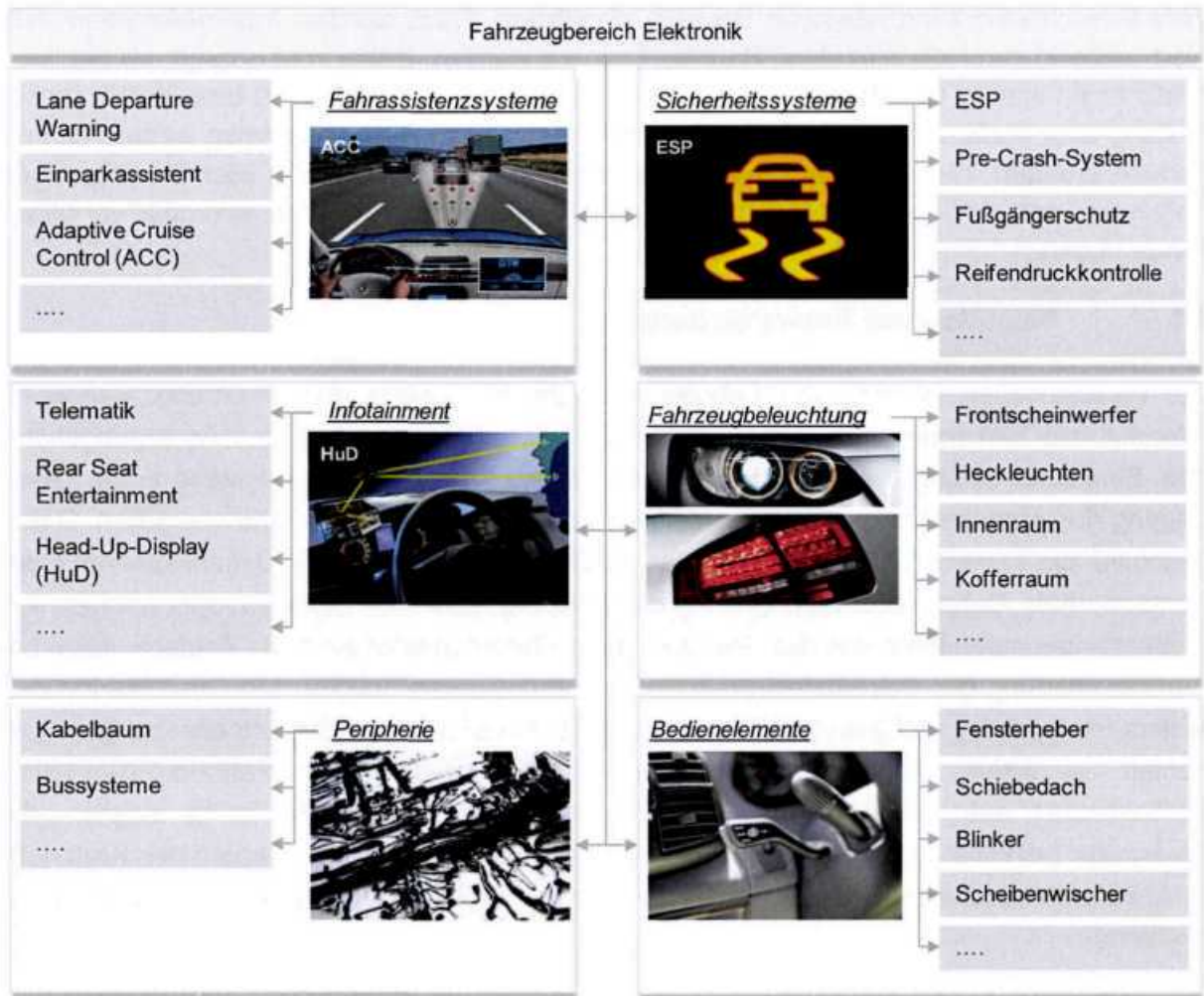


Abb. 4-17: Einteilung des Fahrzeugbereichs Interior in Funktionen und Funktionsarten

5 Ermittlung der gewichtsbestimmenden Bauteile

Basierend auf der universellen Strukturierung eines Pkw werden im Hinblick auf die sekundäre Gewichtsreduktion relevante Bauteile identifiziert. Dazu werden Auswahlkriterien definiert, anhand derer die einzelnen Bauteile beurteilt werden. Dabei wird geprüft, ob die Bauteildimensionierung von dem Fahrzeuggewicht oder den Antriebskräften bzw. der Antriebsleistung oder ähnlichem abhängig ist. Die hierfür definierten Auswahlkriterien werden im Folgenden erläutert. Als Ergebnis dieser Betrachtung liegt eine Auflistung aller Bauteile eines Fahrzeugs vor, deren Gewicht nach einer primären Gewichtsreduktion sekundär verringert werden kann.

5.1 Definition von Auswahlkriterien

Die verschiedenen Bauteile der Fahrzeugbereiche Karosserie, Antriebsstrang, Fahrwerk, Interieur und Elektronik unterliegen unterschiedlichen Anforderungen und Auslegungskriterien. Eine Anforderung der Antriebsstrangkomponenten besteht beispielsweise in der Übertragung der Antriebsleistung bzw. des Antriebsdrehmomentes zu den Antriebsrädern. Dabei bestimmt die Höhe des zu übertragenden Antriebsdrehmomentes die Dimensionierung der Komponenten. Durch eine Verringerung der Leistung bzw. des Drehmoments können Antriebsstrangkomponenten wie das Getriebe, das Differential oder auch die Antriebswellen bei Berücksichtigung der Betriebsfestigkeit kleiner dimensioniert werden. Die Spezifikation des Motors ist somit der maßgebende Treiber für die Dimensionierung der Antriebsstrangkomponenten. Gleichzeitig wirkt sich die Verringerung der Antriebsleistung positiv auf den Kraftstoffverbrauch aus. Durch die Verringerung des Kraftstoffverbrauchs ist es möglich, die Tankgröße bei konstanter Reichweite zu verringern. Somit wird die Auslegung des Kraftstoffsystems bzw. des Antriebsenergiespeichers durch den Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs bestimmt.

Die Fahrzeugkarosserie unterliegt anderen Anforderungen. Neben hohen Design-, Steifigkeits- und Leichtbauanforderungen wird die Auslegung der Karosserie unter anderem durch die im Rahmen von gesetzlichen Reglementierungen fixierten Craschanforderungen bestimmt. Dabei wird mit Hilfe genormter Crashtests (z.B. Front-, Heck- und Seitencrash) das Verletzungsrisiko bzw. die Verletzungsschwere der Fahrzeuginsassen geprüft. Eine wichtige Anforderung an die Karosserie ist somit die Absorption der eingeleiteten kinetischen Energie bei einer möglichst geringen Intrusion. Die Höhe der zu absorbierenden kinetischen Energie ist im Frontal- und seitlichen Pfahlaufprall vom Fahrzeuggewicht abhängig. Durch eine Verringerung des Fahrzeuggewichts kann daher die in die Karosserie eingeleitete kinetische Energie und somit auch die Blechdicke der Bauteile, welche die kinetische Energie absorbieren, reduziert werden.

Eine wesentliche Größe bei der Konzipierung des Fahrwerks stellen die im Fahrbetrieb entstehenden Kräfte und Beanspruchungen dar, deren Höhe unter anderem vom zulässigen Fahrzeuggesamtgewicht abhängt. Durch eine Verringerung des Fahrzeuggewichts werden die jeweiligen Belastungen und Kräfte, die auf das Fahrwerk und dessen Komponenten wirken, reduziert. Aufgrund dieser Tatsache wären Blechdickenreduktionen der Bauteile und

damit sekundäre Gewichtsreduktionen denkbar. Neben der Gewichtsreduktion der Vorder- und Hinterachse ist zudem eine Optimierung des Brems- und Lenksystems sowie der Fahrzeugräder und -reifen möglich. Auch hier hat das zulässige Fahrzeuggesamtgewicht einen entscheidenden Einfluss auf die Bauteildimensionierung.

Basierend auf diesen Überlegungen werden die gerade genannten Auswahlkriterien genutzt, um Bauteile mit sekundärem Gewichtseinsparpotenzial zu identifizieren. Im Einzelnen ergeben sich somit folgende Auswahlkriterien:

- Die Bauteildimensionierung ist abhängig vom Fahrzeuggesamtgewicht
- Die Bauteildimensionierung ist abhängig von Antriebskräften bzw. der Antriebsleistung des Fahrzeugs
- Die Bauteildimensionierung ist abhängig von Trägheitskräften
- Die Bauteildimensionierung ist abhängig vom Kraftstoffverbrauch
- Die Hauptanforderung des Bauteils ist bei einem Unfall die Energieabsorption

5.2 Bauteile mit sekundärem Gewichtseinsparpotenzial

Im Folgenden werden die Baugruppen und Bauteile der verschiedenen Fahrzeugbereiche aus Kap. 4 im Hinblick auf die in Kap. 5.1 definierten Auswahlkriterien untersucht und Bauteile mit sekundärem Gewichtseinsparpotenzial identifiziert.

5.2.1 Fahrzeugbereich Karosserie

Zur Identifikation der jeweiligen Karosseriebauteile mit sekundären Gewichtseinsparpotenzialen werden alle Bauteile bestimmt, deren Hauptanforderung bei einem Unfall die Energieabsorption ist. Zur Bestimmung der Bauteile mit der höchsten Energieabsorption werden Simulationen durchgeführt (s. Kap. 6.1). Dabei wird das Crashverhalten eines VW Golf V sowie eines Ford Taurus im Hinblick auf einen Frontalaufprall und einen Seitenaufprall nach EuroNCAP-Bestimmungen sowie im Hinblick auf einen Heckaufprall nach FMVSS (Abb. 5-1) untersucht.

Beim EuroNCAP-Frontalaufprall fährt das Fahrzeug mit einer Geschwindigkeit von 64 km/h mit einer 40-prozentigen Überdeckung gegen eine deformierbare, genormte Honeycomb-Barriere. Dabei setzt sich die Fahrzeugmasse aus dem genormten Fahrzeugleergewicht, einem zu 90 % gefüllten Tank sowie aus 244 kg Zusatzgewicht zusammen. Das Zusatzgewicht beinhaltet das Gewicht für zwei HIII-Dummies (insgesamt 176 kg), die auf den Vordersitzen platziert werden sowie das Gewicht zweier Kinderdummies (insgesamt 32 kg), die auf den Rücksitzen postiert werden. Zudem wird das Gewicht für die Messtechnik im Fahrzeug mit 36 kg berücksichtigt. Im Rahmen der Testprozedur werden vor allem die jeweiligen Bauteilin intrusionen und die Beschleunigungen auf die Dummies ausgewertet. Anhand der sich ergebenden Beschleunigungen kann die Verletzungsschwere der Insassen abgeleitet werden.

Beim EuroNCAP-Seitenaufprall wird das Fahrzeug seitlich von einem Crashschlitten mit einem Gewicht von 950 kg und einer genormten, deformierbaren Honeycomb-Barriere ge-

treffen. Die Geschwindigkeit des Schlittens beträgt 50 km/h. Das Fahrzeuggesamtgewicht setzt sich aus dem Fahrzeugleergewicht, aus einer 90-prozentigen Tankfüllung sowie einer Nennzuladung von 100 kg zusammen. Zudem werden ein HIII-Dummy auf dem Fahrersitz und zwei Kinderdummies auf den Rücksitzen postiert, deren Gesamtgewicht 120 kg beträgt. Im Rahmen der Testprozedur werden die B-Säulenintrusionen sowie die resultierenden Verletzungen der Dummies an Kopf, Rippen, Bauch und Hüfte ausgewertet.



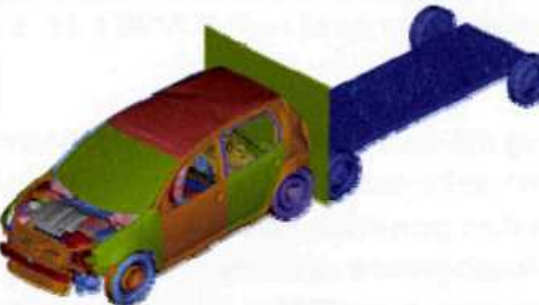
<u>Crashlastfall</u>	<u>Randbedingungen</u>
	<u>Testprozedur:</u> EuroNCAP-Frontalaufprall <u>Geschwindigkeit:</u> 64 km/h <u>Masse:</u> $m_{\text{Fzg.}} = m_{\text{Leer}} + 90\% \text{ Tank} + 244 \text{ kg}$
	<u>Testprozedur:</u> EuroNCAP-Seitenaufprall <u>Geschwindigkeit:</u> 50 km/h <u>Masse:</u> $m_{\text{Fzg.}} = m_{\text{Leer}} + 90\% \text{ Tank} + 220 \text{ kg}$ $m_{\text{Barriere}} = 950 \text{ kg (+/- 20 kg)}$
	<u>Testprozedur:</u> FMVSS 301 (Heckaufprall) <u>Geschwindigkeit:</u> 48 km/h <u>Masse:</u> $m_{\text{Barriere}} = 1816 \text{ kg}$

Abb. 5-1: Übersicht der untersuchten Crashlastfälle

Der Heckaufprall nach FMVSS 301 wird mit einer Geschwindigkeit von 48 km/h durchgeführt. Dabei prallt der Crashschlitten mit einem Gewicht von 1816 kg und einer starren Barriere auf das Fahrzeugheck.

5.2.2 Fahrzeugbereich Antriebsstrang

Zur Identifikation der jeweiligen Bauteile bzw. Baugruppen mit sekundären Gewichtseinsparpotenzialen des Fahrzeugbereichs Antriebsstrang wird geprüft, ob die Dimensionierung der Bauteile oder Baugruppen von den Antriebskräften bzw. der Antriebsleistung des Fahrzeugs abhängt. Zudem wird geprüft, ob Bauteile existieren, deren Dimensionierung durch den Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs bestimmt wird.

In Abb. 5-2 und Abb. 5-3 sind die einzelnen Baugruppen des Antriebsenergie- und Drehmomentwandlers dargestellt. Es kann angenommen werden, dass sowohl die Baugruppen Motorblock, Kraftstoffeinspritzung, Zylinderkopf und Motoraufhängung als auch die Baugruppen Kurbelwelle, Kühlsystem, Ölversorgung sowie Riementrieb und Aufladung für die Erzeugung eines definierten Antriebsdrehmoments ausgelegt sind. Dabei ist die Dimensionierung der einzelnen Baugruppen von der Höhe der Antriebsleistung abhängig. Daraus ergibt sich, dass alle Baugruppen des Antriebsenergiewandlers Potenziale zur sekundären Gewichtsreduktion aufweisen (Abb. 5-2).

Demgegenüber können bei den Drehmomentwandlern nur die Bauteile sekundär gewichtsreduziert werden, die unmittelbar an der Übertragung des Antriebsdrehmoments beteiligt sind. Da die Dimensionierungen der Schaltgabeln sowie des Schaltgestänges, der Schaltkulisse, der Gangselektion sowie der Dichtungen und Sensoren nicht von der Höhe des zu übertragenden Drehmoments abhängig sind, ergeben sich für diese Bauteile keine sekundären Gewichtseinsparpotenziale (Abb. 5-3).


<u>Antriebsenergiewandler</u>				
<u>Funktionsart</u>	<u>Bauweise</u>	<u>Baugruppe</u>	<u>Bauteil</u>	<u>Sek. Gewichtsreduktion</u>
Otto-/Dieselmotor	Reihenmotor	Motorblock		Motorblock
	V-Motor	Kraftstoffeinspritzung		Kraftstoffeinspritzung
 VW Golf VI		Zylinderkopf		Zylinderkopf
		Motoraufhängung		Motoraufhängung
		Kurbelwelle		Kurbelwelle
		Kühlsystem		Kühlsystem
		Ölversorgung		Ölversorgung
		Riementrieb		Riementrieb
		Aufladung		Aufladung

Abb. 5-2: Bauteile/Baugruppen des Antriebsstrangs mit sek. Gewichtseinsparpotenzialen (1)

Ähnliche Bedingungen gelten für die Antriebsstrangfunktionen Drehzahlwandler, Verteilergtriebe sowie Kraftübertragung. Die Dimensionierung der Bauteile Kupplungsausrückgabel, Kupplungszug, Zugspanner sowie der speziellen Achsflansche ist unabhängig von der Höhe

des zu übertragenden Antriebsdrehmoments. Infolge dessen können bei diesen Bauteilen keine sekundären Gewichtsreduktionen erzielt werden. Ebenso ergibt sich keine Abhängigkeit der Bauteildimensionierung vom Kraftstoffverbrauch, dem Fahrzeuggesamtgewicht oder von Trägheitskräften. Das Gewicht bzw. die Bauteilgröße des Differential- sowie des Kegelradgehäuses, der Kegelrollenlager, des Tellerrads sowie der Kegelräder als auch der Antriebs- sowie Kardanwelle folgt aus der Höhe der Antriebsleistung. Abb. 5-4 zeigt eine Auflistung aller Bauteile der Antriebsstrangfunktionen Drehzahlwandler, Verteilergetriebe und Kraftübertragung, die im Hinblick auf die sekundäre Gewichtsreduktion relevant sind.


<i>Drehmomentwandler</i>				
<i>Funktionsart</i>	<i>Bauweise</i>	<i>Baugruppe</i>	<i>Bauteil</i>	<i>Sek. Gewichtsreduktion</i>
 Handschaltgetriebe → 5-/6-Gang		Getriebeeingangswelle	Getriebeeingangswelle	Getriebeeingangswelle
			Gangräder	Gangräder
			Synchronisierung	
			Lagerung	
		Getriebeausgangswelle	Getriebeausgangswelle	Getriebeausgangswelle
			Gangräder	Gangräder
			Synchronisierung	
			Lagerung	
		Schaltgestänge	Schaltgabeln	
			Schaltgestänge	
		Rückwärtsgang	Gangrad	Gangrad
		Schaltung	Schaltzüge	
			Schaltkulisse	
			Gangselektion	
		Getriebegehäuse	Getriebegehäuse	Getriebegehäuse
			Kupplungsglocke	Kupplungsglocke
			Getriebeabdeckplatte	
Sonstiges	Dichtungen			
	Sensoren			

Abb. 5-3: Bauteile/Baugruppen des Antriebsstrangs mit sek. Gewichtseinsparpotenzialen (2)

Die Antriebsstrangfunktionen Antriebs- und Zusatzenergiespeicher besitzen ebenfalls sekundäre Gewichtseinsparpotenziale. Die Größe des Kraftstofftanks wird bei vorgegebener Reichweite durch den Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs bestimmt. Die zur Baugruppe Kraftstoffförderung zuzuordnenden Bauteile Kraftstoffpumpe, Kraftstoffleitungen sowie Kraftstoff-

kühlung beinhalten diese Abhängigkeit nicht. Da deren Größe bzw. Gewicht ebenfalls nicht von der Fahrzeugmasse oder der Antriebsleistung abhängig ist, ergeben sich für diese Bauteile keine sekundären Gewichtseinsparpotenziale.




<u>Drehzahlwandler</u>				
<u>Funktionsart</u>	<u>Bauweise</u>	<u>Baugruppe</u>	<u>Bauteil</u>	
Mechanische Kupplung	Schrauben- und Membranfederkupplung	Drehzahlwandlung	Kupplungsdruckplatte	Kupplungsdruckplatte
			Kupplungsscheibe	Kupplungsscheibe
 <p>BMW 318i</p>			Schwungrad	Schwungrad
			Kupplungsausrückgabel	
		Sonstiges	Kupplungszug	
			Zugspanner	
			Achsflansche	
<u>Verteilergetriebe</u>				
	Kegelraddifferential	Gehäuse	Differentialgehäuse	Differentialgehäuse
 <p>Mercedes GLK 220 CDI</p>			Kegelradgehäuse	Kegelradgehäuse
		Drehmomentübertragung	Kegelrollenlager	Kegelrollenlager
			Tellerrad	Tellerrad
			Kegelräder	Kegelräder
		Sonstiges	Achsflansche	
			Lagerung	
<u>Kraftübertragung</u>				
Mechanische Energie	Antriebswellen			Antriebswellen
	Kardanwelle			Kardanwelle
 <p>Ford Fiesta 1,6 TDCi</p>				

Abb. 5-4: Bauteile/Baugruppen des Antriebsstrangs mit sek. Gewichtseinsparpotenzialen (3)

Im Gegensatz dazu ist die Größe der Startbatterie vom Widerstandsmoment des Motors und der ausstattungspezifischen Anzahl der elektrischen Verbraucher im Fahrzeug abhängig. Die Batterie speist beim Startvorgang des Motors den Anlasser, der die Massenträgheit der Baugruppe Kurbelwelle überwinden muss. Diese ist wiederum abhängig von der Motorgröße. Dabei gilt, dass das Widerstandsmoment zunimmt, je größer der Motor ist. Da mit der Motorgröße auch das Motorgewicht und mit dem Motorgewicht im Allgemeinen das zur

Verfügung stehende Antriebsdrehmoment steigt, ist die Größe der Startbatterie direkt von der Antriebsleistung abhängig.




<i>Antriebsenergiespeicher</i>				
<i>Funktionsart</i>	<i>Bauweise</i>	<i>Baugruppe</i>	<i>Bauteil</i>	<i>Sek. Gewichtsreduktion</i>
Brennstoffe	Kraftstofftank	Gehäuse	Kraftstofftank	Kraftstofftank
 <p>Ford Fiesta 1,6 TDCI</p>		Kraftstoffförderung/ Kraftstoffleitung	Kraftstoffpumpe	
			Kraftstoffleitungen	
			Kraftstoffkühlung	
<i>Zusatzenergiespeicher</i>				
Elektrische Energie	Startbatterie			Startbatterie
 <p>Ford Fiesta 1,6 TDCI</p>				
<i>Kühlsystem (Peripherie)</i>				
 <p>BMW 740i</p>			Kühler	Kühler
			Kühlschläuche oben	Kühlschläuche oben
			Kühlschläuche unten	Kühlschläuche unten
			Lüfter	Lüfter
			Lüftermotor	Lüftermotor
<i>Fluide</i>				
Kühlwasser	Kühlwasser			
Schmierstoffe	Motoröl			
	Getriebeöl			

Abb. 5-5: Bauteile/Baugruppen des Antriebsstrangs mit sek. Gewichtseinsparpotenzialen (4)

Die Dimensionierung des Kühlsystems (Peripherie) erfolgt in Abhängigkeit der Höhe des Kühlwassermassenstroms, der durch die Übersetzung der Wasserpumpe von Antriebsrad zu Pumpenrad festgelegt ist. Mit steigender Antriebsleistung steigt die thermische Belastung des Antriebsenergiewandlers. In der Folge wird der Kühlwassermassenstrom erhöht, um die Wärme abzuführen. Der steigende Kühlwassermassenstrom erfordert die größere Dimensionierung des Kühlers, um die geforderte minimale Kühlwassertemperatur am Kühlerausgang zu erreichen. Zudem steigt der Durchmesser der Kühlschläuche an. Die größere Dimensionierung des Kühlers erfordert wiederum den Einsatz größerer Lüfter. Da für den Antrieb der größeren Lüfter leistungsstärkere Lüftermotoren eingesetzt werden, steigt das Gewicht der Lüftermotoren an. Aufgrund dieser Tatsache ist die Dimensionierung des Kühlers, der Kühlschläuche oben und unten sowie des Lüfters und des Lüftermotors abhängig von der

Leistung des Antriebsenergiewandlers. Mit zunehmender Dimensionierung des Kühlsystems (Peripherie) steigt das Kühlwasservolumen an. In Analogie dazu ist zu beobachten, dass das Motorölvolumen mit steigender Antriebsleistung zunimmt. Das notwendige Getriebeölvolumen wird primär von der Bauweise des Drehmomentwandlers bestimmt. Hohe Antriebsdrehmomente erfordern zudem den Einsatz von Getriebeölkühlern, die das Getriebeölvolumen zusätzlich erhöhen. Für das Getriebeölvolumen ist der Bezug auf das zu übertragende Antriebsdrehmoment daher nur bedingt möglich.

Abb. 5-5 zeigt eine Auflistung aller Bauteile des Antriebs- und Zusatzenergiespeichers und des Kühlsystems (Peripherie), die im Hinblick auf die sekundäre Gewichtsreduktion relevant sind. Zudem ist eine Auflistung aller Fluide abgebildet, deren Volumen von der Höhe des Antriebsdrehmoments abhängt.

5.2.3 Fahrzeugbereich Fahrwerk

Zur Identifikation der Bauteile und Baugruppen mit sekundären Gewichtseinsparpotenzialen des Fahrzeugbereichs Fahrwerk wird geprüft, ob die Dimensionierung der Bauteile oder Baugruppen vom Fahrzeuggesamtgewicht abhängt. Zudem wird geprüft, ob Bauteile existieren, deren Dimensionierung durch die im Fahrbetrieb auftretenden Trägheitskräfte bestimmt wird.


<u>Querdynamik</u>				
<u>Funktionsart</u>	<u>Bauweise</u>	<u>Baugruppe</u>	<u>Bauteil</u>	<u>Sek. Gewichtsreduktion</u>
Vorderachse (VA)	McPherson-Achse		Querlenker	Querlenker
			Radträger	Radträger
			Radlager	
Hinterachse (HA)	Schwertlenkerachse		Radträger	Radträger
			Schwertlenker	Schwertlenker
<u>Vorderachse (VA)</u>	<u>Hinterachse (HA)</u>		Querlenker oben	Querlenker oben
			Querlenker mitte	Querlenker mitte
			Querlenker unten	Querlenker unten
			Radlager	
				
<u>Vertikaldynamik</u>				
Vorderachse (VA)	radführend	Feder/Dämpfer	McPherson-Federbein	McPherson-Federbein
Hinterachse (VA)	nicht radführend	Feder/Dämpfer	Dämpfer (hydraul.)/Spiralfeder	Dämpfer (hydraul.)/Spiralfeder
<u>Subframe</u>				
Vorderachse (VA)	O-/OC-/K-/H-/C-/U-Form		O-/OC-/K-/H-/C-/U-Form	

Abb. 5-6: Bauteile/Baugruppen des Fahrwerks mit sek. Gewichtseinsparpotenzialen (1)

Die Dimensionierung der Baugruppen und Bauteile der Funktionen Querdynamik, Vertikaldynamik und Subframe wird sowohl von Trägheitskräften als auch vom zulässigen Fahrzeuggesamtgewicht bestimmt. Dies gilt sowohl für den Querlenker und den Radträger und der Vorderachse als auch für die Querlenker, den Radträger und den Schwertlenker der Hinterachse. Die Feder- und Dämpfersysteme unterliegen den selben Beanspruchungen. Durch eine Verringerung des Fahrzeuggesamtgewichts ergeben sich somit sekundäre Gewichtseinsparpotenziale. Vor diesem Hintergrund sind die in Abb. 5-6 dargestellten Bauteile der Quer- und Vertikaldynamik und Subframe-Bauweisen im Hinblick auf die sekundäre Gewichtsreduktion relevant.

Die Dimensionierung der in Abb. 5-7 dargestellten Funktion Bremssystem ist in erster Linie vom Fahrzeuggesamtgewicht in Kombination mit dem geforderten Bremsweg abhängig. Dies gilt vor allem für die Scheiben- und Trommelbremse, deren Belastungen mit einem steigenden Fahrzeuggesamtgewicht zunimmt. Ein weiteres Kriterium für die Dimensionierung der Bremse ist die Schwerpunktlage des Fahrzeugs. Für die Bremscheibe ist vor allem die im Bremsvorgang entstehende Erwärmung ein wichtiges Auslegungskriterium. Dabei ist die Dicke der Bremscheibe so zu wählen, dass die Bremscheibe infolge der Erwärmung nicht reißt. Durch eine Verringerung des Fahrzeuggesamtgewichts kann der Durchmesser der Bremscheibe reduziert werden.

<i>Bremssystem</i>					
<i>Funktionsart</i>	<i>Bauweise</i>	<i>Baugruppe</i>	<i>Bauteil</i>	<i>Sek. Gewichtsreduktion</i>	
Bremssystem (allg.)			Bremskraftverstärker	Bremskraftverstärker	
			Bremsleitungen		
			ABS/ESP-Pumpe		
Vorderachse (VA)	Scheibenbremse		Scheibenbremse	Scheibenbremse	
			Bremssattel	Bremssattel	
			Bremsbeläge		
Hinterachse (HA)	Scheibenbremse		Scheibenbremse	Scheibenbremse	
			Bremssattel	Bremssattel	
			Bremsbeläge		
	Trommelbremse			Bremstrommel	Bremstrommel
				Ankerplatte	
				Bremsbacken	
				Radbremszylinder	

Abb. 5-7: Bauteile/Baugruppen des Fahrwerks mit sek. Gewichtseinsparpotenzialen (2)

Im Hinblick auf die Trommelbremse ist eine Abhängigkeit der Bauteile Ankerplatte, Bremsbacken und Radbremszylinder vom Fahrzeuggesamtgewicht nicht zu erwarten. Dies gilt ebenfalls für Peripherie-Bauteile des Bremssystems in Form der Bremsleitungen und der

ABS-Pumpe. Die Dimensionierung des Bremskraftverstärkers wird primär durch den geforderten Bremsdruck bestimmt. In Abb. 5-7 sind alle im Hinblick auf die sekundäre Gewichtsreduktion relevanten Bauteile des Bremssystems dargestellt.

Die Dimensionierung des in Abb. 5-8 dargestellten Lenksystems ist primär vom Fahrzeuggewicht abhängig. Dies gilt vor allem für das Lenkgetriebe. Bei der Auslegung der Spurstangenköpfe ist zudem die Höhe der im Fahrbetrieb auftretenden Trägheitskräfte entscheidend. Vor diesem Hintergrund ergeben sich die in Abb. 5-8 dargestellten Bauteile mit sekundären Gewichtseinsparpotenzialen.

Die Auslegung bzw. die Wahl einer geeigneten Fahrzeugbereifung richtet sich in erster Linie ebenfalls nach dem Fahrzeuggewicht. In Analogie zu den anderen Fahrwerkfunktionen ist dabei das zulässige Fahrzeugesamtgewicht entscheidend. Weitere Auslegungskriterien sind die Antriebsleistung, die Fahrzeughöchstgeschwindigkeit sowie die Abmessungen des Bremssystems. Durch eine Verringerung des Fahrzeugesamtgewichts können die Reifenbreite und der Reifendurchmesser verringert werden. Dadurch ergeben sich nicht nur sekundäre Gewichtseinsparpotenziale bei der Fahrzeugbereifung, sondern auch bei der Felge.

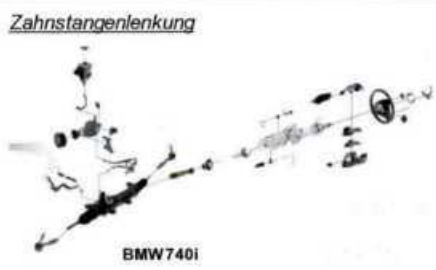

<u>Lenksystem</u>				
<u>Funktionsart</u>	<u>Bauweise</u>	<u>Baugruppe</u>	<u>Bauteil</u>	<u>Sek. Gewichtsreduktion</u>
Zahnstangenlenkung		Lenksäule	Lenksäule	Lenksäule
		Lenkunterstützung	Hydraulische LU Elektrische LU	Hydraulische LU Elektrische LU
<u>Zahnstangenlenkung</u>		Lenkgetriebe	Lenkgetriebe	Lenkgetriebe
		Sonstiges	Spurstangenköpfe Halterungen Lagerung Abdeckungen Lenkrad	Spurstangenköpfe
<u>Räder/Reifen</u>				
<u>Räder/Reifen</u>		Felge	Stahlfelge	Stahlfelge
		Reifen	Radialreifen	Radialreifen

Abb. 5-8: Bauteile/Baugruppen des Fahrwerks mit sek. Gewichtseinsparpotenzialen (3)

5.2.4 Fahrzeugbereich Interieur

Die jeweiligen Funktionen des Fahrzeugbereichs Interieur sind in Abb. 5-9 dargestellt. Im Einzelnen handelt es sich dabei um die Sitze, die passive Sicherheit, die Innenverkleidung, die Peripherie sowie die Heizung und um Akustikmaßnahmen.

Die Dimensionierung der Sitze ist nicht von den in Kap. 5.1 definierten Auswahlkriterien abhängig. Eine wesentliche Anforderung an die Sitze ist die Gewährleistung des Insassenschutzes bei einem Unfall. Im Falle eines Unfalls muss der Sitz in Abhängigkeit des Gewichts der Insassen so dimensioniert werden, dass dieser nicht kollabiert. Diese Anforderung wird im Rahmen von gesetzlichen Richtlinien vorgegeben. Zudem unterliegen die Sitze hohen Komfortansprüchen, die sich in Abhängigkeit des Fahrzeugherstellers und der Fahrzeugklasse unterscheiden.

<i>Fahrzeuginnenraum</i>				
<i>Funktion</i>	<i>Bauweise</i>	<i>Baugruppe</i>	<i>Bauteil</i>	<i>Sek. Gewichtsreduktion</i>
Sitze			Fahrersitz	
			Beifahrersitz	
			Rücksitzbank	
Passive Sicherheit			Fahrerairbag	
			Beifahrerairbag	
			Seitenairbag	
			Rückhaltesystem	
Innenverkleidung			A-, B-, C-, D-Säule	
			Dachhimmel	
			Fußboden	
			
Peripherie			Armaturenbrett	
			Mittelkonsole	
			Pedalerie	
Heizung			Lüfterkasten	
			Lüftung/Luftführung	
Akustikmaßnahmen				

Abb. 5-9: Bauteile/Baugruppen des Interieurs mit sek. Gewichtseinsparpotenzialen

Für die Dimensionierung der passiven Sicherheit sind die Auslösezeiten, das geforderte Volumen der Airbags sowie der Abstand zwischen dem Fahrer und dem Lenkrad entscheidend. Dabei wird die Auslösezeit vom jeweiligen Rückhaltesystem und vom Abstand des Fahrers zum Lenkrad bestimmt. Aufgrund dieser Tatsache werden die jeweiligen Sitzsysteme zusammen mit dem eingesetzten Rückhaltesystem und den Airbags abgestimmt. Es wird deutlich, dass die Auslegung der einzelnen Komponenten der passiven Sicherheit nicht von den in Kap. 5.1 definierten Auswahlkriterien abhängig ist. Die Dimensionierungen und die Gewichte der Innenverkleidungen und der Bauteile der Peripherie sind primär von der Fahrzeugklasse und von den jeweiligen Herstellervorgaben abhängig. Im direkten Vergleich zwischen einem

Fahrzeug der Fahrzeugklasse Small (z.B. VW Polo) zu einem Fahrzeug der Luxusklasse (z.B. Mercedes S-Klasse) nehmen das Gewicht und auch die Kosten der Innenverkleidungen und der Peripherie deutlich zu. Dabei unterliegen beide Funktionsarten vor allem optischen und haptischen Anforderungen.

Auch bei der Dimensionierung der Akustikmaßnahmen sind Herstellervorgaben und die jeweilige Fahrzeugklasse entscheidend. Während im High-Volume-Segment auf die Implementierung kostenintensiver Akustikmaßnahmen nach Möglichkeit verzichtet wird, werden in den höheren Fahrzeugklassen (z.B. Luxusklasse) Akustikmaßnahmen in Form von Dämmmatten, Schallisolationen und Abdeckungen eingesetzt. Die Art und damit das Gesamtgewicht der jeweiligen Akustikmaßnahmen werden vom akustischen Verhalten der Karosserie und den Antriebsstrangkomponenten beeinflusst.

In Bezug auf die Heizung ist ebenfalls keine Abhängigkeit der Dimensionierung von den in Kap. 5.1 definierten Auswahlkriterien zu erkennen. Das Gewicht des Lüfterkastens sowie der Komponenten für die Luftführung ist primär von der Fahrzeuggröße und damit von der Fahrzeugklasse abhängig. Auch hier ergeben sich keine sekundären Gewichtseinsparpotenziale. Im Fahrzeugbereich Interieur sind somit keine im Hinblick auf die sekundäre Gewichtsreduktion relevanten Bauteile vorhanden.

5.2.5 Fahrzeugbereich Elektronik

Die jeweiligen Funktionen des Fahrzeugbereichs Elektronik sind in Abb. 5-10 dargestellt. Im Einzelnen handelt es sich dabei um die Fahrerassistenzsysteme, die Sicherheitssysteme, das Infotainment, die Fahrzeugbeleuchtung, die Peripherie sowie um die Bedienelemente.

Wie Abb. 5-10 zu entnehmen ist, verfügt der Fahrzeugbereich Elektronik in Analogie zum Fahrzeugbereich Interieur über keine im Hinblick auf die sekundäre Gewichtsreduktion relevanten Bauteile. Dies ist vor allem dadurch begründet, dass sich die Art und die Anzahl bzw. der Einsatz der jeweiligen Fahrerassistenz- und Sicherheitssysteme nach der Fahrzeugklasse richtet. Die Dimensionierung der jeweiligen Systeme hängt weder vom Fahrzeuggesamtgewicht noch von Trägheitskräften oder Antriebsdrehmomenten ab. Vielmehr stellt die Elektronik nur die Steuerung für verschiedene Systeme zur Verfügung. Beispielsweise ist das ESP (elektronisches Stabilitätsprogramm) für aktive Bremsengriffe zuständig. Während die Dimensionierung des Bremssystems eine Abhängigkeit des Fahrzeuggewichts und der Schwerpunktage des Fahrzeugs aufweist, ist das Gewicht und die Dimensionierung des ESP-Steuergeräts von diesen Kriterien unabhängig, da das Steuergerät lediglich Informationen über den Fahrzustand des Fahrzeugs auswertet und dementsprechende Signale in die ausführenden Bremskomponenten (z.B. Bremsattel) schickt.

Der Einsatz der Funktionsarten Fahrzeugbeleuchtungen und Infotainment richtet sich ebenfalls nach der Fahrzeugklasse. Im Hinblick auf die Fahrzeugbeleuchtung können beispielsweise Xenon- oder Bi-Xenon-Scheinwerfer statt der herkömmlichen Frontscheinwerfer (z.B. mit Leuchtmittel H4) eingesetzt werden. Dabei unterscheidet sich das Gewicht durch die Art der Fahrzeugbeleuchtung und durch die Größe der Scheinwerfer, die durch das Fahrzeug-

design bestimmt werden. Kostenintensive Infotainmentsysteme, wie z.B. das Head-up-Display (HuD) oder das Rear Seat Entertainment, sind nur in höheren Fahrzeugklassen zu finden. Auch hier ist die Dimensionierung von den in Kap. 5.1 definierten Auswahlkriterien unabhängig. Dies gilt ebenso für die Funktionsarten Peripherie und Bedienelemente.

Fahrzeubbereich Elektronik				
Funktion	Bauweise	Baugruppe	Bauteil	Sek. Gewichtsreduktion
Fahrerassistenzsysteme			Lane Departure Warning	
			Einparkassistent	
			Adaptive Cruise Control	
			
Sicherheitssysteme			ESP	
			Pre-Crash-System	
			Fußgängerschutz	
			
Infotainment			Telematik	
			Head-up-Display	
			Rear Seat Entertainment	
			
Fahrzeugbeleuchtung			Frontscheinwerfer	
			Heckleuchten	
			Innenbeleuchtung	
			
Peripherie			Kabelbaum	
			Bussysteme	
			
Bedienelemente			Fensterheber	
			Scheibenwischer	
			

Abb. 5-10: Bauteile/Baugruppen der Elektronik mit sek. Gewichtseinsparpotenzialen

5.3 Sekundäre Gewichtsreduktion des Gesamtfahrzeugs

Abb. 5-11 zeigt die Gewichtsverteilung des VW Golf VI basierend auf der in Kap. 4 definierten Fahrzeugeinteilung. Bei einem Gesamtgewicht von 1405 kg entfallen insgesamt 479 kg auf den Fahrzeugbereich Karosserie, 309 kg auf den Fahrzeugbereich Antriebsstrang und 279 kg auf den Fahrzeugbereich Fahrwerk. In Ergänzung dazu beträgt das Gewicht des Interieurs 228 kg, das der Elektronik 45 kg und das der Fluide insgesamt 65 kg.

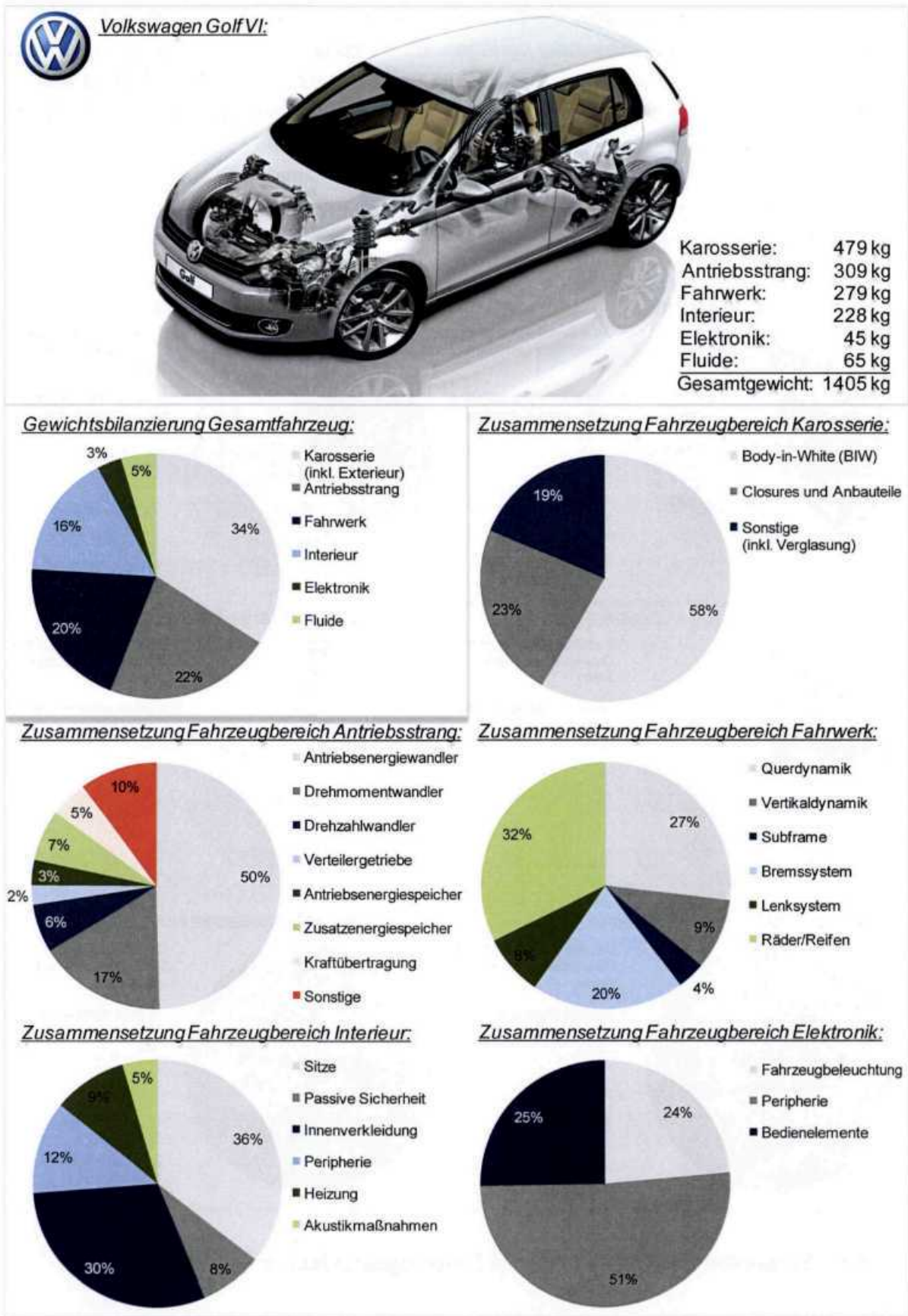


Abb. 5-11: Gewichtsverteilung des VW Golf VI [GOL09]

Abb. 5-12 gibt eine Übersicht über die prozentualen Gewichtsanteile aller Bauteile, die über sekundäre Gewichtseinsparpotenziale verfügen. Es ist zu erkennen, dass im Karosseriebereich 61 % aller Bauteilgewichte im Hinblick auf die sekundäre Gewichtsreduktion relevant sind. In den Fahrzeugbereichen Antriebsstrang und Fahrwerk beträgt der Anteil 77 % bzw. 97 %. Unter Berücksichtigung der Fahrzeugbereiche Interieur und Elektronik, die nicht über sekundäre Gewichtseinsparpotenziale verfügen, beträgt der Anteil aller relevanten Bauteilgewichte im Fahrzeug insgesamt 62 %. Bei einem Gesamtgewicht des VW Golf VI von 1405 kg beträgt das Gewicht der relevanten Bauteile 868 kg.

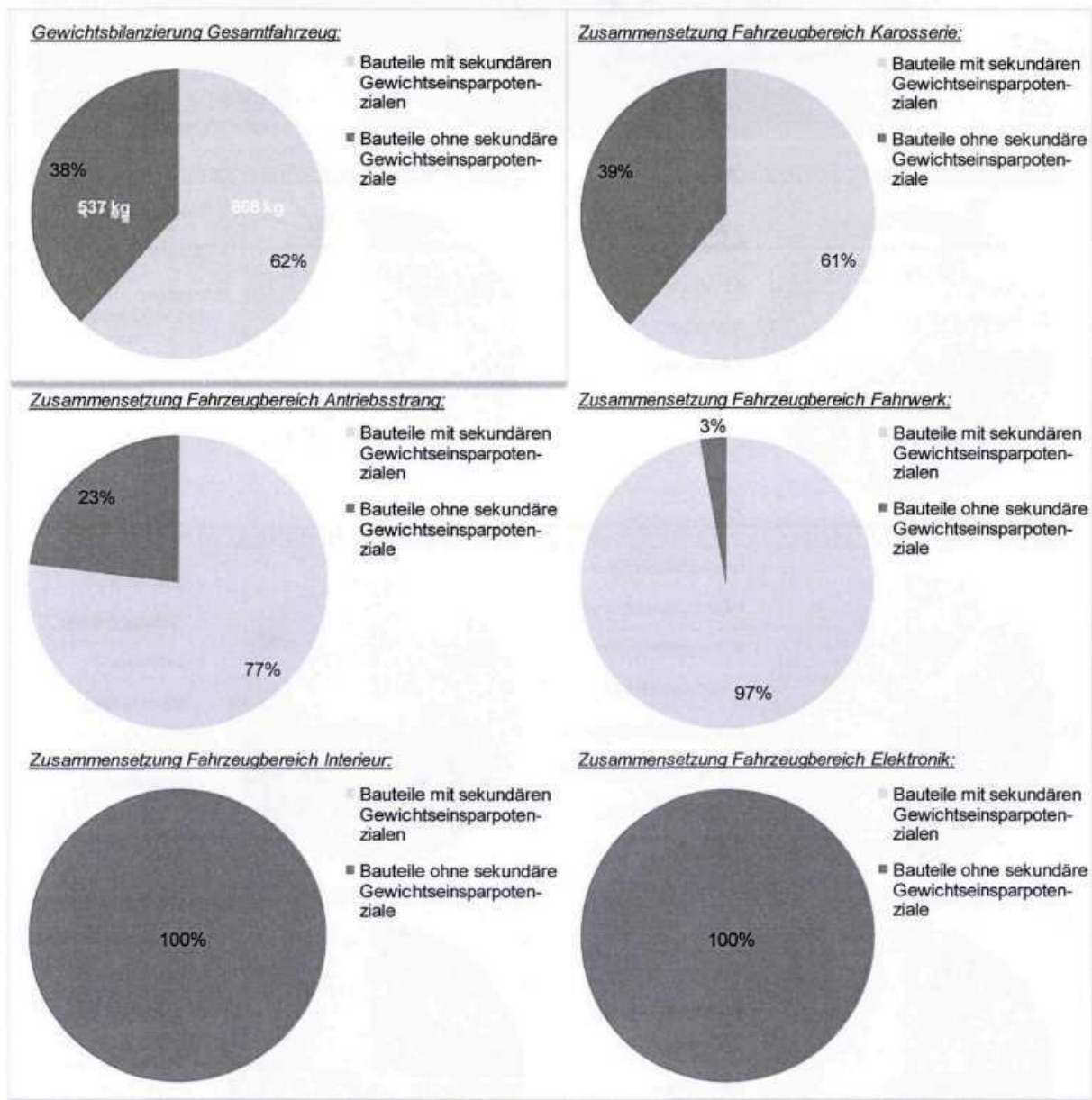


Abb. 5-12: Sekundäre Gewichtsreduktion in Fahrzeugbereichen/im Gesamtfahrzeug

6 Bestimmung der sekundären Gewichtsreduktion gewichtsbestimmender Bauteile

Für die in Kap. 5 im Hinblick auf sekundäre Gewichtseinsparpotenziale identifizierten Bauteile werden im Folgenden analytische und empirische Zusammenhänge zwischen der Bauteilperformance und dem Bauteilgewicht definiert. Dabei werden im Rahmen der analytischen Zusammenhänge die spezifischen Anforderungen und Auslegungskriterien der jeweiligen Bauteile berücksichtigt. Die Basis für die Definition von empirischen Zusammenhängen bilden die in Abhängigkeit des Fahrzeuggewichts oder der Antriebsleistung ermittelten Bauteilgewichte für ca. 80 Fahrzeuge. Ziel der Betrachtung ist die Berechnung der sekundären Gewichtsreduktion der jeweiligen Bauteile in Abhängigkeit einer primären Gewichtsreduktion. Die Vorgehensweise sowie die formelmäßigen Zusammenhänge werden im Folgenden für die einzelnen Funktionen der jeweiligen Fahrzeugbereiche detailliert erläutert.

6.1 Fahrzeugbereich Karosserie

Bei der Ermittlung der sekundären Gewichtsreduktion der Karosserie werden der VW Golf V als Kompaktklassefahrzeug und der Ford Taurus als Oberklassefahrzeug in der FE-Simulation untersucht. Dabei kann für den VW Golf das SLC-Referenzmodell genutzt werden. Bei dem FE-Modell des Ford Taurus handelt es sich um ein öffentlich zugängliches Crashmodell der George Washington University. Beide Fahrzeuge werden mittels der in Kap. 5.2.1 beschriebenen Crashlastfälle untersucht.

6.1.1 Simulationsergebnisse VW Golf V

Zur Identifikation der Bauteile mit der höchsten Energieabsorption wird das Gewicht des FE-Modells zunächst um 400 kg erhöht. Dadurch muss im Crash eine höhere Energie absorbiert werden und die Bauteile mit dem höchsten Energieabsorptionsvermögen können einfacher identifiziert werden. Dazu werden in LS-Dyna mit dem Befehl *ELEMENT_MASS_PART die Gewichte von nicht crashrelevanten Bauteilen, wie z.B. der Abgasanlage oder den Sitzen, erhöht. Abb. 6-1 gibt eine Übersicht über alle Fahrzeugkomponenten, deren Gewicht auf diese Weise erhöht wird.

Die Ergebnisse der FE-Simulation für den Frontalaufprall in Anlehnung an den EuroNCAP-Frontalaufprall sind in Abb. 6-2 zusammengefasst. Wie dem Diagramm zu entnehmen ist, werden nahezu 19 % der eingebrachten kinetischen Energie beim Frontalaufprall von den oberen und unteren Längsträgern sowie dem vorderen Querträgersystem absorbiert. Die unteren Längsträger bestehen dabei aus zwei Bauteilen (Längsträger vorne links T1 und Längsträger vorne links T2). Der Boden, der Kotflügel und die Seitenwand nehmen in der Summe 4 % der eingeleiteten Energie auf. Die aus zwei Komponenten bestehende Crashbox (Crashbox links oben und Crashbox links unten) nimmt insgesamt 3 % der Energie auf. Unter der Bezeichnung „Sonstige“ werden alle übrigen Bauteile des Fahrzeugs zusammengefasst, die in Summe zwar 76 % der Energie aufnehmen, deren Einzelkomponenten jedoch deutlich weniger Energie als die hier explizit aufgeführten Bauteile absorbieren.



Abb. 6-1: Übersicht gewichtserhöhter Fahrzeugkomponenten (+ 400 kg)

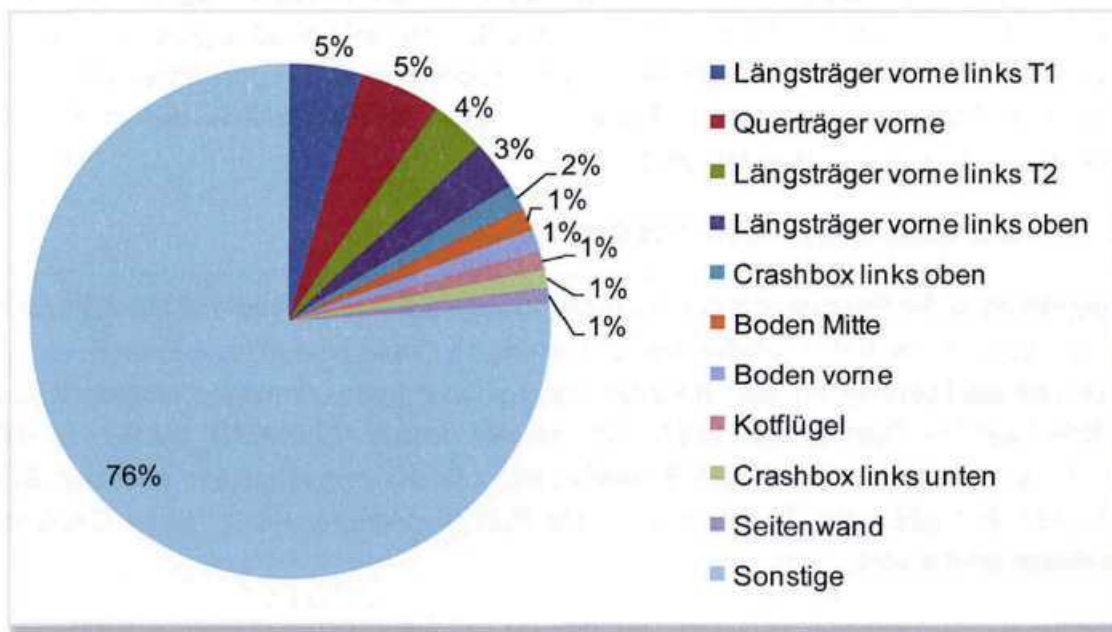


Abb. 6-2: Bauteile mit der höchsten Energieabsorption beim Frontalaufprall

Die Simulationsergebnisse für den Seitenaufprall in Anlehnung an den EuroNCAP-Seitenaufprall sind in Abb. 6-3 dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass die Bauteile Seitenwand, Boden Mitte, B-Säule und B-Säule innen ca. 16 % der eingeleiteten kinetischen Energie absorbieren. Der hintere Schweller, die Scharniersäule und die Schwellerverstärkung absorbieren zusammen mit den vorderen Sitzquerträgern und dem äußeren Türblech 10 % der eingeleiteten kinetischen Energie.

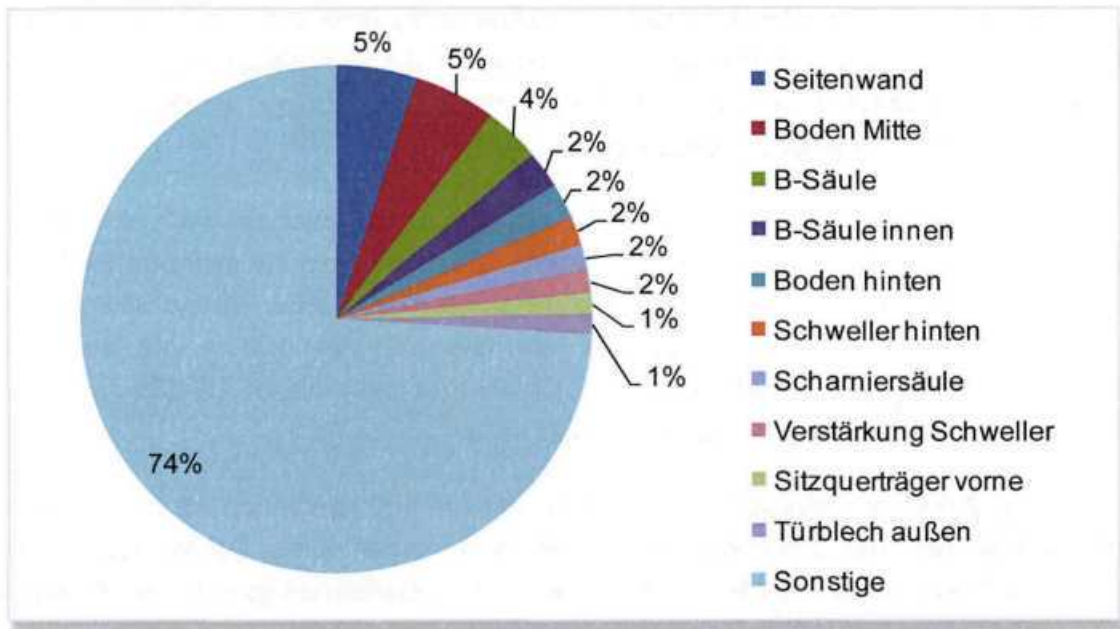


Abb. 6-3: Bauteile mit der höchsten Energieabsorption beim Seitenaufprall

In Abb. 6-4 sind die Berechnungsergebnisse für den Heckaufprall in Anlehnung an den FMVSS 301 dargestellt. Ca. 15 % der eingeleiteten kinetischen Energie werden vom Bodenblech absorbiert. Der Anteil der Längsträger hinten rechts und links liegt bei etwa 24 %. Das hintere Querträgersystem absorbiert in der Summe ca. 21 %. Die beiden Crashboxen links und rechts absorbieren insgesamt 13 % der Energie. Beide Bauteile bestehen jeweils aus einem oberen Bauteil und einem unteren Bauteil.

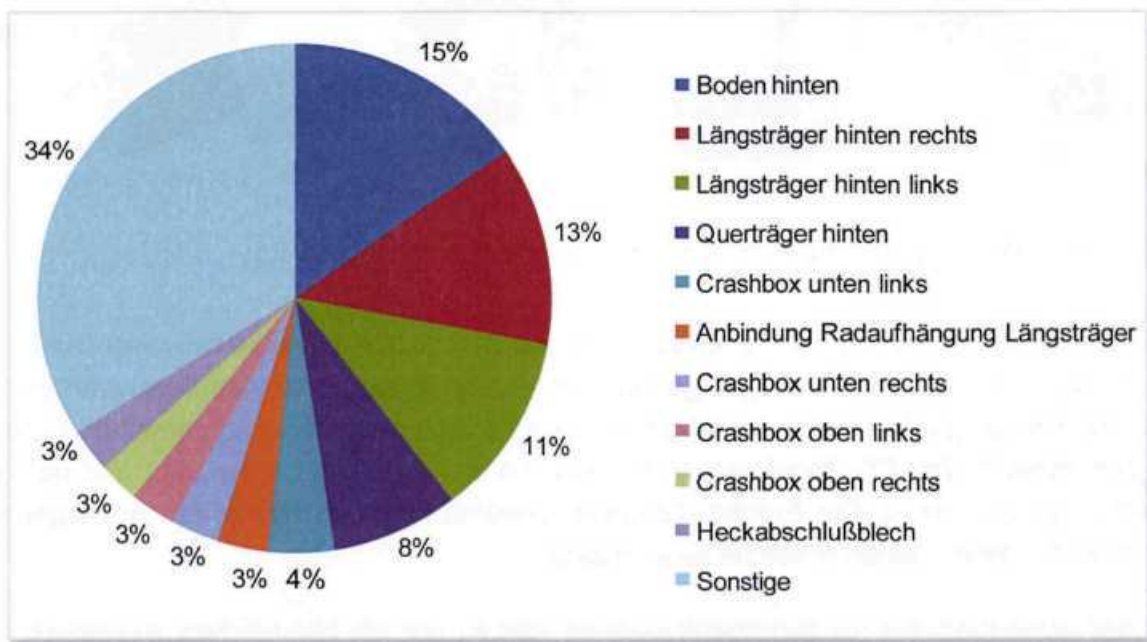


Abb. 6-4: Bauteile mit der höchsten Energieabsorption beim Heckaufprall

8 % der Energie werden vom hinteren Querträger aufgenommen. Im Vergleich zu den Crashlastfällen Frontalaufprall und Seitenaufprall kann die Energieabsorption von deutlich weniger Bauteilen realisiert werden. Deshalb müssen alle übrigen Bauteile (im Bereich „Sonstige“) nur 34 % der Energie absorbieren.

Im Rahmen dieser Studie soll das sekundäre Gewichtseinsparpotenzial nach einer primären Gewichtsreduktion von 100 kg untersucht werden. Dazu wird ein Referenzmodell benötigt, das primär um 100 kg gewichtsreduziert werden kann. Aus diesem Grund wird auf die in Abb. 6-5 dargestellten Bauteile insgesamt ein Gewicht von 100 kg mit dem Befehl *ELEMENT_MASS_PART beaufschlagt. Die Crasheergebnisse dieser FE-Simulationen der drei Lastfälle dienen im Folgenden als Referenz.

Durch die primäre Gewichtsreduktion des Fahrzeugs um 100 kg können die Blechdicken der Bauteile mit der höchsten Energieabsorption reduziert werden. Unter der Vorgabe, dass die Crasheigenschaften denen des 100 kg schwereren Referenzfahrzeugs entsprechen müssen, kann so simulativ die sekundäre Gewichtsreduktion ermittelt werden.

<u>Abgasanlage:</u>	+ 3,5 kg	<u>Sitze:</u>	+ 17,0 kg	<u>Fahrwerk:</u>	+ 51,5 kg
					
<u>Lenkung/Pedale:</u>	+ 5,2 kg	<u>Tank:</u>	+ 1,4 kg	<u>Antriebsstrang:</u>	+ 19,3 kg
					

Abb. 6-5: Übersicht gewichtserhöhter Fahrzeugkomponenten (+ 100 kg)

Die eigentliche Ermittlung der sekundären Gewichtsreduktion geschieht in zwei Schritten. Zunächst wird eine Vorauswahl geeigneter Blechdicken in den einzelnen Bereichen (Front, Seite und Heck) getroffen und die mögliche sekundäre Gewichtsreduktion ermittelt. Danach werden diese in das FE-Modell eingebaut, in allen drei Lastfällen untersucht und ggf. die Blechdicken angepasst. Die Ergebnisse dieser Gesamtuntersuchung werden im Folgenden detailliert für die einzelnen Bereiche beschrieben.

