

Abschlussbericht

zum ETN-Vorhaben

„Neues Downsizing-Antriebskonzept im optimierten Fahrzeug zur Reduzierung der CO₂-Emission auf 69 g/km“

Zuwendungsempfänger: RWTH Aachen für Institut für Kraftfahr- zeuge (ika) 52074 Aachen	Förderkennzeichen: 64.65.69-EN-2043B
Projektleiter: Dipl.-Ing. Patrick Bütterling	Tel.: +49 241 80 25680 E-Mail: buetterling@ika.rwth-aachen.de
Laufzeit des Vorhabens: von: 09.12.2010 bis: 31.09.2014	
Berichtszeitraum von: 09.12.2010 bis: 31.09.2014	

Gefördert durch



Ministerium für Klimaschutz, Umwelt,
Landwirtschaft, Natur- und Verbraucherschutz
des Landes Nordrhein-Westfalen



Inhalt

1	Einleitung und Projektziel	4
2	Forschungsansatz und Projektgrundlagen.....	8
2.1	Auswahl des Basisfahrzeugs als Grundlage für den Demonstrator	9
3	Beschreibung der Arbeiten im Projektvorhaben	11
3.1	Aufnahme Ist-Zustand Basisfahrzeug – Längsdynamik (AP 1.8).....	11
3.1.1	Ermittlung der prüfrelevanten Fahrzeugmassen	12
3.1.2	Ausrollversuche zur Bestimmung der Fahrwiderstände	13
3.1.3	Parametrierung des dynamischen Rollenprüfstands	15
3.1.4	Verbrauchsmessungen auf dem Rollenprüfstand	16
3.1.5	Ermittlung der Fahrleistungen	19
3.2	Aufnahme Ist-Zustand Basisfahrzeug – Akustik (AP 1.9).....	21
3.2.1	Ermittlung ausgewählter Luft-und Körperschallcharakteristika.....	21
3.2.2	Experimentelle Bestimmung des Transferverhaltens.....	23
3.2.3	Messung des Lastwechselverhaltens	25
3.3	Fahrzeugkonzept (AP 2.11)	27
3.3.1	Meta CNG-Motor.....	28
3.3.2	Erdgasspeichersystem	29
3.3.3	Start-Stopp-System mit Energierückgewinnung	31
3.3.4	Anpassungen am Riementrieb	33
3.3.5	Kühlwasser-Wärmespeichersystem	35
3.3.6	Anpassung der Getriebeübersetzung(en).....	36
3.3.7	Reduzierung der Fahrwiderstände	39
3.4	Akustik-Simulation (AP 2.8)	43
3.4.1	Motorlagerungskonzepte.....	43
3.4.1.1	Aufbau und Validierung des Transferpfadmodells	44
3.4.1.2	Bewertung der Geräuschübertragung in den Fahrzeuginnenraum	46
3.4.1.3	Bewertung des Schwingungsverhaltens des Motor-Getriebe-Verbunds	48
3.4.2	Abgasanlagenkonzepte.....	54
3.4.2.1	Experimentelle Untersuchung	55

3.4.2.2	Simulationsgestützte Konzeptbewertung.....	56
3.4.3	Ruckelverhalten (Lastwechselreaktionen)	61
3.4.3.1	Modell des Basis-Fahrzeugs	62
3.4.3.2	Umbau zum Demonstrator-Fahrzeug	63
3.4.3.3	Definition der Varianten für die Sensitivitätsanalyse	65
3.4.3.4	Auswertung der Ergebnisse	66
3.5	Umbau Fahrzeug (AP 3.1)	70
3.5.1	Aggregataufbau auf dem Motorenprüfstand	70
3.5.2	Tanksystem im Fahrzeug	70
3.5.3	Batterie und Batteriemanagementsystem.....	71
3.5.4	Integration des Wärmespeichers	73
3.6	Fahrzeugapplikation und –analyse (AP 3.3).....	73
3.6.1	Softwareentwicklung und -optimierung.....	73
3.6.2	NVH-Optimierung und Rückmessung.....	79
3.6.2.1	Bewertung der Abgasanlagenkonzepte.....	81
3.6.2.2	Bewertung des Innenraumgeräuschs	82
3.6.3	Messung des Kraftstoffverbrauchs im Demonstrator	86
4	Zusammenfassung und Ausblick	89
5	Quellenverzeichnis	91

1 Einleitung und Projektziel

Um den fortwährenden Forderungen nach deutlichen Reduzierungen der CO₂-Emissionen im Automobilbereich Rechnung zu tragen, werden neben der Entwicklung alternativer Antriebe auch konventionelle Antriebssysteme fortlaufend weiter optimiert. Hierbei sind Downsizingkonzepte bereits sehr verbreitet im Automobilmarkt vorzufinden. Durch eine Betriebspunktverschiebung von höheren Drehzahlen und geringer Last zu niedrigen Drehzahlen mit erhöhter Last lässt sich der mittlere Wirkungsgrad in den für die Kraftstoffverbrauchsbestimmung relevanten Fahrzyklen erhöhen. Dem Grad des Downsizings sind jedoch Grenzen gesetzt. Bei sehr kleinen Motoren ist das Drehmoment im niedrigen Drehzahlbereich mit herkömmlicher Aufladetechnik meist zu gering. Zudem entstehen bei Motoren mit niedrigen Zylinderzahlen veränderte Schwingungsanregungen und akustische Eigenschaften, die entsprechend berücksichtigt und mit Gegenmaßnahmen versehen werden müssen.

Eine weitere Möglichkeit der CO₂-Emissionsreduzierung bietet der Einsatz von Erdgas als Kraftstoff. Durch die günstigere chemische Verbrennung von Erdgas mit kürzeren Kohlenstoffketten können bei optimaler technischer Umsetzung Einsparungen von bis zu 25 % erzielt werden [MET14b]. Weitere komponenten- und fahrzeugseitige Maßnahmen ermöglichen es, zusätzliche Effizienzsteigerungen zu erzielen.

Im Rahmen des Projekts „Neues Downsizing-Antriebskonzept im optimierten Fahrzeug zur Reduzierung der CO₂-Emissionen auf 69 g/km“ wurde eine technische Umsetzung eines erdgasbetriebenen Verbrennungsmotors mit Downsizingkonzept in einem optimierten Fahrzeug angestrebt. Das Projektkonsortium besteht aus der Meta Motoren- und Energietechnik in Herzogenrath, dem Institut für Kraftfahrzeuge Aachen und der Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen. Nach vorhergegangenen Recherchen wurde ein Volkswagen Polo V Blue Motion 87 g als Basisfahrzeug im Projekt ausgewählt und vom Serienzustand mit Dieselmotor auf einen Erdgasantrieb umgebaut. Dabei sollen die Fahrzeugperformance und die akustischen Eigenschaften mindestens auf dem gleichen Niveau des Basisfahrzeugs liegen. Während der Umbaumaßnahmen im Projekt wurde der 3-Zylinder-Verbrennungsmotor durch eine Erdgasmotor-Eigenentwicklung mit zwei Zylindern ersetzt. Zur Kompensation des Verlustes an Low-End-Torque (Drehmoment im niedrigen Drehzahlbereich) durch die Motorverkleinerung ist ein neu entwickeltes Aufladesystem auf Basis eines Hubkolbenverdichters vorgesehen. Um die bauartbedingten Schwingungsanregungen des Zweizylindermotors zu kompensieren, wird ein aktives System anstelle des Zweimasenschwungrades eingesetzt. Diese Technologien werden von der Meta entwickelt.

An Stelle des Dieseltanks ist ein Erdgasdrucktank installiert. Ein Nebenziel im Projekt war hierbei, das mögliche Zuladevolumen beizubehalten. Weitere Maßnahmen im Fahrzeug, wie z. B. ein Kühlmedium-Wärmespeicher, Start-Stopp-System mit intelligenter Rekuperation und Laderegelung sollen in Verbindung mit den motorischen Maßnahmen die Reduzierung der CO₂-Emissionen von 87 g/km (Serienzustand VW) auf einen Zielwert von 69 g/km, entsprechend einer Reduktion um ca. 21 %, ermöglichen.

Aufgrund der reduzierten Zylinderzahl, den geänderten Drehzahlen sowie der unterschiedlichen Drehmomentcharakteristik des neuen Downsizing-Motors wird das NVH-Verhalten (Noise, Vibration and Harshness) des Fahrzeugs erheblich verändert. Für eine gute Kundenakzeptanz des Downsizing-Konzepts müssen daher detaillierte Untersuchungen hinsichtlich des NVH-Verhaltens durchgeführt und bei Bedarf Verbesserungen vorgenommen werden.

Die Fahrzeugkomponente, die den größten Einfluss auf das veränderte NVH-Verhalten hat, ist der Antriebstrang mit seinen Anbindungspunkten an die Karosserie. Daher konzentrieren sich die Arbeiten auf den Transfer des Motorgeräuschs in den Fahrzeuginnenraum, auf das Schwingungsverhalten des Fahrzeugs bei Lastwechselreaktionen sowie auf das akustische Verhalten der Abgasanlage, die einen erheblichen Einfluss auf das Innen- und Außengeräusch des Fahrzeugs hat. Die durchgeführten Arbeiten können dabei generell in drei Arbeitspakete unterteilt werden. Im ersten Arbeitspaket wird der Ist-Zustand des Basis-Fahrzeugs anhand umfangreicher Messungen aufgezeichnet. Die Ergebnisse dieser Messungen sollen in den beiden anschließenden Arbeitspaketen einerseits als Eingangsdaten für Simulationen und andererseits als Ziel- und Referenzwerte für die Entwicklung dienen. Im zweiten Arbeitspaket wird das NVH-Verhalten des Demonstrator-Fahrzeugs in einem gesamtheitlichen Ansatz, bestehend aus Prüfstandsmessungen und Simulationen, prognostiziert, um Schwachstellen aufzuzeigen sowie Maßnahmen zur Verbesserung abzuleiten und zu bewerten. Im dritten und letzten Arbeitspaket werden die zuvor als zielführend bewerteten Maßnahmen im Fahrzeug umgesetzt und anhand von Messungen auf Gesamtfahrzeugebene analysiert und bewertet. Ziel der Untersuchung ist die Gewährleistung eines klassenspezifischen NVH-Verhaltens, damit das Downsizing-Konzept eine gute Akzeptanz bei den Kunden erhält.

Im vorliegenden Abschlussbericht werden sämtliche am Institut für Kraftfahrzeuge durchgeführte Arbeiten dokumentiert und die Ergebnisse vorgestellt. Das Institut hat aufgrund von Verzögerungen beim Projektpartner durch die Komplexität der Motorentwicklung und der Motorinbetriebnahme einen Antrag zur kostenneutralen Verlängerung des Projekts bis zum 31.09.2014 gestellt. Diesem Antrag wurde stattgegeben. Dadurch wurde die gesamte Laufzeit des Projektes auf 45 Monate erhöht.

Der im Forschungsantrag ausgearbeitete Projektplan gibt Aufschluss über die zeitliche Abfolge der Arbeiten im Projekt. Der zeitliche Ablauf der Arbeitspakete wurde fortlaufend aktualisiert und an die Entwicklungen im Projekt angepasst. Dieses ist in drei Projektphasen eingeteilt, welche zeitlich zum Teil ineinander greifen. Der Gesamtprojektplan für das ika ist inklusive der Meilensteine in Abb. 1-1 dargestellt. Das Jahr 2013 ist hier aus Ansichtsgründen ausgespart. Die hier durchgeführten Arbeitspakete laufen aus 2012 bis zum Jahresende 2013 fort.

3.3 Fahrzeugapplikation und -analyse

- Inbetriebnahme und Applikation des finalen Antriebsstrangs auf dem Motorenprüfstand (sukzessive Ergänzung der Anbaukomponenten CRE, Startergenerator etc.)
- Inbetriebnahme des Fahrzeugs mit finalem Antriebsstrang
- Applikation und Abstimmung der Steuergeräte zusammen mit Meta / fka
- Optimierungsarbeiten hinsichtlich der Fahrbarkeit auf dem Rollenprüfstand
- Applikation des Startergenerators und Batteriemanagements im Fahrzeug
- Umsetzung der NVH-Maßnahmen
- Abschließende Akustik-Messung des Demonstrator-Fahrzeugs

Im vorliegenden Bericht werden die durchgeführten Arbeiten der jeweiligen Arbeitspakete und deren Ergebnisse im gesamten Projekt beschrieben. Vorab werden das ausgewählte Basisfahrzeug und die Umbaumaßnahmen detailliert vorgestellt.

2 Forschungsansatz und Projektgrundlagen

Der im Jahr 2010 gestellte Projektantrag umfasst ein Konzept für den Fahrzeugumbau eines Volkswagen Polo 6R Bluemotion 87 g. Im Antrag wurden bereits die notwendigen Arbeiten am Fahrzeug definiert, um den Zielwert einer CO₂-Emissionsreduktion um ca. 20 % zu ermöglichen. Der Hintergrund der ausgewählten Umbaumaßnahmen soll nachfolgend kurz erläutert werden. Im Anschluss werden die einzelnen Umbaumaßnahmen für das gesamte Fahrzeugkonzept vorgestellt und hinsichtlich der Ausarbeitung und Auswahl der Einzelkomponenten erläutert.

Der Kraftstoffverbrauch eines PKW und die dabei entstehenden CO₂-Emissionen können durch die Betrachtung der Prozesskette bei der Fortbewegung eines PKW aufgeschlüsselt werden. In Abb. 2-1 ist ein Energieflussdiagramm dargestellt, in dem die Verteilung der Kraftstoffenergie über den gesamten Antriebsstrang eines PKW bei dessen Fortbewegung ersichtlich ist.

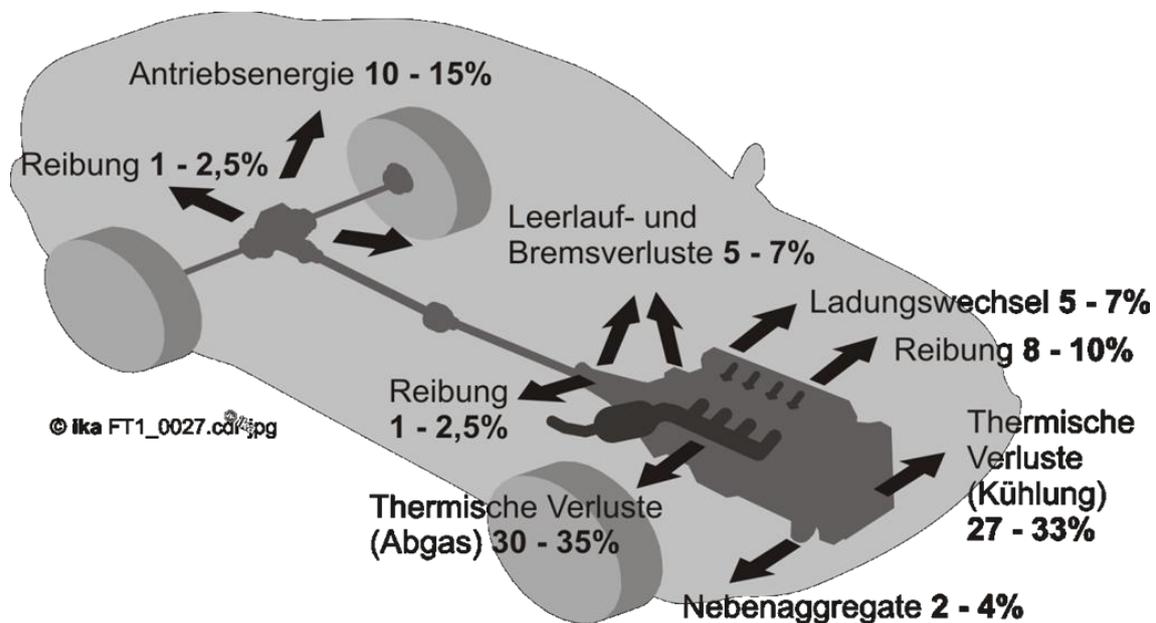


Abb. 2-1: Aufteilung der im Kraftstoff enthaltenen Energie [ECK11]

Durch die Änderung des Antriebskonzeptes mit einem Downsizingmotor und dem Einsatz von Erdgas als Kraftstoff, lassen sich die Verluste bei der Energiewandlung (chemische Umsetzung von CNG) und die Verluste im Motor (Reibungsreduzierung) und somit die CO₂-Emissionen auch durch weitere Maßnahmen am Fahrzeug reduzieren. Ein zusätzlicher Beitrag kann durch eine Verringerung des Energiebedarfs des Fahrzeugs erreicht werden. Die Überwindung der Fahrwiderstände stellt mit einem Anteil von ca. 33 % ca. ein Drittel der im Kraftstoff enthaltenen Energie dar. Diese Energie E_{Bed} kann aus der Integration der Bedarfsleistung P_{Bed} über die Zeit ermittelt werden kann, s. Gl. 2-1 und 2-2.

$$E_{Bed} = \int P_{Bed} dt = \int (F_{Bed} \cdot v) dt$$

Gl. 2-1

$$F_{Bed} = F_R + F_L + F_{St} + F_a$$

Gl. 2-2

dabei sind:

F_R : Rollwiderstandskraft

F_{St} : Steigungswiderstandskraft

F_L : Luftwiderstandskraft

F_a : Beschleunigungswiderstandskraft

Da die Roll-, Steigungs- und Beschleunigungsanteile von der Fahrzeugmasse beeinflusst werden, sind Leichtbaumaßnahmen ebenso zielführend, wie die Reduzierung des Luftwiderstandsbeiwerts c_w und des Rollwiderstandsbeiwerts f_r .

Die Anteile von Luft- und Rollwiderstand sind für den veralteten Drittmix und den Neuen europäischen Fahrzyklus (NEFZ), der als Bemessungsgrundlage in der Norm EG 715/2007 herangezogen wird, der Abb. 2-2 zu entnehmen.

Fahrzyklus		Drittmix	NEFZ
Durchschnittsgeschwindigkeit [km/h]		76,2	32,5
Widerstandsanteil [%]	Luftwiderstand	44	24
	Rollwiderstand	44	45
	Beschleunigungswiderstand	12	31

Abb. 2-2: Anteile der Fahrwiderstände am Gesamtwiderstand für NEFZ und Drittmix nach [HUC11]

2.1 Auswahl des Basisfahrzeugs als Grundlage für den Demonstrator

Vor Beginn der Arbeiten im Projekt wurde zur Ausarbeitung des Projektantrags eine Recherche zu ökologischen Fahrzeugen der Kleinwagen-Fahrzeugklasse (B-Segment) durchgeführt. Bei Projektantrag im Jahr 2009 war der Volkswagen Polo Bluemotion (87 g) das sparsamste Serienfahrzeug dieser Klasse und wurde als Basisfahrzeug für das Projekt ausgewählt.

Fahrzeug: Volkswagen Polo V Blue Motion (87 g)

Baujahr: 2010

Leistung: 55 kW / 75 PS

Bereifung: 185/60R15 84T

Das Fahrzeug wurde zu Projektbeginn angeschafft und umfangreich vermessen. Die durchgeführten Arbeiten und Ergebnisse werden im weiteren Verlauf des Berichtes beschrieben.

Die Kernkomponenten des Umbaus wurden zu Beginn des Projekts im Projektantrag festgelegt, so vor allem der von der Meta GmbH zu entwickelnde 0,8 l CNG-Motor. Die damit verbundenen Umbaumaßnahmen wurden ebenfalls von der Meta definiert. Eine Übersicht über die Umbaumaßnahmen am Fahrzeug ist Abb.2-3 zu entnehmen.

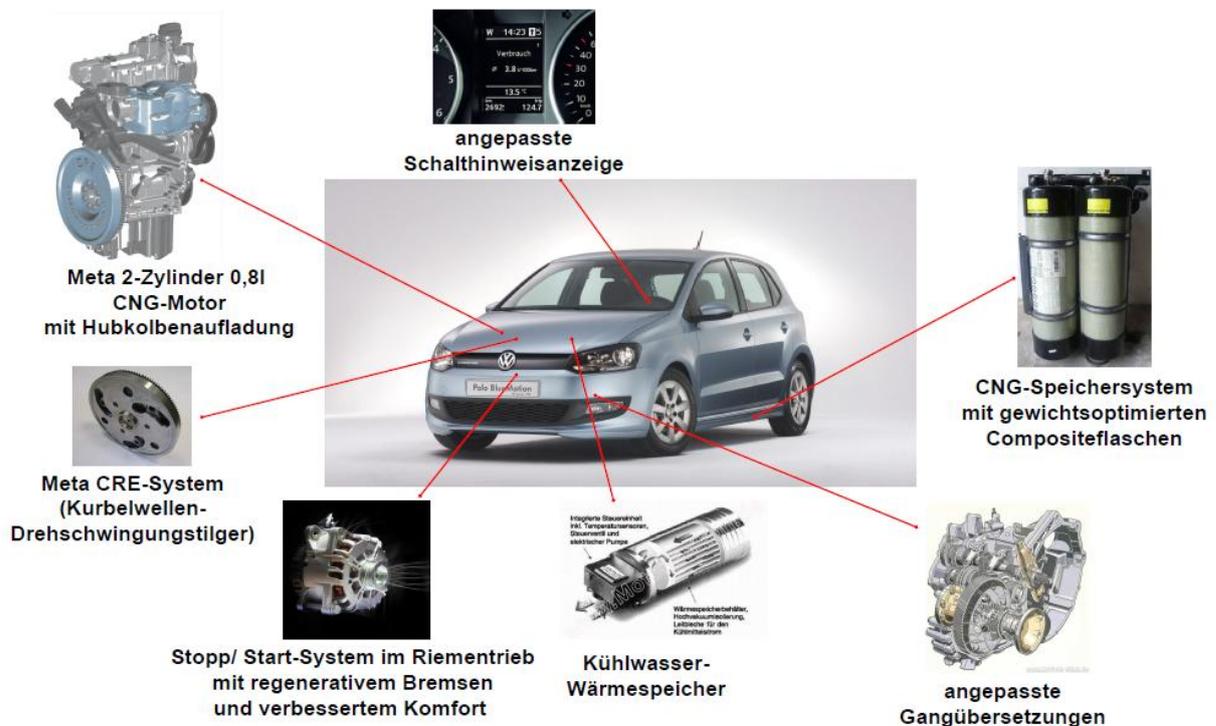


Abb.2-3: Geplante Umbaumaßnahmen am Basisfahrzeug zu Projektbeginn

Die Umbauten lassen sich z. T. den einzelnen Projektpartnern zuordnen, wurden aber aufgrund von Abhängigkeiten auch gemeinschaftlich geplant und durchgeführt.

Die Entwicklung, Konstruktion und der Aufbau des Verbrennungsmotors, CRE-Systems und Hubkolbenladers wurde von der Meta durchgeführt. Als Anbauteile wurden der Startergenerator, das Kühlwasserwärmespeichersystem und das CNG-Tanksystem vom ika ausgewählt und ein Packagekonzept gemeinschaftlich mit der Meta entwickelt. Darüber hinaus wurde eine Getriebeanpassung durchgeführt. Die Auslegung und Auswahl der Komponenten wurde durch eine Fahrzeugsimulation der fka unterstützt.

3 Beschreibung der Arbeiten im Projektvorhaben

Im Folgenden werden sämtliche Arbeitspakete im Projekt beschrieben und die Ergebnisse vorgestellt. Die Arbeiten in den jeweiligen Arbeitspaketen wurden, wenn möglich, zeitlich parallel durchgeführt. Die Beschreibung der Arbeitspakete erfolgt ergebnisorientiert. Ausführliche Details zu den einzelnen Arbeitspaketen können den Zwischenberichten des ika entnommen werden.

3.1 Aufnahme Ist-Zustand Basisfahrzeug – Längsdynamik (AP 1.8)

Um Aussagen zum Kraftstoffverbrauch des Basisfahrzeugs tätigen zu können, wurden Messungen auf einem dynamischen Rollenprüfstand durchgeführt. Dieser Prüfstand ermöglicht die Simulation konstanter Bedingungen, wie sie auf der Straße nicht zu jeder Zeit zu ermöglichen sind (aufgrund der Verkehrslage, Windverhältnisse, Verschmutzung etc.). Auf dem Rollenprüfstand wird der nach Norm EG 715/2007 definierte Neue europäische Fahrzyklus (NEFZ, [EUR11]) nachgebildet, der für die Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs verwendet wird. Der dynamische Rollenprüfstand des ika ist in Abb. 3-1 dargestellt.



Abb. 3-1: Dynamischer Rollenprüfstand am ika

Die Messung des Kraftstoffverbrauchs auf dem Prüfstand erfordert die vorherige Ermittlung der Fahrzeugprüfmasse und des Ausrollverhaltens auf der Straße. Diese Daten wurden nach o. g. Prüfvorschrift vor Beginn der Messungen erfasst.

3.1.1 Ermittlung der prüfrelevanten Fahrzeugmassen

Mithilfe der Begrenzung der wählbaren Ausstattung des Polo Bluemotion hat Volkswagen Einfluss auf die Einstufung der Schwungmassenklasse für dieses Fahrzeug genommen. Diese beschreibt ein einheitliches Prüfgewicht für eine definierte Gewichtsspanne des Fahrzeugs. Das Bezugs-Fahrzeuggewicht, auch Masse des fahrbereiten Fahrzeugs, ist so definiert, dass das Gewicht bei Vollausrüstung inklusive der Betriebsmittel (Öl, Kühlwasser, 90%-Kraftstofftankfüllung), Ersatzrad oder Pannenschaum, Bordwerkzeug und dem Fahrer mit einer Pauschalmasse von 75 kg ermittelt wird. Hiervon wird das Fahrer-Pauschalgewicht von 75 kg wieder abgezogen und eine Pauschalmasse von 100 kg aufaddiert. Durch die Begrenzung der Ausstattung soll das Gewicht bei diesem Fahrzeug unter einem Wert von 1190 kg gehalten werden, so dass eine Einstufung zu einem Schwungmassengewicht von 1130 kg führt. Ermittelt wurde eine Masse im fahrbereiten Zustand von 1159 kg (75 kg Fahrer inkl.). Das Gewicht bei Ermittlung der Ausrollkurven betrug messtechnikbedingt 1159 kg + 20 kg (Fahrer und Messtechnik). Die Masse, die für die Prüfstands-fahrten herangezogen wird, auch Bezugsmasse genannt, ergibt sich aus der Addition von 25 kg auf die Masse des fahrbereiten Fahrzeugs. Damit liegt diese bei 1184 kg und damit innerhalb der Schwungmassenklasse bis 1190 kg. Ein Bild der Fahrzeugwaage, die das Gewicht über alle vier Räder ermittelt, ist in Abb. 3-2 dargestellt.

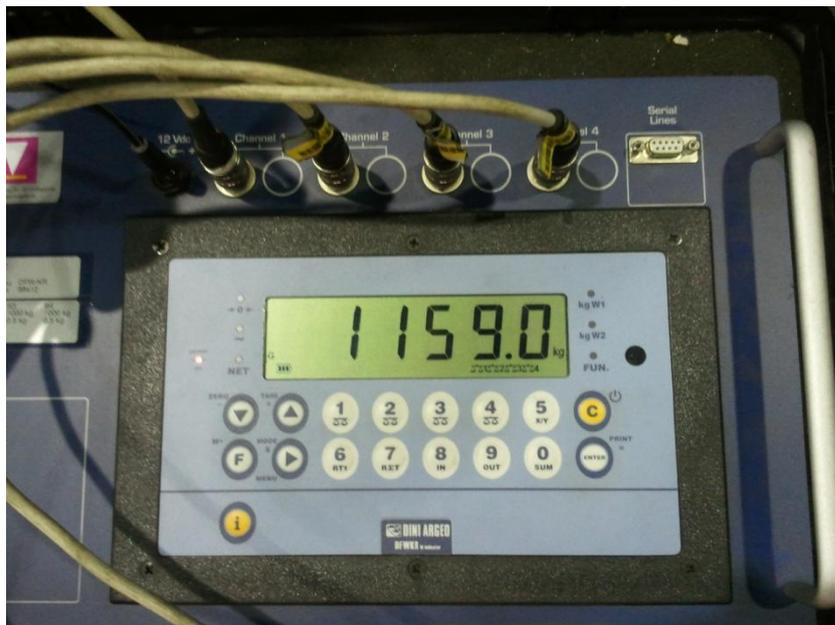


Abb. 3-2: Elektrische 4-Kanal-Waage zur Fahrzeuggewichtbestimmung

Die zugrunde gelegten Schwungmassenklassen können zur Veranschaulichung der folgenden Tabelle in Abb. 3-3 entnommen werden. Die ermittelte Schwungmasse von 1130 kg wird für die Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs auf dem dynamischen Rollenprüfstand herangezogen.

EU (NEFZ)			
Bezugsmasse (kg)	Äquiv. Schwungmasse [kg]	Bezugsmasse (kg)	Äquiv. Schwungmasse [kg]
BZ ≤ 480	455	1305 < BZ ≤ 1420	1360
480 < BZ ≤ 540	510	1420 < BZ ≤ 1530	1470
540 < BZ ≤ 595	570	1530 < BZ ≤ 1640	1590
595 < BZ ≤ 650	625	1640 < BZ ≤ 1760	1700
650 < BZ ≤ 710	680	1760 < BZ ≤ 1870	1810
710 < BZ ≤ 765	740	1870 < BZ ≤ 1980	1930
765 < BZ ≤ 850	800	1980 < BZ ≤ 2100	2040
850 < BZ ≤ 965	910	2100 < BZ ≤ 2210	2150
965 < BZ ≤ 1080	1020	2210 < BZ ≤ 2380	2270
1080 < BZ ≤ 1190	1130	2380 < BZ ≤ 2610	2270
1190 < BZ ≤ 1305	1250	2610 < BZ	2270

Abb. 3-3: Schwungmassentabelle mit den zugrundeliegenden PKW-Bezugsmassen

3.1.2 Ausrollversuche zur Bestimmung der Fahrwiderstände

Zur Bestimmung der tatsächlichen Fahrwiderstände des zu untersuchenden Fahrzeuges wurden Ausrollversuche auf einer ebenen Versuchsstrecke bei Windstille durchgeführt, bei denen das Fahrzeug auf eine Ausgangsgeschwindigkeit von etwa 120 km/h beschleunigt und anschließend im Leerlauf (kein Gang eingelegt, Kupplung geschlossen) ausrollt. Hierbei wird eine optische Geschwindigkeits-Zeit-Messung durchgeführt. Aus dem somit bestimmten Geschwindigkeits-Zeitverlauf können die Fahrwiderstände des Fahrzeuges bestimmt werden.

Das Fahrzeug (Abb. 3-4) wurde hierzu mit einem Correvit-S-CE-Sensor (optische Abtastung der Straßenoberfläche) und einem Messwerterfassungssystem der Firma National Instruments ausgerüstet, mit dem die Geschwindigkeitsverläufe bei den Ausrollversuchen aufgezeichnet wurden. Die Messungen wurden unter Berücksichtigung der in der Prüfnorm EG 715/2007 angegebenen Randbedingungen (Temperatur, Fahrbahnbeschaffenheit etc.) durchgeführt.



Abb. 3-4: Versuchsfahrzeug mit Geschwindigkeitssensor Correvit

Die Versuche wurden mehrfach in beiden Fahrtrichtungen der Versuchsstrecke wiederholt. Aufgrund der Bestimmungen des Testgeländes sind leider keine Fotoaufnahmen vorhanden.

Als Grundlage für die Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs des Fahrzeugs wurden nachfolgend die gemittelte, charakteristische Ausrollkurve (Abb. 3-5) aus allen aufgenommenen Geschwindigkeitsverläufen ermittelt. Die Ausrollkurven wurden normgemäß unter Berücksichtigung der nach der Fehlerquadratmethode zu ermittelnden Abweichung bestimmt. Die in der Norm geforderte Toleranz von vier Prozent wurde hierbei eingehalten.

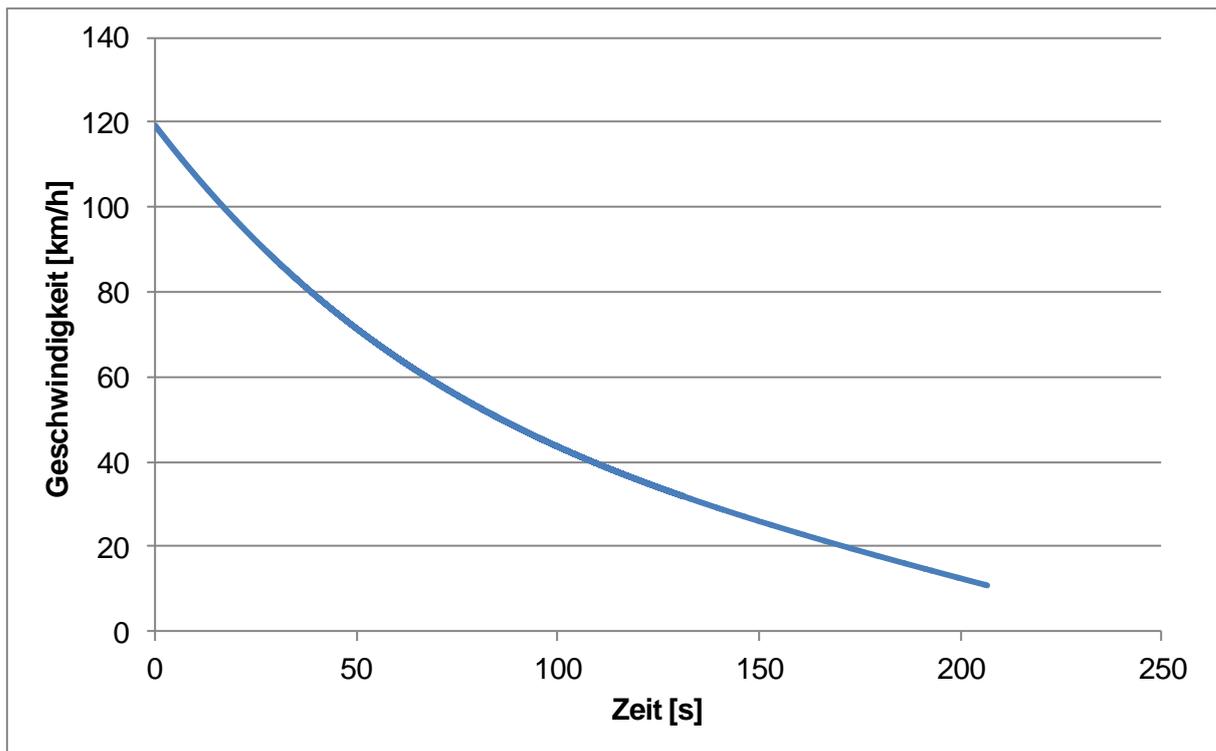


Abb. 3-5: Ausrollkurven des Basisfahrzeugs

Aus den Ausrollkurven sind durch Ableitung der Fahrzeuggeschwindigkeit über der Zeit, bezogen auf die Fahrzeugprüfmasse, charakteristische Fahrwiderstandskurven ermittelt worden. Bei diesen Kurven wird die wirkende Widerstandskraft F über der aktuellen Fahrgeschwindigkeit v aufgetragen. Durch einen Polynomansatz 2. Ordnung der Form

$$F(u) = f_0 + f_1 * u + f_2 * u^2 \quad [N] \quad \text{Gl. 3-1}$$

mit den Einheiten

$$f_0 [N], f_1 \left[\frac{N}{\left(\frac{km}{h}\right)} \right] \text{ und } f_2 \left[\frac{N}{\left(\frac{km}{h}\right)^2} \right] \quad \text{Gl. 3-2}$$

kann aus den vorliegenden Kurven ein Parametersatz aus den Koeffizienten f_0 , f_1 und f_2 gewonnen werden. Diese Koeffizienten beinhalten geschwindigkeitsunabhängige Anteile des Roll-, quadratgeschwindigkeitsabhängige Anteile des Luftwiderstandes, aber auch einen ge-

schwindigkeitsproportionalen Anteil des Roll- und Lagerwiderstands. Der aus der Ausrollkurve in Verbindung mit der Masse des Prüffahrzeugs berechnete Fahrwiderstand ist in Abb. 3-6 in Abhängigkeit der Geschwindigkeit dargestellt.

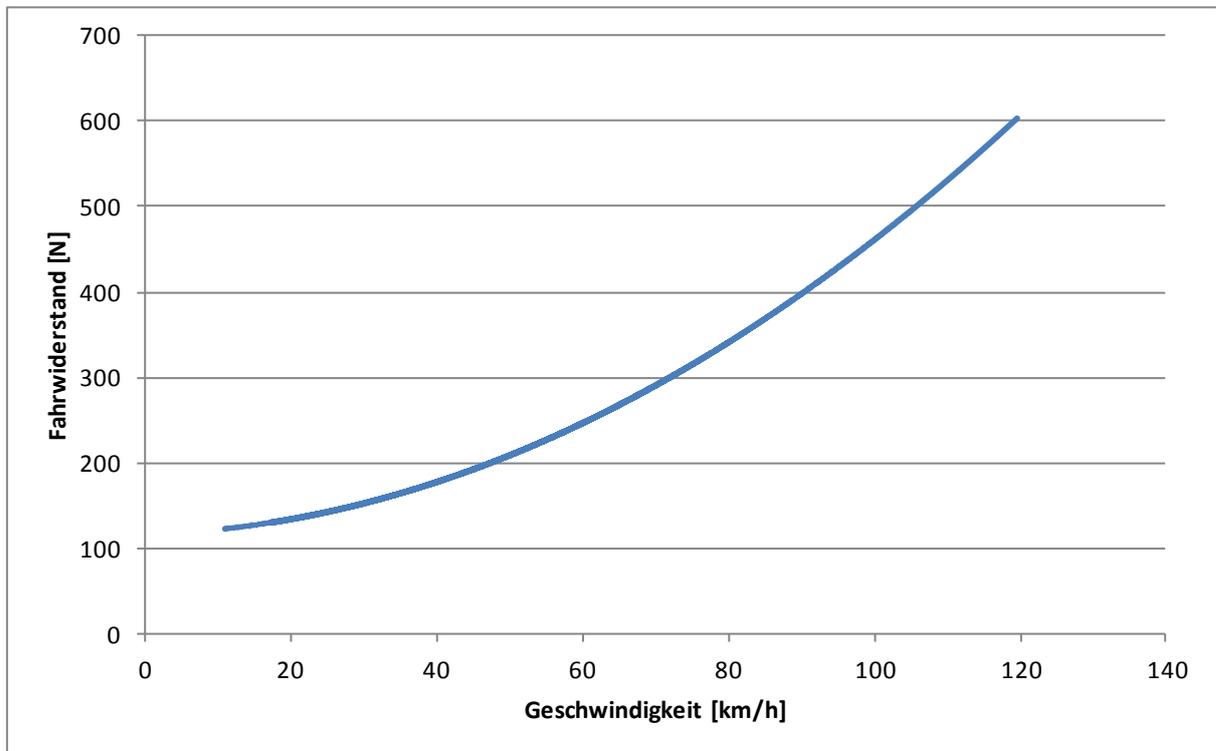


Abb. 3-6: Fahrwiderstand in Abhängigkeit der Geschwindigkeit

Die Ergebnisse der Ausrollversuche und die Gewichtsmessung des Fahrzeugs bilden die Grundlage der Arbeiten auf dem Rollenprüfstand.

3.1.3 Parametrierung des dynamischen Rollenprüfstands

Für die Messungen auf dem dynamischen Rollenprüfstand wurden Geschwindigkeitsintervalle in 12-km/h-Abständen von fünf bis 125 km/h ermittelt und als Fahrwiderstandsbasis verwendet. Nach Eingabe der Daten wurden durch einen iterativen Ausrollprozess des Fahrzeugs die prüfstandseigenenen Ausrollparameter ermittelt, bis die Abweichung hinreichend klein (± 2 N) wird. Die Ergebnisse des Ausrollverfahrens sind in Abb. 3-7 dargestellt. Den Geschwindigkeitsintervallen wird eine mittlere Fahrwiderstandskraft zugeordnet, die aufgrund der oben genannten Umstände entsprechend andere Werte als in der Ursprungskurve annehmen können.

Intervall	obere Grenze [km/h]	untere Grenze [km/h]	FWK-Korr. [N]
1	17	5	2
2	29	17	7
3	41	29	34
4	53	41	61
5	65	53	99
6	77	65	151
7	89	77	211
8	101	89	271
9	113	101	364
10	125	113	405

Abb. 3-7: Ergebnisse der prüfstandsinternen Ausrollautomation

Im Anschluss wurde die Ausrollkurve der Teststreckenmessung mit der des Rollenprüfstands verglichen. Hier stellten sich keine Unterschiede dar.

3.1.4 Verbrauchsmessungen auf dem Rollenprüfstand

Nach Bestimmung der Fahrwiderstände wurde das Versuchsfahrzeug zum Nachfahren des NEFZ auf dem dynamischen Rollenprüfstand des ika installiert, siehe Abb. 3-8.



Abb. 3-8: Basisfahrzeug auf dem ika-Rollenprüfstand zur Verbrauchsbestimmung

Der für die Kraftstoffverbrauchsmessungen relevante Fahrzyklus NEFZ ist in Abb. 3-9 dargestellt.

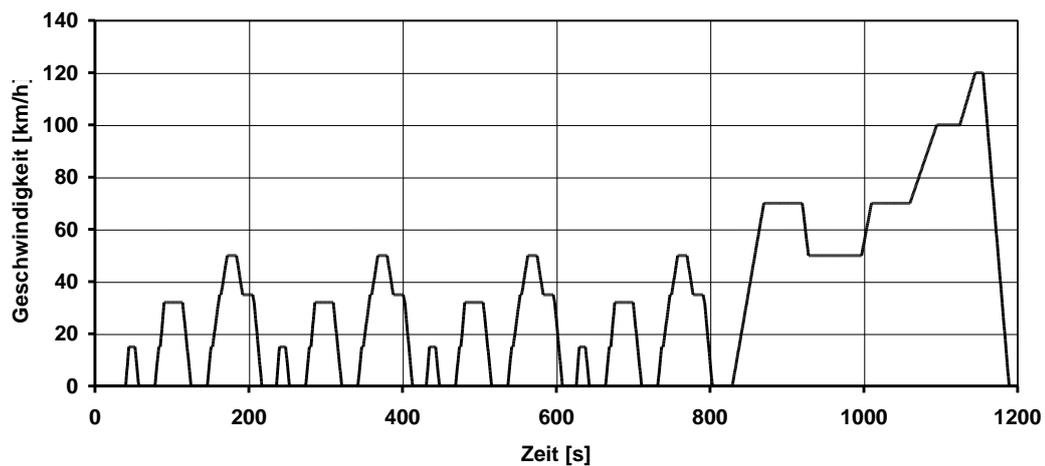


Abb. 3-9: Geschwindigkeitsprofil des NEFZ-Fahrzyklus (EG 715/2007)

Der Zyklus besteht aus vier sich wiederholenden Stadtzyklen (0 s bis 840 s) und einem Teil, der eine Überlandfahrt darstellt (840 s bis 1180 s). Grundlage der Verbrauchsmessungen ist die Norm EG 715/2007.

Die Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs wurde über eine Zahnrad-Verdrängerpumpe realisiert. Diese wird entsprechend der Systemgegebenheiten (Common-Rail-Einspritzsystem) in das Kraftstoff-Versorgungssystem des Fahrzeugs integriert und misst den entstehenden Durchfluss über der Zeit unter Berücksichtigung des Rail-Rücklaufs. Mit Hilfe der Messsoftware DIAdem wird auf Basis der aufgezeichneten Signale (Zeit, Weg, Geschwindigkeit, Kraftstoffdurchfluss etc.) der Verbrauch nach Norm errechnet. Die Messtechnik ist in Abb. 3-10 dargestellt. Die externe Kraftstoffmesstechnik basiert auf einem Durchflusszähler auf Zahnradpumpenbasis. Der Druckverlust über die zusätzliche Schlauchmenge wird vom System ausgeglichen. Die Aufzeichnung der Messdaten wird mit der Software DIAdem der Firma National Instruments durchgeführt.



Abb. 3-10: Messeinrichtung am ika-Rollenprüfstand für den Kraftstoffdurchfluss

Die Messtechnik wurde während der Ausrollangleichung und während aller Messfahrten eingesetzt. Eine Berechnung des prüfzyklenrelevanten Kraftstoffverbrauchs wird automatisch durchgeführt. Die Messung des Kraftstoffverbrauchs im NEFZ nach EG 715/2007 wurde fünfmalig durchgeführt. Die folgende Abb. 3-11 zeigt eine Übersicht über die Ergebnisse der Verbrauchsmessungen:

	Messung 1	Messung 2	Messung 3	Messung 4	Messung 5
Kraftstoffverbrauch [% Ref]	104,2%	104,6%	102,6%	102,2%	100,0%

Abb. 3-11: Ergebnisse der Verbrauchsmessung im NEFZ auf dem ika-Rollenprüfstand

Auf dem dynamischen Rollenprüfstand des ika wurde der Verbrauch des Referenzfahrzeugs validiert. Eine zweite Vergleichsmessung, die eine Abweichung von etwa vier Prozent aufwies, wurde auf dem zertifizierten Rollenprüfstand des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen (VKA) der RWTH Aachen durchgeführt (ABB). Der mit den Herstellerangaben übereinstimmende Wert der ika-Messungen wird als Referenzwert des Kraftstoffverbrauchs zu 100 % angesetzt. Für die Erreichung des Projektziels ist eine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs – und damit auch der CO₂-Emissionen – um ca. 20 % erforderlich. Der Zielwert des Demonstrators liegt somit bei ca. 80 % des Referenzfahrzeugs.

	Messung 1	Messung 2
Kraftstoffverbrauch [% Ref]	107,7%	104,4%

Abb. 3-12: Ergebnisse der Verbrauchsmessungen (VKA, Messung 1 ohne Start/Stop)

3.1.5 Ermittlung der Fahrleistungen

Als ein sekundäres Projektziel soll das modifizierte Fahrzeug ähnlich gute Fahrleistungen erreichen wie das Basisfahrzeug. Um diese im Demonstrator entsprechend sicherstellen zu können, sind zunächst Daten der Motormoment-Leistungskurven des Verbrennungsmotors, die Beschleunigung von 0 auf 100 km/h und Elastizitätswerte vom Fahrzeughersteller VW erhoben worden. Diese wurden durch Messungen auf dem Ausrolltestgelände verifiziert bzw. ergänzt. Weitere Detailmessungen werden durch die akustischen Untersuchungen abgedeckt – hier werden Tipp-In-Manöver (Volllast bzw. Kickdown) in allen Gängen durchgeführt und das Motormoment mit der Fahrzeuggeschwindigkeit über der Zeit gemessen. Diese Daten geben Aufschluss über das real ausgenutzte Motormoment in allen Gangstufen im Vergleich zum theoretischen Potenzial der Beschleunigung. Im der folgenden Abb. 3-13 sind maximales Drehmoment und maximale Leistung des Basismotors (gestrichelte Linien) und die geschätzten Daten für den Zielmotor im Demonstrator dargestellt.

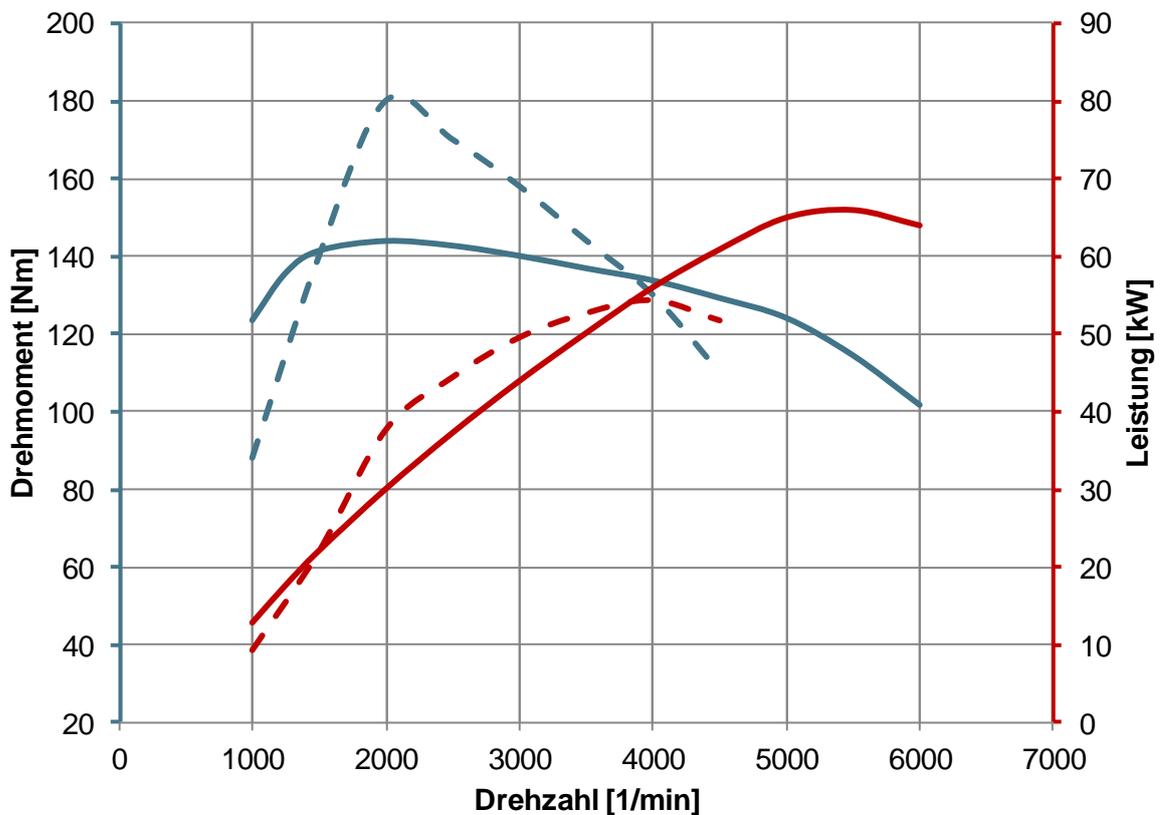


Abb. 3-13: max. Drehmoment- u. Leistungsverlauf Basismotor (gestrichelt) und Zielmotor

Die Leistungsdaten ermöglichen eine theoretische Beurteilung der Fahrleistungswerte des Demonstrators. Dazu sind vergleichend die Lieferkennfelder für beide Fahrzeugkonfigurationen in Abb. 3-14 und Abb. 3-15 dargestellt.

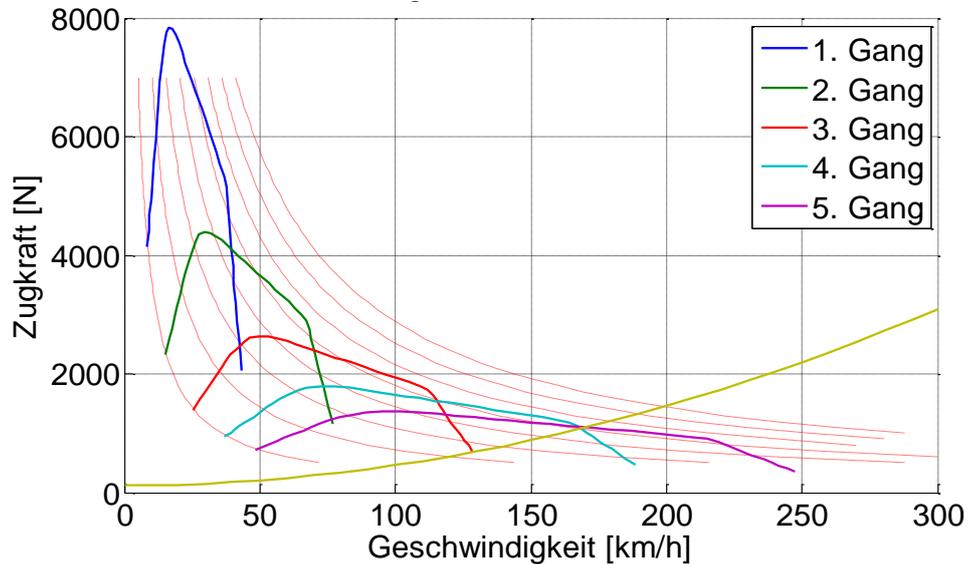


Abb. 3-14: Lieferkennfeld (theoretisch) für das Basisfahrzeug

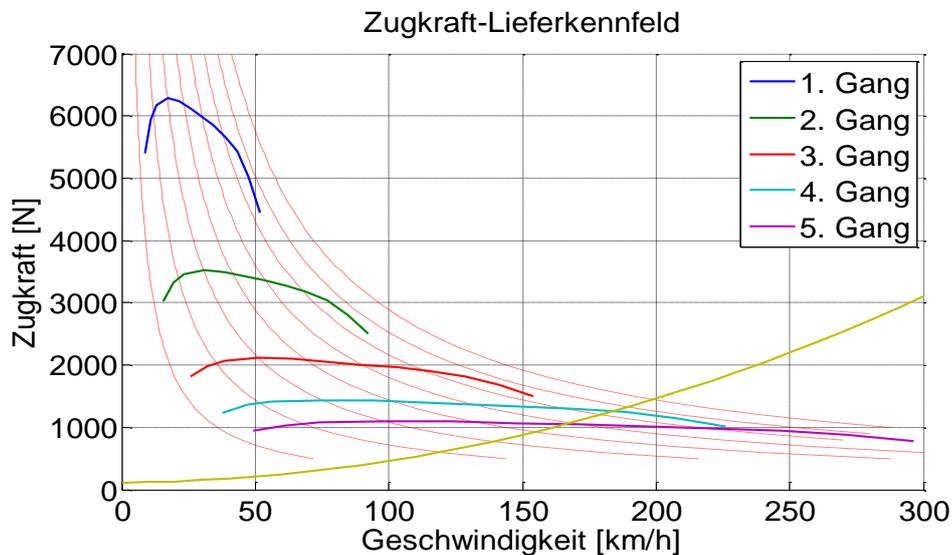


Abb. 3-15: Lieferkennfeld (theoretisch) für den Demonstrator

Wie im weiteren Verlauf des Berichtes ersichtlich, wird das Motordrehmoment in den ersten drei Gängen im Basisfahrzeug begrenzt, so dass die theoretische Fahrleistung nicht erreicht wird. Im Vergleich mit dem theoretischen Lieferkennfeld des Demonstrators fallen die Unterschiede gering aus. Mithilfe weiterer Maßnahmen am Fahrzeug (CRE-System und Applikation am Motor) soll das abrufbare Drehmoment so hoch wie möglich gehalten werden, so dass eine vergleichbare Performance erzielt werden kann. In der Abb. 3-16 sind die Beschleuni-

gungszeit von 0 auf 100 km/h und die Elastizitäten im 5. Gang für das Basisfahrzeug dargestellt.

Literaturwerte Polo Bluemotion 87 g	
0 - 100 km/h	13,9 s
80 - 120 km/h (4. Gang)	13,5 s
80 - 120 km/h (5. Gang)	17,0 s

Abb. 3-16: Fahrleistungen des Basisfahrzeugs

Unter Annahme des Erreichens des Zieldrehmoments konnte dem Demonstrator an dieser Stelle eine vergleichbare Performance im Vergleich zum Basisfahrzeug attestiert werden.

3.2 Aufnahme Ist-Zustand Basisfahrzeug – Akustik (AP 1.9)

In diesem Arbeitspaket des Projektes wird mit dem Basis-Fahrzeug eine Vielzahl an Messungen durchgeführt. Die Messungen können grob in die Aufnahme ausgewählter Luft- und Körperschallcharakteristika, in die Aufnahme des Transferverhaltens hinsichtlich des Motorgeräuschs und in die Aufnahme des Lastwechselverhaltens aufgeteilt werden.

3.2.1 Ermittlung ausgewählter Luft- und Körperschallcharakteristika

Für die Beschreibung des Ist-Zustandes sowie für die Definition geeigneter Referenzwerte werden an ausgewählten Fahrzeugpositionen Luft- und Körperschallmessungen während unterschiedlicher Manöver durchgeführt.

Die Mikrofonpositionen zur Erfassung der Luftschallcharakteristika sind in Abb. 3-17 gezeigt.



Abb. 3-17: Positionen zur Erfassung des Luftschalls

Für die Bewertung des Innenraumgeräusches wird ein Kunstkopf verwendet, der eine binaurale, gehörrichtige Aufnahme ermöglicht. Das Motorgeräusch wird mittels zweier Mikrofone im Motorraum, eins am Motorlager und ein zweites am Luftfilterkasten, aufgenommen. Die Luftschallabstrahlung der Abgasanlage wird durch ein Mikrofon an der Mündung erfasst.

Neben den Mikrofonen werden auch Körperschallsensoren in Form von Beschleunigungsaufnehmern auf der aktiven und passiven Seite des Motor- und Getriebelagers sowie der Momentenstütze angebracht. Die gemessenen Beschleunigungen dienen einerseits zur Ermittlung der Motorlagereigenschaften und andererseits als Eingabedaten für die Validierung eines Transferpfadmodells, das im Rahmen des zweiten Arbeitspakets vorgestellt wird.

Als Manöver werden hauptsächlich Konstantfahrten sowie Drehzahlhochläufe bei Volllast gewählt. Dabei werden die Messungen auf der ika Teststrecke und bei höheren Geschwindigkeiten auf Schnellstraßen durchgeführt. Die Konstantfahrten erfolgen dabei in den fünf Vorwärtsgängen für Geschwindigkeiten von 30 bis 110 km/h (in 10-km/h-Schritten). Die Tabelle in Abb. 3-18 gibt einen Überblick über die Messungen.

Messung	Gang	Beschreibung
Konstantfahrt	2	30, 40, 50, 60, 70 km/h
Konstantfahrt	3	30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100, 110 km/h
Konstantfahrt	4	50, 60, 70, 80, 90, 100, 110 km/h
Konstantfahrt	5	60, 70, 80, 90, 100, 110 km/h
Volllastbeschleunigung	1, 2, 3, 4, 5	gesamte Drehzahlbereich

Abb. 3-18: Übersicht über die Messungen zur Erfassung der Luft- und Körperschall-Charakteristika

Die Drehzahlhochläufe werden realisiert, indem das Fahrpedal bei der Startdrehzahl vollständig betätigt und beim Erreichen der Zieldrehzahl (i. a. maximale Drehzahl des Motors) gelöst wird. Für die Konstantfahrten wird der Tempomat verwendet, um eine ausreichend hohe Reproduzierbarkeit zu gewährleisten. Des Weiteren wird bei einigen Konstantfahrten der Motor ausgeschaltet, um das Reifen-Fahrbahn-Geräusch im Innenraum aufzunehmen.

Zur Auswertung der Messdaten werden für die Konstantfahrten die gemessenen Schalldruckpegel gemittelt, so dass für jede Geschwindigkeit und jeden Gang ein Einzahlwert für den Schalldruckpegel vorliegt. Für die Hochläufe werden hingegen Ordnungsanalysen über der Drehzahl durchgeführt, da diese Analyseform sowohl die Identifikation der Motorordnungen mit dem größten Schalldruckpegel als auch die Identifikation von Resonanzen ermöglicht. In Abb. 3-19 sind exemplarisch die Ergebnisse der Konstantfahrten und eines Volllast-Drehzahlhochlaufs im zweiten Gang für das Innenraumgeräusch gezeigt.

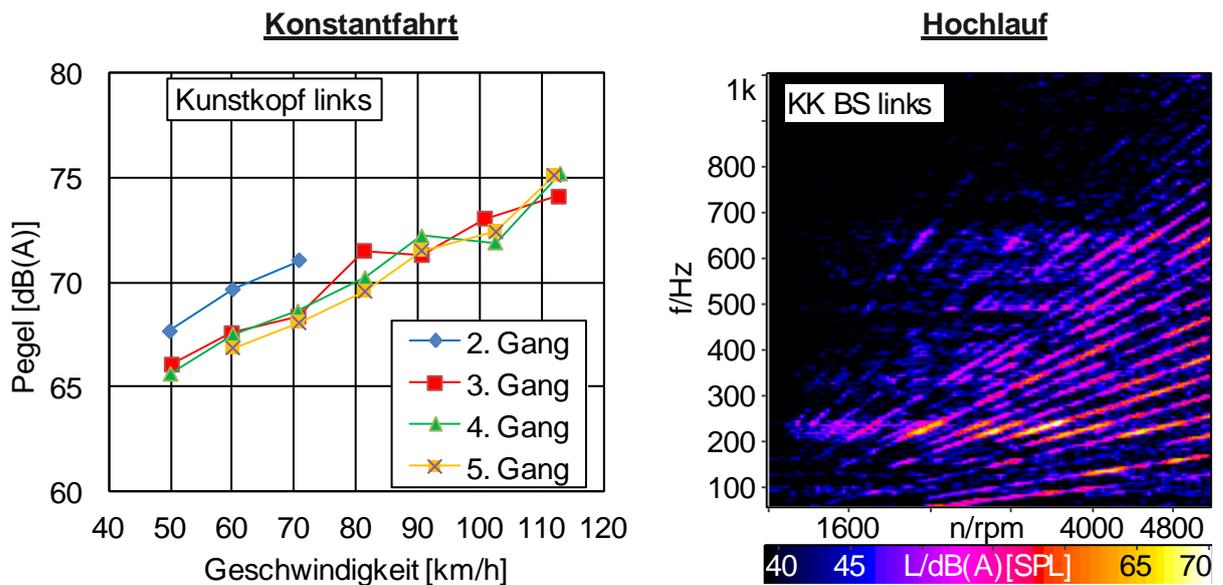


Abb. 3-19: Konstantfahrten und Vollast-Drehzahlhochlauf im zweiten Gang zur Aufnahme des Ist-Zustands

Die in Abb. 3-19 exemplarisch gezeigten Ergebnisse der Konstantfahrten und Drehzahlhochläufe stellen den Ist-Zustand eines Fahrzeugs im Kleinwagensegment hinsichtlich des NVH-Verhaltens dar. Daher sollen diese Ergebnisse als Zielwerte und Bewertungsgrundlage für die spätere Maßnahmendefinition und -ausarbeitung dienen. Es wird dabei beabsichtigt, dass das NVH-Verhalten des Demonstrator-Fahrzeugs das Niveau des hier vermessenen Basis-Fahrzeugs erreicht.

Die Ergebnisse der Rollgeräuschmessungen werden hingegen nicht als Zielwerte verwendet, da sie eine Fahrzeugeigenschaft beschreiben, die sich nicht durch die Modifikation des Antriebsstrangs ändert. Vielmehr dienen diese Daten als mögliche Eingangsdaten für weitere Untersuchungen.

3.2.2 Experimentelle Bestimmung des Transferverhaltens

In einem weiteren Arbeitsschritt soll das Transferverhalten des Fahrzeugs hinsichtlich des Motorgeräuschs aufgenommen werden. Mit diesen Daten wird im nächsten Arbeitspaket ein Transferpfadmodell aufgebaut und mit Hilfe der Betriebsdaten aus dem ersten Arbeitspaket validiert. Mit dem Transferpfadmodell (TPA-Modell) kann das Innenraumgeräusch in die einzelnen Körperschallanteile, bezogen auf die Schwingungseinleitungspunkte an der Karosserie, sowie die Luftschallanteile aufgeteilt werden, um kritische Transferpfade zu ermitteln. Des Weiteren besteht die Möglichkeit, mit dem Modell eine Transferpfadsynthese durchzuführen, bei der das Innengeräusch anhand von Betriebsdaten (z. B. aus Prüfstands-messungen mit dem neuen Antriebsaggregat) vorhergesagt werden kann.

Zur Aufnahme des Transferverhaltens müssen sogenannte Transferfunktionen experimentell ermittelt werden. Diese geben das Verhältnis von Anregungssignalen an der Quelle „j“ zu den Antwortsignalen an der Empfängerstelle „i“ an (Gl. 3-1).

$$H_{ij}(f) = \frac{B_i(f)}{A_j(f)} \quad \text{Gl. 3-1}$$

Dabei ist „ $B_i(f)$ “ das frequenzabhängige Antwortsignal des Empfängers, das durch die Anregung „ $A_j(f)$ “ über den Transferpfad „ij“ erzeugt wird. Für eine korrekte Beschreibung bzw. Analyse des Innenraumgeräuschs sind die in Abb. 3-20 beschriebenen Transferfunktionen erforderlich.

Anregung	Empfänger
Kraft an der passiven Seite der Motorlager	Kunstkopf im Innenraum
Kraft an der passiven Seite der Motorlager	Beschleunigungssensoren an den Motorlager
Luftschall an der Abgasmündung und im Motorraum	Kunstkopf im Innenraum

Abb. 3-20: Transferfunktionen für das Transferpfadmodell

Zunächst soll nur auf die Transferfunktionen eingegangen werden, die eine Kraftanregung beinhalten. Für deren Ermittlung wird die Karosserie-Struktur direkt neben den Lagern mit einem Impulshammer angeregt und die Antwort-Signale der Mikrofone, des Kunstkopfes und aller Beschleunigungsaufnehmer simultan aufgezeichnet. Anschließend werden aus den gewonnenen Daten die für das TPA-Modell erforderlichen Körperschalltransferfunktionen sowie Körperschall-Luftschalltransferfunktionen berechnet. In Abb. 3-21 ist beispielhaft eine berechnete Körperschall-Luftschalltransferfunktion und die dazugehörige Kohärenzfunktion gezeigt.

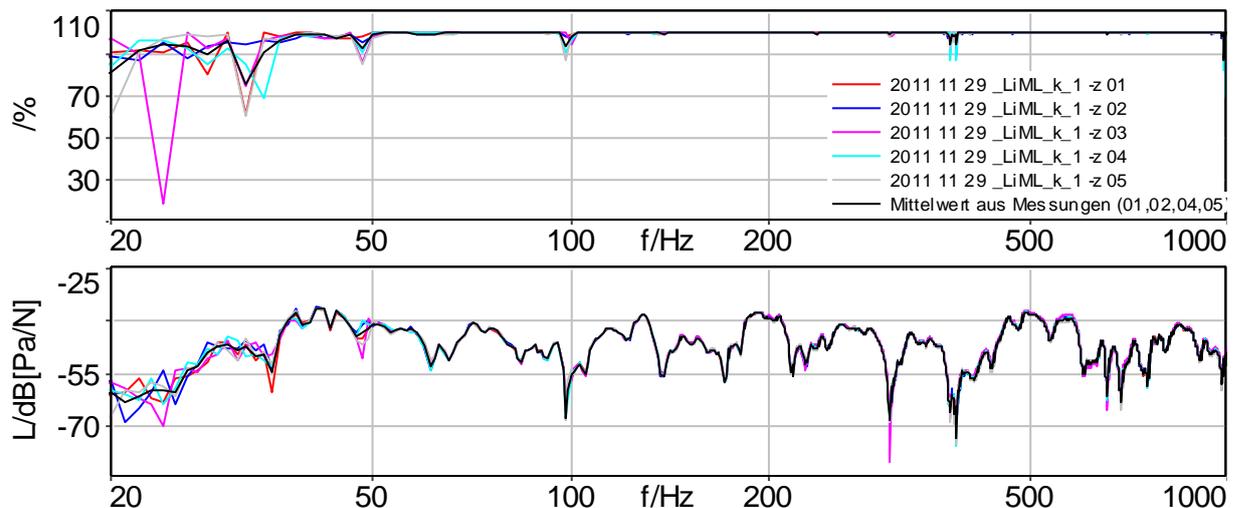


Abb. 3-21: Kohärenz und Reproduzierbarkeit einer Transferfunktion

Insgesamt sind in Abb. 3-21 zwei Diagramme erkennbar. Das obere Diagramm zeigt die Kohärenz des Anregungs- und Antwortsignals, die ein Maß für die Linearität und somit auch für die Qualität der Transferfunktion darstellt. Im unteren Diagramm ist die zugehörige Transferfunktion dargestellt. Insgesamt werden für jeden Transferpfad fünf Messungen durchgeführt, um eine ausreichende Reproduzierbarkeit zu gewährleisten.

Wie in den Diagrammen zu erkennen ist, sind die einzelnen Transferfunktionen reproduzierbar. Zudem deutet der Verlauf der Kohärenzfunktion auf eine gute Linearität hin. Die anderen Messungen zeigen eine ähnliche Tendenz, so dass die in diesem Arbeitsschritt ermittelten Transferfunktionen für den Aufbau eines TPA-Modells geeignet sind.

Neben dem Körperschall, der von den Motorlagern in die Karosserie eingeleitet wird, trägt auch der direkte Luftschalltransfer von der Abgasmündung sowie vom Motorraum zum Innenraumgeräusch bei. Zur Ermittlung der Luftschalltransferfunktionen (unterste Zeile in Abb. 3-20) wird ein sogenannter Dodekaeder, ein Lautsprecher mit kugelförmiger Abstrahlcharakteristik, an der Vorderachse und an der Abgasanlage platziert (Abb. 3-22).