Bei der Auslegung des Vorderwagenbereiches werden nur die Blechdicken angepasst. Die Form der Bauteile sowie die eingesetzten Werkstoffe werden unverändert aus dem Referenzfahrzeug übernommen. Die Bauteile mit der höchsten Energieaufnahme befinden sich auf der linken Fahrzeugseite, da hauptsächlich diese beim Offset-Frontalaufprall belastet

wird. Für die Analyse der sekundären Gewichtsreduktion im Bereich des Vorderwagens muss jedoch auch die rechte Fahrzeugseite gleichermaßen berücksichtigt werden. Dies bedeutet, dass z.B. der linke Längsträger die gleiche Blechdicke wie der rechte besitzen muss. Die im Rahmen dieser Untersuchung analysierten Bauteile werden in Abb. 6-6 dargestellt. Neben den Längsträgern und den Crashboxen wird dabei auch der vordere Querträger berücksichtigt.

Um die Intrusion des Vorderwagens in den Bereich der linken vorderen Fahrgastzelle bewerten zu können, werden im Fußraum und auf der Lenksäule virtuelle Messpunkte angebracht, die auf einen Referenzpunkt im nicht deformierten hinteren Bereich des Fahrzeugs bezogen werden (Abb. 6-7). Dadurch erhält man die relative Verschiebung der Messpunkte zum nicht deformierten Bereich des Fahrzeugs über der Zeit.

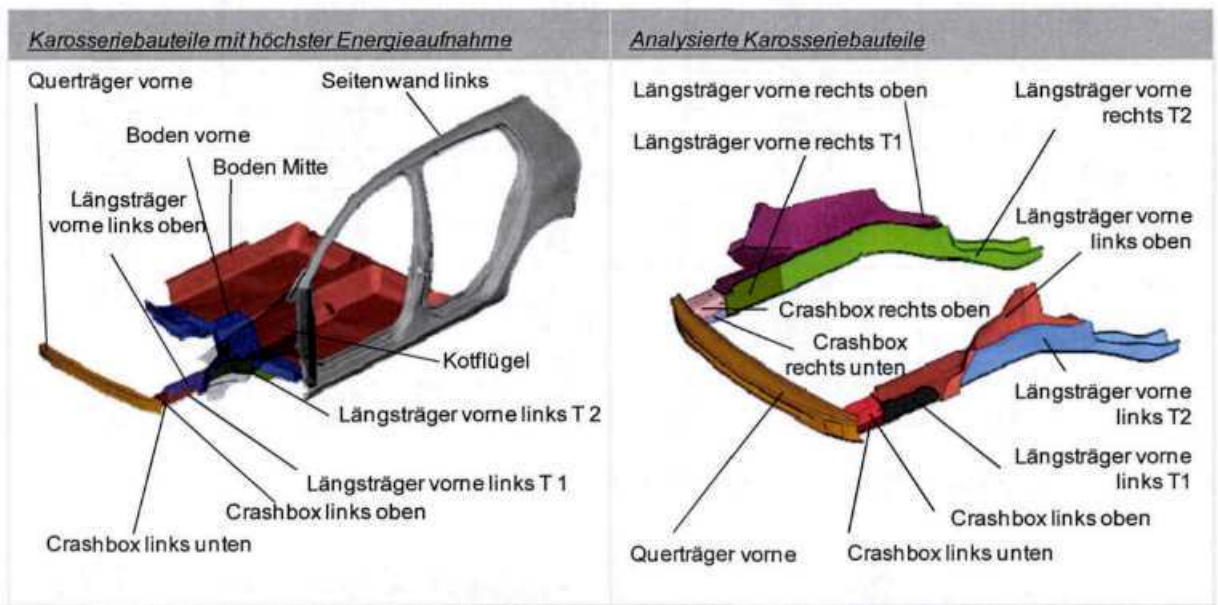


Abb. 6-6: Analyierte Bauteile beim Frontcrash

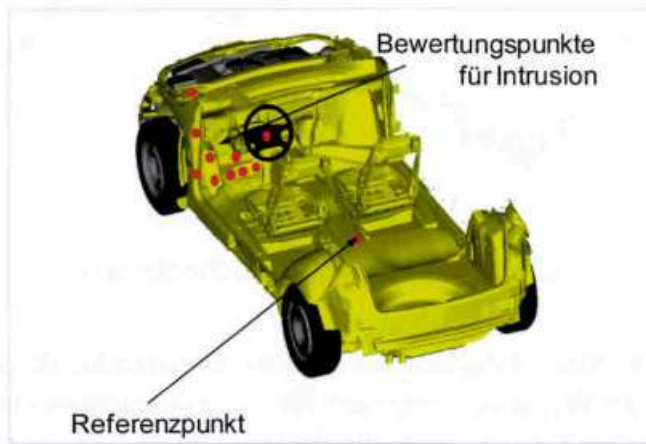


Abb. 6-7: Definition der Messpunkte zur Bestimmung der Intrusion beim Frontcrash

In mehreren iterativen Schritten wird die Blechdicke der zu analysierenden Bauteile so angepasst, dass die Crasheigenschaften in etwa denen des 100 kg schwereren Fahrzeuges entsprechen. Daraus resultiert die in Abb. 6-8 dargestellte Gewichtsreduktion für die untersuchten Bauteile im Vorderwagen. Insgesamt ergibt sich so eine Gewichtsreduktion von 7,2 kg, was einer Reduktion von 35,8 % für den Umfang der analysierten Bauteile entspricht.

Die Deformation der analysierten Bauteile beim Frontcrash und deren plastische Vergleichsdehnungen (ϵ_v) sind in Abb. 6-9 dargestellt. Bei beiden Fahrzeugen stellt sich ein ähnliches Deformationsverhalten ein.

Bauteil	Gewicht Referenz [kg]	Gewicht reduziert [kg]	Gewichtsreduktion [kg]	Gewichtsreduktion [%]
Querträger (v)	4,15	2,65	1,50	36,1
Crashbox (l, u)	0,33	0,19	0,14	42,4
Crashbox (l, o)	0,28	0,15	0,13	46,4
Crashbox (r, u)	0,33	0,19	0,14	42,4
Crashbox (r, o)	0,28	0,15	0,13	46,4
Längstr. (v, l, T1)	0,72	0,41	0,31	43,1
Längstr. (v, r, T1)	4,53	2,44	2,09	46,1
Längstr. (v, l, T2)	0,74	0,43	0,31	41,9
Längstr. (v, r, T2)	4,59	2,47	2,12	46,2
Längstr. (v, l, o)	2,06	1,93	0,13	6,3
Längstr. (v, r, o)	1,96	1,81	0,15	7,7
Gesamt	19,97	12,82	7,15	35,8

Abb. 6-8: Gewichtsreduktion im Bereich Vorderwagen

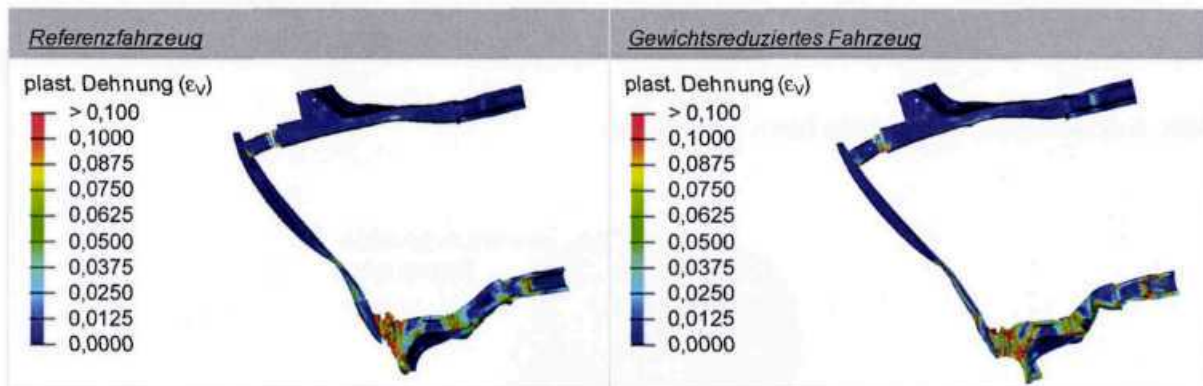


Abb. 6-9: Deformation der untersuchten Bauteile beim Frontcrash

Die Intrusion der Messpunkte, bezogen auf den Referenzpunkt, ist für beide Fahrzeug in Abb. 6-10 dargestellt. Die Werte befinden sich für die untersuchten Messpunkte in etwa auf dem gleichen Niveau. Somit zeigen sich für das gewichtsreduzierte Fahrzeug beim Frontcrash in etwa die gleichen Crasheigenschaften.

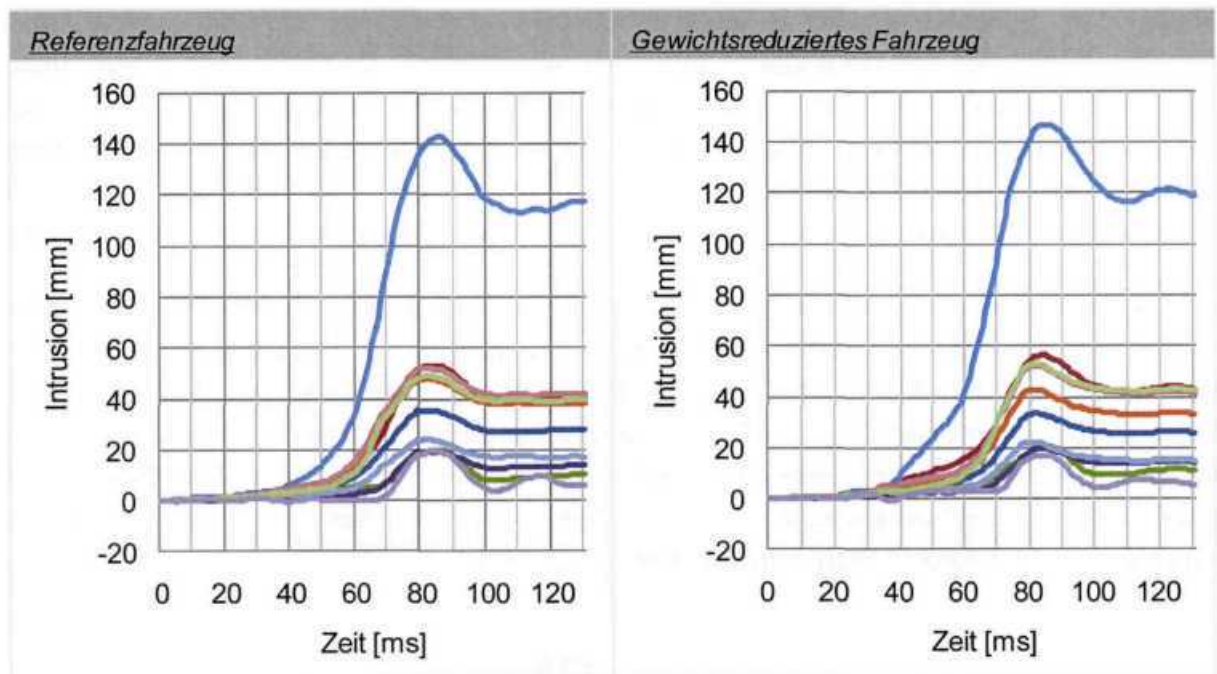


Abb. 6-10: Intrusion der Messpunkte beim Frontcrash

Ähnlich dem EuroNCAP-Frontalaufprall wird auch beim Seitencrash überwiegend die linke Seite des Fahrzeugs belastet. Auch hier müssen die Bauteile bezüglich der sekundären Gewichtsreduktion symmetrisch ausgelegt werden. Die in Abb. 6-11 dargestellten, zu analysierenden Bauteile entsprechen den Bauteilen mit der höchsten Energieaufnahme in diesem Lastfall.

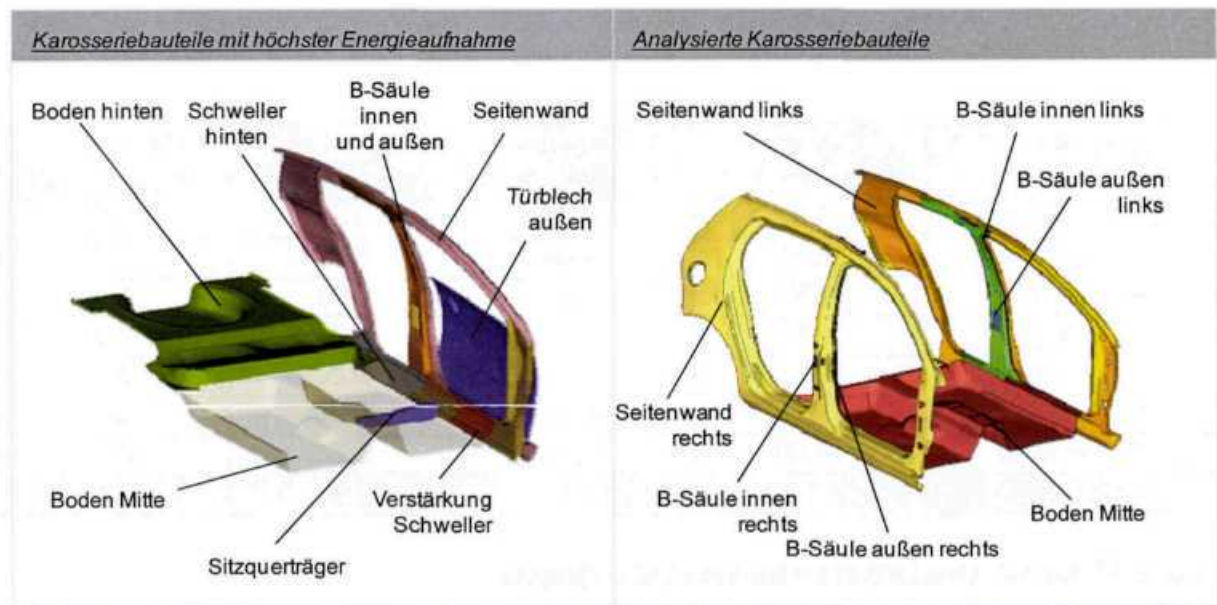


Abb. 6-11: Analytierte Bauteile beim Seitencrash

Neben dem Seitenbereich mit B-Säule und Schweller absorbiert auch der Bodenbereich Energie. Somit wird das sekundäre Gewichtseinsparpotenzial für beide Seitenwände inklusive B-Säulen und Schweller sowie für den Boden Mitte untersucht. Die Intrusion des Seitenbereichs wird anhand verschiedener virtueller Messpunkte auf einen Referenzpunkt bezogen (Abb. 6-12). Diese Messpunkte befinden sich im Bereich der Türen und der B-Säule und geben die Verschiebung im Vergleich zum nicht deformierten Bereich des Fahrzeugs an.

Die sekundäre Gewichtsreduktion der analysierten Bauteile wird in mehreren iterativen Schritten ermittelt und entspricht einer Gewichtsreduktion von 2,3 kg (Abb. 6-13). Bezogen auf den Umfang der untersuchten Bauteile entspricht dies einer Einsparung von 4 %. Diese Einsparung wird in erster Linie im Bereich des Bodens und der Seitenwand erzielt. Um die Crasheigenschaften dieses Bereiches nicht zu reduzieren, muss die äußere B-Säule mit einer stärkeren Blechdicke versehen werden. Somit erhöht sich das Gewicht dieses Bauteils, das aus ultra-hochfestem Stahl hergestellt wird, um 0,6 kg.

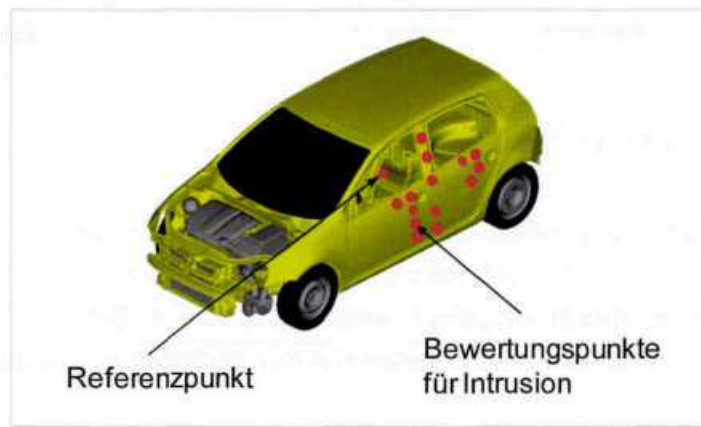


Abb. 6-12: Definition der Messpunkte zur Bestimmung der Intrusion beim Seitencrash

Bauteil	Gewicht Referenz [kg]	Gewicht reduziert [kg]	Gewichtsreduktion [kg]	Gewichtsreduktion [%]
Seitenwand (l)	11,43	11,12	0,31	2,7
Seitenwand (r)	11,35	11,04	0,31	2,7
B-Säule (i, l)	4,33	4,33	0,00	0,0
B-Säule (i, r)	4,33	4,33	0,00	0,0
B-Säule (a, l)	6,04	6,34	-0,30	-5,0
B-Säule (a, r)	6,04	6,34	-0,30	-5,0
Boden Mitte	14,68	13,76	0,92	6,3
Gesamt	58,2	57,26	0,94	1,6

Abb. 6-13: Gewichtsreduktion im Bereich Seitengruppe

Abb. 6-14 und Abb. 6-15 zeigen, dass für diese ermittelten Blechdicken die untersuchten Bauteile das gleiche Deformationsverhalten, die gleiche plastische Dehnung und ein ähnliches Intrusionsverhalten aufweisen.

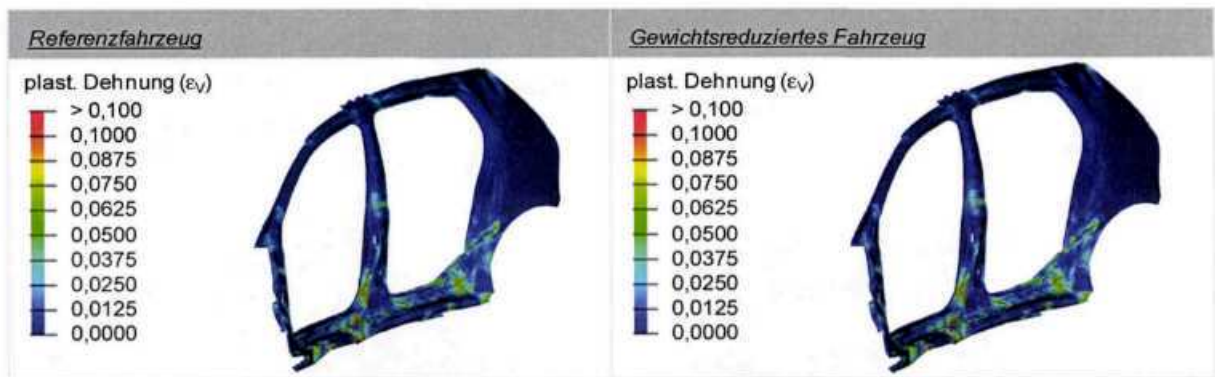


Abb. 6-14: Deformation der untersuchten Bauteile beim Seitencrash

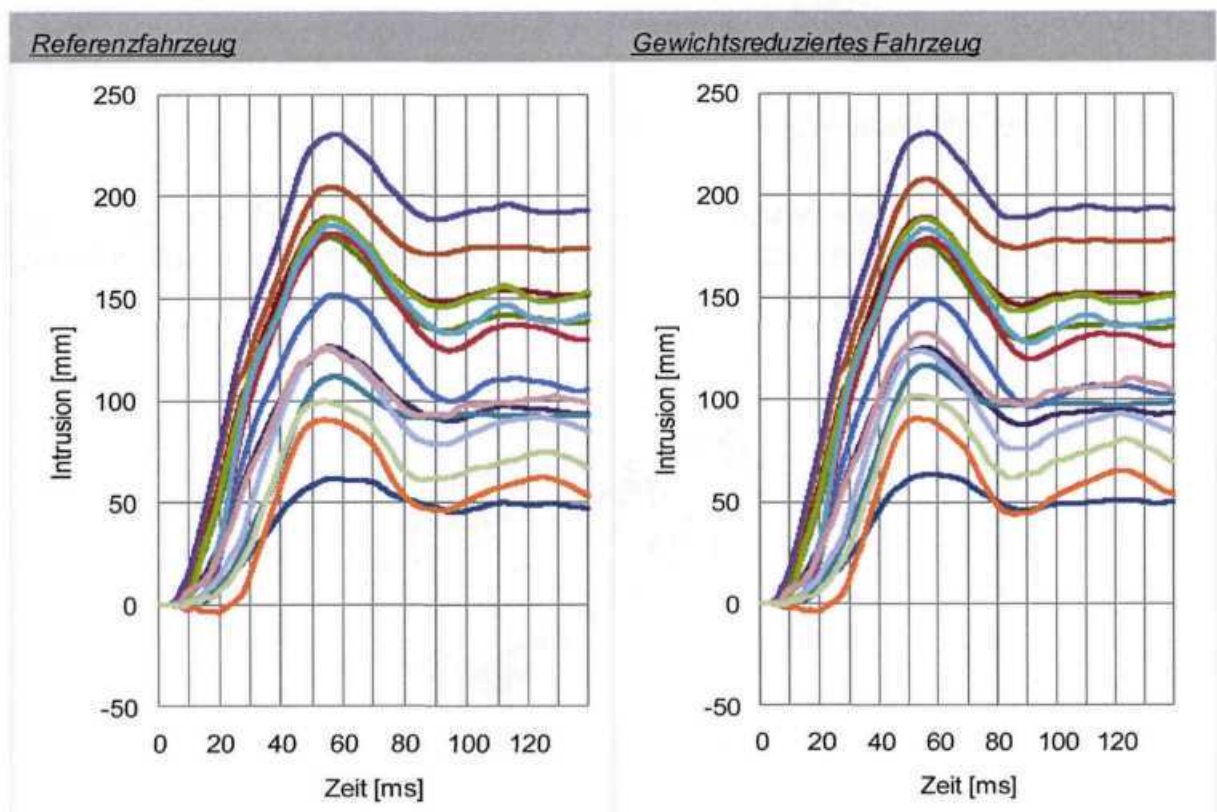


Abb. 6-15: Intrusion der Messpunkte beim Seitencrash

Beim Heckcrash mit 100-prozentiger Überdeckung werden die Bauteile auf der linken und der rechten Fahrzeugseite gleichmäßig stark belastet. Somit entsprechen die Bauteile mit der höchsten Energieaufnahme im Wesentlichen den zu analysierenden Bauteilen (Abb. 6-16). Dabei ist deutlich zu erkennen, dass die Energie über den hinteren Querträger in die Crashboxen und die Längsträger weitergeleitet wird. Zudem absorbiert der Boden hinten Energie und muss deshalb ebenfalls bezüglich des sekundären Gewichtsreduktionspotenzials untersucht werden.

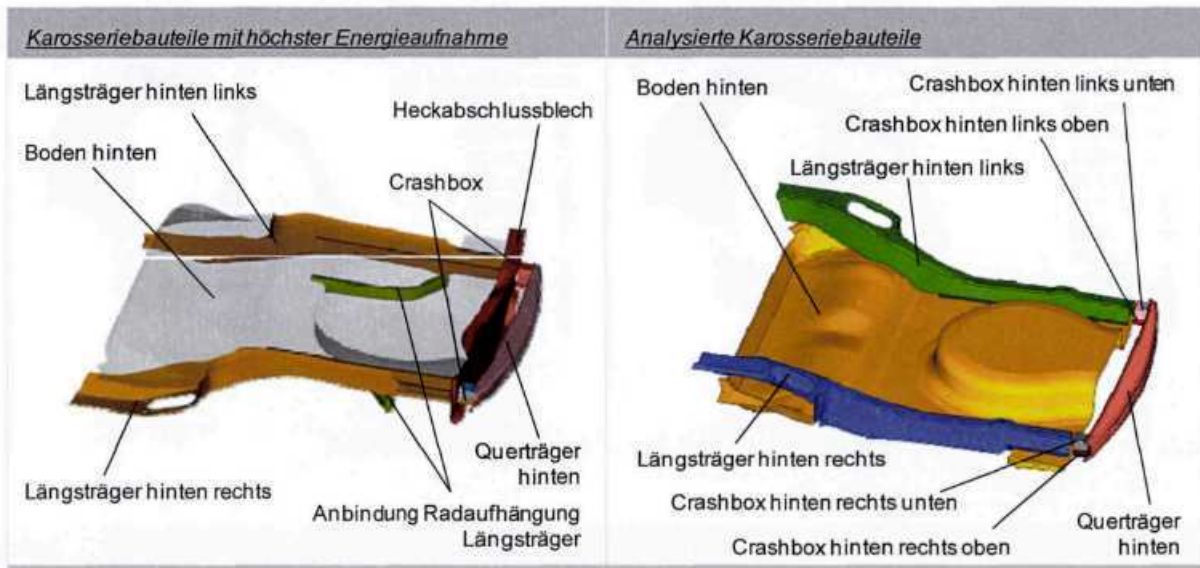


Abb. 6-16: Analyierte Bauteile beim Heckcrash

Für den Heckcrash wird die Intrusion anhand verschiedener Messpunkte im Bereich des hinteren Querträgers sowie der C-Säule gemessen und auf einen Referenzpunkt im Bereich des Tunnels bezogen (Abb. 6-17).

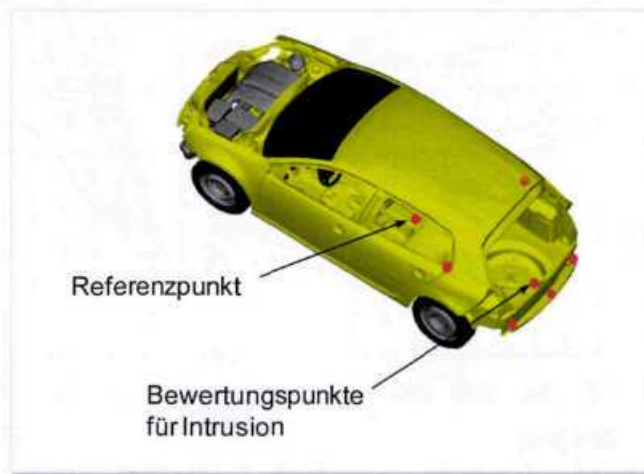


Abb. 6-17: Definition der Messpunkte zur Bestimmung der Intrusion beim Heckcrash

Die sekundäre Gewichtsreduktion der untersuchten Bauteile im Bereich Heckwagen beträgt 1,49 kg. Bezogen auf die analysierten Bauteile entspricht dies einer Gewichtsreduktion von 5,2 %.

Bauteil	Gewicht Referenz [kg]	Gewicht reduziert [kg]	Gewichtsreduktion [kg]	Gewichtsreduktion [%]
Querträger (h)	4,97	4,8	0,17	3,4
Crashbox (h, r, u)	0,17	0,16	0,01	5,9
Crashbox (h, r, o)	0,12	0,11	0,01	8,3
Crashbox (h, l, u)	0,17	0,16	0,01	5,9
Crashbox (h, l, o)	0,12	0,11	0,01	8,3
Längsträger (h, l)	5,41	5,13	0,28	5,2
Längsträger (h, r)	5,41	5,14	0,27	5,0
Boden hinten	12,1	11,34	0,76	6,3
Gesamt	28,47	26,95	1,52	5,3

Abb. 6-18: Gewichtsreduktion im Bereich Heckwagen

Die Deformation der untersuchten Bauteile beim Referenzfahrzeug und dem gewichtsreduzierten Fahrzeug zeigt Abb. 6-19. Vor allem im Bereich der Crashboxen und des hinteren Bodens zeigen sich starke Deformationen mit hohen plastischen Dehnungen. Dieses Verhalten und die Höhe der plastischen Vergleichsdehnungen ist bei beiden Fahrzeugen in etwa gleich.

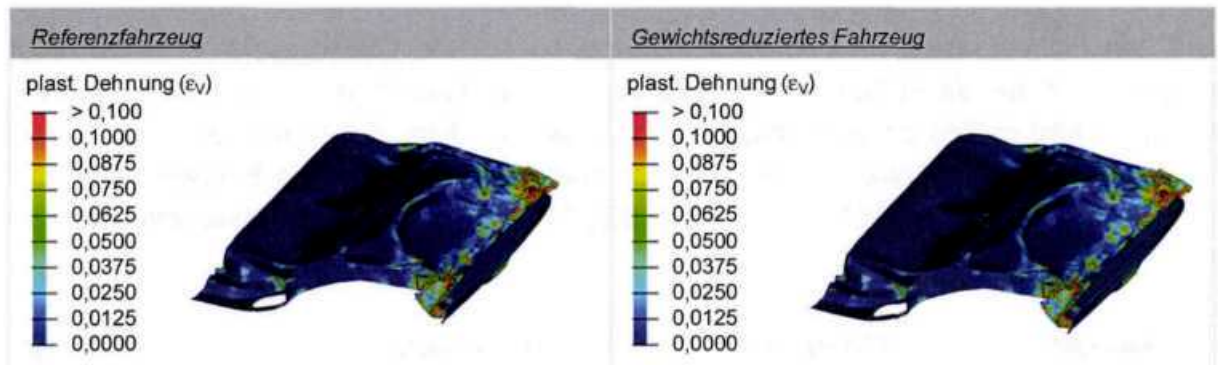


Abb. 6-19: Deformation der untersuchten Bauteile beim Heckcrash

Auch für die Intrusion der Messpunkte bezogen auf den Referenzpunkt zeigt sich im Vergleich von Referenz- und gewichtsoptimiertem Fahrzeug eine gute Übereinstimmung (Abb. 6-20).

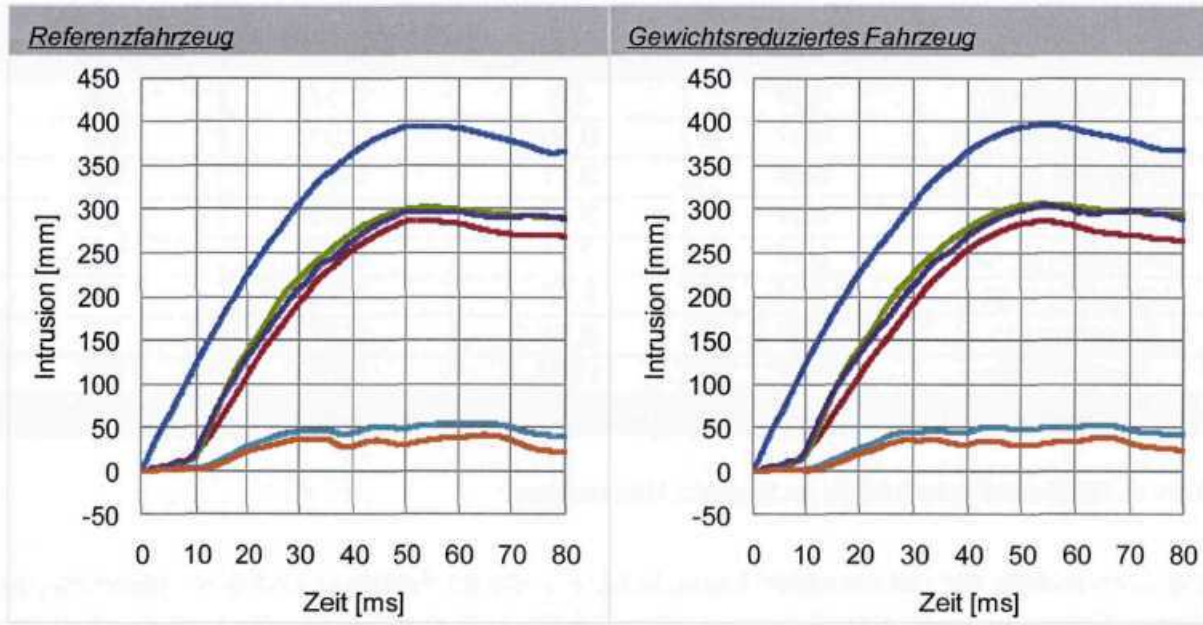


Abb. 6-20: Intrusion der Messpunkte beim Heckcrash

6.1.2 Simulationsergebnisse Ford Taurus

Um den Einfluss sekundärer Gewichtsreduktionen auf ein Oberklassefahrzeug zu untersuchen, wird auf ein FE-Modell des Ford Taurus zurückgegriffen. Die mögliche Gewichtsreduktion wird analog zu dem Vorgehen beim VW Golf (Kap. 6.1.1) ermittelt. Dazu werden wieder verschiedene Bauteile, die nicht zur Karosserie gehören, wie Fahrwerk, Antriebsstrang etc. über den Befehl *ELEMENT_MASS_PART mit einer Zusatzmasse von insgesamt 400 kg beaufschlagt.



Abb. 6-21: Übersicht gewichtserhöhter Fahrzeugkomponenten (+ 400 kg)

Abb. 6-22 zeigt die Bauteile mit der höchsten Energieaufnahme beim Frontcrash. Ähnlich wie beim VW Golf nehmen die Längsträger und das vordere Bumpersystem (Querträger) mit 13 % einen großen Anteil an kinetischer Energie auf. Der Boden sowie die Spritz- und die Seitenwand nehmen in der Summe 5 % der eingeleiteten Energie auf.

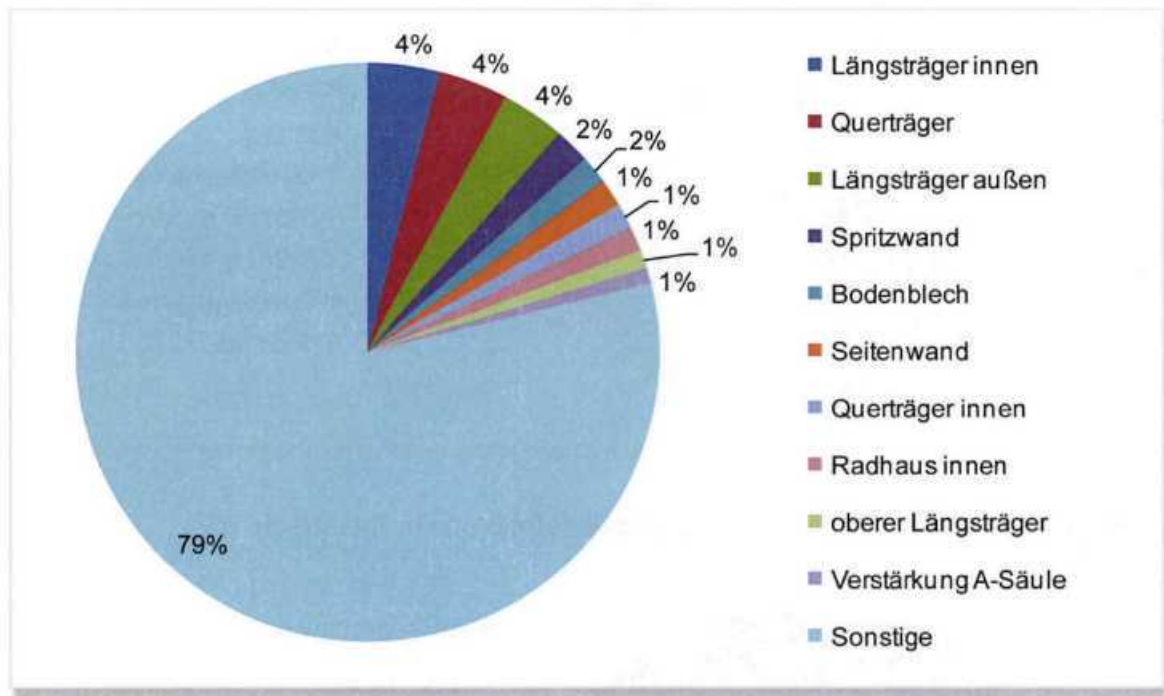


Abb. 6-22: Bauteile mit der höchsten Energieabsorption beim Frontalaufprall

Beim Seitencrash (Abb. 6-23) nehmen die Bauteile Seitenwand, B-Säule und Schweller ca. 16 % der eingeleiteten kinetischen Energie auf. Zudem werden 4 % der kinetischen Energie über den Bodenbereich sowie den vorderen und den hinteren Querträger absorbiert.

Die Ergebnisse der FE-Simulation beim Heckaufprall sind in Abb. 6-24 dargestellt. Das hintere Bumpersystem (Querträger und Crashboxen) absorbiert in der Summe 12 %. 11 % der eingeleiteten kinetischen Energie werden vom Bodenblech absorbiert. Der Anteil der Längsträger hinten rechts und links beträgt 19 %. Im Vergleich zu den Crashlastfällen Frontalaufprall und Seitenaufprall ist die Anzahl der Bleche, die an der Energieabsorption beteiligt sind, deutlich geringer.

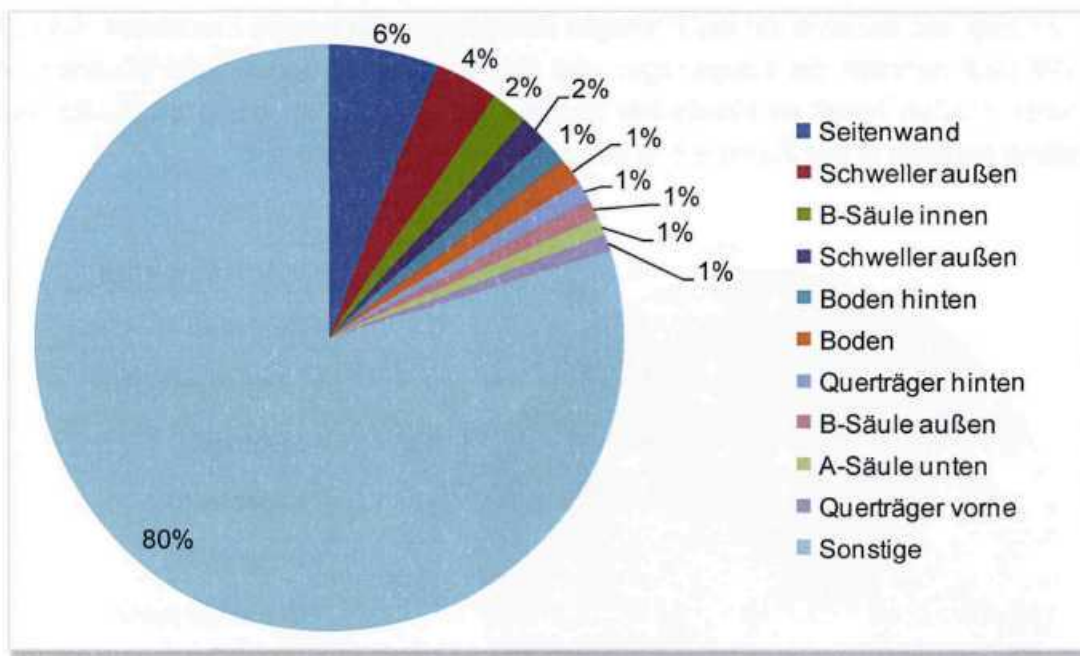


Abb. 6-23: Bauteile mit der höchsten Energieabsorption beim Seitenaufprall

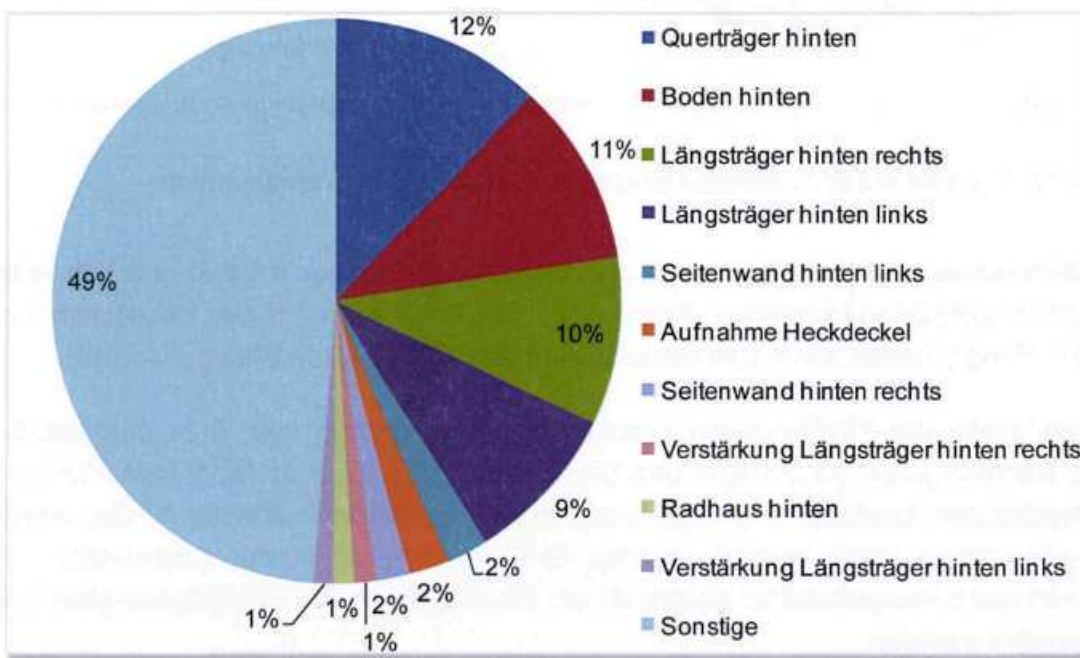


Abb. 6-24: Bauteile mit der höchsten Energieabsorption beim Heckaufprall

Um ein Referenzfahrzeug für die Oberklasse bereitzustellen, das primär um 100 kg gewichtsreduziert werden kann, werden die in Abb. 6-25 dargestellten Bauteile über den Befehl *ELEMENT_MASS_PART mit einem entsprechenden Zusatzgewicht beaufschlagt. Die Crasheigenschaften dieses Referenzfahrzeuges werden für die Analyse des sekundär gewichtsoptimierten Fahrzeuges analog zum Vorgehen beim VW Golf herangezogen. Dabei

erfolgt die eigentliche Ermittlung der sekundären Gewichtsreduktion in zwei Schritten. Zunächst wird eine Vorauswahl geeigneter Blechdicken in den einzelnen Bereichen definiert. Daran schließt sich die Gesamtuntersuchung in allen drei Lastfällen an. Letztere Ergebnisse werden detailliert im Folgenden beschrieben.

<u>Abgasanlage:</u> + 5,8 kg	<u>Sitze:</u> + 5,3 kg	<u>Fahrwerk:</u> + 66,9 kg
		
<u>Lenkung/Pedale:</u> + 5,0 kg	<u>Tank:</u> + 1,0 kg	<u>Antriebsstrang:</u> + 16,0 kg
		

Abb. 6-25: Übersicht gewichtserhöhter Fahrzeugkomponenten (+ 100 kg)

Die Bauteile mit der höchsten Energieaufnahme beim Offset-Frontcrash sind in Abb. 6-26 dargestellt.

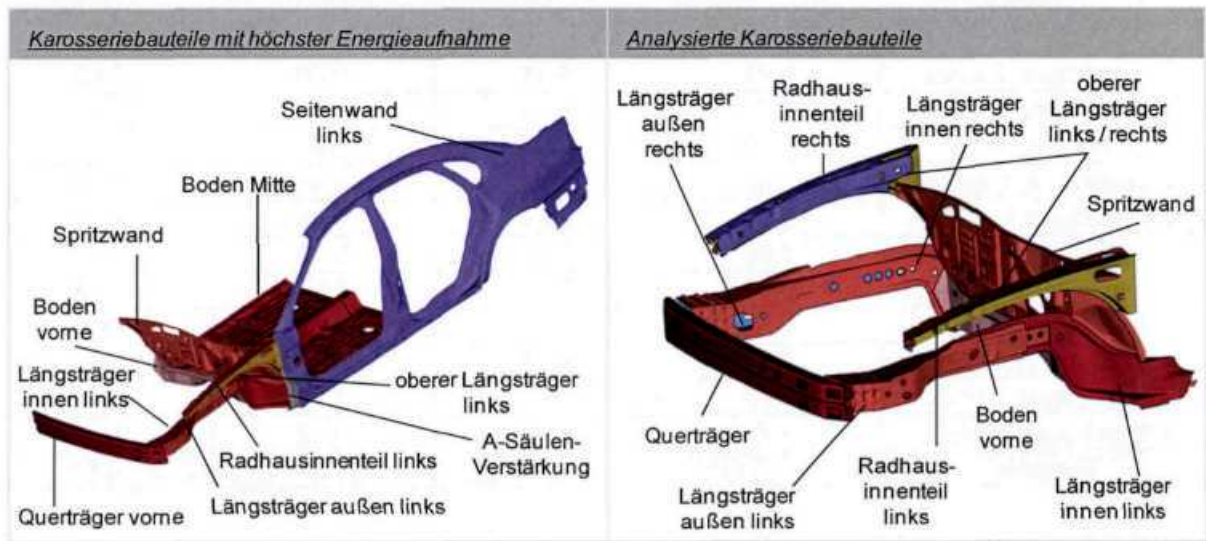


Abb. 6-26: Analyierte Bauteile beim Frontcrash

Die Intrusion des Vorderwagens wird mittels verschiedener Messpunkte im Bereich des Fußraums und auf der Lenksäule erfasst, die auf einen Referenzpunkt im nicht deformierten hinteren Bereich des Fahrzeugs bezogen werden (Abb. 6-7). Dadurch erhält man die relative

Verschiebung der Messpunkte zum nicht deformierten Bereich des Fahrzeugs über der Zeit. Die Intrusionen dieser Messpunkte werden bezogen auf einen Referenzpunkt ausgewertet.

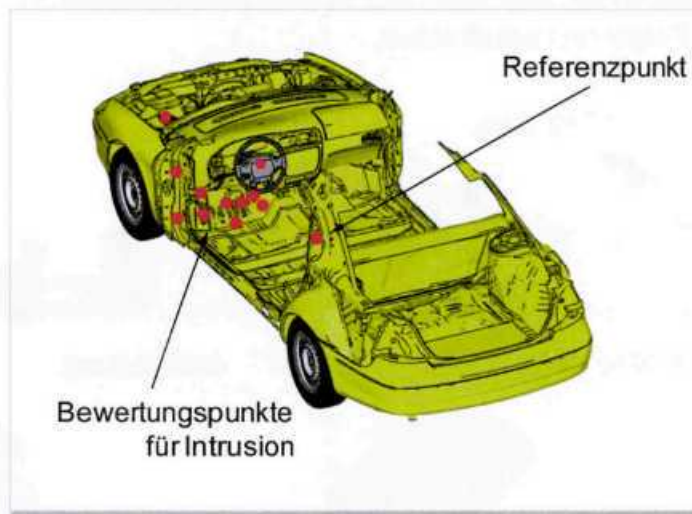


Abb. 6-27: Definition der Messpunkte zur Bestimmung der Intrusion beim Frontcrash

Aus diesen Crashanalysen resultiert in mehreren iterativen Schritten die Blechdicke des gewichtsreduzierten Fahrzeugs für den Bereich des Vorderwagens. Insgesamt ergibt sich so eine Gewichtsreduktion von 4 kg, was einer Reduktion von 8,8 % für den Umfang der analysierten Bauteile entspricht.

Bauteil	Gewicht Referenz [kg]	Gewicht reduziert [kg]	Gewichtsreduktion [kg]	Gewichtsreduktion [%]
Längsträger, l, innen	5,71	5,11	0,60	10,5
Längsträger, r, innen	5,71	5,11	0,60	10,5
Querträger vorne	6,29	5,67	0,62	9,8
Längsträger, l, außen	3,02	2,61	0,41	13,6
Längsträger, r, außen	3,02	2,69	0,33	10,9
Spritzwand	7,86	7,86	0,00	0,0
Querträger Spritzwand	6,60	5,91	0,69	10,5
Radhaus, l, oben	1,57	1,35	0,22	14,0
Radhaus, r, oben	1,57	1,35	0,22	14,0
Längsträger, l, oben	1,73	1,61	0,12	6,9
Längsträger, r, oben	1,73	1,61	0,12	6,9
Gesamt	44,81	40,88	3,93	8,8

Abb. 6-28: Gewichtsreduktion im Bereich Vorderwagen

Die Deformation der analysierten Bauteile beim Frontcrash des Ford Taurus und deren plastische Vergleichsdehnungen (ϵ_V) sind in Abb. 6-29 dargestellt. Bei beiden Fahrzeugen stellt sich ein ähnliches Deformationsverhalten ein.

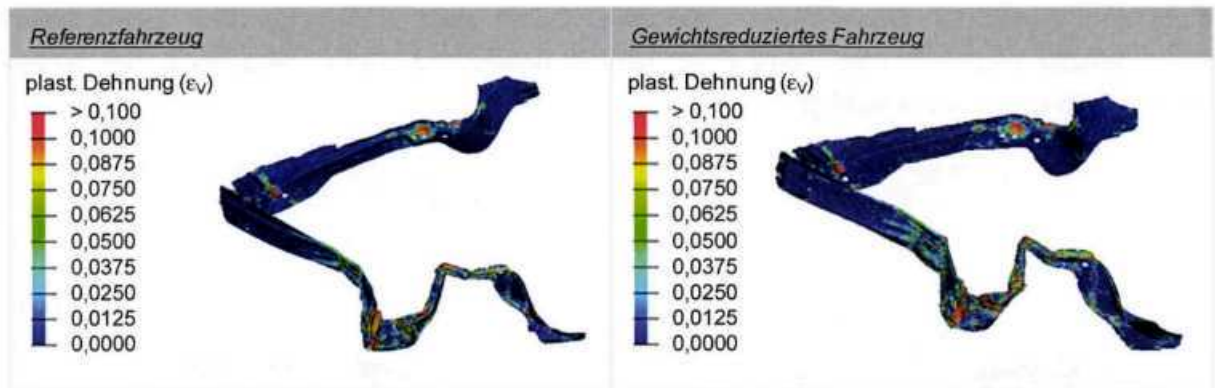


Abb. 6-29: Deformation der untersuchten Bauteile beim Frontcrash

Die Intrusion der Messpunkte bezogen auf den Referenzpunkt ist für beide Fahrzeuge in Abb. 6-30 dargestellt. Die Werte befinden sich für die untersuchten Messpunkte in etwa auf dem gleichen Niveau. Für den Messpunkt 2052895 ergibt sich sogar ein deutlich niedrigerer Intrusionsverlauf. Somit zeigen sich für das gewichtsreduzierte Fahrzeug beim Frontcrash in etwa die gleichen Crasheigenschaften.

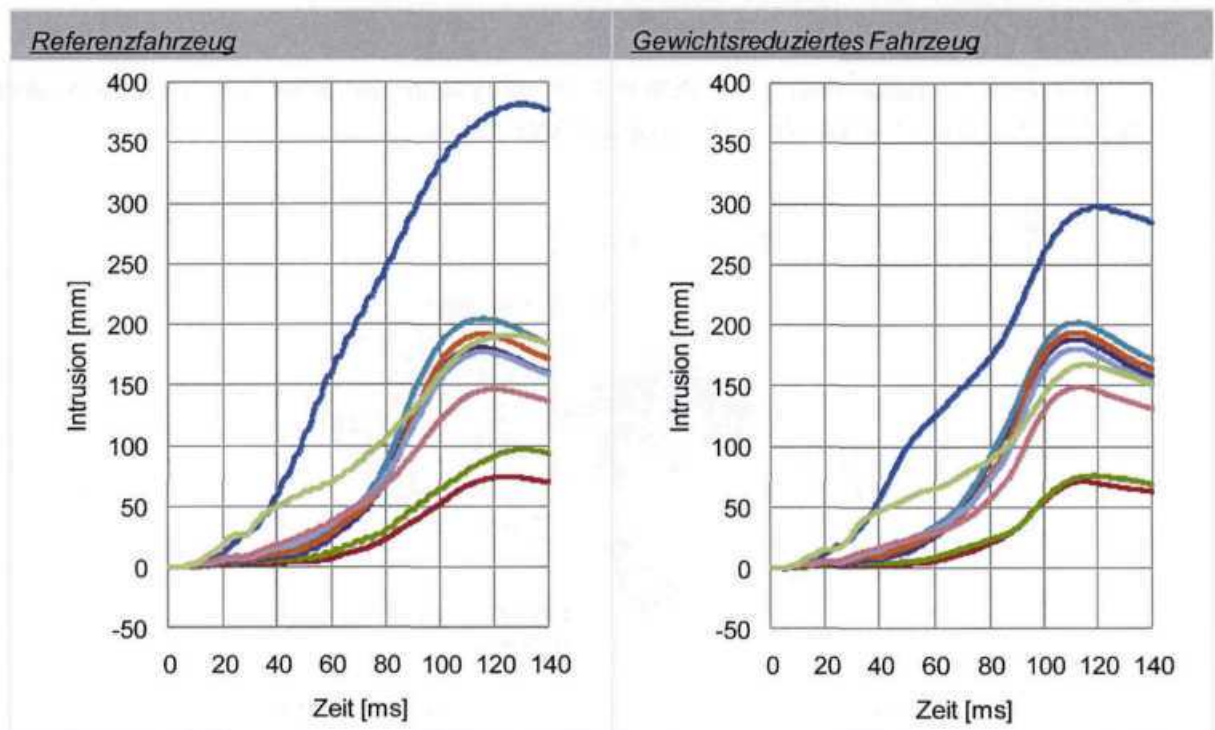


Abb. 6-30: Intrusion der Messpunkte beim Frontcrash

Die Karosseriebauteile mit hoher Energieaufnahme beim Seitencrash sind in Abb. 6-31 dargestellt. Um eine einheitliche Auslegung des Fahrzeugs entlang der Symmetrieachse in Fahrzeuginnenrichtung zu gewährleisten, werden die eingesetzten Blechdicken der rechten Fahrzeugseite auf die linke übertragen. Neben dem Seitenbereich mit B-Säule und Schweller

absorbiert auch der Bodenbereich Energie. Somit wird das sekundäre Gewichtseinsparpotenzial dieser Bauteile des Ford Taurus untersucht. Dabei wird auch der hintere Sitzquerträger mitberücksichtigt.

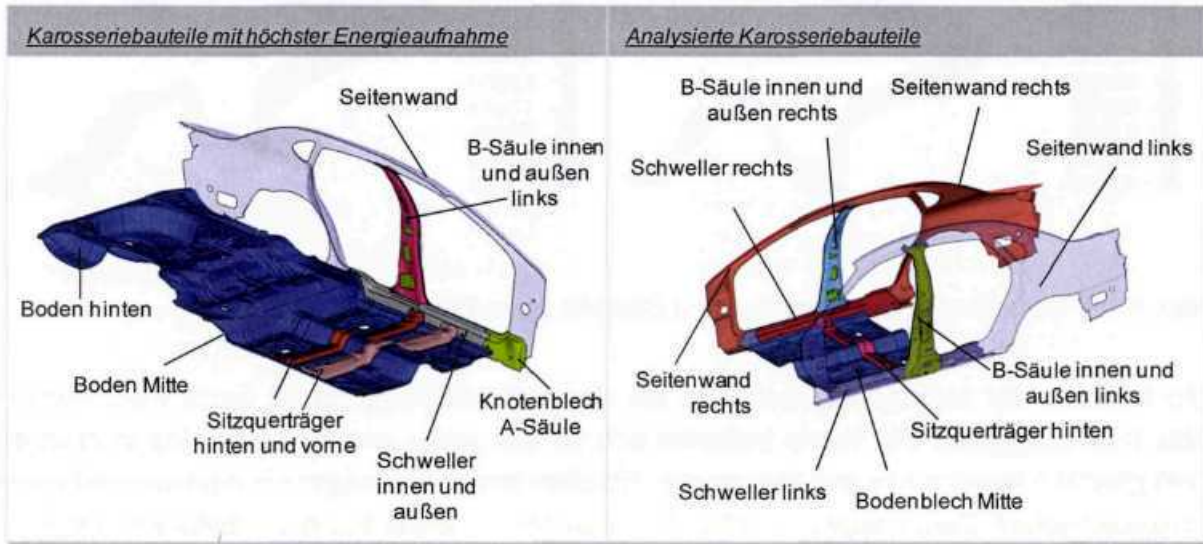


Abb. 6-31: Analyierte Bauteile beim Seitencrash

Die Intrusion des Seitenbereichs wird anhand verschiedener virtueller Messpunkte analog zum VW Golf auf einen Referenzpunkt bezogen (Abb. 6-32).

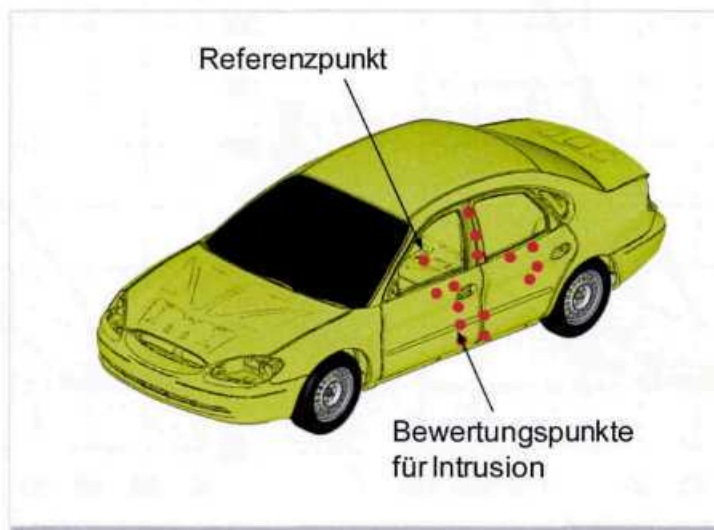


Abb. 6-32: Definition der Messpunkte zur Bestimmung der Intrusion beim Seitencrash

Die sekundäre Gewichtsreduktion der analysierten Bauteile wird in mehreren iterativen Schritten ermittelt und entspricht einer Gewichtsreduktion von 7,6 kg (Abb. 6-33). Dies entspricht einer Einsparung von 11,1 % bezogen auf den Umfang der untersuchten Bauteile. Das höchste Potenzial für Einsparungen bieten dabei der Schweller und der Sitzquerträger.

Für das Bodenblech ergibt sich kein Einsparpotenzial, da schon eine geringe Reduktion der Blechdicke zu einem stärkeren Versagen des Bauteils führt.

Bauteil	Gewicht Referenz [kg]	Gewicht reduziert [kg]	Gewichtsreduktion [kg]	Gewichtsreduktion [%]
Seitenwand, l	17,22	15,30	1,92	11,1
Seitenwand, r	17,20	15,29	1,91	11,1
Schweller, l	2,78	2,22	0,56	20,1
Schweller, r	2,78	2,22	0,56	20,1
B-Säule, l, innen	2,71	2,47	0,24	8,9
B-Säule, r, innen	2,71	2,47	0,24	8,9
Schweller, l, außen	2,81	2,25	0,56	19,9
Schweller, r, außen	2,81	2,25	0,56	19,9
Bodenblech	11,20	11,20	0,00	0,0
Querstrebe hinten	2,82	2,22	0,60	21,3
B-Säule, l, außen	1,88	1,64	0,24	12,8
B-Säule, r, außen	1,85	1,64	0,21	11,4
Gesamt	68,77	61,17	7,60	11,1

Abb. 6-33: Gewichtsreduktion im Bereich Seitengruppe

Die Crasheigenschaften des Referenzfahrzeugs und des gewichtsreduzierten Fahrzeugs sind bezüglich des Deformationsverhaltens und der auftretenden plastischen Dehnungen gleich. Auch das Intrusionsverhalten des Fahrzeugbereiches Seitenwand zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen beiden Fahrzeugen (Abb. 6-34). Dieses Ergebnis wird auch von der Auswertung der Intrusion der Messpunkte bestätigt. Wie Abb. 6-35 zeigt sind die Intrusionsverläufe der einzelnen Messpunkte über der Zeit in etwa gleich.

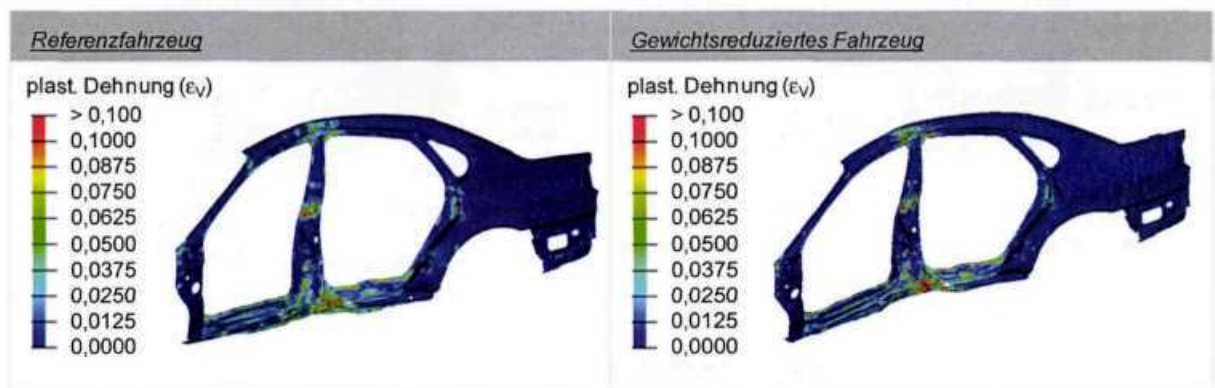


Abb. 6-34: Deformation der untersuchten Bauteile beim Seitencrash

Die Bauteile mit der höchsten Energieaufnahme beim Heckcrash sind in Abb. 6-36 dargestellt. Die Energie wird über den hinteren Querträger in die Crashboxen und die Längsträger eingeleitet wird. Dabei wird auch in den Radhäusern und dem hinteren Bodenblech Energie absorbiert. Diese Bauteile werden bezüglich ihres Potenzials zur sekundären Gewichtsreduktion untersucht.