Abb. 3-22: Ermittlung der Luftschalltransferfunktion mittels Dodekaeder

Mit dem Dodekaeder wird eine Luftschallanregung in Form von Frequenz-Hochläufen sowie Rauschen erzeugt. Gleichzeitig werden die Signale an den Mikrofonen (Abgasmündung, Motorraum und Kunstkopf) aufgenommen. Anschließend werden die Transferfunktionen von Abgasmündung und Motorraum zum Kunstkopf im Innenraum entsprechend der bereits vorgestellten Vorgehensweise ausgewertet und berechnet. Dabei stellt das Mikrofon-Signal an der Abgasmündung und im Motorraum abhängig von der Position des Dodekaeders die Anregung dar.

Nach Abschluss der Aufnahme des Transferverhaltens liegen alle erforderlichen Daten vor, um im zweiten Arbeitspaket das Transferpfadmodell aufzubauen und zu validieren.

3.2.3 Messung des Lastwechselverhaltens

Einen relevanten Komfortaspekt von Kraftfahrzeugen stellt das sogenannte Lastwechselverhalten dar. Der Antriebstrang eines Fahrzeugs stellt ein schwingungsfähiges System mit ei-

ner hohen Anzahl von Feder/Dämpfer- und Masselementen dar, das bei Lastwechseln angeregt wird. Abb. 3-23 zeigt ein entsprechendes Modell.

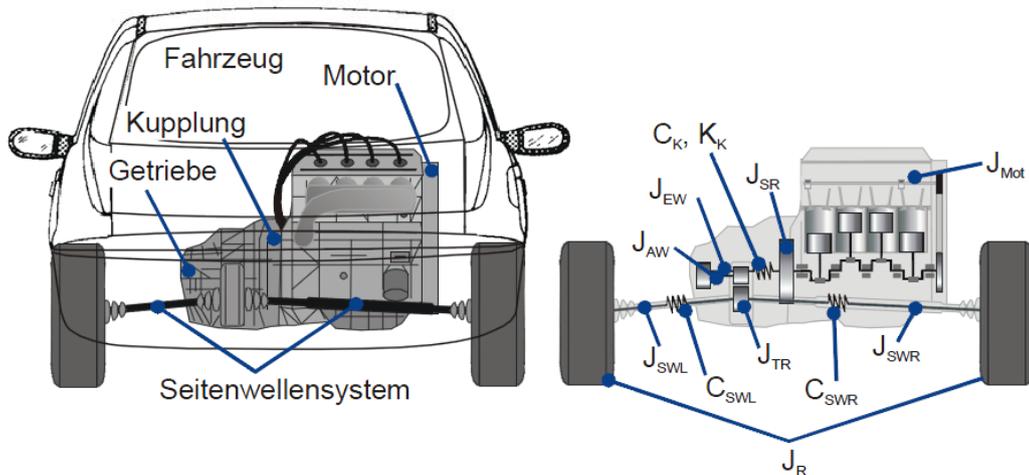


Abb. 3-23: Schwingungsersatzmodell des Antriebsstranges

Bei einem Lastwechsellvorgang mit hohem Drehmomentgradienten wird hauptsächlich die erste Eigenform des Antriebsstrangs angeregt. Diese Schwingung wird durch die Räder auf das Fahrzeug übertragen und äußert sich dort als niederfrequente Längsschwingung, deren Frequenzbereich je nach eingelegtem Gang zwischen 2 und 8 Hz liegt. Da der menschliche Körper in diesem Frequenzbereich besonders empfindlich reagiert [VDI00], beeinflusst diese Schwingung, auch Ruckelschwingung genannt, erheblich das Komfortempfinden der Fahrzeuginsassen. Insbesondere bei schlagartigen Änderungen des Lastzustandes von niedriger Teillast zu Volllast werden Ruckelschwingungen angeregt. Dies soll im Rahmen des Projekts detailliert untersucht werden, damit die Ruckelschwingungen des Demonstrator-Fahrzeugs trotz des neuen Downsizing-Motors ein klassenspezifisches Niveau erreichen. Zur Erfassung dieses Niveaus werden im ersten Schritt die Ruckelschwingungen des Basis-Fahrzeugs bei Tip-In-Manövern, die auf der Teststrecke des ika durchgeführt werden, aufgezeichnet.

Das Ruckelverhalten des Fahrzeugs wird im ersten und zweiten Gang untersucht, da sich in diesen beiden Gängen die Fahrzeuglängsschwingungen aufgrund hoher Amplituden besonders stark äußern. Beim Tip-In-Manöver wird ausgehend von einer Startdrehzahl nahe der Leerlaufdrehzahl das Gaspedal schlagartig voll betätigt. Während der Manöver wird die Längsbeschleunigung des Fahrzeugs mit Hilfe eines quasistatischen Beschleunigungssensors an der Sitzschiene aufgezeichnet (siehe Abb. 3-24).

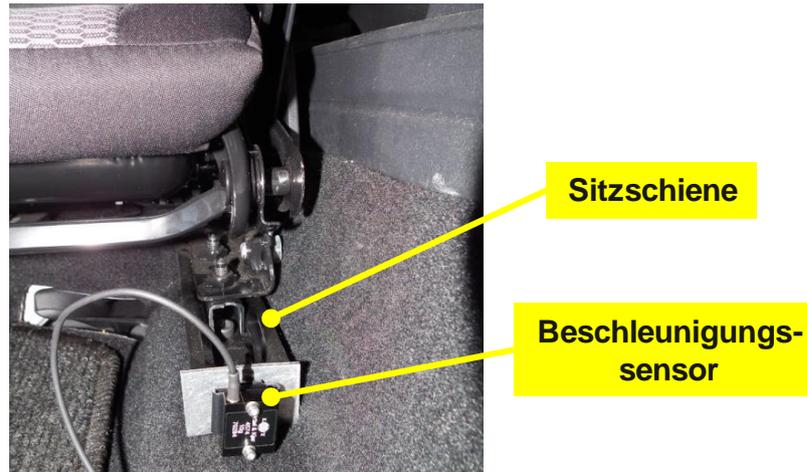


Abb. 3-24: Beschleunigungssensor Sitzschiene (Fahrzeuglängsbeschleunigung)

Zusätzlich werden das Motormoment, die Motordrehzahl und die Fahrzeuggeschwindigkeit zeitsynchron aus dem CAN-Bus ausgelesen. Somit kann die Reaktion des Fahrzeugs mit Zustandsgrößen (wie z. B. Motormoment) verglichen und in Bezug gesetzt werden. Die ermittelten Daten dienen einerseits als Bewertungsgrundlage für das Demonstrator-Fahrzeug und werden andererseits im nächsten Arbeitspaket als Eingangsdaten für ein Simulationsmodell und dessen Validierung verwendet.

Neben den beschriebenen Messungen werden auch noch Außengeräuschmessungen und Drehschwingungsmessungen im Antriebstrang durchgeführt. Da diese Messdaten im weiteren Projektverlauf jedoch keine Verwendung mehr finden, werden sie in diesem Kapitel nicht genauer erläutert (Detaillierte Erläuterungen zu diesen Tätigkeiten sind in den beiden Halbjahresberichten des ika aus dem Jahre 2011 und im ersten Halbjahresbericht des ika aus dem Jahre 2012 zu finden).

Insgesamt wird mit Hilfe der in diesem Arbeitspaket durchgeführten Tätigkeiten eine umfangreiche Datenbasis geschaffen, die für die Entwicklung von Maßnahmen zur Gewährleistung eines klassenspezifischen NVH-Verhaltens sowie für die Bewertung des späteren Demonstrator-Fahrzeugs genutzt wird.

3.3 Fahrzeugkonzept (AP 2.11)

Für einen effizienten Ablauf beim Aufbau des Demonstrators ist eine Planung der Umbauten bzw. zusätzlichen Einbauten essenziell. Daher wurde vorab ein Lastenheft erstellt, in dem das Gesamtfahrzeugkonzept und die damit verbundenen Umbaumaßnahmen am Basisfahrzeug detailliert beschrieben werden. Mit Hilfe des Lastenheftes sind dann Informationen zum Package (Einbaulagen), Zeitpunkt des Umbaus, benötigte Teile etc. abrufbar.

3.3.1 Meta CNG-Motor

Der von der Meta entwickelte CNG-Verbrennungsmotor mit 0,8 l Hubraum und Hubkolbenaufladung stellt den größten Eingriff in das bestehende Fahrzeug dar. Durch den Austausch des Antriebsaggregats soll eine wesentliche Verbrauchsreduzierung erreicht werden. Tiefergehende Informationen zum Motor können dem Abschlussbericht der Meta entnommen werden. Daher soll an dieser Stelle nicht weiter auf den Motor eingegangen werden [MET14b].

Um den zur Verfügung stehenden Bauraum optimal zu nutzen und den Anbau der weiteren Komponenten im Motorraum zu planen, wurde von der Meta ein Motorraumscan mit einem 3D-Scanner erstellt und in ein von Konstruktionsprogrammen lesbares Format überführt. Anschließend wurden gemeinschaftlich Motor, Anbauteile und weitere, zu verbauende Komponenten im Motorraum hinsichtlich einer möglichen Einbaulage positioniert. Beispielhaft ist der Motor mit angebautem iStars-System in den folgenden Abb. 3-25 und Abb. 3-26 dargestellt.

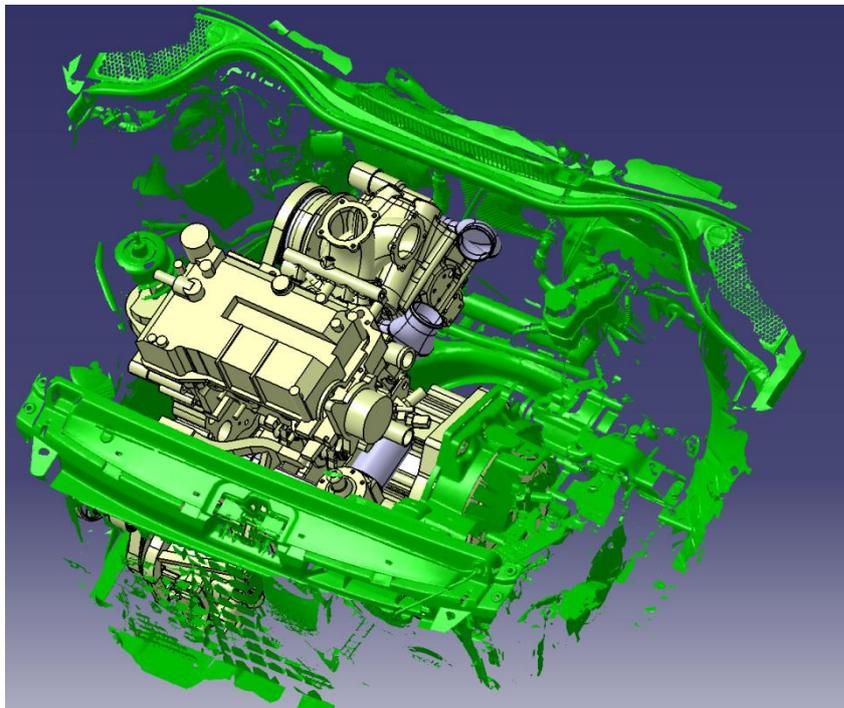


Abb. 3-25: Motorraum inkl. Motor (Draufsicht von vorne rechts) [MET14b]

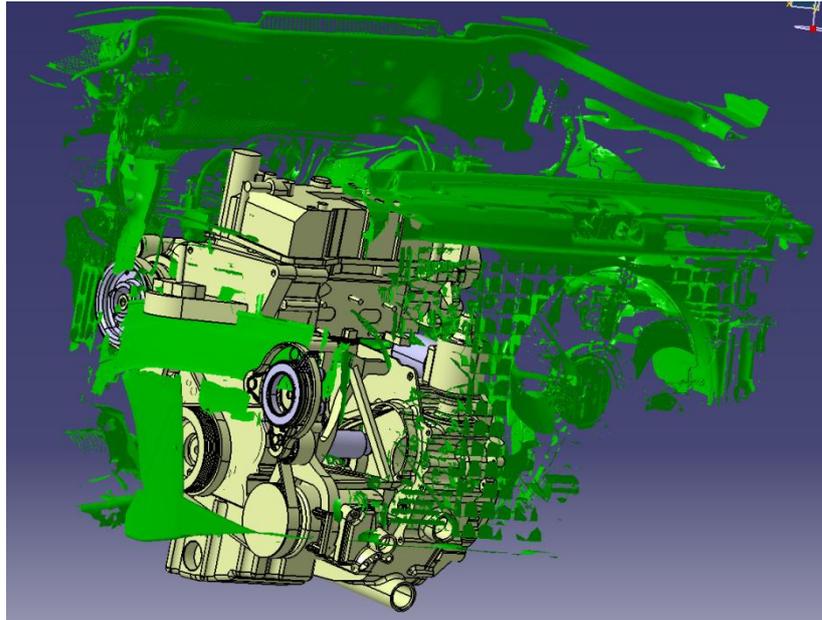


Abb. 3-26: Motorraum inkl. Motor und iStars (Draufsicht von vorne links) [MET14b]

Wie auf den Bildern erkennbar ist, überschneidet sich der Motor in der ersten Platzierung leicht mit den seitlichen Teilen des Motorraums. Eine Adaption der Halterungen der Motoraufhängung ermöglicht einen passenden Einbau. Die Auskonstruktion dieser Halterung wurde von der Meta durchgeführt [MET14b].

3.3.2 Erdgasspeichersystem

Für den Betrieb des Erdgasmotors ist der Einbau eines Erdgasspeichersystems obligatorisch. Damit ist die Integration eines Speichers Teil der Fahrzeugumrüstung. Zu diesem Zweck wurde gemeinsam mit der Meta eine umfassende Recherche zu geeigneten Speichersystemen durchgeführt. Erste simulative Abschätzungen des Erdgasverbrauchs haben aufgezeigt, dass ein Verbrauch von 2,4 – 2,5 kg/100km realistisch erscheint. Bei Bezug auf die im Projektantrag definierte Reichweite von ca. 500 km könnte diese Reichweite mit einer Tankspeicherkapazität von etwa 12 kg erreicht werden. Diese Kapazität entspricht in etwa einem komprimierten Gasvolumen von 70 – 75 l nach ECE-R 110 (Erdgashomologationsnorm). Packageuntersuchungen am Fahrzeug seitens der Meta ergaben mit dem Abgleich von am Markt erhältlichen Erdgas-Speichersystemen einen ausreichenden Platz für ein Compositesystem der Firma Stako, bestehend aus zwei Flaschen. Diese Flaschen haben ein Volumen von jeweils 33 l. Die Länge je Flasche beträgt 600 mm, der Durchmesser 331 mm. Somit könnte in Summe eine Erdgasmasse von ca. 10 – 11 kg gespeichert werden. Damit wäre eine Reichweite von 500 km in Verbindung mit einigen Zusatzmaßnahmen erreichbar. Für den Einbau des Systems müssten nur geringe Änderungen an der Kofferraumwanne und nichttragenden Karosserieteilen durchgeführt werden. Da das Tanksystem der Firma Stako am geplanten Projektmeilenstein nicht lieferbar war, wurde ein Ersatzsystem ausgewählt. Das Tanksystem der Firma Hexagon/Raufoss in Norwegen kommt dem ursprünglichen System im Bezug auf die Abmaße sehr nahe. Die ausgewählten Tanks werden auch in der aktu-

ellen Mercedes Benz B-Klasse in der NGT (Erdgas) Variante verbaut. Da der Hersteller einen Ausschließlichkeitsvertrag mit Mercedes-Benz unterzeichnet hat, war ein Direktkauf über den Hersteller nicht möglich. Das Tanksystem konnte jedoch über den Ersatzteilservice von Mercedes-Benz erworben werden.

Bei der Auswahl der Tanks wurde darauf geachtet, so genannte Typ-4-Zylinder zu verwenden. Diese zeichnen sich durch ein besonders geringes Gewicht aus, das durch die Verwendung von Kohlenstofffasermantel und Kunststoffkern erreicht wird. Im Hinblick auf eine Gewichtseinsparung stellt diese Entscheidung gleichzeitig die beste Option dar. Eine Übersicht über die verschiedenen Bauformen zeigt die Tabelle in Abb. 3-27.

Bauform	Aufbau	Gewicht [kg/l]	Kosten [€/l]
Typ 1	Vollstahlmantel	1,2 - 1,5	6 - 10
Typ 2	Stahlkomposit - Glasfaserwicklung mit Stahlkern	0,7 - 1,4	10 - 15
Typ 3	Vollkarbonmantel mit Aluminiumkern	0,3 - 0,4	20 - 25
Typ 4	Vollkarbonmantel mit Kunststoffkern	0,25 - 0,35	20 - 25

Abb. 3-27: Übersicht verschiedener Erdgastankbauformen [HEX11]

Die Abmessungen der Tanks sind der folgenden Abb. 3-28 zu entnehmen, wobei zwei Tanks mit 28,9 l Verwendung finden.



Abb. 3-28: Erdgastanks der Firma Hexagon (Typ 4) – technische Daten [HEX11]

Durch den zusätzlichen Ausbau des Kraftstofftanks inkl. Pumpe und Leitungen können ca. weitere 12 kg eingespart werden. Das Gewicht des neuen Speichersystems wird auf

ca. 30 kg inkl. Peripherie abgeschätzt. Nach aktuellem Stand werden zwei 28,9-l-Zylinder im Unterboden verbaut. Damit wird ein Gesamtvolumen erreicht, das bei Normbetankung an einer Erdgastankstelle eine Kraftstoffmasse von ca. 8 kg CNG nach ECE-R 110 (Erdgas-homologationsnorm) entspricht. Damit wäre eine Reichweite in der Größenordnung von 300 – 400 km in Ergänzung mit den weiteren Zusatzmaßnahmen rechnerisch erreichbar.

Der vorgesehene Bauraum im Fahrzeug ist in Abb. 3-29 orangefarben dargestellt. Dabei sind zwei Maße in Querrichtung angegeben, einmal 630 mm für den Einbau zwischen Auspuff-Endtopf und rechtem Federbein, und ca. 850 mm zwischen beiden Federbeinen. Die Einbaulänge beträgt maximal ca. 700 mm.



Abb. 3-29: Geplante Einbaulage des Gasspeichersystems im Fahrzeug

Grundsätzlich ist das Tanksystem frei in der Größe skalierbar. Eine Erweiterung des Tankvolumens könnte jederzeit durch die Erweiterung um mehrere Tanks z.B. im Kofferraum durchgeführt werden, so dass sich Reichweiten auch über 500 km erzielen ließen. Für eine Serienanwendung wäre aber eine Integration in den Unterboden durch Veränderung weiterer Komponenten, z. B. des Abgastraktes, sinnvoll. Das Tankkonzept als Kompromiss aus Reichweite und Integrierbarkeit wurde in einem gesonderten Meeting aller Projektpartner beschlossen und als zielführend betrachtet.

3.3.3 Start-Stopp-System mit Energierückgewinnung

In Zusammenarbeit zwischen ika, fka und Meta wurden parallel zum Aufbau des Verbrennungsmotors geprüft, welches Start-Stopp System im Demonstrator eingesetzt werden kann. Ausgewählt wurde ein System der Firma Valeo, das riemenbasiert arbeitet. Dieses System bietet den Vorteil, dass es anstelle des herkömmlichen Generators (Lichtmaschine) eingesetzt werden kann und nur geringfügig mehr Platz benötigt. Da für den von der Meta entwickelten Motor noch kein Anlassersystem ausgewählt wurde, kann diese Funktion ebenfalls von dem Starter-Generator übernommen werden. Das System bietet neben einem bauartbedingten Effizienzvorteil zusätzliches Einsparpotential mit einer entsprechenden Betriebsstra-

ategie für die Bremsenergieerückgewinnung. Darüber hinaus lässt sich der Motor-(wieder-)start akustisch deutlich komfortabler gestalten. Als Nachteil erweist sich die höhere Belastung im Riementrieb des Verbrennungsmotors. Dieser kann mit entsprechender Integration eines geeigneten Riemenspanners entgegen gewirkt werden und das Maß auf ein für den Riementrieb unkritisches Niveau gesenkt werden und wird im nachfolgenden Kapitel behandelt. Die Abb. 3-30 zeigt das Stars-System von Valeo im Funktionsschema (links) und in Komponentendarstellung (rechts).

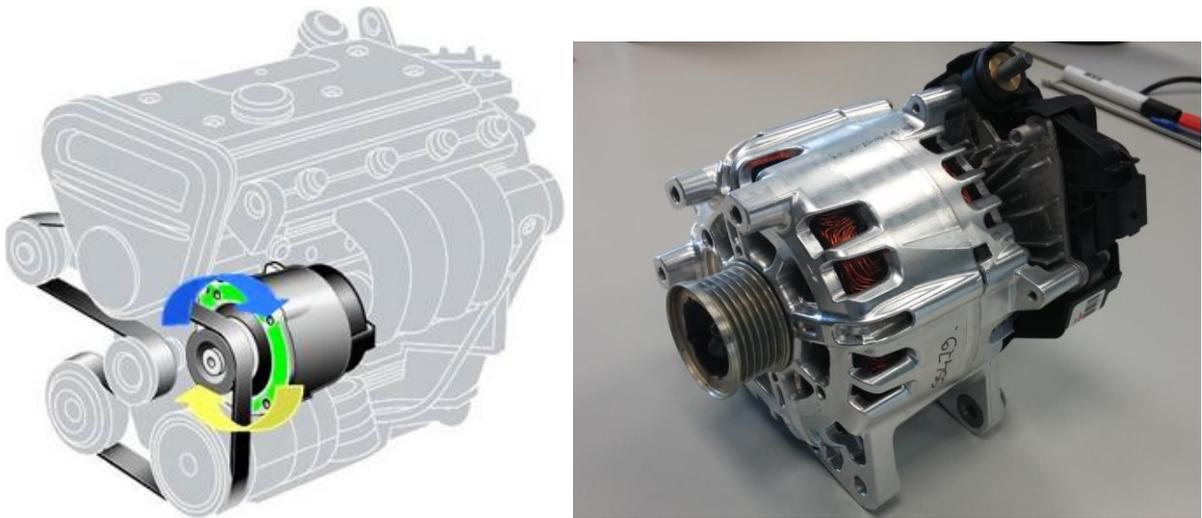


Abb. 3-30: Valeo Stars System Schema und Produktfoto [VAL12]

Das Prinzip des Motorwiederstarts und die Wirkweise im Riementrieb ist in Abb. 3-31 erläutert.

Das Startergeneratorsystem ermöglicht neben der Start-Stopp-Funktion auch eine effiziente Regelung der Ladestrategie der Batterie. Als Umsetzungsziel wurde im Lastenheft eine Ausnutzung sämtlicher kinetischer Energie in Brems- und Motorschubphasen sowie eine kennfeldabhängige und batterieladestandsabhängige Regelung im Fahrbetrieb vorgesehen. Im Falle der Fahrzeugverzögerung bei nicht getretenem Gaspedal durch die Motorbremse und ggf. der mechanischen Reibbremse wird der maximal mögliche Ladestrom eingestellt. Dazu ist vom Motor keine Mehrarbeit notwendig. Im Fahrbetrieb wird der Batteriestrom auf Null geregelt, so dass der Batterie keine Ladung entnommen wird. Im Falle einer vollgeladenen Batterie oder in Phasen starker Beschleunigung wird nicht nachgeladen, da hier der Mehrverbrauch überproportional zunimmt.

Abb. 3-31 verdeutlicht beispielhaft die Wirkweise des gesamten Systems bei Start-Stopp, Nachladen im Fahrbetrieb und Rekuperation von Bremsenergie.

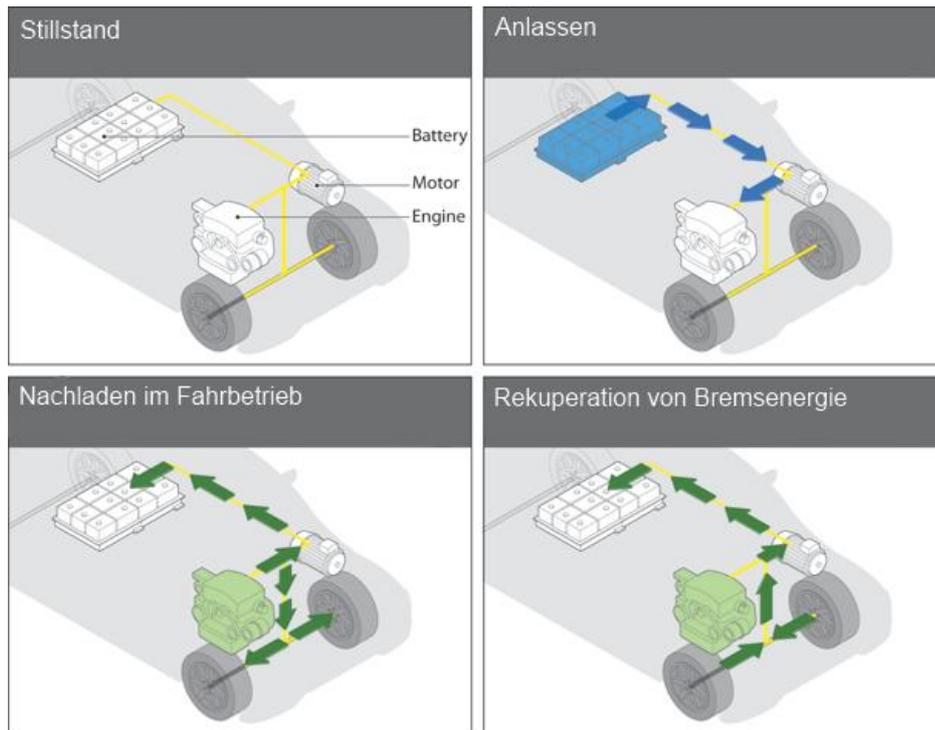


Abb. 3-31: Funktionen des Starter-Generators von Valeo (Schema) [HYB12]

3.3.4 Anpassungen am Riementrieb

Die Integration des Startergenerators erfordert Änderungen am Riementrieb aufgrund der zweiseitigen Belastungen durch Generator und Starterbetrieb. Hierdurch wird ein zweiseitig agierendes Vorspannsystem notwendig. Durch Empfehlung von Valeo wurde die Firma Mubea kontaktiert und ein passives Spannsystem für diesen Anwendungsfall identifiziert. Um dieses im Riementrieb integrieren zu können wurde zunächst die geometrische Lage der Komponenten im Riementrieb ermittelt. Zusätzlich war es erforderlich, die Kennwerte für maximale Drehmomente und Drehzahlen im Generatorbetrieb (Verbrennungsmotor treibt Generator an) und Anlassbetrieb (Generator startet den Verbrennungsmotor) zu bestimmen. Zur Ermittlung der Einbaulage wurde ebenfalls eine Konstruktionszeichnung des exportierten Riementriebs angefertigt und mit Mubea diskutiert. Der exportierte Riementrieb ist in nachfolgender Abb. 3-32 dargestellt.

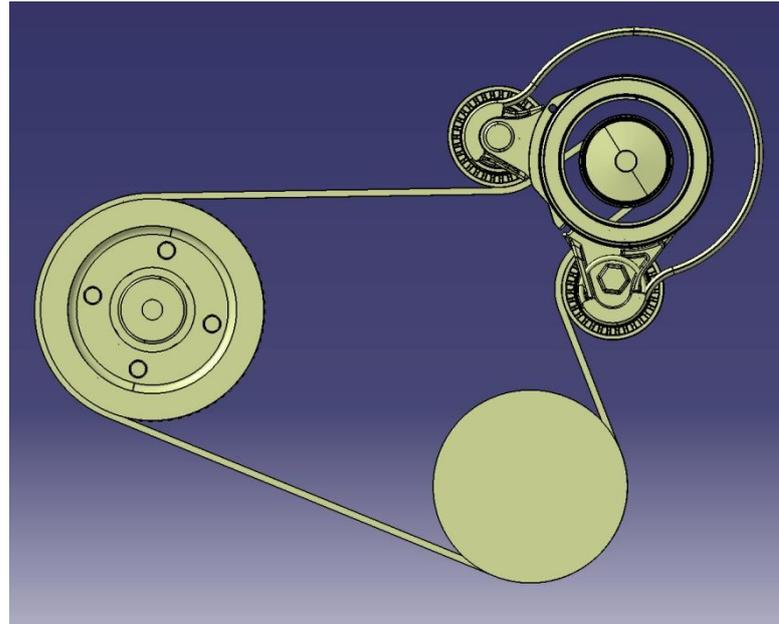


Abb. 3-32: Riementrieb (iStars mit Spannsystem (o.r.), Kurbelwelle (I) und Klimakompressor)

Zur Betrachtung der Riemenkräfte wurde von Mubea eine Berechnung der Lastfälle durchgeführt. Die Ergebnisse der Lastbetrachtung sind in Abb. 3-33 dargestellt.

Mubea Statische
engineering for mobility **Riementriebsberechnung**

Kunde: RWTH Aachen
Projekt: RWTH Aachen
Projekt Nr.:

Ersteller: schultemi
Datum: 9.11.2012
Index:

Trieblayout

Riemenspanner
Federrate 400,00N/mm²

Pos.	PM	Zuschl.	Bez. Länge [mm]	Diff. Winkel [°]	Moment [Nm]
Montage	PM3	- 10	1061,00	90	34,69
geom. Toleranz Agg.	PM2	- 5	1071,00	81,65	31,34
min. Riemen	PM1	- 4	1076,00	77,81	29,81
Position Nominal	PN	+ 0	1080,00	74,88	28,64
max. Riemen	PE1	+ 4	1084,00	72,04	27,50
Dehnung, Alterung	PE2	+ 1,0065	1091,10	67,24	25,58
geom. Toleranz Agg.	PE3	+ 7	1098,10	62,74	23,78
Endanschlag	PE4	+ 10	1108,10	56,63	21,33

Pos	Delta 1 [°]	Delta 2 [°]	Motorhor. 1 [°]	Motorhor. 2 [°]	Trunkraft 1 [N]	Trunkkraft 2 [N]	Kraftwinkel 1 [°]	Kraftwinkel 2 [°]
PM3	-6,64	8,49	249,44	339,44	539,61	539,61	111,59	111,59
PM2	-2,96	3,80	253,11	334,76	430,58	430,59	108,34	108,35
PM1	-1,29	1,65	254,79	332,60	388,96	388,96	106,85	106,85
PN	0,00	0,00	256,07	330,95	360,00	360,00	105,71	105,72
PE1	1,23	-1,60	257,31	329,35	334,15	334,15	104,62	104,62
PE2	3,33	-4,31	259,40	326,64	294,37	294,37	102,76	102,76
PE3	5,29	-6,86	261,36	324,10	261,11	261,11	101,03	101,03
PE4	7,95	-10,31	264,02	320,65	221,17	221,16	98,70	98,71

Nr.	Name	X [mm]	Z [mm]	EP [mm]	dw [mm]	da [mm]	db [mm]	Ums [°]	lu [mm]	lt [mm]	Über- setzung
1	KW	-15,13	-20,13	127,69	129,30	-	126,70	162,20	180,74	226,76	1,00
2	RSP1	-183,5	113,10	-	62,40	60,00	-	65,86	34,48	192,18	2,07
3	Gen	-250,0	150,00	49,85	51,70	-	49,10	202,41	88,05	50,21	2,50
4	RSP2	-269,2	76,23	-	62,40	60,00	-	65,86	34,49	50,22	2,07
5	Klima	-240,0	-50,00	114,99	116,60	-	114,00	127,11	127,55	93,40	1,11
	Fußpunkt	-250,0	150,00	-	-	-	-	-	-	-	-

Riemenbestelllänge 1080,00 mm Riemen -

Kommentar:

Erstellt mit MubeaRie v2.0.08 Datei Layoutauslegung RWTH Aach

Abb. 3-33: Riementriebsauslegung für Spannsystem DAT1 von Mubea [MUB10]

Als Ergebnis konnte festgehalten werden, dass der DAT1-Spanner der Firma Mubea aus der Vorserienentwicklung für den Einbau in den Demonstrator ohne Anpassungen übernommen werden kann. Durch eine Feinabstimmung der Spannfedern können die Riemenvorspannkraften, und damit auch die Reibverluste, zu einem späteren Zeitpunkt angepasst werden.

3.3.5 Kühlwasser-Wärmespeichersystem

Mit Hilfe des Kühlwasser-Wärmespeichersystems ist es möglich, die durch den Verbrennungsmotor in das Kühlwasser abgegebene Wärme durch ein Abzweigventil in einen Wärmespeicher zu leiten. Dort kann das Kühlmedium über einen Zeitraum von mehreren Tagen warm gehalten werden. Das System erfordert lediglich einen kleinen Eingriff in den Kühlkreislauf und ein um ca. 7 l vergrößertes Volumen des Fluids. Nach einem Start mit kaltem Kühlmedium (Kaltstart) wird das Fluid, nachdem eine definierte Kühlwassertemperatur erreicht ist und der Motor abgestellt wird, durch eine integrierte Pumpe in den Speicher geleitet. Messungen mit einem verbauten System, das in einem Versuchsträger auf Golf-Basis, der im Rahmen eines vom Bundesumweltamt geförderten Projektes entwickelt wurde [ESP07], haben gezeigt, dass bei einem Kaltstart nach ca. 24 Stunden noch eine Kühlwassertemperatur von ca. 73 °C zur Verfügung steht. Erfahrungen mit diesem System bestätigen den positiven Einfluss beim nachfolgenden Kaltstart. Vorteile des Systems sind ein schnellerer Motorwarmlauf, und somit eine Reduzierung der inneren Reibung und des Kraftstoffverbrauches. Berücksichtigt werden muss jedoch auch das durch erhöhte Kühlmitteltemperatur verfrühte Aufwärmen des Motorblocks im Hinblick auf sich ändernde Emissionen von Abgaspartikeln. Dieser Umstand muss über die Motorsteuerung durch entsprechende Applikation abgefangen werden. Das Funktionsschema des Kühlwasser-Wärmespeichersystems ist in Abb. 3-34 dargestellt.



Abb. 3-34: Schema des Wärmespeichers [MOT12]

Die Abb. 3-35 verdeutlicht den Schaltplan des Wärmespeichersystems im Kühlkreislauf des Fahrzeugs.