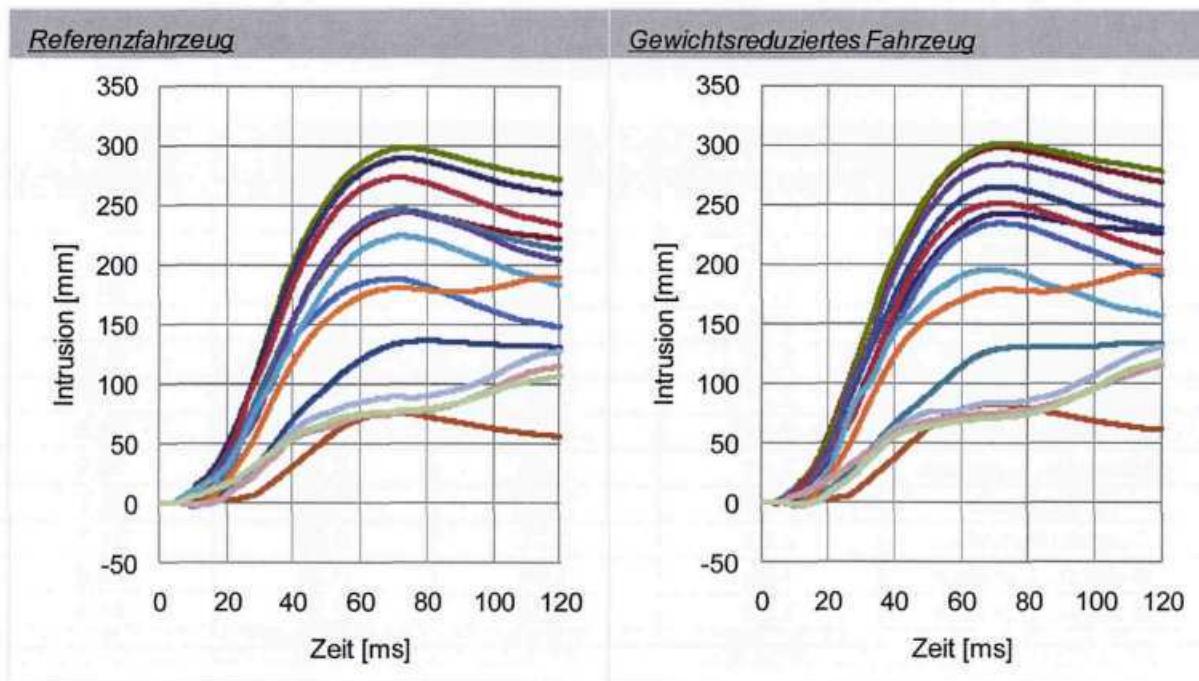


Abb. 6-35: Intrusion der Messpunkte beim Seitencrash

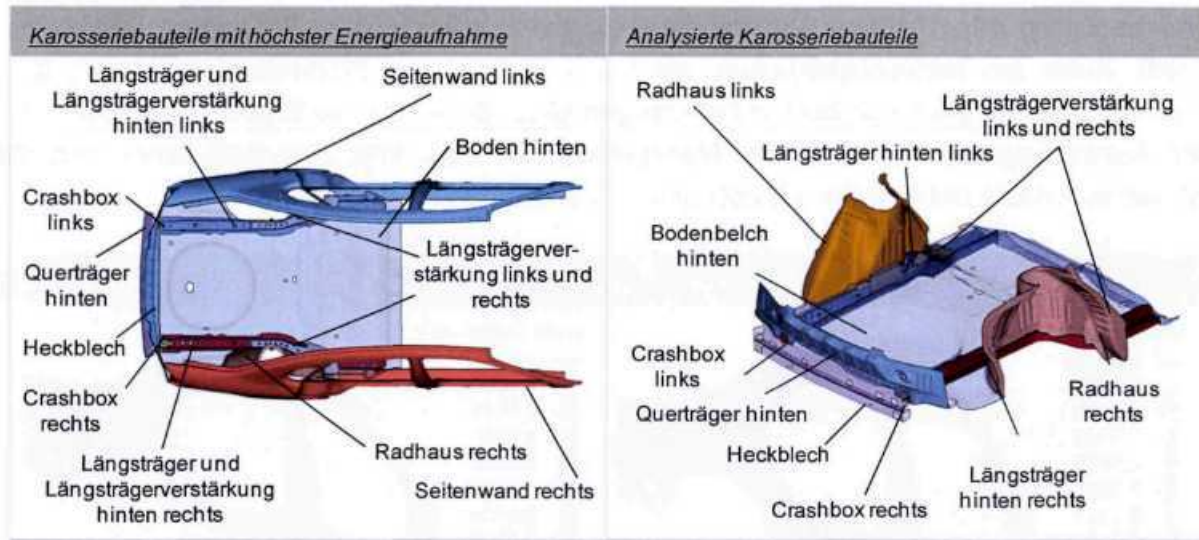


Abb. 6-36: Analyierte Bauteile beim Heckcrash

Die dabei verwendeten Messpunkte entsprechen in ihrer Position in etwa der des VW Golf (Abb. 6-37). Die Intrusionswerte dieser Punkte werden wieder auf einen Referenzpunkt im vorderen Fahrzeugboden bezogen.

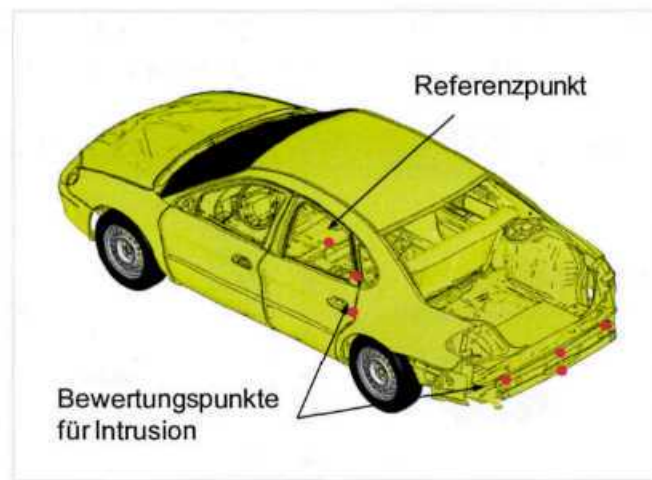


Abb. 6-37: Definition der Messpunkte zur Bestimmung der Intrusion beim Heckcrash

Daraus resultiert die in Abb. 6-38 dargestellte sekundäre Gewichtsreduktion der untersuchten Bauteile im Bereich Heckwagen. Sie beträgt insgesamt ca. 2 kg, was für die untersuchten Bauteile einer prozentualen Gewichtsreduktion von 3,2 % entspricht. Die höchsten sekundären Einsparungen werden dabei in den Längsträgern erzielt. Für den Boden ergibt sich kein Einsparpotenzial, da dieser bei einer Reduktion der Blechdicke seine guten Crasheigenschaften verliert. Ebenso ergibt sich für das hintere linke Radhaus keine Einsparung. Am hinteren rechten Radhaus kann Gewicht eingespart werden, weil in dieses Bauteil die Halterung für den Tankeinfüllstutzen integriert ist. Somit sind die beiden hinteren Radhäuser nicht symmetrisch aufgebaut und für das rechte ergibt sich eine Einsparung von 12,8 %.

Bauteil	Gewicht Referenz [kg]	Gewicht reduziert [kg]	Gewichtsreduktion [kg]	Gewichtsreduktion [%]
Stoßstangenträger	5,37	5,15	0,22	4,1
Boden hinten	29,74	29,74	0,00	0,0
Längsträger, r, außen	5,26	4,91	0,35	6,7
Längsträger, l, außen	5,26	4,91	0,35	6,7
Querträger hinten	2,69	2,69	0,00	0,0
Längsträgerverstärkung, r	1,46	1,33	0,13	8,9
Längsträgerverstärkung, l	1,46	1,33	0,13	8,9
Radhaus, r, innen	4,86	4,09	0,77	15,8
Radhaus, l, innen	3,55	3,55	0,00	0,0
Crashbox, r	0,50	0,47	0,03	6,0
Crashbox, l	0,50	0,47	0,03	6,0
Gesamt	60,65	58,64	2,01	3,3

Abb. 6-38: Gewichtsreduktion im Bereich Heckwagen

Die Deformation der untersuchten Bauteile beim Referenzfahrzeug und dem gewichtsreduzierten Fahrzeug zeigt Abb. 6-39. Das Deformationsverhalten ist ähnlich zum VW Golf. Allerdings führt beim Ford Taurus eine Reduktion der Blechdicke des hinteren Bodenbleches zum Knicken des Bauteils am vorderen Ende der Reserveradmulde. Auch für die Intrusion

der Messpunkte bezogen auf den Referenzpunkt zeigt sich im Vergleich von Referenz- und gewichtsoptimiertem Fahrzeug eine ausreichende Übereinstimmung (Abb. 6-40).

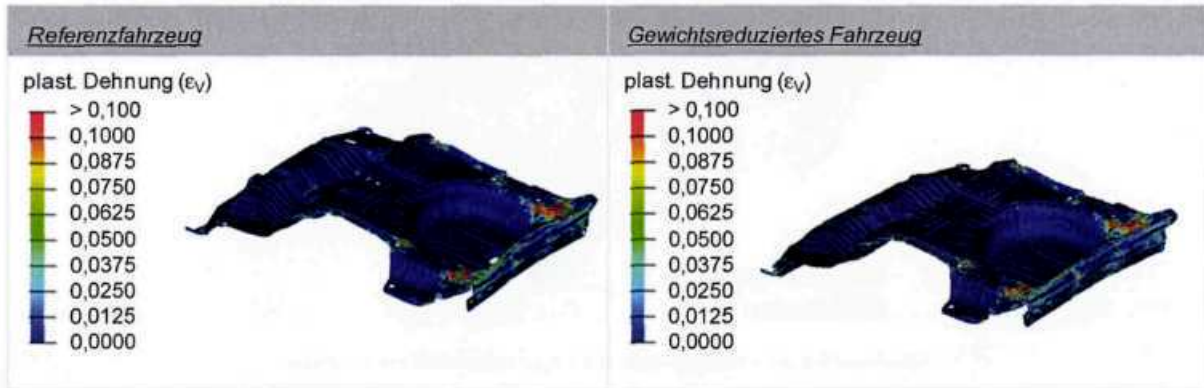


Abb. 6-39: Deformation der untersuchten Bauteile beim Heckcrash

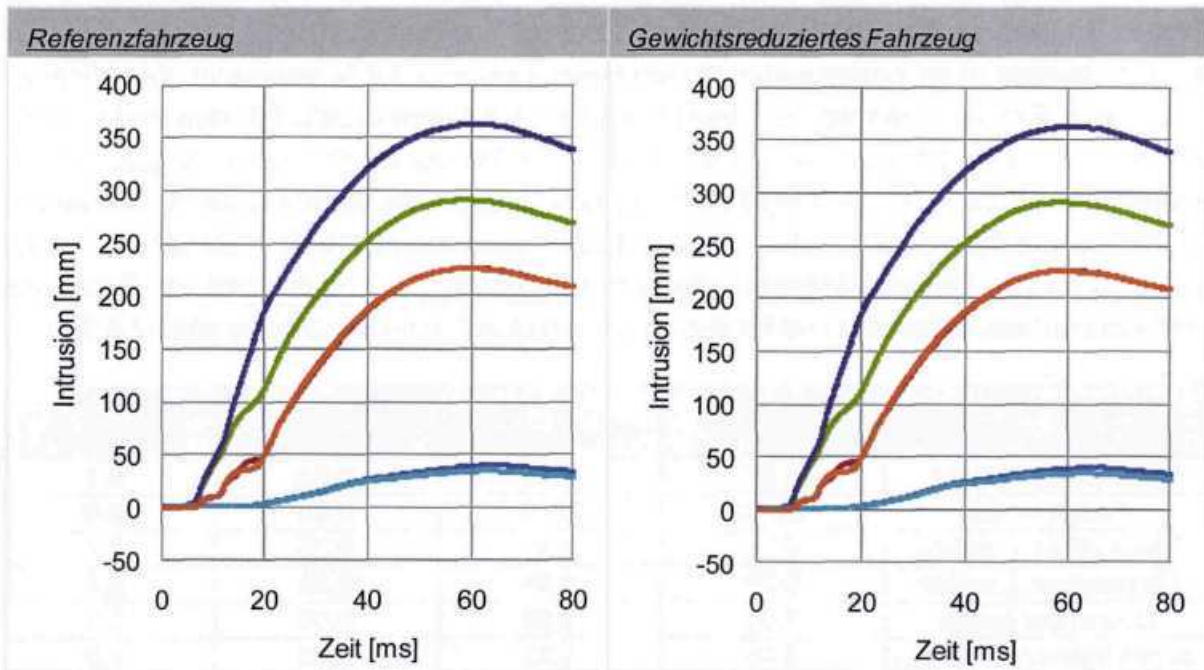


Abb. 6-40: Intrusion der Messpunkte beim Heckcrash

6.1.3 Fazit

Für den VW Golf V wird bei einer primären Gewichtsreduktion von 100 kg eine sekundäre Gewichtsreduktion von 9,6 kg ermittelt. Somit kann bei diesem Kompaktklassefahrzeug ein Gewichtsanteil von 0,69 % bezogen auf ein Gesamtgewicht von 1390 kg eingespart werden. Beim Ford Taurus kann bei einer primären Gewichtsreduktion von 100 kg durch sekundäre Maßnahmen ein Gewicht von 13,5 kg eingespart werden. Dies entspricht, bezogen auf ein Gesamtgewicht von 1730 kg, einer prozentualen Gewichtsreduktion von 0,78 %. Daraus

ergibt sich ein mittleres sekundäres Gewichtseinsparpotenzial von 0,74 %. Mit diesem Wert kann die theoretisch mögliche sekundäre Gewichtsreduktion empirisch abgeschätzt werden. Für den VW Golf V ergibt sich daraus eine theoretische sekundäre Gewichtsreduktion von 10,3 kg und für den Ford Taurus von 12,8 kg.

6.2 Fahrzeugbereich Antriebsstrang

Die Dimensionierung der einzelnen Baugruppen bzw. Bauteile der Antriebsstrangfunktionen Antriebsenergiewandler, Drehmomentwandler, Drehzahlwandler, Verteilergetriebe, Zusatzenergiespeicher und Kraftübertragung ist primär von der Antriebsleistung bzw. vom Antriebsdrehmoment abhängig. Für die Funktion Antriebsenergiespeicher ist zudem eine Abhängigkeit vom Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs gegeben. Die Dimensionierung der einzelnen Baugruppen bzw. Bauteile der Antriebsstrangfunktionen erfordert daher die Kenntnis des Antriebsdrehmoments, welches zunächst aus den Fahrwiderstandsleistungen des Fahrzeugs bestimmt wird. Das errechnete Antriebsdrehmoment dient dabei im Folgenden als Input für die Berechnung und Auslegung der Antriebsstrangkomponenten. Zur Verifizierung der Berechnungsergebnisse werden zudem empirische Zusammenhänge zwischen dem Antriebsdrehmoment und den Bauteilgewichten aktueller Fahrzeuge ermittelt. Die Vorgehensweise zur Bestimmung des Antriebsdrehmoments und zur Dimensionierung der einzelnen Bauteile des Antriebsstrangs wird im Folgenden dargestellt.

6.2.1 Bestimmung der Fahrwiderstände

Der Fahrwiderstand eines Fahrzeugs setzt sich aus dem Rollwiderstand, dem Luftwiderstand, dem Beschleunigungswiderstand und dem Steigungswiderstand zusammen (Gl. 3-1 bis Gl. 3-4). Die notwendige Bedarfsleistung des Fahrzeugs ergibt sich aus dem Produkt der jeweiligen Fahrwiderstände und der Fahrzeuggeschwindigkeit. Für die Bedarfsleistung gilt:

$$P_{\text{Bed}} = (F_R + F_L + F_B + F_{\text{St}}) \cdot v_{\text{Fzg}} = F_{\text{Bed}} \cdot v_{\text{Fzg}} \quad \text{Gl. 6-1}$$

Der Antriebsenergiewandler muss eine minimale Antriebsleistung in Höhe der Bedarfsleistung aufbringen. Für die Antriebsleistung gilt somit:

$$P_{\text{Antr.}} = P_{\text{Bed}} \quad \text{Gl. 6-2}$$

Unter Berücksichtigung des Drehmoment-Drehzahl-Verlaufs des Antriebsenergiewandlers und der Getriebe- (i_n) sowie Differentialübersetzung (i_{Diff}) des Fahrzeugs kann für die Motordrehzahl und die Fahrzeuggeschwindigkeit folgender Zusammenhang definiert werden:

$$n_{\text{Antr.}} = \frac{v_{\text{Fzg}} \cdot i_n \cdot i_{\text{Diff}}}{2\pi \cdot r_{\text{dyn}}} \quad \text{Gl. 6-3}$$

Bei bekannter Drehzahl des Antriebsenergiewandlers kann somit für einen Fahrzustand das zur Motordrehzahl äquivalente Antriebsdrehmoment nach folgender Formel bestimmt werden:

$$M_{\text{Antr.}} = \frac{P_{\text{Antr.}}}{2\pi \cdot n_{\text{Antr.}}}$$

Gl. 6-4

Das mit Hilfe von Gl. 6-4 berechnete Antriebsdrehmoment bildet im Folgenden die Grundlage für die Dimensionierung der Antriebsstrangkomponenten. In Abb. 6-41 sind exemplarisch zwei Drehmoment-Drehzahl-Verläufe für einen Otto- und einen Diesel-Reihenmotor dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Funktionsart (Otto- oder Dieselmotor) des Antriebsenergiewandlers entscheidend für dessen Drehmoment-Drehzahl-Charakteristik ist.

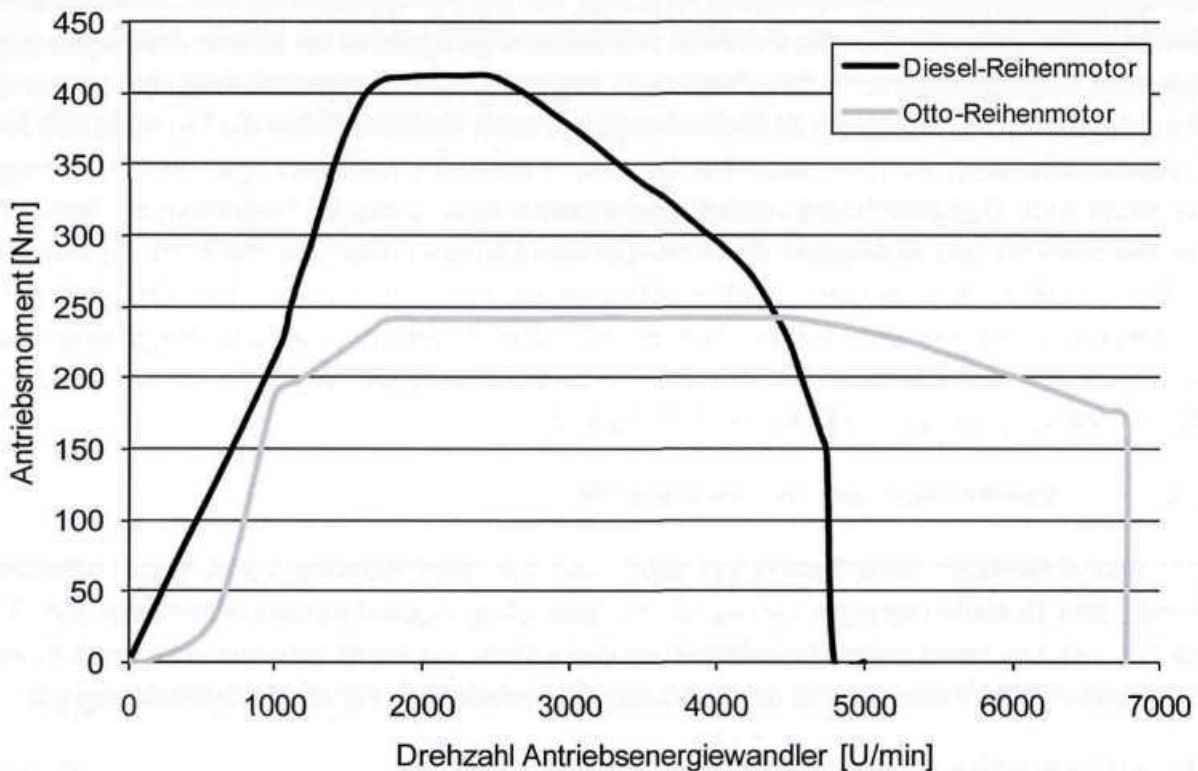


Abb. 6-41: Drehmoment-Drehzahl-Verläufe für einen Diesel- und Otto-Reihenmotor

Als Grundlage für die Bestimmung der sekundären Gewichtsreduktion wird angenommen, dass das Referenzfahrzeug und das um 100 kg gewichtsreduzierte Fahrzeug über gleiche Fahreigenschaften in Form konstanter Fahrzeugbeschleunigungen verfügen. Da sich die Fahrzeugbeschleunigung in Abhängigkeit des Gangs und der Fahrzeuggeschwindigkeit ändert, wird folgende Vorgehensweise für die Gewährleistung konstanter Fahreigenschaften des Referenzfahrzeugs und des gewichtsreduzierten Fahrzeugs gewählt:

- Bestimmung der Antriebsleistung des Referenzfahrzeugs mit Hilfe von realen Drehmoment-Drehzahl-Verläufen des Antriebsenergiewandlers in Abhängigkeit der Übersetzung des Gangs
- Ermittlung der Bedarfsleistung für den Rollwiderstand und den Luftwiderstand des Referenzfahrzeugs (Abb. 6-43)

- Ermittlung der Bedarfsleistung für den Beschleunigungswiderstand aus der Überschussleistung des Referenzfahrzeugs
- Berechnung der Fahrzeugbeschleunigung des Referenzfahrzeugs
- Berechnung der Bedarfsleistung für den Roll-, Luft- und Beschleunigungswiderstand des gewichtsreduzierten Fahrzeugs (Annahme: identische Fahrzeugbeschleunigung im Vergleich zum Referenzfahrzeug)
- Addition der Bedarfsleistungen zur Antriebsleistung des gewichtsreduzierten Fahrzeugs

Mit Hilfe bekannter Übersetzungen des Drehmomentwandlers und des Verteilergetriebes kann unter Berücksichtigung des Drehmoment-Drehzahl-Verlaufs die zur Verfügung stehende Antriebsleistung des Antriebsenergiewandlers bestimmt werden (Abb. 6-42).

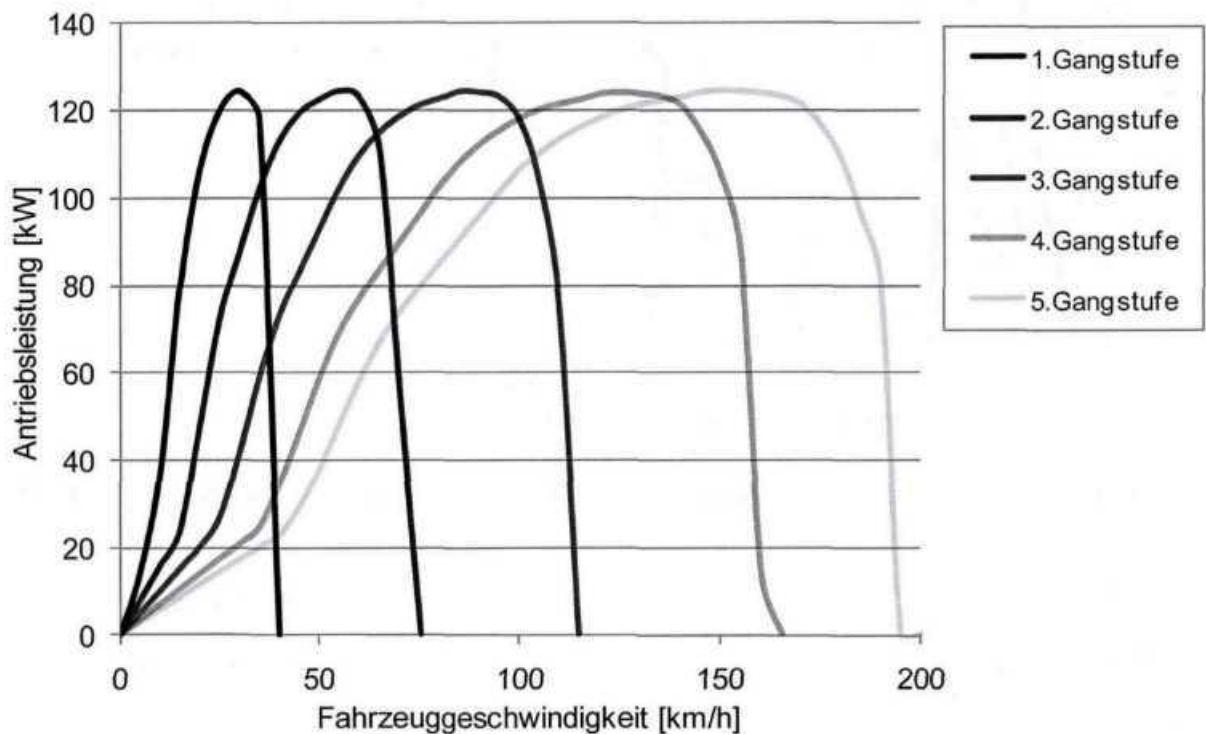


Abb. 6-42: Übersicht der zur Verfügung stehenden Antriebsleistung des Referenzfahrzeugs

Der Verlauf der Bedarfsleistung für den Rollwiderstand und den Luftwiderstand ist in Abb. 6-43 dargestellt. Aufgrund der Tatsache, dass die Bedarfsleistung für die Beschleunigung für den NEDC-Fahrzyklus bestimmt wird, wird die Bedarfsleistung für den Steigungswiderstand nicht berücksichtigt. Ferner wird angenommen, dass die zur Verfügung stehende Überschussleistung, die sich aus der Differenz zwischen der zur Verfügung stehenden Antriebsleistung und der Bedarfsleistung für den Roll- und Luftwiderstand ergibt, vollständig für die Beschleunigung des Referenzfahrzeugs zur Verfügung steht (Abb. 6-43). Dabei kann die resultierende Fahrzeugbeschleunigung laut Gl. 3-3 bestimmt werden. Im Folgenden wird angenommen, dass die Fahrzeugbeschleunigung des gewichtsreduzierten Fahrzeugs mit der Beschleunigung des Referenzfahrzeugs übereinstimmt. Aufgrund der Tatsache, dass

das gewichtsreduzierte Fahrzeug um 100 kg leichter ist als das Referenzfahrzeug, sinkt die Bedarfsleistung für den Rollwiderstand und den Beschleunigungswiderstand (vgl. Gl. 3-1 und Gl. 3-3). Bei konstanter Bedarfsleistung für den Luftwiderstand, auf den die Gewichtsreduktion keinen Einfluss hat, kann somit die Antriebsleistung des gewichtsreduzierten Fahrzeugs durch Addition der Bedarfsleistungen für den Roll-, Luft- und Beschleunigungswiderstand bestimmt werden (Abb. 6-44).

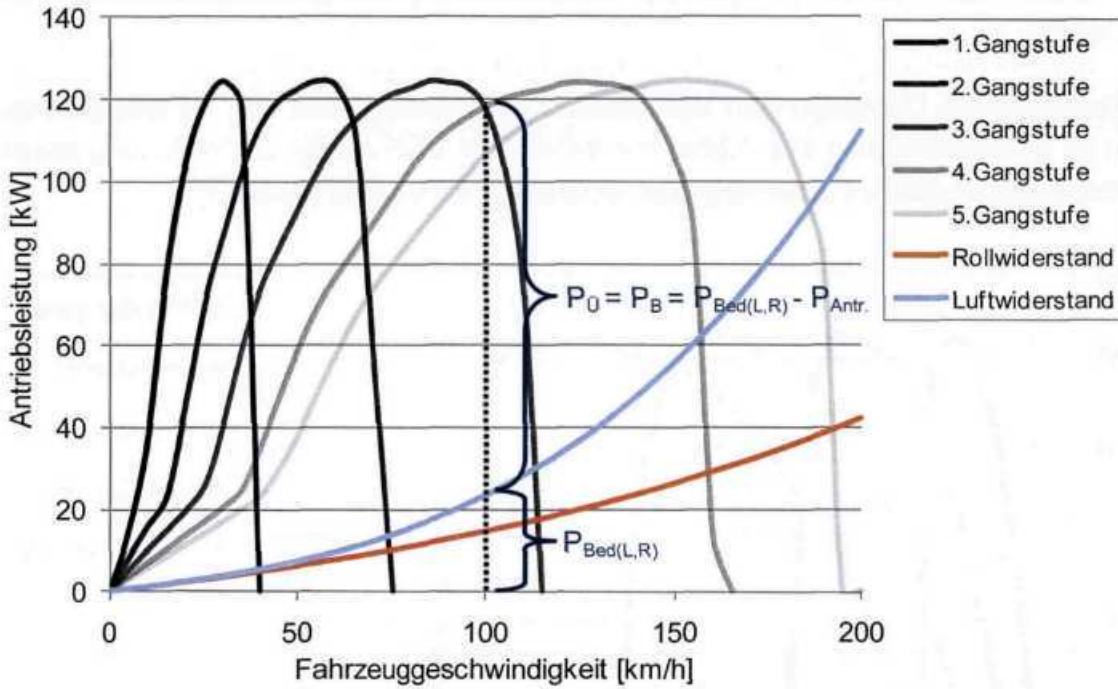


Abb. 6-43: Ermittlung der Bedarfsleistung für den Beschleunigungswiderstand bei 100 km/h

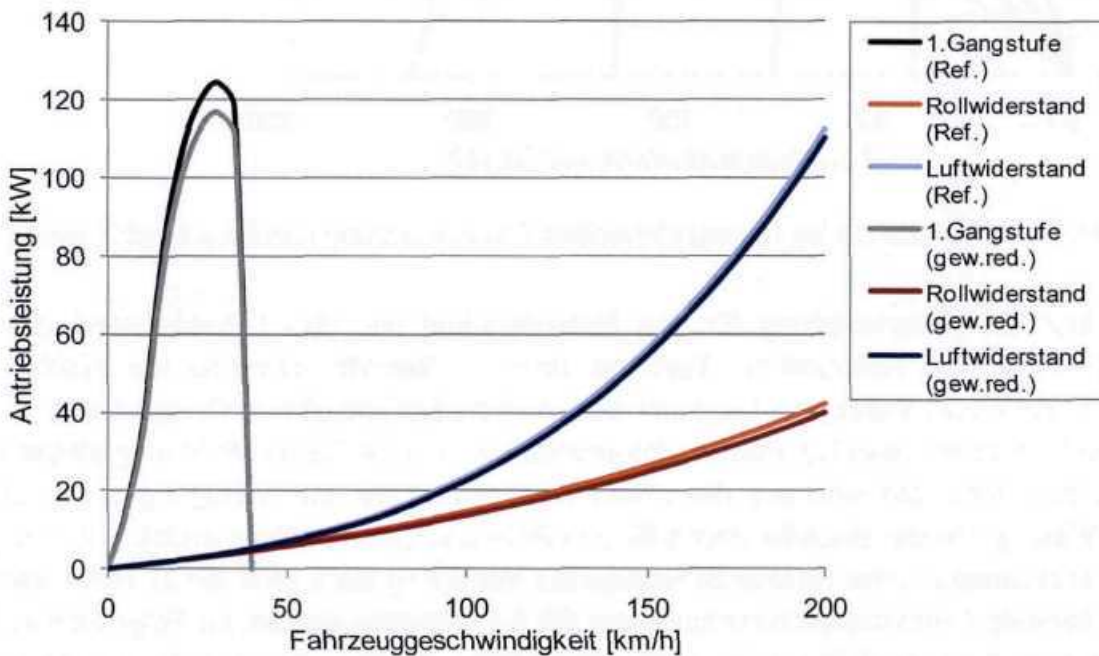


Abb. 6-44: Bestimmung der Antriebsleistung des gewichtsreduzierten Fahrzeugs

Abb. 6-45 zeigt die berechnete, zur Verfügung stehende Antriebsleistung des gewichtsreduzierten Fahrzeugs. Es ist zu erkennen, dass sich gegenüber dem Referenzfahrzeug (Abb. 6-43) für konstante Übersetzungen des Drehmomentwandlers und des Verteilergetriebes niedrigere Antriebsleistungen aufgrund des geringeren Fahrzeuggewichts ergeben.

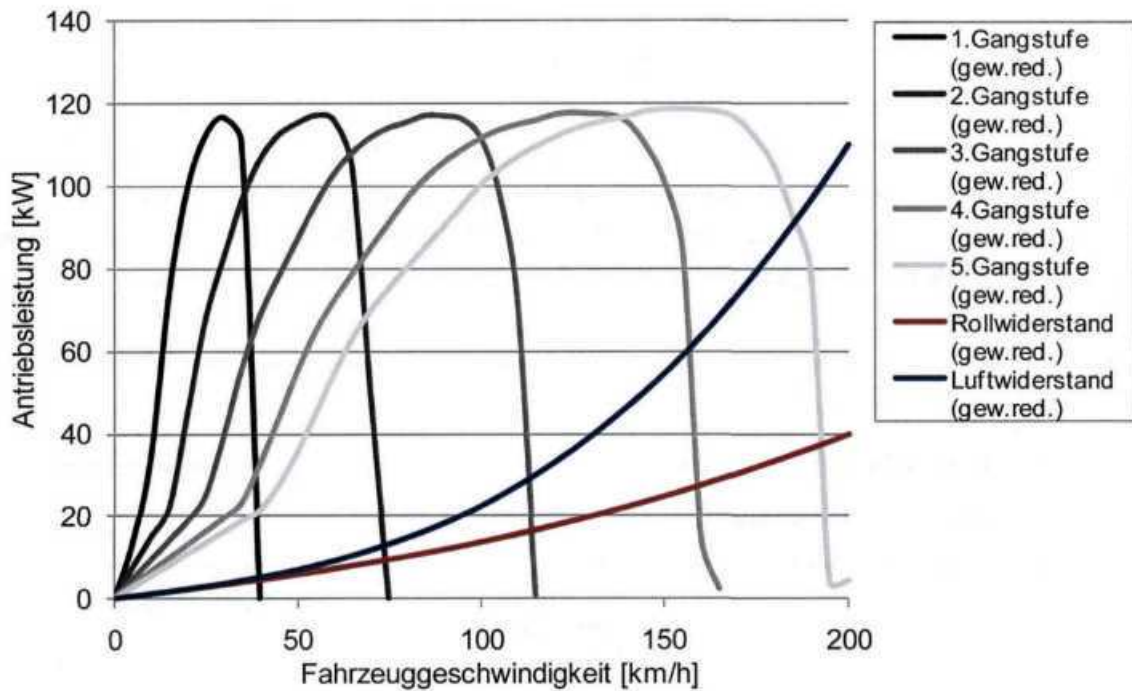


Abb. 6-45: Übersicht der zur Verfügung stehenden Antriebsleistung des gew.red. Fahrzeugs

Das Antriebsdrehmoment des gewichtsreduzierten Fahrzeugs, das im Folgenden die Grundlage für die Dimensionierung der Antriebsstrangkomponenten des gewichtsreduzierten Fahrzeugs bildet, kann folglich mit Gl. 6-4 aus der Antriebsleistung berechnet werden.

6.2.2 Antriebsenergiewandler

Bei den Antriebsenergiewandlern werden die Funktionsarten Ottomotoren und Dieselmotoren unterschieden. Dabei werden jeweils die Bauweisen Reihenmotor und V-Motor betrachtet (Abb. 6-46).



Abb. 6-46: Übersicht der verschiedenen Bauweisen der Otto- und Dieselmotoren

Die Dimensionierung der Baugruppen Motorblock, Kraftstoffeinspritzung, Zylinderkopf, Motoraufhängung sowie Kurbelwelle, Kühlsystem, Ölversorgung, Riementrieb und Aufladung ist primär von der Antriebsleistung bzw. dem Antriebsdrehmoment abhängig. Abb. 6-47 zeigt den Zusammenhang zwischen dem Gewicht des Antriebsenergiewandlers und dem Antriebsdrehmoment für die verschiedenen Bauweisen für ca. 80 aktuelle Fahrzeuge. Dabei ist zu erkennen, dass unabhängig von der Bauweise und der Funktionsart des Antriebsenergiewandlers eine lineare Abhängigkeit zwischen dem Antriebsdrehmoment und dem Gewicht des Antriebsenergiewandlers besteht. Die Diesel-Reihenmotoren und -V-Motoren weisen gegenüber den Otto-Reihenmotoren und -V-Motoren ein deutlich höheres Gewicht bei höherem Antriebsdrehmoment auf. Dabei resultiert das Mehrgewicht der Dieselmotoren aus den gegenüber Ottomotoren deutlich höheren Zylinderinnendrücken, die eine stabilere Auslegung der Komponenten des Antriebsenergiewandlers erfordern.

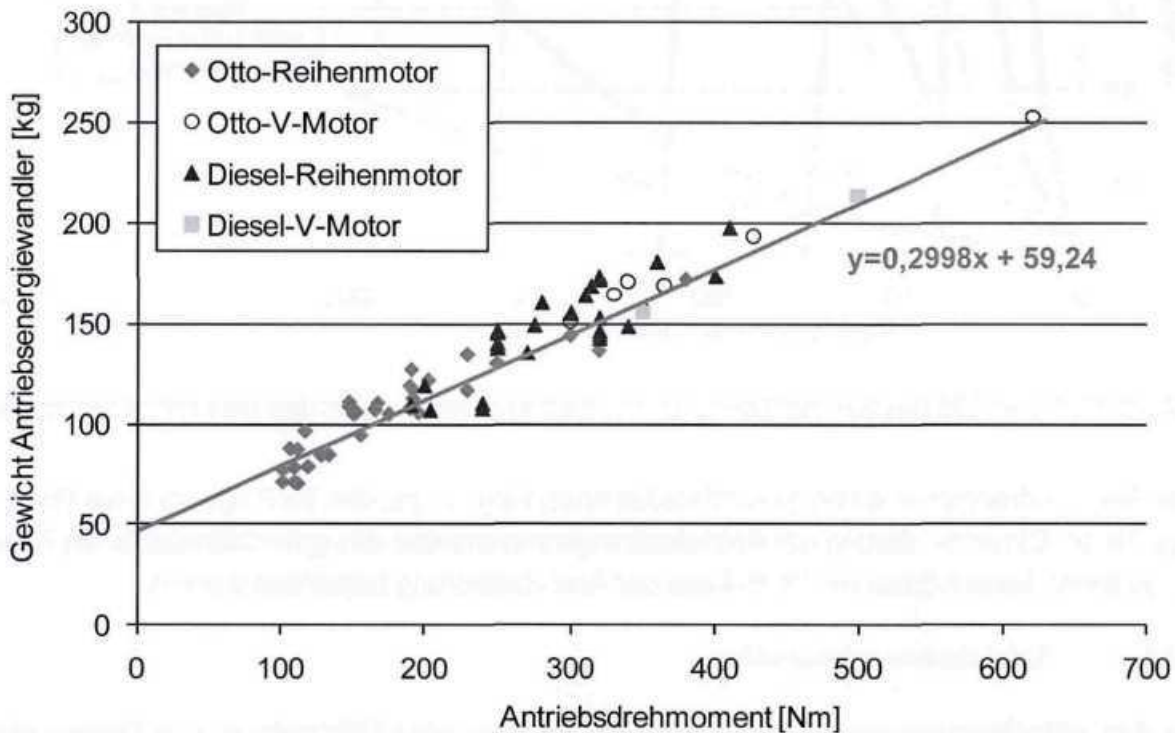


Abb. 6-47: Empirischer Zusammenhang zwischen Antriebsdrehmoment und -gewicht

Demnach kann das Gewicht des Antriebsstrangs in Abhängigkeit des Antriebsdrehmoments nach folgender empirischen Formel bestimmt werden:

$$G_{\text{Antr.,Wandler}} = 0,2998 \cdot M_{\text{Antr.}} + 59,24 \quad \text{Gl. 6-5}$$

Wie Abb. 6-48 zu entnehmen ist, differieren die prozentualen Gewichtsanteile der Baugruppen Zylinderkopf, Kraftstoffeinspritzung, Motorblock und Aufladung in Abhängigkeit der Funktionsarten und Bauweise des Antriebsenergiewandlers. Die jeweiligen Baugruppengewichte des Antriebsenergiewandlers werden basierend auf Gl. 6-5 in Abhängigkeit der in

Abb. 6-48 dargestellten prozentualen Gewichtsverteilung unter Berücksichtigung der Bauweise berechnet.

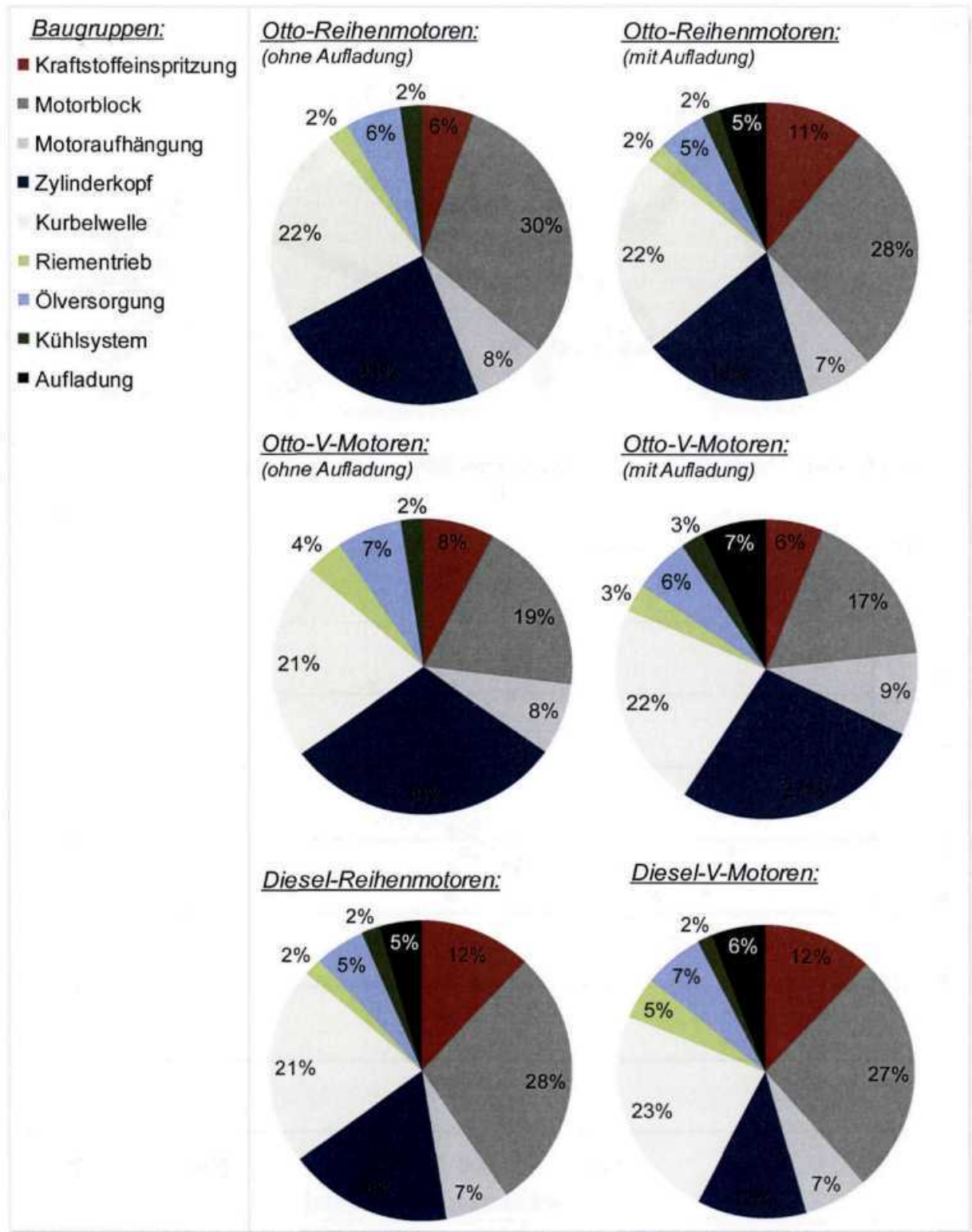


Abb. 6-48: Gewichtsverteilungen der einzelnen Baugruppen der Antriebsenergiewandler

Für die Baugruppe Kühlung (Peripherie), die aus den Bauteilen Kühler, Kühlschläuche oben und unten sowie Lüfter und Lüftermotor des Gebläses besteht (Abb. 6-49), ist ebenfalls ein Zusammenhang zwischen dem Antriebsdrehmoment und den Komponentengewichten erkennbar (Abb. 6-50).



Abb. 6-49: Übersicht der Bauteile der Baugruppe Kühlung (Peripherie)

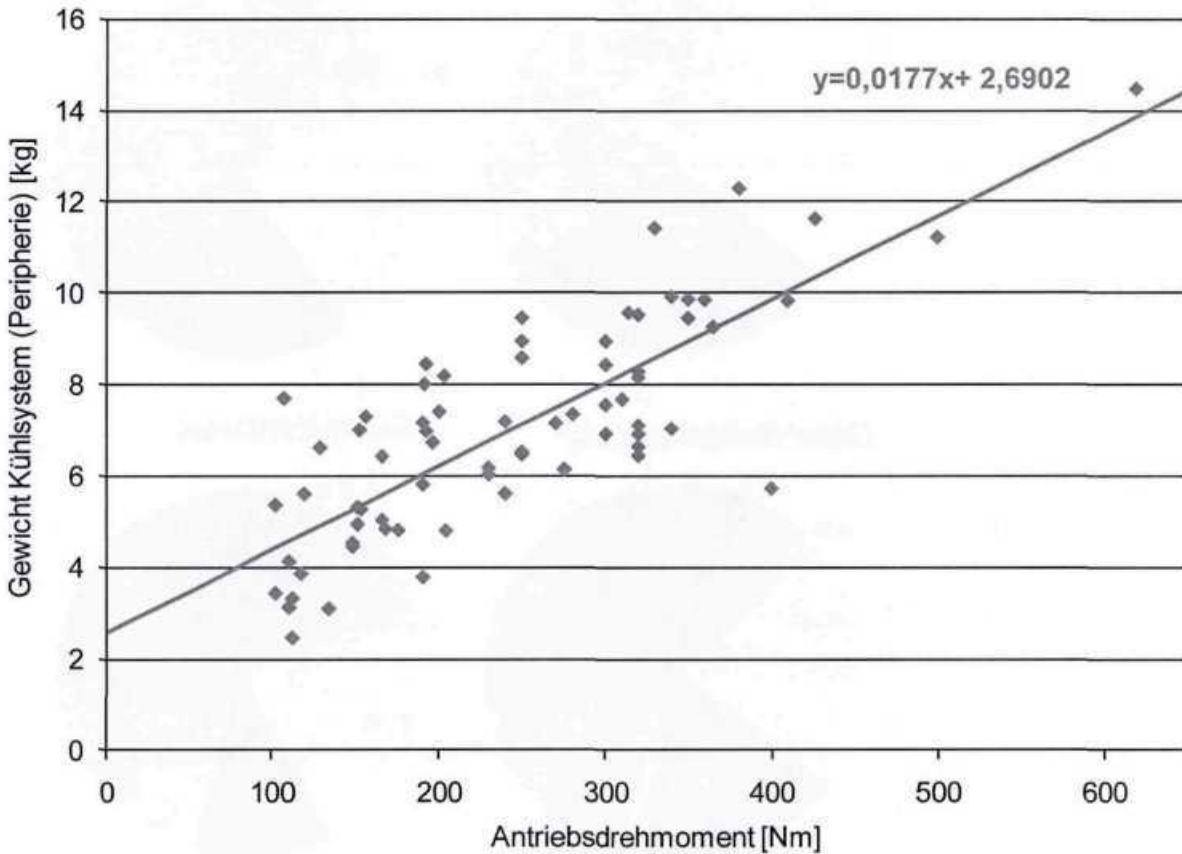


Abb. 6-50: Zusammenhang Antriebsdrehmoment und Gewicht Kühlsystem (Peripherie)

Dabei ist zu erkennen, dass die jeweiligen Baugruppengewichte in Abhängigkeit des Antriebsdrehmoments um maximal 2 kg von der definierten Ausgleichsgeraden abweichen. Der Grund dafür ist in der Auslegung des jeweiligen Kühlsystems zu finden, die von zahlreichen Einflussfaktoren bestimmt wird. Dabei ist vor allem die für die Abfuhr der Motorwärme erforderliche Höhe des Kühlwassermassenstroms zu nennen, der durch die Übersetzung der Kühlwasserpumpe des Antriebsenergiewandlers zwischen dem Zahn- oder Keilriemen und dem Pumpenrad bestimmt wird. Bei einer definierten Kühlwassertemperatur am Ausgang des Kühlers ist bei einer Erhöhung des Kühlwassermassenstroms eine Vergrößerung der Kühlfläche des Kühlers notwendig. Zudem müssen die Kühlwasserschläuche größer dimensioniert werden. Dadurch steigt das Gewicht des Kühlers und der Kühlschläuche an. Die Vergrößerung der Kühlfläche sorgt zudem für eine Vergrößerung des Lüfters. Für den Antrieb des Lüfters muss somit ein leistungsstärkerer Lüftermotor verwendet werden. Da ein nahezu linearer Zusammenhang zwischen dem Antriebsdrehmoment und dem Gewicht des Lüftermotors besteht, nimmt das Gewicht des Lüftermotors durch die Erhöhung der Antriebsleistung zu.

In Abb. 6-51 sind die Gewichte und Abmessungen der Bauteile der Kühlung (Peripherie) für zwei Fahrzeuge mit nahezu gleichem Antriebsdrehmoment dargestellt. Aufgrund der größeren Übersetzung der Kühlwasserpumpe des Honda CR-V gegenüber dem Toyota Yaris erhöht sich der Kühlwassermassenstrom. Neben der Verwendung von größeren Kühlwasserschläuchen steigt bei einer geforderten Temperatur des Kühlwassers am Kühlerausgang somit die Kühlfläche von 0,227 auf 0,413 m² an. Durch die Vergrößerung des Kühlers steigen zudem die Gewichte für die Bauteile Lüfter und Lüftermotor an.

	Toyota Yaris 1.4	Honda CR-V 2.0
Übersetzung Wasserpumpe [-]	1,79	2,51
<i>Spezifikation Kühler</i>		
Breite [mm]	505	758
Höhe [mm]	450	545
Tiefe [mm]	35	86
Fläche [m ²]	0,227	0,413
Gewicht [kg]	1,726	3,955
<i>Spezifikation Kühlsystem (Peripherie)</i>		
Gewicht Kühlschlauch oben [kg]	0,24	0,233
Durchmesser Kühlschlauch oben [mm]	30	32
Gewicht Kühlschlauch unten [kg]	0,246	0,252
Gewicht Lüfter [kg]	0,28	0,485
Gewicht Lüftermotor [kg]	1,284	3,519
Gesamtgewicht Kühlsystem (Peripherie) [kg]	3,776	8,444

Abb. 6-51: Vergleich der Bauteile des Kühlsystems (Peripherie) für zwei Fahrzeuge

Somit kann das Gewicht der Baugruppe Kühlung (Peripherie) in Abhängigkeit des Antriebsdrehmoments nach folgender empirischen Formel bestimmt werden:

$$G_{\text{Antr.,Kühlung(Ph)}} = 0,0177 \cdot M_{\text{Antr.}} + 2,6902 \quad \text{Gl. 6-6}$$

Im Gegensatz zu den einzelnen Baugruppen des Antriebsenergiewandlers sind die prozentualen Gewichtsverteilungen der Bauteile der Kühlung (Peripherie) für die betrachteten Funktionsarten und Bauweisen des Antriebsenergiewandlers nahezu identisch (Abb. 6-52). Die jeweiligen Bauteilgewichte der Baugruppe Kühlung können daher wie folgt bestimmt werden:

$$G_{\text{Antr.,Kühler}} = 0,49 \cdot G_{\text{Antr.,Kühlung(Ph)}} \quad \text{Gl. 6-7}$$

$$G_{\text{Antr.,Kühlschläuche(oben)}} = 0,05 \cdot G_{\text{Antr.,Kühlung(Ph)}} \quad \text{Gl. 6-8}$$

$$G_{\text{Antr.,Kühlschläuche(unten)}} = 0,07 \cdot G_{\text{Antr.,Kühlung(Ph)}} \quad \text{Gl. 6-9}$$

$$G_{\text{Antr.,Lüfter}} = 0,08 \cdot G_{\text{Antr.,Kühlung(Ph)}} \quad \text{Gl. 6-10}$$

$$G_{\text{Antr.,Lüftermotor}} = 0,31 \cdot G_{\text{Antr.,Kühlung(Ph)}} \quad \text{Gl. 6-11}$$

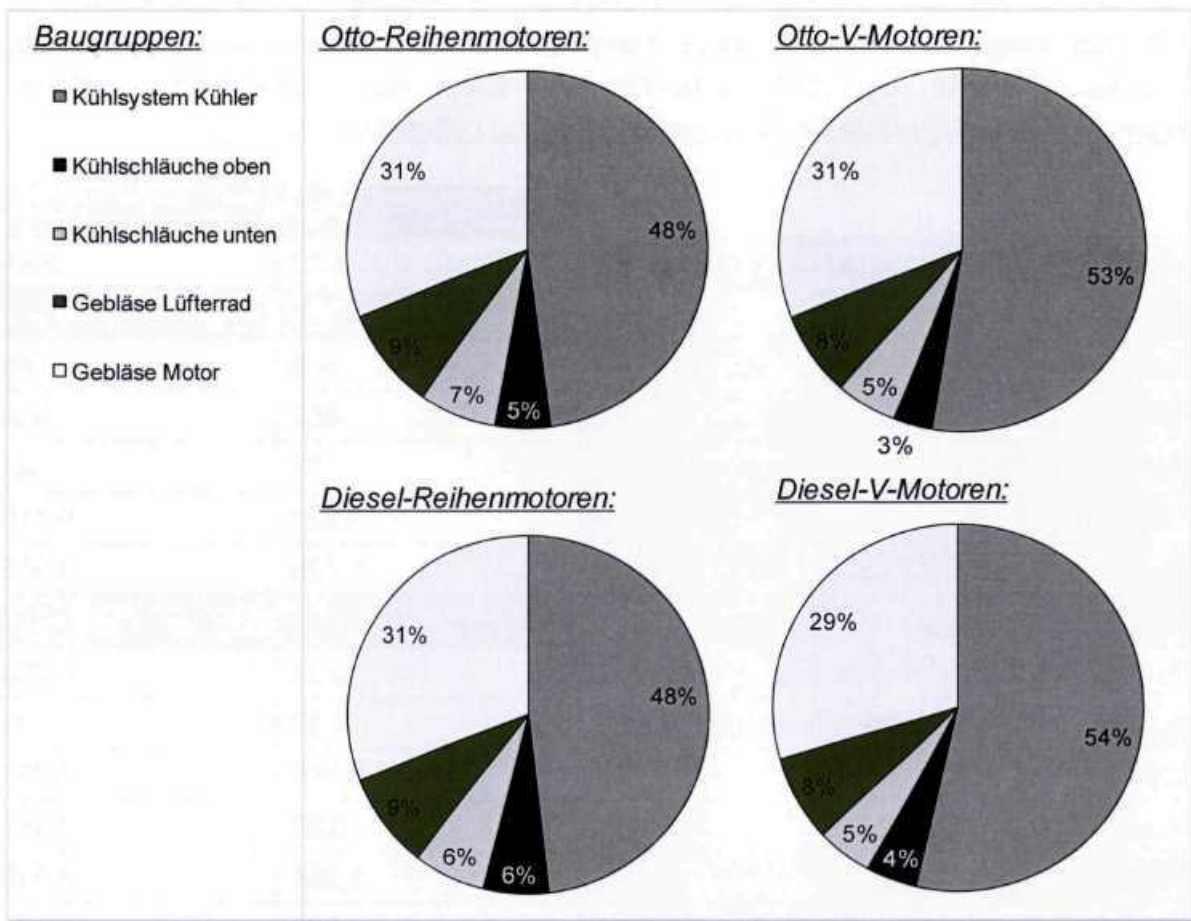


Abb. 6-52: Gewichtsverteilungen der einzelnen Bauteile der Kühlung (Peripherie)

Im Hinblick auf die Abhängigkeit des Gewichts des Kühlwassers und des Motoröls vom Antriebsdrehmoment existiert unabhängig von der Bauweise und der Funktionsart des Antriebsenergiewandlers für ca. 80 untersuchte Fahrzeuge der in Abb. 6-53 dargestellte Zusammenhang. Es ist zu erkennen, dass sowohl das Gewicht des Kühlwassers als auch das Gewicht des Motoröls um maximal 3 kg von den definierten Ausgleichsgeraden abweichen.

Die Streuung des Kühlwassergewichts ist primär auf die bereits beschriebene Konzeptionierung des Kühlsystems zurückzuführen. Wie bereits beschrieben, hat der für die Abfuhr der Motorwärme notwendige Kühlwassermassenstrom einen großen Einfluss auf die Dimensionierung des Kühlers, da die Erhöhung des Kühlwassermassenstroms eine Vergrößerung der Kühlfläche des Kühlers nach sich zieht. Vor diesem Hintergrund nimmt das Kühlwasservolumen mit steigendem Kühlwassermassenstrom zu. Beispielsweise verfügt der Toyota Yaris über ein Kühlwasservolumen von 4,306 l. Infolge des höheren Kühlwassermassenstroms beträgt das Kühlwasservolumen des Honda CR-V 5,274 l. Die Spezifikation des Kühlsystems kann Abb. 6-51 entnommen werden.

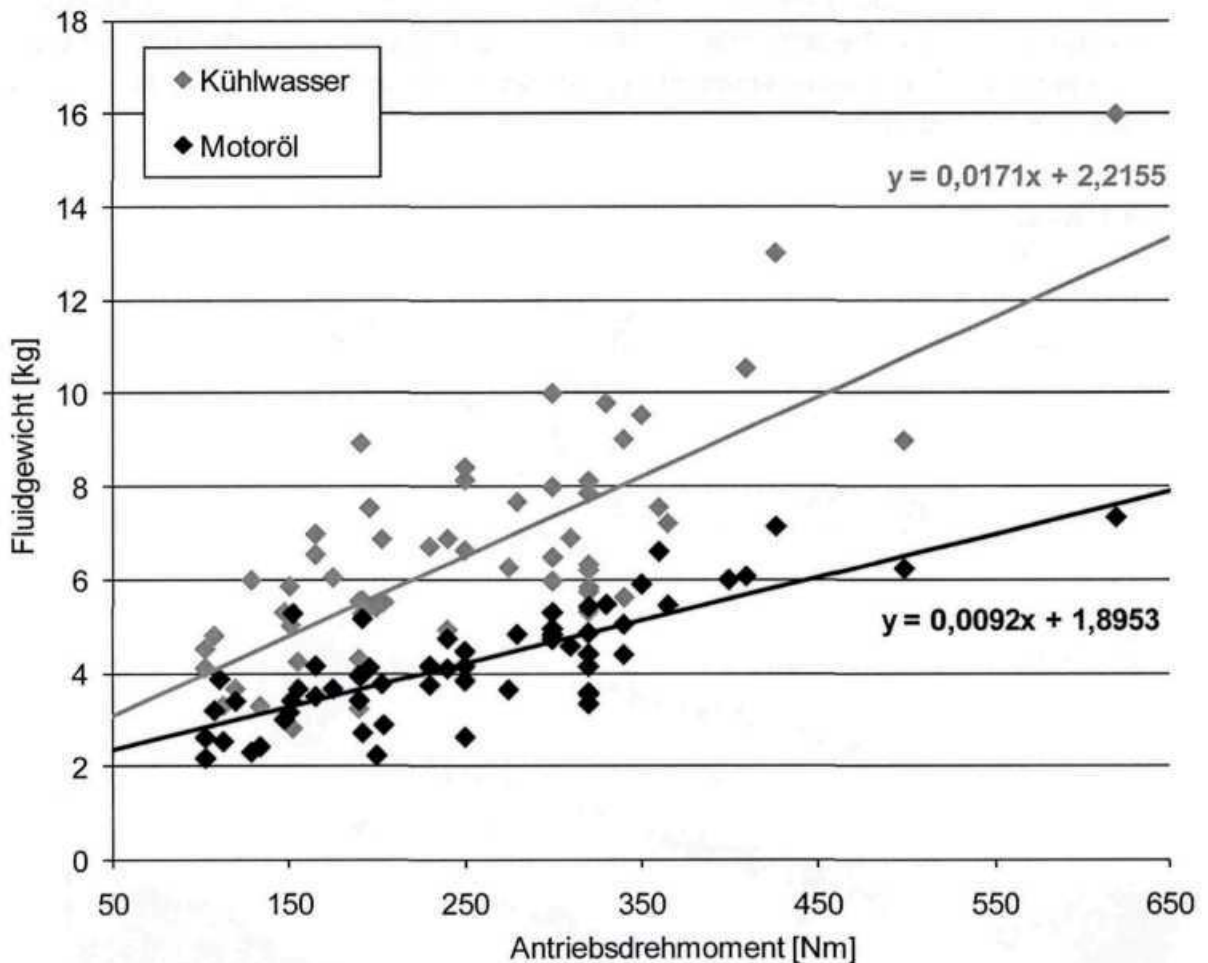


Abb. 6-53: Zusammenhang zwischen Antriebsdrehmoment und Fluidgewicht

Die Streuung des Motorölvolumens ist ebenfalls auf die Dimensionierung des Ölsystems zurückzuführen. Durch die stark unterschiedliche Ausprägung der Ölwanne ergeben sich für

die einzelnen Bauweisen und Funktionen der Antriebsenergiewandler unterschiedlich große Ölreservoirs. Dabei ist eine Abhängigkeit des Ölreservoirs von der Höhe des Antriebsdrehmoments zu erkennen. Vor diesem Hintergrund kann das Gewicht des Kühlwassers und des Motoröls in Abhängigkeit des Antriebsdrehmoments nach folgender empirischen Formel bestimmt werden:

$$G_{\text{Antr.,Kühlwasser}} = 0,0171 \cdot M_{\text{Antr.}} + 2,2155 \quad \text{Gl. 6-12}$$

$$G_{\text{Antr.,Motoröl}} = 0,0092 \cdot M_{\text{Antr.}} + 1,8953 \quad \text{Gl. 6-13}$$

6.2.3 Drehmomentwandler und Verteilergetriebe

Im Rahmen der Analyse zur sekundären Gewichtsreduktion werden 5-Gang- und 6-Gang-Handschatgetriebe detailliert betrachtet. Dabei werden die Antriebskonzepte Front- und Heckantrieb berücksichtigt. Bei frontangetriebenen Fahrzeugen ist das Verteilergetriebe zusammen mit dem Drehmomentwandler in einem Gehäuse verbaut. Bei heckangetriebenen Fahrzeugen verfügt das Verteilergetriebe über ein separates Gehäuse. In Abb. 6-54 sind Drehmomentwandler und Verteilergetriebe exemplarisch für ein front- und heckangetriebenen Fahrzeug dargestellt.