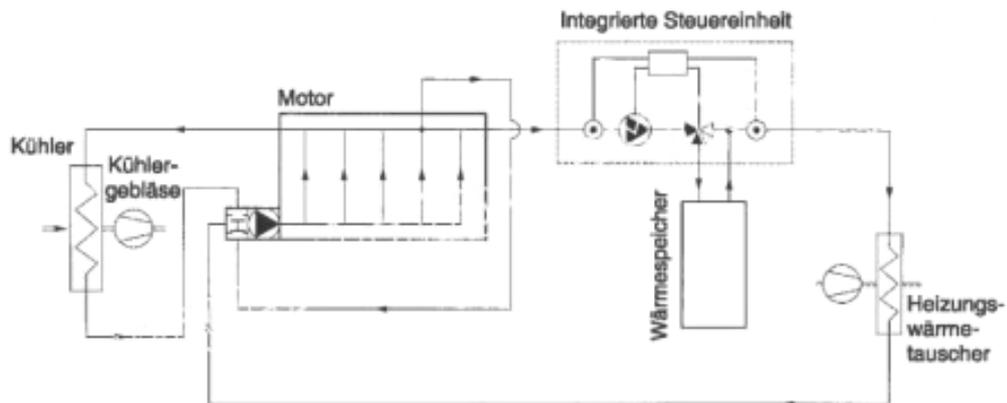


Abb. 3-35: Schaltplan Wärmespeichersystem [MOT12]

Die Integration des Systems in den Motorraum des VW Polo wurde beim Packagekonzept für den Erdgasmotor mit berücksichtigt. Prinzipiell ist die Einbauposition des Wärmespeichers frei wählbar, wurde jedoch aufgrund der Schlauchlängen und der damit entstehenden Wärmeverluste in der Nähe des Verbrennungsmotors gewählt. Das Mehrgewicht des Systems inkl. der zusätzlich benötigten Menge an Kühlmittel beträgt ca. 11 kg.

Die nutzbare Wärmeenergiemenge kann über einen thermodynamischen Ansatz ermittelt werden. Demnach ist die Wärmeenergie, die gespeichert werden kann, abhängig vom verwendeten Fluid, hier ein Wasser-Glykol-Gemisch, das die spezifische Wärmekapazität c_p und die Masse m besitzt. Die dann nutzbare Wärmeenergiemenge ist von der Temperaturdifferenz des Mediums zum abzugebenden Medium im Wärmetauscher abhängig.

Die möglichen Einsparungen durch die Verwendung des Wärmespeichers sind simulativ im NEFZ zu ca. 1,2 – 2,2 % bestimmt worden, wie dem fka-Abschlussbericht [FKA14b] entnommen werden kann.

3.3.6 Anpassung der Getriebeübersetzung(en)

Durch den Austausch des Verbrennungsmotors ändert sich auch die grundlegende Charakteristik hinsichtlich der Leistungsentfaltung, also der Abgabe von Drehmoment über der Drehzahl. Der Erdgasmotor weist eine deutlich höhere Maximaldrehzahl mit einem ausgeprägten Drehmomentplateau auf, wenngleich das maximale Drehmoment geringer ausfällt. Die Maximalleistung steigt im Vergleich zum Basisfahrzeug von 55 kW auf ca. 66 kW. Auch das spezifische Verbrauchskennfeld weist wesentliche charakteristische Veränderungen auf, so dass eine Anpassung der Getriebeübersetzung(en) sinnvoll ist. Eine optimale Anpassung des Getriebes berücksichtigt bestimmte Randbedingungen, die im Folgenden näher erläutert werden. Ferner ist der Austausch von einzelnen Zahnradpaarungen im Getriebe nur mit auf dem Markt erhältlichen Komponenten durchführbar. Eine Neukonstruktion war im Projekt nicht vorgesehen. Entsprechende Radsätze sind im Ersatzteilehandel von Volkswagen oder bei einigen Tuningfirmen, die recherchiert wurden, erhältlich. Mit Hilfe der von der fka durch-

geführten Simulationen wurde untersucht, ob verfügbare Radsätze den Kraftstoffverbrauch verbessern können und ob diese Verbesserungen den Zielvorgaben des Projektes genügen.

Das Motorkennfeld eines Vergleichs-Ottomotors ist in Abb. 3-36 rechts dargestellt. Im linken Teil ist der Erdgasmotor mitsamt der Maßnahmen zur Wirkungsgradverbesserung dargestellt. Auf der vertikalen Achse ist das Motormoment und auf der horizontalen Achse die Motordrehzahl aufgetragen. An der Beschriftung auf der rechten Seite lassen sich die Werte für die eingezeichneten Linien konstanter Leistung ablesen.

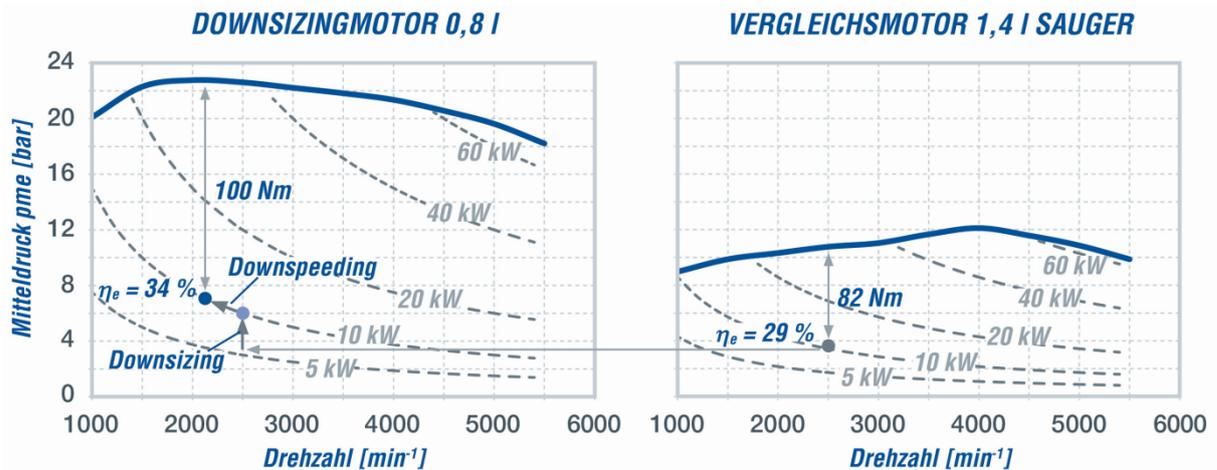


Abb. 3-36: Downsizing und Downspeeding durch Anpassung der Getriebeübersetzungen

Die Effizienz eines Verbrennungsmotors wird größer, je kleiner der spezifische Kraftstoffverbrauch ist. Bei einer geforderten Leistung lässt sich theoretisch der Betriebspunkt entlang der Linie konstanter Leistung verschieben und so der optimale Verbrauch für diesen Fall ablesen. Die Verschiebung geht mit einer entsprechenden Drehzahl- und Drehmomentänderung einher.

Die Übersetzungsänderung kann entweder durch eine Anpassung des Getriebes oder des Differenzials realisiert werden. Der höchste Gang, d. h. der Gang mit der niedrigsten Übersetzung i_{\min} , wird – bei 5-Gang-Getrieben häufig auf die erreichbare Höchstgeschwindigkeit v_{\max} ausgelegt.

Für den kleinsten Gang, d. h. den mit der größten Übersetzung i_{\max} , können zwei Parameter zur Wahl herangezogen werden. Entweder entscheidet das gewünschte Anfahrmoment, welches z. B. die maximale Beschleunigungs- oder Steigfähigkeit festlegt, oder die minimal umsetzbare Geschwindigkeit über die Auslegung. Für die Zwischengänge des Getriebes muss der Stufensprung, der das Verhältnis der Übersetzungen vom kleineren zum größeren Gang beschreibt, das Stabilitätskriterium nach Gl. 2-3 erfüllen. Demnach muss ein Gangwechsel im Punkt des maximalen Moments $n_{M,\max}$ in den nächst niedrigeren Gang möglich sein, ohne dass dabei die zulässige Motordrehzahl n_{zul} überschritten wird.

$$n_{M,\max,z} \leq n_{zul,z-1}$$

Gl. 2-3

mit:

$n_{M,max,z}$: Drehzahl bei maximalem Motormoment im Gang z

$n_{zul,z-1}$: Zulässige Motordrehzahl im nächst niedrigeren Gang z-1

In PKWs wird eine progressive Getriebeauslegung gewählt, da üblicherweise die kleineren Gänge seltener genutzt werden, ausreichend Überschussleistung zur Verfügung steht und aus Komfortgründen die Anzahl der Gänge z geringgehalten werden soll. Diese progressive Auslegung weist eine mit zunehmendem Gang abnehmende Drehzahldifferenz auf. Die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen den einzelnen benachbarten Gangstufen bleibt hingegen annähernd konstant. Dadurch lässt sich eine niedrige Ganganzahl realisieren.

Die Formeln für die progressive Auslegung sind in den folgenden Gleichungen, Gl. 2-4 bis Gl. 2-6, aufgeführt. [ECK11]

$$\alpha_G = \alpha_{G1} \cdot \alpha_{G2}^n \quad \text{Gl. 2-4}$$

$$i_x = i_z \cdot \alpha_{G1}^{z-x} \cdot \alpha_{G2}^{0,5 \cdot (z-x)(z-x-1)} \quad \text{Gl. 2-5}$$

$$\alpha_{G,ges} = \frac{i_1}{i_z} = \alpha_{G1}^{(z-1)} \cdot \alpha_{G2}^{0,5 \cdot (z-1)(z-2)} \quad \text{Gl. 2-6}$$

mit:

α_G : Stufensprung

α_{G1} : konstanter Progressionsfaktor

α_{G2} : Progressionsfaktor; $\alpha_{G1} = \text{konstant} > 1$, $n = 0, 1, 2, 3, \dots, (z-2)$

i : Übersetzung

z : Anzahl der Gänge

x : aktuell betrachteter Gang; $x = 1, 2, 3, \dots, z$

$\alpha_{G,ges}$: Gesamtstufensprung

Die unter Berücksichtigung der oben angegebenen Gesetzmäßigkeiten durchgeführten Simulationen der fka führten zum Ergebnis, dass eine Getriebeanpassung mit dem von der Meta zur Verfügung gestellten gemessenen Motorkennfeld hinsichtlich einer Optimierung des Kraftstoffverbrauchs für Einzelradgangpaarungen nicht sinnvoll ist. Eine Möglichkeit ist der Austausch der Achsübersetzung im Differential. Nach Abwägen des Kosten-Nutzwertes wurde jedoch von einem Austausch abgesehen.

Die Auswertung der simulativen Betrachtung für die Achsübersetzung ist in Abb. 3-37 dargestellt.

	i = 3,389 (Basis)	i = 3,389 (Demonstrator)	i = 3,944 (Dem.)
0 - 100 km/h	13,9 s	16,6 s	17,5 s
60 - 100 km/h (5. Gang)	-	19,8 s	20,3 s
80 - 120 km/h (5. Gang)	17,0 s	18,9 s	17,8 s

Abb. 3-37: Simulierte Fahrleistungen mit angepasster Achsübersetzung

Aufgrund der nur geringen Unterschiede der Fahrleistungen ist auf den Austausch der Achsgetriebeübersetzung nach Beratung mit den Projektpartnern verzichtet worden.

3.3.7 Reduzierung der Fahrwiderstände

Bei der Ausarbeitung des Gesamtfahrzeugkonzepts standen Maßnahmen zur Reduktion der Fahrwiderstände ebenfalls im Fokus des Projektes. Zur Bewertung der Sinnhaftigkeit wurde ein Kosten-/Nutzenfaktor ermittelt und die jeweilige Maßnahme entsprechend bewertet. Da der Umbau des Motors bereits eine Gewichtersparnis von ca. 20 % (bezogen auf den Motor mit Anbauteilen) mit sich bringt, kann durch weitere begleitende Maßnahmen weiteres Gewicht eingespart werden, was zu einer günstigeren Einstufung in eine niedrigere Schwungmassenklasse führt.

Weiterhin wurden Optionen zur Verringerung der Luft- und Rollwiderstände, soweit sinnvoll, diskutiert. Die Potentiale sind im Folgenden dargestellt. Der genaue Einfluss auf den Verbrauch im Demonstrator kann ergänzend dem fka-Bericht [FKA] entnommen werden.

Gewichtsreduktion

Da drei der vier auftretenden Fahrwiderstandsanteile gewichtbehaftet sind, kann durch Verringerung der Fahrzeugmasse ein positiver Effekt auf den Kraftstoffverbrauch erzielt werden. Dabei ist jedoch zu beachten, dass den Gewichtseinsparungen Grenzen gesetzt sind. Die Kosten einer Gewichtsreduktion sind mitunter enorm. Die drei gewichtsrelevanten Anteile des Fahrwiderstandes sind

$$\text{Rollwiderstand} \quad F_R = f_R \cdot (m_{Fzg} + m_{Zul}) \cdot g \cdot \cos(\alpha_{St}) \quad \text{Gl. 2-8}$$

$$\text{Steigungswiderstand} \quad F_{St} = (m_{Fzg} + m_{Zul}) \cdot g \cdot \sin(\alpha_{St}) \quad \text{Gl. 2-9}$$

$$\text{Beschleunigungswiderstand} \quad F_a = (e_i \cdot m_{Fzg} + m_{Zul}) \cdot a \quad \text{Gl. 2-10}$$

mit:

f_R : Rollwiderstandsbeiwert

m_{Fzg} : Fahrzeugleermasse

m_{Zul} : Zuladungsmasse

g : Erdbeschleunigung

α_{St} : Steigungswinkel

e_i : Massenfaktor im Getriebegang i
 a : Beschleunigung

Durch den veränderten Motor mit einer Gewichtseinsparung von ca. 20 % (bezogen auf den Motor mit Anbauteilen) ist jedoch ein Sekundäreinfluss bzgl. der Gewichtseinsparung gegeben.

Im Rahmen von Recherchen zur weiteren Gewichtsreduzierung am Fahrzeug wurden diverse Komponenten ermittelt, deren Austausch durch gewichtsoptimierte Bauteile sinnvoll sein kann. Da aufgrund des hohen Aufwandes keine Karosserieänderungen vorgesehen sind, wurde der Austausch von Interieurteilen stärker untersucht. Der Einsatz von Karbon als Leichtbauwerkstoff wurde für den Austausch von Klappenteilen (Türe, Heckklappe, Motorhaube) aus Kostengründen ebenfalls nicht vorgesehen.

Das Gesamtgewicht eines Rades (Reifen 185/60 R15 85H auf Felge 5,5 x 15) liegt mit 16,15 kg trotz Leichtbau-Aluminiumfelge (Eigengewicht 7,95 kg) in einem hohen Bereich für diese Raddimension. Ein Austausch der Felge gegen eine Leichtbaufelge der Firma Rays Engineering Eco mit Reifen Michelin Energy Saver Plus in der Größe 175/60 R 15 würde eine Gewichtseinsparnis von 4,47 kg pro Rad erzielen und den Rollwiderstandsbeiwert senken (Werte wurden am ika-Reifenprüfstand ermittelt). Dadurch ließen sich also insgesamt ca. 18 kg an Gewicht der ungefederten Massen einsparen. Diese Gewichtseinsparung ginge zusätzlich mit einem verbesserten Komfort einher, da die Senkung des Gewichts ungefederter Massen in geringeren dynamischen Radlastschwankungen beim Fahren resultiert [ECK11]. Leider wurden nach mehrmaligem Anfragen zur Lieferbarkeit aus Japan nach Deutschland keine verbindlichen Zusagen seitens des Lieferanten gemacht. Schlussendlich war die Felge bis zum Projektende nicht lieferbar und konnte daher nicht eingesetzt werden.

Alle weiteren Aufwände der angestrebten Gewichtseinsparungen stellten sich als unwirtschaftlich und auch für die Beibehaltung des Fahrzeugkomforts nicht geeignet heraus. Die damit festgelegte Gewichtseinsparung der vorgesehenen Umbaumaßnahmen ist in Abb. 3-38 bilanziert.

Komponente	Basisfahrzeug	Demonstrator	Gewichtseinsparung
Motor	VW 1,2l R3 TDI - 55kW	Meta 0,88l R2 CNG - 66kW	ca. - 40 kg
Schwingungsdämpfer	VW 2-Massenschwungrad	Meta CRE-System	ca. + 15 kg
Tank	42l - Kunststoff-Dieseltank	58l - CNG-Drucktanks	ca. -12 kg
Wärmespeicher	-	Ritter Wärmespeicher Typ B	ca. + 11 kg
Anlasser	Bosch-System (Stopp-Start)	Integration in Generator (s.u)	ca. -3 kg
Generator	Bosch, 140A	Valeo iStars	ca. + 2 kg
Getriebe	manuell, 5-Gang	Anpassung der Übersetzungen	0 kg
Achsübersetzung	mechanisches Diff.	Anpassung der Gesamtübersetzung	0 kg

Abb. 3-38: Umbaumaßnahmen und entsprechender Gewichtseinfluss

Insgesamt ergibt sich eine Gewichtseinsparung von ca. 27 kg. Damit würde das Fahrzeugprüfgewicht von 1163 kg auf unter 1136 kg sinken, so dass die Einstufung in eine günstigere

Schwungmassenklasse nicht möglich ist. Durch die Einstufung würde das Schwungmassengewicht beim NEFZ-Zyklus um 110 kg verringert, wodurch die Beschleunigungsleistungen begünstigt würden. Dies führt unmittelbar zu einem besseren Kraftstoffverbrauch. Nachstehend sind die relevanten Einstufungen der Schwungmassen bezogen auf die Prüf- bzw. Bezugsmasse in Abb. 3-39 dargestellt.

Bezugsmasse (kg)	Aquivalente Schwungmasse [kg]
$965 < BZ \leq 1080$	1020
$1080 < BZ \leq 1190$	1130
$1190 < BZ \leq 1305$	1250
$1305 < BZ \leq 1420$	1360

Abb. 3-39: Relevante Schwungmassenklassen im NEFZ

Das Fahrzeug wird nach Umbau weiterhin der Schwungmassenklasse 1130 kg zugerechnet.

Aerodynamik

Aerodynamische Maßnahmen zielen bei der Reduktion des Luftwiderstands F_L , Gl. 2-11, vor allem auf die Absenkung des Widerstandsbeiwerts „ c_w “ ab, während die Querspannt- bzw. Stirnfläche A ohne aufwändige Karosserieänderungen nur marginal bis nicht veränderbar ist.

$$F_L = c_w \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v_{Fzg} + v_W)^2 \quad \text{Gl. 2-11}$$

mit:

- c_w : Luftwiderstandsbeiwert
- A : Querspanntfläche des Fahrzeugs
- ρ_L : Dichte der Luft
- v_{Fzg} : Fahrzeuggeschwindigkeit
- v_W : Windgeschwindigkeit

Der quadratische Einfluss der Geschwindigkeit auf den Kraftstoffverbrauch ist in Abb. 3-40 illustriert. Dargestellt sind die Anteile des Roll- und Luftwiderstands während einer Konstantfahrt in der Ebene über der jeweiligen Geschwindigkeit; Beschleunigungs- und Steigungswiderstand entfallen.

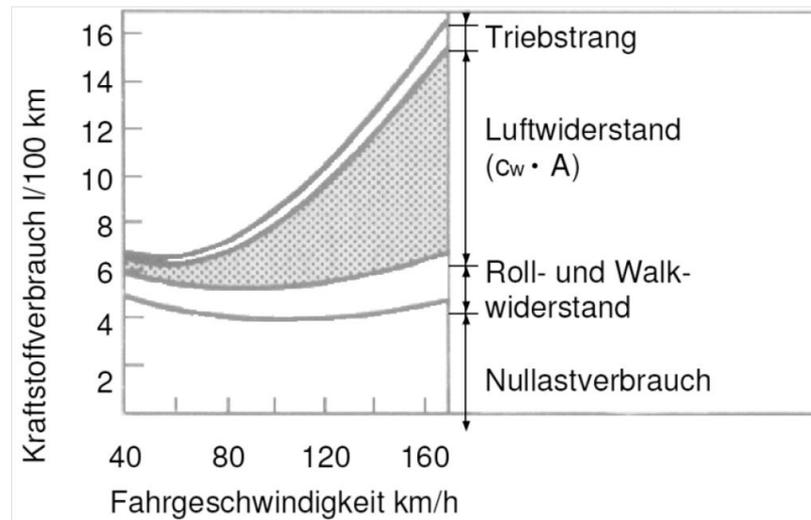


Abb. 3-40: Einfluss der Fahrwiderstände bei Konstantfahrt in der Ebene auf den Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit [GIE09]

Gegenwärtig erreichen aerodynamisch optimierte PKW einen Luftwiderstandsbeiwert von $c_w = 0,26$. Der VW Polo V Bluemotion liegt bei $0,307$. Die Grenze des für PKW Möglichen wird in der Nähe von $c_w \approx 0,15$ vermutet. [HUC11]

Der c_w -Wert kann durch unterschiedliche Komponenten, Maßnahmen und Zustände positiv oder negativ beeinflusst werden. Diese sind beispielhaft in Abb. 3-41 aufgelistet.

Einfluss von	Δc_w [%]
Niveau-Absenkung um 30 mm	ca. -5
Glatte Radkappen	-1 bis -3
Breitreifen	+2 bis +4
Außenliegende Scheiben	ca. -1
Abdichtung von Spalten	-2 bis -5
Bodenverkleidung	-1 bis -7
Klappscheinwerfer	+3 bis +10
Außenspiegel	+2 bis +5
Durchströmung von Kühler und Motorraum	+4 bis +14
Bremsenkühlung	+2 bis +5
Innenraumbelüftung	ca. +1
Geöffnete Fenster	ca. +5
Geöffnetes Schiebedach	ca. +2
Surfbrett-Dachtransport	ca. +40

Abb. 3-41: Einfluss von Komponenten, Maßnahmen und Zuständen auf den c_w -Wert [GIE09]

Das Basisfahrzeug ist serienmäßig mit einem geschlossenen Lufteinlass ausgestattet. Zusätzlich ist der Unterboden verkleidet und akustisch optimiert. In diesen Bereichen lässt sich

keine Verbesserung mehr erzielen. Die Abdeckung der Räder ist aus Sicht der Sicherheit (Luftkühlung der Bremse) und der eingeplanten Ersatzfelgen nicht durchführbar. Demnach sind weitere Verbesserungen des Luftwiderstandsbeiwertes nur schwer realisierbar und wurden nicht weiter betrachtet. Da der Einfluss jedoch auch quadratisch mit der Fahrgeschwindigkeit einhergeht und der NEFZ nur eine geringe mittlere (ca. 32,7 km/h) bzw. nur kurze Phasen erhöhter Fahrgeschwindigkeiten (bis 120 km/h) aufweist, sind die zu erwartenden Einflüsse ebenfalls klein, siehe auch Kapitel 2.

3.4 Akustik-Simulation (AP 2.8)

In diesem Arbeitspaket werden auf Basis der im ersten Arbeitspaket gewonnenen Daten Simulationsmodelle aufgebaut, mit denen das NVH-Verhalten des Demonstrator-Fahrzeugs frühzeitig abgeschätzt werden kann. Die Parametrierung der Simulationsmodelle wird zusätzlich durch Messungen auf Komponentenprüfständen unterstützt. Mit Hilfe der Modelle werden Parametervariationen bzw. Sensitivitätsanalysen durchgeführt. Ziel dieser Untersuchungen ist die Definition bzw. Auswahl von geeigneten Maßnahmen, damit das NVH-Verhalten des Demonstrator-Fahrzeugs das gleiche Niveau wie das des Basis-Fahrzeugs aufweist und somit das Downsizing-Konzept von den Kunden akzeptiert wird.

Die Tätigkeiten in diesem Arbeitspaket können in drei Teilbereiche aufgeteilt werden. Im ersten Teilbereich werden für das Demonstrator-Fahrzeug unterschiedliche Motorlagerkonfigurationen hinsichtlich des Innenraumgeräuschs, der Betriebsschwingungen sowie der Eigenfrequenzen des Motor-Getriebe-Verbundes bewertet. Im zweiten Teilbereich werden unterschiedliche Abgasanlagenkonzepte durch Variation der Schalldämpferanzahl, der Position im Abgastrakt sowie der Dämpfungsprinzipien definiert. Die vorgestellten Konzepte werden zunächst auf einem Motorenprüfstand hinsichtlich des Mündungsgeräuschs bewertet. Anschließend wird ein Simulationsmodell aufgebaut, mit dem das weitere Verbesserungspotenzial der einzelnen Konfigurationen aufgezeigt werden soll. Das Modell wird anhand der Motorenprüfstandsmessungen sowie anhand eines eigens aufgebauten Prüfstands zur Ermittlung der Einfügedämpfung der Schalldämpfer validiert. Im dritten Teilbereich wird ein Mehrkörper-System-Modell des gesamten Demonstrator-Fahrzeugs aufgebaut, das die Simulation der Längsdynamik und der Ruckelschwingungen ermöglicht. Mit diesem Modell werden unterschiedliche Drehmomentcharakteristika des neuen Antriebsaggregats während eines Tip-In-Manövers hinsichtlich des Ruckelverhaltens bewertet. Im Folgenden sollen die Arbeiten in den einzelnen Teilbereichen detaillierter vorgestellt werden.

3.4.1 Motorlagerungskonzepte

Ein Großteil der Geräuschübertragung vom Motor in den Fahrzeuginnenraum erfolgt in Form von Körperschall über die Motoranbindungspunkte – insbesondere im niedrigen Frequenzbereich. Das neue Antriebsaggregat des Downsizing-Konzepts weist ein verändertes Schwingungsverhalten in Bezug auf die Frequenzlage und die Schwingungsamplitude auf. Aufgrund der Zylinderreduzierung erfolgt die Hauptschwingungsanregung durch die ungleichförmige Drehmomentabgabe des Verbrennungsmotors mit der ersten Motorordnung (MO) und ist

somit tieffrequenter als bei dem Serienaggregat (1.5 MO). Aus diesem Grund werden zwei unterschiedliche Motorlagerungsvarianten für das Demonstrator-Fahrzeug in Hinblick auf die Geräuschübertragung und das Schwingungsverhalten des Motor-Getriebe-Verbunds bewertet. Die Variante, die im Vergleich die besten Eigenschaften aufweist, soll im Demonstrator-Fahrzeug appliziert werden, um die gesetzten Ziele zu erreichen.

Bei beiden Lagerungsvarianten wird das bestehende Lagerungskonzept des Basisfahrzeugs, das drei Lager vorsieht, aus Packagegründen für das neue Antriebsaggregat übernommen. Diese sogenannte TRA-Lagerung (Torque-Roll-Axis) findet häufig Anwendung bei Fahrzeugen mit quer eingebauten Verbrennungsmotoren sowie Frontantrieb und sieht jeweils ein Motor- und Getriebelager zur Aufnahme der Gewichtskraft des Motor-Getriebeverbundes (MGV) vor. Ein weiteres Lager (Pendelstütze) dient zur Abstützung des Antriebsmomentes. Durch die Übernahme des bestehenden Konzepts werden die Anbindungspunkte von MGV und Karosserie beibehalten und das Getriebe bleibt in seiner ursprünglichen Position. Dies bietet den Vorteil, dass das Getriebelager und die Seitenwellen übernommen werden können. Da das Drehmoment und die Gesamtgetriebeübersetzungen (in den unteren Gängen) dem Basis-Fahrzeug ähneln, wird auch die Pendelstütze beibehalten. Lediglich das rechte Motorlager wird variiert. Bei der ersten Variante wird das Motorlager des Basis-Fahrzeugs verwendet. Die zweite Variante weist hingegen ein Lager auf, das bereits auf die geänderte Anregung durch den Zweizylinder-Motor abgestimmt ist und somit eine bessere Isolierung bei tiefen Frequenzen verspricht.

Die Bewertung der Lagerungsvarianten erfolgt simulationsgestützt mit Hilfe des Transferpfadmodells sowie mit einem Mehrkörpersystemmodell. Dies wird im Folgenden genauer beschrieben.

3.4.1.1 Aufbau und Validierung des Transferpfadmodells

Für die Bewertung der Lagerungsvarianten hinsichtlich des Innenraumgeräuschs wird das Transferpfadmodell verwendet. Nach dessen Aufbau und Validierung werden Betriebsdaten vom neuen Zweizylinder-Motor sowie von den beiden Lagerungsvarianten eingelesen und deren Einfluss auf das Innenraumgeräusch prognostiziert und bewertet. Im Folgenden soll zunächst der Aufbau und die Validierung des Modells beschrieben werden.

Zur Vorhersage des Innenraumgeräuschs werden die Betriebskräfte, die über die Motorlager in die Karosserie eingeleitet werden, sowie die Betriebsschalldrücke an der Abgasmündung und im Motorraum mit den entsprechenden Transferfunktionen multipliziert und anschließend addiert (Gl. 3-2):

$$P_K(f) = \sum_{j=1}^n H_{Kj}(f) \cdot F_j(f) + \sum_{l=1}^s H_{Ll}(f) \cdot P_l(f) \quad \text{Gl. 3-2}$$

In Gl. 3-2 ist „ P_K “ der Schalldruck am Kunstkopf im Fahrzeuginnenraum, „ H_{Kj} “ die Transferfunktion vom Lagerungspunkt j des MGV zum Kunstkopf, „ F_j “ die zugehörige Betriebskraft,

„ H_U “ die Luftschall-Transferfunktion von Abgasmündung bzw. Motorraum zum Kunstkopf und „ P_i “ der zugehörige Betriebsschalldruck.

Da sich die Messung der Betriebskräfte an den Lagerungspunkten als sehr schwierig erweist, wird das Transferpfadmodell mit Hilfe der sog. Inertanzmatrix-Methode aufgebaut, bei der die Betriebskräfte mit Hilfe der Betriebsbeschleunigungen an den passiven Seiten der Motorlager über Invertieren einer Inertanzmatrix abgeschätzt werden. Die für den Aufbau der Matrix erforderlichen Inertanzen sind bereits bei der Aufnahme des Transferverhaltens ermittelt worden und stellen das Verhältnis von Beschleunigungsantwort zu anregender Kraft dar. Die Berechnung der Kraft mit Hilfe der Inertanzmatrix ist in Gl. 3-3 gezeigt

$$\begin{bmatrix} F_1(f) \\ F_2(f) \\ \vdots \\ F_n(f) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{1,1}(f) & I_{1,2}(f) & \cdots & I_{1,n}(f) \\ I_{2,1}(f) & I_{2,2}(f) & \cdots & I_{2,n}(f) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ I_{m,1}(f) & I_{m,2}(f) & \cdots & I_{m,n}(f) \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} a_1(f) \\ a_2(f) \\ \vdots \\ a_m(f) \end{bmatrix} \quad \text{Gl. 3-3}$$

Dabei ist „ n “ die Anzahl der Punkte, an denen die Struktur mit dem Impulshammer angeregt wird bzw. die Anzahl der Transferfunktionen von den Lagerungspunkten des MGV zum Kunstkopf und „ m “ die Anzahl der Beschleunigungsaufnehmer. Zur Berechnung der Betriebskräfte „ F “ wird schließlich die invertierte Inertanzmatrix mit den Betriebsbeschleunigungen „ a “ multipliziert.

In Abb. 3-42 ist abschließend noch einmal eine schematische Darstellung des aufgebauten Transferpfadmodell gezeigt.

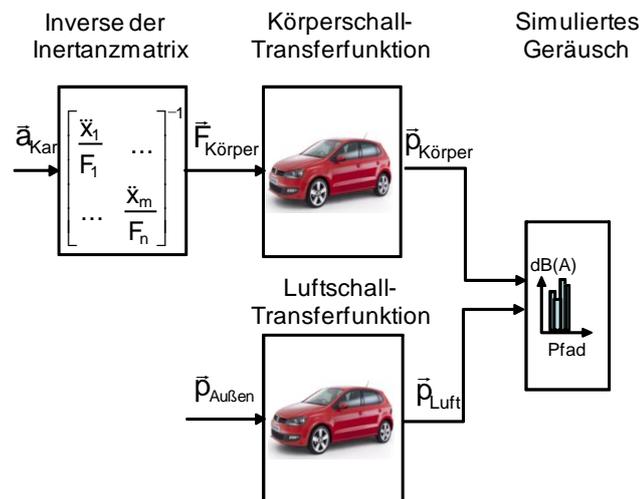


Abb. 3-42: Aufgebautes Transferpfadmodell

Bevor das Transferpfadmodell für eine Bewertung der beiden Motorlagerungsvarianten verwendet werden kann, muss es validiert werden. Hierzu werden die Betriebsdaten, die im ersten Arbeitspaket des Projektes während der Drehzahl-Hochläufe und der Konstantfahrten im Basis-Fahrzeug aufgenommen worden sind, in das Transferpfadmodell eingegeben und

das Innenraumgeräusch simuliert. Anschließend werden die berechneten Ergebnisse mit den gemessenen Schalldrücken im Innenraum verglichen. Der Vergleich ist in Abb. 3-43 für eine Konstantfahrt gezeigt.