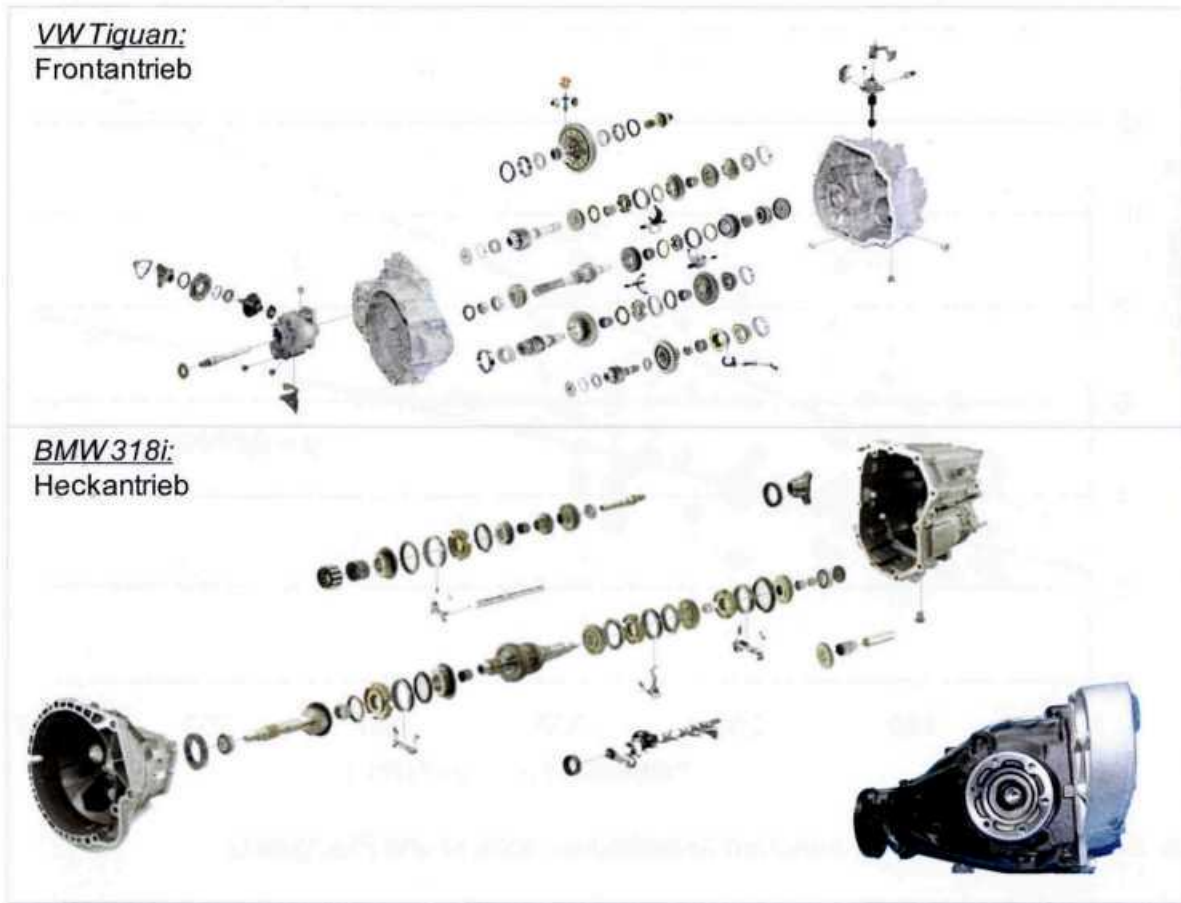


Abb. 6-54: Übersicht der Bauteile von 6-Gang-Handschatgetrieben (Front- und Heckantrieb)

In Abb. 6-55 ist das Funktionsprinzip eines Handschaltgetriebes für ein front- und heckangetriebenes Fahrzeug dargestellt. Handschaltgetriebe für heckangetriebene Fahrzeuge verfügen über zwei Wellen, die Hauptwelle und die Vorgelegewelle. Die Hauptwelle verläuft vom Getriebeeingang bis zum Getriebeausgang und ist nach der ersten Zahnradstufe unterbrochen. Die zur Hauptwelle parallel verlaufende Vorgelegewelle wird über das erste Zahnradpaar im vorderen Teil der Hauptwelle angetrieben. Durch Schalten der jeweiligen Gänge (z.B. Gang 1) wird das Antriebsmoment von der Vorgelegewelle auf den hinteren Teil der Hauptwelle übertragen und zum Differential geleitet. Die Übersetzung der vorderen Hauptwelle zur Vorgelegewelle i_v beträgt eins.

In Analogie dazu bestehen Handschaltgetriebe für frontangetriebene Fahrzeuge aus einer Getriebeeingangs- und Getriebeausgangswelle. Das Antriebsdrehmoment wird in die Antriebswelle eingeleitet. Durch Schalten der jeweiligen Gänge (z.B. Gang 1) wird das Antriebsdrehmoment über die jeweilige Zahnradpaarung auf die Abtriebswelle und im Anschluss auf das Differential übertragen, das bei frontangetriebenen Fahrzeugen einen Teil des Handschaltgetriebes darstellt. Vom Differential wird das Antriebsdrehmoment an die Räder übertragen.

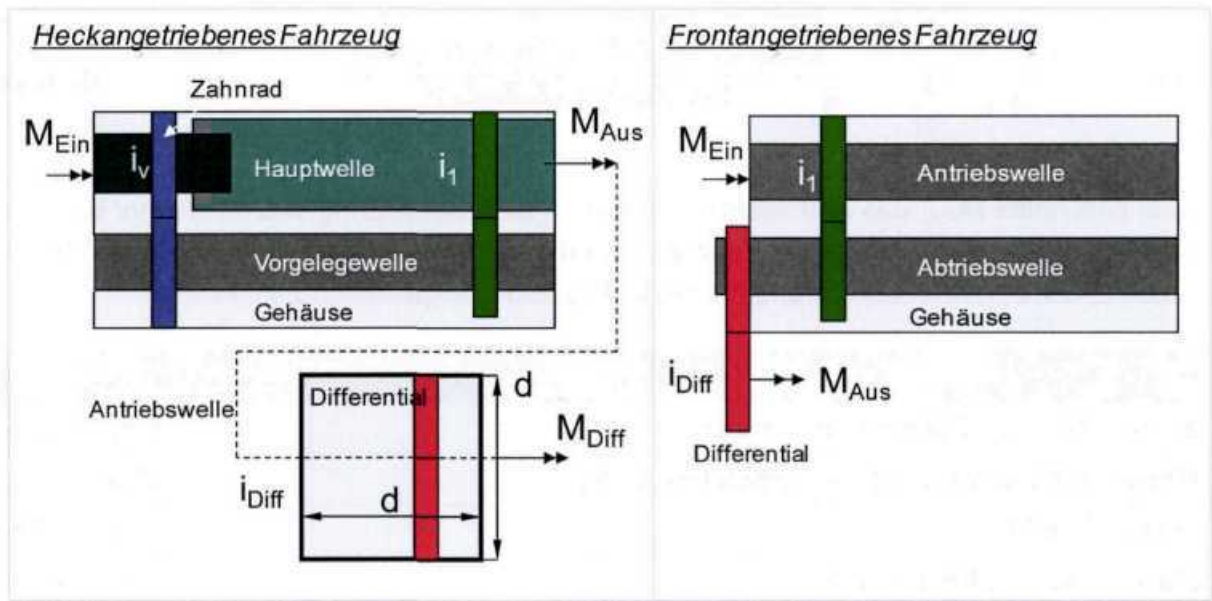


Abb. 6-55: Drehmomentwandlung für front- und heckangetriebene Fahrzeuge

Die Höhe des zu übertragenden Antriebsdrehmoments sowie die minimale und maximale Getriebespreizung sind wichtige Auslegungskriterien für Drehmomentwandler. Neben der Wahl des Antriebskonzepts ist zudem die Betriebsfestigkeit von Bedeutung. Die minimale und maximale Getriebespreizung wird im Allgemeinen im Vorfeld der Auslegung des Drehmomentwandlers definiert. Für das Verteilergetriebe gelten ähnliche Auslegungskriterien. Auch hier ist die Dimensionierung der jeweiligen Bauteile von der im Vorfeld definierten, festen Differentialübersetzung abhängig. Vor diesem Hintergrund wird folgende Vorgehens-

weise für die Dimensionierung der Bauteile der 5-Gang- und 6-Gang-Handschaftgetriebe in Abhängigkeit des Antriebskonzepts gewählt:

- Berechnung des Abstandes der Getriebeeingangs- und Getriebeausgangswelle
- Dimensionierung der Gangräder in Abhängigkeit der Ganganzahl
- Berechnung der Getriebeelänge unter Berücksichtigung der Ganganzahl
- Dimensionierung der Getriebewellen unter Berücksichtigung der Dauerfestigkeit
- Dimensionierung des Getriebegehäuses
- Berechnung der Bauteilgewichte für die Gangräder und die Getriebewellen
- Einbeziehung sonstiger Gewichte (z.B. Elektrik, Schaltgestänge etc.)
- Summation der Einzelgewichte zum Gesamtgewicht des Drehmomentwandlers
- Bestimmung der Gewichtsveränderung des Getriebeöls

Die Grundlage für die Berechnung des Getriebeachsabstands bildet die Übersetzung des ersten Gangs. Nach Lechner und Naunheimer kann in Anlehnung für die in DIN 3390 definierte Zahnradauslegung unter Berücksichtigung einer Sicherheit gegen Grübchenbildung für den Abstand der Getriebewellen folgender Zusammenhang angenommen werden [LEC94]:

$$a_{\text{Getriebe}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{Antr.}} \cdot (i_1 + 1)^4}{4 \cdot i_1 \cdot \frac{b}{d_1}}} \cdot \sqrt[3]{\frac{(Z_{B/D} Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta S_H)^2 \cdot (K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha})}{(\sigma_{H,\text{lim}} Z_{NT} Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X)^2}} \quad \text{Gl. 6-14}$$

Dabei beschreibt $M_{\text{Antr.}}$ das Antriebsdrehmoment, i_1 die Übersetzung und der Faktor b/d_1 das Verhältnis von Zahnradbreite zu Zahnrad Durchmesser des ersten Gangs. Für die Koeffizienten Z_i und K_i gelten standardmäßig die in Abb. 6-56 dargestellten Zahlenwerte.

Faktor	Formelindex	Wert
Zahnradbreite zu Zahnrad Durchmesser	b/d_1	0,65
Ritzeingriffsfaktor Z_B , Radeingriffsfaktor Z_D [-]	$Z_{B/D}$	1
Zonenfaktor [-]	Z_H	2,25
Elastizitätsfaktor $[(N/mm^2)^{0,5}]$	Z_E	189,8
Überdeckungsfaktor [-]	Z_ϵ	0,95
Schrägungsfaktor [-]	Z_β	0,95
Sicherheit [-]	S_H	1,2
Dauerfestigkeitswert des Werkstoffs $[N/mm^2]$	$\sigma_{H,\text{lim}}$	1800
Lebensdauer-, Schmierstoff-, Rauheits-, Geschwindigkeitsfaktor [-]	Z_{NT}, Z_L, Z_R, Z_V	1
Werkstoffpaarungsfaktor, Größenfaktor für Flankenpressung [-]	Z_W, Z_X	1
Stirnfaktor, Breitenfaktor für Flankenpressung, Dynamikfaktor [-]	$K_{H\alpha}, K_{H\beta}, K_V$	1
Anwendungsfaktor [-]	K_A	1

Abb. 6-56: Übersicht über Faktoren und Zahlenwerte für die Getriebeauslegung [LEC94]

Basierend auf der Berechnung des Abstands zwischen der Getriebeeingangs- und Getriebeausgangswelle folgt die Dimensionierung der Gangräder. Dabei besteht ein Getriebegang grundsätzlich aus einem Ritzel und einem Zahnrad. Die Berechnung des Ritzeldurchmessers d_r sowie des Zahnraddurchmessers d_z der einzelnen Gänge erfolgt wahlweise anhand bekannter Getriebeübersetzungen für die Gänge i_1 bis i_n oder anhand der Annahme einer progressiven Getriebeauslegung. Bei der progressiven Getriebeauslegung werden die Übersetzungen des ersten Gangs i_1 und des letzten Gangs i_n festgelegt. Die Berechnung der Gänge i_{2-4} bei einem 5-Gang-Getriebe bzw. i_{2-5} bei einem 6-Gang-Getriebe erfolgt unter Definition des Grundstufensprungs φ_1 und des Progressionsfaktors φ_2 basierend auf der Getriebespreizung $i_{G,ges}$ in Abhängigkeit der Anzahl der Gänge z nach folgenden Zusammenhängen:

$$\varphi_1 = \sqrt[z-1]{\frac{i_{G,ges}}{0,5 \cdot (z-1) \cdot (z-2)}} \quad \text{Gl. 6-15}$$

$$i_n = i_z \cdot \varphi_1^{(z-n)} \cdot \varphi_2^{0,5 \cdot (z-n) \cdot (z-n-1)} \quad \text{Gl. 6-16}$$

Für die Getriebeübersetzung gilt:

$$i_n = \frac{d_{r,n}}{d_{z,n}} \quad \text{Gl. 6-17}$$

Dabei beschreibt der Index n den jeweiligen Gang. Für die Gänge 1 bis 5 bzw. 1 bis 6 kann der Ritzeldurchmesser jeweils nach folgendem Zusammenhang bestimmt werden:

$$d_{r,n} = \frac{2 \cdot a_{\text{Getriebe}}}{1 + i_n} \quad \text{Gl. 6-18}$$

Für den jeweiligen Zahnraddurchmesser gilt:

$$d_{z,n} = (2 \cdot a_{\text{Getriebe}}) - d_{r,n} \quad \text{Gl. 6-19}$$

Zur Bestimmung der jeweiligen Ganggewichte und zur Abschätzung der resultierenden Getriebebeläge werden zudem die Ritzel- und Zahnradbreiten der einzelnen Gänge bestimmt. Für den ersten Gang gilt das in Abb. 6-56 definierte Verhältnis zwischen Zahnradbreite und Zahnraddurchmesser von 0,65. Für die Gänge 2 bis 5 bzw. 6 sowie für den Rückwärtsgang ist das Verhältnis aus Zahnradbreite und -durchmesser nicht vorgeschrieben.

Abb. 6-57 zeigt die Variation der Zahnradbreiten über die Gänge n für verschiedene Fahrzeuge. Es ist zu erkennen, dass die Zahnradbreiten der einzelnen Gänge für die verschiedenen Fahrzeuge nahezu konstant sind. Vor diesem Hintergrund wird im Folgenden angenommen, dass die Zahnradbreiten der Gänge 2 bis 5 bzw. 6 sowie der Rückwärtsgang der Zahnradbreite des ersten Gangs entsprechen.

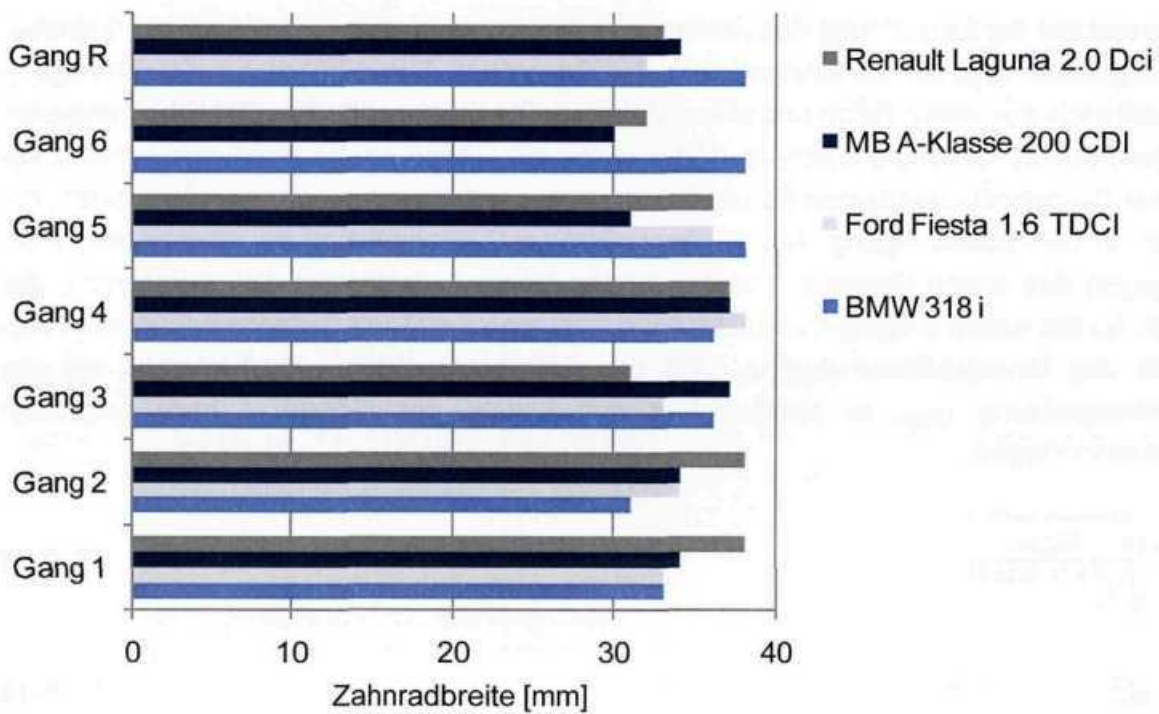


Abb. 6-57: Variation der Zahnradbreiten über die Gänge n für verschiedene Fahrzeuge

Neben den jeweiligen Zahnradbreiten hat die Dimensionierung der Lager und der Synchronkörper einen entscheidenden Einfluss auf die resultierende Länge der Getriebewelle und somit auch des Handschaltgetriebes. Die einzelnen Getriebewellen werden in der Regel unabhängig von der Anzahl der Gänge sowie der Antriebsart zweifach gelagert. Dazu wird ein Lager am Eingang der Getriebewelle und ein Lager am Ausgang der Getriebewelle eingesetzt. Die Lager sind dabei im Getriebegehäuse verbaut. Bei 5- und 6-Gang-Handschaltgetrieben werden in der Regel drei Synchronkörper verbaut, die aus zwei Synchronringen, der Schiebemuffe und einem Synchrongrundkörper bestehen. In Abb. 6-58 und Abb. 6-59 ist ein Beispiel für die Getriebelagerung und die Synchronisierung für ein 5-Gang-Handschaltgetriebe dargestellt.

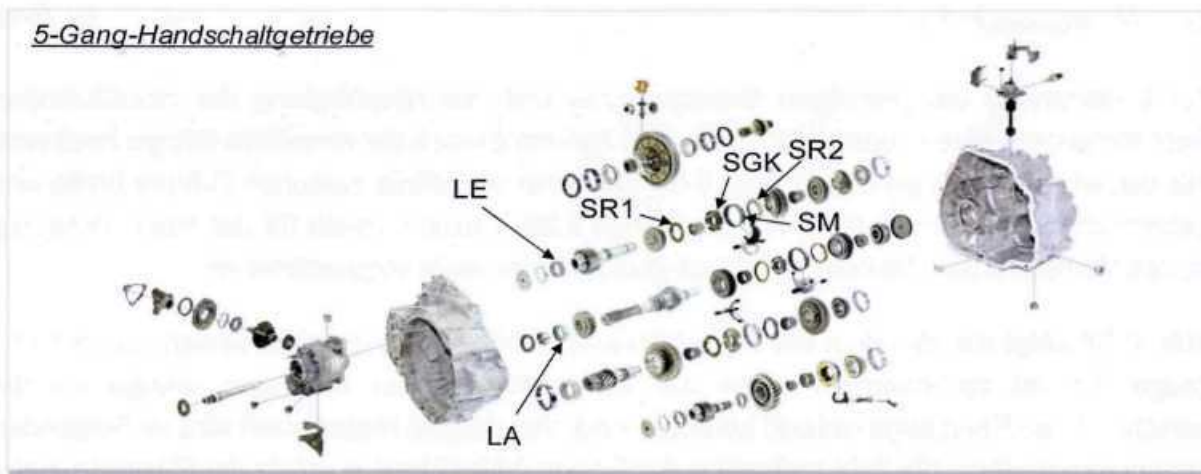


Abb. 6-58: Lagerung und Synchronisierung eines 5-Gang-Handschaltgetriebes



Abb. 6-59: Lagerung der Getriebewellen und Synchrongrundkörper des Opel Zafira

Zur Ermittlung der für die Berechnung der Getriebe­länge notwendigen Abmessungen der Lagerung und Synchronisierung wird im Vorfeld die Breite der Lagerung und Synchronisierung für insgesamt 80 verschiedene Fahrzeuge recherchiert. Die Recherche zeigt, dass innerhalb eines Handschaltgetriebes die Breite der beiden Lagerungen sowie der Synchronkörper jeweils nahezu konstant sind. Unabhängig von der Höhe des zu übertragenden Antriebsdrehmoments kann die Breite des Synchronkörpers durchschnittlich zu 42 mm angenommen werden (Abb. 6-60). Die Breite der Lagerung beträgt bei allen untersuchten Fahrzeugen durchschnittlich 18 mm.

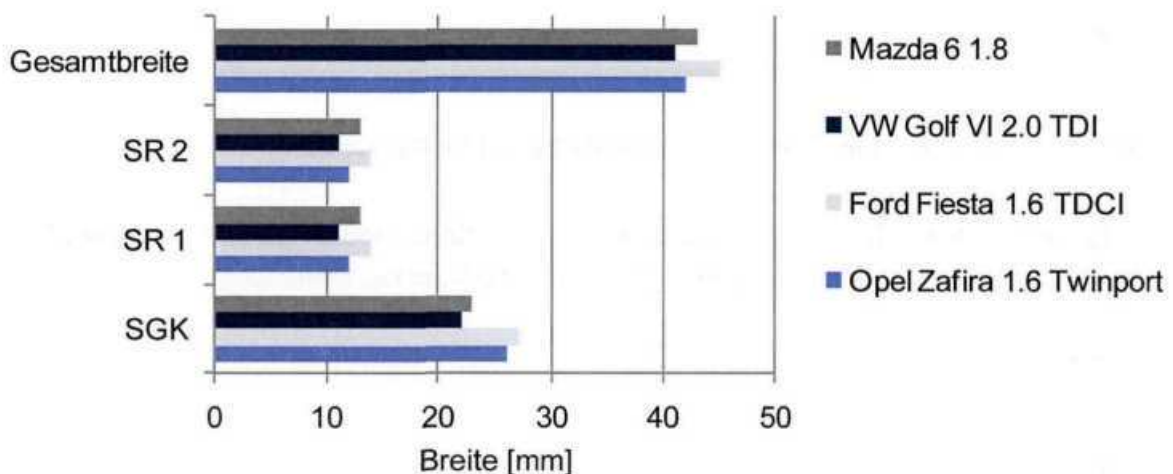


Abb. 6-60: Breite der Lagerung und Synchronisierung für verschiedene Fahrzeuge

Demzufolge kann die Getriebe­länge l_{Getriebe} nach folgender Formel berechnet werden:

$$l_{\text{Getriebe}} = \left((z+1) \cdot b_{r,i} \right) + (A_L \cdot b_{\text{Lager}}) + (B_S \cdot b_{\text{Synchronkörper}}) \quad \text{Gl. 6-20}$$

Dabei beschreibt der Koeffizient A_L die Anzahl der Lagerstellen je Welle, die standardmäßig zu 2 gesetzt wird. Der Koeffizient B_S beschreibt die Anzahl der Synchronkörper, die für 5-

und 6-Gang-Handschaltgetriebe bei 3 liegt. Der Koeffizient z definiert die Anzahl der Gänge im Getriebe. Dabei folgt der Faktor $(z+1)$ bei frontangetriebenen Fahrzeugen aus der Berücksichtigung des Rückwärtsgangs. Da bei heckangetriebenen Fahrzeugen ein Gang durch eine Direktübersetzung von $i=1$ entfällt, eine zusätzliche Übersetzung für die Vorgelegewelle benötigt wird und zudem der Rückwärtsgang bei der Berechnung der Getriebelänge berücksichtigt werden muss, ergibt sich für heckangetriebene Fahrzeuge ebenfalls der Faktor $(z+1)$.

Die Dimensionierung der Getriebewellen erfolgt nach einer vereinfachten Dauerfestigkeitsauslegung auf Basis maximaler Torsions- und Biegemomente. Dabei wird angenommen, dass die maximale Wellenbelastung im ersten Gang vorliegt und die Gangräder des ersten Gangs mittig auf der Welle positioniert werden. Unter dieser Voraussetzung wirken die in Abb. 6-61 dargestellten Kräfte und Momente auf die jeweilige Getriebewelle.

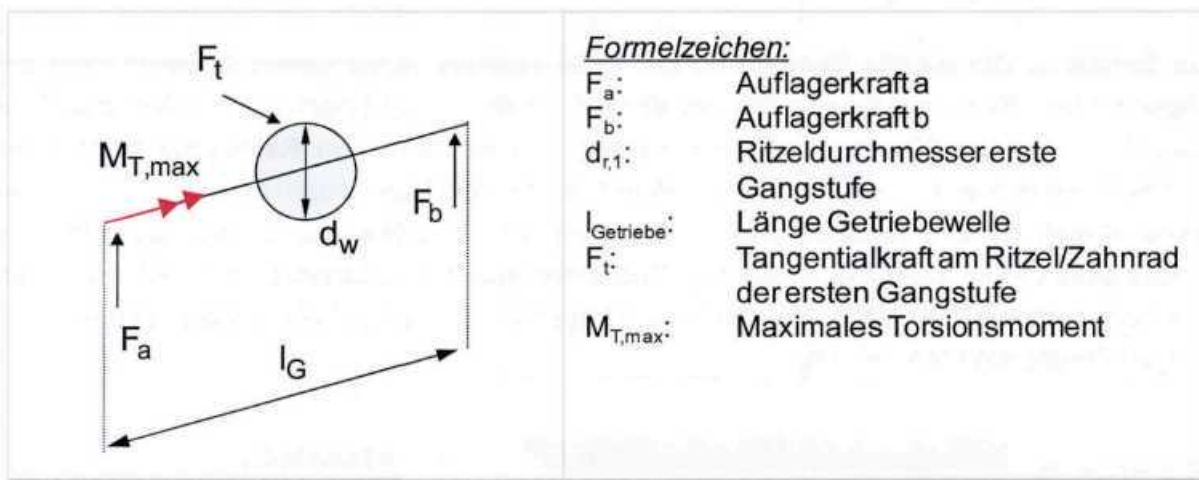


Abb. 6-61: Schematische Darstellung der Belastungen auf eine Getriebewelle

Die Tangentialkraft am Zahnrad sowie das maximale Torsions- und Biegemoment können für die Getriebeeingangswelle nach folgenden Zusammenhängen bestimmt werden:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{\text{Antr.}}}{d_{r,1}} \tag{Gl. 6-21}$$

$$M_{B,max} = \frac{F_t \cdot l_{\text{Getriebe}}}{4} \tag{Gl. 6-22}$$

$$M_{T,GEW,max} = M_{\text{Antr.}} \tag{Gl. 6-23}$$

Unter Berücksichtigung des berechneten maximalen Torsions- und Biegemoments kann über ein Vergleichsmoment ein notwendiger Mindestdurchmesser für die Getriebewelle berechnet werden:

$$M_V = \sqrt{(M_{B,\max})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot M_{T,\max})^2} \quad \text{Gl. 6-24}$$

$$d_{\text{GEW,min}} = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_V}{\sigma_{B,\text{zul}}}} \quad \text{Gl. 6-25}$$

Für die zulässige Biegewechselfestigkeit $\sigma_{B,\text{zul}}$ gilt:

$$\sigma_{B,\text{zul}} = \frac{\sigma_{b,W}}{S_D} \quad \text{Gl. 6-26}$$

Für die zulässige Biegewechselfestigkeit $\sigma_{B,\text{zul}}$ wird standardmäßig ein Wert von 400 MPa angenommen. Der Sicherheitsbeiwert S_D beträgt 1,3. Die Berechnung der Tangentialkraft, des maximalen Biegemoments sowie des Vergleichsmoments und des minimalen Wellendurchmessers der Getriebeausgangswelle entspricht der Vorgehensweise zur Dimensionierung der Getriebeeingangswelle. Da bei der Auslegung der Getriebeausgangswelle die Übersetzung des ersten Gangs berücksichtigt werden muss, ergibt sich für das maximale Torsionsmoment:

$$M_{T,\text{GAW,max}} = M_{\text{Antr.}} \cdot i_1 \quad \text{Gl. 6-27}$$

Die getroffenen Annahmen sowie die Auslegung auf Dauerfestigkeit führen zu einer Überdimensionierung der Getriebewellen. Da die Getriebewellen in der Realität auf Betriebsfestigkeit ausgelegt werden, ergeben sich geringfügige Unterschiede in der Dimensionierung der Getriebewellen. Vor diesem Hintergrund wird in die Berechnungssystematik zur Bestimmung der sekundären Gewichtsreduktion jeweils ein Korrekturfaktor für front- und heckangetriebene Fahrzeuge eingeführt, mit dessen Hilfe die Dimensionierung der Getriebewellen an die realen Bedingungen angepasst werden kann.

Die Auslegung des Getriebegehäuses erfolgt auf Basis des berechneten Getriebeachsabstands und der Dimensionierung der Gangräder. Das Getriebegehäuse wird in Form eines schräg abgesetzten Hohlzylinders mit konstanter Blechdicke um die Getriebewellen und Gangräder konstruiert (Abb. 6-62). Dabei wird die Blechdicke im Rahmen von Vorarbeiten über einen Vergleich zwischen den jeweiligen Gewichten von realen Getriebegehäusen und dem Gewicht des vereinfachten Getriebegehäuses zu 11 mm eingestellt. Der Durchmesser des Getriebegehäuses ergibt sich aus der Addition des Getriebeachsabstands mit den Radien des Ritzels und des Zahnrads eines Gangs. Der Achsabstand zwischen der Getriebeeingangs- und Getriebeausgangswelle ist für alle Gänge konstant. Somit ist die Übersetzung des jeweiligen Gangs entscheidend für die Dimensionierung des Getriebegehäuses. Die Ritzeldurchmesser nehmen mit steigendem Gang bei abnehmenden Zahnradurchmessern zu. Damit alle Gänge in das Getriebegehäuse integriert werden können, wird dieses schräg abgesetzt ausgeführt (Abb. 6-62). Unter Berücksichtigung der Übersetzung des ersten Gangs lässt sich für die Dimensionierung des Getriebegehäuses somit folgender Zusammenhang formulieren:

$$d_{\text{Getriebe}} = a_{\text{Getriebe}} + 0,5 \cdot d_{r,1} + 0,5 \cdot d_{z,1}$$

Gl. 6-28

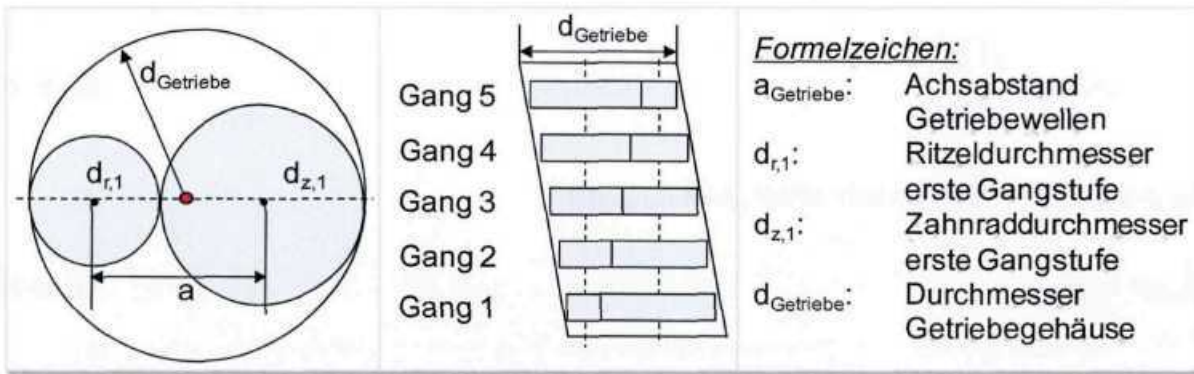


Abb. 6-62: Schematische Darstellung zur Bestimmung des Getriebegehäusedurchmessers

Zur Dimensionierung des Verteilergetriebes wird im Vergleich zum Handschaltgetriebe vereinfachend eine identische Aufbauweise angenommen (Abb. 6-63). Dazu wird bei einer bekannten festen Differentialübersetzung nach Gl. 6-14 ein Achsabstand zwischen dem Ritzel und dem Zahnrad berechnet. Darauf aufbauend erfolgt die Dimensionierung des Ritzels und des Zahnrads der festen Übersetzung (Gl. 6-17 bis Gl. 6-19).

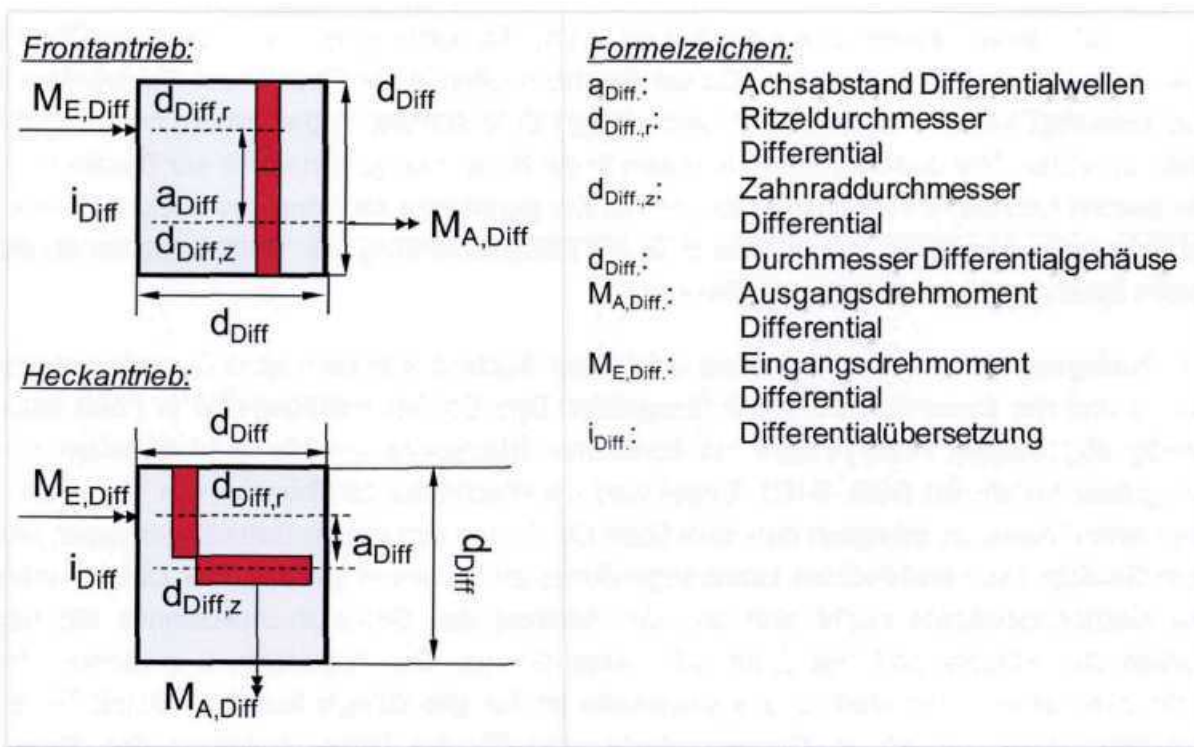


Abb. 6-63: Schematische Darstellung des Differentials

Zur Berechnung des Differentialgehäuses werden zunächst die Antriebskonzepte Front- und Heckantrieb unterschieden (Abb. 6-55). Da bei frontangetriebenen Fahrzeugen das

Differential ein Teil des Handschaltgetriebes darstellt, entfällt die Auslegung eines Differentialgehäuses. Die Länge des Differentials wird bei der Auslegung des Getriebegehäuses berücksichtigt. Bei heckangetriebenen Fahrzeugen ist das Differential separat ausgeführt. Vor diesem Hintergrund erfolgt die Auslegung des Differentialgehäuses entsprechend dem Getriebegehäuse. Für den Durchmesser des Differentialgehäuses d_{Diff} und die Länge l_{Diff} werden folgende Zusammenhänge angenommen:

$$d_{\text{Diff}} = a_{\text{Diff}} + \frac{d_{\text{Diff},z}}{2} \quad \text{Gl. 6-29}$$

$$l_{\text{Diff}} = d_{\text{Diff}} \quad \text{Gl. 6-30}$$

Zur Berechnung der Gewichte der Ritzel ($G_{\text{Antr.,Getr.,r,i}}$) sowie Zahnräder ($G_{\text{Antr.,Getr.,z,i}}$) der einzelnen Gänge, der Getriebeeingangs- ($G_{\text{Antr.,Getr.,GEW}}$) sowie Getriebeausgangswelle ($G_{\text{Antr.,Getr.,GAW}}$), des Getriebegehäuses für front- ($G_{\text{Antr.,Getr.,GEH,FA}}$) und heckangetriebene Fahrzeuge ($G_{\text{Antr.,Getr.,GEH,HA}}$) werden folgende Zusammenhänge definiert:

$$G_{\text{Antr.,Getr.,r,i}} = (d_{r,i}^2 - d_{\text{GEW,min}}^2) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot b_{r,1} \cdot \rho_{\text{Stahl}} \quad \text{Gl. 6-31}$$

$$G_{\text{Antr.,Getr.,z,i}} = (d_{z,i}^2 - d_{\text{GAW,min}}^2) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot b_{r,1} \cdot \rho_{\text{Stahl}} \quad \text{Gl. 6-32}$$

$$G_{\text{Antr.,Getr.,GEW}} = (d_{\text{GEW,min}}^2) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot l_{\text{Getriebe}} \cdot \rho_{\text{Stahl}} \quad \text{Gl. 6-33}$$

$$G_{\text{Antr.,Getr.,GAW}} = (d_{\text{GAW,min}}^2) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot l_{\text{Getriebe}} \cdot \rho_{\text{Stahl}} \quad \text{Gl. 6-34}$$

$$G_{\text{Antr.,Getr.,GEH,FA}} = ((d_{\text{Getriebe}} + 2 \cdot t_{\text{Gehäuse}})^2 - d_{\text{Getriebe}}^2) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (l_{\text{Getriebe}} + b_{\text{Diff,r}}) \cdot \rho_{\text{Stahl}} \quad \text{Gl. 6-35}$$

$$G_{\text{Antr.,Getr.,GEH,HA}} = ((d_{\text{Getriebe}} + 2 \cdot t_{\text{Gehäuse}})^2 - d_{\text{Getriebe}}^2) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot l_{\text{Getriebe}} \cdot \rho_{\text{Stahl}} \quad \text{Gl. 6-36}$$

Neben den Getriebekomponenten Ritzel, Zahnräder, Getriebeeingangs- und Getriebeausgangswelle sowie Getriebegehäuse wird das Gewicht sonstiger Getriebekomponenten wie Kupplungsglocke, Elektronik, Schaltgestänge, Achsflansche und Synchronkörper bei der Berechnung des Getriebe-Gesamtgewichts berücksichtigt. Dabei dienen die Achsflansche als Arretierung für die vorderen Antriebswellen. Dazu werden für die jeweiligen Bauteile durchschnittliche Gewichte anhand realer Fahrzeugdaten ermittelt. Im Gegensatz zu den Bauteilen, die analytisch berechnet werden, kann bei diesen Bauteilen keine Abhängigkeit des Gewichts vom jeweiligen Antriebsdrehmoment beobachtet werden. Die ermittelten, durchschnittlichen Bauteilgewichte werden pauschal auf das Getriebegewicht addiert. Für die jeweiligen Bauteile ergeben sich die in Abb. 6-64 dargestellten konstanten Werte. Für das Gewicht der Kupplungsglocke wird basierend auf realen Fahrzeugdaten folgender empirischer Zusammenhang definiert:

$$G_{\text{Antr.,Getr.,GEH,KG}} = 0,0104 \cdot M_{\text{Antr.}} + 5,5881 \quad \text{Gl. 6-37}$$

Getriebekomponente	Gewicht [kg]
Je Lagerung Getriebewellen (insgesamt 4)	0,2
Je Synchronkörper (ca. 3)	0,4
Schaltgestänge, Schaltung, Achsflansche und sonstiges	2
Kupplungsglocke (empirischer Ansatz)	8
Gesamtgewicht (5-Gang-Handschaltgetriebe, Frontantrieb)	12

Abb. 6-64: Übersicht der ermittelten Pauschalgewichte sonstiger Getriebekomponenten

In Analogie dazu werden für die Berechnung der Gewichte des Ritzels ($G_{\text{Antr.,Diff.,r}}$) sowie des Zahnrads ($G_{\text{Antr.,Diff.,z}}$) des Differentials sowie des Differentialgehäuses bei heckangetriebenen Fahrzeugen ($G_{\text{Antr.,Diff.,GEH,HA}}$) folgende Zusammenhänge definiert:

$$G_{\text{Antr.,Diff.,r}} = d_{\text{Diff.,r}}^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot b_{\text{Diff.,r}} \cdot \rho_{\text{Stahl}} \quad \text{Gl. 6-38}$$

$$G_{\text{Antr.,Diff.,z}} = d_{\text{Diff.,z}}^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot b_{\text{Diff.,z}} \cdot \rho_{\text{Stahl}} \quad \text{Gl. 6-39}$$

$$G_{\text{Antr.,Diff.,GEH}} = [(d_{\text{Diff.}} + 2 \cdot t_{\text{Diff.}})^2 - d_{\text{Diff.}}^2] \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \rho_{\text{Stahl}} \quad \text{Gl. 6-40}$$

In Analogie zum Getriebegehäuse wird, basierend auf einem direkten Vergleich zwischen dem Gewicht des Differentialgehäuses realer Fahrzeuge und dem Gewicht des vereinfachten Differentialgehäuses, eine konstante Blechdicke t_{Diff} von 11 mm angenommen.

Neben den Differentialkomponenten Gehäuse, Ritzel und Zahnrad wird das Gewicht weiterer Komponenten wie Achsflansche und Lagerung bei der Berechnung des Differential-Gesamtgewichts berücksichtigt. Dabei dienen die Achsflansche als Befestigung für die Antriebswellen. Dazu werden für die jeweiligen Bauteile durchschnittliche Gewichte anhand realer Fahrzeugdaten ermittelt. Die durchschnittlichen Bauteilgewichte werden pauschal auf das Differentialgewicht addiert. Für die Lagerung und die Achsflansche können die in Abb. 6-65 dargestellten durchschnittlichen Bauteilgewichte als konstant angenommen werden. Demgegenüber ist der Zusammenhang zwischen Getriebeölgewicht und Antriebsdrehmoment für Handschalt- und Automatikgetriebe in Abb. 6-66 dargestellt.

Differentialkomponente	Gewicht [kg]
Je Lagerung Achsflansch (insgesamt 4)	0,2
Achsflansche	1
Gesamtgewicht Differential	1,8

Abb. 6-65: Übersicht der ermittelten Pauschalgewichte sonstiger Differentialkomponenten

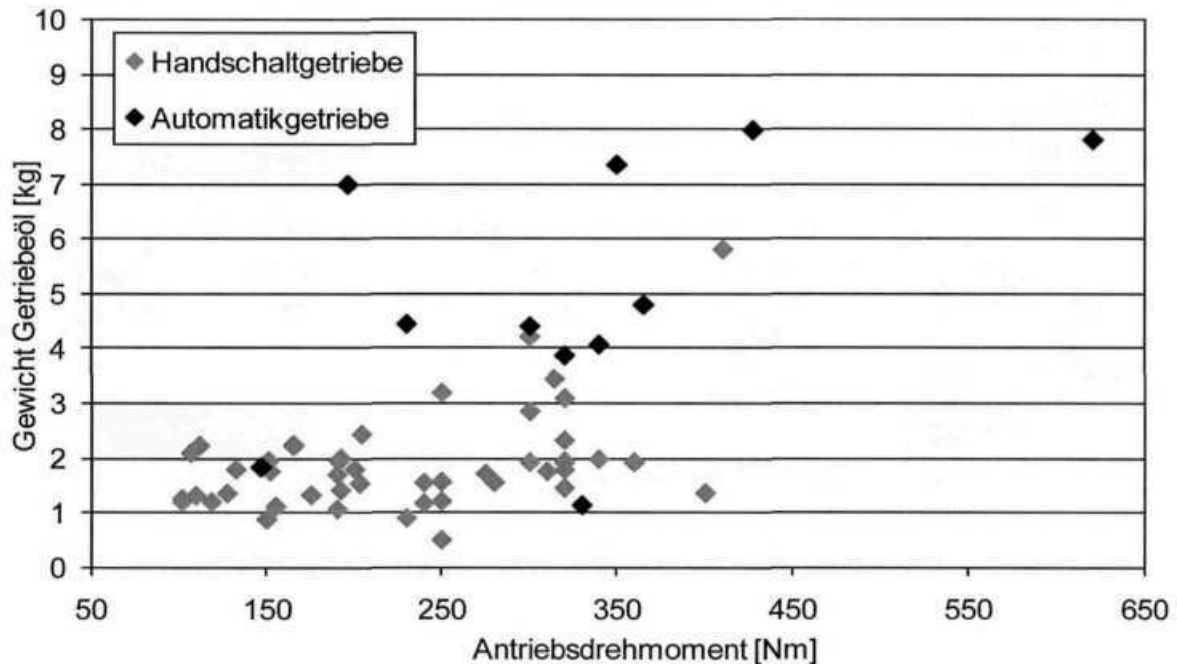


Abb. 6-66: Zusammenhang zwischen Antriebsdrehmoment und Getriebeölgewicht

Es ist zu erkennen, dass Automatikgetriebe grundsätzlich über ein höheres Getriebeölvolumen verfügen als Handschaltgetriebe. Eine Abhängigkeit des Getriebeölvolumens vom Antriebsdrehmoment ist nicht zu erkennen. Ebenso ist die Getriebeölmenge unabhängig vom Getriebegewicht. Vor diesem Hintergrund wird eine Reduktion des Getriebeölvolumens im Rahmen der sekundären Gewichtsreduktion nicht weiter betrachtet.

In Abb. 6-67 ist abschließend die Vorgehensweise zur Bestimmung des Gesamtgewichts für Handschaltgetriebe und Differentiale dargestellt. Bei frontangetriebenen Handschaltgetrieben wird die Dimensionierung der Getriebebauteile Ritzel, Zahnräder, Getriebeeingangswelle und Getriebeausgangswelle sowie Getriebegehäuse in Abhängigkeit des Antriebsdrehmoments analytisch bestimmt. Zudem werden die durchschnittlichen Bauteilgewichte der Lagerung, der Achsflansche, des Schaltgestänges sowie der Synchronkörper und Elektronik als konstant angenommen und auf das Getriebegewicht addiert. Das Ritzel und das Zahnrad des Differentials werden analytisch ausgelegt. Zudem werden durchschnittliche Bauteilgewichte für die Lagerung und die Achsflansche auf das Differentialgewicht addiert. Bei heckangetriebenen Fahrzeugen wird zudem das Gewicht für das Differentialgehäuse analytisch bestimmt.

In Abb. 6-68 sind vergleichend die berechneten Bauteilgewichte des Handschaltgetriebes und die jeweiligen Realgewichte für zwei Fahrzeuge dargestellt. Dabei beträgt das Gesamtgewicht des Getriebes des Ford Focus 1.6 TDCi insgesamt 41,55 kg im Vergleich zur Simulation mit 41,56 kg. Das Gesamtgewicht des Handschaltgetriebes des Golf V beträgt insgesamt 45,52 kg im Vergleich zu 49,46 kg des berechneten Getriebe gewichts. Infolge der vereinfachten Annahmen ergeben sich in der Simulation beim Differential im Vergleich zur Realität höhere Werte. Gute Übereinstimmungen können bei den Bauteilen Kupplungsglocke, Gangräder sowie Getriebeeingangs- und Getriebeausgangswelle erreicht werden.

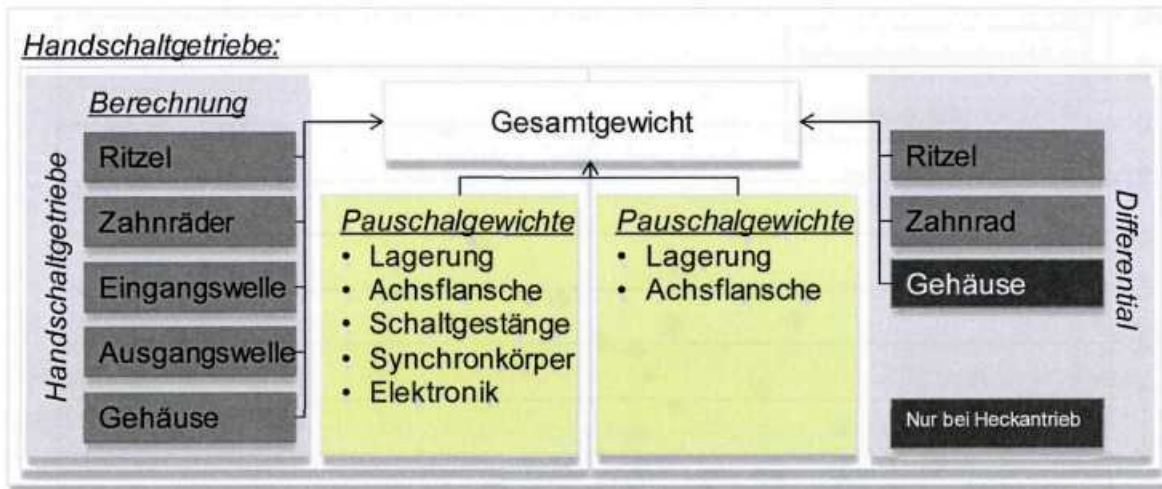


Abb. 6-67: Vorgehensweise zur Bestimmung des Getriebe- und Differentialgewichts

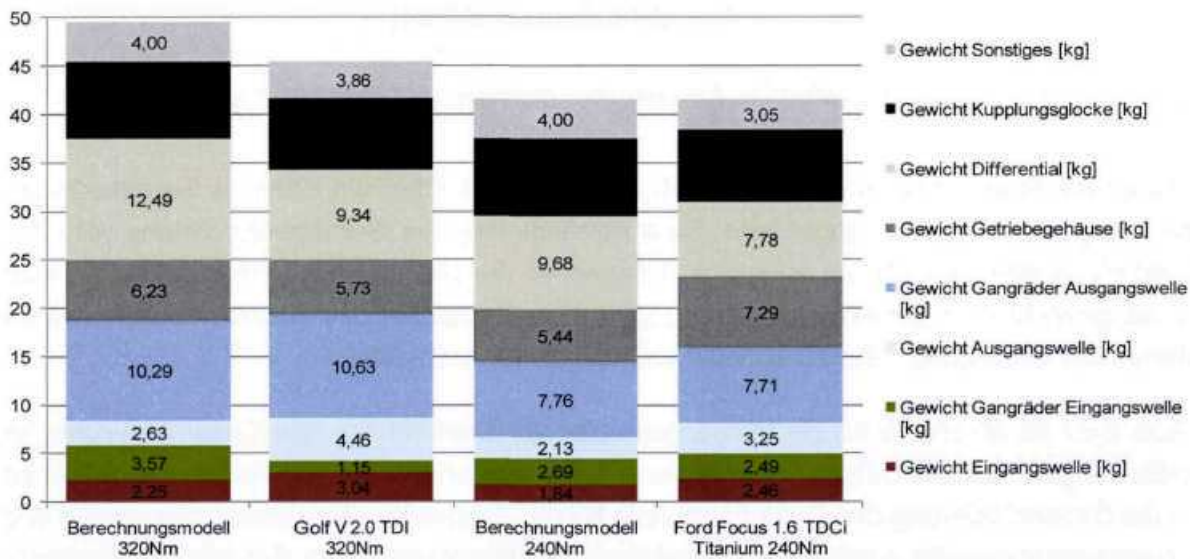


Abb. 6-68: Abgleich zwischen dem simulierten Getriebegewicht und Realwerten

6.2.4 Drehzahlwandler

Im Rahmen der Systematik zur Bestimmung der sekundären Gewichtsreduktion werden ausschließlich mechanische Kupplungen in Form von Schrauben- und Membranfederkupplungen betrachtet. Dabei werden im Wesentlichen die Bauteile Kupplungsdruckplatte und Kupplungsscheibe berücksichtigt. Das Schwungrad des Antriebsenergiewandlers zählt ebenfalls zu der Funktion Drehzahlwandler.

Für die Dimensionierung der Baugruppe Kupplungsscheibe und -druckplatte sind die Höhe des zu übertragenden Antriebsdrehmoments, die zulässige Erwärmung sowie die geforderte Schaltzeit ausschlaggebend. Die Auslegung des Schwungrads des Antriebsstrangs richtet sich nach der Höhe der Drehungleichförmigkeit des Antriebsenergiewandlers, die von der Bauweise (z.B. Reihen-4-Zylinder, Reihen-6-Zylinder, V-8-Zylinder etc.) und der Höhe des

Antriebsdrehmoments abhängt. Die Drehungleichförmigkeit entsteht durch periodisch auftretende Antriebsdrehmomente und führt zu Drehschwingungen. Infolge der Massenträgheit der Schwungräder kann die Drehungleichförmigkeit verringert werden, da das Schwungrad im Zuge der Beschleunigung Energie aufnimmt, die es bei Verzögerung wieder abgibt. Dadurch kann die Laufruhe des Antriebsenergiewandlers vor allem im Leerlauf deutlich gesteigert werden. Dabei werden in Abhängigkeit der Fahrzeugklasse und des Herstellers unterschiedlich hohe Anforderungen an die Laufruhe des Antriebsenergiewandlers gestellt, welche die Dimensionierung des Schwungrads und damit das Schwungradgewicht beeinflussen.

In Abb. 6-69 sind exemplarisch die im Hinblick auf die sekundäre Gewichtsreduktion relevanten Bauteile der Funktion Drehzahlwandler für zwei Fahrzeuge dargestellt. Es ist zu erkennen, dass das Gewicht der Schwungräder deutlich über den Bauteilgewichten der Kupplungsscheibe und der Kupplungsdruckplatte angesiedelt ist.

<u>Toyota IQ</u>		<u>Honda Accord 2.2 i-DTEC</u>	
			
Antriebsdrehmoment:	91 Nm	Antriebsdrehmoment:	350 Nm
<u>Gewichte:</u>		<u>Gewichte:</u>	
Schwungrad:	6,434 kg	Schwungrad:	15,428 kg
Kupplungsscheibe:	0,715 kg	Kupplungsscheibe:	1,018 kg
Kupplungsdruckplatte:	2,846 kg	Kupplungsdruckplatte:	4,964 kg

Abb. 6-69: Übersicht der relevanten Bauteile der Funktion Drehzahlwandler

In Abb. 6-70 ist der Zusammenhang zwischen dem Antriebsdrehmoment und den Bauteilgewichten für Otto- und Dieselmotoren dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Schwungräder der Diesel-Reihenmotoren und Diesel-V-Motoren im Vergleich zu den Ottomotoren ein Mehrgewicht bei höherem Antriebsdrehmoment aufweisen. Infolge des höheren Antriebsdrehmoments nehmen die Drehschwingungen des Antriebsenergiewandlers zu. Um die geforderte Laufruhe zu erreichen, ist der Einsatz von größeren Schwungrädern mit einem höheren Gewicht erforderlich. Nach Abb. 6-70 kann zur Berechnung des Schwungradgewichts $G_{Antr.,Kupp.,Srad}$ folgender empirischer Zusammenhang angenommen werden:

$$G_{Antr.,Kupp.,Srad} = 0,0309 \cdot M_{Antr.} + 3,5157 \quad \text{Gl. 6-41}$$

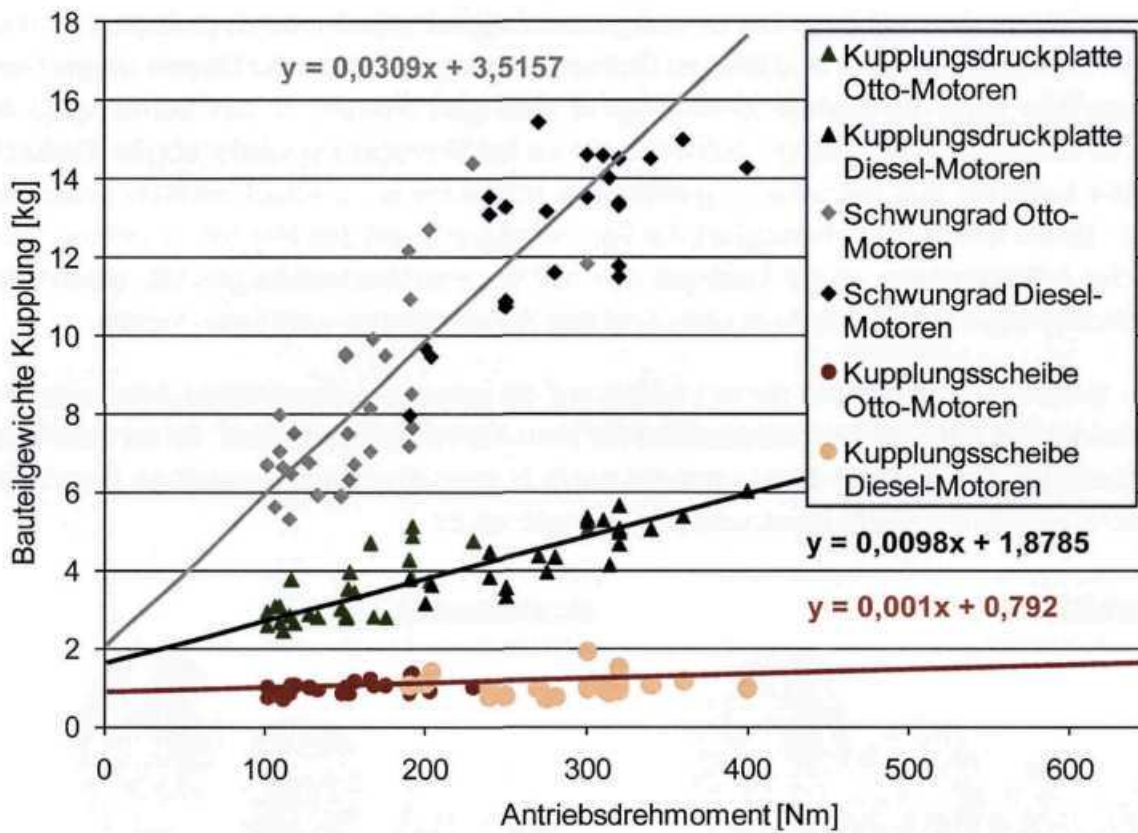


Abb. 6-70: Zusammenhang zwischen Antriebsdrehmoment und Bauteilgewichten

Zudem ist zu beobachten, dass mit zunehmendem Antriebsdrehmoment das Gewicht der Kupplungsdruckplatte steigt. Dies ist dadurch zu begründen, dass mit steigendem Antriebsdrehmoment die thermische Belastung der Kupplungsscheibe stetig zunimmt. Da die Kupplungsscheibe definierten Grenztemperaturen während des Schaltvorgangs unterliegt, kann ein höheres Antriebsdrehmoment nur durch eine Vergrößerung der Reibfläche und damit auch des Kupplungsscheibendurchmessers erreicht werden. Infolge des größeren Durchmessers steigt neben dem Kupplungsscheibengewicht das Gewicht der Kupplungsdruckplatte an, da sich der Durchmesser der Kupplungsdruckplatte an dem Kupplungsscheibendurchmesser orientiert. Dabei kann angenommen werden, dass die effektive Fläche der Druckplatte, die auf die Kupplungsscheibe drückt, mit der Reibfläche der Kupplungsscheibe identisch ist. Die Berechnung des Gewichts der Kupplungsscheibe $G_{Antr.,Kupp.,KS}$ und der Kupplungsdruckplatte $G_{Antr.,Kupp.,KDP}$ kann demnach über folgenden empirischen Zusammenhang zwischen Antriebsdrehmoment und Bauteilgewicht erfolgen:

$$G_{Antr.,Kupp.,KS} = 0,001 \cdot M_{Antr.} + 0,792 \quad \text{Gl. 6-42}$$

$$G_{Antr.,Kupp.,KDP} = 0,0098 \cdot M_{Antr.} + 1,8785 \quad \text{Gl. 6-43}$$

6.2.5 Antriebsenergiespeicher

Die Größe des Kraftstofftanks wird bei vorgegebener Reichweite durch den Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs bestimmt. Vor diesem Hintergrund ist die Berechnung des Kraftstoffverbrauchs notwendig, um die Größe des Kraftstofftankvolumens zu bestimmen. Für die Berechnung des Kraftstoffverbrauchs existieren zwei Methoden, die im Folgenden erläutert werden.

Die Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs kann zum Einen über Verbrauchskennfelder erfolgen. Der Verbrauch wird dabei als spezifischer Verbrauch angegeben, bei dem die verbrauchte Kraftstoffmasse zu der effektiven Leistung des Antriebsenergiewandlers ins Verhältnis gesetzt wird. Dabei bilden die Linien konstanten spezifischen Verbrauchs die sogenannten Muschelkurven, die einen direkten Vergleich des Kraftstoffverbrauchs zweier Antriebsenergiewandler ermöglichen (Abb. 6-71).

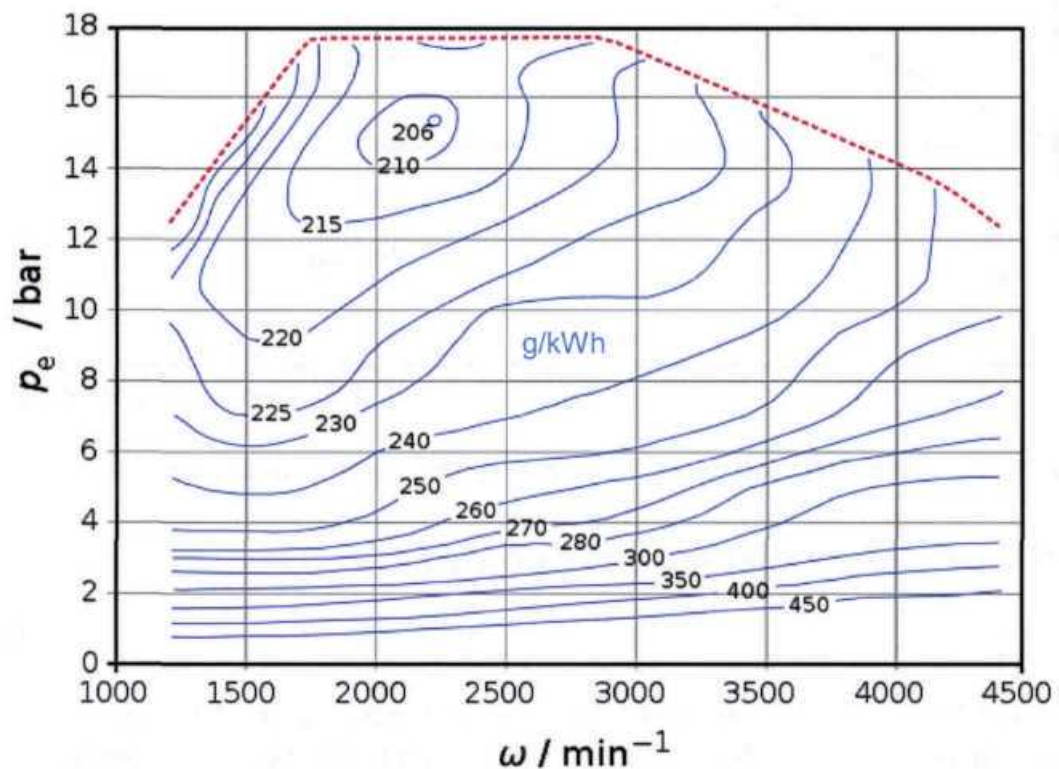


Abb. 6-71: Verbrauchskennfeld eines Antriebsenergiewandlers [MIN09]

Einen Rückschluss auf den absoluten Streckenverbrauch erlauben diese Kurven nicht, da diese im Wesentlichen den Kraftstoffverbrauch für verschiedene einzelne Betriebszustände des Antriebsenergiewandlers angeben. Ein weiterer Nachteil dieser Methode liegt darin, dass ein Verbrauchskennfeld grundsätzlich nur für einen Antriebsenergiewandler gültig ist. Zudem setzt die Berechnung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs voraus, dass das jeweilige Verbrauchskennfeld bekannt ist.