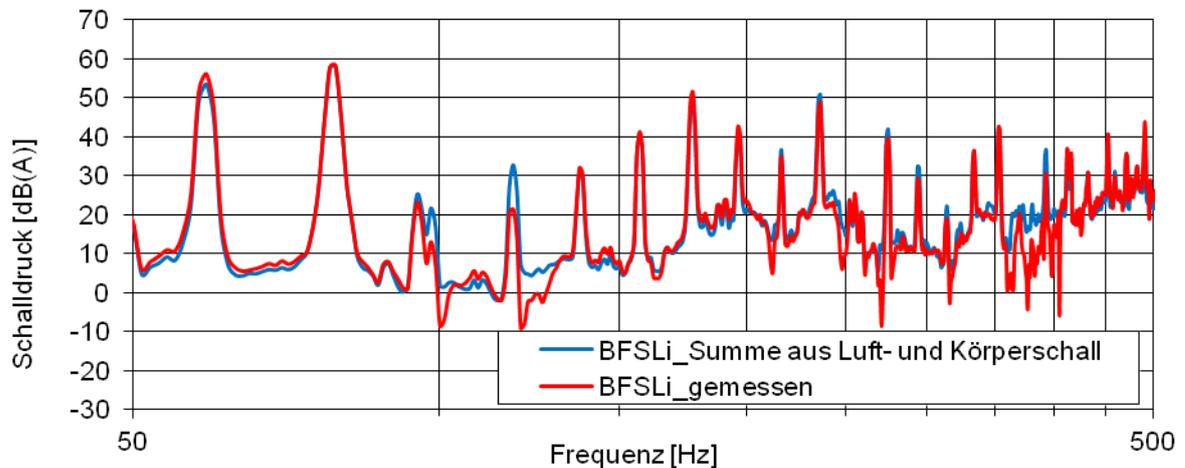


Abb. 3-43: Validierung des Transferpfadmodells

Wie in Abb. 3-43 zu erkennen ist, gibt es nur geringe Abweichungen zwischen den Verläufen des berechneten und des gemessenen Schalldrucks im Fahrzeuginnenraum. Die größten Unterschiede treten für die Frequenzen von ca. 98 Hz und 118 Hz auf. Dies ist auf die zu starke Gewichtung einzelner Geräuschübertragungspfade durch das Modell zurückzuführen. Da die Amplituden dieser beiden Frequenzen 20 bis 30 dB(A) geringer ausfallen als die Amplituden der dominierenden Frequenzen, haben die Abweichungen nur einen geringen Einfluss auf den Gesamtpegel. Die sehr gute Übereinstimmung zwischen gemessenen und berechneten Innenraumgeräusch ist auf die Auswahl des Manövers zurückzuführen. Für die Validierung werden gezielt Manöver gewählt, bei denen die anderen Geräuschquellen - wie z. B. Wind- und Rollgeräusche – gegenüber dem Motorgeräusch möglichst gering ausfallen. Dies ist im Rahmen des Vorhabens zielführend, da mit Hilfe des Modells der Einfluss des geänderten Antriebsaggregates bewertet und vorhergesagt werden soll.

Das Transferpfadmodell ist somit in Bezug auf die Schallübertragung der Motorengeräusche in den Fahrzeuginnenraum validiert. Im weiteren Vorgehen werden die Betriebsdaten des Zweizylinder-Motors, die auf einem Motorenprüfstand der Meta Motoren- und Energie-Technik GmbH gemessen werden, in das Modell eingefügt und die beiden Lagerungsvarianten hinsichtlich des Innenraumgeräuschs bewertet.

3.4.1.2 Bewertung der Geräuschübertragung in den Fahrzeuginnenraum

Da die Maßnahmen zur Gewährleistung eines akzeptablen NVH-Verhaltens in der frühen Entwicklungsphase ausgearbeitet werden sollen, ist es nicht möglich, die erforderlichen Betriebsdaten des neuen Antriebsaggregats und der Lagerungsvarianten im Fahrzeug zu er-

mitteln. Daher werden diese Daten auf einem Motorenprüfstand beim Projektpartner Meta Motoren- und Energie-Technik GmbH ermittelt.

Auf dem Prüfstand wird der Körperschall auf der passiven Seite der Lagerungen des MGV mit Beschleunigungssensoren messtechnisch erfasst. Dabei werden die Variante mit dem Motorlager des Basisfahrzeugs (im Folgenden als „Basislager“ bezeichnet) sowie die Variante mit dem Motorlager, das auf die Anregung eines Zweizylinder-Motors abgestimmt ist (im Folgenden als „Zweizylinderlager“ bezeichnet), getrennt voneinander vermessen. Die Beschleunigungen werden anschließend in das Transferpfadmodell eingegeben und basierend auf den Inertanzen des Fahrzeugs ein Innenraumgeräusch simuliert.

Für die Bewertung bzw. Auswahl eines geeigneten Lagers werden die Geräuschanteile am Kunstkopf links (KKL) des rechten Motorlagers am Innenraumgeräusch berechnet und danach die Differenz zwischen den Innenraumgeräuschanteilen der beiden Lagerungsvarianten gebildet, vgl. Abb. 3-44.

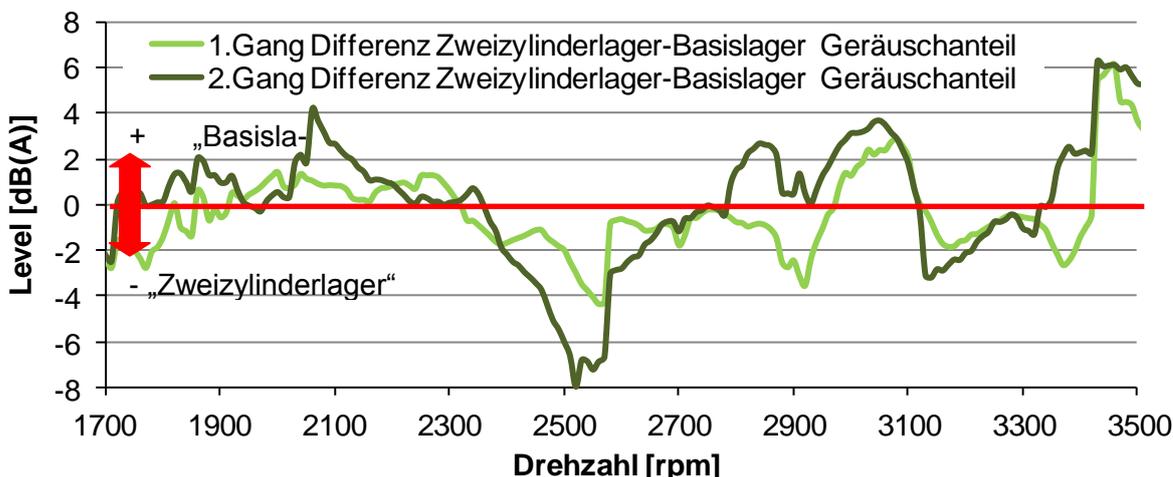


Abb. 3-44: Differenz der Innenraumgeräuschanteile (linke Seite) zw. den Lagerungsvarianten im ersten und zweiten Gang

Für Werte größer als Null ist das „Basislager“ zu bevorzugen, da hier der Geräuschanteil im Innenraum im Vergleich zum „Zweizylinderlager“ geringer ist. Es ist zu erkennen, dass bis ca. 2300 min^{-1} das „Basislager“ weniger durchlässig und somit besser geeignet ist. Ab 2300 bis 2700 min^{-1} ist das berechnete Innenraumgeräusch bei dieser Lagervariante größer. Für Drehzahlen oberhalb von 2700 min^{-1} ist tendenziell der Geräuscheintrag in den Fahrzeuginnenraum bei Verwendung des „Basislagers“ wieder geringer. Der Flächeninhalt zwischen der Kurve und der Nulllinie bei Differenzierung zwischen positiven und negativen Kurvenwerten ist in Abb. 3-45 dargestellt. Dadurch ergibt sich ein Einzahlwert zur Auswahl eines geeigneten Lagers. Im ersten Gang ergibt sich ein insgesamt negativer Flächeninhalt von ca. $-528 \text{ dB(A)} \cdot \text{rpm}$, hier ist demnach das „Zweizylinderlager“ zu bevorzugen. Dagegen ergibt sich im zweiten Gang ein positiver Flächeninhalt von ca. $594 \text{ dB(A)} \cdot \text{rpm}$, d. h. das „Basislager“ wäre auszuwählen.

Pfade	Gesamtfläche 1. Gang [dB(a)*rpm]	Zweizylinderlager vs. Basislager	Gesamtfläche 2. Gang [dB(a)*rpm]	Zweizylinderlager vs. Basislager
nur ReML	-528	Zweizylinderlager	594	Basislager
alle Pfade	756	Basislager	2103	Basislager

Abb. 3-45: Flächeninhalte aus der Differenzierung

Werden bei der Berechnung des Fahrzeuginnengeräusches die Pfade aller Lager des MGV berücksichtigt, liefert die Flächenbetrachtung das Ergebnis, dass in beiden Gängen das „Basislager“ zu bevorzugen ist. Da diese Betrachtung der realen Situation im Fahrzeug entspricht, ist im Hinblick auf die Übertragung des Motorengeräusches diese Lagervariante zu bevorzugen.

3.4.1.3 Bewertung des Schwingungsverhaltens des Motor-Getriebe-Verbunds

Im nächsten Schritt wird ein Mehrkörpersystem-Modell des Motor-Getriebe-Verbundes (MGV) aufgebaut, mit dem die Verformungen der Lager im Betrieb sowie die Eigenfrequenzen des MGV berechnet werden können. Mit Hilfe dieses Modells sollen die beiden Lagerungsvarianten hinsichtlich des Schwingungsverhaltens des MGV bewertet werden.

In Abb. 3-46 ist der Aufbau des Mehr-Körper-System-Modells schematisch dargestellt.

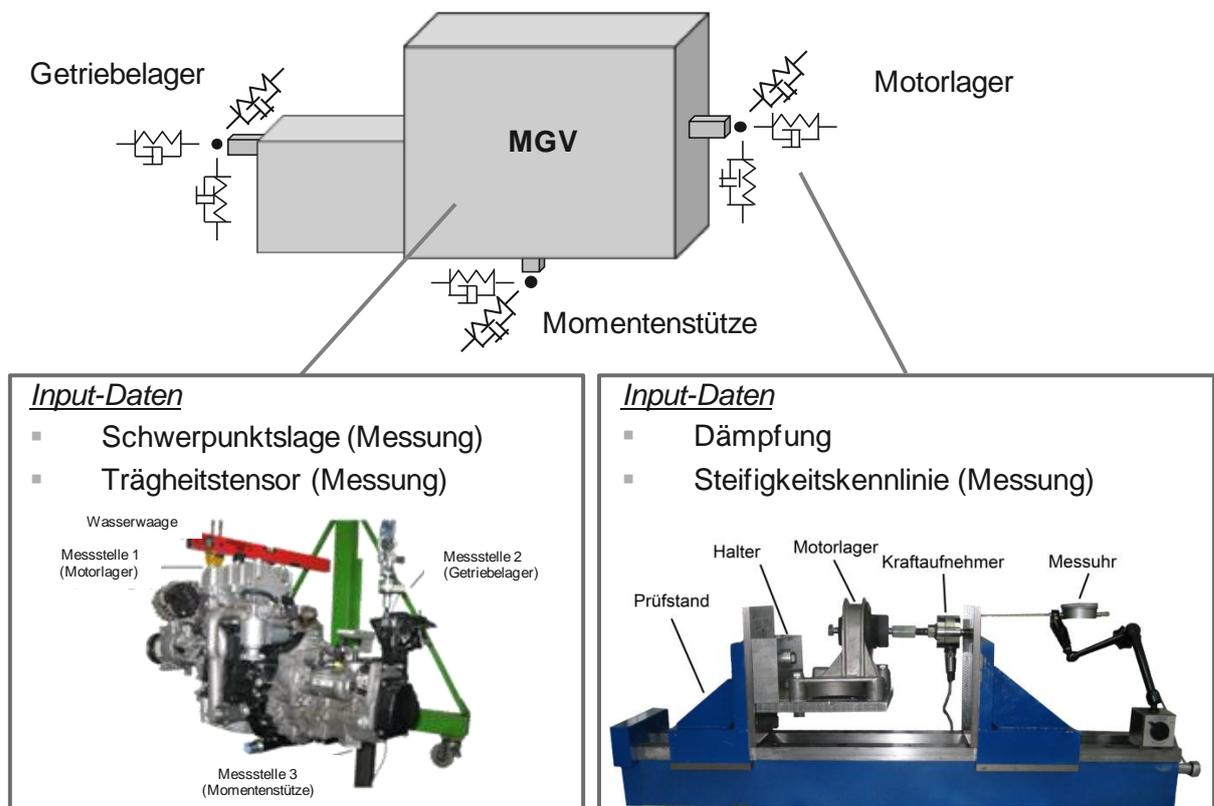


Abb. 3-46: Aufbau des Mehrkörper-System-Modells

Die Lager werden im Modell durch Feder-Dämpfer-Elemente dargestellt und mit einer Dämpfung und einer statischen Steifigkeitskennlinie parametrisiert, die zuvor auf einem Prüfstand experimentell ermittelt werden muss (vgl. Abb. 3-46 links unten). Dabei wird für die Momentenstütze nur die Steifigkeit der Hauptbelastungsrichtung vorgegeben, da ihre Wirkung in den anderen Raumrichtungen gegenüber dem Motor- und Getriebelager vernachlässigbar ist. Der MGV wird durch seine Schwerpunktlage und den Trägheitstensor beschrieben. Auch diese Eingangsdaten müssen mit einer speziellen Prüfvorrichtung experimentell ermittelt werden (vgl. Abb. 3-46 rechts unten).

Für eine umfassende Bewertung der Lagerungskonzepte wird mit dem Modell eine Vielzahl von Simulationen durchgeführt. Im Folgenden werden die Kriterien, die für die Bewertung des Schwingungsverhaltens des MGV ausschlaggebend sind, genauer vorgestellt.

Prüfung des Arbeitsbereichs der Lager

Bei diesem Kriterium soll geprüft werden, ob ein Anstoßen der Lager in den Endanschlägen bei unterschiedlichen Fahrmanövern bzw. Kraftanregungen ausgeschlossen werden kann, so dass diese nicht ihre isolierenden Eigenschaften verlieren. Für diese Prüfung wird einerseits eine Belastung mit maximalem Drehmoment im dritten Gang und andererseits eine hohe Querbeschleunigung infolge Kurvenfahrt simuliert. Dabei wird für die Kurvenfahrt der Schwerpunkt des MGV mit einer Querbeschleunigung von 1 g in positive sowie negative Fahrzeugquerrichtung beaufschlagt. Eine akzeptable Lagerung bezüglich des Arbeitsbereichs liegt nach [HEM02] dann vor, wenn die Lager bei den simulierten Manövern in der linearen Kraft-Weg-Charakteristik arbeiten, also noch keine Anschlagprogression erreicht wird.

Nach erfolgreicher Durchführung der Simulationsrechnungen werden an allen Lagern der beiden Varianten die Verformungen infolge der Belastungen geprüft. Dabei zeigt sich, dass lediglich am rechten Motorlager (Basis- bzw. „Zweizylinderlager“) Unterschiede auftreten. An den restlichen Lagern (Getriebelager und Momentenstütze) sind die Verformungen und somit auch die Arbeitsbereiche für beide Konzepte nahezu gleich und werden somit nicht für die Bewertung der Varianten herangezogen.

In Abb. 3-47 sind die Verformungen der simulierten Manöver für das Basis- und das „Zweizylinderlager“ als Punkt in die jeweilige Kraft-Weg-Kennlinie aller drei Raumrichtungen eingetragen. Dabei sind mit Dreiecken die Arbeitspunkte der Drehmomentbelastungen und mit Vierecken die Arbeitspunkte der Querbeschleunigungen dargestellt.

Wie in der Abbildung zu erkennen ist, liegen die Verformungen für beide Lagerungsvarianten im linearen Bereich der Kraft-Weg-Charakteristik. Insofern sind im Hinblick auf den Arbeitsbereich beide Varianten für den Einsatz im Demonstrator-Fahrzeug geeignet.

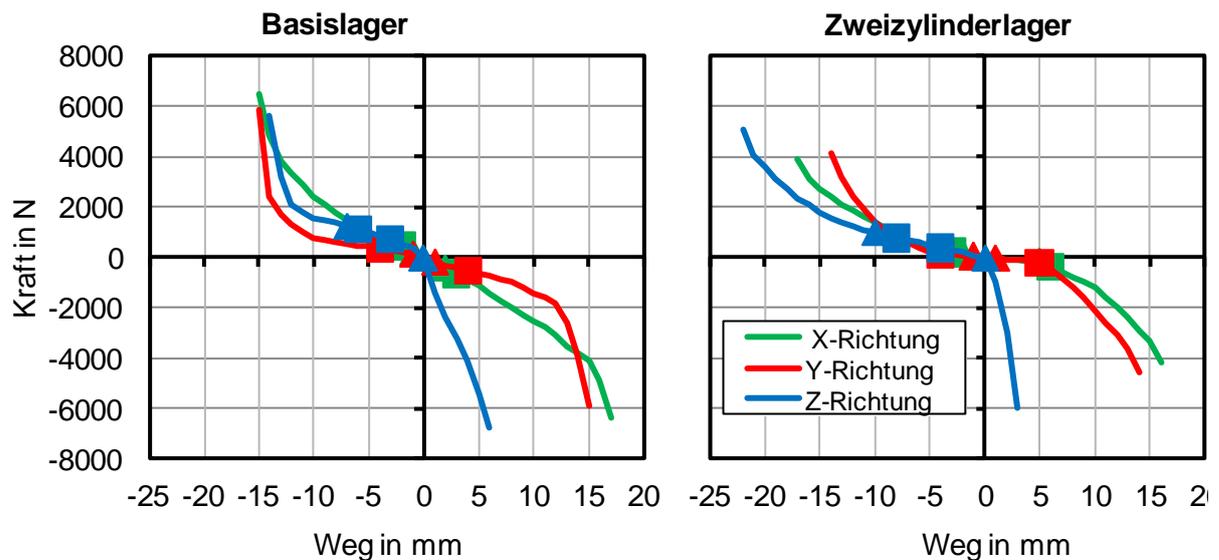


Abb. 3-47: Arbeitsbereich des Basis- und „Zweizylinderlagers“

Im nächsten Schritt werden die Lagerungsvarianten bezüglich der maximalen Arbeitswege bewertet.

Prüfung der maximalen Arbeitswege

Neben der Prüfung des Arbeitsbereichs der Lager werden auch die maximalen Schwingwege des Motor-Getriebe-Verbands infolge von Fahrmanövern und Fahrbahnanregungen geprüft. Dabei sollten die Schwingwege möglichst klein sein, um ein gutes Package zu ermöglichen und Kollisionen des Antriebsaggregats mit anderen Bauteilen im Motorraum zu vermeiden.

Für die Simulation der Schwingwege werden die maximal wirkenden Beschleunigungen sowie das maximale Drehmoment berücksichtigt und im Schwerpunkt des MGV aufgegeben. Aus früheren Untersuchungen sind maximale Beschleunigungen von 2 g in Fahrzeuginnenrichtung, 3 g in Fahrzeugquerrichtung und 4 g in Fahrzeughochrichtung bekannt. Die Überlagerung der Beschleunigungen erfolgt nach der sogenannten 100/40/40-Regelung, die besagt, dass 100 % der Beschleunigung in eine Richtung mit jeweils 40 % der Beschleunigungen in die beiden anderen Richtungen kombiniert wird. Daraus ergeben sich für die Simulation der maximalen Arbeitswege insgesamt sechs Lastfälle. Unter Berücksichtigung, dass die Beschleunigungen in den einzelnen Raumrichtungen jeweils in positive sowie negative Richtung wirken können, entstehen pro Lastfall zusätzlich acht mögliche Vorzeichenkombinationen, so dass zur Prüfung der maximalen Arbeitswege für jedes Lagerungskonzept insgesamt 48 Simulationen durchzuführen sind. Im Anschluss werden aus den Ergebnissen die kritischen Lastfälle (Lastfälle mit den größten Schwingwegen) selektiert und die maximalen Arbeitswege für die einzelnen Lager und Raumrichtungen beider Varianten miteinander verglichen. Dabei zeigt sich, dass die Variante „Basislager“ insgesamt in 16 von 18 kritischen Lastfällen kleinere Arbeitswege aufweist. Aus diesem Grund ermöglicht der

Einsatz des „Basislagers“ im Demonstrator-Fahrzeug eine bessere Packagesituation. Insofern ist aus Sicht der maximalen Arbeitswege die Variante „Basislager“ zu bevorzugen.

Neben der Prüfung des Arbeitsbereichs und der maximalen Arbeitswege werden die Varianten auch hinsichtlich des Eigenschwingverhaltens des Motor-Getriebe-Verbunds bewertet. Dies soll im Folgenden genauer vorgestellt werden.

Eigenfrequenzen des Motor-Getriebe-Verbunds

Für die Berechnung des Eigenschwingverhaltens wird das Mehrkörpersystemmodell linearisiert, in einen Zustandsraum überführt und anschließend ein Bode-Diagramm erstellt, in dem die Beschleunigung des Schwerpunkts im Verhältnis zu der Anregungskraft über der Frequenz dargestellt ist. Mit Hilfe dieses Diagramms kann die Eigenfrequenz der jeweiligen Lagerung in alle drei Raumrichtungen ermittelt werden.

Die Bewertung der Lagerungskonzepte anhand des Eigenschwingverhaltens kann in zwei Teile aufgeteilt werden. Einerseits sollten nicht mehrere Eigenformen bei einer Frequenz auftreten, da dies zu einem negativen Komforteindruck der Fahrzeuginsassen führen kann [HEM02]. Andererseits sollten die Eigenfrequenzen der Lagerung nicht mit anderen Fahrzeugeigenfrequenzen oder sonstigen Erregerfrequenzen zusammenfallen [HEM02], da es sonst zu Resonanzüberhöhungen kommen kann. Tritt dieser Fall ein, werden große Lagerbewegungen möglich, die sowohl den Komfort mindern, als auch zu einer Kollision des Motor-Getriebe-Verbunds mit anderen Bauteilen im Motorraum führen können.

In Abb. 3-48 und Abb. 3-49 sind die Bode-Diagramme mit ihren zugehörigen Phasenverläufen für die Lagerungsvarianten „Basislager“ und „Zweizylinderlager“ dargestellt. Die Eigenfrequenzen in den einzelnen Raumrichtungen sind deutlich an den Überhöhungen in den Kurven der Verstärkungsfunktion zu erkennen. Des Weiteren spiegelt sich die Lage der jeweiligen Eigenfrequenzen im Phasenverlauf an den Stellen wieder, an denen die Phase 90° beträgt.

Wie in Abb. 3-48 zu sehen ist, liegen die Eigenfrequenzen der drei Raumrichtungen des Konzepts „Basislager“ in einem Frequenzbereich von 6,5 bis 9 Hz. Dagegen liegen die Eigenfrequenzen des Konzepts „Zweizylinderlager“ in einem Bereich von 6,5 bis 8 Hz (Abb. 3-49). Bei diesem kleinen Frequenzband von nur 1,5 Hz fällt auf, dass die Peaks der y- und der x-Richtung fast die gleiche Frequenz haben (7,5 und 8 Hz). Somit treten hier zwei Eigenmoden bei nahezu einer Frequenz auf. Dies kann beispielsweise zur Folge haben, dass eine äußere Anregung in y-Richtung nicht nur eine Bewegung in y- sondern auch in x-Richtung verursacht und somit der Fahrkomfort maßgeblich beeinträchtigt würde. Insofern ist hinsichtlich der Frequenzlage der einzelnen Eigenformen das Konzept „Basislager“ zu bevorzugen.

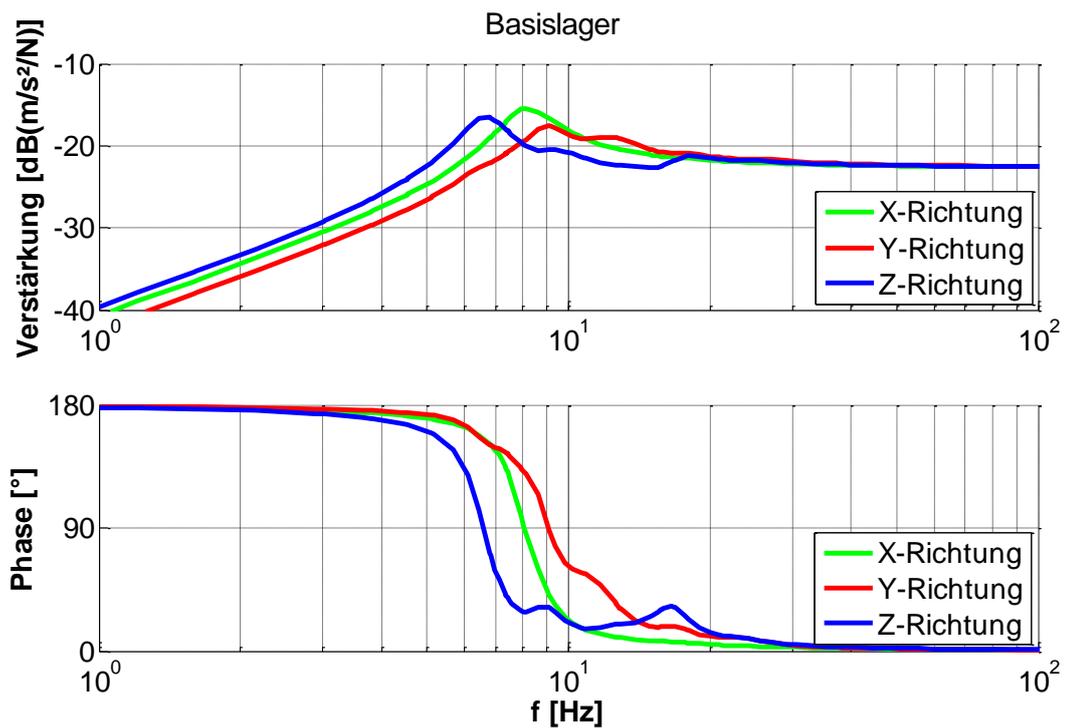


Abb. 3-48: Eigenfrequenzen des Lagerungskonzepts „Basislager“

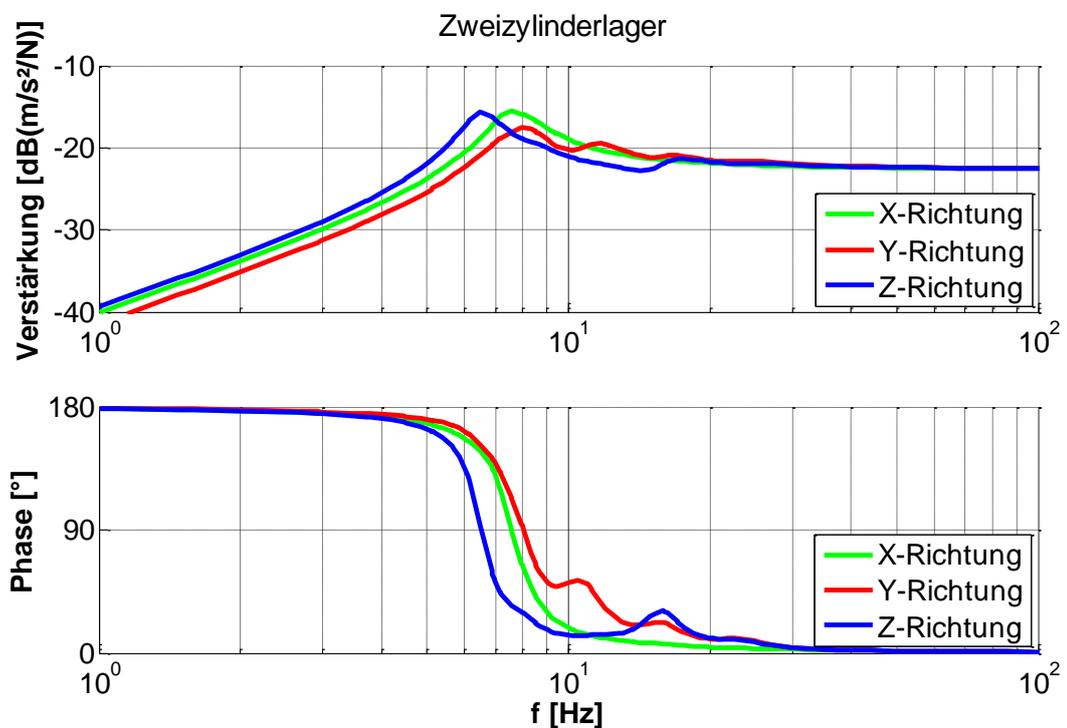


Abb. 3-49: Eigenfrequenzen des Lagerungskonzepts „Zweizylinderlager“

Des Weiteren wird geprüft, ob die aus den Bode-Diagrammen ermittelten Eigenfrequenzen mit anderen Fahrzeugeigenfrequenzen oder aus dem Fahrbetrieb stammenden Erregerfrequenzen zusammenfallen.

Für eine angemessene Schwingungsentkopplung sollte der Abstand zwischen den Eigenfrequenzen der Motorlagerung und den anderen Fahrzeugeigen- und Erregerfrequenzen das 0,6-fache der Lagerungseigenfrequenz für Frequenzen unterhalb und das $\sqrt{2}$ -fache für Frequenzen oberhalb der Lagerungseigenfrequenz betragen [BÜR95].

In Abb. 3-50 sind die verschiedenen Fahrzeugeigen- und Erregerfrequenzen sowie die Eigenfrequenzen des MGV unter Verwendung der beiden Motorlagerungsvarianten aufgetragen. Zu den Erregerfrequenzen gehören die für einen Zweizylinder-Motor relevante erste und zweite Motorordnung, die für ein Drehzahlband von ca. 750 bis 900 min^{-1} dargestellt sind und somit der Anregung im Leerlauf, also der niederfrequentesten Motoranregung, entsprechen. Des Weiteren sind die Eigenfrequenzen des Fahrwerks, der Lenkung sowie des Aufbaus nach [BÜR95] dargestellt. Die Frequenz des Fahrzeuglängsruckelns ist aus der Untersuchung des Ruckelverhaltens bekannt und liegt für die ersten beiden Gänge in einem Bereich von 2 bis 3,5 Hz

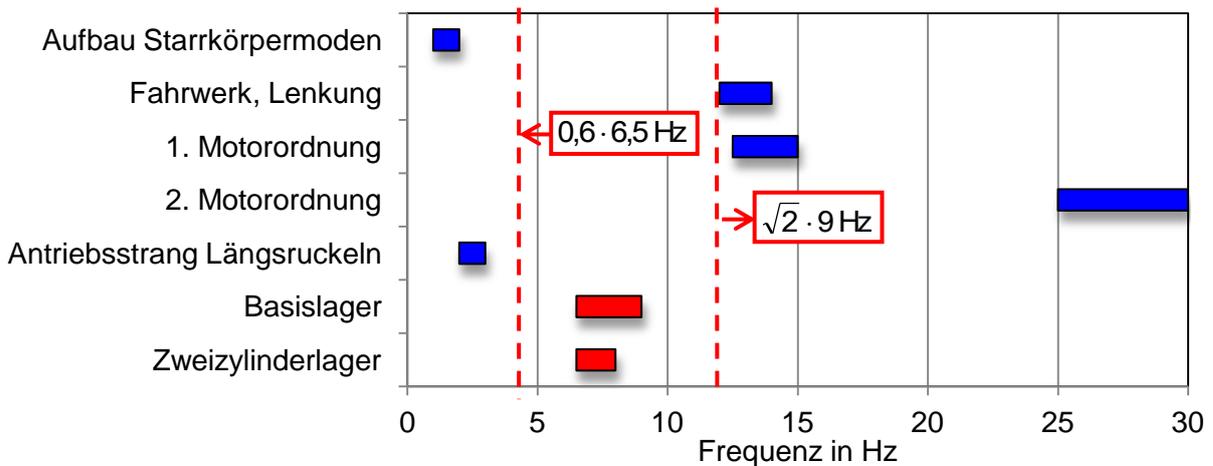


Abb. 3-50: Erregerfrequenzen, Fahrzeugeigenfrequenzen und Eigenfrequenzen der Motorlagerung

Wie in Abb. 3-50 zu sehen ist, ergibt sich für beide Lagerungsvarianten ein genügend großer Abstand zur ersten Motorordnung sowie zu den Eigenfrequenzen des Fahrzeugs. Der etwas größere Abstand der Variante „Zweizylinderlager“ zur ersten Motorordnung wird durch das bereits beschriebene ungünstige Zusammenliegen der Eigenfrequenzen verursacht.

Unter Berücksichtigung aller Ergebnisse, die mit dem Transferpfadmodell sowie dem Mehrkörpersystem-Modell erzeugt werden, ist die Variante „Basislager“ für den Einsatz im Demonstrator-Fahrzeug zu bevorzugen, da diese hinsichtlich der Geräuschisolierung, des Package und des Eigenschwingverhaltens bessere Eigenschaften aufweist. Ein wirklicher

Vorteil der Variante „Zweizylinderlager“ kann, entgegengesetzt der Erwartungen, nicht herausgearbeitet werden. Aus diesem Grund wird im Demonstrator-Fahrzeug das „Basislager“ als Motorlager für den neuen Zweizylinder-Motor eingebaut.

Abschließend lässt sich sagen, dass mit den in diesem Kapitel vorgestellten Arbeiten eine zielführende Auswahl und Bewertung eines geeigneten Lagerungskonzepts in der frühen Entwicklungsphase des Downsizing-Konzepts ermöglicht worden ist.

3.4.2 Abgasanlagenkonzepte

Durch das geänderte Antriebsaggregat ist ebenfalls eine Anpassung der Abgasanlage erforderlich, um ein gutes Geräuschverhalten des Fahrzeugs in Bezug auf das Fahrzeuginnen- und -außengeräusch zu erreichen. Im Vorfeld werden geeignete Abgasschalldämpfer ausgewählt und verschiedene Konzepte ausgearbeitet. Die unterschiedlichen Konzepte werden zunächst auf einem Motoren-Prüfstand beim Projektpartner Meta GmbH experimentell hinsichtlich des Mündungsgeräuschs bewertet. Gleichzeitig dienen die in diesem Schritt gewonnenen Daten als Grundlage für die Validierung eines Simulationsmodells, das zusätzlich zu der prüfstandbasierten Bewertung in einem weiteren Schritt aufgebaut und mit Hilfe eines Prüfstands zur Ermittlung der Einfügedämpfung parametrisiert wird. Das Modell ermöglicht die Simulation des Mündungsgeräuschs für die verschiedenen Konzepte. Somit können ausgewählte Konzepte virtuell im Simulationsmodell modifiziert werden, um weitere Verbesserungsmöglichkeiten aufzuzeigen. Dies geschieht in einer umfassenden simulationsgestützten Parameterstudie. Im Folgenden werden die zu bewertenden Konzepte sowie die einzelnen Arbeitsschritte genauer vorgestellt.