Vor diesem Hintergrund wird für die Berechnung des Kraftstoffverbrauchs das Abschätzungsverfahren nach Willans, die sogenannten Willans-Linien, verwendet, das zur Abschätzung der Reibleistung von Antriebsenergiewandlern dient (Abb. 6-72). Im Rahmen der Verbrauchsabschätzung geht man von der Annahme aus, dass der Kraftstoffverbrauch eines Fahrzeugs in zwei Verbrauchsanteile gegliedert werden kann, dem Null-Leistungsverbrauch V_{Null} und dem Verbrauchsanteil für die effektive Leistung V_{Pe} .

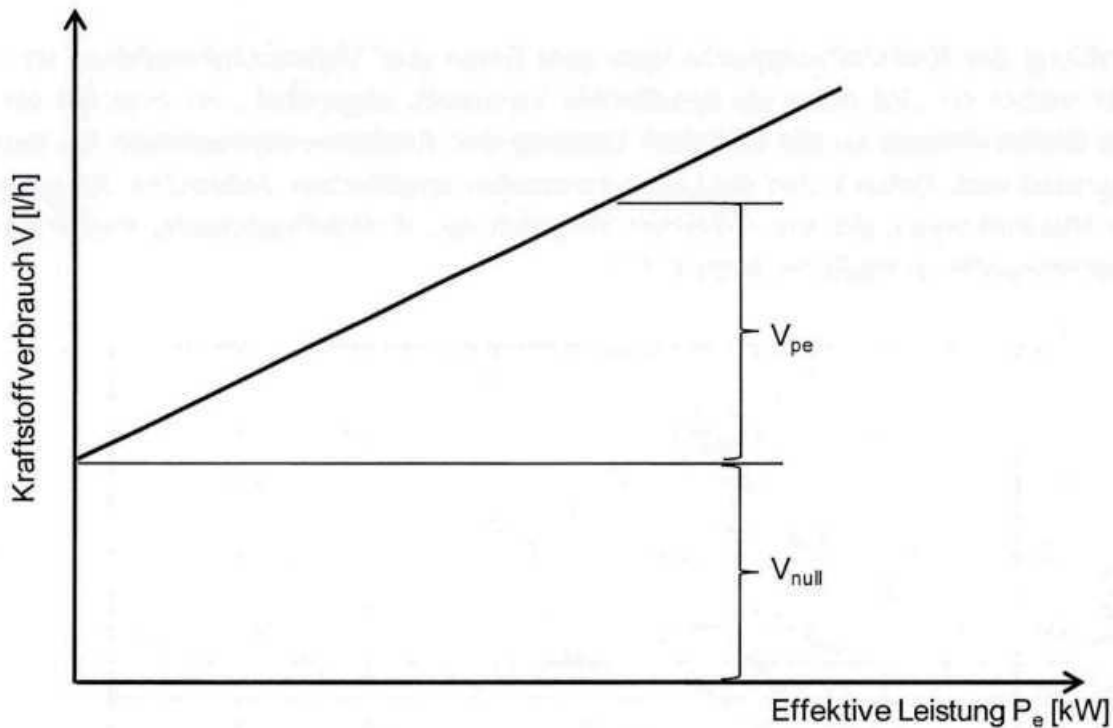


Abb. 6-72: Vereinfachte Annahme zur Berechnung des Kraftstoffverbrauchs nach Willans

Nach Willans kann der Kraftstoffverbrauch V wie folgt berechnet werden:

$$V = V_{Null} + V_{P_e} \quad \text{Gl. 6-44}$$

Der Null-Leistungsverbrauch beschreibt die Kraftstoffmenge, die der Antriebsenergiewandler benötigt, um sich ohne Abgabe einer effektiven Leistung auf einer gegebenen Drehzahl zu halten. Der Verbrauch für die effektive Leistung V_{Pe} beschreibt den Mehrverbrauch, der entsteht, wenn der Antriebsenergiewandler bei einer bestimmten Drehzahl eine effektive Leistung zur Verfügung stellen muss.

Exemplarisch ist in Abb. 6-73 der Kraftstoffverbrauch für zwei konstante Drehzahlen dargestellt. Die Erhöhung der Drehzahl sorgt dafür, dass der Null-Leistungsverbrauch zunimmt, da deutlich mehr Kraftstoff benötigt wird, um den Antriebsenergiewandler ohne effektive Leistungsabgabe bei dieser Drehzahl zu halten. Wird vom Antriebsenergiewandler darüber hinaus eine effektive Leistungsabgabe gefordert (im aktuellen Beispiel 30 kW bei 1000 1/min bzw. 2000 1/min), steigt der Kraftstoffverbrauch dadurch ebenfalls an. Dabei geht Willans davon aus, dass die Zunahme des Kraftstoffverbrauchs primär aus der Erhöhung der

Drehzahl und dem damit verbundenen Anstieg des Null-Leistungsverbrauchs ($V_{\text{null}1000} < V_{\text{null}2000}$) resultiert und der Mehrverbrauch bei Abgabe einer effektiven Leistung linear mit der Höhe der effektiven Leistung zunimmt ($V_{\text{pe}1000(30\text{kW})} = V_{\text{pe}2000(30\text{kW})}$). Demnach kann der Kraftstoffverbrauch nur reduziert werden, wenn effektive Leistungen bei geringen Drehzahlen gefordert werden.

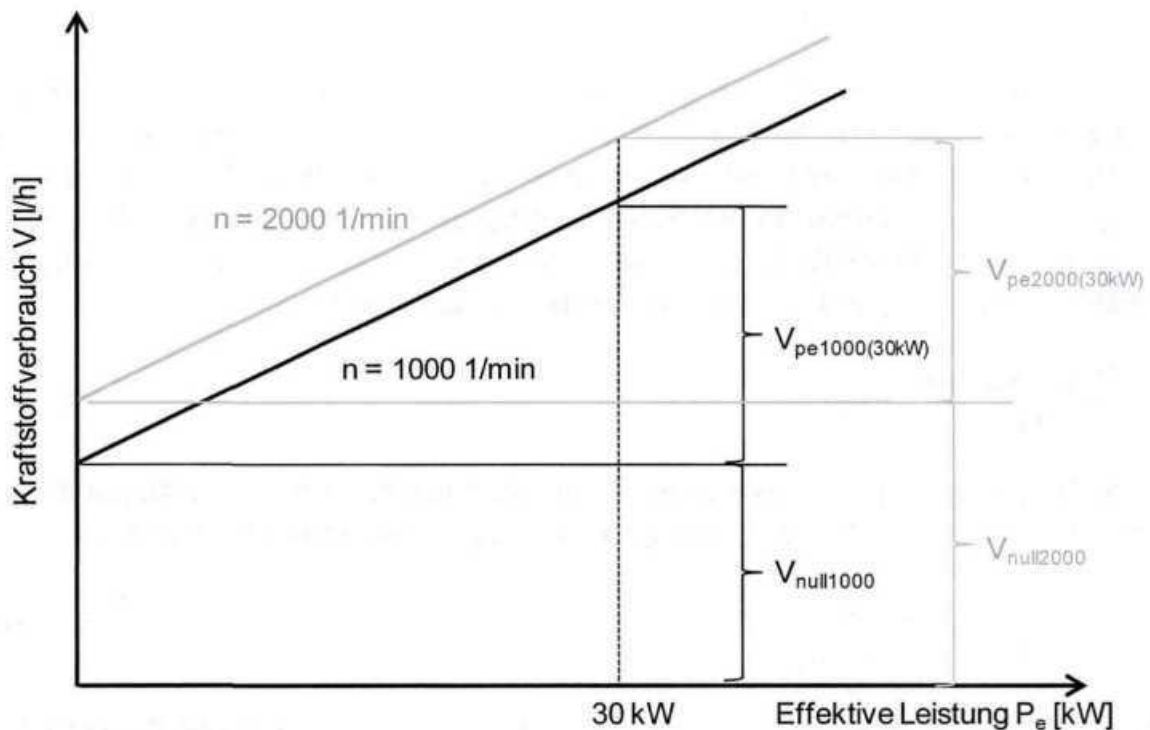


Abb. 6-73: Willans-Verbrauchsabschätzung für zwei konstante Drehzahlen

Der Null-Leistungsverbrauch V_{Null} wird nach folgender Formel berechnet:

$$V_{\text{Null}} = \left(a_v \cdot \frac{v_{\text{Fzg}}^2}{v_{1000}^2} + b_v \cdot \frac{v_{\text{Fzg}}}{v_{1000}} + c_v \right) \cdot V_H \tag{Gl. 6-45}$$

Dabei beschreibt V_H das Hubvolumen des Antriebsenergiewandlers, v die Fahrzeuggeschwindigkeit und v_{1000} die theoretische Fahrzeuggeschwindigkeit für eine Drehzahl des Antriebsenergiewandlers von $n=1000$ 1/min des jeweiligen Ganges. Für die Koeffizienten a_v , b_v und c_v ergeben sich in Abhängigkeit der Funktionsart unabhängig von der Bauweise des Antriebsenergiewandlers die in Abb. 6-74 dargestellten Werte.

Koeffizient	Ottomotoren	Dieselmotoren
a_v	0,076	0,08
b_v	0,17	0,075
c_v	0,2	0,1

Abb. 6-74: Koeffizienten a,b und c zur Ermittlung des Null-Leistungsverbrauchs [ROH96]

Der Verbrauchsanteil für die effektive Leistung V_{P_e} kann nach folgendem Zusammenhang berechnet werden:

$$V_{P_e} = z_{P_e} \cdot P_e \quad \text{Gl. 6-46}$$

Für den konstanten Koeffizienten z_{P_e} kann für Ottomotoren ein Wert von 0,264 l/kWh und für Dieselmotoren ein Wert von 0,208 l/kWh angenommen werden.

Durch die Verringerung des Kraftstoffverbrauchs kann das Kraftstofftankvolumen des gewichtsreduzierten Fahrzeugs im Vergleich zum Kraftstofftankvolumen des Referenzfahrzeugs bei gleicher Reichweite reduziert werden. Bei bekanntem Kraftstofftankvolumen $V_{\text{Kraftstofftank,Ref.}}$ kann die Reichweite des Referenzfahrzeugs $S_{\text{Ref.}}$ unter Berücksichtigung des nach Willans abgeschätzten Kraftstoffverbrauchs $V_{\text{Ref.}}$ und der Durchschnittsgeschwindigkeit des NEDC-Zyklus Δv_{NEDC} nach folgender Formel berechnet werden:

$$S_{\text{Ref.}} = \frac{V_{\text{Kraftstofftank,Ref.}}}{V_{\text{Ref.}}} \cdot \Delta v_{\text{NEDC}} \quad \text{Gl. 6-47}$$

Unter der Voraussetzung einer konstanten Reichweite kann das notwendige Kraftstofftankvolumen des gewichtsreduzierten Fahrzeugs $V_{\text{Kraftstofftank,gew.red.}}$ wie folgt berechnet werden:

$$V_{\text{Kraftstofftank,gew.red.}} = \frac{V_{\text{gew.red.}} \cdot S_{\text{Ref.}}}{\Delta v_{\text{NEDC}}} \quad \text{Gl. 6-48}$$

Es gilt der empirische Zusammenhang zwischen Kraftstofftankvolumen und Kraftstofftankgewicht (Abb. 6-75).

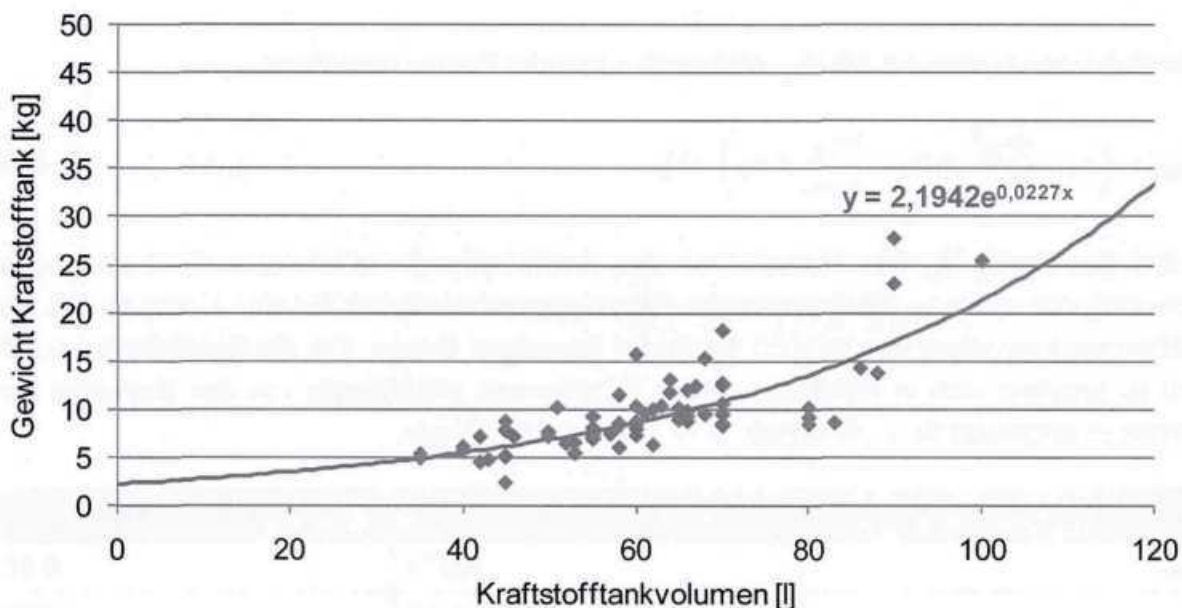


Abb. 6-75: Zusammenhang zwischen Kraftstofftankvolumen und Kraftstofftankgewicht

Das Kraftstofftankgewicht $G_{\text{Antr.,Kraftstofftank}}$ kann demnach nach folgendem empirischen Zusammenhang berechnet werden:

$$G_{\text{Antr.,Kraftstofftank},i} = 2,1942 \cdot e^{0,0227 \cdot V_{\text{Kraftstofftank},i}} \quad \text{Gl. 6-49}$$

6.2.6 Zusatzenergiespeicher

Die Dimensionierung der Startbatterie ist zum Einen vom Widerstandsmoment des Antriebsenergiewandlers beim Startvorgang und zum Anderen von der Anzahl und Art der Nebenverbraucher abhängig. Beim Startvorgang des Antriebsenergiewandlers arbeitet der Anlasser gegen das Trägheitsmoment der rotierenden Antriebsstrangbauteile. In Abhängigkeit der Funktionsart und der Bauweise des Antriebsenergiewandlers nehmen die Gewichte der rotierenden Antriebsstrangbauteile mit steigendem Antriebsdrehmoment zu. Der Anlasser benötigt somit einen höheren Strom, um den Antriebsenergiewandler zu starten. Dies erfordert den Einsatz einer Startbatterie mit einer größeren Kapazität, wodurch das Gewicht der Startbatterie steigt. In Abb. 6-76 ist der Zusammenhang zwischen dem Gewicht des Antriebsenergiewandlers und dem Gewicht der Startbatterie für Otto- und Dieselmotoren dargestellt.

Neben dem Startvorgang des Antriebsenergiewandlers ist die Startbatterie für die Versorgung aller elektrischen Verbraucher zuständig. Eine zunehmende Anzahl an elektrischen Verbrauchern erfordert die Erhöhung der Batteriekapazität. Vor diesem Hintergrund variiert die Batteriekapazität bei gleichem Gewicht des Antriebsenergiewandlers in Abhängigkeit der Fahrzeugausstattung. Eine zunehmende Batteriekapazität erhöht das Gewicht der Zusatzenergiewandler signifikant und sorgt für die in Abb. 6-76 dargestellte Streuung der Komponentengewichte.

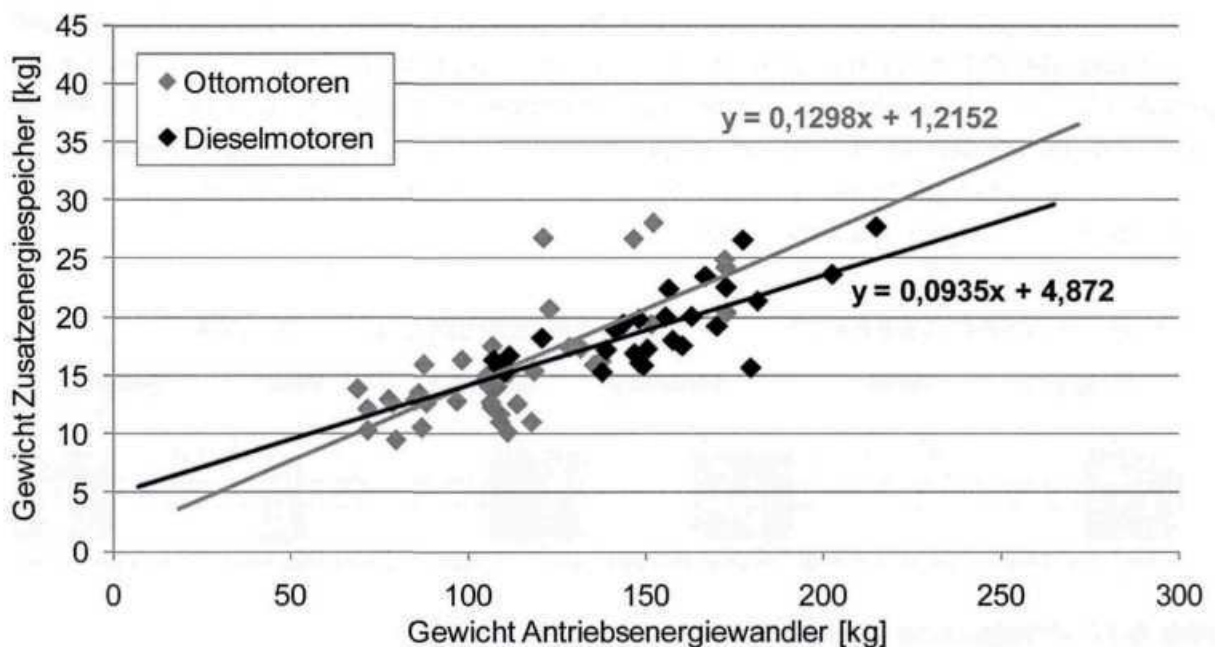


Abb. 6-76: Zusammenhang zwischen Gewicht Antriebsenergiewandler und Startbatterie

Das Gewicht der Startbatterie $G_{\text{Antr.,Zusatzenergiewsp.}}$ kann demnach mit dem in Abb. 6-76 dargestellten empirischen Zusammenhang zwischen dem Gewicht des Antriebsenergiewandlers und dem Gewicht der Startbatterie bestimmt werden:

$$G_{\text{Antr.,Zusatzenergiewsp.,OM}} = 0,1298 \cdot G_{\text{Antr.,Wandler}} + 1,2152 \quad \text{Gl. 6-50}$$

$$G_{\text{Antr.,Zusatzenergiewsp.,DM}} = 0,0935 \cdot G_{\text{Antr.,Wandler}} + 4,872 \quad \text{Gl. 6-51}$$

6.2.7 Kraftübertragung

Die Dimensionierung der Antriebswellen und der Kardanwelle wird von der Lebensdauer der Gelenke, der Betriebsfestigkeit der Welle und der biegekritischen Antriebsdrehzahl bestimmt. Zur Auslegung der Antriebswellen und der Kardanwelle wird folgende Vorgehensweise gewählt:

- Getrennte Betrachtung der Welle und Gelenke
- Unterscheidung zwischen rechter und linker Antriebswelle
- Auslegung des Wellendurchmessers anhand der Höhe des zu übertragenden maximalen Antriebsdrehmoments unter Berücksichtigung der Getriebeübersetzung des ersten Gangs und des Verteilergetriebes
- Verifizierung der Ergebnisse anhand realer Bauteilgewichte von ca. 80 Fahrzeugen in Abhängigkeit des Antriebskonzepts (Front- und Heckantrieb)

Bei Fahrzeugen mit Frontantrieb unterscheidet sich die Länge der rechten und der linken Antriebswelle aufgrund der Anordnung des Antriebsenergiewandlers in Kombination mit dem Drehmomentwandler und dem Verteilergetriebe. Die Länge der Antriebswellen richtet sich dabei nach den Fahrzeugabmessungen und den Packageanforderungen. Bei frontangetriebenen Fahrzeugen ist somit eine getrennte Betrachtung der rechten und linken Antriebswelle notwendig. Bei Fahrzeugen mit Heckantrieb verfügen die rechte und die linke Antriebswelle jeweils über die gleiche Länge. Bei heckangetriebenen Fahrzeugen ist eine getrennte Betrachtung der rechten und linken Antriebswelle nicht notwendig. Die Länge der Kardanwelle richtet sich in Analogie zu den Antriebswellen bei frontangetriebenen Fahrzeugen nach den Packageanforderungen des Fahrzeugs.

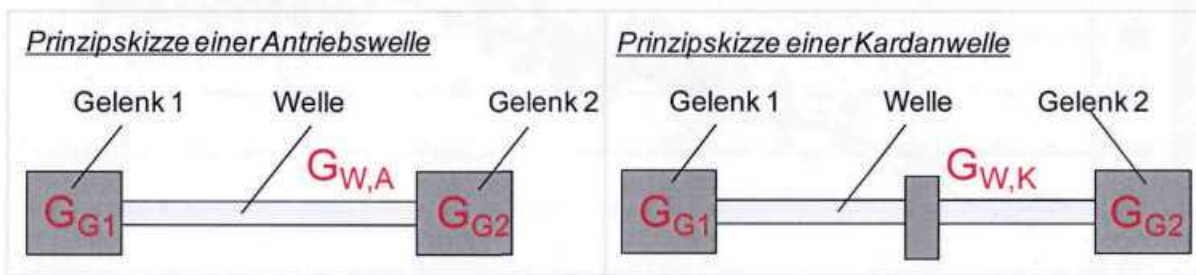


Abb. 6-77: Prinzipskizze einer Antriebs- und Kardanwelle

Zur Auslegung der Antriebs- und Kardanwelle werden diese jeweils in die Baugruppen Welle und Gelenke gegliedert (Abb. 6-77). Demnach bestehen eine Antriebswelle und eine Kardanwelle aus zwei Gelenken, die durch eine Welle verbunden werden.

Unter Berücksichtigung des Gewichts der Welle G_W und der Gelenke (G_{G1} und G_{G2}) kann das Gewicht der Antriebswelle und der Kardanwelle wie folgt berechnet werden:

$$G_{\text{Antr.,Antriebswelle,i}} = G_{G1} + G_{W,A} + G_{G2} \quad \text{Gl. 6-52}$$

$$G_{\text{Antr.,Kardanwelle}} = G_{G1} + G_{W,K} + G_{G2} \quad \text{Gl. 6-53}$$

Die Dimensionierung des Wellendurchmessers erfolgt in Abhängigkeit des zu übertragenden maximalen Antriebsdrehmoments. Unter Berücksichtigung der maximalen Getriebeübersetzung i_1 sowie Verteilergetriebeübersetzung i_{Diff} und der Torsionswechselfestigkeit $\tau_{b,W}$ kann der Durchmesser der Antriebswelle wie folgt berechnet werden:

$$d_{\text{Antriebswelle}} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot S_A \cdot M_{\text{Antr.}} \cdot i_1 \cdot i_{\text{Diff}}}{\pi \cdot \tau_{b,W}}} \quad \text{Gl. 6-54}$$

Dabei bezeichnet S eine Sicherheit. Unter der Annahme, dass Antriebswellen als Vollwellen ausgeführt werden sowie einer bekannten Wellenlänge $l_{W,A}$, kann das Gewicht der Welle nach folgendem Zusammenhang bestimmt werden:

$$G_{W,A} = l_{W,A} \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_{\text{Antriebswelle}}}{2}\right)^2 \cdot \rho_W \quad \text{Gl. 6-55}$$

Die Recherche sowie die Auswertung von Expertenmeinungen haben ergeben, dass das Gewicht der Gelenke in Abhängigkeit des Antriebsdrehmoments unter Berücksichtigung der Getriebeübersetzung des ersten Gangs und der Verteilergetriebeübersetzung nur geringfügig variiert. Dies ist vor allem auf die Überdimensionierung der Gelenke zur Sicherstellung der Funktionalität zurückzuführen. Das Gewicht der Gelenke G_{G1} und G_{G2} wird für Antriebswellen in der Summe zu 1,5 kg gesetzt. Die Validierung der Berechnungsmethodik mit realen Fahrzeugdaten für Antriebswellen ist in Abb. 6-78 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass eine gute Übereinstimmung mit realen Werten vorliegt.

Im Gegensatz zur Antriebswelle werden Kardanwellen zur Gewichtsoptimierung in der Regel als Hohlwellen ausgeführt. Der zur Übertragung des Antriebsdrehmoments notwendige Wellendurchmesser ergibt sich zu:

$$t_{\text{Kardanwelle}} \cdot d_{\text{Kardanwelle}} \geq \frac{2 \cdot S_K \cdot M_{\text{Antr.}} \cdot i_1}{\pi \cdot \tau_{b,W}} \quad \text{Gl. 6-56}$$

Die Dicke der Kardanwelle $t_{\text{Kardanwelle}}$ wird dabei standardmäßig mit 3 mm angenommen. Das Gewicht der Kardanwelle selbst errechnet sich bei bekannter Länge $l_{W,K}$ und bekannter Werkstoffdichte ρ_W demnach zu:

$$G_{W,K} = l_{W,K} \cdot \pi \cdot \left(\left(\frac{d_{Kardanwelle}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{Kardanwelle}}{2} - t_{Kardanwelle} \right) \right) \cdot \rho_W \quad \text{Gl. 6-57}$$

Das Gewicht der Gelenke wird in Analogie zur Antriebswelle pauschal mit 4 kg angenommen. Die Validierung der Berechnungsmethodik mit realen Fahrzeugdaten für Antriebswellen zeigt Abb. 6-79. Auch hier ist die gute Übereinstimmung mit realen Werten erkennbar.

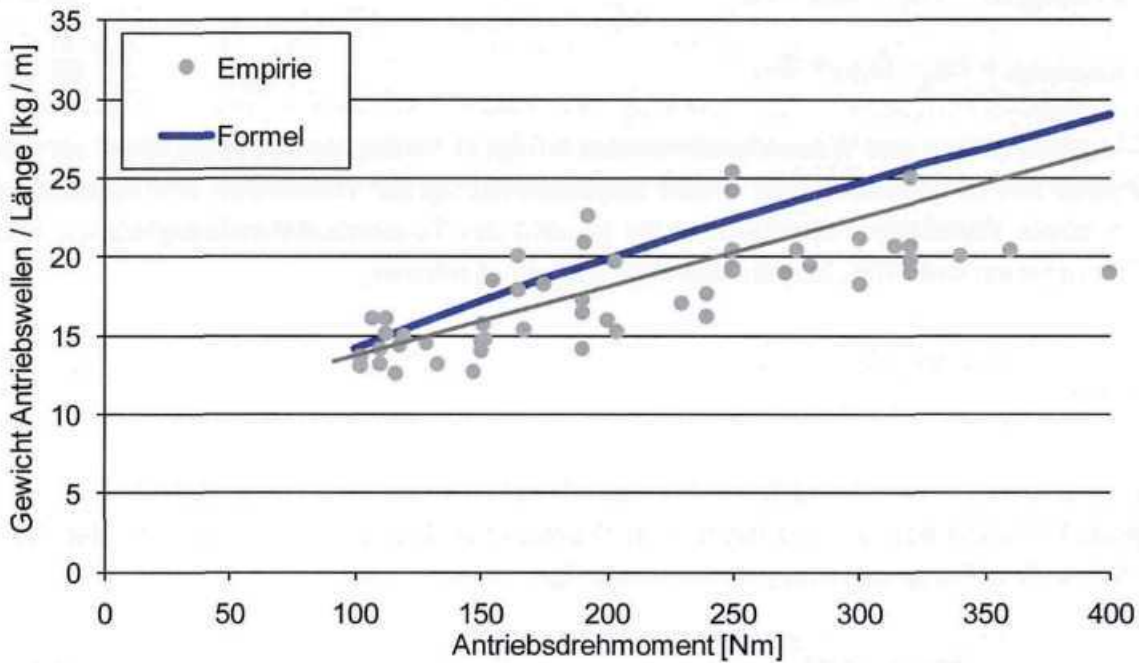


Abb. 6-78: Vergleich der Ergebnisse der Berechnungssystematik mit realen Fahrzeugdaten

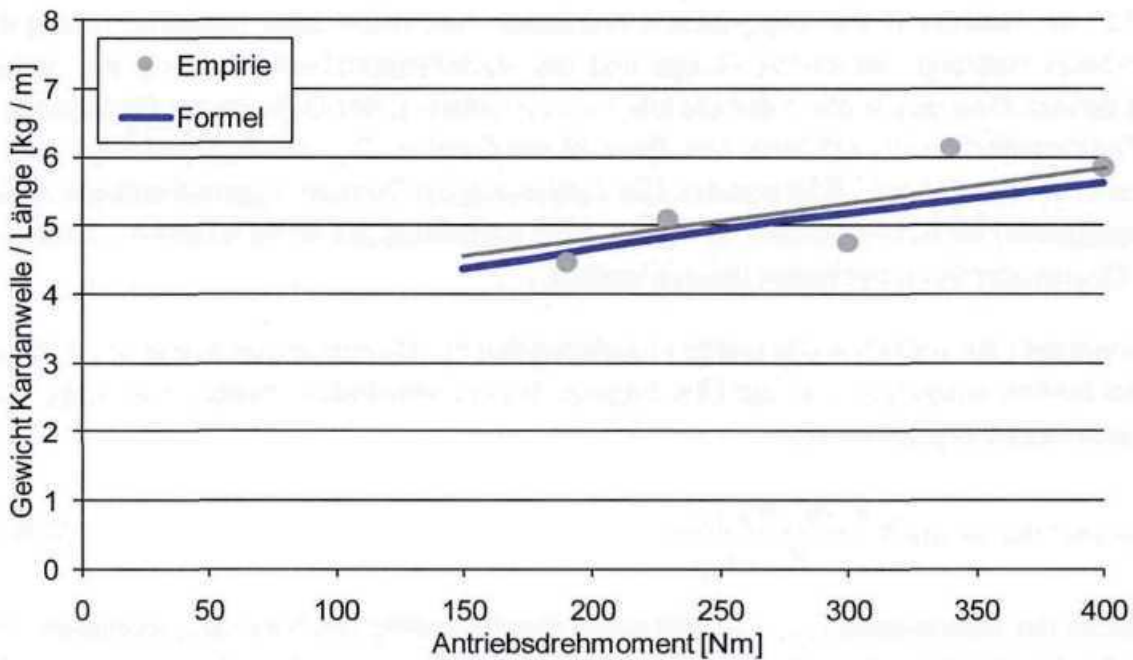


Abb. 6-79: Vergleich der Ergebnisse der Berechnungssystematik mit realen Fahrzeugdaten

6.2.8 Fazit

Für die Antriebstrangfunktionen Antriebsenergiewandler, Drehmomentwandler, Drehzahlwandler, Verteilergetriebe sowie Antriebsenergiespeicher, Zusatzenergiespeicher, Kühlsystem (Peripherie), Kraftübertragung und Fluide werden analytische und empirische Ansätze zur Berechnung der sekundären Gewichtsreduktion definiert. Ausgangsbasis für die Bestimmung der Bauteilgewichte ist die Berechnung der Antriebsdrehmomente des Referenzfahrzeugs und des gewichtsreduzierten Fahrzeugs mit Hilfe der jeweiligen Bedarfsleistungen.

Für die Funktionen Antriebsenergiewandler, Drehzahlwandler, Zusatzenergiespeicher, Kühlsystem (Peripherie) und Fluide wird ein empirischer Zusammenhang zwischen dem Antriebsdrehmoment und den jeweiligen Bauteilgewichten definiert. Für die Funktionen Drehmomentwandler, Verteilergetriebe, Antriebsenergiespeicher und Kraftübertragung werden analytische Ansätze zur Berechnung der Bauteilgewichte in Abhängigkeit des Antriebsdrehmoments oder Kraftstoffverbrauchs entwickelt. Abb. 6-80 und Abb. 6-81 zeigen zusammenfassend alle im Rahmen der Systematik zur Bestimmung der sekundären Gewichtsreduktion berücksichtigten Funktionen, Bauweisen und Baugruppen. Auf die Höhe der sekundären Gewichtsreduktion des Fahrzeugbereichs Antriebsstrang wird in Kap. 8 näher eingegangen.

<u>Funktion Antriebsenergiewandler</u>					
Berücksichtigte Baugruppen:					
<ul style="list-style-type: none"> • Motorblock • Zylinderkopf • Kurbelwelle • Kraftstoffeinspritzung • Motoraufhängung 	<ul style="list-style-type: none"> • Riementrieb • Ölversorgung • Kühlsystem • Aufladung 				
<u>Funktion Drehmomentwandler</u>					
Berücksichtigte Baugruppen und Bauteile:					
<ul style="list-style-type: none"> • <i>Getriebeeingangswelle:</i> <ul style="list-style-type: none"> • Getriebeeingangswelle • Gangräder • <i>Getriebeausgangswelle:</i> <ul style="list-style-type: none"> • Getriebeausgangswelle • Gangräder • <i>Schaltgestänge:</i> <ul style="list-style-type: none"> • Schaltgabeln • Schaltgestänge 	<ul style="list-style-type: none"> • <i>Rückwärtsgang:</i> <ul style="list-style-type: none"> • Gangrad • <i>Schaltung:</i> <ul style="list-style-type: none"> • Schaltzüge • Schaltkulisse • Gangselektion • <i>Gehäuse:</i> <ul style="list-style-type: none"> • Getriebegehäuse • Kupplungsglocke • Getriebeabdeckplatte • <i>Sonstiges:</i> <ul style="list-style-type: none"> • Dichtungen • Sensoren 				
<u>Legende:</u>	<table border="1"> <tr> <td>Empirischer Ansatz</td> <td>Analytischer Ansatz</td> </tr> <tr> <td>Nicht berücksichtigt</td> <td>Gewicht konstant gesetzt</td> </tr> </table>	Empirischer Ansatz	Analytischer Ansatz	Nicht berücksichtigt	Gewicht konstant gesetzt
Empirischer Ansatz	Analytischer Ansatz				
Nicht berücksichtigt	Gewicht konstant gesetzt				

Abb. 6-80: Übersicht analytischer und empirischer Ansätze im Bereich Antriebsstrang (1)

<u>Funktion Drehzahlwandler</u>					
Berücksichtigte Baugruppen und Bauteile:					
<ul style="list-style-type: none"> • <i>Drehzahlwandlung:</i> <ul style="list-style-type: none"> • Kupplungsscheibe • Kupplungsdruckplatte • Schwungrad • Kupplungsausrückgabel 	<ul style="list-style-type: none"> • <i>Sonstiges:</i> <ul style="list-style-type: none"> • Kupplungszug • Zugspanner • Achsflansche 				
<u>Funktion Verteilergetriebe</u>					
Berücksichtigte Baugruppen und Bauteile:					
<ul style="list-style-type: none"> • <i>Gehäuse:</i> <ul style="list-style-type: none"> • Differentialgehäuse • Kegelradgehäuse • <i>Sonstiges:</i> <ul style="list-style-type: none"> • Achsflansche • Lagerung 	<ul style="list-style-type: none"> • <i>Drehmomentübertragung:</i> <ul style="list-style-type: none"> • Kegelrollenlager • Tellerrad • Kegelräder 				
<u>Funktion Antriebsenergiespeicher/Zusatzenergiespeicher</u>					
Berücksichtigte Baugruppen und Bauteile:					
<ul style="list-style-type: none"> • <i>Gehäuse:</i> <ul style="list-style-type: none"> • Kraftstofftank 	<ul style="list-style-type: none"> • Startbatterie 				
<u>Funktion Kühlsystem (Peripherie)/Kraftübertragung/Fluide</u>					
Berücksichtigte Baugruppen und Bauteile:					
<ul style="list-style-type: none"> • Kühler • Kühlschläuche oben/unten • Lüfter/Lüftermotor 	<ul style="list-style-type: none"> • Antriebswellen • Kardanwelle 				
	<ul style="list-style-type: none"> • Kühlwasser • Motoröl • Getriebeöl 				
<u>Legende:</u>	<table border="1"> <tr> <td>Empirischer Ansatz</td> <td>Analytischer Ansatz</td> </tr> <tr> <td>Nicht berücksichtigt</td> <td>Gewicht konstant gesetzt</td> </tr> </table>	Empirischer Ansatz	Analytischer Ansatz	Nicht berücksichtigt	Gewicht konstant gesetzt
Empirischer Ansatz	Analytischer Ansatz				
Nicht berücksichtigt	Gewicht konstant gesetzt				

Abb. 6-81: Übersicht analytischer und empirischer Ansätze im Bereich Antriebsstrang (2)

6.3 Fahrzeugbereich Fahrwerk

Die Dimensionierung der jeweiligen Baugruppen bzw. Bauteile der Fahrwerkfunktionen Querdynamik, Vertikaldynamik, Subframe, Bremssystem, Lenksystem und Räder/Reifen ist primär vom zulässigen Fahrzeuggesamtgewicht abhängig. Das zulässige Fahrzeuggesamtgewicht dient im Folgenden als Input für die Auslegung der Fahrwerkkomponenten. Zur Verifizierung der Berechnungsergebnisse werden zudem empirische Zusammenhänge zwischen dem zulässigen Fahrzeuggesamtgewicht und den jeweiligen Komponentengewichten für aktuelle Fahrzeuge bestimmt. Die Vorgehensweise zur Ermittlung der einzelnen Bauteilgewichte wird im Folgenden erläutert.

6.3.1 Querdynamik

Die Funktion Querdynamik erfasst alle Bauteile, die für die Radführung des Fahrzeugs zuständig sind. Dazu wird die Funktion Querdynamik in die Funktionsarten Vorderachse (VA) und Hinterachse (HA) unterteilt. Im Rahmen der Systematik zur Bestimmung der sekundären Gewichtsreduktion wird für die Vorderachse die Bauweise McPherson-Achse und für die Hinterachse die Schwertlenkerachse detailliert betrachtet (Abb. 6-82). Hierbei ist die Dimensionierung der radführenden Bauteile der Achssysteme primär vom zulässigen Fahrzeuggesamtgewicht abhängig. Mit zunehmendem zulässigen Fahrzeuggesamtgewicht steigt die Belastung und somit auch das Gewicht der Bauteile an.

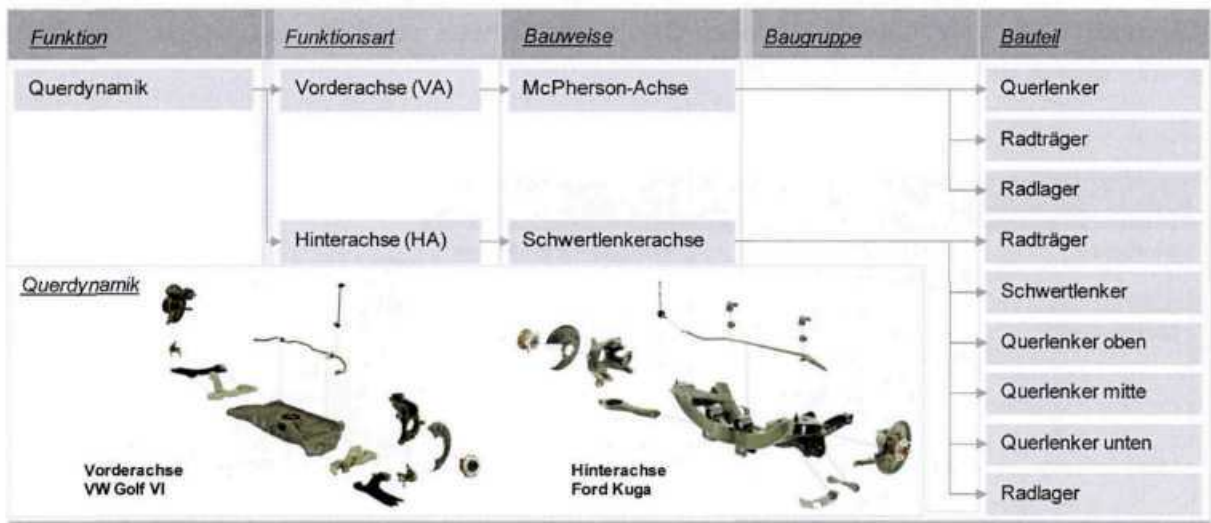


Abb. 6-82: Übersicht der Gliederung der Funktion Querdynamik

Innerhalb der in Abb. 6-83 beschriebenen Vorgehensweise zur Bestimmung der sekundären Gewichtseinsparung werden ausschließlich die diversen Querlenker sowie der Schwertlenker betrachtet.

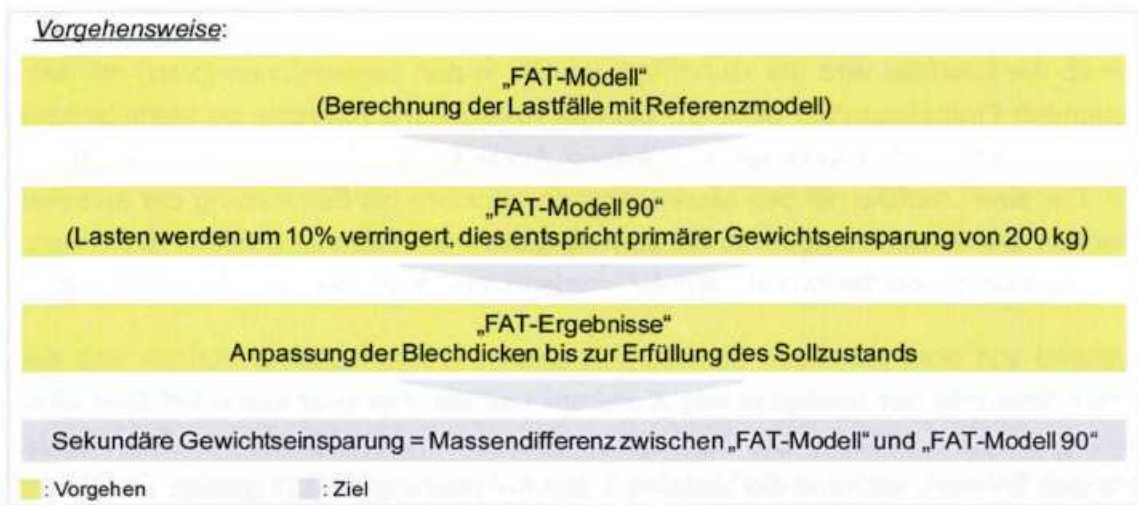


Abb. 6-83: Vorgehensweise zur Bestimmung der sekundären Gewichtseinsparung

Ausgehend von Simulationsergebnissen der Referenzmodelle der Achssysteme werden die aufgetragenen Lasten und die Steifigkeitsanforderungen an die Querlenker um zehn Prozent gesenkt. Unter der Annahme eines linearen Verhältnisses zwischen dem Fahrzeuggewicht und den Lasten sowie Anforderungen entspricht dies einer primären Gewichtsersparnis des Fahrzeugs von 200 kg. Anschließend erfolgt eine Anpassung der Blechdicken bis der Sollzustand des Achssystems erfüllt ist.

Unter dem Sollzustand ist in diesem Zusammenhang die Erfüllung der erforderlichen Steifigkeiten und Knicklasten der Querträger, die Einhaltung der Spannungsgrenzwerte sowie die Übereinstimmung der Spannungsbilder des Referenzmodells und des Modells mit Blechdickenreduktion zu verstehen. Die sekundäre Gewichtseinsparung ergibt sich aus der Massendifferenz der beiden Modelle. Die zu prüfenden Lastfälle des Vorderachs-Querlenkers sind in Abb. 6-84 dargestellt.

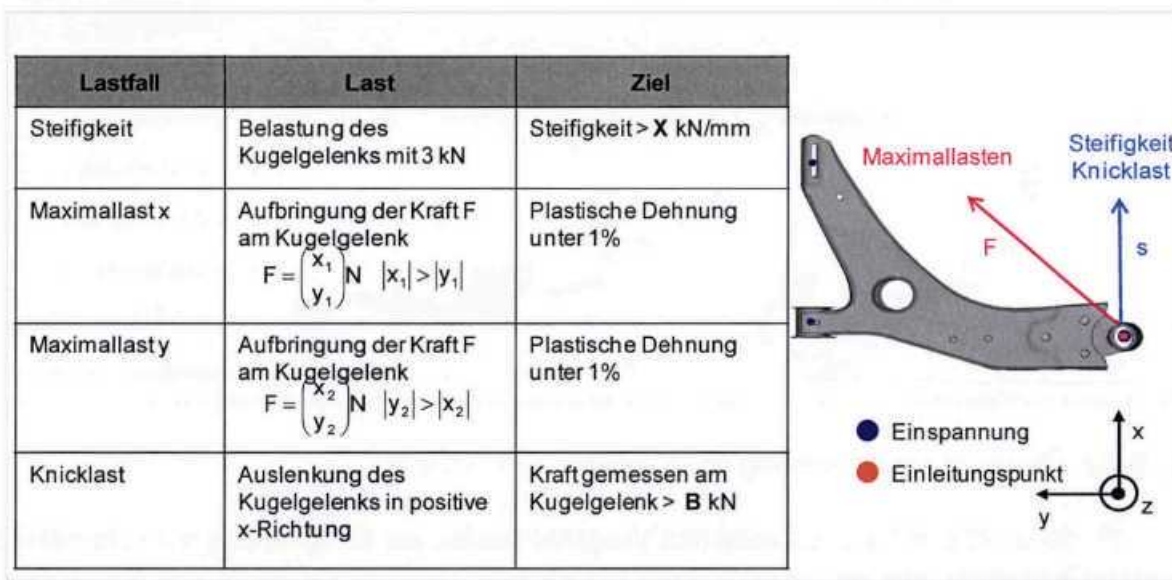


Abb. 6-84: Lastfälle und Anforderungen Vorderachse

Innerhalb der Lastfälle wird der Querträger jeweils in den Lagerschalen (blau) mit den entsprechenden Freiheitsgraden gelagert, auf das Kugelgelenk (orange) die lastfallspezifische Last aufgebracht und gegebenenfalls dessen Auslenkung oder einwirkende Kraft ausgewertet. Die zwei Lastfälle mit den Maximalkräften erfordern die Betrachtung der auftretenden plastischen Elementdehnungen sowie den Vergleich der Spannungsbilder. Den Vergleich der Steifigkeiten sowie der Knicklasten der Vorderachse zeigen die Abb. 6-85 und Abb. 6-86.

Ausgehend von dem jeweiligen Maximalwert des Referenzmodells errechnen sich die geforderten Sollwerte der Steifigkeit von X kN/mm und der Knicklast von B kN über eine Reduzierung um zehn Prozent. Die Blechdickenvarianten Variante 2 und Variante 3 erreichen jeweils den Sollwert, während die Variante 1 den Anforderungen nicht genügt. Die Variante 3 zeigt die höchste Korrelation zwischen dem Ist- und Sollwert. Abschließend werden die Spannungsbilder der Referenz und der Variante 3 verglichen.

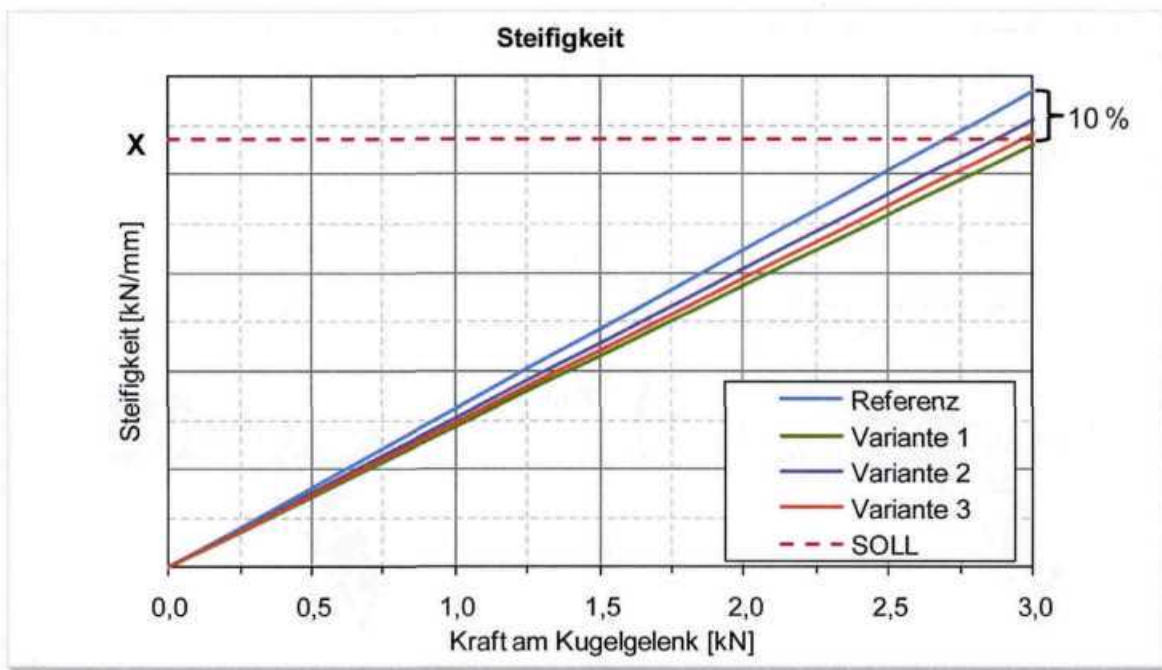


Abb. 6-85: Auswertung der Steifigkeit

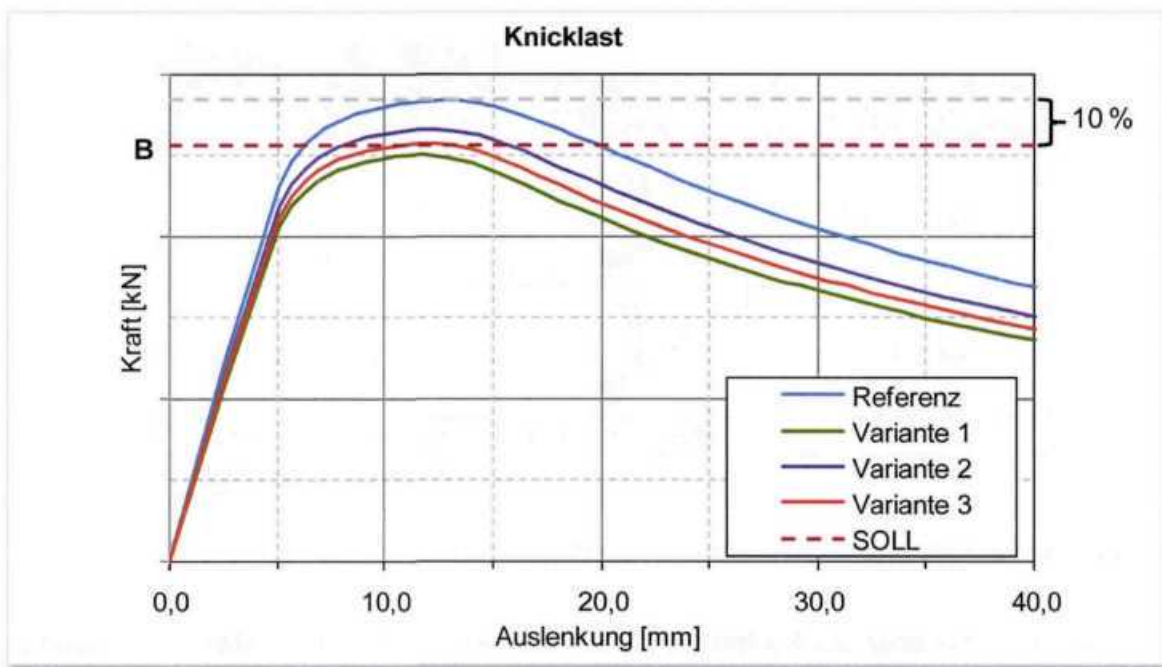


Abb. 6-86: Auswertung der Knicklast

Die Spannungen für den Lastfall mit maximaler Kraft in x-Richtung sind in Abb. 6-87 dargestellt. Der Vergleich zeigte eine hohe Übereinstimmung. Die maximal mögliche Blechdickenreduktion stellt somit Variante 3 dar und der Vergleich der Bauteilmassen des Referenzmodells und des Modells der Variante 3 (Abb. 6-88) zeigt in diesem Fall eine sekundäre Gewichtseinsparung von 0,312 kg.

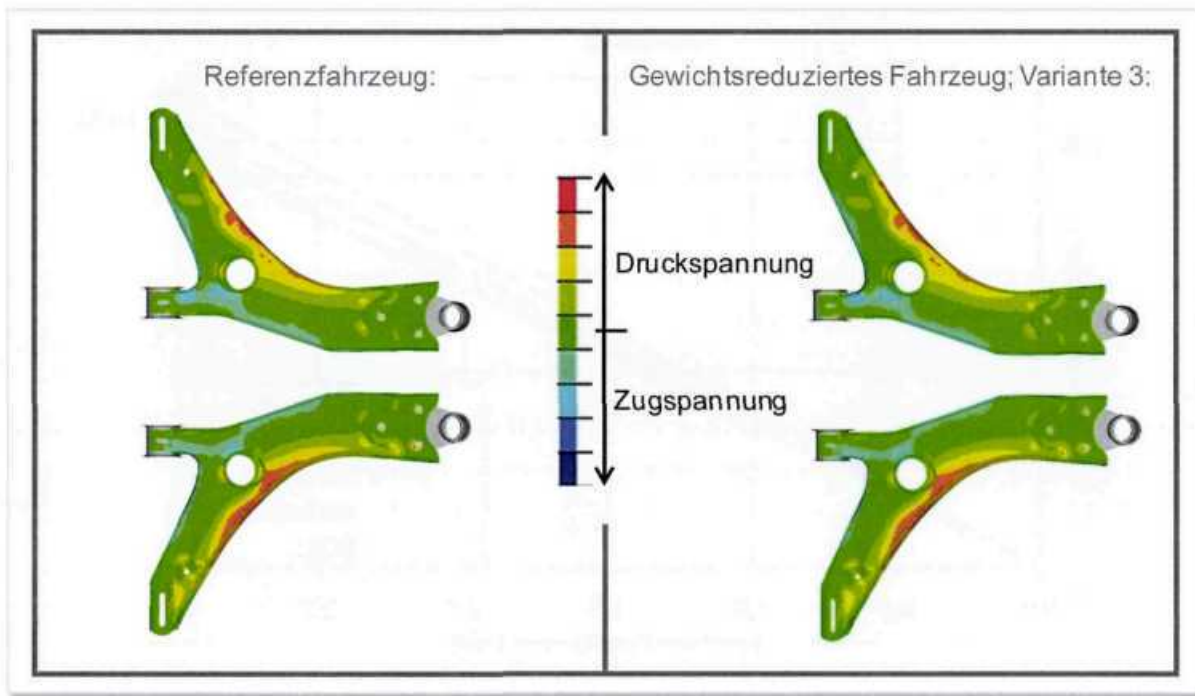


Abb. 6-87: Spannungsvergleich Maximalkraft x-Richtung



Komponente	Darstellung	Referenz Masse [kg]	Variante 3 Masse [kg]
Unterschale		0,9945	0,9164
Oberschale		0,9921	0,9142
	Gesamtmasse	1,9866	1,8306
		Ersparnis	0,1560

Abb. 6-88: Sekundäre Gewichtseinsparung Vorderachse

Die Hinterachse wird über ein Systemmodell abgebildet, welches die Federn und Dämpfer, den Stabilisator sowie die Lagersteifigkeit beinhaltet. Der Aufbau des Gesamtsystems, der Teilsysteme für die Querträgersteifigkeiten sowie die Einleitungspunkte und Lagerpositionen sind in Abb. 6-89 und die untersuchten Lastfälle in Abb. 6-90 dargestellt.

Die Vorgehensweise zur Ermittlung der sekundären Gewichtseinsparung für die Hinterachse ist identisch zur Vorderachse. Innerhalb mehrerer Iterationsschritte werden die Blechdicken der Bauteile angepasst bis alle Anforderungen erfüllt sind.

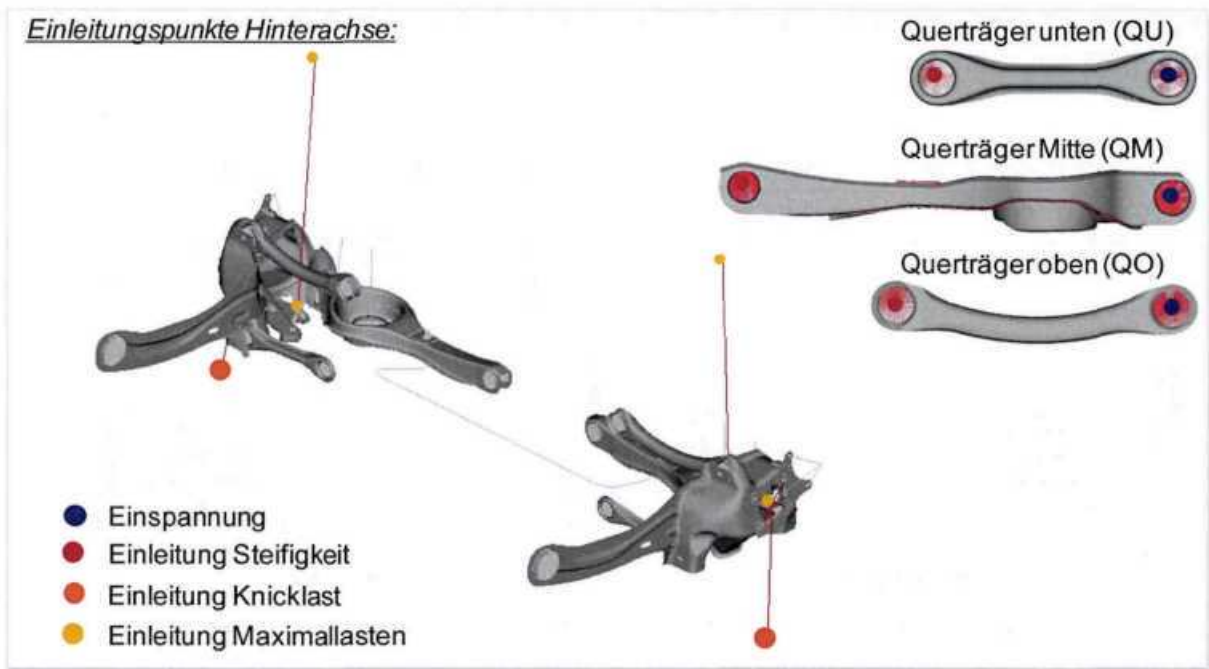


Abb. 6-89: Lasteinleitungspunkte Hinterachse

Lastfall	Modell	Last	Beanspruchte Bauteile	Ziel
Steifigkeit	Submodell des jeweiligen Querträgers	Auslenkung um 0,5 mm in beide Richtungen der jeweiligen Querträgerachse	Querträger	Steifigkeit > Sollwert QU > C, D kN/mm QM > E, F kN/mm QO > G, H kN/mm
Knicklast Einbaulage	Gesamtmodell	Auslenkung des Radaufstandspunktes des linken Rades in positive y-Richtung	Querträger	Beibehaltung des zuerst knickenden Querträgers
Knicklast Vollausslenkung nach Innen	Gesamtmodell	Auslenkung des Radaufstandspunktes um 90 mm in positive z-Richtung und folgend in positive y-Richtung	Querträger	Beibehaltung des zuerst knickenden Querträgers
Knicklast Vollausslenkung nach Außen	Gesamtmodell	Auslenkung des Radaufstandspunktes um 90 mm in positive z-Richtung und folgend in negative y-Richtung	Querträger	Beibehaltung des zuerst knickenden Querträgers
Maximallasten	Gesamtmodell	Aufbringen der Lastkollektive auf die Belastungspunkte	Alle	$\sigma_{max} < R_E$

Abb. 6-90: Lastfälle Hinterachse

Die drei Querträger werden jeweils auf ihre Zug- und Drucksteifigkeit untersucht. Im Rahmen dieser Analyse werden die Querträger einseitig im Lagerpunkt eingespannt und im freien Lagerpunkt eine Auslenkung von 0,5 mm entlang der Lagerachse erzwungen. Die Sollsteifigkeiten C bis H kN/mm ergeben sich analog zur Vorderachse durch eine zehn prozentige Ver-

ringerung der Referenzwerte. Die Querträgersteifigkeiten sind in Abb. 6-91, Abb. 6-92 und Abb. 6-93 dargestellt.