Jedes der Konzepte sieht einen Hauptschalldämpfer vor, der in dem Bereich des Fahrzeugunterbodens installiert wird, wo bei dem Basis-Fahrzeug der Serientank installiert ist. Aufgrund des Einbaus des zusätzlichen Gastanks und der Verkleinerung / Entfalls des Serientanks ist dies die einzig mögliche Einbauposition für die großvolumigen Hauptschalldämpfer. Durch die gewählte Position ist im Vergleich zu der Abgasanlage des Basis-Fahrzeugs ein längeres Abgasmündungsrohr erforderlich. Ein zusätzlicher Schalldämpfer wird kurz vor der Abgasmündung eingesetzt, um eventuelle Rohrresonanzen und die damit einhergehende starke Schallabstrahlung zu verringern. Die folgenden Schalldämpfer werden bei den verschiedenen Konzepten eingesetzt:

- Hauptschalldämpfer (HSD) Typ 1 (Volumen ca. 9,8 l)
- Hauptschalldämpfer (HSD) Typ 2 (Volumen ca. 25,5 l)
- Mittelschalldämpfer (MSD) (Volumen ca. 4,5 l)
- Mündungsschalldämpfer (Volumen ca. 0,5 l)

Der Hauptschalldämpfer Typ 1 ist eine Kombination aus verschiedenen Reflexions- und Absorptionsdämpferelementen, während Typ 2 einen aus drei Kammern aufgebauten Reflexionsschalldämpfer darstellt. Vor- und Mündungsschalldämpfer basieren auf dem Absorpti-

onsprinzip. Die einzelnen Konzepte ergeben sich durch unterschiedliche Kombination der beschriebenen Dämpfertypen:

1. HSD Typ 1
2. HSD Typ 1 + Mündungsschalldämpfer
3. MSD + HSD Typ 1 + Mündungsschalldämpfer
4. MSD + HSD Typ 2 + Mündungsschalldämpfer

Im Folgenden wird die experimentelle Bewertung vorgestellt.

3.4.2.1 Experimentelle Untersuchung

Bei dem experimentellen Ansatz werden die verschiedenen Konzepte auf einem Motorenprüfstand der Meta GmbH, vergleichbar zur späteren Einbauposition im Fahrzeug, mit den Auslässen des Zweizylinder-Motors verbunden. Anschließend werden die Mündungsgeräusche bei Vollast-Drehzahlhochläufen gemessen. Zur Auswertung werden für jedes Konzept Frequenzanalysen über der Drehzahl sowie Ordnungsanalysen durchgeführt und die Ergebnisse miteinander verglichen. Die Auswertung der Frequenzanalysen ist in Abb. 3-51 gezeigt. In den Spektren sind deutlich die einzelnen Ordnungen anhand der Linien zu erkennen.

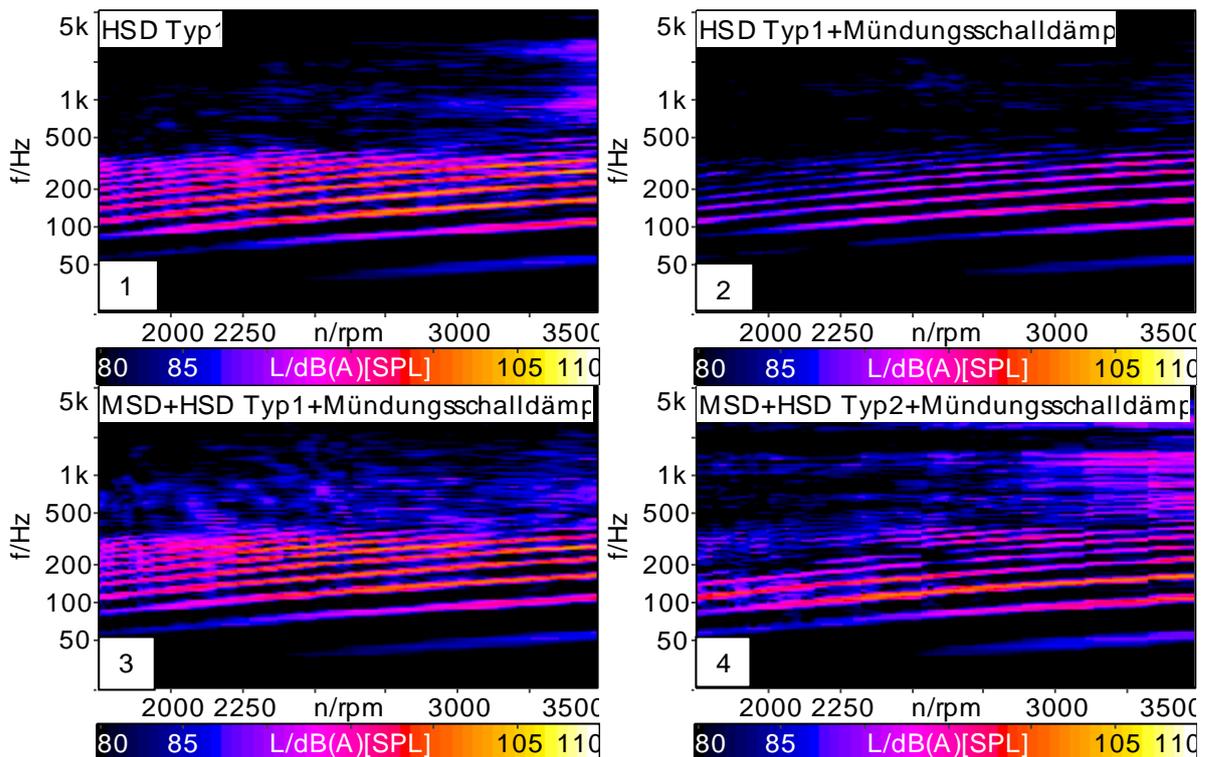


Abb. 3-51: Frequenzanalyse des Abgasgeräusches im ersten Gang in Abhängigkeit von der Drehzahl

Wie in Abb. 3-51 ersichtlich, weist das Konzept „HSD Typ1+Mündungsschalldämpfer“ die kleinsten Schalldruckpegel auf. Dies bestätigen auch die weiteren Ordnungsanalysen, in denen dieses Konzept bis zur vierten Ordnung um bis zu vier dB(A) kleinere Pegel aufweist. Durch den Mündungsschalldämpfer werden zusätzlich Frequenzanteile oberhalb von 500 Hz herausgefiltert. Dieser Filtereffekt tritt ebenfalls, jedoch in abgeschwächter Form, beim Konzept „MSD+HSD Typ1+Mündungsschalldämpfer“ auf.

Insgesamt ist bei der prüfstandsbasierten Bewertung das Konzept „HSD Typ1+Mündungsschalldämpfer“ als geeignete Abgasanlagenkonfiguration auszuwählen. In einer zusätzlichen subjektiven Bewertung des Abgasgeräusches wird die Auswahl dieses Konzepts ebenfalls bestätigt.

Auffällig bei der Bewertung ist, dass das Konzept „MSD+HSD Typ1+Mündungsschalldämpfer“ (Abb. 3-51/3) größere Schalldruckpegel aufweist als das Konzept „HSD Typ1+Mündungsschalldämpfer“ (Abb. 3-51/2). Erwartungsgemäß sollte dieses Konzept aufgrund des zusätzlichen Mittelschalldämpfers eher kleinere Schalldruckpegel aufweisen. Bei der folgenden simulationsgestützten Konzeptbewertung wird diese Auffälligkeit überprüft. Möglicherweise wird der erhöhte Schalldruckpegel durch störende Einflüsse im Prüfraum verursacht.

3.4.2.2 Simulationsgestützte Konzeptbewertung

Im ersten Schritt der simulationsgestützten Konzeptbewertung werden die einzelnen Konzepte modelliert und mit Hilfe der Prüfstandsmessungen validiert. Das Konzept „HSD Typ 1“ wird an dieser Stelle sowie bei der weiterführenden simulationsgestützten Konzeptbewertung nicht mehr berücksichtigt, da die prüfstandsbasierte Bewertung zeigt, dass ein Mündungsschalldämpfer für die Reduzierung der hochfrequenten Schallanteile unumgänglich ist.

Aufbau und Validierung des Simulationsmodells

Für die Simulation des Mündungsgeräuschs wird die Software GT-Power gewählt. Diese Software ermöglicht die Berechnung der Druckpulsationen in der Abgasanlage im Zeitbereich. Des Weiteren besteht die Möglichkeit, die Einfügedämpfung der Schalldämpfer, auch bekannt als Transmission Loss, vorherzusagen. Der Aufbau des Simulationsmodells für die zeitbasierte Berechnung des Mündungsgeräuschs ist in Abb. 3-52 dargestellt.

Das Simulationsmodell besteht aus einem detaillierten, eindimensionalen Modell des Motors mit der zugehörigen Ansaugstrecke und der Verdichtung durch den Kompressor. Dieses Modell ist bei der Meta GmbH für die thermodynamische Auslegung und Berechnung des Motors verwendet und anschließend für die Akustikberechnungen dem ika übergeben worden. Mit den Auslassventilen des Motormodells sind die Modelle der einzelnen Abgasanlagenkonzepte verbunden. Im Modell der Abgasanlage sind alle Rohrlängen, Rohrquerschnitte und Rohrkrümmungen hinterlegt.

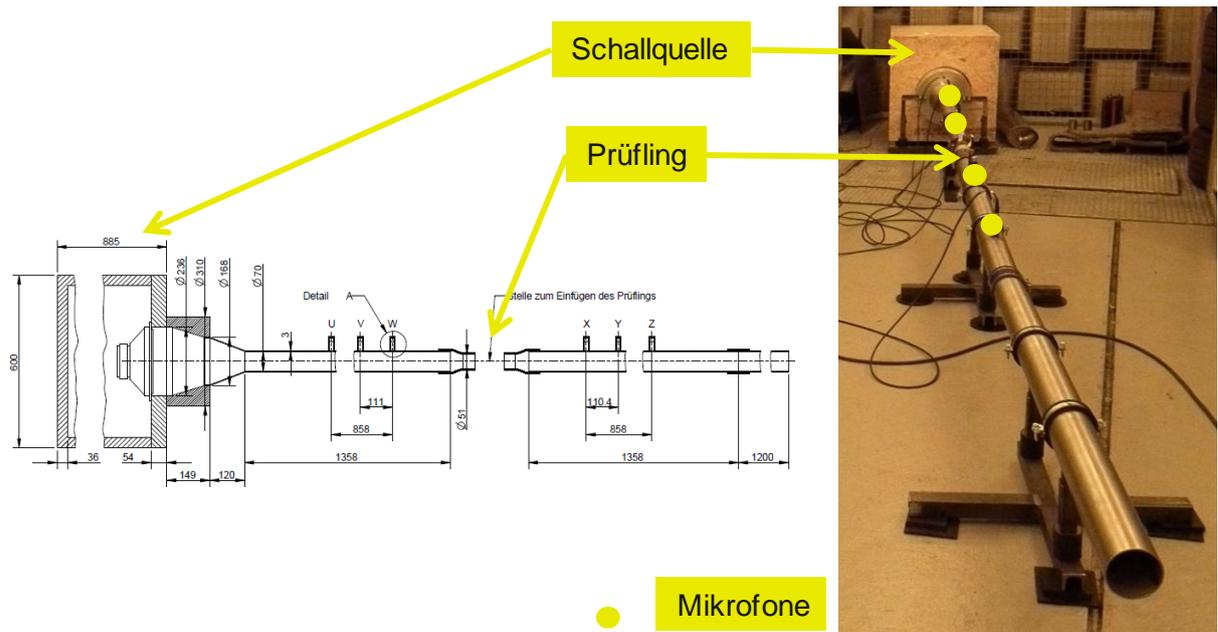


Abb. 3-53: Prüfstand zur Bestimmung der Einfügedämpfung der Abgasschalldämpfer

Mit Hilfe dieser experimentellen Daten können die einzelnen Schalldämpfermodelle bezüglich ihrer Parametrierung verfeinert und letztendlich validiert werden. Dafür wird die Einfügedämpfung in GT-Power für jeden Schalldämpfer berechnet und mit den entsprechenden Messdaten abgeglichen. In Abb. 3-54 ist beispielhaft die Validierung des Hauptschalldämpfers Typ 2 anhand der Einfügedämpfung für den relevanten Frequenzbereich des Zweizylinder-Motors gezeigt.

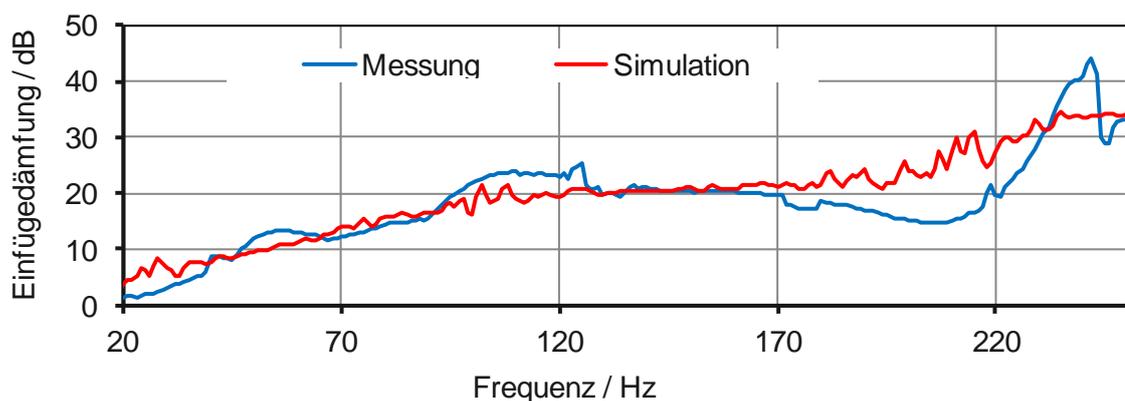


Abb. 3-54: Validierung des Hauptschalldämpfers Typ 2 anhand der Einfügedämpfung

Abgesehen von einer Abweichung zwischen 170 Hz und 220 Hz, zeigen die Kurven von gemessener und simulierter Einfügedämpfung eine gute Übereinstimmung. Die Validierung der weiteren Schalldämpfer zeigt ähnlich gute Ergebnisse, so dass die Schalldämpfer-Modelle in das Gesamtmodell eingefügt werden können.

Im nächsten Schritt wird dann eine Validierung des gesamten Modells durchgeführt, indem die Mündungsgeräusche bei Vollast-Drehzahlhochläufen für die einzelnen Konzepte simuliert und mit den Messdaten vom Motorprüfstand verglichen werden. In Abb. 3-55 ist der Vergleich für das Konzept „HSD Typ1+ Mündungsschalldämpfer“ in einem Drehzahlbereich von 1500 min^{-1} bis 3200 min^{-1} gezeigt. Dabei sind in schwarz der Gesamtpegel, in rot, grün und blau die ersten drei Motorhauptordnungen dargestellt.

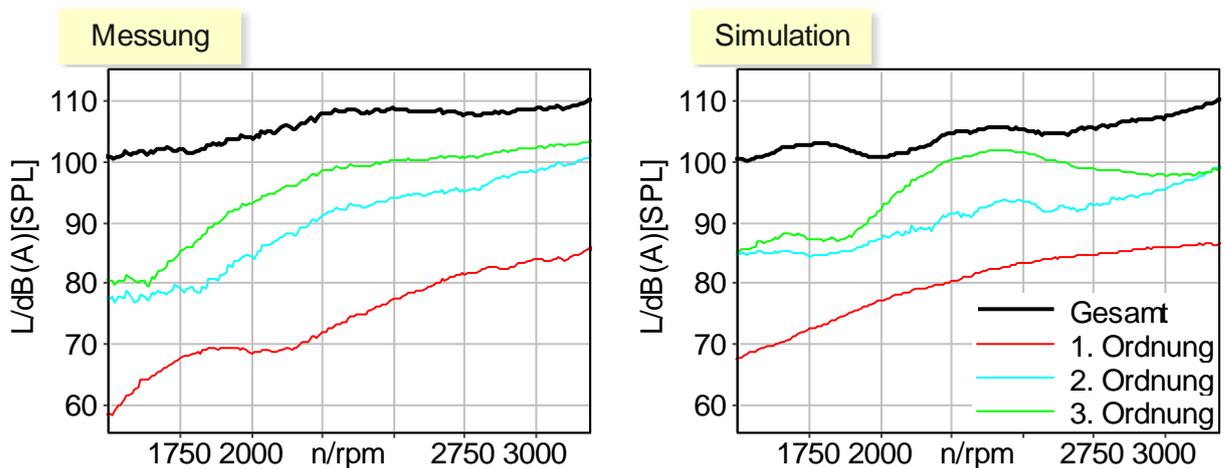


Abb. 3-55: Validierung des gesamten Modells zur Simulation des Mündungsgeräuschs

Wie in Abb. 3-55 zu erkennen ist, weisen die einzelnen Ordnungspegel der ersten, zweiten und dritten Ordnung einen ähnlichen Verlauf auf. Des Weiteren gibt es nur geringe Unterschiede zwischen dem gemessenen und dem simulierten Gesamtpegel, der ausschlaggebend für die Bewertung der Konzepte ist. Die maximale Abweichung beträgt hier vier dB(A) und ist vor dem Hintergrund tolerierbar, dass in den Messdaten nicht nur das Mündungsgeräusch sondern auch Geräusche aus dem Prüfraum (z. B. Motor, Prüfstandsbremse, Oberflächenabstrahlung der Schalldämpfer, Reflektionen) enthalten sind.

Die Simulationsergebnisse des Konzepts „MSD+HSD Typ 2+Mündungsschalldämpfer“ zeigen ähnlich gute Übereinstimmungen, lediglich bei der Validierung des Konzepts „MSD+HSD Typ1+Mündungsschalldämpfer“ fällt auf, dass der simulierte Mündungspegel deutlich unter dem der entsprechenden Messung liegt. Dieses Konzept weist in der Simulation von allen Konzepten den kleinsten Mündungspegel auf. Dies entspricht zwar der ursprünglichen Erwartung, steht aber im direkten Gegensatz zu der prüfstandbasierten Bewertung, bei der das Konzept „HSD Typ1+Mündungsschalldämpfer“ den kleinsten Mündungspegel aufweist. Im Rahmen der anschließenden Sensitivitätsanalyse wird dieser Sachverhalt erst einmal nicht berücksichtigt. Es ist anzunehmen, dass bei den Prüfstandsmessungen, wie schon erwähnt, störende Einflüsse die Messergebnisse verfälscht haben.

Sensitivitätsanalyse

Nach Abschluss der Validierungsphase wird mit dem Simulationsmodell eine Sensitivitätsanalyse in Bezug auf die Parametrierung der Schalldämpfer durchgeführt, um mögliche Verbesserungspotenziale der Konzepte aufzuzeigen. Dabei werden folgende Parameter variiert:

- Gesamt-Volumen durch Variationen der Abmessungen
- Volumen der einzelnen Schalldämpfer-Kammern
- Packdichte des Absorptionsmaterials
- Perforation (Anzahl sowie Durchmesser der Löcher)

Nach umfangreicher Modellierung aller Varianten werden die Mündungsgeräusche für Vollast-Drehzahlhochläufe simuliert und die Ergebnisse miteinander verglichen. Dabei stellt sich heraus, dass das Konzept „MSD+HSD Typ1+Mündungsschalldämpfer“ bei einer Veränderung des Mittelschalldämpfers weiteres Potenzial für eine Reduzierung des Mündungspegels aufweist. Gleichzeitig ermöglicht diese Variante eine gute Realisierbarkeit im Demonstrator-Fahrzeug, da nur ein Schalldämpfer geändert werden muss. In Abb. 3-56 ist der Vergleich zwischen den Simulationsergebnissen der modifizierten Variante und der Ausgangsvariante des Konzepts „MSD+HSD Typ1+Mündungsschalldämpfer“ gezeigt.

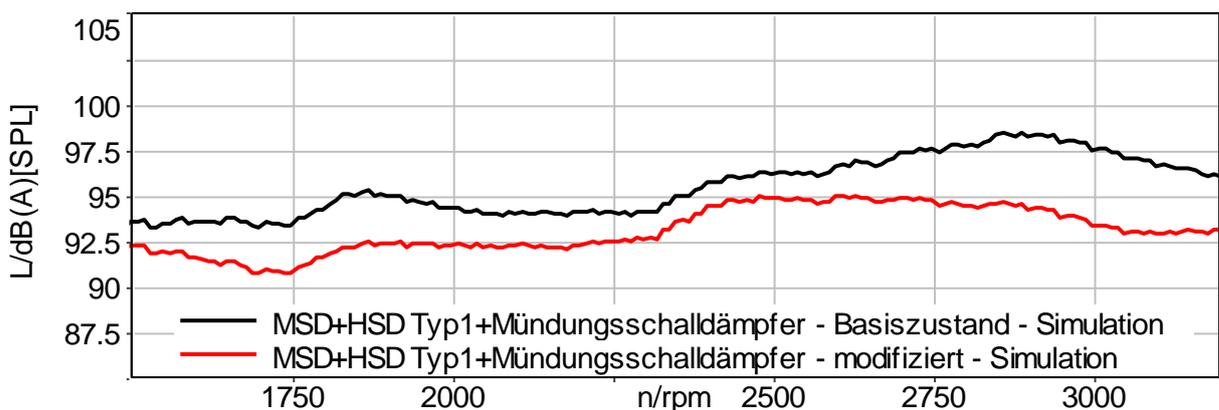


Abb. 3-56: Ergebnis simulationsgestützter Sensitivitätsanalyse

Wie in Abb. 3-56 zu sehen ist, kann mit Hilfe der Modifikation des Mittelschalldämpfers der Schalldruckpegel im gesamten Drehzahlbereich um durchschnittlich 2 bis 4 dB(A) gesenkt werden. Insgesamt wird im Rahmen der simulationsgestützten Konzeptbewertung dieses Konzept für den Einsatz im Demonstrator-Fahrzeug vorgeschlagen.

Die hier beschriebenen Tätigkeiten ermöglichen eine Vorauswahl und Verbesserung der Abgasanlagenkonzepte, die für einen Einsatz im Demonstrator-Fahrzeug geeignet sind. Unter Berücksichtigung der prüfstandbasierten sowie der simulationsgestützten Bewertung werden zwei Konzepte ausgewählt. Diese sind „HSD Typ1+Mündungsschalldämpfer“ und „MSD+HSD Typ1+Mündungsschalldämpfer“ mit modifiziertem Vorschalldämpfer. Im letzten Arbeitspaket wird eine abschließende Bewertung auf Gesamtfahrzeugebene zeigen, welches

der beiden Konzepte besser geeignet ist. Dieses wird anschließend in dem Demonstrator-Fahrzeug umgesetzt.

3.4.3 Ruckelverhalten (Lastwechselreaktionen)

In Abb. 3-57 ist der zeitabhängige Drehmomentverlauf des Downsizing-Motors bei einem Lastwechsel von niedriger Teillast zu Volllast dargestellt. Die Startdrehzahl des Lastwechsels liegt dabei nahe der Leerlaufdrehzahl, so dass der gezeigte Drehmomentverlauf mit dem eines Tip-In-Manövers vergleichbar ist.

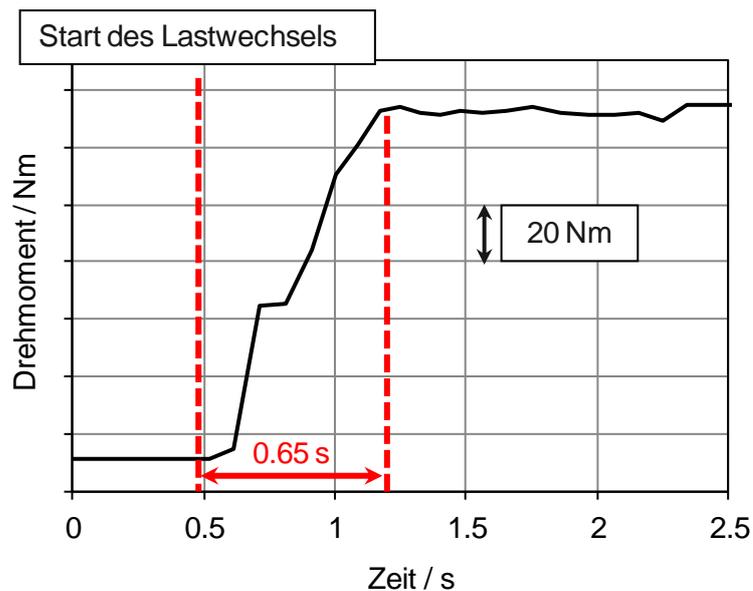


Abb. 3-57: Drehmomentverlauf eines Lastwechsels des Zweizylinder-Motors

Das maximale Drehmoment des neuen Zweizylinder-Motors wird innerhalb von 0,65 Sekunden erreicht. Im Gegensatz dazu benötigen turboaufgeladene Motoren, die eine ähnliche Leistung aufweisen, bis zu zwei Sekunden. Somit verfügt der Zweizylinder-Motor im Vergleich zum Motor des Basis-Fahrzeugs über einen sehr hohen Drehmomentgradienten. Darüber hinaus ist im zeitabhängigen Drehmomentverlauf eine Stufe erkennbar, die durch das Umschalten vom Saugbetrieb in den aufgeladenen Betrieb verursacht wird.

Da vergangene Studien zeigen, dass hohe Drehmomentgradienten sowie Stufen einen erheblichen Einfluss auf das Schwingungsverhalten des Antriebsstrangs haben [SCH02], könnte die Drehmomentcharakteristik des neuen Zweizylindermotors möglicherweise das Ruckelverhalten des Demonstrator-Fahrzeugs im Vergleich zum Basis-Fahrzeugs verschlechtern. Aus diesem Grund ist eine detaillierte Untersuchung des Lastwechselverhaltens erforderlich. Das Hauptziel dieser Untersuchung ist einerseits eine frühe Vorhersage der Ruckelschwingungen des Demonstrator-Fahrzeugs und andererseits die Ausarbeitung und Bewertung von Maßnahmen zur Senkung der Ruckelschwingungen, um ein klassenspezifisches

ches Niveau des Lastwechselverhaltens und somit eine gute Kundenakzeptanz zu ermöglichen.

Zu Beginn wird ein Gesamtfahrzeugmodell des Basisfahrzeugs aufgebaut und mit Hilfe der Messdaten aus dem ersten Arbeitspaket validiert. Nach erfolgter Validierung werden die Parameter des Modells entsprechend dem Demonstrator-Fahrzeug geändert. Dabei ist die neue Drehmomentcharakteristik des Zweizylinder-Motors, die anhand von Messungen auf dem Motorenprüfstand beim Projektpartner Meta GmbH ermittelt wird, der wichtigste Parameter. Anschließend werden Tip-In-Manöver für das Demonstrator-Fahrzeug im ersten und zweiten Gang simuliert und im Rahmen einer Sensitivitätsanalyse Maßnahmen zur Verbesserung des Ruckelverhaltens hinsichtlich des Fahrkomforts und der Fahrleistung bewertet.

3.4.3.1 Modell des Basis-Fahrzeugs

Das Modell des Fahrzeugs wird in der Software Matlab Simulink erstellt und ermöglicht die Simulation der Fahrzeug-Längsdynamik, besonders im Hinblick auf das Ruckelverhalten. Der Aufbau des Modells ist in Abb. 3-58 dargestellt.

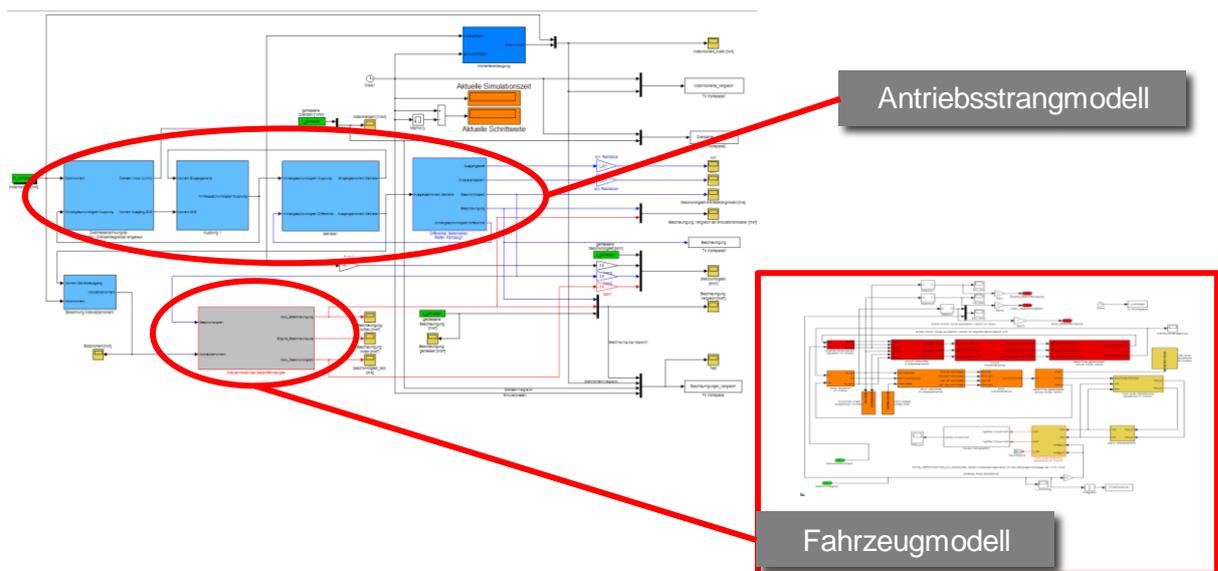


Abb. 3-58: Aufbau des Modells zur Simulation der Fahrzeug-Längsdynamik

Das Modell besteht aus zwei Teilmodellen. Das erste Teilmodell stellt den kompletten Antriebsstrang dar und beinhaltet die Kupplung, das Getriebe mit den entsprechenden Übersetzungen, das Differential, die Antriebswellen sowie die Reifen. Die einzelnen Komponenten werden dabei durch drehende Massen, die mit Feder-Dämpfer-Elementen verbunden sind, diskretisiert. Des Weiteren werden Reibeffekte und der Reifenschlupf berücksichtigt, da diese Effekte nach [FAN94] einen erheblichen Einfluss auf die Ruckelschwingungen haben. Das zweite Teilmodell ist mit dem ersten Teilmodell über die Räder gekoppelt und beinhaltet die längsdynamischen Eigenschaften des Fahrwerks sowie die Fahrzeugmasse. Da die Bewegungen des Motor-Getriebe-Verbunds (MGV) die Ruckelschwingungen ebenfalls signifikant

beeinflussen [BIE07], werden außerdem die Trägheit des MGV sowie die Steifigkeitskennlinien und Dämpfungen der Motorlager integriert.

Eingangparameter für die Anregung des Modells ist das Motordrehmoment. Die Implementierung ermöglicht die Eingabe sowohl von gemessenen zeitabhängigen Drehmomentverläufen als auch von Drehmoment-Drehzahl-Kennfeldern. Nach Durchführung der Simulation werden die Fahrzeuglängsbeschleunigung, die Fahrzeuggeschwindigkeit sowie die Motordrehzahl ausgegeben.

Mit Hilfe der Messungen aus dem ersten Arbeitspaket wird das Modell des Basis-Fahrzeugs parametrisiert und anschließend validiert. Dieser Schritt ist erforderlich, um später verlässliche Ergebnisse für die Bewertung des Demonstrator-Fahrzeugs zu erhalten. Für die Validierung werden die zeitabhängigen Drehmomentverläufe der Tip-In-Manöver, die mit Hilfe des CAN-Bus ausgelesen worden sind, als Anregung in das Modell eingelesen und anschließend die Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen verglichen. Abb. 3-59 zeigt beispielhaft den Vergleich der Fahrzeuggeschwindigkeit und Fahrzeuglängsbeschleunigung für ein Tip-In-Manöver im ersten Gang. Für einen besseren Vergleich wird der Verlauf der Fahrzeuglängsbeschleunigung gefiltert, so dass nur die Beschleunigungen infolge des Ruckelns sichtbar sind.

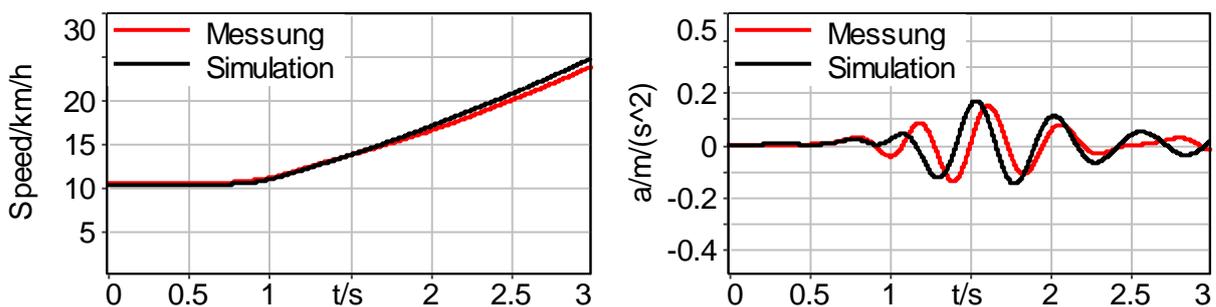


Abb. 3-59: Validierung des Basis-Fahrzeugmodells für ein Tip-In-Manöver im ersten Gang

Wie in Abb. 3-59 zu erkennen ist, gibt es nur geringe Unterschiede zwischen den berechneten und simulierten Kurvenverläufen. Insbesondere die Beschleunigungen infolge des Ruckelns werden, abgesehen von einem leichten Phasenunterschied und einem Amplitudenunterschied von 9 Prozent, korrekt abgebildet. Die Validierung im zweiten Gang weist ähnlich gute Ergebnisse auf, so dass das Modell für die Simulation des Basis- sowie des Demonstrator-Fahrzeugs geeignet ist.

3.4.3.2 Umbau zum Demonstrator-Fahrzeug

Um die Ruckelschwingungen des Demonstrator-Fahrzeugs simulieren und bewerten zu können, werden im nächsten Schritt die Modellparameter entsprechend dem Demonstrator-Fahrzeug verändert. Da die Untersuchung in einer frühen Phase des Entwicklungsprozess stattfinden soll, in der das Demonstrator-Fahrzeug noch nicht vollständig aufgebaut ist, liegen noch keine gemessenen zeitabhängigen Drehmomentverläufe von Tip-In-Manövern im

Fahrzeug vor. Aus diesem Grund wird der Drehmomentverlauf aus Prüfstandsdaten synthetisiert. Dies geschieht mit einem Ansatz nach [HAG98], der sowohl ein Drehmoment-Drehzahl-Kennfeld als auch eine Drehmomentmessung während eines Lastwechsels auf dem Motorenprüfstand erfordert. Die Drehmomentmessung findet bei konstanter Drehzahl statt, die der Startdrehzahl des Tip-In-Manövers entspricht. Der Drehmomentverlauf während des Tip-In-Manövers setzt sich dann nach Gl. 3-4 zusammen.

$$M(t) = M(t, n_0) + \Delta M(n(t) - n_0) \quad \text{Gl. 3-4}$$

In Gl. 3-4 repräsentiert $M(t, n_0)$ den zeitabhängigen Drehmomentverlauf des Lastwechsels, der auf dem Motorprüfstand bei Startdrehzahl des Tip-In-Manövers n_0 gemessen wird. Da jedoch der Drehmomentanstieg des Lastwechsels im Fahrzeug eine Beschleunigung bewirkt, stellt sich in der Realität eine abweichende Drehzahl $n(t)$ ein. Unter Berücksichtigung des Drehmoment-Drehzahl-Kennfelds führt die Drehzahländerung $n(t) - n_0$ zu einer Momentenänderung ΔM , die dem zeitabhängigen Verlauf $M(t, n_0)$ überlagert wird. Dabei wird angenommen, dass eine Drehzahländerung ohne Verzögerung zu einer Momentenänderung führt.