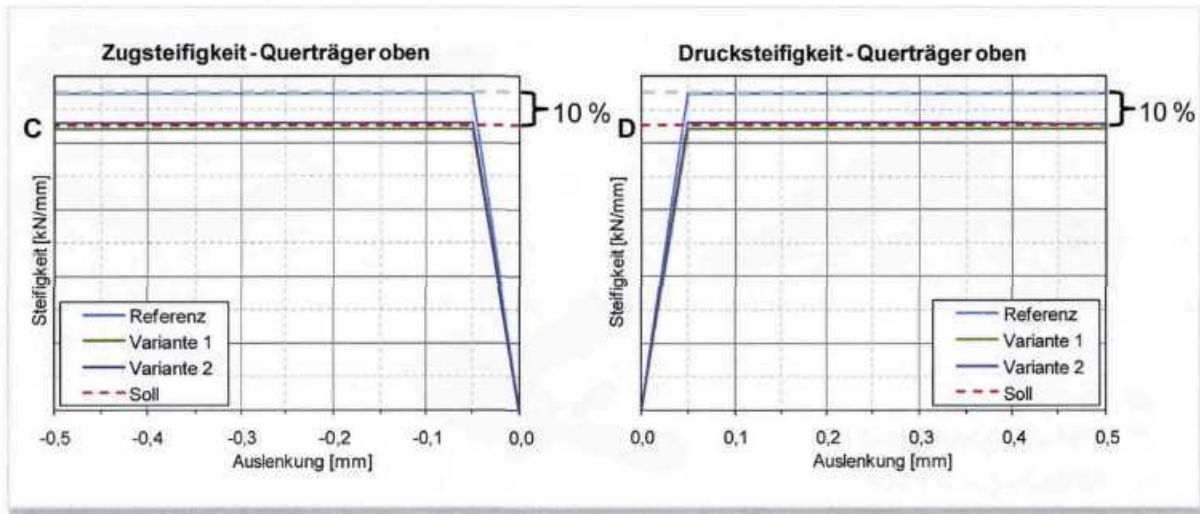


Abb. 6-91: Steifigkeiten Querträger oben

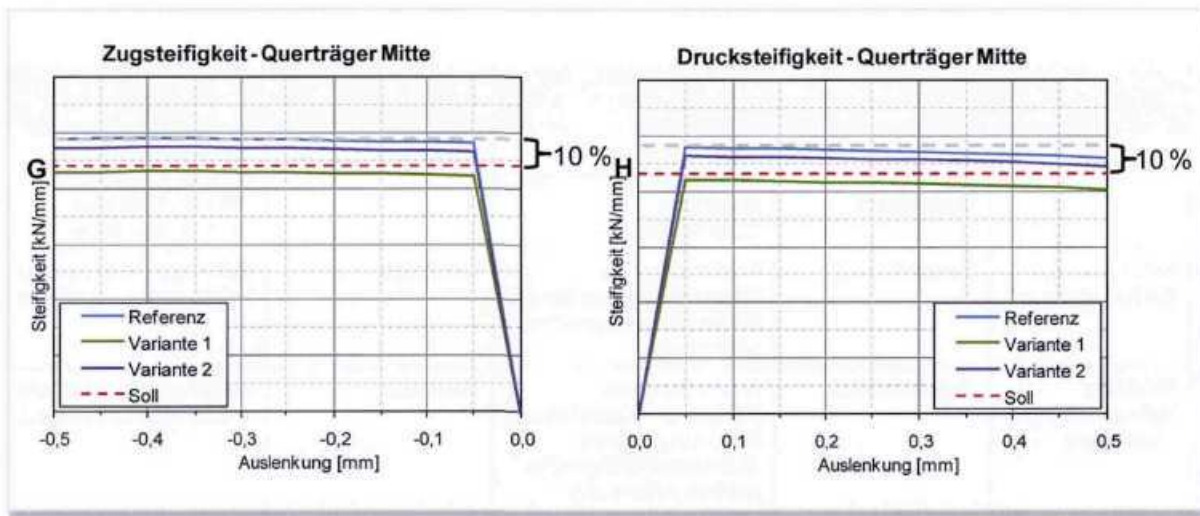


Abb. 6-92: Steifigkeiten Querträger Mitte

In den sechs Steifigkeitsuntersuchungen ist der Ist-Wert jeweils über dem berechneten Soll-Wert der Steifigkeit angesiedelt. Während die Druck- und Zugsteifigkeit des Querträgers Mitte deutlich über den geforderten Steifigkeiten liegt, ergeben sich für die Querträger unten und oben dagegen geringe Differenzen zwischen den Steifigkeiten. Nach der alleinigen Betrachtung der Steifigkeiten ist es möglich die Blechdicken des Querträgers Mitte weiter zu reduzieren. Die Limitation ergibt sich aus den weiteren Lastfällen.

Die Untersuchungen mit Maximallast werden über insgesamt zehn Ersatzlastfälle abgebildet. Hierbei werden jeweils beidseitig Kräfte und Momente in die in Abb. 6-89 abgebildeten Punkte eingeleitet und die Spannungsbilder von dem Referenz- und dem gewichtsre-

duzierten Fahrzeug verglichen. Innerhalb der Simulationen des Fahrzeugs mit reduziertem Gewicht sind die Beträge der Kraft- und Momentvektoren um zehn Prozent verringert. Dies ermöglicht die Identifizierung der zu stark oder zu gering reduzierten Blechdicken. Der Vergleich zwischen den Spannungsbildern des Referenzfahrzeugs und der gewichtsreduzierten Variante 2 für die Maximalkraft in x-Richtung ist in Abb. 6-94 dargestellt.

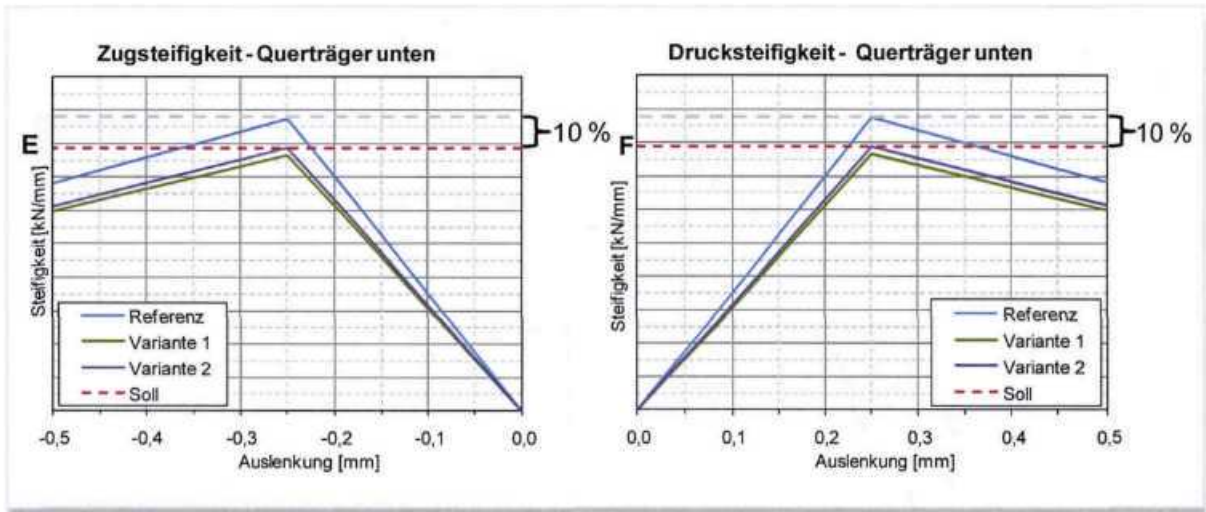


Abb. 6-93: Steifigkeiten Querträger unten

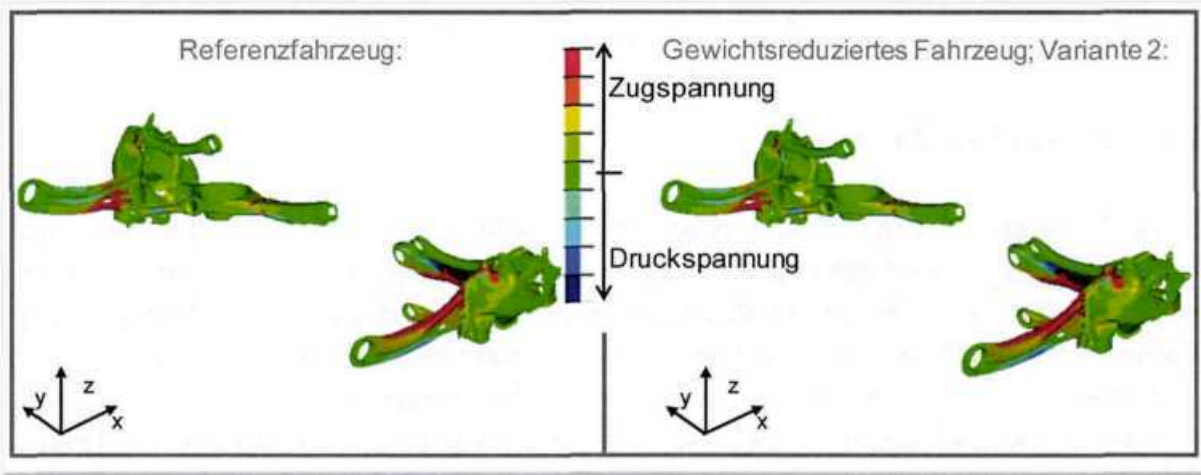


Abb. 6-94: Spannungsvergleich Maximalkraft x-Richtung

Deutlich ausgeprägt sind die Bereiche hoher Zugspannung an den Schwertlenkern sowie der Randbereich des linken Querträgers Mitte. Auf dessen Oberseite ist weiter ein Bereich hoher Druckspannung sichtbar. Der Vergleich der Spannungsbilder dieses und der weiteren Maximallasten zeigt eine hohe Korrelation der auftretenden Bauteilbelastungen.

Abschließendes Kriterium für die Bewertung der Hinterachsvariante 2 bilden die drei Knicklastfälle „Knicklast in Einbaulage nach innen“, „Knicklast bei voller z-Auslenkung nach außen“ und „Knicklast bei voller Auslenkung nach innen“. Als Beispiel wird der Lastfall mit

der Auslenkung des linken Radaufstandspunktes aus der Konstruktionslage zur Fahrzeuglängsachse (Abb. 6-95) herangezogen. Neben der Beibehaltung des zuerst einknickenden Querträgers ist der Betrag der in den Querträger eingebrachten Knicklast eine relevante Eigenschaft.

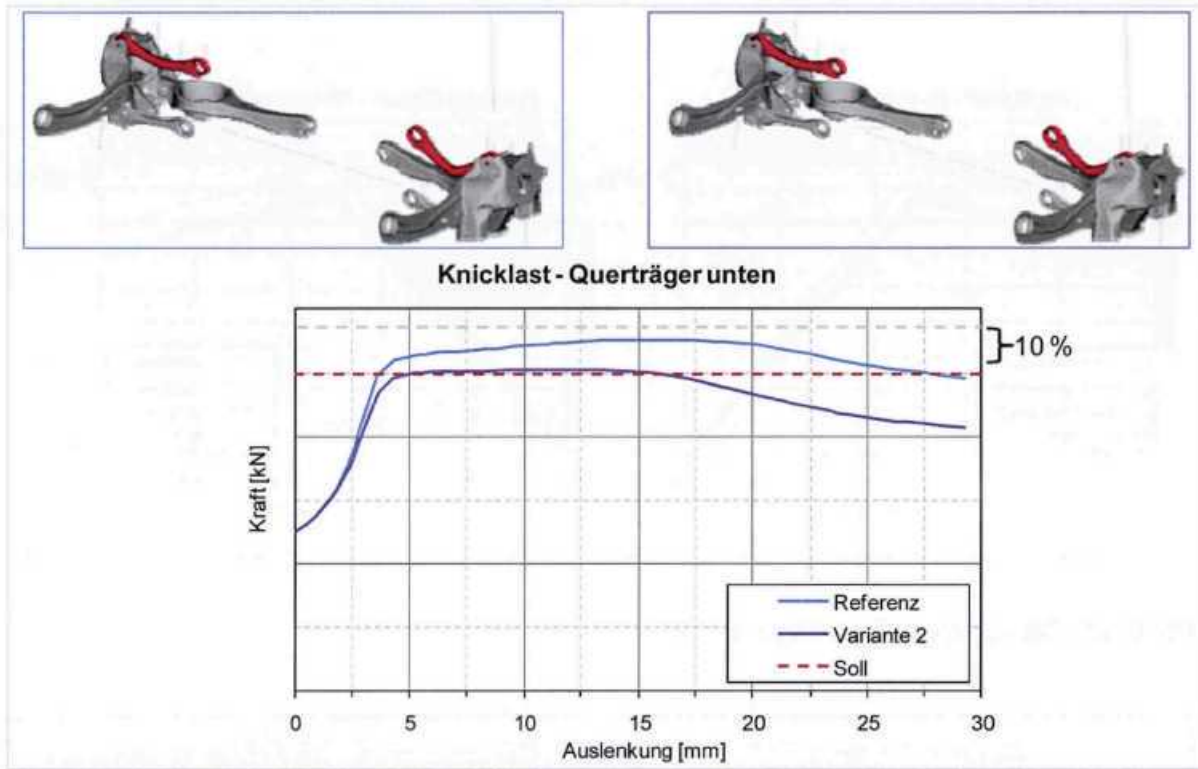


Abb. 6-95: Knicklast Einbaulage

In der Simulation des Referenzfahrzeugs (blau) knickt ausschließlich der Querträger oben (rot) ein. Dasselbe Verhalten ist auch im Systemmodell der Blechdicken-Variante 2 (lila) auffindbar. Die Betrachtung der Knicklast zeigt weiterhin, dass der geforderte Kraftsollwert, welcher sich erneut aus einer Reduktion des Referenzwertes um zehn Prozent ergibt, erreicht wird. Ein analoges Verhalten zeigen die Querträger in den übrigen zwei Knicklastfällen, wobei die Variante 1, da sie bereits die zuvor geprüften Steifigkeitsanforderungen nicht erfüllte, innerhalb der Knicklastfälle nicht weiter betrachtet wird. Die aus der Blechdickenvariation resultierende sekundäre Gewichtseinsparung der Hinterachse ist in Abb. 6-96 dargestellt.

Die Reduktion des Fahrzeuggesamtgewichts um 200 kg ermöglicht die Verringerung der Blechdicken radführender Bauteile und führt zu einer Gewichtsreduktion von 0,756 kg pro Fahrwerksseite der Hinterachse. Für die gesamte Hinterachse beträgt die Ersparnis demnach 1,512 kg, was einer Reduktion um 8,1 % entspricht.

In Abb. 6-97 sind die Massen der einzelnen Achssysteme aufgelistet. Die Addition der Ergebnisse von Vorder- und Hinterachse ergibt eine Gewichtsreduktion der radführenden Fahrwerksbauteile von 1,824 kg.

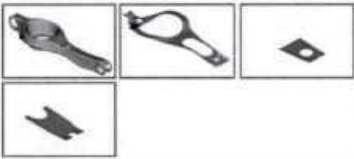


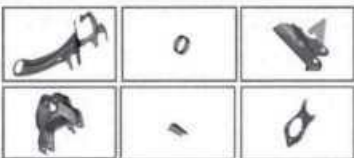
Baugruppe	Darstellung Komponenten	Referenz Masse [kg]	Variante 2 Masse [kg]
Querträger mitte		2,4737	2,3858
Querträger oben		0,7005	0,6430
Querträger unten		0,3760	0,3445
Schwertlenker		5,7923	5,2133
Gesamtmasse		9,3425	8,5865
		Ersparnis [kg]	0,7559

Abb. 6-96: Sekundäre Gewichtseinsparung Hinterachse

Systemverbund	Referenz Masse [kg]	FAT-Modell 90 Masse [kg]
Vorderachse	3,9732	3,6612
Hinterachse	18,6849	17,1731
Gesamtmasse Fahrwerk [kg]	22,6581	20,8343
	Ersparnis [kg]	1,8238

Abb. 6-97: Sekundäre Gewichtseinsparung Fahrwerk

6.3.2 Vertikaldynamik

Die Funktion Vertikaldynamik umfasst die Fahrwerksbauteile Feder und Dämpfer. Die Bauform dieser Komponenten ist vorwiegend von der Konzeptionierung der Vorder- bzw. Hinter-

achse abhängig. Da im Rahmen der Querdynamik die sekundäre Gewichtsreduktion für eine McPherson-Vorderachse und eine Schwertlenker-Hinterachse analysiert wird, werden im Folgenden für die Vorderachse ausschließlich radführende Feder/Dämpfer-Systeme in Form von McPherson-Federbeinen und für die Hinterachse ausschließlich nicht radführende Feder/Dämpfer-Systeme für Mehrlenkerachsen betrachtet. In Abb. 6-98 ist die prozentuale Verteilung verschiedener Vorderachs- und Hinterachsbauweisen für insgesamt 80 Fahrzeuge dargestellt. Es ist zu erkennen, dass durch die Betrachtung der McPherson-Vorderachse bzw. einer Mehrlenker-Hinterachse der Großteil an Fahrzeugen berücksichtigt werden kann.

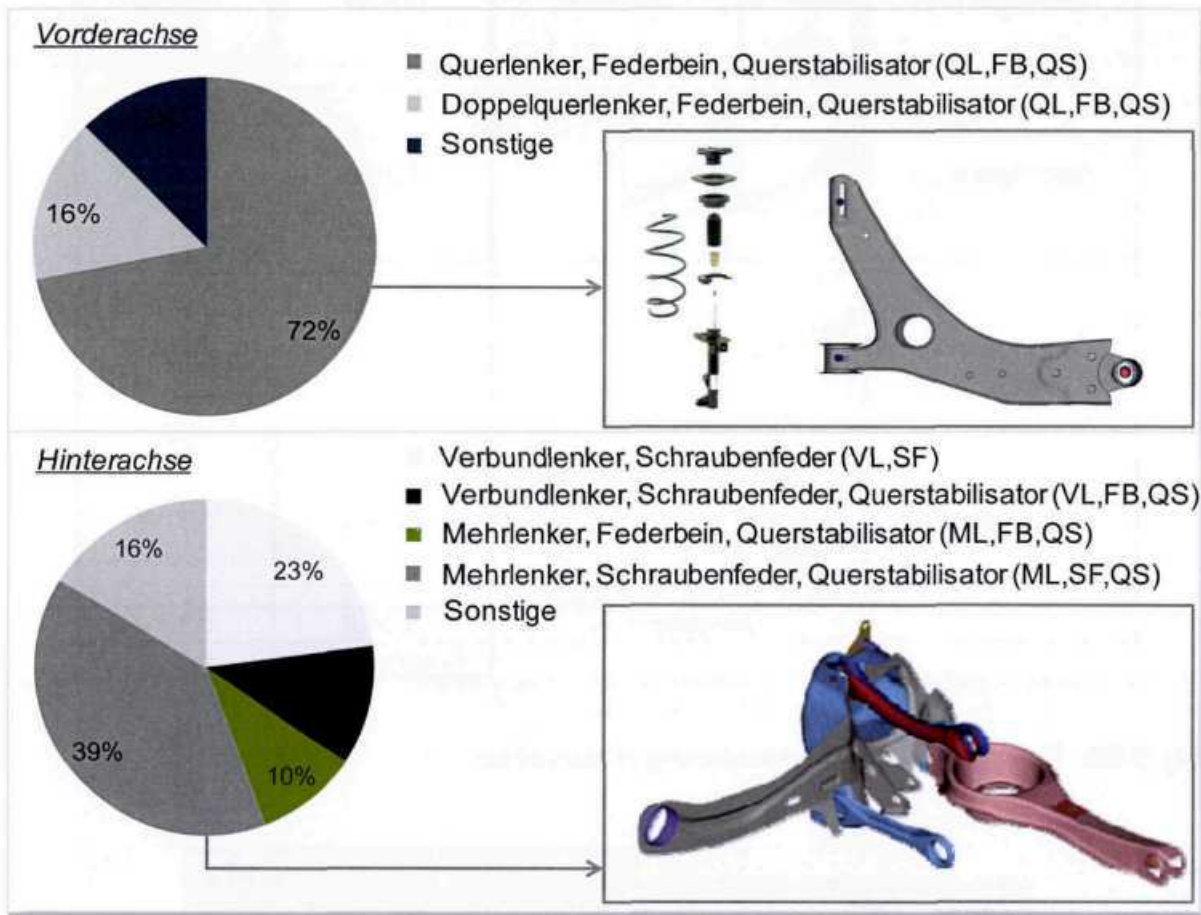


Abb. 6-98: Einsatz verschiedener Vorderachs- und Hinterachsbauweisen für 80 Fahrzeuge

Die Dimensionierung der Feder/Dämpfer-Systeme der Vorder- bzw. Hinterachse ist primär vom zulässigen Fahrzeuggesamtgewicht abhängig. Mit zunehmendem zulässigen Fahrzeuggesamtgewicht steigt das Gewicht der McPherson-Federbeine bzw. Feder/Dämpfer-Systeme der Hinterachse an. Abb. 6-99 zeigt den empirischen Zusammenhang zwischen dem zulässigen Fahrzeuggesamtgewicht und den jeweiligen Komponentengewichten der Vertikaldynamik für McPherson-Vorderachsen und Mehrlenker-Hinterachsen. Es ist zu erkennen, dass die Vertikaldynamikkomponenten der Hinterachse deutlich leichter als die der Vorderachse sind. Dies ist vor allem damit zu begründen, dass die Belastung auf der

Vorderachse infolge der statischen und dynamischen Radlastverteilung in der Regel deutlich höher ist als auf der Hinterachse.

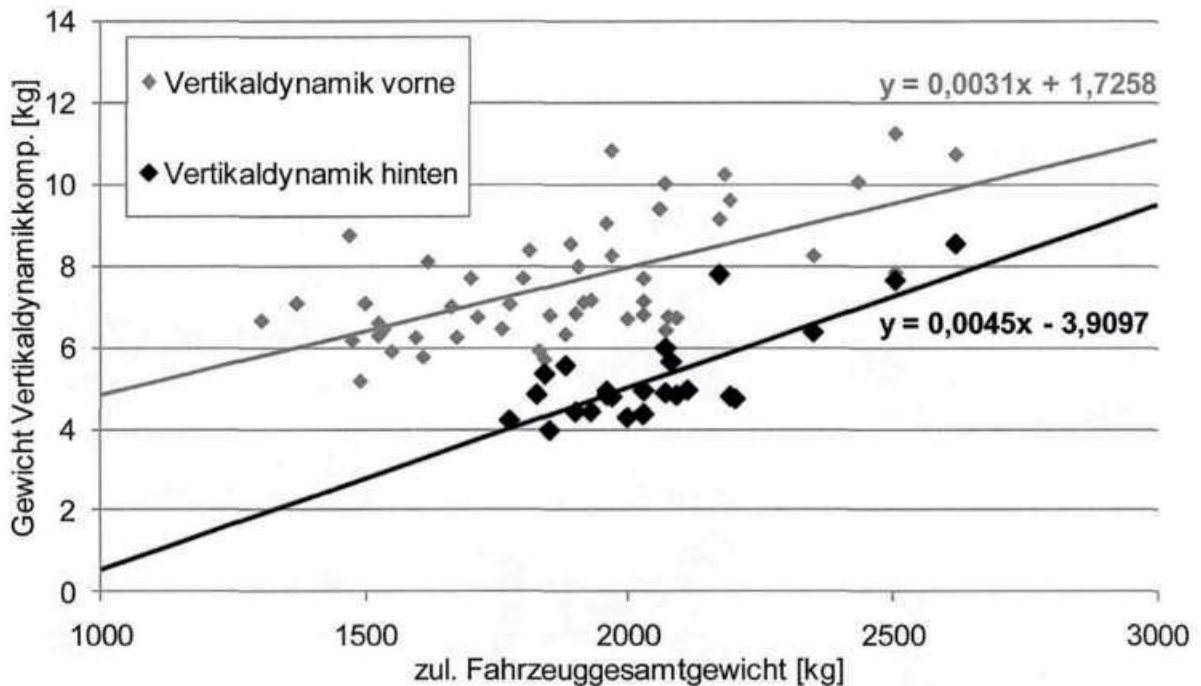


Abb. 6-99: Zusammenhang zul. Fahrzeuggesamtgewicht und Gewicht Vertikaldynamikkomp.

Das Gewicht der Vertikalkomponenten der Vorderachse $G_{FW,Vertikaldyn.,v.}$ und der Hinterachse $G_{FW,Vertikaldyn.,h.}$ kann demnach mit dem in Abb. 6-99 dargestellten empirischen Zusammenhängen zwischen dem zulässigen Fahrzeuggesamtgewicht und dem Gewicht der Vertikaldynamikkomponenten bestimmt werden:

$$G_{FW,Vertikaldyn.,v.} = 0,0031 \cdot G_{Fzg.,zul.} + 1,7258 \quad \text{Gl. 6-58}$$

$$G_{FW,Vertikaldyn.,h.} = 0,0045 \cdot G_{Fzg.,zul.} - 3,9097 \quad \text{Gl. 6-59}$$

6.3.3 Subframe

Die Dimensionierung des Subframes ist von zahlreichen Einflussfaktoren wie Package des Fahrzeugs, zulässigem Fahrzeuggesamtgewicht und Bauweise bzw. Bauform abhängig. Die Konzeptionierung der Vorderachse entscheidet ebenso über die Bauform wie die Anzahl und die Lage diverser Antriebsstrang- und Fahrwerkkomponenten, die vom Subframe aufgenommen werden müssen.

In Analogie zu den Fahrwerkfunktionen Quer- und Vertikaldynamik werden ausschließlich Subframe-Systeme für McPherson-Vorderachsen in Stahl-Bauweise betrachtet. Vor dem Hintergrund, dass im Rahmen der Berechnungssystematik zur Bestimmung der sekundären Gewichtsreduktion eine Schwertlenker-Hinterachse ohne Subframe analysiert wird, werden

Subframe-Systeme für die Hinterachse nicht betrachtet. In Abb. 6-100 sind die verschiedenen Bauformen für Stahl-Subframes für McPherson-Vorderachsen dargestellt.

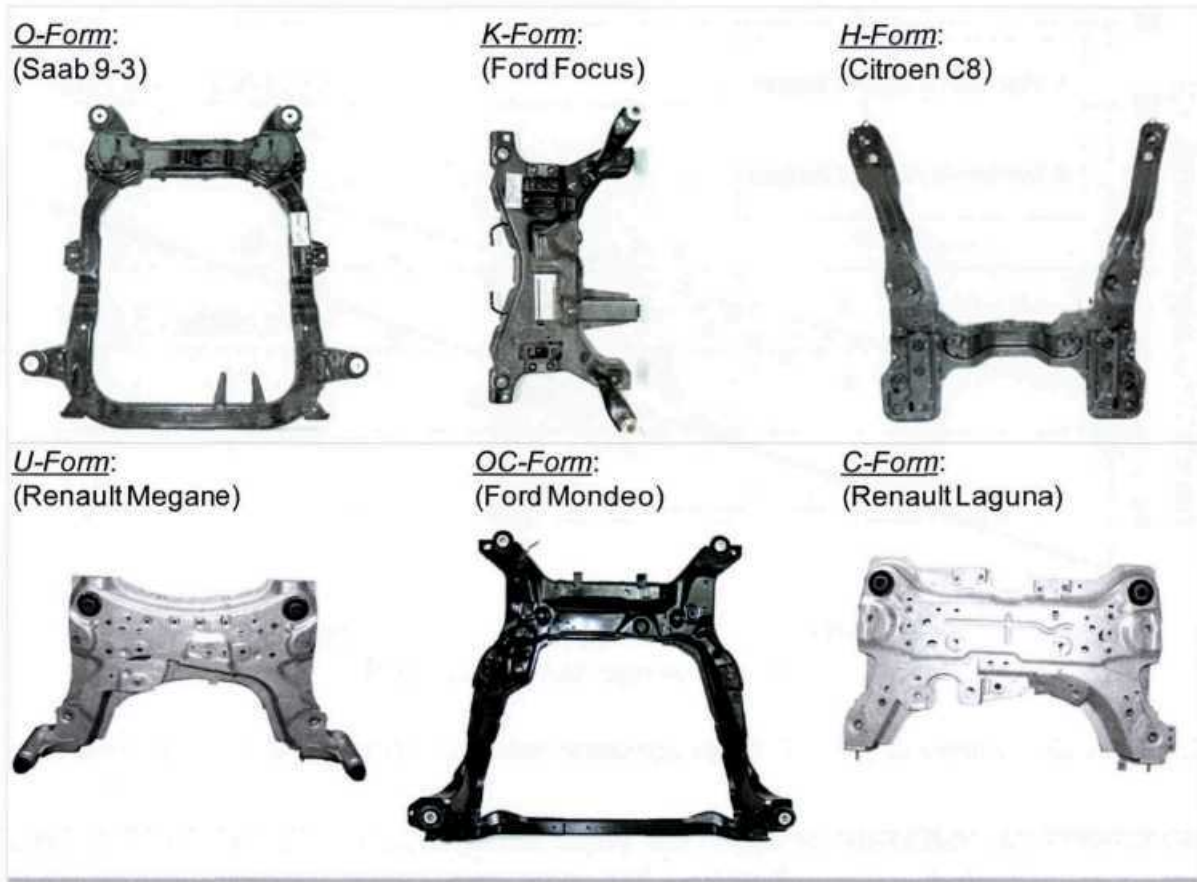


Abb. 6-100: Übersicht gängiger Bauweisen vorderer Stahl-Subframes für McPherson-Achsen

Zur Analyse der sekundären Gewichtsreduktion der Fahrwerksfunktion Subframe wird ein empirischer Zusammenhang zwischen dem zulässigen Fahrzeuggesamtgewicht und dem Gewicht der Subframes gebildet (Abb. 6-101).

Die Gewichtsunterschiede der Subframe-Systeme bei gleichem zulässigen Fahrzeuggesamtgewicht sind vorwiegend auf die unterschiedlichen Bauweisen (O-,K-,H-,U-,OC-,C-Form) zurückzuführen.

Es ist zu erkennen, dass mit steigendem zulässigen Fahrzeuggesamtgewicht das Gewicht der Subframes ansteigt. Demnach kann das Gewicht der Subframes anhand folgenden empirischen Zusammenhangs ermittelt werden:

$$G_{FW,Subframe} = 0,0113 \cdot G_{Fzg.,zul.} - 3,141$$

Gl. 6-60

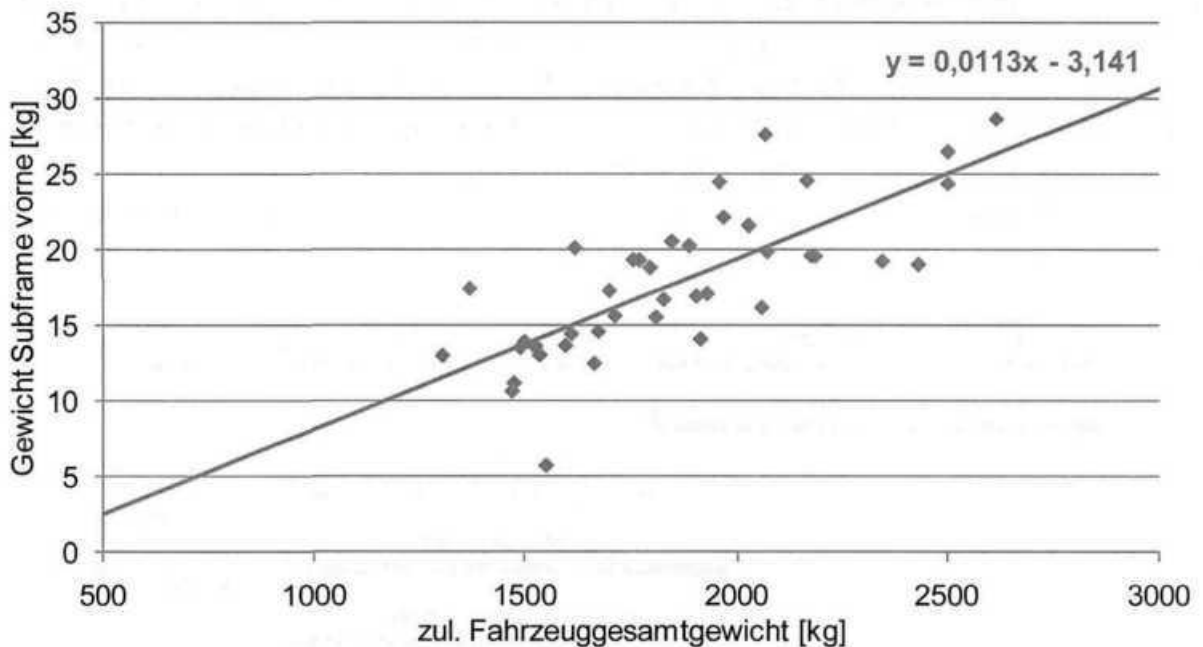


Abb. 6-101: Zusammenhang zul. Fahrzeuggesamtgewicht und Gewicht Subframe vorne

6.3.4 Bremssystem

Die Dimensionierung der Funktion Bremssystem ist vorwiegend vom zulässigen Fahrzeuggesamtgewicht, vom geforderten Bremsweg sowie von der Schwerpunktlage des Fahrzeugs abhängig. Zudem unterliegt die Auslegung der Bremscheiben, in Abhängigkeit des Automobilherstellers, hohen Anforderungen in Bezug auf Standzeiten und Wartungsintervallen. Während des Bremsvorgangs wird das Bremssystem hohen thermischen Belastungen ausgesetzt, sodass die Dimensionierung des Bremssystems zudem von der Konzeptionierung und der Effizienz der Bremskühlung abhängig ist. Die Größe des Bremssystems dient als Eingabewert für die Mindestgröße der Felge.

Im Rahmen der Systematik zur Bestimmung der sekundären Gewichtsreduktion werden Bremscheiben und Trommelbremsen berücksichtigt. Dabei werden die Konstellationen Scheibenbremsen vorne und hinten sowie Scheibenbremsen vorne und Trommelbremsen hinten betrachtet. Bei den Scheibenbremsen werden zudem die Bauweisen innenbelüftet und massiv unterschieden.

Die Vorgehensweise zur Auslegung des Bremssystems für Scheibenbremsen vorne ist in Abb. 6-102 dargestellt. Ausgangsbasis für die Berechnung bildet die Definition des Bremswegs aus 100 km/h. Dabei ist der Bremsweg für das Referenzfahrzeug und das gewichtsreduzierte Fahrzeug konstant. Im Anschluss werden die Radlasten der Vorder- und Hinterachse mit Hilfe der mittleren Bremsbeschleunigung und des definierten Fahrzeugschwerpunkts berechnet. Dabei wird die Annahme getroffen, dass sich die Schwerpunktlage des gewichtsreduzierten Fahrzeugs infolge der Gewichtsreduktion um 100 kg gegenüber der des Referenzfahrzeugs nicht ändert. Aus den Radlasten werden jeweils die maximalen

Bremskräfte des Referenzfahrzeugs für einen definierten Wirkdurchmesser der Bremsscheibe vorne und hinten ermittelt. Unter der Annahme konstanter maximaler Bremskräfte werden im Anschluss die Wirkdurchmesser der Bremsscheiben und darauf basierend die Bremsscheibendurchmesser vorne und hinten des gewichtsreduzierten Fahrzeugs bestimmt. Die Bremsscheibendurchmesser bestimmen in Kombination mit der Bremssattelanordnung die Mindestgröße der Felge. Die Vorgehensweise zur Auslegung des Bremssystems für Scheibenbremsen hinten wird analog zu der Vorgehensweise in Abb. 6-102 durchgeführt.

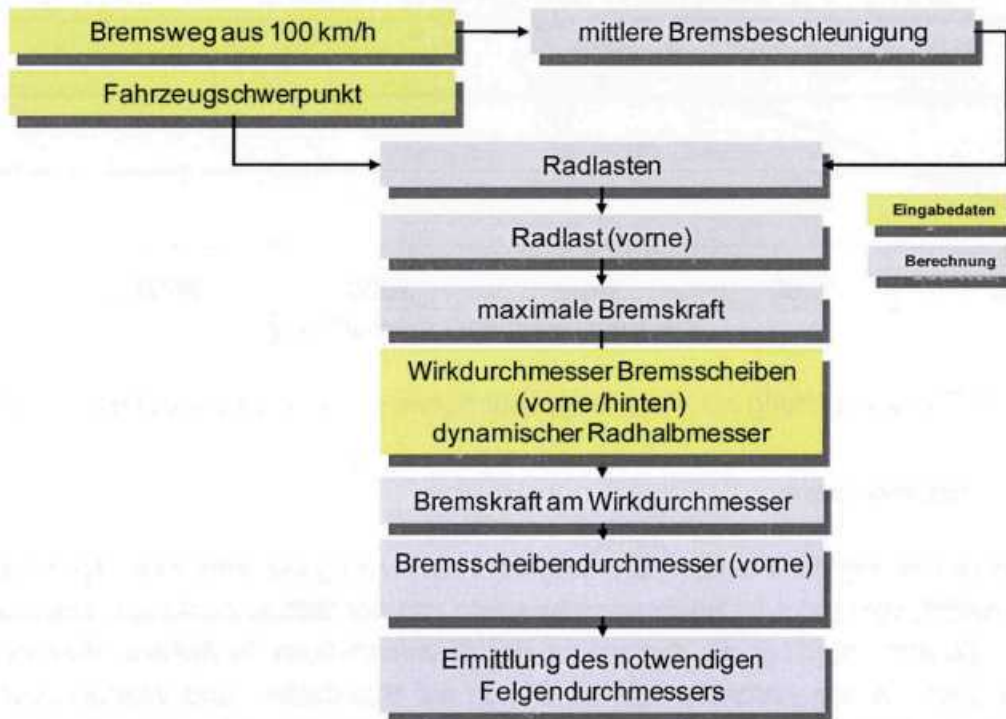


Abb. 6-102: Vorgehensweise Auslegung des Bremssystems für Bremsscheiben vorne

Bei definiertem Bremsweg $s_{100\text{km/h}}$ aus 100 km/h kann die mittlere Bremsbeschleunigung $a_{Br,100\text{km/h}}$ nach folgender Formel bestimmt werden:

$$a_{Br,100\text{km/h}} = 0,5 \cdot \frac{\Delta v^2}{s_{100\text{km/h}}} \quad \text{Gl. 6-61}$$

Die dynamischen Radlasten vorne $F_{R,Z,v}$ und hinten $F_{R,Z,h}$ können nach folgendem formelmäßigen Zusammenhang ermittelt werden:

$$F_{R,Z,v} = \frac{G_{Fzg.,zul.} \cdot g \cdot \frac{l_h}{l} + G_{Fzg.,zul.} \cdot a_{Br,100\text{km/h}} \cdot \frac{h}{l}}{2} \quad \text{Gl. 6-62}$$

$$F_{R,Z,h} = \frac{G_{Fzg.,zul.} \cdot g \cdot \frac{l_v}{l} + G_{Fzg.,zul.} \cdot a_{Br,100\text{km/h}} \cdot \frac{h}{l}}{2} \quad \text{Gl. 6-63}$$

Dabei bezeichnet l den Radstand des Fahrzeugs, h die Schwerpunkthöhe des Fahrzeugs, l_h den Abstand des Fahrzeugschwerpunkts von der Hinterachse und l_v den Abstand des Fahrzeugschwerpunkts von der Vorderachse. Die maximale Bremskraft am Rad vorne $F_{Br,v}$ und hinten $F_{Br,h}$ folgt unter Berücksichtigung des Haftreibungskoeffizienten der Straße $\mu_{Str.}$ zu:

$$F_{Br,v} = \mu_{Str.} \cdot F_{R,Z,v} \quad \text{Gl. 6-64}$$

$$F_{Br,h} = \mu_{Str.} \cdot F_{R,Z,h} \quad \text{Gl. 6-65}$$

Unter Annahme eines bekannten Wirkdurchmessers der Bremsscheibe vorne $D_{Br,Scheibe,v}$ und hinten $D_{Br,Scheibe,h}$ sowie des dynamischen Reifenradius r_{dyn} des Referenzfahrzeugs kann die Bremskraft am Wirkdurchmesser vorne $F_{Br,Scheibe,v}$ und hinten $F_{Br,Scheibe,h}$ wie folgt berechnet werden:

$$F_{Br,Scheibe,v} = F_{Br,v} \cdot \frac{2 \cdot r_{dyn}}{D_{Br,Scheibe,v}} \quad \text{Gl. 6-66}$$

$$F_{Br,Scheibe,h} = F_{Br,h} \cdot \frac{2 \cdot r_{dyn}}{D_{Br,Scheibe,h}} \quad \text{Gl. 6-67}$$

Im Folgenden wird angenommen, dass die Bremskraft am Wirkdurchmesser des gewichtsreduzierten Fahrzeugs vorne und hinten mit der des Referenzfahrzeugs übereinstimmt. Unter der Voraussetzung eines näherungsweise konstanten, dynamischen Reifenradius r_{dyn} kann der Wirkdurchmesser der Bremsscheibe vorne $D_{Br,Scheibe,v,gew.red.}$ und hinten $D_{Br,Scheibe,h,gew.red.}$ des gewichtsreduzierten Fahrzeugs bei konstanter mittlerer Bremsbeschleunigung $a_{Br,100km/h}$ und angepassten Radlasten vorne $F_{R,Z,v,gew.red.}$ sowie hinten $F_{R,Z,v,gew.red.}$ entsprechend der Gl. 6-66 und Gl. 6-67 wie folgt berechnet werden:

$$D_{Br,Scheibe,v,gew.red.} = F_{Br,v,gew.red.} \cdot \frac{2 \cdot r_{dyn}}{F_{Br,Scheibe,v}} \quad \text{Gl. 6-68}$$

$$D_{Br,Scheibe,h,gew.red.} = F_{Br,h,gew.red.} \cdot \frac{2 \cdot r_{dyn}}{F_{Br,Scheibe,h}} \quad \text{Gl. 6-69}$$

Unter der Annahme einer konstanten, definierten Bremsbelaghöhe $h_{Br,Belag}$, kann der Außendurchmesser der Bremsscheibe für das Referenzfahrzeug $D_{Br,Scheibe,außen,Ref.}$ und das gewichtsreduzierte Fahrzeug $D_{Br,Scheibe,außen,gew.red.}$ vorne und hinten mit Hilfe folgender Formel bestimmt werden:

$$D_{Br,Scheibe,außen,Ref.} = D_{Br,Scheibe} + h_{Br,Belag} \quad \text{Gl. 6-70}$$

$$D_{Br,Scheibe,außen,gew.red.} = D_{Br,Scheibe,gew.red.} + h_{Br,Belag} \quad \text{Gl. 6-71}$$

Das Gewicht der Bremsscheiben wird mit Hilfe der in Abb. 6-103 dargestellten empirischen Zusammenhänge zwischen dem Außendurchmesser der Bremsscheibe und dem Bremsscheibengewicht für innenbelüftete und massive Bremsscheiben vorne und hinten bestimmt. Dabei verfügen innenbelüftete und massive Bremsscheiben über eine genormte Dicke von 30 mm bzw. 15 mm.

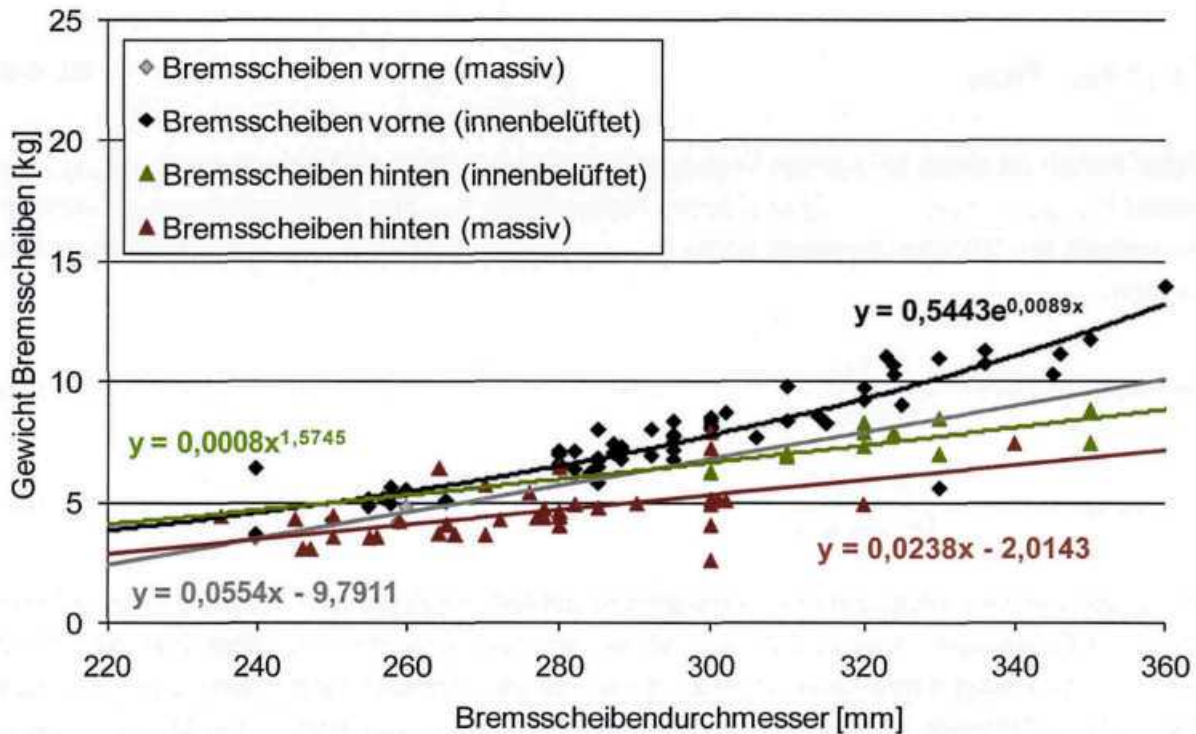


Abb. 6-103: Zusammenhang zwischen Bremsscheibendurchmesser und -gewicht

Für das Gewicht der Bremsscheiben ergibt sich in Abhängigkeit des Durchmessers:

$$G_{FW.,Br,Scheibe,innenbel.,v} = 0,5443 \cdot e^{0,0089 \cdot D_{Br,Scheibe,au\beta en,v,i}} \quad \text{Gl. 6-72}$$

$$G_{FW.,Br,Scheibe,massiv,v} = 0,0554 \cdot D_{Br,Scheibe,au\beta en,v,i} - 9,7911 \quad \text{Gl. 6-73}$$

$$G_{FW.,Br,Scheibe,innenbel.,h} = 0,0008 \cdot D_{Br,Scheibe,au\beta en,h,i}^{1,5745} \quad \text{Gl. 6-74}$$

$$G_{FW.,Br,Scheibe,massiv,h} = 0,0238 \cdot D_{Br,Scheibe,au\beta en,h,i} - 2,0143 \quad \text{Gl. 6-75}$$

Neben den Bremsscheiben ist das Gewicht der Bremssättel vorne und hinten vom zulässigen Fahrzeugesamtgewicht abhängig. Vor diesem Hintergrund wird das Gewicht der Bremssättel empirisch nach Gl. 6-76 und Gl. 6-77 bestimmt:

$$G_{FW,Br,Bremssattel,v.} = 0,0014 \cdot G_{Fzg.,zul.} + 2,2289 \quad \text{Gl. 6-76}$$

$$G_{FW,Br,Bremssattel,h.} = 0,0009 \cdot G_{Fzg.,zul.} + 0,9022 \quad \text{Gl. 6-77}$$

Da das Gewicht der Bremsbeläge im direkten Vergleich zum Gewicht der Bremsscheiben und der Bremssättel sehr klein ist, werden diese im Rahmen der Systematik zur Analyse der sekundären Gewichtsreduktion nicht berücksichtigt. Die Validierung der Berechnungsmethodik mit realen Fahrzeugdaten für Bremsscheibengewichte ist exemplarisch für innenbelüftete Bremsscheiben vorne in Abb. 6-104 dargestellt.

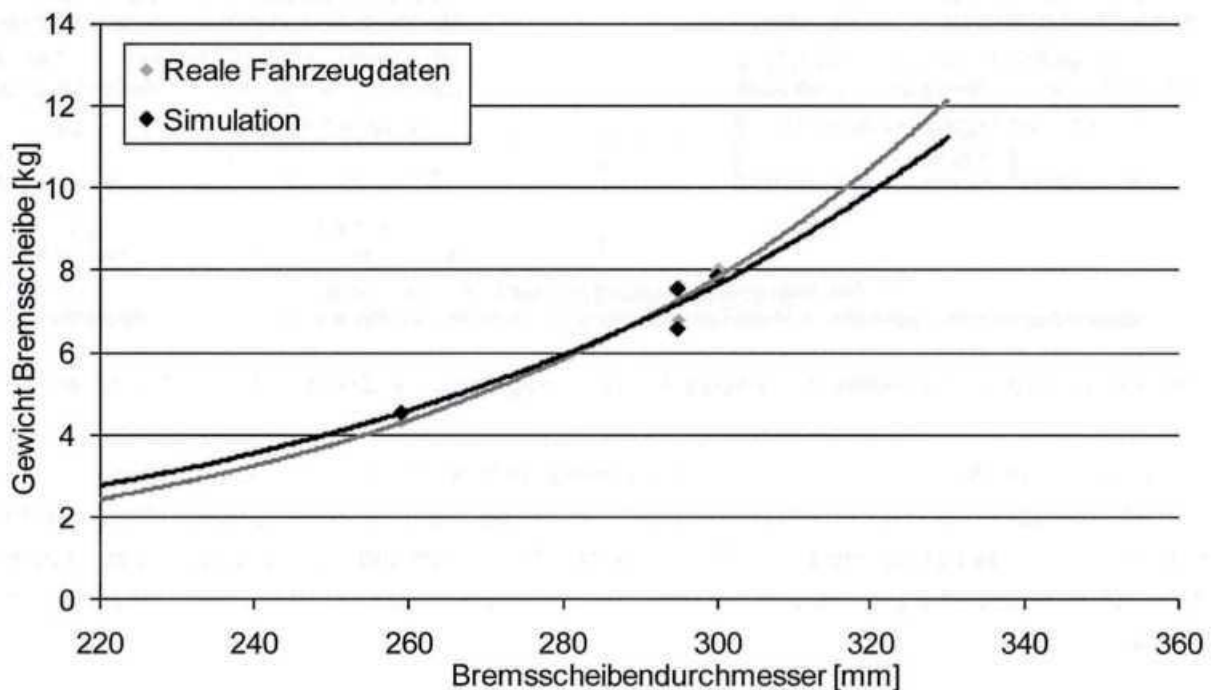


Abb. 6-104: Vergleich der Ergebnisse der Berechnungssystematik mit realen Fahrzeugdaten

In Abb. 6-105 ist die Vorgehensweise für die Auslegung eines Bremssystems in der Konstellation Bremsscheibe vorne und Trommelbremse hinten beschrieben. Es ist zu erkennen, dass die Berechnungsmethodik mit der Auslegung von Bremssystemen für Bremsscheiben vorne und hinten übereinstimmt (Abb. 6-102). Unter Annahme eines bekannten Innendurchmessers der Trommelbremse hinten $D_{Br,Trommel,i,h}$ sowie des dynamischen Reifenradius r_{dyn} des Referenzfahrzeugs kann die Bremskraft am Innendurchmesser $F_{Br,Trommel,h}$ wie folgt berechnet werden:

$$F_{Br,Trommel,h} = F_{Br,h} \cdot \frac{2 \cdot r_{dyn}}{D_{Br,Trommel,h,i}} \quad \text{Gl. 6-78}$$

Im Folgenden wird angenommen, dass die Bremskraft am Innendurchmesser der Trommelbremse des gewichtsreduzierten Fahrzeugs mit der des Referenzfahrzeugs übereinstimmt.

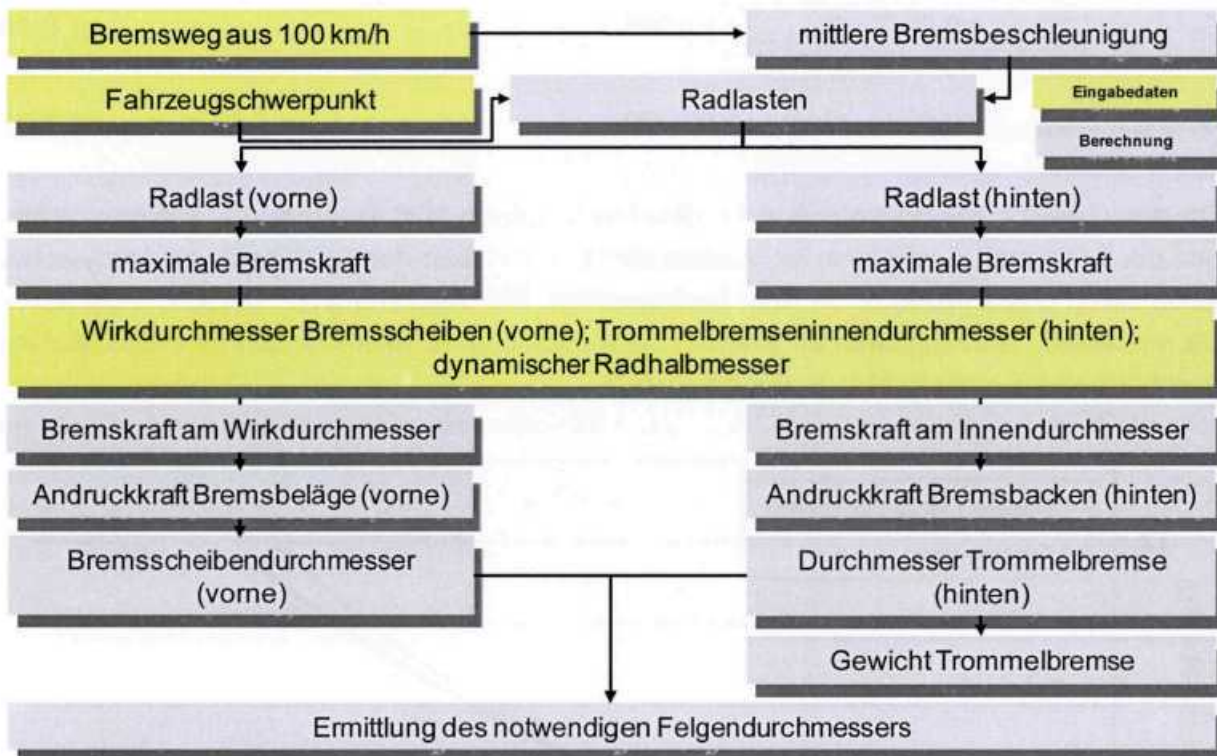


Abb. 6-105: Vorgehensweise Auslegung des Bremssystems für Bremsscheiben/-trommeln

Unter der Voraussetzung eines näherungsweise konstanten, dynamischen Reifenradius r_{dyn} kann der Innendurchmesser der Trommelbremse hinten $D_{Br,Trommel,h,gew.red.}$ des gewichtsreduzierten Fahrzeugs bei konstanter mittlerer Bremsbeschleunigung $a_{Br,100km/h}$ und angepassten Radlasten vorne $F_{R,Z,v,gew.red.}$ sowie hinten $F_{R,Z,h,gew.red.}$ entsprechend der Gl. 6-78 wie folgt berechnet werden:

$$D_{Br,Trommel,h,i,gew.red.} = F_{Br,h,gew.red.} \cdot \frac{2 \cdot r_{dyn}}{F_{Br,Trommel,h}} \quad \text{Gl. 6-79}$$

Die Dicke der Trommelbremse folgt aus einer empirischen Annahme:

$$t_{Br,Trommel} = \frac{0,0113 \cdot G_{Fzg.,zul.} - 1,625}{1000} \quad \text{Gl. 6-80}$$

Der Außendurchmesser der Trommelbremse errechnet sich somit zu:

$$D_{Br,Trommel,h,a} = D_{Br,Trommel,h,i} + 2 \cdot t_{Br,Trommel} \quad \text{Gl. 6-81}$$

Der empirische Zusammenhang zwischen dem Außendurchmesser und der Breite der Trommelbremse ist in Abb. 6-106 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass das Verhältnis von Außendurchmesser zu Breite nahezu konstant ist.

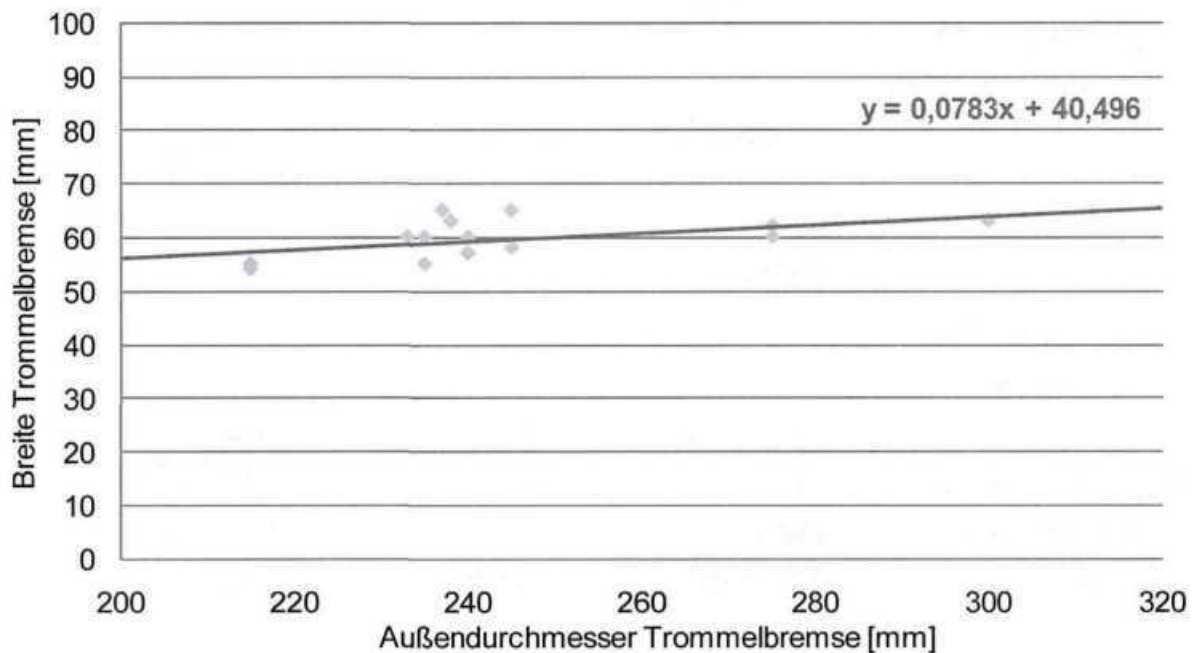


Abb. 6-106: Verhältnis von Breite zu Außendurchmesser der Trommelbremse

Demnach kann die Breite der Trommelbremse b_{Trommel} anhand des folgenden empirischen Zusammenhangs ermittelt werden:

$$b_{\text{Trommel}} = 0,0542 \cdot (D_{\text{Br,Trommel,h,i}} + 2 \cdot t_{\text{Br,Trommel}}) + 53,526 \quad \text{Gl. 6-82}$$

Zur Ermittlung des Gewichts der Trommelbremse wird vereinfachend angenommen, dass die Trommelbremse aus einem Hohlzylinder mit der Wandstärke $t_{\text{Br,Trommel}}$ und einer kreisförmigen Platte mit der Blechdicke $t_{\text{Br,Trommel}}$ besteht. Das Gewicht kann demnach mit Hilfe folgender Formel bestimmt werden:

$$G_{\text{FW,Br,Trommel,h}} = (K_1 - K_2) \cdot \rho \quad \text{Gl. 6-83}$$

Dabei beschreibt ρ die Dichte des Werkstoffs. Für die Faktoren K_1 und K_2 gilt:

$$K_1 = \left((D_{\text{Br,Trommel,h,a}} - 0,02)^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot b_{\text{Trommel}} \right) \quad \text{Gl. 6-84}$$

$$K_2 = \left((D_{\text{Br,Trommel,h,a}} - 0,04)^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,0542 \cdot D_{\text{Br,Trommel,h,a}} + 0,0455) \right) \quad \text{Gl. 6-85}$$

Da das Gewicht der Bremsbacken im direkten Vergleich zum Gewicht der Trommelbremsen zu vernachlässigen ist, werden die Bremsbacken im Folgenden nicht weiter berücksichtigt. In Abb. 6-107 ist ein Vergleich zwischen den Ergebnissen der Berechnungssystematik und realen Fahrzeugdaten dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die berechneten Gewichte der Trommelbremse mit den realen Fahrzeugdaten nahezu übereinstimmen.

<u>Dacia Logan 1.4 MPi:</u>			
Trommelbremse hinten:			
	<u>Fahrzeugdaten</u>	<u>Simulation</u>	
Außendurchmesser:	235 mm	235 mm	
Wirkdurchmesser:	217 mm	217 mm	
Gewicht:	5,297 kg	5,23 kg	
<u>Suzuki Grand Vitara:</u>			
Trommelbremse hinten:			
	<u>Fahrzeugdaten</u>	<u>Simulation</u>	
Außendurchmesser:	300 mm	300 mm	
Wirkdurchmesser:	258 mm	258 mm	
Gewicht:	8,1135 kg	7,98 kg	

Abb. 6-107: Vergleich der Ergebnisse der Berechnungssystematik mit realen Fahrzeugdaten

Die Abhängigkeit des Bremskraftverstärkers vom zulässigen Fahrzeuggesamtgewicht ist in Abb. 6-108 dargestellt. Das Gewicht des Bremskraftverstärkers kann demnach mit Hilfe folgender Formel empirisch bestimmt werden:

$$G_{FW,Br,Bremskraftverstärker} = 0,0015 \cdot G_{Fzg.,zul.} - 0,1049 \quad \text{Gl. 6-86}$$

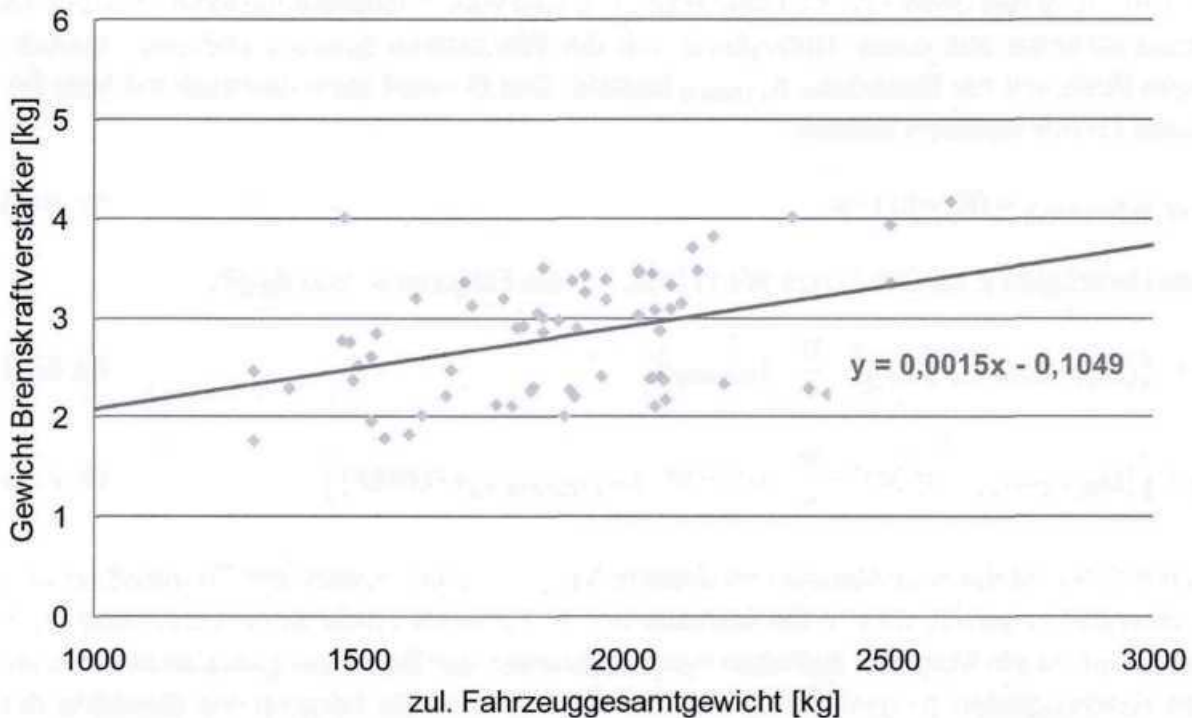


Abb. 6-108: Zusammenhang zul. Fahrzeuggesamtgewicht und Gewicht Bremskraftverstärker

Die Dimensionierung der Bremsscheiben bzw. der Trommelbremse beeinflusst den minimal notwendigen Felgendurchmesser. Für Bremsscheiben existieren unterschiedliche Bremssattelanordnungen, die ebenfalls Einfluss auf den minimalen Felgeninnendurchmesser üben. Dabei werden die Bremssattelanordnungen „neben Tiefbett“, „unter Tiefbett“ sowie „innen umgreifender Bremssattel“ und „optimierter Bremssattel unter Tiefbett“ unterschieden. In Abb. 6-109 sind die erforderlichen Felgendurchmesser in Abhängigkeit der Bremssattelanordnungen für Bremsscheiben sowie Trommelbremsen dargestellt. Die im Rahmen der Berechnungssystematik ermittelte Größe der Bremsscheibe bzw. Trommelbremse dient als Eingabewert für die Fahrwerkfunktion Räder/Reifen.