Im Anschluss an den Umbau des Modells werden in einer Voruntersuchung die Ruckelschwingungen des Demonstrator-Fahrzeugs bei einem Tip-In-Manöver im ersten sowie zweiten Gang simuliert und die Ergebnisse mit denen des Basis-Fahrzeugs verglichen. In Abb. 3-60 ist der Vergleich gezeigt.

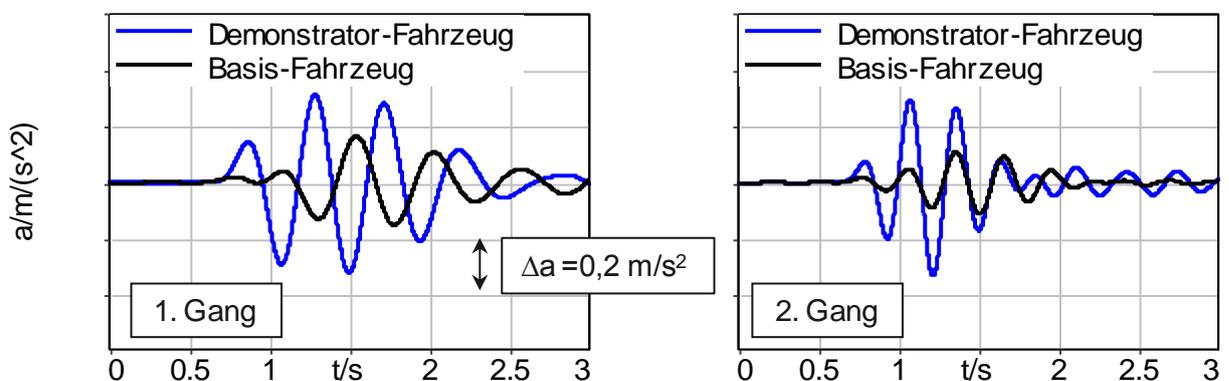


Abb. 3-60: Simulierte Ruckelschwingung des Demonstrator-Fahrzeugs im ersten und zweiten Gang

Wie in Abb. 3-60 erkennbar, ist die Amplitude der Schwingung beim Demonstrator-Fahrzeug im ersten Gang um 82 % und im zweiten Gang um 172 % erhöht. Folglich verschlechtert der neue Zweizylinder-Motor mit seinem hohen Drehmomentgradienten das Ruckelverhalten und somit den Fahrkomfort. Aus diesem Grund werden auf Basis einer Sensitivitätsanalyse der Modellparameter Maßnahmen zur Senkung des Ruckelns ausgearbeitet, so dass eine akzeptable Fahrbarkeit gewährleistet werden kann. Dies wird im Folgenden vorgestellt.

3.4.3.3 Definition der Varianten für die Sensitivitätsanalyse

Im ersten Schritt der Sensitivitätsanalyse werden auf Basis vergangener Studien die Parameter ausgewählt, die für die Reduzierung der Ruckelschwingungen geeignet sind.

Generell können die Maßnahmen zur Senkung des Fahrzeugruckelns in zwei Kategorien aufgeteilt werden. Entweder können die einzelnen Komponenten des Antriebstrangs konstruktiv geändert oder die Form des Drehmomentverlaufs modifiziert werden, um eine geringere Anregung des Antriebstrangs zu erreichen. Nach [SCH02], [HAG98], [FAN94] ist Letzteres die effektivste Methode, so dass die Form des Motormoments der zu variierende Parameter für die Sensitivitätsanalyse ist. Für die weitere Untersuchung werden daher unterschiedliche Varianten des Drehmomentaufbaus bei einem Tip-In-Manöver definiert und mit Hilfe von Gl. 3-4 synthetisiert. Die Auswahl der in Abb. 3-61 gezeigten Varianten beruht ebenfalls auf Ergebnissen vergangener Studien.

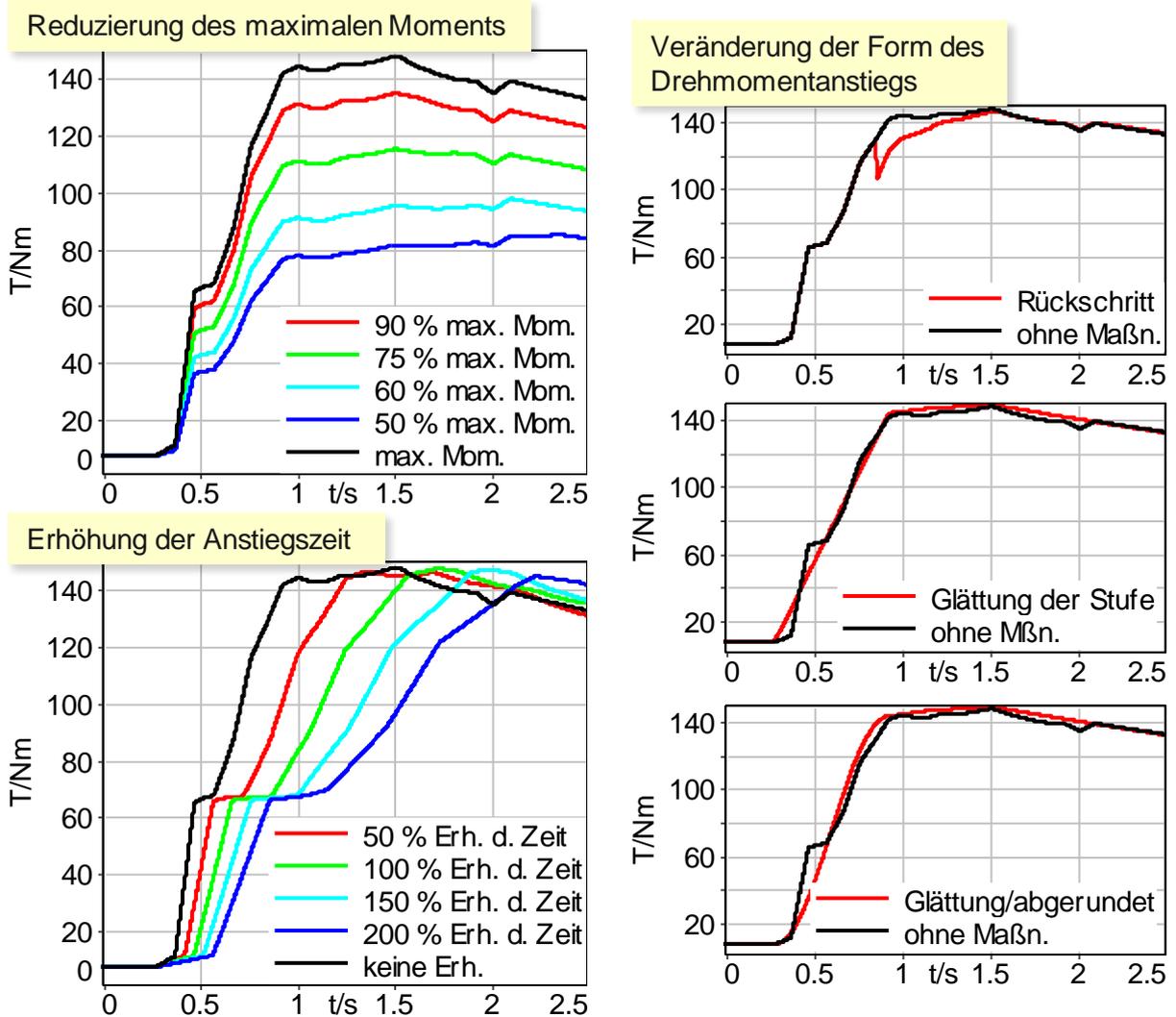


Abb. 3-61: Varianten des Drehmomentaufbaus für die Sensitivitätsanalyse

Die Varianten können grob in drei Gruppen aufgeteilt werden. In der ersten Gruppe wird das maximale Moment um 10 %, 25 %, 40 % und 50 % gesenkt. Im Gegensatz dazu bleibt das maximale Moment in der zweiten Gruppe unverändert. Stattdessen wird der Gradient für den Drehmomentanstieg verringert bzw. die Zeit für den Drehmomentanstieg um 50 %, 100 %, 150 % und 200 % erhöht. Diese Varianten werden gewählt, da sie nach [SCH02], [HAG98], [FAN94] einen mindernden Effekt auf die Ruckelschwingungen haben sollen. In der dritten Gruppe wird die Form des Drehmomentanstiegs geändert. Neben einem Rückschritt nach [HAG98], [FAN94], dessen Größe und Position in einer zusätzlichen Untersuchung optimiert worden ist, gibt es eine Variante mit einer Auslöschung der Stufe sowie eine Variante mit der Auslöschung der Stufe und zusätzlich abgerundeten Kanten am Anfang und Ende des Drehmomentanstiegs.

Für die Bewertung der Varianten werden Tip-In-Manöver im ersten und zweiten Gang simuliert und die Ergebnisse anschließend ausgewertet. Die Ergebnisse werden dabei nicht nur hinsichtlich des Ruckelverhaltens, sondern auch hinsichtlich der Fahrleistung bewertet, da eine Modifizierung des Drehmomentverlaufs in vielen Fällen eine Senkung der Beschleunigung hervorrufen kann. Es soll nach Möglichkeit eine Variante gefunden werden, die im Vergleich zum Basis-Fahrzeug den gleichen Fahrkomfort und die gleiche Fahrleistung aufweist. Auf Basis dieser Variante wird eine mögliche technische Implementierung erarbeitet und mit dem Modell überprüft. Im Folgenden werden die Simulationsergebnisse vorgestellt.

3.4.3.4 Auswertung der Ergebnisse

Im ersten Schritt der Ergebnisauswertung werden die einzelnen Varianten hinsichtlich des Ruckelverhaltens bewertet. Anschließend werden die Varianten, die eine akzeptable Reduzierung der Ruckelschwingungen ermöglichen, hinsichtlich der Fahrleistung bewertet.

Zur Bewertung des Ruckelverhaltens werden die zeitlichen Beschleunigungsverläufe der Tip-In-Manöver gefiltert und anschließend die maximalen Beschleunigungsamplituden der Ruckelschwingungen, die ein gutes Maß für die Bewertung darstellen, miteinander verglichen. In Abb. 3-62 sind die Ergebnisse für die Simulationen im ersten Gang gezeigt. Dabei sind die Diagramme in die schon vorgestellten Gruppen „Senkung des maximalen Drehmoments“, „Erhöhung der Anstiegszeit“ und „Veränderung der Form des Drehmomentanstiegs“ aufgeteilt. Die maximalen Beschleunigungsamplituden der einzelnen Varianten werden als blaue, viereckige Punkte dargestellt. Des Weiteren sind in den Diagrammen zwei rot gestrichelte Linien zu erkennen. Die Obere stellt die maximale Beschleunigungsamplitude des Demonstrator-Fahrzeugs ohne irgendeine Maßnahme dar. Die Untere stellt hingegen die Beschleunigungsamplitude des Basis-Fahrzeugs dar und kann somit als Zielwert für die Bewertung angesehen werden.

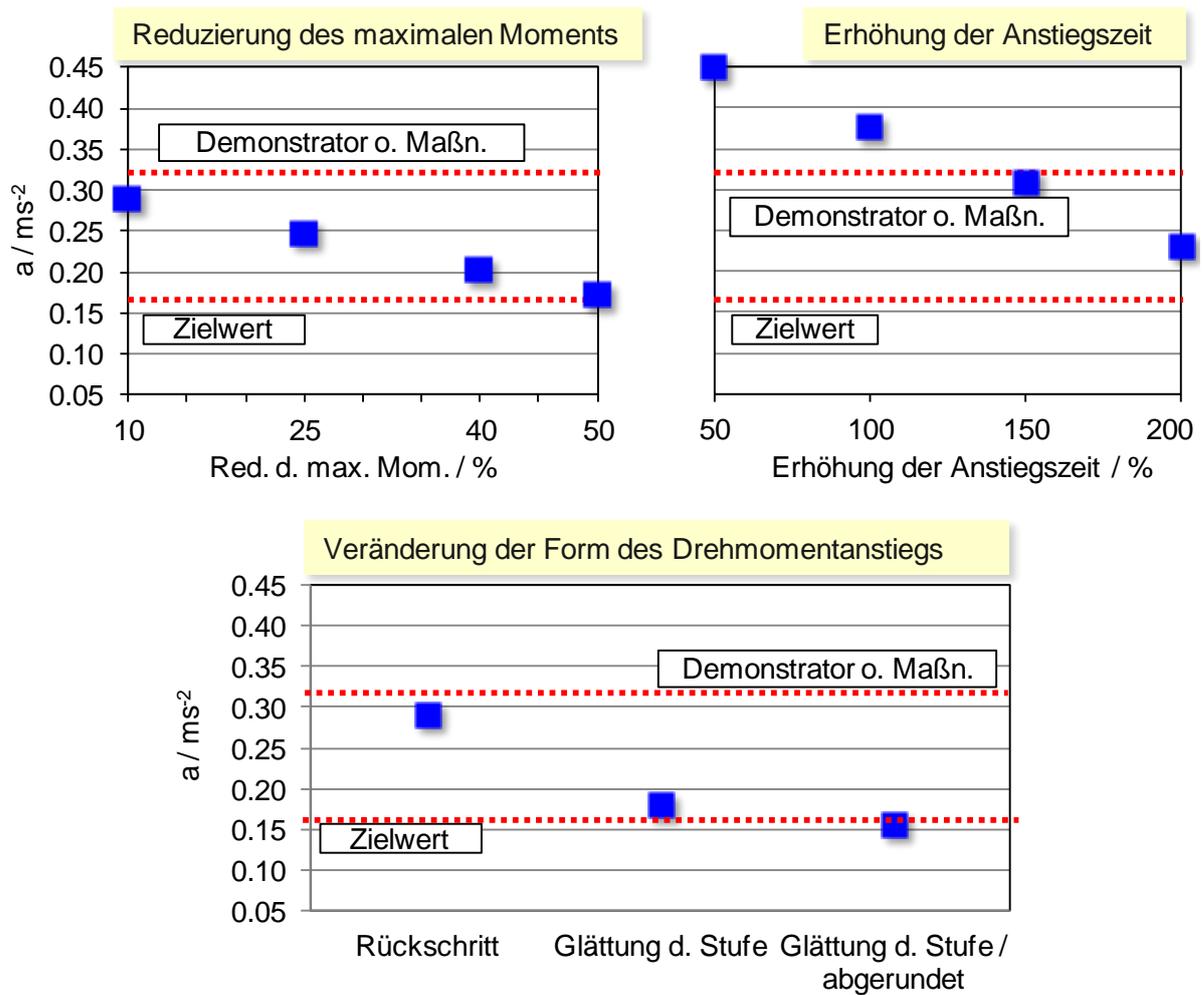


Abb. 3-62: Ergebnisse für ein Tip-In-Manöver im ersten Gang

Wie aus Abb. 3-62 zu erkennen ist, wird die Ruckelschwingung mit zunehmender Senkung des maximalen Drehmoments reduziert. Eine geeignete Reduzierung ergibt sich im ersten Gang bei einer Senkung des maximalen Moments um 50 Prozent. Die Erhöhung der Anstiegszeit verursacht ebenfalls eine Reduzierung der Ruckelschwingungen, allerdings kann das Niveau des Basis-Fahrzeugs im ersten Gang nicht erreicht werden. Darüber hinaus gibt es in dieser Gruppe zwei Varianten, die im Vergleich zum Demonstrator-Fahrzeug ohne Maßnahmen sogar eine erhöhte Beschleunigungsamplitude aufweisen. Dies ist auf eine ungünstige Verschiebung der Stufe im Drehmomentverlauf zurückzuführen. In der Gruppe „Veränderung der Form des Drehmomentanstiegs“ erreichen im ersten Gang die beiden Varianten das Niveau des Basis-Fahrzeugs, die eine Glättung der Stufe enthalten. Der Rückschritt ist hingegen für diese Fahrzeugkonfiguration nicht geeignet.

Die Ergebnisse der Simulationen im zweiten Gang sind für die einzelnen Gruppen in Abb. 3-63 gezeigt.

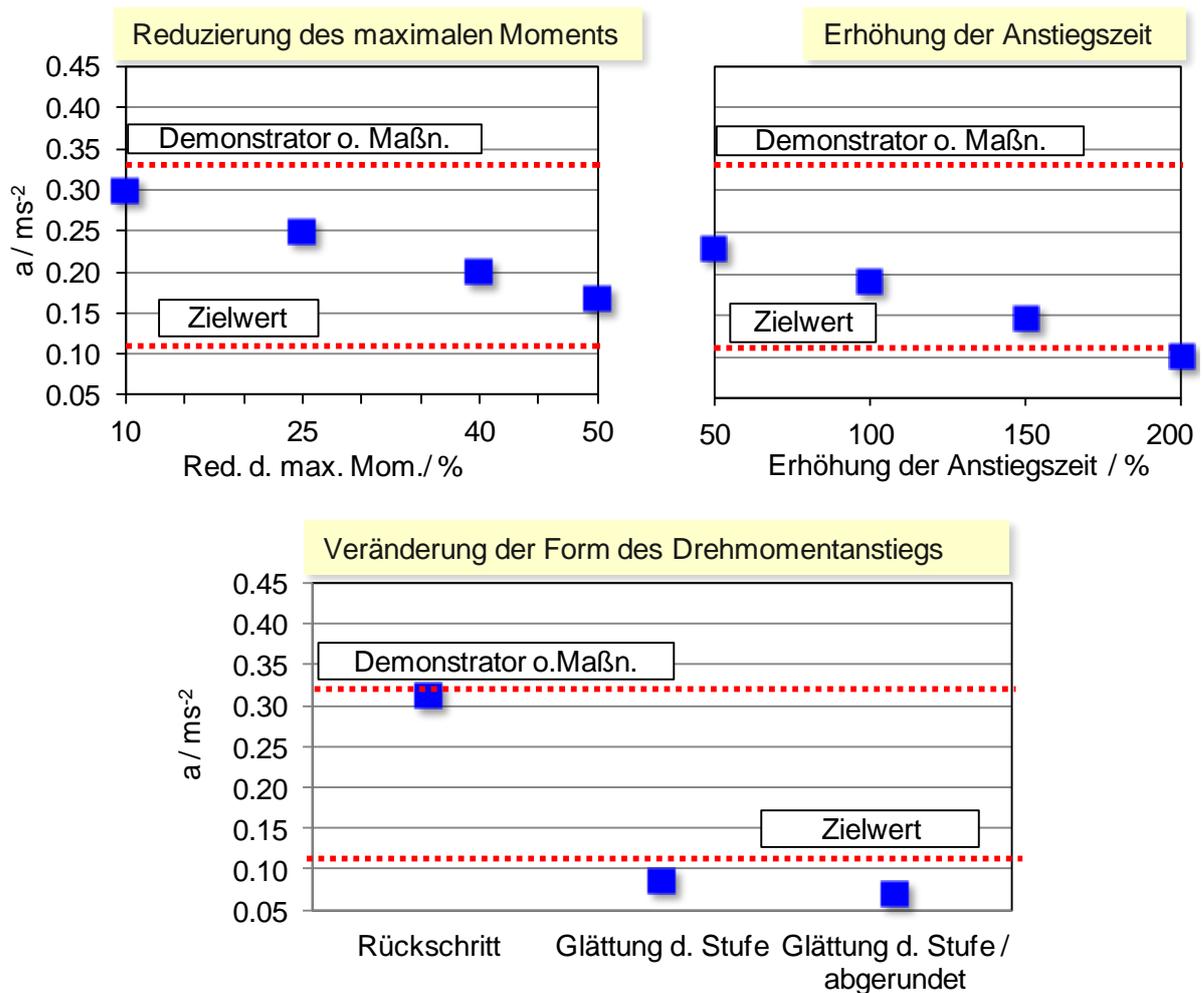


Abb. 3-63: Ergebnisse für ein Tip-In-Manöver im zweiten Gang

Die Ergebnisse des zweiten Gangs zeigen ein ähnliches Verhalten wie die im ersten Gang. Allerdings reicht hier die Senkung des maximalen Moments um 50 Prozent nicht für eine geeignete Reduzierung aus. Stattdessen ist die Erhöhung der Anstiegszeit um 200 Prozent geeignet. Des Weiteren sind, wie im ersten Gang, die Varianten „Glättung der Stufe“ und „Glättung der Stufe/abgerundet“ geeignet.

Insgesamt stellen sich also unter Berücksichtigung der Simulationsergebnisse des ersten und des zweiten Gangs nur die Varianten als geeignet heraus, die eine Glättung der Stufe enthalten. Im nächsten Schritt werden diese Varianten hinsichtlich der Fahrleistung bewertet.

Ein Maß für die Fahrleistung ist in dieser Untersuchung die Beschleunigungszeit von der Startdrehzahl des Tip-In-Manövers (1250 U/min) bis zu einer Motordrehzahl von 3000 U/min. Dies entspricht im ersten Gang einer Fahrzeugbeschleunigung von 10 km/h auf 25 km/h und im zweiten Gang von 20 km/h auf 45 km/h.

Die Ergebnisse sind in Abb. 3-64 dargestellt. In blau sind die Beschleunigungszeiten der geeigneten Varianten aufgeführt, in grau die Werte des Basis-Fahrzeugs, die als Zielwerte anzusehen sind. Beide Varianten verfügen über die gleichen Beschleunigungszeiten, so dass nur noch ein Wert dargestellt ist.

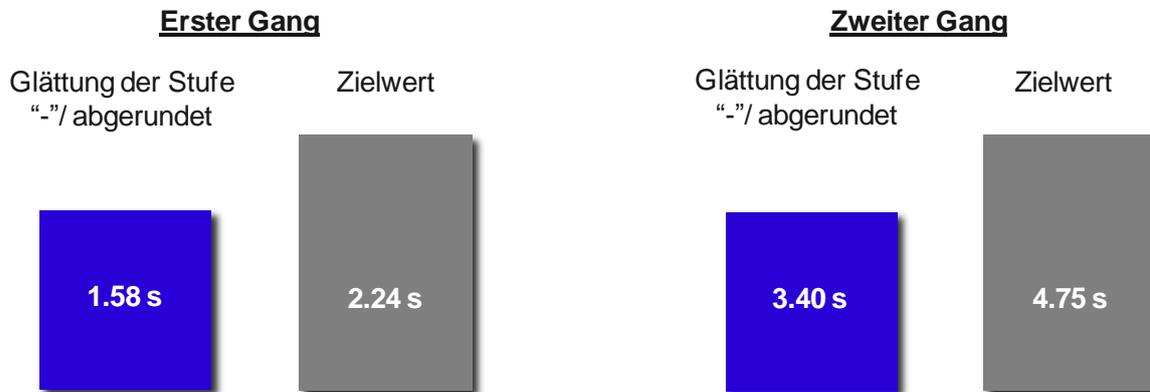


Abb. 3-64: Bewertung der Fahrleistung

Es zeigt sich, dass die Varianten, die eine Auslöschung der Stufe im Drehmomentverlauf beinhalten, sowohl bezüglich der Ruckelschwingungen als auch bezüglich der Fahrleistung geeignet sind. Die sich einstellenden Fahrleistungen dieser beiden Varianten führen zu verbesserten Fahrleistungen gegenüber dem Basisfahrzeug mit der Dieselmotorisierung. Durch Umsetzung dieser Varianten im Demonstrator-Fahrzeug kann somit ein Fahrkomfort auf dem Niveau des Basis-Fahrzeugs bei verbesserter Fahrleistung gewährleistet werden.

Im nächsten Schritt der Untersuchung wird auf Basis dieser Ergebnisse eine geeignete technische Umsetzung im Fahrzeug erarbeitet. Diese Umsetzung wird mit Hilfe des Simulationsmodells auf Funktionsfähigkeit geprüft und kann anschließend im Fahrzeug appliziert werden.

Als mögliche Umsetzung wird eine kontrollierte Rücknahme der Einspritzung während des Tip-In-Manövers vorgeschlagen. Diese Maßnahme kann beispielsweise kennfeldbasiert mit Hilfe der Motorsteuerung umgesetzt werden. Im Simulationsmodell wird die Rücknahme der Einspritzung durch ein Differenzmoment dargestellt, das dem zeitabhängigen Drehmomentverlauf während des Tip-In-Manövers überlagert wird. Das Differenzmoment besteht dabei hauptsächlich aus einer negativen Momentenspitze, die mit einem PT_1 - und DT_1 - Glied generiert wird. Die zeitliche Position sowie die Regler-Parameter werden in einer zusätzlichen Untersuchung erarbeitet. Auf der linken Seite in Abb. 3-65 ist beispielhaft der Drehmomentverlauf ohne Maßnahme, das Differenzmoment sowie der überlagerte Verlauf, der letztendlich am Schwungrad wirkt, für ein Tip-In-Manöver im ersten Gang dargestellt. Die resultierenden Ruckelschwingungen der Maßnahme sind auf der rechten Seite dargestellt und zu denen des Basis-Fahrzeugs in Vergleich gesetzt.

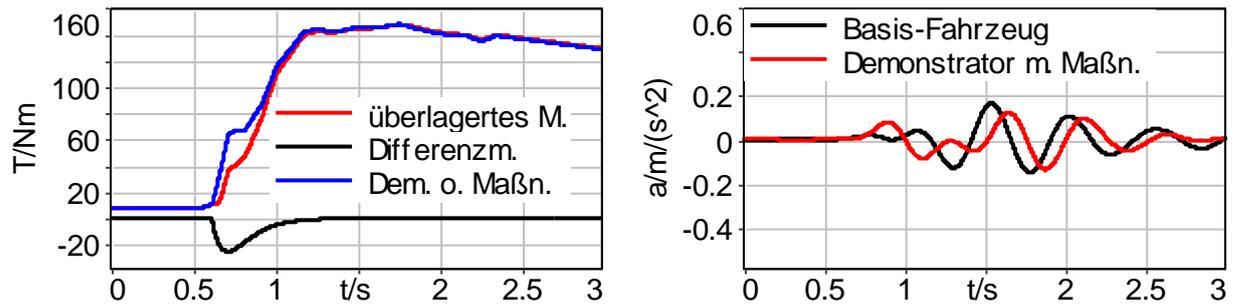


Abb. 3-65: Rücknahme der Einspritzung im Simulationsmodell (1.Gang)

Die Amplitude der Ruckelschwingung wird durch die Rücknahme der Einspritzung auf ein akzeptables Maß gesenkt. Des Weiteren zeigt sich bei der Prüfung der Fahrleistung, dass die Beschleunigungszeit im ersten Gang um 0,6 Sekunden geringer ist als die des Basis-Fahrzeugs. Insofern ermöglicht diese Implementierung den gleichen Fahrkomfort bei sogar verbesserter Agilität.

Die hier ausgearbeitete Maßnahme wird an den Projektpartner Meta GmbH übergeben, der die technische Umsetzung prüft und gegebenenfalls appliziert.

Insgesamt zeigt sich, dass die in diesem Kapitel vorgestellten Tätigkeiten eine zielführende Möglichkeit zur Verbesserung des Demonstrator-Fahrzeugs hinsichtlich des Fahrkomforts in einer frühen Phase der Entwicklung, in der noch kein Prototyp zur Verfügung steht, ermöglichen haben.

3.5 Umbau Fahrzeug (AP 3.1)

Nachfolgend werden die Arbeiten und Ergebnisse des Fahrzeugumbaus beschrieben. Die Umbauarbeiten wurden z. T. gemeinschaftlich mit der Meta durchgeführt. Die Umbauarbeiten, die Motor, CRE und Hubkolbenlader betreffen, sind dem Abschlussbericht der Meta [MET14b] zu entnehmen.

3.5.1 Aggregataufbau auf dem Motorenprüfstand

Der Verbund aus Motor, Kupplung, Getriebe, CRE-System, Hubkolbenlader, Spannsystem und Startergenerator wurde in den Werkstätten der Meta aufgebaut. Weitere Informationen zum Aufbau sind dem Abschlussbericht der Meta [MET14b] zu entnehmen.

3.5.2 Tanksystem im Fahrzeug

Um die Erdgasflaschen im Unterboden integrieren zu können, wurden gemeinschaftliche Arbeiten an der Reserveradmulde und der Kofferraumwanne in den Werkstätten der Meta durchgeführt. Da das Fahrzeug mit einem Pannenfischaum für die Notbefüllung eines defekten Reifens ausgeliefert wird, wurde die Ersatzradmulde komplett entfernt. Der Halterahmen des Tankstacks aus der Mercedes B-Klasse 160 CNG wurde um den oben liegenden kleinen Zylinder verkleinert. In diesem Zustand konnte das Stack im Bereich der

Ersatzradmulde an den Längsträgern befestigt eingebaut werden. Zusätzlich wurde eine abgedichtete Oberschale über den Erdgastanks installiert, so dass im Falle einer Leckage das Gas nicht in den Fahrzeuginnenraum gelangen kann. Das Tanksystem ohne kofferraumseitige Abdeckung ist in Abb. 3-66 dargestellt. Auf der Unterseite wurde ebenfalls eine Schutzwand eingebracht, um Beschädigungen von unten aus zu vermeiden. Hier ist eine Luftöffnung vorhanden, so dass evtl. austretendes Gas entweichen kann. Die kofferraumseitige Kapselung liegt ca. 3 cm höher, so dass das Kofferraumvolumen nur minimal und nicht sichtbar eingeschränkt wird.



Abb. 3-66: Integriertes CNG-Tanksystem im Kofferraumbereich des Fahrzeugs

Die Integration der Druckleitungen und der Anschluss von Motor an das Tanksystem wurden von einem fachlich ausgebildeten Techniker der Meta durchgeführt. Details hierzu sind dem Bericht der Meta [MET14b] zu entnehmen.

3.5.3 Batterie und Batteriemanagementsystem

Ausgehend von der Platzierung des Verbrennungsmotors und der Anbauteile wurde die Fahrzeugbatterie mit dem Batteriemanagementsystem am ursprünglichen Einbauort des Basisfahrzeugs platziert. Das Batteriemanagementsystem ist bauraumunkritisch, da es direkt am positiven Pol der Batterie verbaut wird und nur einige Zentimeter über den Pol hinausragt, vgl. Abb. 3-67 und Abb. 3-68.

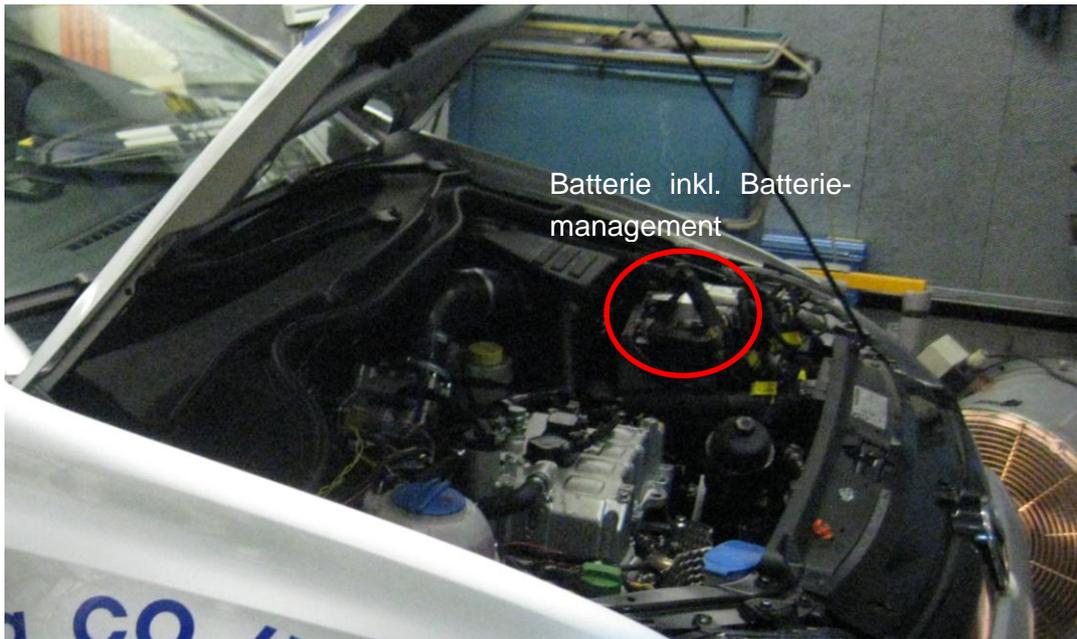


Abb. 3-67: Einbaulage Batterie und Batteriemangementsystem



Abb. 3-68: Hella IBS Batteriemangementsystem [HEL09]

Um die Funktion des Startergenerators und des Batteriemangements mit Bleibatterie sicherzustellen, ist zusammen mit fka und Meta ein Hardware-In-The-Loop (HIL) Prüfstand bei der Meta aufgebaut worden. Hiermit lassen sich die Komponenten vorab auf ihre Funktionsfähigkeit hin testen. Entscheidungsgrundlage waren hier die Verzögerungen bei der Motorinbetriebnahme.

Ein Computersystem emuliert hierbei die Funktion des Steuergerätes und prüft die Reaktionen der Komponenten in einer simulierten Fahrzeugumgebung. Somit lassen sich schon vor dem Einbau in das Fahrzeug Probleme identifizieren und beheben. Dies verkürzt die nach-

folgenden Applikationsarbeiten im Fahrzeug maßgeblich. Die Arbeiten an dem Prüfstand werden im nachfolgenden Kapitel beschrieben.

3.5.4 Integration des Wärmespeichers

Der Einbau des Wärmespeichers der Firma Ritter wurde bei der Platzierung des Motors und der Batterie berücksichtigt. Aufgrund der kleineren Bauform des Motors kann das Speichersystem im Motorraum linksseitig in Batterienähe verbaut werden. Packageanalysen und Einbau wurden von der Meta durchgeführt [MET14b].