Felgendurchmesser [Zoll]	13	14	15	16	17	18
Bremsscheibendurchmesser [mm] (Bremssattel neben Tiefbett (TB))	256	278	308	330	360	>360
Bremsscheibendurchmesser [mm] (Bremssattel unter Tiefbett (TB))	225	245	270	295	320	>320
Bremsscheibendurchmesser [mm] (optimierter Bremssattel unter TB)	245	270	295	320	345	>345
Bremsscheibendurchmesser [mm] (innen umgreifender Bremssattel)	-	300	325	350	380	>380
Felgendurchmesser [Zoll]	13	14	15	16	17	18
Innendurchmesser Trommelbremse [mm]	230	350	280	300	325	>325

Abb. 6-109: Felgendurchmesser in Abhängigkeit der Größe des Bremssystems [REI91]

6.3.5 Lenksystem

Die Funktion Lenksystem beinhaltet die Baugruppen Lenksäule, Lenkgetriebe, Lenkunterstützung und Sonstiges. Bei der Lenkunterstützung werden elektrische und hydraulische Systeme unterschieden. Die Baugruppe Lenksäule beinhaltet ausschließlich die Komponente Lenksäule. Zu der Baugruppe Lenkgetriebe zählen neben dem Lenkgetriebe die Spurstangenköpfe. Die elektrische Lenkunterstützung beinhaltet die Elektromotoren sowie deren Steuerung. Die hydraulische Lenkunterstützung beinhaltet die Hydraulikpumpe sowie alle Hydraulikleitungen. Die Baugruppe Sonstiges beinhaltet neben Abdeckungen, Lagerungen und Halterungen für das Lenksystem zudem das Lenkrad.

Die Dimensionierung des Lenksystems erfolgt in Abhängigkeit des zulässigen Fahrzeuggesamtgewichts. In Abb. 6-110 ist der empirische Zusammenhang zwischen dem Gewicht des Lenksystems und dem zulässigen Fahrzeuggesamtgewicht dargestellt. Es ist zu erkennen, dass mit zunehmendem Fahrzeuggesamtgewicht das Gewicht des Lenksystems steigt. Das Gewicht des Lenksystems kann demnach mit Hilfe folgendem empirischen Zusammenhang bestimmt werden:

$$G_{FW, Lenksystem} = 0,006 \cdot G_{Fzg, zul.} + 10,923$$

Gl. 6-87

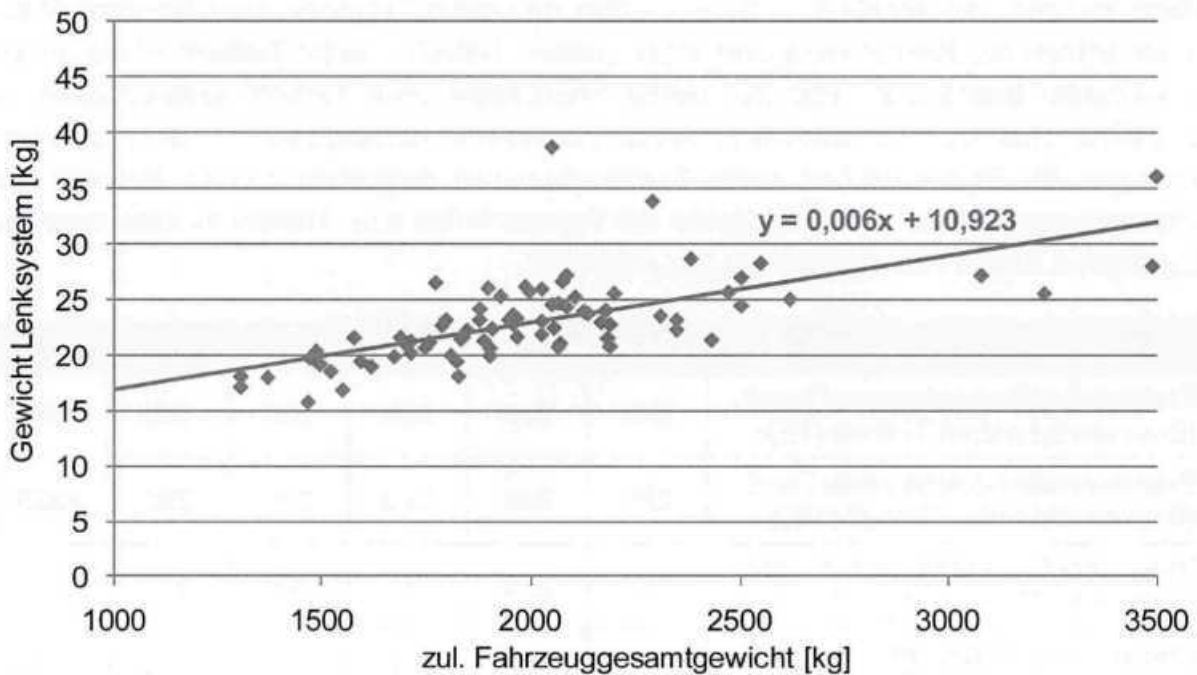


Abb. 6-110: Zusammenhang zul. Fahrzeugesamtgewicht und Gewicht Lenksystem

Das Gewicht der einzelnen Baugruppen des Lenksystems in Form der Lenksäule (LS), der elektrischen bzw. hydraulischen Lenkunterstützung (LU) sowie des Lenkgetriebes (LG) wird in Abhängigkeit des prozentualen Gewichtsanteils der jeweiligen Baugruppe am Gewicht des Lenksystems bestimmt (Abb. 6-111). Als Basis für die Ermittlung der prozentualen Gewichtsanteile der jeweiligen Baugruppen dienen Komponentengewichte von 80 aktuellen Fahrzeugen.

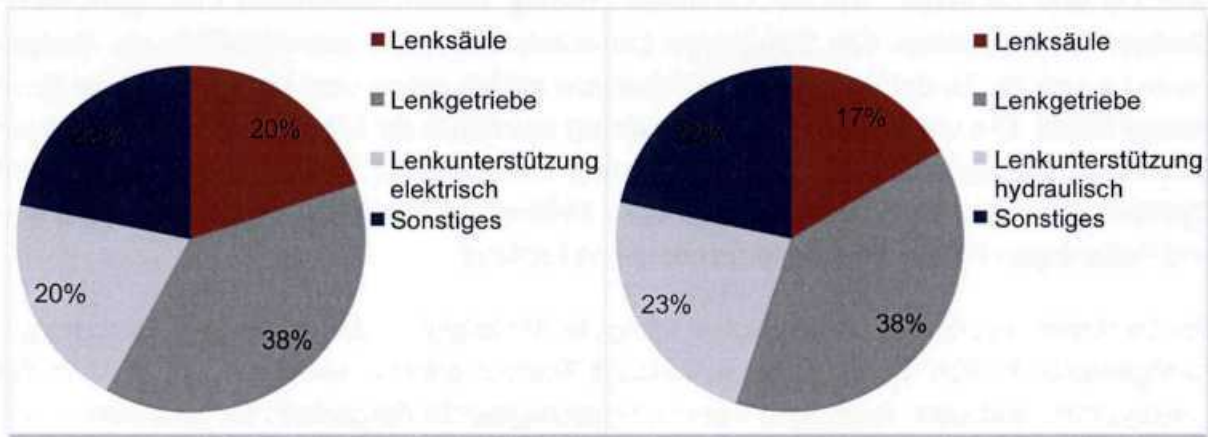


Abb. 6-111: Prozentuale Gewichtsverteilung der Baugruppen des Lenksystems

Demnach können die Baugruppengewichte von Lenksystemen mit elektrischer Lenkunterstützung mit Hilfe folgender Zusammenhänge bestimmt werden:

$$G_{FW, \text{Lenksystem}, LS, e} = 0,2 \cdot G_{FW, \text{Lenksystem}} \quad \text{Gl. 6-88}$$

$$G_{FW, \text{Lenksystem}, LG, e} = 0,38 \cdot G_{FW, \text{Lenksystem}} \quad \text{Gl. 6-89}$$

$$G_{FW, \text{Lenksystem}, LU, e} = 0,2 \cdot G_{FW, \text{Lenksystem}} \quad \text{Gl. 6-90}$$

$$G_{FW, \text{Lenksystem}, SO, e} = 0,22 \cdot G_{FW, \text{Lenksystem}} \quad \text{Gl. 6-91}$$

Die Baugruppengewichte von Lenksystemen mit hydraulischer Lenkunterstützung werden mit Hilfe folgender Zusammenhänge ermittelt:

$$G_{FW, \text{Lenksystem}, LS, h} = 0,17 \cdot G_{FW, \text{Lenksystem}} \quad \text{Gl. 6-88}$$

$$G_{FW, \text{Lenksystem}, LG, h} = 0,38 \cdot G_{FW, \text{Lenksystem}} \quad \text{Gl. 6-89}$$

$$G_{FW, \text{Lenksystem}, LU, h} = 0,23 \cdot G_{FW, \text{Lenksystem}} \quad \text{Gl. 6-90}$$

$$G_{FW, \text{Lenksystem}, SO, h} = 0,22 \cdot G_{FW, \text{Lenksystem}} \quad \text{Gl. 6-91}$$

6.3.6 Räder und Reifen

Die Dimensionierung der Funktion Räder/Reifen ist primär vom zulässigen Fahrzeuggesamtgewicht, von der Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs sowie von der Größe der Bremsanlage abhängig. Im Rahmen der Systematik zur Analyse der sekundären Gewichtsreduktion werden ausschließlich Stahlfelgen und gängige Radialreifen der Serien 50, 55, 60 und 65 berücksichtigt. Die Abmessungen der Radialbereifung sowie die auf die Reifengröße genormte Felgenreöße entsprechen den Vorgaben der DIN-Norm 7803. Die Vorgehensweise zur Auslegung der Fahrzeugbereifung ist in Abb. 6-112 dargestellt.

In Abhängigkeit des zulässigen Fahrzeuggesamtgewichts sowie unter Annahme einer bekannten Achslastverteilung im beladenen Zustand kann die maximale statische Radlast laut Gl. 6-62 und Gl. 6-63 wie folgt bestimmt werden:

$$F_{Z, W, v} = \frac{1}{2} \cdot G_{Fzg., zul.} \cdot \frac{l_h}{l} \quad \text{Gl. 6-92}$$

$$F_{Z, W, h} = \frac{1}{2} \cdot G_{Fzg., zul.} \cdot \frac{l_v}{l} \quad \text{Gl. 6-93}$$

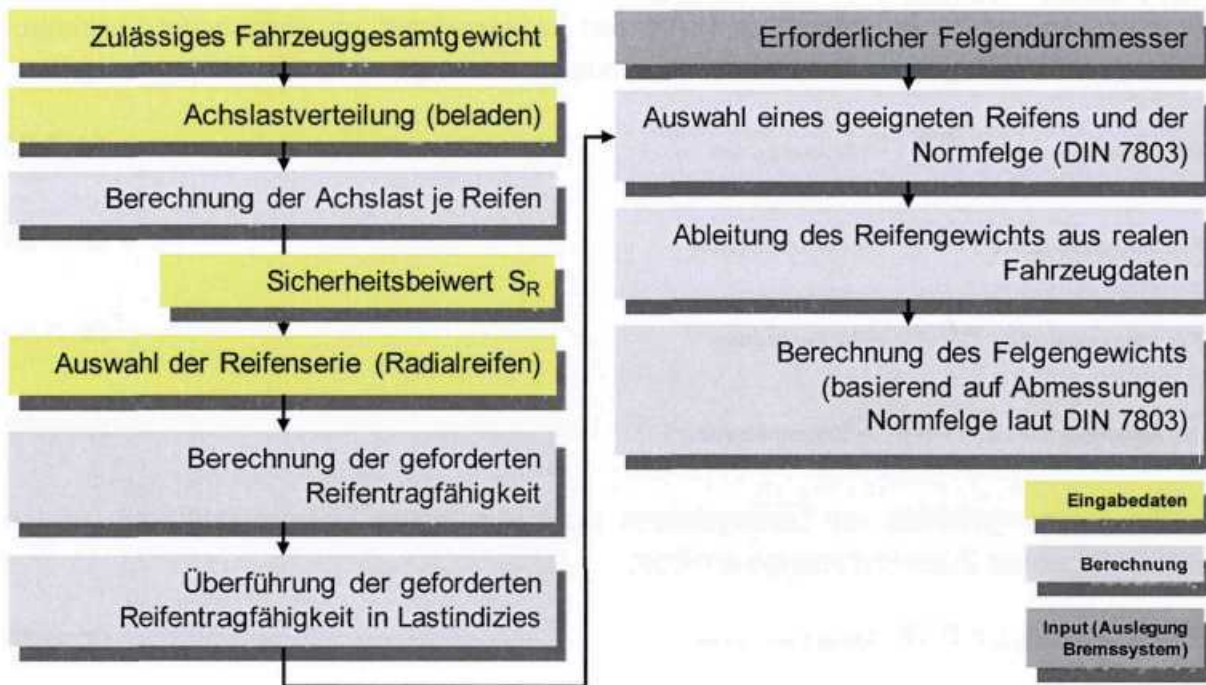


Abb. 6-112: Vorgehensweise zur Auslegung der Fahrzeugbereifung

Unter Berücksichtigung eines Sicherheitsbeiwerts S_R von 0,9 kann die geforderte Reifentragfähigkeit laut Gl. 6-94 unter Berücksichtigung von Gl. 6-95 bestimmt werden.

$$G_{R,Z} = F_{Z,W,max} \cdot S_R \tag{Gl. 6-94}$$

$$F_{Z,W,max} = \text{Max}\{F_{Z,W,v} | F_{Z,W,h}\} \tag{Gl. 6-95}$$

Die geforderte Reifentragfähigkeit $G_{R,Z}$ wird laut DIN 7803 in Lastindizes (LI) überführt (Abb. 6-113).

LI [-]	$G_{R,Z}$ [kg]	LI [-]	$G_{R,Z}$ [kg]	LI [-]	$G_{R,Z}$ [kg]	LI [-]	$G_{R,Z}$ [kg]
50	190	60	250	70	335	80	450
51	195	61	257	71	345	81	462
52	200	62	265	72	355	82	475
53	206	63	272	73	365	83	487
54	212	64	280	74	375	84	500
55	218	65	290	75	387	85	515
56	224	66	300	76	400	86	530
57	230	67	307	77	412	87	545
58	236	68	315	78	425
59	243	69	325	79	437	109	1030

Abb. 6-113: Überführung der geforderten Reifentragfähigkeit in Lastindizes

Die Definition einer geeigneten Fahrzeugbereifung erfolgt in Abhängigkeit des berechneten Lastindex (LI), des erforderlichen Felgendurchmessers, der aus der Dimensionierung des Bremssystems resultiert, und in Abhängigkeit der gewählten Radialreifenserie. In Abb. 6-114 ist exemplarisch ein Auszug aus der DIN-Norm 7803 für Radialreifen der Serie 55 bis 160 km/h dargestellt. Für einen berechneten Lastindex von 88 ergibt sich beispielsweise bei einem erforderlichen Felgendurchmesser von 15 Zoll eine Reifengröße von 205/55 R15. Die für diesen Reifen genormte Felgenbreite und Maulweite beträgt 165,1 mm bzw. 6,5 Zoll.

Radialreifen Serie "55" (bis 160 km/h)							
LI	Reifengröße	Reifenbreite	Felgendurchmesser [Zoll]	Felgenprofil	Maulweite Felge [Zoll]	Felgenbreite [mm]	
72	165/55 R14	165	14	J	5	127	
80	185/55 R14	185	14	J	6	152,4	
82	195/55 R14	195	14	J	6	152,4	
85	205/55 R14	205	14	J	6,5	165,1	
91	225/55 R14	225	14	J	7	177,8	
77	175/55 R15	175	15	J	5,5	139,7	
82	185/55 R15	185	15	J	6	152,4	
85	195/55 R15	195	15	J	6	152,4	
88	205/55 R15	205	15	J	6,5	165,1	
89	215/55 R15	215	15	J	7	177,8	

Abb. 6-114: Auswahl einer geeigneten Fahrzeugbereifung nach DIN 7803

Das Reifengewicht wird sowohl durch die Reifenbreite als auch durch den Reifendurchmesser bestimmt. Vor diesem Hintergrund werden empirische Zusammenhänge zwischen der Reifenbreite, dem Reifendurchmesser und dem Reifengewicht für 200 Reifen in Abhängigkeit der Reifenserie definiert. Für Radialreifen der Serie 50, 55, 60 und 65 ergibt sich der in Abb. 6-115 dargestellte Zusammenhang zwischen der Reifenbreite und dem Reifengewicht.

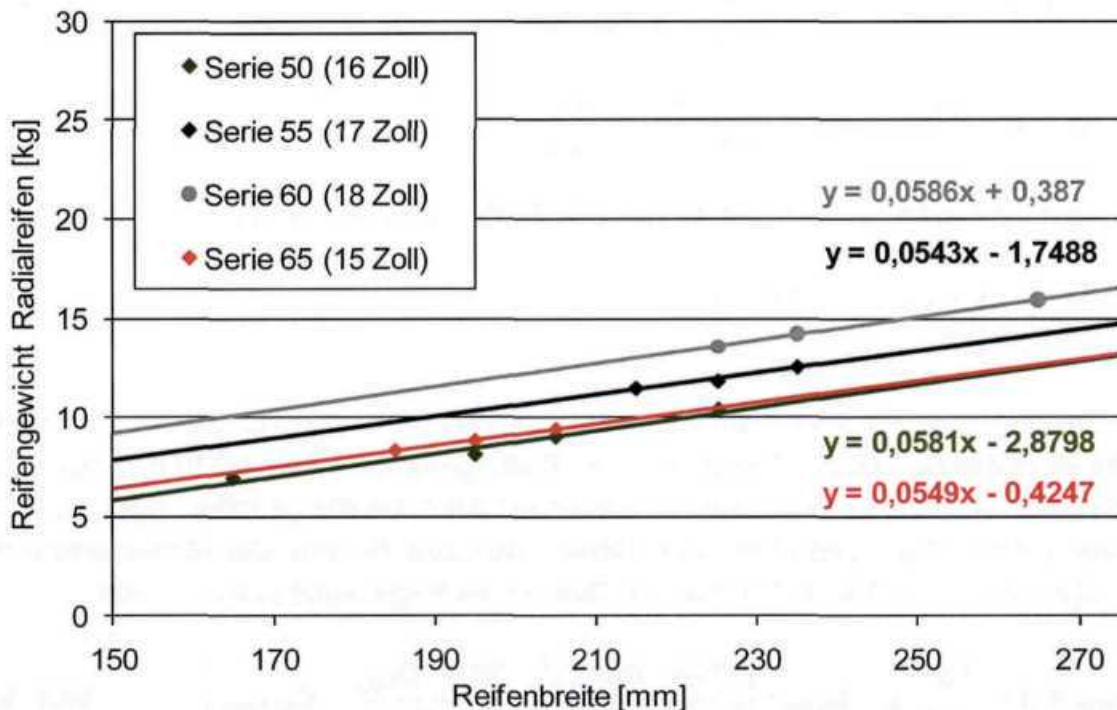


Abb. 6-115: Empirischer Zusammenhang zwischen der Reifenbreite und dem Reifengewicht

Für Radialreifen der Serie 50 (Durchmesser 16 Zoll), der Serie 55 (Durchmesser 17 Zoll), der Serie 60 (Durchmesser 18 Zoll) und der Serie 65 (Durchmesser 15 Zoll) ergibt sich folgender Zusammenhang zwischen der Reifenbreite b_R und dem Reifengewicht:

$$G_{b, \text{Serie}50, 16''} = 0,0581 \cdot b_R - 2,8798 \quad \text{Gl. 6-96}$$

$$G_{b, \text{Serie}55, 17''} = 0,0543 \cdot b_R - 1,7488 \quad \text{Gl. 6-97}$$

$$G_{b, \text{Serie}60, 18''} = 0,0586 \cdot b_R + 0,387 \quad \text{Gl. 6-98}$$

$$G_{b, \text{Serie}65, 15''} = 0,0549 \cdot b_R - 0,4247 \quad \text{Gl. 6-99}$$

Basierend auf der Beziehung zwischen der Reifenbreite und dem Reifengewicht für konstante Reifendurchmesser kann der Zusammenhang zwischen dem Reifengewicht und dem Reifendurchmesser basierend auf Gl. 6-96 bis Gl. 6-99 mit Hilfe folgender formelmäßigen Zusammenhänge beschrieben werden:

$$G_{\text{FW}, \text{Reifen}, \text{Serie}50} = G_{b, \text{Serie}50, 16''} \cdot \frac{A_{\text{Flanke}, \text{R}, \text{Serie}50}}{A_{\text{Flanke}, \text{R}, \text{Serie}50, 16''}} \quad \text{Gl. 6-100}$$

$$G_{\text{FW}, \text{Reifen}, \text{Serie}55} = G_{b, \text{Serie}55, 17''} \cdot \frac{A_{\text{Flanke}, \text{R}, \text{Serie}55}}{A_{\text{Flanke}, \text{R}, \text{Serie}55, 17''}} \quad \text{Gl. 6-101}$$

$$G_{\text{FW}, \text{Reifen}, \text{Serie}60} = G_{b, \text{Serie}60, 18''} \cdot \frac{A_{\text{Flanke}, \text{R}, \text{Serie}60}}{A_{\text{Flanke}, \text{R}, \text{Serie}60, 18''}} \quad \text{Gl. 6-102}$$

$$G_{\text{FW}, \text{Reifen}, \text{Serie}65} = G_{b, \text{Serie}65, 15''} \cdot \frac{A_{\text{Flanke}, \text{R}, \text{Serie}65}}{A_{\text{Flanke}, \text{R}, \text{Serie}65, 15''}} \quad \text{Gl. 6-103}$$

Dabei kann die Fläche der Reifenflanke nach Gl. 6-104 bestimmt werden.

$$A_{\text{Flanke}, \text{R}, i} = \pi \cdot \left[\left(\frac{0,02 \cdot k_{L/F} \cdot b_R + 25,4 \cdot D_{\text{Felge}}}{2} \right)^2 - \left(\frac{25,4 \cdot D_{\text{Felge}}}{2} \right)^2 \right] \quad \text{Gl. 6-104}$$

Dabei bezeichnet $k_{L/F}$ das Verhältnis von Flankenhöhe zu Lauffläche. Zusammenfassend sind die einzelnen Schritte zur Berechnung des Reifengewichts in Abb. 6-116 dargestellt. Zur Berechnung des Felgengewichts wird vereinfachend die Annahme getroffen, dass die Felge aus einer runden Platte und einer zylindrischen Lauffläche besteht. Die Abmessungen der Felge folgen dabei aus Abb. 6-114. Für das Gewicht der Felge ergibt sich demnach:

$$G_{\text{FW}, \text{Felge}} = \pi \cdot \frac{7,5}{100^3} \cdot \rho \cdot t_{\text{Felge}} \cdot \left[\left(\frac{25,4 \cdot D_{\text{Felge}}}{2} \right)^2 + \frac{25,4 \cdot D_{\text{Felge}}}{2} \cdot B_{\text{M}, \text{Felge}} \right] \quad \text{Gl. 6-105}$$

Dabei bezeichnet $B_{M, Felge}$ die Maulweite und t_{Felge} die Blechdicke der Felge, die mit 3,5 mm angenommen wird.

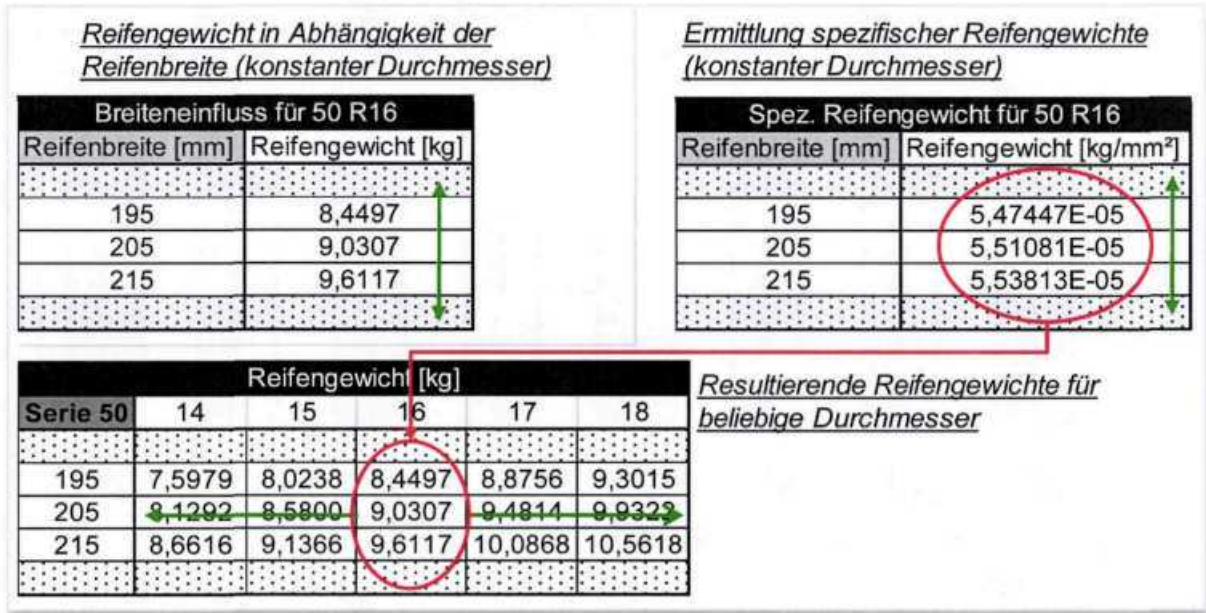


Abb. 6-116: Vorgehensweise zur Bestimmung des Reifengewichts

Abb. 6-117 und Abb. 6-118 zeigt den Vergleich zwischen den berechneten Bauteilgewichten und realen Fahrzeugdaten. Es ist zu erkennen, dass die im Rahmen der Berechnungssystematik ermittelte Fahrzeugbereifung mit der Fahrzeugbereifung aktueller Fahrzeuge nahezu übereinstimmt. Im Hinblick auf das Gewicht der Fahrzeugbereifung sowie der Felge sind nur geringe Unterschiede feststellbar.



Abb. 6-117: Validierung der Berechnungsergebnisse

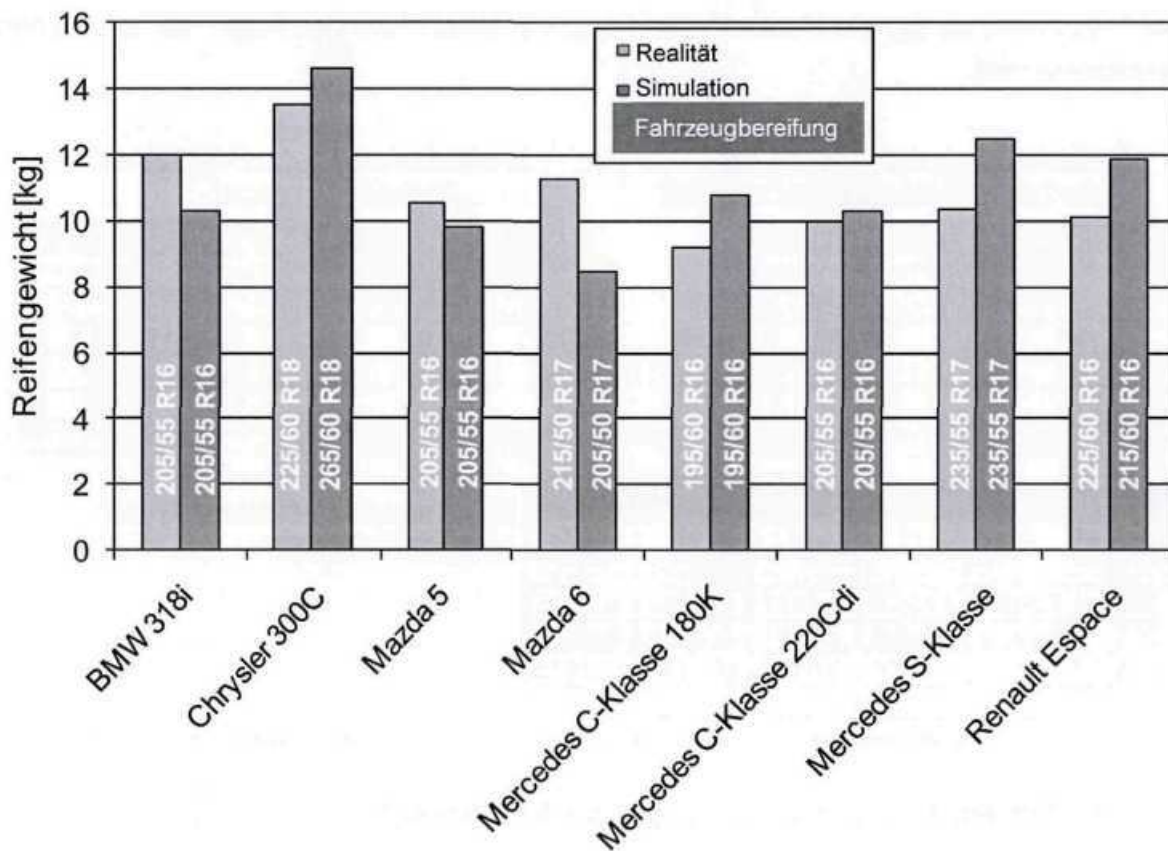


Abb. 6-118: Vergleich der Ergebnisse der Berechnungssystematik mit realen Fahrzeugdaten

6.3.7 Fazit

Für die Fahrwerkfunktionen Querdynamik, Vertikaldynamik, Subframe, Bremssystem, Lenksystem sowie Räder und Reifen werden empirische und analytische Ansätze zur Bestimmung der sekundären Gewichtsreduktion definiert. Ausgangsbasis für die Berechnung der Komponentengewichte ist das zulässige Fahrzeuggesamtwicht des Referenzfahrzeugs und des gewichtsreduzierten Fahrzeugs.

Für die Funktionen Vertikaldynamik und Subframe werden zur Bestimmung der sekundären Gewichtsreduktion empirische Zusammenhänge zwischen dem zulässigen Fahrzeuggesamtwicht und den jeweiligen Bauteilgewichten definiert. Für die Funktionen Bremssystem sowie Räder und Reifen werden analytische Ansätze entwickelt. Zur Analyse sekundärer Gewichtseinsparpotenziale der Funktion Querdynamik werden Simulationen durchgeführt.

Abb. 6-119 zeigt zusammenfassend alle im Rahmen der Systematik zur Bestimmung der sekundären Gewichtsreduktion berücksichtigten Funktionen, Bauweisen und Baugruppen. Auf die Höhe der sekundären Gewichtsreduktion des Fahrzeugbereichs Fahrwerk wird in Kap. 8 näher eingegangen.

Legende: Empirischer Ansatz Simulation Analytischer Ansatz Nicht berücksichtigt	<u>Funktion Querdynamik</u> Berücksichtigte Baugruppen und Bauteile:	
	• McPherson-Vorderachse: • Querträger • Radträger • Radlager	• Schwertlenker-Hinterachse: • Radträger • Schwertlenker • Querlenker oben • Querlenker mitte • Querlenker unten • Radlager
	<u>Funktion Vertikaldynamik</u> Berücksichtigte Baugruppen und Bauteile:	
	• Feder/Dämpfer (Vorderachse): • McPherson-Federbein	• Feder/Dämpfer (Hinterachse): • Dämpfer(hydraulisch)/ Spiralfeder
	<u>Funktion Bremssystem/Subframe</u> Berücksichtigte Baugruppen und Bauteile:	
• Bremssystem (allgemein): • Bremskraftverstärker • Bremsleitungen • ABS/ESP-Pumpe	• Scheibenbremse (Vorderachse): • Bremsscheibe • Bremssattel • Bremsbeläge	
• Scheibenbremse (Hinterachse): • Bremsscheibe • Bremssattel • Bremsbeläge	• Scheibenbremse (Hinterachse): • Bremsscheibe • Bremssattel • Bremsbeläge	
• Trommelbremse (Hinterachse): • Bremstrommel • Ankerplatte • Bremsbacken • Radbremszylinder	• Subframe: • Vorderachse (Stahl) • Hinterachse	
<u>Funktion Lenksystem</u> Berücksichtigte Baugruppen und Bauteile:		
• Lenksäule: • Lenksäule	• Lenkgetriebe: • Lenkgetriebe • Spurstangenköpfe	
• Lenkunterstützung (LU): • Hydraulische LU • Elektrische LU	• Sonstiges: • Halterung/Abdeckungen • Lagerung/Lenkrad	
<u>Funktion Räder/Reifen</u> Berücksichtigte Baugruppen und Bauteile:		
• Bereifung: • Radialreifen Serie 50 • Radialreifen Serie 55 • Radialreifen Serie 60 • Radialreifen Serie 65	• Felge: • Stahlfelgen	

Abb. 6-119: Übersicht analytischer und empirischer Ansätze im Bereich Fahrwerk

7 Aufbau einer Analyse- und Bewertungssystematik

Die in Kap. 6 zur Analyse der sekundären Gewichtsreduktion definierten empirischen und analytischen Zusammenhänge werden zur vereinfachten Auswertung in ein Excel-Tool integriert. Zur Sicherstellung einer direkten Vergleichbarkeit werden die Bauteilgewichte aller relevanten Antriebsstrang- und Fahrwerkfunktionen für ein Referenzfahrzeug und für ein um 100 kg primär gewichtsreduziertes Fahrzeug bestimmt. Die sekundäre Gewichtsreduktion ergibt sich aus dem direkten Gewichtsvergleich aller betrachteten, im Hinblick auf die sekundäre Gewichtsreduktion relevanten Komponenten des gewichtsreduzierten Fahrzeugs und des Referenzfahrzeugs. In Abb. 7-1 sind die notwendigen Eingabewerte und berechneten Ausgabewerte zusammengefasst dargestellt.

<u>Eingabedaten Referenzfahrzeug/ gewichtsreduziertes Fahrzeug:</u>	<u>Ausgabedaten Referenzfahrzeug/ gewichtsreduziertes Fahrzeug:</u>
• $G_{Fzg, zul}$ (zul. Fahrzeuggesamtgewicht)	• M_{Antr} (Antriebsdrehmoment)
• $l_v/l, l_h/l$ (stat. Radlastverteilung)	• $G_{Antr, Wandler}$ (Gewicht Antriebsenergiewandler)
• h (Schwerpunkthöhe)	• $G_{Antr, Kühlung(Ph)}$ (Gewicht Kühlsystem (Peripherie))
• $s_{100km/h}$ (Bremsweg aus 100 km/h)	• $G_{Antr, Kühlwasser}$ (Gewicht Kühlwasser)
• l (Radstand)	• $G_{Antr, Motoröl}$ (Gewicht Motoröl)
• r_{dyn} (dynamischer Radhalbmesser)	• $G_{Antr, Getr}$ (Gewicht Drehmomentwandler)
• T (Temperatur)	• $G_{Antr, Diff}$ (Gewicht Verteilergetriebe)
• v_w (Gegenwind)	• $G_{Antr, Kupp, KS}$ (Gewicht Kupplungsscheibe)
• c_w -Wert	• $G_{Antr, Kupp, KDP}$ (Gewicht Kupplungsdruckplatte)
• A (Querspanfläche Fahrzeug)	• $G_{Antr, Kupp, Srad}$ (Gewicht Schwungrad)
• i_1, \dots, i_n (Getriebeübersetzungen)	• $G_{Antr, Kraftstofftank}$ (Gewicht Kraftstofftank)
• i_{Diff} (Differentialübersetzung)	• $G_{Antr, Zusatzenergiesp, i}$ (Gewicht Zusatzenergiespeicher)
• $l_{Antriebswelle}$ (Länge Antriebswelle)	• $G_{Antr, Antriebswelle, i}$ (Gewicht Antriebswelle (r/l))
• $l_{Kardanwelle}$ (Länge Kardanwelle)	• $G_{Antr, Kardanwelle}$ (Gewicht Kardanwelle)
• $V_{Kraftstofftank}$ (Volumen Kraftstofftank)	• $G_{FW, Vertikaldyn, j}$ (Gewicht Vertikaldynamik (v/h))
• $D_{Br, Scheibe, i, ref}$ (Wirkdurchmesser Bremsscheibe Referenzfahrzeug)	• $G_{FW, Querdynamik, j}$ (Gewicht Querdynamik (v/h))
• $h_{Br, Belag}$ (Höhe Bremsbelag vorne/hinten)	• $G_{FW, Subframe}$ (Gewicht Subframe vorne)
<u>Sonstige Kenngrößen:</u>	• $G_{FW, Br, Scheibe, i}$ (Gewicht Bremsscheibe (v/h))
• Antriebskonzept	• $G_{FW, Br, Trommel}$ (Gewicht Trommelbremse hinten)
• Bauweise Antriebsenergiewandler	• $G_{FW, Br, Bremssattel, i}$ (Gewicht Bremssattel (v/h))
• Hubraum Antriebsenergiewandler	• $G_{FW, Br, Bremskraftverstärker}$ (Gewicht Bremskraftverstärker)
• Kennfeld Antriebsenergiewandler	• $G_{FW, Lenksystem}$ (Gewicht Lenksystem)
• Randbedingungen Fahrbahn/ Witterung	• $G_{FW, Reifen, i}$ (Gewicht Bereifung)
• Konfiguration Bremssystem vorne/hinten: Bremsscheibe vorne/Bremsscheibe hinten Bremsscheibe vorne/Trommelbremse hinten	• $G_{FW, Felge}$ (Gewicht Felge)
• Auswahl der Art der Bremsscheibe innenbelüftet/massiv	• $G_{Karosserie}$ (Gewicht Karosserie)
• Definition der Bremssattelanordnung	
• Serie Radialreifen	

Bestimmung der sekundären Gewichtsreduktion durch Subtraktion der jeweiligen Bauteilgewichte des Referenzfahrzeugs und des gewichtsreduzierten Fahrzeugs basierend auf den Eingabewerten

Abb. 7-1: Übersicht der Eingabe- und Ausgabewerte der Berechnungssystematik

Der Berechnungssystematik liegt der NEDC-Fahrzyklus zu Grunde (Abb. 7-2). Zur Bestimmung der Antriebsdrehmomente und Bauteilgewichte des Fahrzeugbereichs Antriebsstrang des Referenzfahrzeugs und des gewichtsreduzierten Fahrzeugs wird der NEDC-Zyklus in Phasen gleicher Beschleunigung, Konstantfahrt und Verzögerung gegliedert. Im Anschluss werden die sekundären Gewichtseinsparpotenziale für jede Phase des NEDC-Zyklus bestimmt. Die gesamte sekundäre Gewichtsreduktion resultiert aus der Summation der Einsparungen der jeweiligen Phasen unter Beachtung des prozentualen Anteils am NEDC-Zyklus.

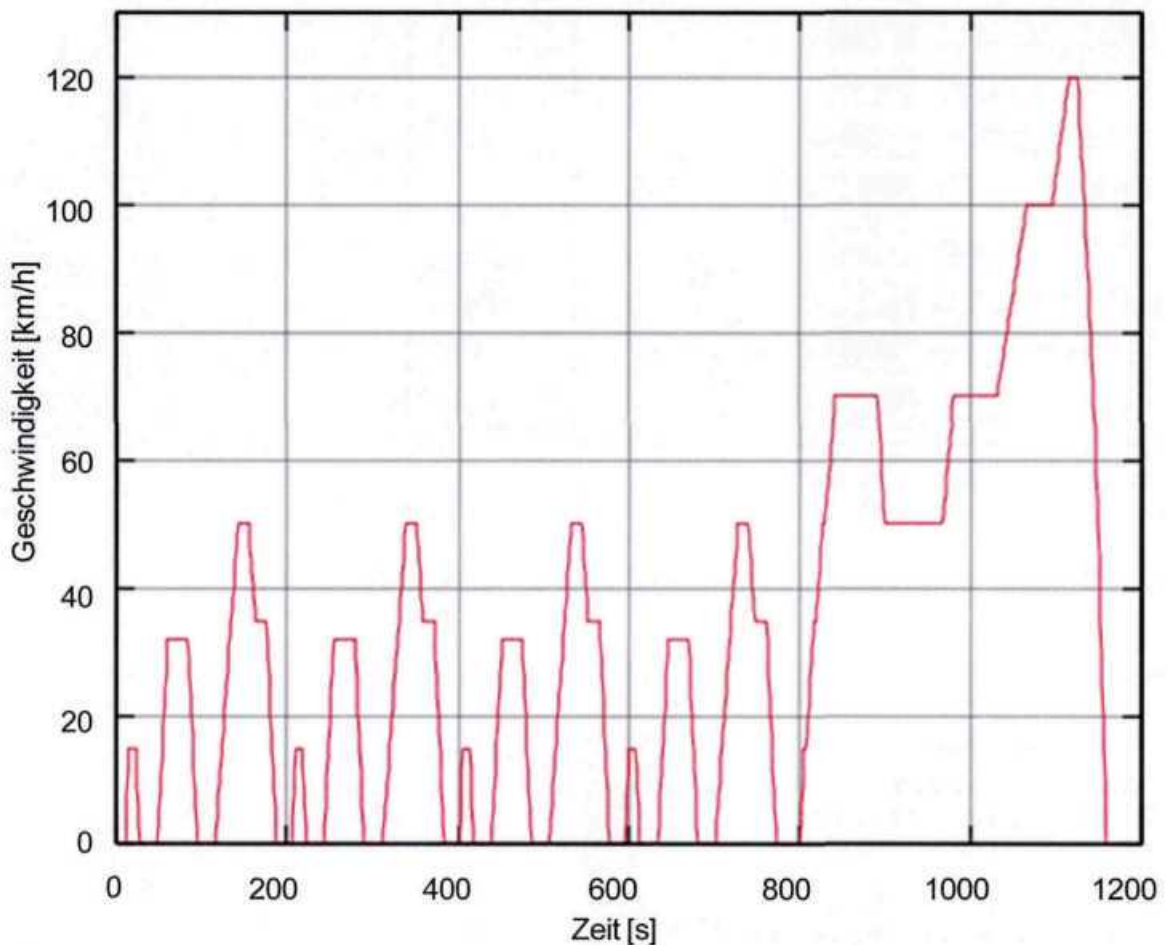




Abb. 7-2: NEDC-Fahrzyklus

Zur Aktualisierung der empirischen Zusammenhänge können die Bauteilgewichte aktueller Fahrzeuge in die Datenbank implementiert werden. Die aktualisierten empirischen Formeln werden an das Excel-Tool zur Bestimmung der sekundären Gewichtsreduktion übergeben. Auf diese Weise ist es zudem möglich, die Bauteilgewichte für einzelne Fahrzeugklassen zu berechnen. Abb. 7-3 zeigt exemplarisch das Excel-Sheet „Zusammenfassung“ des Excel-Tools, welches die gesamte sekundäre Gewichtsreduktion eines definierten Fahrzeugs beinhaltet. Abb. 7-4 gibt eine Übersicht über die Struktur der Berechnungssystematik, die aus mehreren Excel-Dateien besteht.


FAT-Forschungsprojekt "Analyse der sekundären Gewichtseinsparung"




ika
INSTITUT
FÜR
KRAFT-
FAHR-
ZEUGE
RWTH AACHEN
UNIVERSITY




Volkswagen AG




BMW AG



Porsche AG



Ford



DAIMLER

Sekundäre Gewichtsreduktion			
Gewichtsreduktion der Funktionen	Primäre Gewichtsreduktion		
Gewichtsreduktion Funktion Antriebsenergiewandler: <input style="width: 50px;" type="text" value="4,97"/> [kg]	<input style="width: 50px;" type="text" value="2,39"/> [%]	Primäre Gewichtsreduktion: <input style="width: 50px;" type="text" value="100"/> [kg]	Betrachtete Fahrzeugklasse: <input style="width: 100px;" type="text" value="D - alle Fahrzeugklassen"/>
Gewichtsreduktion Fahrzeugbereich Karosserie: <input style="width: 50px;" type="text" value="10,15"/> [kg]	<input style="width: 50px;" type="text" value="6,72"/> [%]		
Gewichtsreduktion Funktion Drehzahlwandler: <input style="width: 50px;" type="text" value="0,60"/> [kg]	<input style="width: 50px;" type="text" value="2,59"/> [%]		
Gewichtsreduktion Funktion Drehmomentwandler: <input style="width: 50px;" type="text" value="1,72"/> [kg]	<input style="width: 50px;" type="text" value="2,66"/> [%]		
Gewichtsreduktion Funktion Kraftübertragung: <input style="width: 50px;" type="text" value="0,29"/> [kg]	<input style="width: 50px;" type="text" value="1,09"/> [%]		
Gewichtsreduktion Funktion Antriebsenergiespeicher: <input style="width: 50px;" type="text" value="1,01"/> [kg]	<input style="width: 50px;" type="text" value="1,87"/> [%]		
Gewichtsreduktion Funktion Zusatzenergiespeicher: <input style="width: 50px;" type="text" value="0,56"/> [kg]	<input style="width: 50px;" type="text" value="2,44"/> [%]		
Gewichtsreduktion Funktion Räder/Reifen: <input style="width: 50px;" type="text" value="2,10"/> [kg]	<input style="width: 50px;" type="text" value="2,75"/> [%]		
Gewichtsreduktion Funktion Lenksystem: <input style="width: 50px;" type="text" value="0,61"/> [kg]	<input style="width: 50px;" type="text" value="2,66"/> [%]		
Gewichtsreduktion Funktion Bremsystem: <input style="width: 50px;" type="text" value="2,65"/> [kg]	<input style="width: 50px;" type="text" value="5,77"/> [%]		
Gewichtsreduktion Funktion Fahrwerk: <input style="width: 50px;" type="text" value="3,55"/> [kg]	<input style="width: 50px;" type="text" value="14,48"/> [%]		
Sekundäre Gewichtsreduzierung: <input style="width: 50px;" type="text" value="26,40"/> [kg]			

Abb. 7-3: Excel-Sheet „Zusammenfassung“ der Berechnungssystematik

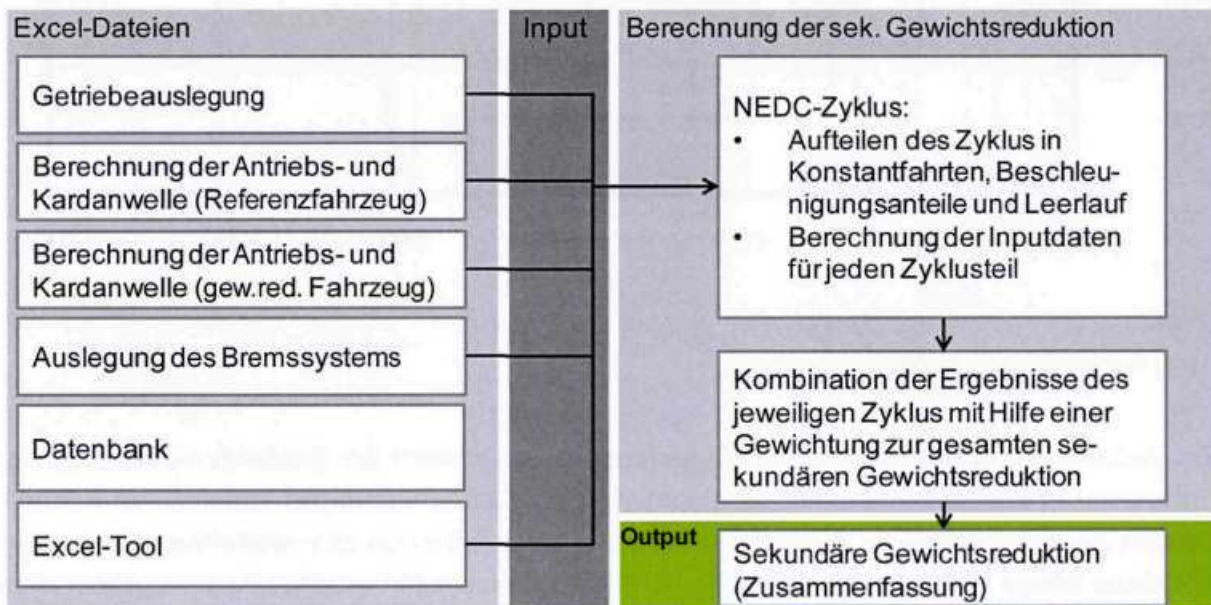


Abb. 7-4: Berechnungssystematik zur Analyse der sekundären Gewichtsreduktion

8 Anwendung der Berechnungsmethodik

Die in Kap. 6 definierten empirischen und analytischen Zusammenhänge sowie die in Kap. 7 beschriebene Berechnungssystematik zur Bestimmung der sekundären Gewichtsreduktion werden im Folgenden auf zwei ausgewählte Fahrzeuge angewendet. Dabei handelt es sich um einen VW Golf V und Opel Corsa C. Die Spezifikationen der jeweiligen Fahrzeuge sind in Abb. 8-1 dargestellt.


	VW Golf V	Opel Corsa C
		
Antriebsenergiewandler	2,0l Turbodiesel	1,0l Ottomotor
Fahrzeugleergewicht	1390 kg	980 kg
Zul. Fahrzeuggesamtgew.	1910 kg	1405 kg
Radstand	2578 mm	2491 mm
Bereifung	205/60 R15	155/65 R14
Kraftstofftankvolumen	55 l	45 l
Drehmomentwandler	6-Gang-H	Autom. 5-Gang-H
Antriebsleistung	170 PS (125 kW)	60 PS (44 kW)
Vorderachse	QL,FB,QS	QL,FB,QS
Hinterachse	ML,SF,QS	VL,SF,QS
Übersetzungen Drehmomentwandler/Verteilergetriebe		
i_1	3,77	3,73
i_2	2,09	2,14
i_3	1,32	1,41
i_4	0,92	1,12
i_5	0,71	0,89
i_6	0,60	-
i_{Diff}	3,68	3,68

Abb. 8-1: Spezifikation relevanter Fahrzeuge

Für den VW Golf V sowie den Opel Corsa C ergeben sich die in Abb. 8-2 dargestellten sekundären Gewichtsreduktionen bei einer primären Gewichtsreduktion von 100 kg. Dabei wird angenommen, dass alle sekundären Gewichtseinsparpotenziale der Fahrzeugbereiche Karosserie, Antriebsstrang und Fahrwerk berücksichtigt werden. Die Funktion An-

triebsenergiewandler beinhaltet zudem die Funktionen Kühlwasser (Peripherie) und Fluide. Die Funktion Antriebsenergiespeicher beinhaltet die Gewichtsreduktion durch die Verringerung des Kraftstoffverbrauchs.

Funktion	VW Golf V	Opel Corsa C
Antriebsenergiewandler	4,82 kg	2,95 kg
Karosserie	10,15 kg	7,15 kg
Drehzahlwandler	0,59 kg	0,36 kg
Drehmomentwandler	1,57 kg	0,96 kg
Kraftübertragung	0,39 kg	0,21 kg
Antriebsenergiespeicher	1,01 kg	0,93 kg
Zusatzenergiespeicher	0,76 kg	0,65 kg
Räder/Reifen	2,18 kg	0,00 kg
Lenksystem	0,70 kg	0,61 kg
Bremssystem	3,67 kg	3,14 kg
Quer-/Vertikaldynamik, Subframe	4,95 kg	3,25 kg
Sekundäre Gewichtsreduktion	30,79 kg	20,21 kg

Abb. 8-2: Sekundäre Gewichtsreduktion relevanter Fahrzeuge

Das zur Verfügung stehende Antriebsdrehmoment des Dieselmotors ist deutlich höher als das Antriebsdrehmoment des Ottomotors. Bei einer primären Gewichtsreduktion von 100 kg kann beim Dieselmotor unter der Voraussetzung konstanter Fahreigenschaften das Antriebsdrehmoment um ca. 14 Nm reduziert werden. Im Vergleich dazu beträgt dieser Wert beim Ottomotor des Opel Corsa ca. 8 Nm. Durch die höhere potenzielle Reduktion des Antriebsdrehmoments ist die sekundäre Gewichtsreduktion des Fahrzeugbereichs Antriebsstrang beim VW Golf V deutlich höher als beim Opel Corsa C.

Die Auslegung der Fahrwerkfunktionen ist primär vom zulässigen Fahrzeuggesamtgewicht abhängig. Aufgrund des deutlich höheren zulässigen Fahrzeuggesamtgewichts des VW Golf V ergeben sich gegenüber dem Opel Corsa C somit höhere sekundäre Gewichtseinsparpotenziale in den Fahrwerkfunktionen Lenksystem, Bremssystem sowie Querdynamik, Vertikaldynamik und Subframe vorne.

Es ist zu erkennen, dass beim VW Golf V im Bereich der Fahrwerkfunktion Räder/Reifen eine sekundäre Gewichtsreduktion von 2,18 kg erreicht werden kann. Beim Opel Corsa C kann keine Einsparung in diesem Bereich erzielt werden. Dies ist vor allem dadurch zu begründen, dass der minimal erforderliche Felgendurchmesser von der Größe des Bremssystems und der Anordnung des Bremssattels bestimmt wird. Ein weiterer Einflussfaktor ist der Lastindex des Reifens, der durch die maximale Achs- bzw. Radlast bestimmt wird. Das Erzielen einer sekundären Gewichtsreduktion der Felge basiert auf der Annahme, dass die

Bremsscheibe in Kombination mit dem Bremssattel gerade so dimensioniert werden kann, dass die Abmessungen des Bremssystems des gewichtsreduzierten Fahrzeugs im Vergleich zum Referenzfahrzeug den Einsatz einer kleineren Felge erlauben. Ist dies aufgrund des in Abb. 6-109 dargestellten Zusammenhangs zwischen den Abmessungen des Bremssystems und dem minimal erforderlichen Felgendurchmesser nicht möglich, kann im Bereich der Felge keine sekundäre Gewichtsreduktion vorgenommen werden. In Bezug auf die Fahrzeugbereifung ist eine sekundäre Gewichtsreduktion nur möglich, wenn die maximale Radlast des gewichtsreduzierten Fahrzeugs soweit sinkt, dass ein Reifen mit einem niedrigeren Lastindex verwendet werden kann. Zudem existiert laut DIN-Norm 7803 nicht zu jedem Lastindex ein Reifen, sodass der Fall eintreten kann, dass trotz kleineren Lastindices derselbe Reifen verwendet werden muss.

Infolge der primären Gewichtsreduktion des VW Golf V um 100 kg kann ein Reifen mit dem Lastindex 89 statt 91 verwendet werden. Dadurch kann die Reifengröße von 205/55 R16 auf 195/55 R16 reduziert werden. Beim Opel Corsa bewirkt die primäre Gewichtsreduktion ebenfalls eine Verringerung des Lastindex von 79 auf 76. Aufgrund der Tatsache, dass für diesen Lastindex laut DIN-Norm 7803 kein Reifen definiert ist, muss der bestehende Reifen verwendet werden. Da nach Abb. 6-109 zudem die Verringerung des Felgendurchmessers aufgrund der Größe des Bremssystems des gewichtsreduzierten Fahrzeugs nicht möglich ist, ergeben sich in der Summe keine sekundären Gewichtseinsparpotenziale beim Opel Corsa C im Bereich der Funktion Räder/Reifen. Für den VW Golf V und den Opel Corsa C ergeben sich somit sekundäre Gewichtsreduktionen von 30,79 kg bzw. 20,21 kg (Abb. 8-3).



	VW Golf V	Opel Corsa C
		
Fahrzeugleergewicht	1390 kg	980 kg
Zul. Fahrzeuggesamtgew.	1910 kg	1405 kg
Primäre Gewichtsred.	100 kg	100 kg
Sekundäre Gewichtsred. (ohne Iteration)	30,79 kg	20,21 kg
Verhältnis sek./primärer Gewichtsreduktion	0,31	0,20

Abb. 8-3: Potenzielle sekundäre Gewichtsreduktion des VW Golf V und Opel Corsa C

Abb. 8-4 zeigt die prozentuale Verteilung der sekundären Gewichtsreduktion über die Fahrzeugbereiche Antriebsstrang, Fahrwerk und Karosserie. Es ist zu erkennen, dass die einzelnen Fahrzeugbereiche bei einer primären Gewichtsreduktion von 100 kg nahezu dasselbe sekundäre Gewichtseinsparpotenzial aufweisen.

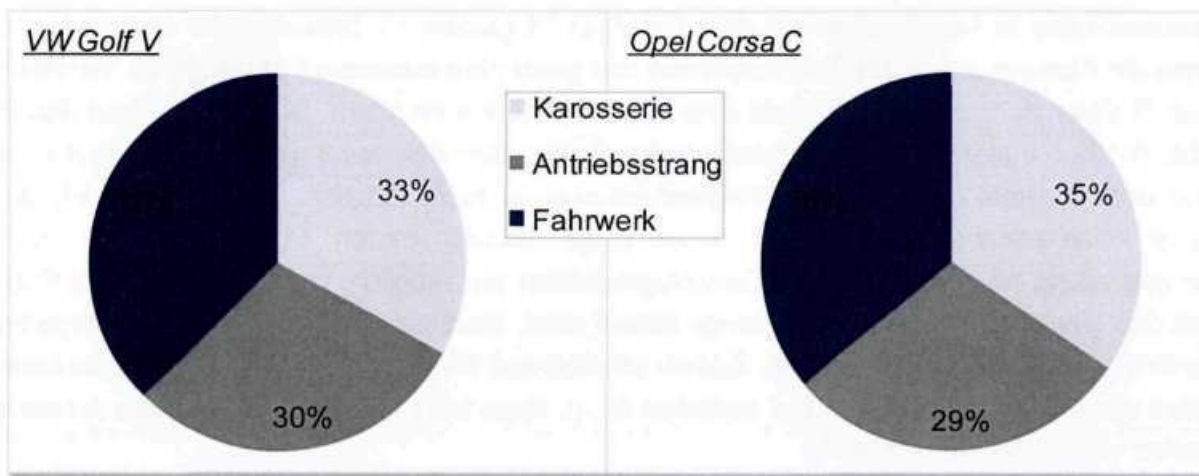


Abb. 8-4: Prozentuale Verteilung der sekundären Gewichtsreduktion

Unter der Voraussetzung konstanter Fahreigenschaften kann das Fahrzeuggewicht aufgrund der sekundären Gewichtsreduktion von 30,79 kg bzw. 20,21 kg weiter gesenkt werden. Unter Berücksichtigung von drei Iterationen können die in Abb. 8-5 dargestellten maximal möglichen Gewichtsreduktionen erreicht werden. Dabei dienen die Ergebnisse der jeweiligen Iteration als Input für die folgende Berechnung. Demnach ist für den VW Golf V eine maximale sekundäre Gewichtsreduktion von 45,54 kg möglich. Für den Opel Corsa C liegt dieser Wert bei 29,87 kg. Basierend auf der sekundären Gewichtsreduktion von 30,79 kg bzw. 20,21 kg für eine primäre Gewichtsreduktion von 100 kg sind unter Berücksichtigung von Iterationen weitere sekundäre Gewichtsreduktionen von maximal 48 % möglich.

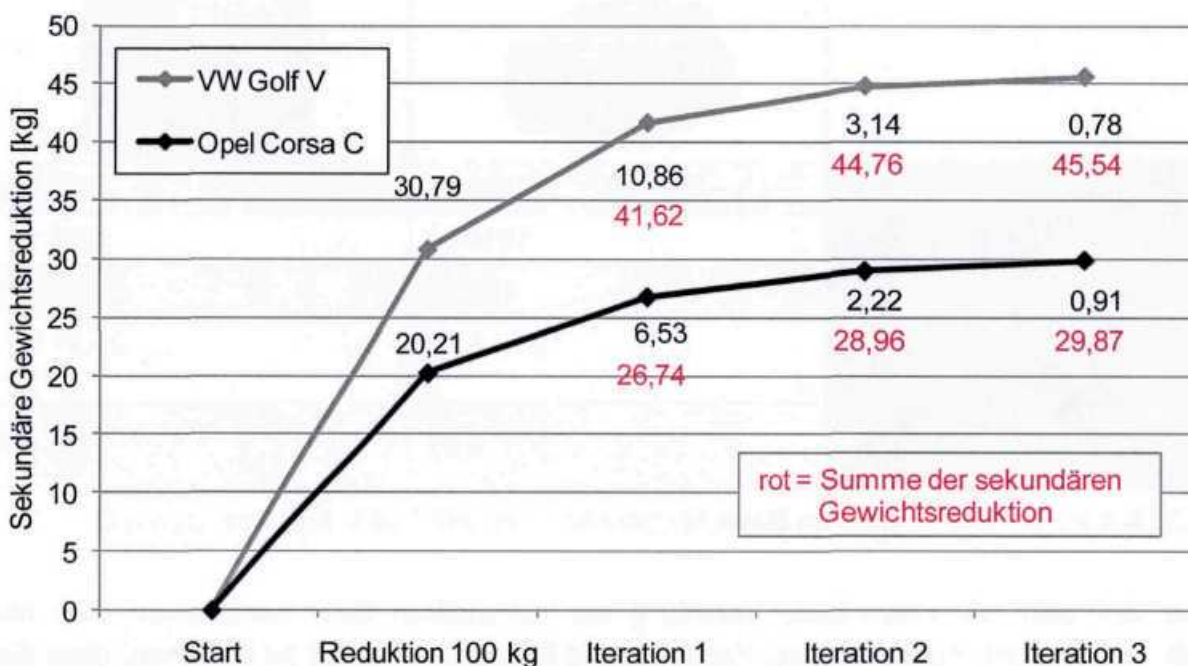


Abb. 8-5: Ermittlung der maximal möglichen sekundären Gewichtsreduktion

Für das Verhältnis von sekundärer zu primärer Gewichtsreduktion kann bei einer primären Gewichtsreduktion von 100 kg für den VW Golf V ein Wert von 0,31 bzw. für den Opel Corsa C von 0,20 angenommen werden. Unter Berücksichtigung von Iterationen beträgt dieser Wert für den VW Golf V 0,46 bzw. für den Opel Corsa 0,30. Bezogen auf das zulässige Fahrzeuggesamtgewicht kann basierend auf einer primären Gewichtsreduktion von 100 kg eine sekundäre Gewichtsreduktion von 1,6 % angenommen werden. Im Folgenden werden die mit Hilfe der Berechnungssystematik ermittelten potenziellen sekundären Gewichtsreduktionen mit in der Literatur angegebenen Werten verglichen.

Im Rahmen der Literaturrecherche werden ca. 1300 Quellen gesichtet und ausgewertet. 48 der 1300 Quellen behandeln die Thematik sekundäre Gewichtsreduktion. 19 Quellen geben empirische Werte für das Verhältnis von sekundärer zu primärer Gewichtsreduktion zwischen 0,16 und 1,0 an. Detailliertere Ansätze weisen auf ein Verhältnis von sekundärer zu primärer Gewichtsreduktion von 0,63 bis 0,72 hin. In Abb. 8-6 sind zusammenfassend die recherchierten Werte dargestellt. Das gemittelte Verhältnis von sekundärer zu primärer Gewichtsreduktion ist zwischen 0,5 und 0,58 angesiedelt. Dabei liegen keine Informationen darüber vor, ob bei den angegebenen Verhältnissen von sekundärer zu primärer Gewichtsreduktion Iterationen eingerechnet werden.

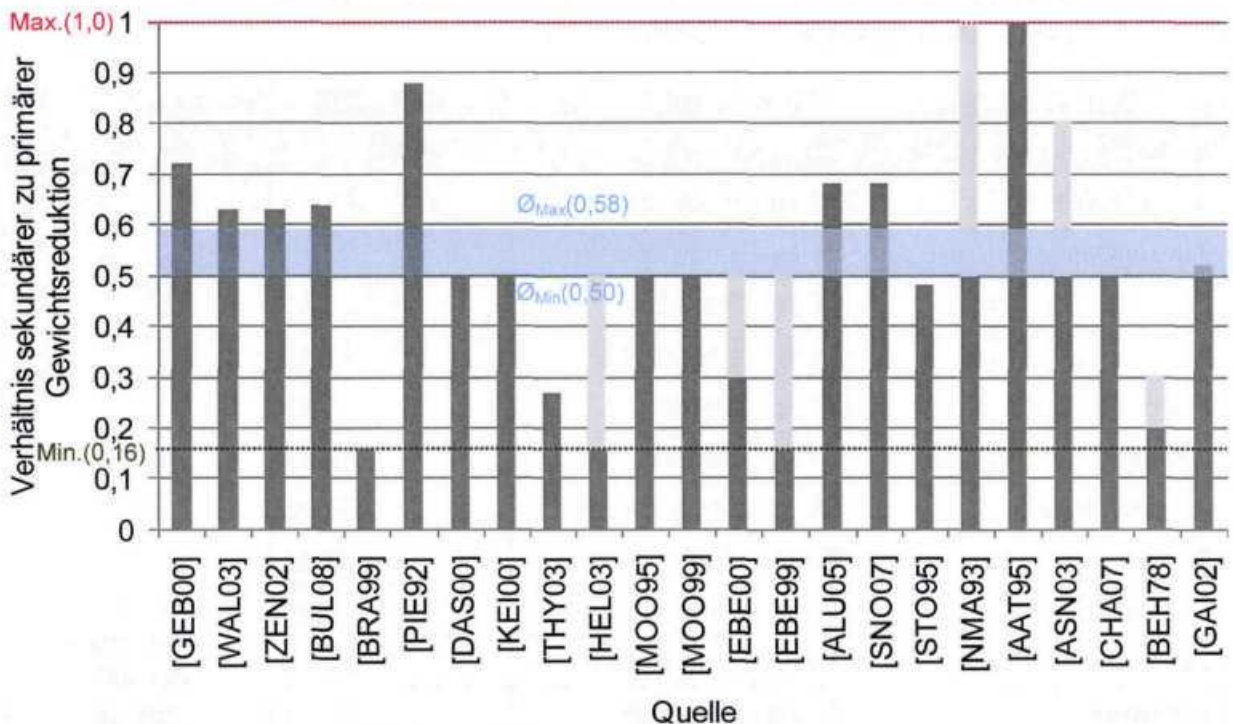


Abb. 8-6: Übersicht der Verhältnisse von sekundärer zu primärer Gewichtsreduktion

Es ist zu erkennen, dass die recherchierten Werte deutlich über denen der Berechnungssystematik angesiedelt sind. Dies ist vor allem darauf zurückzuführen, dass zahlreiche sekundäre Gewichtseinsparpotenziale verschiedener Funktionen bzw. Bauteile drastisch überschätzt werden. In Abb. 8-7 sind die Ergebnisse einer von Novelis Inc. und IBIS Associates Inc. im Jahre 2008 veröffentlichten Studie zur Verwendung von Alu-

miniumstrukturen in Kombination mit alternativen Antriebstechnologien im Fahrzeug dargestellt. Die Basis für die Untersuchung bildet ein Stahl-Referenzfahrzeug, dessen Komponentengewichte denen eines durchschnittlichen Kompaktklassen-Fahrzeugs entsprechen. Die jeweiligen Stahlkomponenten werden sukzessive durch Aluminiumbauteile ersetzt. Die Baugruppen Motor, Batterie, Abgasanlage, Tank, Getriebe, Subframe sowie Fahrwerk, Bremssystem, Bereifung, Lenksystem und Bumper werden unter der Voraussetzung konstanter Fahreigenschaften sekundär gewichtsreduziert.

Es ist zu erkennen, dass die sekundäre Gewichtsreduktion des Motors und der Batterie mit 32 kg bzw. 4 kg deutlich über den theoretisch möglichen Werten von 3 kg bzw. 0,7 kg liegen. Im Kraftstofftank ist eine Einsparung von 9 kg unter Berücksichtigung des reduzierten Kraftstoffverbrauchs nicht zu erreichen. Ähnliches gilt für den Subframe sowie das Fahrwerk. Für ein Fahrzeuggewicht von ca. 1530 kg wäre eine sekundäre Gewichtsreduktion von ca. 6 kg realistisch. Novelis und IBIS schätzen die sekundäre Gewichtsreduktion hingegen auf 21 kg. Die Reduktion des Gewichts des Bremssystems um 7 kg ist ebenfalls nicht zu erreichen. Unter der Voraussetzung eines konstanten Bremswegs wäre eine Gewichtsreduktion von ca. 4 kg denkbar. Dieser Wert beinhaltet neben den Bremsscheiben den Bremssattel sowie den Bremskraftverstärker. Die Simulationen der sekundären Gewichtsreduktion der Karosserie haben gezeigt, dass eine Reduktion des vorderen und hinteren Bumpersystems von ca. 3 kg als realistisch angesehen werden kann.

Stahl-Referenzfahrzeug (konv. Verbrennungsmotor)		Aluminiumfahrzeug (konv. Verbrennungsmotor)		Gewichts- reduktion
Body-in-White	272 kg	Body-in-White	145 kg	Primäre Gewichtsre- duktion: 159 kg
Türen/Klappen	84 kg	Türen/Klappen	52 kg	
Scheiben	37 kg	Scheiben	37 kg	
Lackierung	11 kg	Lackierung	11 kg	
Motor	233 kg	Motor	201 kg	Sekundäre Gewichtsre- duktion: 101 kg
Batterie	23 kg	Batterie	19 kg	
Abgasanlage	58 kg	Abgasanlage	58 kg	
Tank	81 kg	Tank	72 kg	
Getriebe	88 kg	Getriebe	76 kg	
Subframe	35 kg	Subframe	21 kg	
Fahrwerk	47 kg	Fahrwerk	40 kg	
Bremssystem	48 kg	Bremssystem	41 kg	
Bereifung	82 kg	Bereifung	76 kg	
Lenksystem	28 kg	Lenksystem	21 kg	
Bumper	9 kg	Bumper	6 kg	

Abb. 8-7: Übersicht primärer und sekundärer Gewichtseinsparpotenziale [BUL08]

9 Verbrauchs- und CO₂-Simulationen

Für die in Kap. 8 definierten Fahrzeuge werden im Folgenden Simulationen zur Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs und der CO₂-Emission durchgeführt. Dabei werden jeweils die Referenzfahrzeuge, die um 100 kg primär gewichtsreduzierten Fahrzeuge sowie die primär und sekundär gewichtsreduzierten Fahrzeuge betrachtet.

Grundlage für die Verbrauchs- und CO₂-Simulation bildet das in Abb. 9-1 dargestellte Matlab/Simulink-Längsdynamikmodell. Mit Hilfe des Simulationsmodells können unterschiedliche Arten und Bauweisen von Antriebsenergiewandlern, Drehmoment- und Drehzahlwandlern sowie Verteilergetrieben in Abhängigkeit des gewählten Fahrzyklus abgebildet werden. Die Grundlage für die Berechnung des Kraftstoffverbrauchs bildet die Ermittlung der Fahrwiderstände. Anhand spezifischer Fahrzeugkennwerte, wie der Getriebe- und Differentialübersetzung, dem Fahrzeuggewicht, dem c_w -Wert sowie der Querspanntfläche werden in Kombination mit der Fahrzeuggeschwindigkeit, die durch den Fahrzyklus bestimmt wird, unter Berücksichtigung der jeweiligen Wirkungsgrade der einzelnen Antriebsstrangkomponenten resultierende Antriebsdrehmomente berechnet. Mit Hilfe von realen Motorkennfeldern können für die jeweiligen Antriebsdrehmomente in Abhängigkeit der Antriebsdrehzahl spezifische Kraftstoffverbräuche errechnet werden. Die resultierende Höhe der CO₂-Emissionen kann im Folgenden aus dem berechneten Kraftstoffverbrauch bestimmt werden.

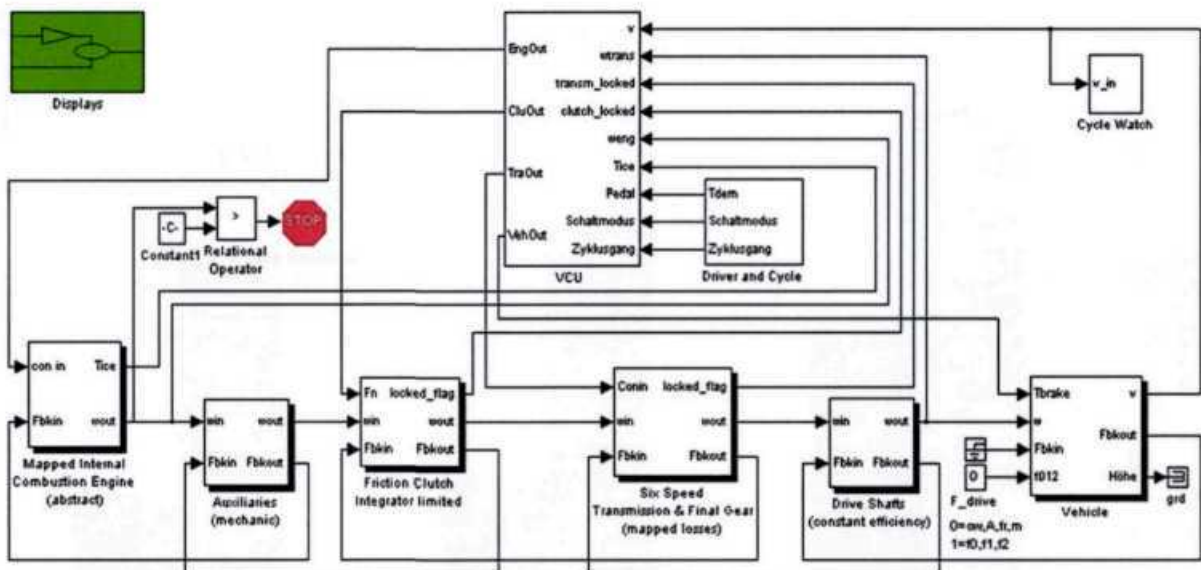


Abb. 9-1: Matlab/Simulink-Längsdynamikmodell zur Verbrauchs- und CO₂-Simulation

Die Verbrauchssimulation wird in Anlehnung an Kap. 8 für einen VW Golf V und einen Opel Corsa C durchgeführt. Dabei verfügt der VW Golf V über einen 2,0l TDI-Dieselmotor mit einer Antriebsleistung von 125 kW (170 PS) sowie über ein 6-Gang-Handschatgetriebe. Das Fahrzeugleergewicht beträgt 1390 kg. Der Kraftstoffverbrauch des VW Golf V beträgt nach Werksangaben im NEDC-Zyklus 5,9 l/100 km. Der Opel Corsa C verfügt über einen 1,0 l EcoTec-Ottomotor mit einer Antriebsleistung von 44 kW (60 PS) sowie über ein

automatisiertes 5-Gang-Handschaltgetriebe. Das Fahrzeugleergewicht beträgt 980 kg. Der Opel Corsa C verbraucht nach Werksangaben im NEDC-Zyklus 5,6 l/100 km. Für die Getriebe- und Differentialübersetzungen werden die in Abb. 9-2 dargestellten Werte angenommen.

	i_1 [-]	i_2 [-]	i_3 [-]	i_4 [-]	i_5 [-]	i_6 [-]	i_{Diff} [-]
VW Golf V	3,77	2,09	1,32	0,92	0,71	0,60	3,68
Opel Corsa C	3,73	2,14	1,41	1,12	0,89	-	3,94

Abb. 9-2: Getriebe- und Differentialübersetzung des VW Golf V und Opel Corsa C

Die Ergebnisse der Verbrauchssimulation sind in Abb. 9-3 dargestellt. Für den VW Golf V ergibt sich ein Basisverbrauch von 5,87 l/100 km. Unter Berücksichtigung einer primären Gewichtsreduktion von 100 kg bzw. einer primären und sekundären Gewichtsreduktion von 130 kg kann der Kraftstoffverbrauch auf 5,68 l/100 km bzw. 5,66 l/100 km reduziert werden. Dies entspricht einer Verbrauchsreduktion von 3,14 % bzw. 3,53 %. Für den Opel Corsa ergibt sich ein Basisverbrauch von 5,53 l/100 km. Durch die Realisierung von primären (100 kg) bzw. von primären und sekundären Leichtbaumaßnahmen (120 kg) kann der Kraftstoffverbrauch auf 5,28 l/100 km bzw. 5,25 l/100 km reduziert werden. Dies entspricht einer Verbrauchsreduktion von 4,52 % bzw. 5,01 %.

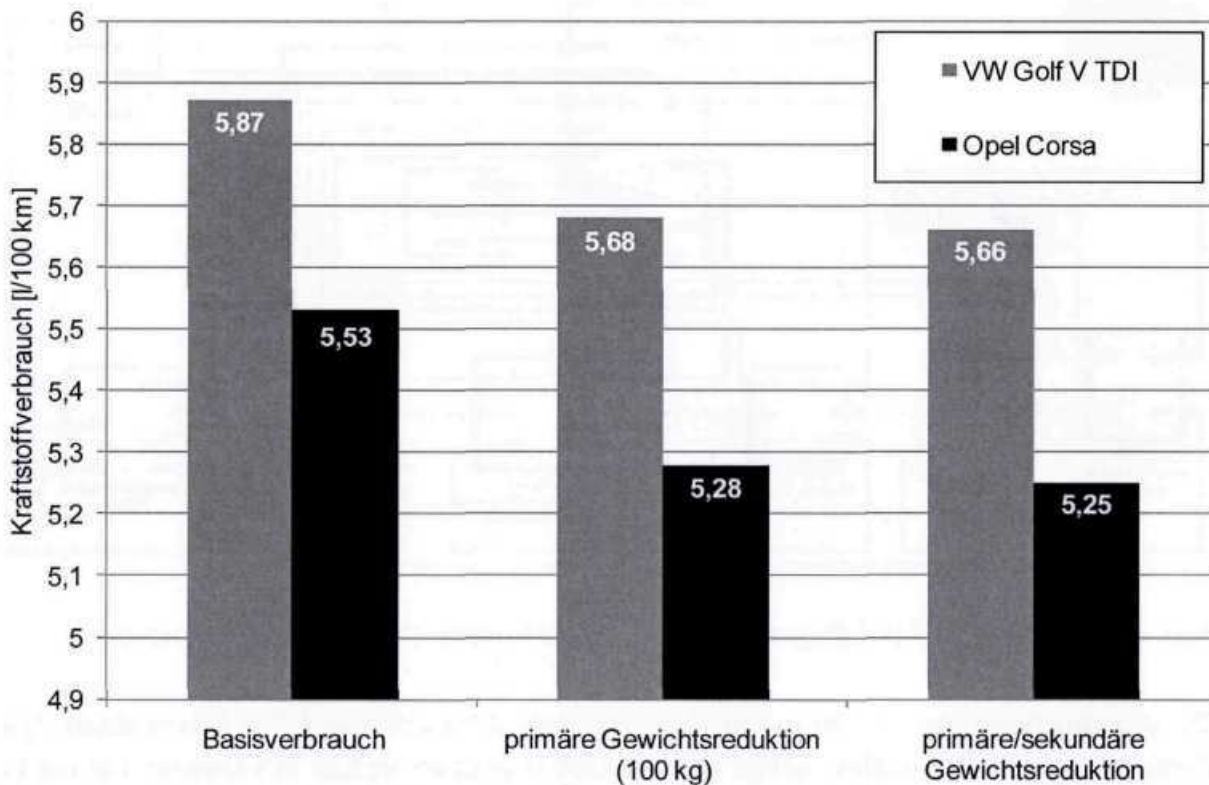


Abb. 9-3: Ergebnisse der Verbrauchssimulation für den VW Golf V und den Opel Corsa C

Für den VW Golf V und den Opel Corsa C ergeben sich somit Kraftstoffverbrauchsreduktionen von 0,19 l/100 km bzw. 0,25 l/100 km je 100 kg Gewichtsreduktion. In der Literatur werden Kraftstoffverbrauchsreduktionen von 0,15 l/100 km bis 0,3 l/100 km je 100 kg Gewichtsreduktion angegeben. Abb. 9-4 zeigt den Vergleich zwischen den Kraftstoffverbräuchen aus der Verbrauchssimulation mit den im Rahmen der Berechnungssystematik mit Hilfe des Willans-Verfahrens abgeschätzten Werten. Es ist zu erkennen, dass sich zwischen der Kraftstoffverbrauchssimulation und der Kraftstoffverbrauchsabschätzung nach Willans nur geringfügige Unterschiede ergeben.

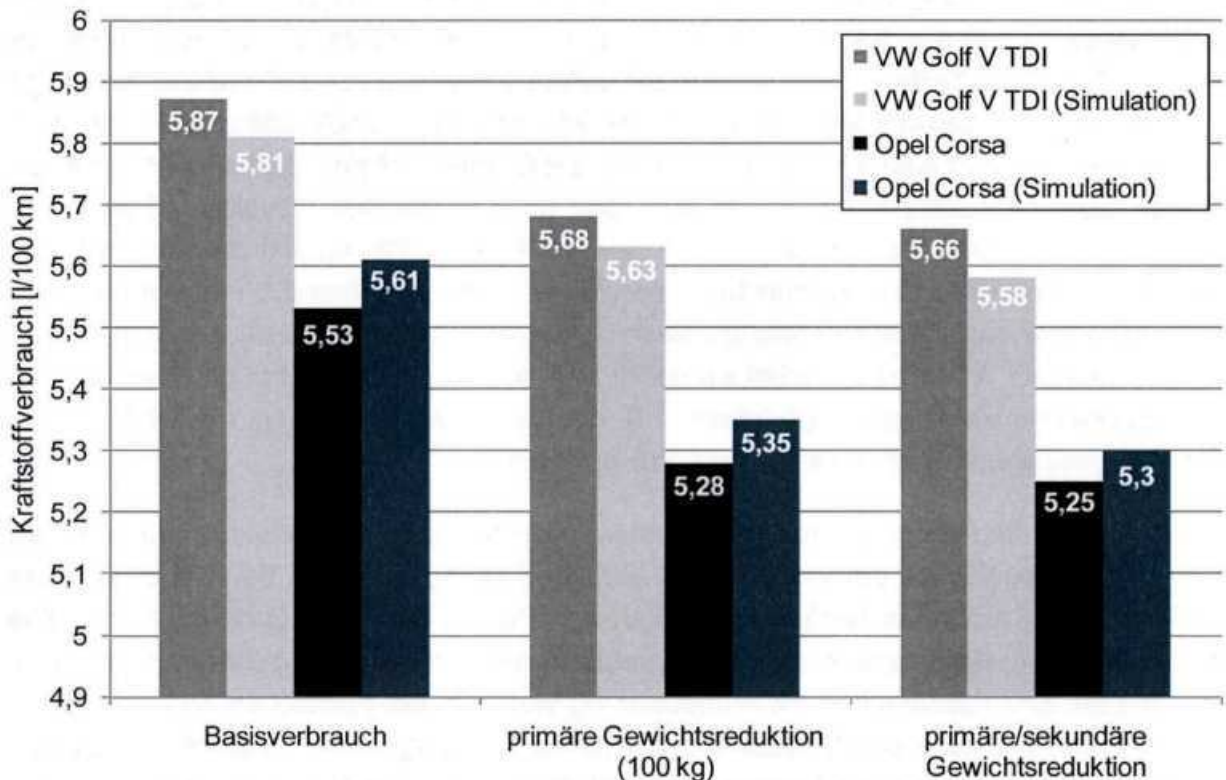


Abb. 9-4: Vergleich zwischen Kraftstoffverbrauchssimulation und Berechnungssystematik

In Abb. 9-5 sind die CO₂-Emissionswerte für den VW Golf V und den Opel Corsa C dargestellt. Es ist zu erkennen, dass je 100 kg Gewichtsreduktion die CO₂-Emissionen um ca. 5 g/km sinken. Die Reduktion des Fahrzeuggewichts um 100 kg birgt somit nur geringfügige Reduktionspotenziale im Hinblick auf den Kraftstoffverbrauch und die CO₂-Emissionen.

	Basisfahrzeug	Primäre Gewichtsreduktion	Primäre/sekundäre Gewichtsreduktion
VW Golf V	155,48 g/km	150,60 g/km	149,99 g/km
Opel Corsa C	130,97 g/km	125,04 g/km	124,40 g/km

Abb. 9-5: CO₂-Emissionswerte für den VW Golf V und den Opel Corsa C

10 Zusammenfassung

Die Forderung nach einer effizienten Nutzung der vorhandenen Energiereserven und die damit verbundene Senkung des Kraftstoffverbrauchs bzw. der CO₂-Emissionen stellen heute und in Zukunft wichtige Ziele bei der Entwicklung neuer Fahrzeuge dar. Neben der Antriebsstrangoptimierung trägt der automobiler Leichtbau einen wesentlichen Teil zur Senkung der CO₂-Emissionen bei. Dabei kann das Fahrzeuggewicht sowohl mit Hilfe primärer als auch mit Hilfe sekundärer Gewichtseinsparungen reduziert werden.

Ziel dieses Forschungsvorhabens war die empirische und analytische Bestimmung der sekundären Gewichtsreduktion in Pkw. Dazu wurden im Rahmen von Vorarbeiten der aktuelle Stand der Technik zur Thematik „sekundäre Gewichtsreduktion“ recherchiert. Insgesamt 48 der 1300 gesichteten Quellen lieferten Informationen zu sekundären Leichtbaumaßnahmen und -potenzialen. Dabei gaben 19 Quellen für das Verhältnis aus sekundärer zu primärer Gewichtsreduktion Werte von 0,16 bis 1,0 an. Die von Novelis und Audi veröffentlichten Studien beschrieben Werte von 0,64 bis 0,72. Im Durchschnitt war das Verhältnis von sekundärer zu primärer Gewichtsreduktion zwischen 0,5 und 0,58 angesiedelt. Ein erster analytischer Ansatz zur Beschreibung der negativen Gewichtsspirale lieferte Prof. Braess im Jahre 1999. Dabei wurde im Rahmen der Analyse gezeigt, dass eine Gewichtszunahme eines Fahrzeugbereichs, z.B. der Karosserie, um 100 kg, die Erhöhung des Fahrzeuggesamtgewichts um insgesamt 116 kg bewirkt.

Basierend auf den Erkenntnissen der Literaturrecherche wurde das Fahrzeug zur Identifikation der im Hinblick auf die sekundäre Gewichtsreduktion relevanten Bauteile in die Fahrzeugbereiche Karosserie, Antriebsstrang, Fahrwerk, Interieur und Elektronik gegliedert. Weiterhin wurde die Karosserie in die Funktionen Body-in-White (BIW) und Closures/Anbauteile klassifiziert. Der Fahrzeugbereich Antriebsstrang wurde in die Funktionen Antriebsenergie-wandler, Drehmoment- und Drehzahlwandler sowie Verteilergetriebe, Antriebs- und Zusatz-energiespeicher sowie Kraftübertragung unterteilt. Das Fahrwerk umfasst die Funktionen Quer- und Vertikaldynamik sowie Subframe vorne, Brems- und Lenksystem sowie Räder/Reifen.

Im Anschluss an die allgemeine Fahrzeugeinteilung wurden alle Bauteile der verschiedenen Funktionen mit sekundären Gewichtseinsparpotenzialen mit Hilfe definierter Auswahlkriterien bestimmt. Die Auswahlkriterien waren dabei die Abhängigkeit der Bauteildimensionierung vom zulässigen Fahrzeuggesamtgewicht, von Antriebskräften bzw. der Antriebsleistung und von Trägheitskräften sowie die Abhängigkeit der Bauteildimensionierung vom Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs. Bauteile, die im Crashfall größtenteils die Energieabsorption übernehmen, wurden mit Hilfe verschiedener Simulationen ebenfalls berücksichtigt. Dabei wurde festgestellt, dass die Summe aller Bauteile, die im Hinblick auf die sekundäre Gewichtsreduktion relevant ist, 62 % des Fahrzeuggewichts darstellen. Die Fahrzeugbereiche Interieur und Elektronik verfügen über keine sekundären Gewichtseinsparpotenziale.

Aufbauend darauf wurden für diese Bauteile Zusammenhänge definiert, die sich zwischen den geforderten Bauteileigenschaften und dem Fahrzeuggewicht ergeben. Auf Basis dieser Zusammenhänge wurden Beziehungen erarbeitet, die Rückschlüsse auf das resultierende Bauteilgewicht zulassen. Dazu wurde für die Funktionen Antriebsenergiewandler, Drehzahlwandler, Zusatzenergiespeicher, Kühlsystem (Peripherie) und Fluide ein empirischer Zusammenhang zwischen dem Antriebsdrehmoment und den jeweiligen Bauteilgewichten definiert. Für die Funktionen Drehmomentwandler, Verteilergetriebe, Antriebsenergiespeicher und Kraftübertragung wurden analytische Ansätze zur Berechnung der Bauteilgewichte in Abhängigkeit des Antriebsdrehmoments oder Kraftstoffverbrauchs entwickelt. Im Hinblick auf den Fahrzeugbereich Fahrwerk wurden für die Funktionen Vertikaldynamik und Subframe empirische Zusammenhänge zwischen dem zulässigen Fahrzeuggesamtgewicht und den jeweiligen Bauteilgewichten definiert. Für die Funktionen Bremssystem sowie Räder und Reifen wurden analytische Ansätze entwickelt. Zur Analyse sekundärer Gewichtseinsparpotenziale der Funktion Querdynamik wurden Simulationen durchgeführt. Zur Bestimmung der sekundären Gewichtsreduktion des Fahrzeugbereichs Karosserie wurde das Energieabsorptionsverhalten im Front-, Seiten- und Heckcrash für ein Referenzfahrzeug und ein primär gewichtsreduziertes Fahrzeug simulativ untersucht.

Die im Rahmen des Forschungsvorhabens erarbeitete Methodik wurde auf ausgewählte Fahrzeuge angewendet. Dabei handelte es sich um einen VW Golf V und einen Opel Corsa C. Dabei verfügte der VW Golf V über einen 2,0l TDI-Dieselmotor mit einer Antriebsleistung von 125 kW (170 PS) sowie über ein 6-Gang-Handschatgetriebe. Das Fahrzeugleergewicht betrug 1390 kg. Der Opel Corsa C verfügte über einen 1,0l EcoTec-Ottomotor mit einer Antriebsleistung von 44 kW (60 PS) sowie über ein automatisiertes 5-Gang-Handschatgetriebe. Das Fahrzeugleergewicht betrug 980 kg. Für den VW Golf V und den Opel Corsa C wurden unter der Voraussetzung einer primären Gewichtsreduktion von 100 kg und konstanten Fahreigenschaften sekundäre Gewichtsreduktionen von 30,79 kg bzw. 20,21 kg berechnet. Für das Verhältnis von sekundärer zu primärer Gewichtsreduktion kann bei einer primären Gewichtsreduktion von 100 kg für den VW Golf V ein Wert von 0,31 bzw. für den Opel Corsa C von 0,20 angenommen werden. Unter Berücksichtigung von Iterationen ergab sich für den VW Golf V ein Wert von 0,46 und für den Opel Corsa ein Wert von 0,30.

Der Vergleich mit den Literaturangaben zeigte, dass die recherchierten Werte deutlich über denen der Berechnungssystematik angesiedelt waren. Dies war vor allem darauf zurückzuführen, dass zahlreiche sekundäre Gewichtseinsparpotenziale verschiedener Funktionen bzw. Bauteile drastisch überschätzt wurden. So wurden im Rahmen einer von Novelis Inc. und IBIS Associates Inc. veröffentlichten Studie für den Antriebsenergiewandler und den Zusatzenergiespeicher eines Mittelklassefahrzeugs sekundäre Gewichtsreduktionen von 32 kg bzw. 4 kg gegenüber realistischer, theoretischer Maximalwerte von 3 kg bzw. 0,7 kg angenommen.

Im Rahmen der Verbrauchssimulation wurde für den VW Golf V ein Basisverbrauch von 5,87 l/100 km ermittelt. Unter Berücksichtigung einer primären Gewichtsreduktion von 100 kg bzw. einer primären und sekundären Gewichtsreduktion von 130 kg konnte der Kraftstoff-

verbrauch auf 5,68 l/100 km bzw. 5,66 l/100 km reduziert werden. Dies entsprach einer Verbrauchsreduktion von 3,14 % bzw. 3,53 %. Für den Opel Corsa C ergab sich ein Basisverbrauch von 5,53 l/100 km. Durch die Realisierung von primären bzw. von primären und sekundären Leichtbaumaßnahmen konnte der Kraftstoffverbrauch auf 5,27 l/100 km bzw. 5,25 l/100 km reduziert werden. Dies entsprach einer Verbrauchsreduktion von 4,52 % bzw. 5,01 %. Ausgehend vom Basisverbrauch wurden 155,48 g/km CO₂ beim VW Golf V und 130,97 g/km beim Opel Corsa C emittiert. Die primäre Gewichtsreduktion der Fahrzeuge von 100 kg hatte eine Reduktion der CO₂-Emissionen von 4,88 g/km beim VW Golf V bzw. 5,93 g/km beim Opel Corsa C zur Folge. Die Berücksichtigung von sekundären Maßnahmen bewirkte nur geringfügige Reduktionen des CO₂-Ausstoßes von 0,61 g/km für den VW Golf V bzw. 0,64 g/km für den Opel Corsa C.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass im Rahmen dieses Forschungsprojektes die sekundäre Gewichtsreduktion aller Fahrzeugkomponenten umfassend analysiert wurde. Dazu wurden analytische und empirische Ansätze entwickelt, die anhand von realen Fahrzeugdaten auf Plausibilität geprüft wurden. Dabei stellte sich heraus, dass mit Hilfe dieser Systematik Gewichte einzelner Bauteile berechnet wurden, die nahe an den Gewichten realer Fahrzeuge angesiedelt waren. Die in der Literatur veröffentlichten Werte für das Verhältnis aus sekundärer zu primärer Gewichtsreduktion von durchschnittlich 0,50 bis 0,58 können nicht bestätigt werden. Für ein Fahrzeug mit einem Leergewicht von 1400 kg können bei einer primären Gewichtsreduktion von 100 kg weitere 31 kg sekundär eingespart werden. Unter Berücksichtigung von Iterationsschritten ist eine maximale sekundäre Gewichtsreduktion von insgesamt 46 kg möglich. Dadurch kann der Kraftstoffverbrauch um ca. 4 % gesenkt werden.

11 Formelzeichen und Indizes

α_{St}	[°]	Steigungswinkel Fahrbahn
Δv_{NEDC}	[km/h]	Durchschnittsgeschwindigkeit NEDC-Zyklus
ρ_L	[kg/m ³]	Dichte Luft
ρ_{Stahl}	[kg/m ³]	Dichte Stahl
ρ_W	[kg/m ³]	Dichte Werkstoff Antriebswelle
$T_{b,W}$	[N/mm ²]	Torsionswechselfestigkeit
φ_1	[-]	Grundstufensprung
φ_2	[-]	Progressionsfaktor
$\mu_{Str.}$	[-]	Haftreibungskoeffizient Straße
$\sigma_{B,W}$	[N/mm ²]	Biegewechselfestigkeit
$\sigma_{B,zul}$	[N/mm ²]	zulässige Biegewechselfestigkeit
$\sigma_{H,lim}$	[N/mm ²]	Dauerfestigkeit des Werkstoffs
a	[m/s ²]	Fahrzeugbeschleunigung
$a_{Br,100km/h}$	[m/s ²]	mittlere Bremsbeschleunigung
$a_{Diff.}$	[mm]	Achsabstand Wellen Verteilergetriebe
$a_{Getriebe}$	[mm]	Achsabstand Getriebewellen Drehmomentwandler
a_v	[-]	Koeffizient zur Analyse des Null-Leistungsverbrauchs
A	[m ²]	Querspanfläche
A_L	[-]	Anzahl Lager Getriebewellen Drehmomentwandler
$A_{Flanke,R,Serie50}$	[mm ²]	Fläche Reifenflanke Radialreifen Serie 50
$A_{Flanke,R,Serie50,16''}$	[mm ²]	Fläche Reifenflanke Radialreifen Serie 50 (16 Zoll)
$A_{Flanke,R,Serie55}$	[mm ²]	Fläche Reifenflanke Radialreifen Serie 55
$A_{Flanke,R,Serie55,17''}$	[mm ²]	Fläche Reifenflanke Radialreifen Serie 55 (17 Zoll)
$A_{Flanke,R,Serie60}$	[mm ²]	Fläche Reifenflanke Radialreifen Serie 60

$A_{\text{Flanke,R,Serie60,18"}}$	[mm ²]	Fläche Reifenflanke Radialreifen Serie 60 (18 Zoll)
$A_{\text{Flanke,R,Serie65}}$	[mm ²]	Fläche Reifenflanke Radialreifen Serie 65
$A_{\text{Flanke,R,Serie65,15"}}$	[mm ²]	Fläche Reifenflanke Radialreifen Serie 50 (15 Zoll)
b/d_1	[-]	Zahnradbreite zu Zahnrad Durchmesser erster Gang
$b_{\text{Diff.,r}}$	[mm]	Breite Ritzel Verteilergetriebe
$b_{\text{Diff.,z}}$	[mm]	Breite Zahnrad Verteilergetriebe
b_{Lager}	[mm]	Breite Lager Getriebewellen Drehmomentwandler
$b_{r,i}$	[mm]	Breite Ritzel Drehmomentwandler
b_R	[mm]	Reifenbreite
$b_{\text{Synchronkörper}}$	[mm]	Breite Synchronkörper Drehmomentwandler
b_{Trommel}	[mm]	Breite Trommelbremse hinten
b_V	[-]	Koeffizient zur Analyse des Null-Leistungsverbrauchs
$b_{z,i}$	[mm]	Breite Zahnrad Drehmomentwandler
$B_{M,Felge}$	[mm]	Maulweite Felge
B_S	[-]	Anzahl Synchronkörper Drehmomentwandler
C_V	[-]	Koeffizient zur Analyse des Null-Leistungsverbrauchs
C_W	[-]	Luftwiderstandsbeiwert
$d_{\text{Antriebswelle}}$	[mm]	Durchmesser Antriebswelle
$d_{\text{Diff.,r}}$	[mm]	Durchmesser Ritzel Verteilergetriebe
$d_{\text{Diff.,z}}$	[mm]	Durchmesser Zahnrad Verteilergetriebe
$d_{\text{Diff.}}$	[mm]	Durchmesser Gehäuse Verteilergetriebe
d_{Getriebe}	[mm]	Durchmesser Gehäuse Drehmomentwandler
$d_{\text{GAW,min}}$	[mm]	Durchmesser Getriebeausgangswelle Drehmomentwdl.
$d_{\text{GEW,min}}$	[mm]	Durchmesser Getriebeeingangswelle Drehmomentwdl.
$d_{\text{Kardanwelle}}$	[mm]	Durchmesser Kardanwelle

$d_{r,n}$	[mm]	Durchmesser Ritzel Drehmomentwandler
$d_{z,n}$	[mm]	Durchmesser Zahnrad Drehmomentwandler
$D_{Br,Scheibe,au\ddot{a}u\ddot{a}en,i}$	[mm]	Außendurchmesser Bremsscheibe
$D_{Br,Scheibe,h,i}$	[mm]	Wirkdurchmesser Bremsscheibe hinten
$D_{Br,Scheibe,v,i}$	[mm]	Wirkdurchmesser Bremsscheibe vorne
$D_{Br,Trommel,h,a}$	[mm]	Außendurchmesser Bremstrommel hinten
$D_{Br,Trommel,h,i}$	[mm]	Innendurchmesser Bremstrommel hinten
D_{Felge}	[mm]	Durchmesser Felge
e_i	[-]	Massenfaktor
f_α	[-]	Widerstandsbeiwert für Schräglauf
$f_{R,plast}$	[-]	Rollwiderstandsbeiwert für plastische Fahrbahnen
$f_{R,roll}$	[-]	Rollwiderstandsbeiwert
F_B	[N]	Beschleunigungswiderstand
F_{Bed}	[N]	Gesamtwiderstand
$F_{Br,Scheibe,h}$	[N]	Bremskraft am Wirkdurchmesser (Bremsscheibe hinten)
$F_{Br,Scheibe,v}$	[N]	Bremskraft am Wirkdurchmesser (Bremsscheibe vorne)
$F_{Br,Trommel,h}$	[N]	Bremskraft am Innendurchmesser der Trommelbremse
$F_{Br,v}$	[N]	maximale Bremskraft am Rad vorne
$F_{Br,h}$	[N]	maximale Bremskraft am Rad hinten
F_L	[N]	Luftwiderstand
F_R	[N]	Rollwiderstand
$F_{R,schw}$	[N]	Schwallwiderstand
$F_{R,Z,v}$	[N]	dynamische Radlast vorne
$F_{R,Z,h}$	[N]	dynamische Radlast hinten
F_{St}	[N]	Steigungswiderstand

F_t	[N]	Tangentialkraft am Ritzel/Zahnrad des ersten Gangs
$F_{Z,W}$	[N]	Achslast
$F_{Z,W,h}$	[N]	Achslast hinten
$F_{Z,W,v}$	[N]	Achslast vorne
g	[m/s ²]	Erdbeschleunigung
$G_{Antr.,Antriebswelle,i}$	[kg]	Gewicht Antriebswelle
$G_{Antr.,Diff.,GEH}$	[kg]	Gewicht Gehäuse Verteilergetriebe
$G_{Antr.,Diff.,r}$	[kg]	Gewicht Ritzel Verteilergetriebe
$G_{Antr.,Diff.,z}$	[kg]	Gewicht Zahnrad Verteilergetriebe
$G_{Antr.,Getr.,GAW}$	[kg]	Gewicht Getriebeausgangswelle Drehmomentwandler
$G_{Antr.,Getr.,GEH,FA}$	[kg]	Gewicht Gehäuse Drehmomentwandler (Frontantrieb)
$G_{Antr.,Getr.,GEH,HA}$	[kg]	Gewicht Gehäuse Drehmomentwandler (Heckantrieb)
$G_{Antr.,Getr.,GEH,KG}$	[kg]	Gewicht Kupplungsglocke Drehmomentwandler
$G_{Antr.,Getr.,GEW}$	[kg]	Gewicht Getriebeeingangswelle Drehmomentwandler
$G_{Antr.,Getr.,r,i}$	[kg]	Gewicht Ritzel Drehmomentwandler
$G_{Antr.,Getr.,z,i}$	[kg]	Gewicht Zahnrad Drehmomentwandler
$G_{Antr.,Kardanwelle}$	[kg]	Gewicht Kardanwelle
$G_{Antr.,Kraftstofftank,i}$	[kg]	Gewicht Kraftstofftank
$G_{Antr.,Kühler}$	[kg]	Gewicht Kühler
$G_{Antr.,Kühlung(Ph)}$	[kg]	Gewicht Kühlsystem (Peripherie)
$G_{Antr.,Kühlschläuche(oben)}$	[kg]	Gewicht Kühlschläuche oben
$G_{Antr.,Kühlschläuche(unten)}$	[kg]	Gewicht Kühlschläuche unten
$G_{Antr.,Kühlwasser}$	[kg]	Gewicht Kühlwasser
$G_{Antr.,Kupp.,KDP}$	[kg]	Gewicht Kupplungsdruckplatte Drehzahlwandler
$G_{Antr.,Kupp.,KS}$	[kg]	Gewicht Kupplungsscheibe Drehzahlwandler

$G_{\text{Antr.,Kupp.,Srad}}$	[kg]	Gewicht Schwungrad Antriebsenergiewandler
$G_{\text{Antr.,Lüfter}}$	[kg]	Gewicht Lüfter
$G_{\text{Antr.,Lüftermotor}}$	[kg]	Gewicht Lüftermotor
$G_{\text{Antr.,Motoröl}}$	[kg]	Gewicht Motoröl
$G_{\text{Antr.,Wandler}}$	[kg]	Gewicht Antriebsenergiewandler
$G_{\text{Antr.,Zusatzenergiesp.,OM}}$	[kg]	Gewicht Zusatzenergiespeicher Ottomotor
$G_{\text{Antr.,Zusatzenergiesp.,DM}}$	[kg]	Gewicht Zusatzenergiespeicher Dieselmotor
$G_{\text{b,Serie50,16"}}$	[kg]	Gewicht Radialreifen Serie 50 in Abh. der Reifenbreite
$G_{\text{b,Serie55,17"}}$	[kg]	Gewicht Radialreifen Serie 55 in Abh. der Reifenbreite
$G_{\text{b,Serie60,18"}}$	[kg]	Gewicht Radialreifen Serie 60 in Abh. der Reifenbreite
$G_{\text{b,Serie65,15"}}$	[kg]	Gewicht Radialreifen Serie 65 in Abh. der Reifenbreite
$G_{\text{FW.,Br,Bremskraftverstärker}}$	[kg]	Gewicht Bremskraftverstärker
$G_{\text{FW.,Br,Bremssattel,h}}$	[kg]	Gewicht Bremssattel hinten
$G_{\text{FW.,Br,Bremssattel,v}}$	[kg]	Gewicht Bremssattel vorne
$G_{\text{FW.,Br,Scheibe,innenbel.,h}}$	[kg]	Gewicht innenbelüftete Bremsscheibe hinten
$G_{\text{FW.,Br,Scheibe,innenbel.,v}}$	[kg]	Gewicht innenbelüftete Bremsscheibe vorne
$G_{\text{FW.,Br,Scheibe,massiv,h}}$	[kg]	Gewicht massive Bremsscheibe hinten
$G_{\text{FW.,Br,Scheibe,massiv,v}}$	[kg]	Gewicht massive Bremsscheibe vorne
$G_{\text{FW.,Felge}}$	[kg]	Gewicht Felge
$G_{\text{FW.,Lenksystem}}$	[kg]	Gewicht Lenksystem
$G_{\text{FW.,Lenksystem,LG,e}}$	[kg]	Gewicht Lenkgetriebe (elektrische Lenkunterstützung)
$G_{\text{FW.,Lenksystem,LG,h}}$	[kg]	Gewicht Lenkgetriebe (hydraulische Lenkunterstützung)
$G_{\text{FW.,Lenksystem,LS,e}}$	[kg]	Gewicht Lenksäule (elektrische Lenkunterstützung)
$G_{\text{FW.,Lenksystem,LS,h}}$	[kg]	Gewicht Lenksäule (hydraulische Lenkunterstützung)
$G_{\text{FW.,Lenksystem,LU,e}}$	[kg]	Gewicht elektrische Lenkunterstützung (LU)

$G_{FW, \text{Lenksystem, LU, h}}$	[kg]	Gewicht hydraulische Lenkunterstützung (LU)
$G_{FW, \text{Lenksystem, SO, e}}$	[kg]	Gewicht Bauteile „Sonstige“ Lenksystem (elektr. LU)
$G_{FW, \text{Lenksystem, SO, h}}$	[kg]	Gewicht Bauteile „Sonstige“ Lenksystem (hydraul. LU)
$G_{FW, \text{Reifen, Serie50}}$	[kg]	Gewicht Radialreifen Serie 50
$G_{FW, \text{Reifen, Serie55}}$	[kg]	Gewicht Radialreifen Serie 55
$G_{FW, \text{Reifen, Serie60}}$	[kg]	Gewicht Radialreifen Serie 60
$G_{FW, \text{Reifen, Serie65}}$	[kg]	Gewicht Radialreifen Serie 65
$G_{FW, \text{Subframe}}$	[kg]	Gewicht Subframe vorne
$G_{FW, \text{Vertikaldyn., v.}}$	[kg]	Gewicht Vertikaldynamik vorne
$G_{FW, \text{Vertikaldyn., h.}}$	[kg]	Gewicht Vertikaldynamik hinten
$G_{Fzg, \text{zul.}}$	[kg]	zulässiges Fahrzeuggesamtgewicht
G_{G1}	[kg]	Gewicht Gelenk 1 Antriebs-/Kardanwelle
G_{G2}	[kg]	Gewicht Gelenk 2 Antriebs-/Kardanwelle
$G_{R, Z}$	[kg]	geforderte Reifentragfähigkeit
$G_{W, A}$	[kg]	Gewicht Welle Antriebswelle
$G_{W, K}$	[kg]	Gewicht Welle Kardanwelle
h	[mm]	Schwerpunkthöhe Fahrzeug
$h_{Br, \text{Belag}}$	[mm]	Höhe des Bremsbelags der Scheibenbremse
$i_{Diff.}$	[-]	Übersetzung Verteilergetriebe
$i_{G, \text{ges}}$	[-]	Getriebespreizung
i_n	[-]	Übersetzung des jeweiligen Gangs
$k_{L/F}$	[-]	Verhältnis Flankenhöhe zu Lauffläche eines Reifens
K_A	[-]	Anwendungsfaktor
K_{Ha}	[-]	Stirnfaktor
$K_{H\beta}$	[-]	Breitenfaktor für Flankenpressung

K_V	[-]	Dynamikfaktor
l	[mm]	Radstand
$l_{\text{Diff.}}$	[mm]	Länge Verteilergetriebe
l_{Getriebe}	[mm]	Länge Drehmomentwandler
l_h	[mm]	Abstand Fahrzeugschwerpunkt von der Hinterachse
l_v	[mm]	Abstand Fahrzeugschwerpunkt von der Vorderachse
$l_{W,A}$	[mm]	Länge Antriebswelle
$l_{W,K}$	[mm]	Länge Kardanwelle
m_{Fzg}	[kg]	Fahrzeugleergewicht
m_{zu}	[kg]	Zuladung Fahrzeug
$n_{\text{Antr.}}$	[U/min]	Antriebsdrehzahl
r_{dyn}	[m]	dynamischer Radhalbmesser
$M_{A,\text{Diff.}}$	[Nm]	Ausgangsdrehmoment Verteilergetriebe
$M_{\text{Antr.}}$	[Nm]	Antriebsdrehmoment
$M_{B,\text{max}}$	[Nm]	maximales Biegemoment Getriebewelle
$M_{E,\text{Diff.}}$	[Nm]	Eingangsdrehmoment Verteilergetriebe
$M_{t,\text{GAW,max}}$	[Nm]	maximales Torsionsmoment Getriebeausgangswelle
$M_{t,\text{GEW,max}}$	[Nm]	maximales Torsionsmoment Getriebeeingangswelle
M_V	[Nm]	Vergleichsmoment
$P_{\text{Antr.}}$	[kW]	Antriebsleistung
P_{Bed}	[kW]	Bedarfsleistung
P_e	[kW]	effektive Antriebsleistung
$S_{100\text{km/h}}$	[m]	Bremsweg aus einer Geschwindigkeit von 100 km/h
S_A	[-]	Sicherheit zur Auslegung von Antriebswellen
S_D	[-]	Sicherheit zur Bestimmung der zul. Biegewechselfestigk.

S_H	[-]	Sicherheit zur Berechnung des Getriebeachsabstands
S_K	[-]	Sicherheit zur Auslegung von Kardanwellen
$S_{Ref.}$	[km]	Reichweite Referenzfahrzeug
$t_{Br,Trommel}$	[mm]	Dicke Bremstrommel hinten
$t_{Diff.}$	[mm]	Dicke Gehäuse Verteilergetriebe
t_{Felge}	[mm]	Dicke der Felge
$t_{Gehäuse}$	[mm]	Dicke Gehäuse Drehmomentwandler
$t_{Kardanwelle}$	[mm]	Dicke Kardanwelle
V_{1000}	[km/h]	bezogene Fahrzeuggeschwindigkeit für 1000 U/min
V_{Fzg}	[km/h]	Fahrzeuggeschwindigkeit
V_W	[km/h]	Windgeschwindigkeit
$V_{gew.red.}$	[l/100 km]	Kraftstoffverbrauch gewichtsreduziertes Fahrzeug
V_H	[l]	Hubvolumen Antriebsenergiewandler
$V_{Kraftstofftank,gew.red.}$	[l]	Kraftstofftankvolumen gewichtsreduziertes Fahrzeug
$V_{Kraftstofftank,Ref.}$	[l]	Kraftstofftankvolumen Referenzfahrzeug
V_{Null}	[l/h]	Null-Leistungsverbrauch
V_{Pe}	[l/h]	Leistungsverbrauch
$V_{Ref.}$	[l/100 km]	Kraftstoffverbrauch Referenzfahrzeug
z	[-]	Anzahl Gänge Drehmomentwandler
Z_β	[-]	Schrägungsfaktor
$Z_{B/D}$	[-]	Ritzel- und Radeingriffsfaktor
Z_E	$[(N/mm^2)^{0,5}]$	Elastizitätsfaktor
Z_ϵ	[-]	Überdeckungsfaktor
Z_H	[-]	Zonenfaktor
Z_L	[-]	Schmierstofffaktor

Z_{NT}	[-]	Lebensdauerfaktor
Z_R	[-]	Rauheitsfaktor
Z_V	[-]	Geschwindigkeitsfaktor
Z_W	[-]	Werkstoffpaarungsfaktor
Z_X	[-]	Größenfaktor für Flankenpressung
Z_{Pe}	[l/kWh]	Koeffizient zur Bestimmung des Leistungsverbrauchs

12 Literatur

- [AAT95] N.N.
Advanced Automotive Technology: Visions of a super-efficient family car
Princeton University, September 1995
- [ALU05] N.N.
Aluminium as a cost effective technology
The Aluminium Association Inc., 2005
- [ASN03] ASNAFI, N.; NILSSON, T.; LASSL, G.
Tubular hydroforming of automotive side members with extruded aluminium profiles
Journal of Materials Processing Technology, Februar 2003
- [BEH78] BEHLES, F.
Energie sparen durch Leichtbau
Audi NSU Auto Union AG, Ingolstadt, 1978
- [BRA99] BRAESS, H.-H.
Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ)
Negative Gewichtsspirale
Vieweg Verlag, Wiesbaden, 1999
- [BUL08] BULL, M.; CHAVALI, R.; MASCARIN, A.
Benefit analysis: use of aluminium structures in conjunction with alternative powertrain technologies in automobiles
IBIS Associated Inc., 2008
- [CHA07] CHASE, R.
Verstärkter Einsatz von Aluminium wird Treibhausgasemissionen wegen Transport weltweit reduzieren, bestätigt neue Studie
International Aluminium Institute, 2007
- [DAS00] DAS, S.
The life-cycle impacts of Aluminium body-in-white automotive material
Journal of Minerals, metals and Materials, Springer Verlag Boston, August 2000
- [EBE99] EBERLE, R.
Die ökologischen und ökonomischen Grenzen des Leichtbaus
BMW AG, München, 1999
- [EBE00] EBERLE, R.
Methodik zur ganzheitlichen Bilanzierung im Automobilbau
TU Berlin, Berlin, 2000

- [GAI02] GAINES, L.; CUENCA, R.
Operation of an aluminium-intensive vehicle: report on a six-year project
SAE-Paper 2002-01-2066, 2002
- [GEB00] GEBHARD, P.; WILK, T.; KROLL, S.
Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ)
Gesamtfahrzeugparameter und die Auswirkungen auf Fahrleistung und Verbrauch
Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2000
- [GOL09] N.N.
Der neue Golf VI 4 Motion
<http://www.golfmkv.com>
- [HEL03] HELMS, H.; LAMBRECHT, U.; HÖPFNER, U.
Energy savings by light-weighting
Institut Energie- und Umweltforschung, Heidelberg, 2003
- [KEI00] KEIMEL, H.; ORTMANN, C.; PEHNT, M.
Nachhaltige Mobilität in einem integrativen Konzept nachhaltiger Entwicklung
Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, Dezember 2000
- [LEC94] LECHNER, G.; NAUNHEIMER, H.
Fahrzeuggetriebe
Springer-Verlag, Berlin, 1994
- [NMA93] N.N.
Materials research agenda for the automobile and aircraft industries
National Materials Advisory Board (NMAB), 1993
- [MIN09] N.N.
Verbrauchskennfeld eines Verbrennungsmotors
www.mintelonline.de
- [MOO95] MOORE, T. C.; LOVINS, A. B.
Vehicle design strategies to meet and exceed PNGV goals
SAE Paper 951906, August 1995
- [MOO99] Moore, T. C.
Research Program of the Partnership for a new generation of vehicles
PNGV, 1999
- [PIE92] PIECH, F.
Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ)
3 Liter/100 km im Jahr 2000
Vieweg Verlag, Wiesbaden, 1992

- [REI91] REIMPELL, J.
Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen
Vogel Fachbuch, Würzburg, 1991
- [ROH96] ROHDE-BRANDENBURGER, K.
Einfluss von Gesamtfahrzeug-Parametern auf Fahrverhalten/Fahrleistung und Kraftstoffverbrauch
Haus der Technik, Essen, November 1996
- [SNO07] SNOOK, S.
Weight loss diet
European Automotive Design, August 2007
- [STO95] STODOLSKY, F.; VYAS, A.; CUENCA, R., GAINES, L.
Life-cycle energy savings potential from aluminium-intensive vehicles
Transportation Technology R&D Center, Oktober 1995
- [THY03] N.N.
NewSteelBody (NSB)-Studie
Gemeinsam sind wir besser
ThyssenKrupp Steel AG, 2003
- [WAL03] WALLENTOWITZ, H.; WOHLECKER, R.; ZENGEN, K.-H.
Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ)
Leichtbaupotenzial eines aluminium-intensiven Fahrzeugs
Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2003
- [ZEN02] ZENSEN, K.-H.
Aluminium – the light heavyweight in automotive
European Aluminium Association (EAA), 2002

Bisher in der FAT-Schriftenreihe erschienen (ab 2005)

Nr.	Titel	Preis / €
187	Zell- und molekularbiologische Untersuchungen zur DNS-schädigenden Wirkung des Rußkerns in einem Multi-Dose-Modell zur Erfassung von Dosis-Schwellenwert, 2005	34,-
188	Verwertung von Kunststoffbauteilen aus Altautos -Analyse der Umwelteffekte nach dem LCA-Prinzip und ökonomische Analyse, 2005	45,-
189	Darstellung des Schwingungsverhaltens von Fahrzeug-Insassen - Symbiose aus Experiment und Simulation, 2005	45,-
190	Elektromagnetische Feldverteilung und Einkopplungen bei Mobilfunkbetrieb im Kraftfahrzeug, 2005	45,-
191	Leichtbau mit Hilfe von zyklischen Werkstoffkennwerten für Strukturen aus umgeformten höherfesten Feinblech, 2005	30,-
192	Grundsatzuntersuchung zum quantitativen Einfluss von Reifenbauformen und -ausführung auf die auf die Fahrstabilität von Kfz bei extremen Fahrmanövern, 2005	45,-
193	Bewertung der Wirkung von Nutzfahrzeugkollektiven auf Spurrinnen und Ermüdung, 2005	28,-
194	Ermittlung der aktuellen Konzentration und Verteilung von Platingruppenelementen (PGE), 2005	30,-
195	Neue Wege des Effektmonitorings für partikelgebundene Schadstoffe in Dieselabgasen, Hemoglobin adducts of dinitropyrenes as a marker for Diesel emission exposure in humans (Nutzung von Dinitropyren-Hämoglobinaddukten als Biomarker für Dieselabgasexposition), 2005	39,-
196	Bewertung lokaler Berechnungskonzepte zur Ermüdungsfestigkeit von Punktschweißverbindungen , 2005	30,-
197	Berechnungsmethoden für die Lebensdauerabschätzung von MSG- bzw. lasergeschweißten Kehlnähten dünnwandiger Stahlblechstrukturen, 2005	30,-
198	Verbesserung der Prognosefähigkeit der Crashesimulation aus höherfesten Mehrphasenstählen durch Berücksichtigung von Ergebnissen vorangestellter Umformsimulation, 2005	30,-
199	Anwendungspotentiale und Prozeßgrenzen der Klebtechnik für die Umformung von Doppel-lagenblechen, 2006	76,-
200	Thermisches Fügen für die stahlintensive Hybridbauweise im Fahrzeugleichtbau, 2006	76,-
201	Lufthygienische Beurteilung von Pkw-Innenraumfiltern, 2006	96,-
202	Vergleich verschiedener Konzepte der Bodensimulation und von drehenden Rädern zur Nachbildung der Straßenfahrt im Windkanal und deren Auswirkung auf Fahrzeuge, 2006	40,-
203	Methodischer Ansatz im Stahlleichtbau am Beispiel Federbein/Dämpfer, 2006	50,-
204	Innovative Nfz-Konzepte - Gesamtwirtschaftliche Effekte durch Einführung schwerer und langer Lkw, 2006	45,-
205	Technische Kompatibilität von innovativen Nutzfahrzeugkonzepten auf den kombinierten Verkehr Straße/Schiene sowie den Containerverkehr, 2006	50,-
206	Größenaufgelöste physikalische und chemische Bestimmung von elementarem und Organischem Kohlenstoff in Nanopartikeln, 2006	55,-
207	Erstellung einer VHDL-AMS-Modellbibliothek für die Simulation von Kfz-Systemen, 2006	50,-

208	Fahrer-Fahrzeug-Wechselwirkungen bei Fahrmanövern mit Querdynamikbeanspruchungen und zusätzlichen Vertikaldynamikstörungen, 2006	50,-
209	Innovative Nfz-Konzepte - Akzeptanzuntersuchungen zur Einführung und zum Einsatz Innovativer Nutzfahrzeuge, 2007	40,-
210	Das Konzept des Situationsbewusstseins und seine Implikationen für die Fahrsicherheit, 2007	50,-
211	FAT-Richtlinie Dynamische Werkstoffkennwerte für die Crashsimulation, 2007	40,-
212	Innovative Nfz-Konzepte - Wirtschaftlichkeitsanalyse EuroCombi, 2007	35,-
213	Störfestigkeit von Fahrzeugelektronik bezüglich ESD und Impulseinkopplung, 2007	40,-
214	Betriebsfeste Bemessung von mehrachsig belasteten Laserstrahlschweißverbindungen aus Stahlfeinblechen des Karosseriebaus, 2007	40,-
215	Örtlich ertragbare Beanspruchungen bei Spannungskonzentrationen in Karosseriebauteilen aus hoch- und höherfesten Stählen, 2008	35,-
216	Auswirkung der Berücksichtigung lokaler Größen des E-Moduls im Hinblick auf die verbesserte Auslegung umgeformter Karosserieblechstrukturen aus Stahl, 2008	35,-
217	Aktueller Stand und Trends in der CFK-Berechnung im Fahrzeugbau, 2008	49,-
218	In-vitro-Untersuchungen zur Bioverfügbarkeit von an Dieselpartikel gebundenen polyaromatischen Kohlenwasserstoffen und Nitropyrenen, 2008	35,-
219	Bewertender Vergleich der aktuellen Empfehlungen zu den Luftqualitätsgrenzwerten NO ₂ + Evidenz-basierter Vergleich der epidemiologischen Studien 2002-2006 zu Gesundheitseffekten durch NO ₂ , 2008	40,-
220	Fahrdynamische Analyse innovativer Nfz-Konzepte (EuroCombi), 2008	49,-
221	Entwicklung einer Methode zur vergleichenden Bewertung von Schwingfestigkeitsversuchen mit gefügten Stahlblechen in Abhängigkeit des Versagensverhaltens, 2009	40,-
222	Untersuchung zur Wahrnehmung von Lenkmomenten bei Pkw, 2009	35,-
223	Entwicklung einer Prüfspezifikation zur Charakterisierung von Luftfedern, 2009	35,-
224	Klimatische Daten und Pkw-Nutzung - Klimadaten und Nutzungsverhalten zu Auslegung, Versuch und Simulation an Kraftfahrzeug-Kälte-/Heizanlagen in Europa, USA, China und Indien, 2009	35,-
225	CO ₂ -Einsparung durch Verflüssigung des Verkehrsablaufs - Abschätzung staubedingter CO ₂ -Emissionen und von Reduktionspotentialen durch Verbesserung des Verkehrsablaufs, 2009	35,-
226	Modellbasierte Systementwicklung, 2009	50,-
227	Schwingfestigkeitsbewertung von Nahtenden MSG-geschweißter Dünobleche aus Stahl, 2010	40,-
228	Systemmodellierung für Komponenten von Hybridfahrzeugen unter Berücksichtigung von Funktions- und EMV-Gesichtspunkten, 2010	35,-
229	Methodische und technische Aspekte einer Naturalistic Driving Study, 2010	40,-
230	Analyse der sekundären Gewichtseinsparung, 2010	40,-

VDA

Verband der
Automobilindustrie

FAT

Forschungsvereinigung
Automobiltechnik

Behrenstraße 35
10117 Berlin
www.vda.de
www.vda-fat.de