3.6 Fahrzeugapplikation und -analyse (AP 3.3)

Da sich im laufenden Projekt Verzögerungen ergaben, wurden die Softwaremodule für den Starter-Generator und die Schalthinweisanzeige einem intensiven Vorab-Test unterzogen. Der Aufbau der grundlegenden Softwarearchitektur wurde gemeinschaftlich von ika und fka in Matlab/Simulink durchgeführt. Als erste Testumgebung wurde das längsdynamische Fahrzeugmodell verwendet. In einem zweiten Schritt wurde die Software in einer dSpace Produktkette auf eine Autobox übertragen. Da die Steuerung der von der Meta aufgebauten Komponenten ebenfalls auf der Autobox ausgeführt wird, konnte diese Synergie genutzt werden und die gesamte Software aller Projektpartner auf diesem System vereint werden.

3.6.1 Softwareentwicklung und -optimierung

Um die durch Verzögerungen der Motorinbetriebnahme im Projekt entstandene Zeit zu nutzen, wurden umfangreiche Ergänzungen und Anpassungen an der Software für Start-Stopp, Rekuperation und Schaltanzeige durchgeführt. Ziel war hierbei insbesondere, die Fehlererkennung bzw. Misuse-Diagnostik zu erhöhen und entsprechende Reaktionen zu integrieren. Dazu wurde eine Studie an Start-Stopp-Systemen anderer PKW durchgeführt und das Verhalten unter verschiedenen Umständen dokumentiert. Die zusammengetragenen Informationen wurden in einem Anforderungskatalog abgelegt und in die Software eingearbeitet. Aus dem Anforderungskatalog wurden dann Bedingungen festgelegt, die einen Einfluss auf das System haben. Dabei wurde unterschieden, ob das System temporär deaktiviert wird, bis eine entsprechende Bedingung eintritt oder auch dauerhaft deaktiviert wird (Fehlerfall). Die Bedingungen für ein aktiviertes Start-Stopp-System sind:

- Taste für die Start-Stopp-Anlage wurde nicht gedrückt
- Offene Batterieklemmenspannung ausreichend hoch (>...)
- Außentemperatur nicht zu tief oder zu hoch ($T_{\text{außen,min}} < T_{\text{ist}} < T_{\text{außen,max}}$)
- Motor betriebswarm ($T_{\text{Kühlwasser}} > T_{\text{Kühlwasser,min}}$)
- Fahrer-Sicherheitsgurt wurde angelegt
- Klimaanlage-Solltemperatur nicht zu stark von Ist-Temperatur verschieden ($\Delta T < 8^\circ\text{C}$)
- Lüftungsgebläseleistung nicht zu hoch eingestellt
- Fahrzeug ist zwischen zwei Motorstopps mindestens angefahren
- Türen und Motorhaube geschlossen
- Keine Defrost-Einstellung gewählt

- Kein Gang eingelegt und Kupplung nicht getreten
- Kein starker Lenkeinschlag
- Fahrzeug steht nicht an einer Steigung

Die Bedingungen zur permanenten Deaktivierung sind die Folgenden:

- Kritischer Fehler im Startergenerator oder Batteriemanagement (Systemausfall)
- Fehlerspeicher aller antriebsrelevanten Steuergeräte enthält mindestens einen Eintrag

Die Einteilung der Fehler in Fehlerkategorien ermöglicht einen fortlaufenden Betrieb des Systems mit Einschränkungen, beispielsweise mit einer reduzierten Ladeleistung im Falle einer zu hohen Temperatur im Startergenerator. Steigt diese Temperatur noch weiter an, wird die Leistung noch weiter reduziert. Im Extremfall ist ein Laden vorübergehend nicht möglich.

Das Vorgehen der Applikation der Steuergerätesoftware wurde in vier Ebenen unterteilt:

- Software-In-The-Loop-Test in der Simulationsumgebung
- Test mit der Gesamtsoftwareumgebung auf dem Laborprüfstand
- Test mit der Gesamtsoftwareumgebung auf dem Motorprüfstand
- Test mit der Gesamtsoftwareumgebung im Demonstrator

Das Vorgehen der Software- und Hardwareapplikation ist in Abb. 3-69 dargestellt.

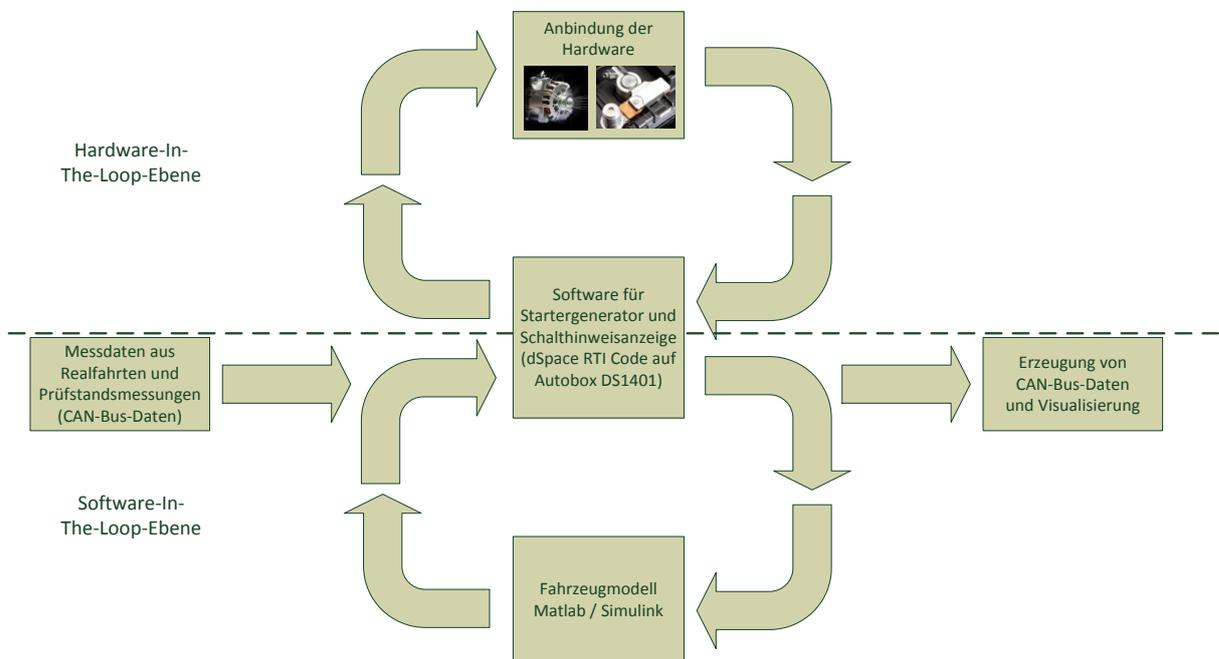


Abb. 3-69: Software- (unten) und Hardware-In-The-Loop-Verfahren

In nachfolgender Abb. 3-70 ist die Software-In-The-Loop-Methode beispielhaft im Simulationsmodell dargestellt. Der grün dargestellte Block beinhaltet sämtliche Funktionen zur Steuerung des Startergenerators. Die weiteren Funktionsblöcke gehören zum Fahrzeugmodell.

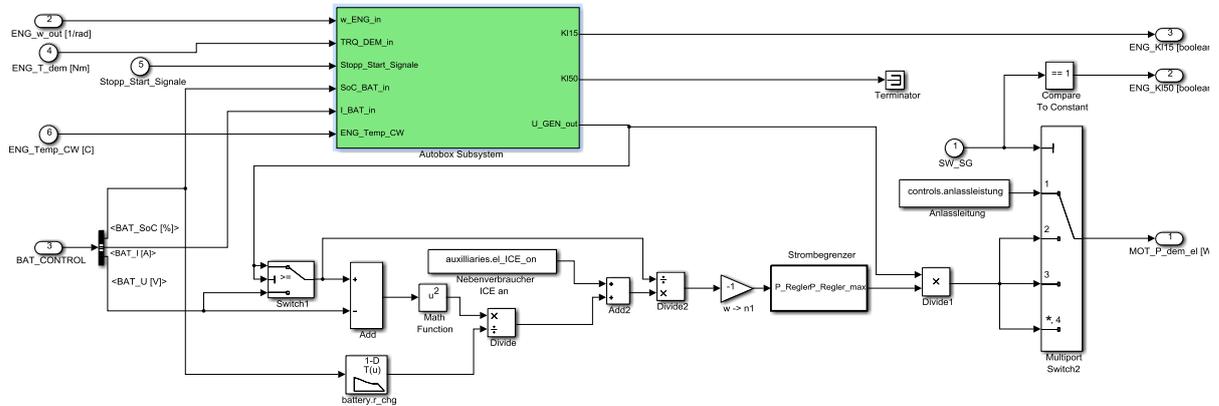


Abb. 3-70: Teilmodell der Fahrzeugsteuerung, inkl. Software des Starter-Generators (grün)

Zur Veranschaulichung des Softwareverhaltens ist ein Auszug der Motorstoppanforderung mit aufgezeichneten Daten des CAN-Bus aus dem Basisfahrzeug in einem Realfahrzyklus in Aachen dargestellt. Abb. 3-71 zeigt das Geschwindigkeitsprofil, die von der Schaltlogik berechneten optimalen Gangstufen und das Klemme-15- und -50-Signal. Klemme-15 sorgt in nicht geschaltetem Zustand für einen sofortigen Motorstopp und ist bei laufendem Motor permanent geschaltet. Klemme-50 wird nur für den Motorstart geschaltet und ist ansonsten spannungsfrei.

Der erste Teil des Fahrzyklus beschreibt eine Fahrt über Autobahn und Schnellstraße (bis ca. 1000 s). Im anschließenden, innerstädtischen Teil ist ersichtlich, dass die Software den Verbrennungsmotor in Stillstandsphasen über Klemme-15 abschaltet. Nachdem der Fahrer die Kupplung betätigt oder eine andere Bedingung für den Wiederstart erfüllt ist, wird der Motor über das kurze Setzen der Klemme-50 vom Startergenerator wieder gestartet. Die Sollganganzeige zeigt dem Fahrer während der Fahrt den kraftstoffverbrauchsgünstigsten Gang an.

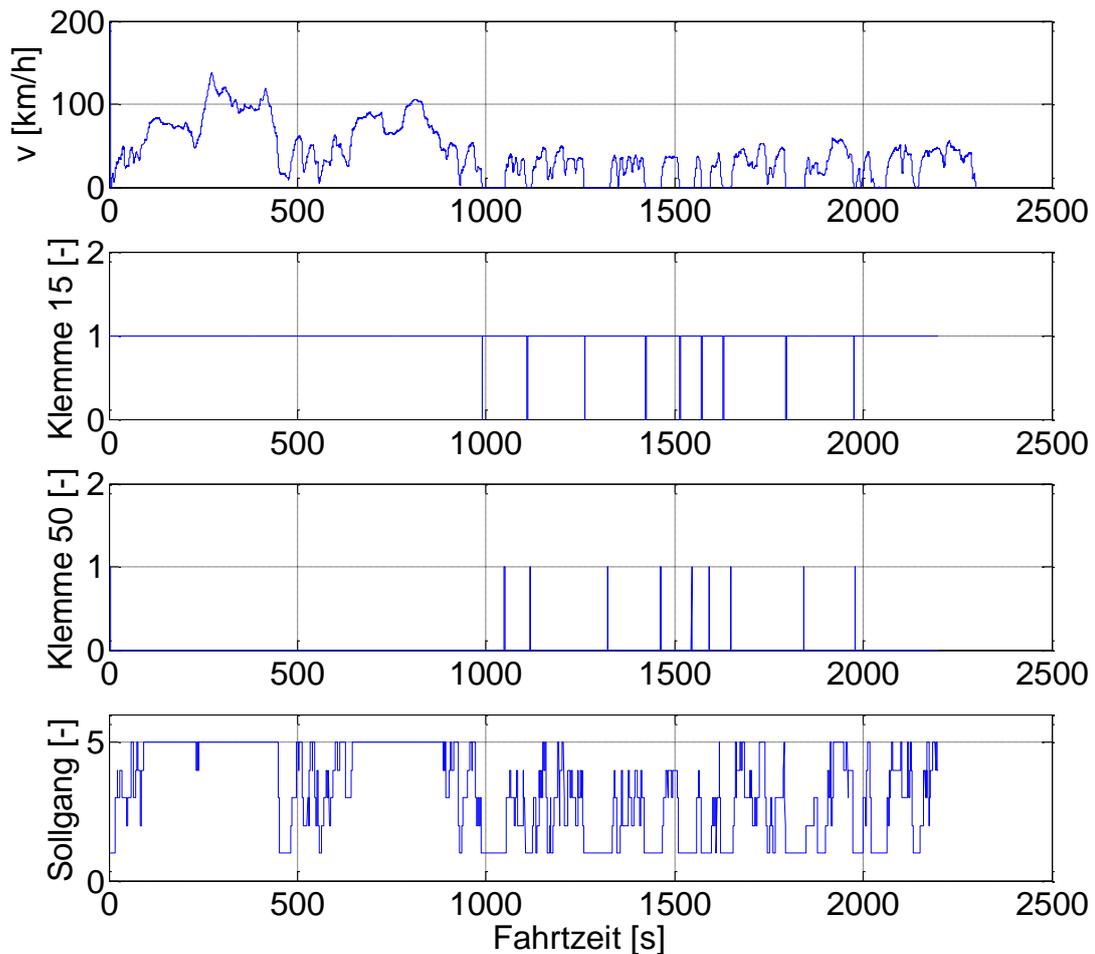


Abb. 3-71: Zeitschrieb des Software-In-The-Loop-Prüfstands

Mit der Meta wurde vor Beginn der Applikationsarbeiten ein spezieller Testplan ausgearbeitet, der auf dem ika-Rollenprüfstand abgearbeitet wurde. Die einzelnen Punkte sind im Folgenden dargestellt.

- Motorapplikation (Meta, Motorprüfstand und Rollenprüfstand)
 - o Leerlaufregelung
 - o Regelung bei verschiedenen Lastzuständen und Drehzahlstützstellen
 - o Verhalten bei Tipp-In (stabiles Lambda)
 - o Optimierung der Schubabschaltung
- Applikation der Ganganzeige (Rollenprüfstand)
 - o Stabilität
 - o Anzeige
 - o Erkennung von Change-Of-Mind-Situationen
 - o Lastverhalten
- Applikation der Start-Stopp-Funktion und Starter-Generatorbetrieb (Rollenprüfstand)
 - o Lastverhalten im Generatormodus (Leerlauf und Fahrbetrieb)
 - o Zuverlässigkeit Motorstart

- Anzeigefunktionen im Kombiinstrument
- Erkennung von Fehlerzuständen, Wiederstart etc.

Das Ziel der Applikationsarbeiten ist ein stabiler Lauf des Verbrennungsmotors unter allen Lastbedingungen im Fahrzeug. Ein besonderes Augenmerk wird auf eine effiziente Betriebsstrategie gelegt, die den Motor in wirkungsgradgünstigen Betriebspunkten betreibt. Hier kann in Verbindung mit der Schaltanzeige gezielt Einfluss genommen werden. Die Grundapplikation des Motor-, Lader-, CRE-Verbundes wurde vorab auf einem Motorenprüfstand der Meta ausgeführt, siehe Abb. 3-72.

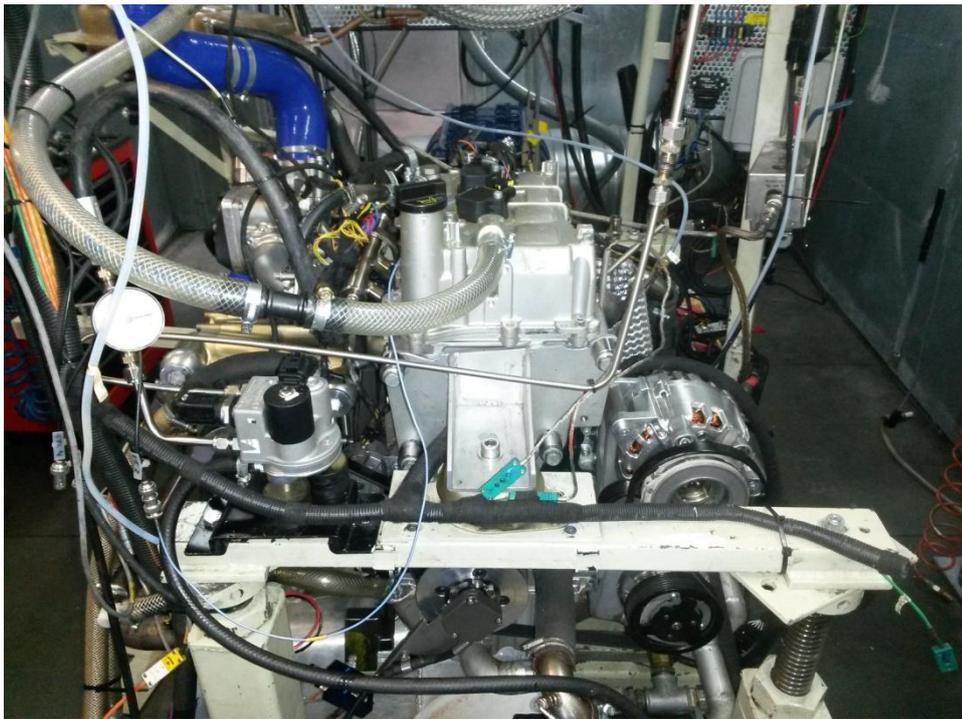


Abb. 3-72: Applikation auf dem Motorenprüfstand der Meta [MET14b]

Die finale Applikation und Feinabstimmung des Motors im Gesamtverbund mit CRE-System, Lader und Start-Stopp-System wurde final auf dem ika-Rollenprüfstand durchgeführt. Das auf dem Prüfstand installierte Fahrzeug ist in den folgenden Abb. 3-73 und Abb. 3-74 dargestellt.



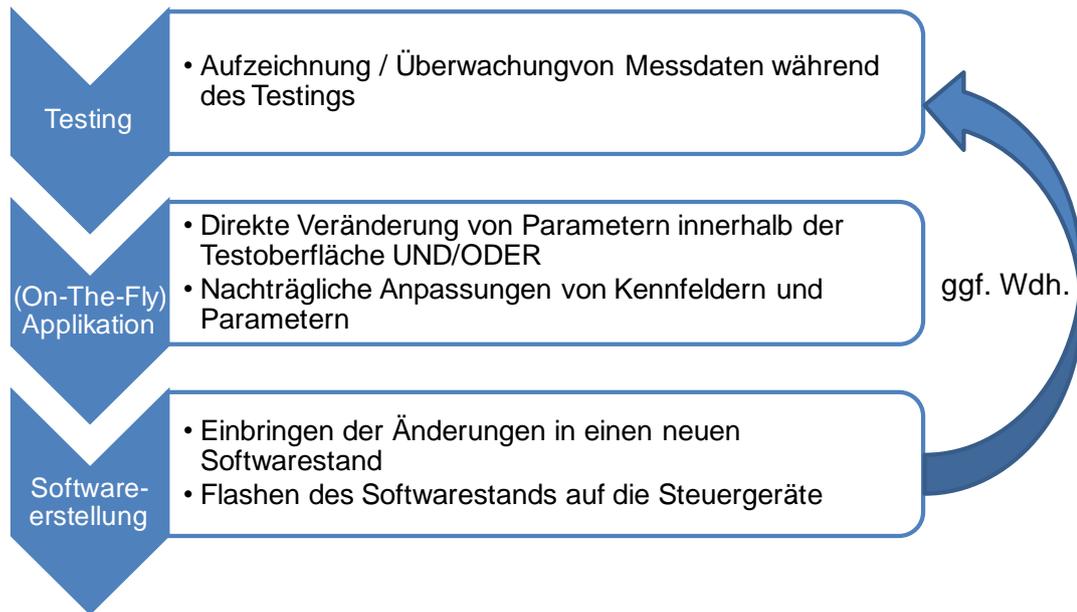
Abb. 3-73: Fahrzeug auf dem dynamischen Rollenprüfstand des ika (I)

Während der Applikationsarbeiten kann über das dSpace Control Desk jeder Parameter überwacht und bei Bedarf gezielt modifiziert werden, siehe Abb. 3-74 rechts außen.



Abb. 3-74: Applikationsarbeiten auf dem Rollenprüfstand

Sämtliche Daten wurden aufgezeichnet, so dass zu einem späteren Zeitpunkt eine Analyse spezieller Situationen bei aufkommenden Problemen oder Fragestellungen möglich ist. Der Vorgang bei der Applikation im Fahrzeug ist zusammengefasst in Abb. 3-75 dargestellt.



Kriterium für Beendigung: Zielvorgaben hinsichtlich Verbrauch und Komfort sind erreicht

Abb. 3-75: Vorgehen bei Applikationsarbeiten am Fahrzeug

Durch Versuche bei der CAN-Bedatung konnte ein Zustand erreicht werden, mit dem sämtliche Kombiinstrumentanzeigen über den Funktionsrahmen gesteuert werden können. Dies ermöglicht die Anzeige der folgenden Zustände:

- Öldruck und Öldruckwarnung
- Motordrehzahl
- Ganganzeige

Bei der Inbetriebnahme des Fahrzeugs ist es neben den Applikationsarbeiten erforderlich, die von der ursprünglichen Motorsteuerung des Serienzustands erzeugten Signale zu überschreiben bzw. neu zu erstellen. Signale, die von anderen Steuergeräten erzeugt und vom Kombiinstrument für die Darstellung ausgewertet werden, werden weitestgehend nicht beeinflusst. Als Ausnahme sind Signale vom ABS- und ESP-Steuergerät zu werten, da diese wiederum auf Daten des Motorsteuergeräts zugreifen. Diese Daten werden vom neuen Motorsteuergerät erzeugt und auf dem CAN-Bus zur Verfügung gestellt.

Nach Abschluss aller Arbeiten ist ein uneingeschränkter Betrieb des Fahrzeugs mit allen Funktionen möglich. Der Fahrbetrieb ist abschließend uneingeschränkt ohne Nutzung von Laptops möglich.

3.6.2 NVH-Optimierung und Rückmessung

In diesem Arbeitspaket werden die zuvor erarbeiteten und vorgestellten NVH-Maßnahmen zur Verbesserung des Fahr- und Akustikkomforts umgesetzt. Die Wirksamkeit dieser Maß-

nahmen soll anhand von Gesamtfahrzeugmessungen bestätigt bzw. bei Bedarf weitere Verbesserungsmöglichkeiten aufgezeigt und umgesetzt werden. Ziel ist, dass das aufgebaute Demonstrator-Fahrzeug mit neuartigem 2-Zylinder-Erdgasmotor ein klassenspezifisches NVH-Verhalten aufweist.

Aufgrund der guten Reproduzierbarkeit und Unabhängigkeit von der Witterung werden die Messungen auf einem Akustik-Rollenprüfstand vorgenommen. Dabei wird im ersten Schritt die endgültige Auswahl des Abgasanlagenkonzepts anhand von Messungen des Mündungspegels bei Volllast-Drehzahlhochläufen getroffen. Hier bietet der Rollenprüfstand den besonderen Vorteil, dass die Mündungsgeräusche nicht vom Fahrtwind beeinflusst werden und somit die abschließende Auswahl des am besten geeigneten Abgasanlagenkonzeptes erst ermöglicht. Anschließend wird das Innenraumgeräusch des Demonstrator-Fahrzeugs bei Volllast-Drehzahlhochläufen und ausgewählten Konstantfahrten bewertet und zu den Daten des Basisfahrzeugs in Vergleich gesetzt. Abb. 3-76 zeigt das fertig aufgebaute Demonstrator-Fahrzeug auf dem Akustik-Rollenprüfstand.

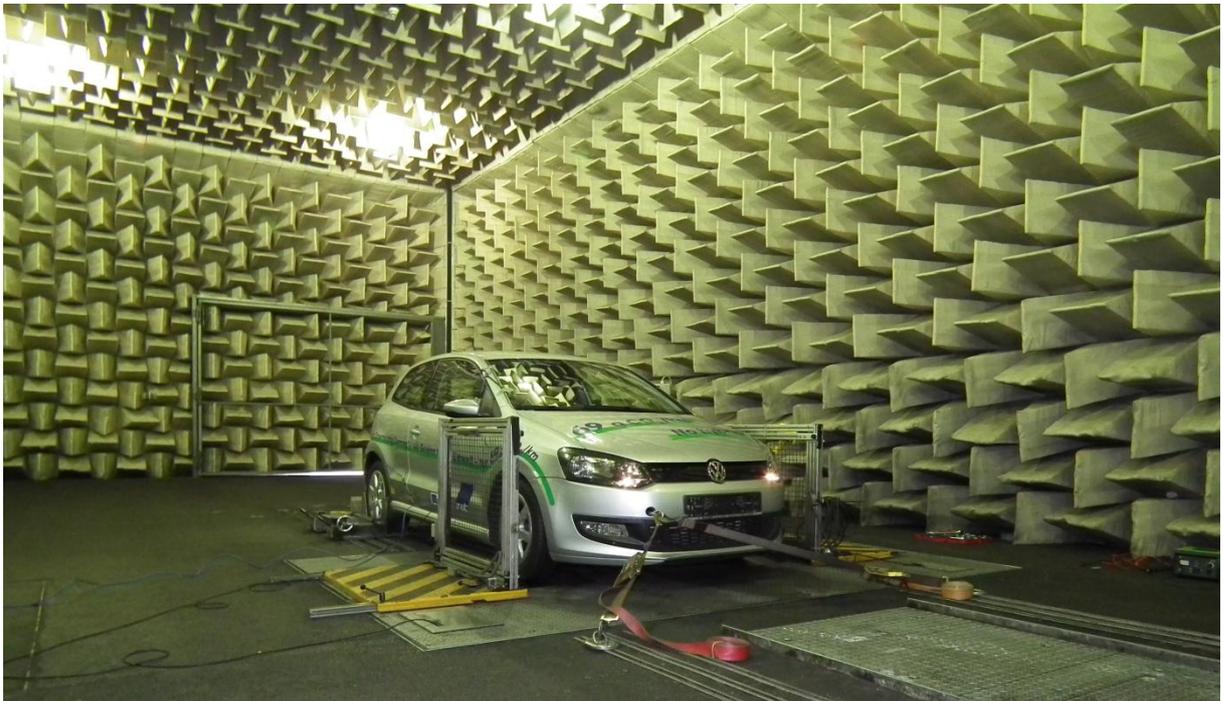


Abb. 3-76: Messung des Demonstrator-Fahrzeugs auf dem Akustik-Rollenprüfstand

Die Steuerung der Prüfstandsrolle ermöglicht den Betrieb mit simulierten Fahrwiderständen, so dass die Volllast-Drehzahlhochläufe und Konstantfahrten mit Straßenmessungen in Bezug auf die Motorlast vergleichbar sind. Im Folgenden werden die Tätigkeiten in diesem Arbeitspaket genauer vorgestellt.

Es sei noch darauf hingewiesen, dass eine finale Bewertung des Lastwechselverhaltens nicht möglich ist, da die Applikationsarbeiten an dieser Stelle noch nicht abgeschlossen und reproduzierbare Messungen aufgrund einer nicht stabilen Umschaltung vom Saug- in den

Ladebetrieb nicht möglich sind. Bei Bewertungsfahrten wird allerdings das Lastwechselerhalten subjektiv als akzeptabel empfunden.

3.6.2.1 Bewertung der Abgasanlagenkonzepte

Für die abschließende Bewertung der im zweiten Arbeitspaket ausgewählten Abgasanlagenkonzepte werden zunächst deren Mündungsgeräusche bei Vollast-Drehzahlhochläufen gemessen und anschließend miteinander verglichen. Der Vergleich ist in Abb. 3-77 dargestellt.

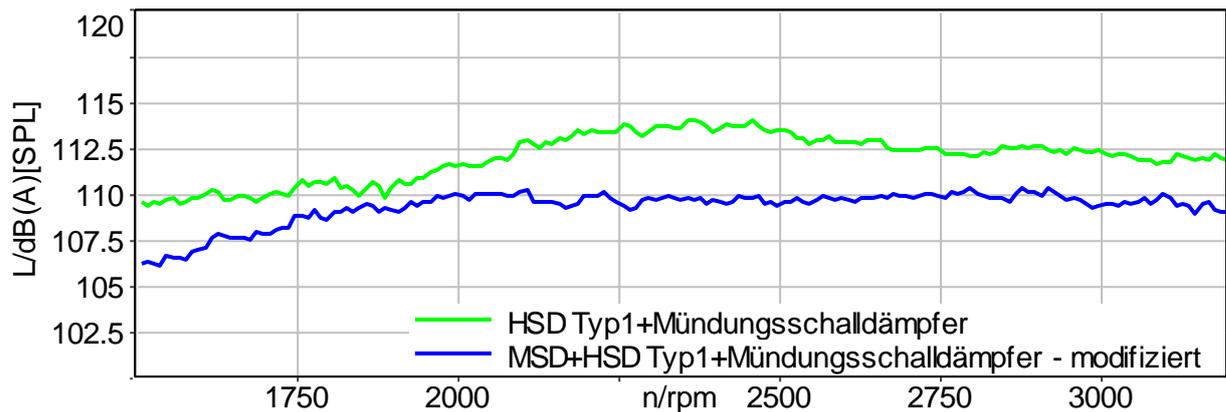


Abb. 3-77: Mündungsgeräusche „HSD Typ1+Mündungsschalldämpfer“ und „MSD+HSD Typ1+Mündungsschalldämpfer“ mit modifiziertem MSD (Vollast 3. Gang)

In Abb. 3-77 ist erkennbar, dass das Konzept „MSD+HSD Typ1+Mündungsschalldämpfer mit modifiziertem MSD“ einen um bis zu 5 dB(A) kleineren Schalldruckpegel aufweist. Somit wird das Ergebnis der simulationsgestützten Bewertung bestätigt und das Konzept in das Demonstrator-Fahrzeug integriert.

Im Vergleich zu den Simulationsergebnissen fällt auf, dass die gemessenen Mündungsgeräusche einen deutlich höheren Pegel aufweisen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass in der Simulation ausschließlich das Mündungsgeräusch abgebildet werden kann, während auf dem Prüfstand weitere Geräusche wie z. B. Motor- oder Rollengeräusche den Mündungspegel beeinflussen. Außerdem sind in dieser Phase des Projekts schon einige Applikationsarbeiten am Motor vorgenommen worden, so dass die tatsächliche Motoranregung nicht mehr mit der im Simulationsmodell übereinstimmt. Dennoch wird mit der Simulation die richtige Tendenz aufgezeigt.

In Abb. 3-78 ist abschließend der Einfluss der beiden Abgasanlagen auf den Innenraumgeräuschpegel am Kunstkopf gezeigt.

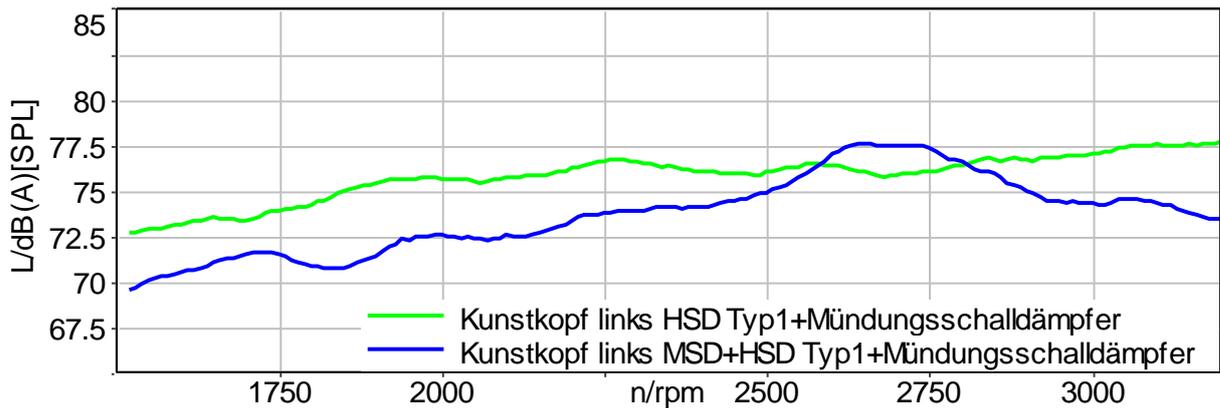


Abb. 3-78: Innenraumgeräusche der beiden Abgasanlagenkonzepte (Volllast 3. Gang)

Auch bei dem Vergleich hinsichtlich des Innenraumgeräuschs fällt auf, dass das Konzept „MSD+HSD Typ1+Mündungsschalldämpfer mit modifiziertem MSD“ in einem großen Teil des Drehzahlbereichs einen geringeren Schalldruck ermöglicht. Lediglich zwischen 2600 min⁻¹ und 2800 min⁻¹ zeigt dieses Konzept einen vergrößerten Schalldruckpegel, was auf eine Resonanz der Oberflächen des modifizierten Schalldämpfers zurückzuführen ist. An dieser Stelle sind noch weitere Applikationsarbeiten erforderlich. Insgesamt wird aber auch mit dieser Messreihe die Auswahl des Konzepts „MSD+HSD Typ1+Mündungsschalldämpfer mit modifiziertem MSD“ bestätigt.

3.6.2.2 Bewertung des Innenraumgeräuschs

Im Rahmen dieser Bewertung wird das Innenraumgeräusch des Demonstrator-Fahrzeugs mit dem des Basis-Fahrzeugs verglichen, um zu prüfen, ob die Zielwerte erreicht werden. Dabei ist das Demonstrator-Fahrzeug mit der im vorherigen Schritt ausgewählten Abgasanlage ausgestattet. Zunächst wird der Vergleich für die Volllast-Drehzahlhochläufe und anschließend für die Konstantfahrten durchgeführt. Die Drehzahlhochläufe werden dabei im zweiten Gang durchgeführt, da in diesem Gang der Einfluss von Reifen/Fahrbahn-Geräuschen sowie Windgeräuschen geringer ist und somit die Rollenprüfstandsmessungen mit den Straßenmessungen des Basis-Fahrzeugs (erstes Arbeitspaket) aufgrund der niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeit besser vergleichbar sind.

Abb. 3-79 zeigt den Vergleich des Innenraumgeräuschpegels für einen Volllast-Drehzahlhochlauf am linken Ohr des Kunstkopfes (2. Gang). Wie in der Abbildung erkennbar, ist der Innenraumgeräuschpegel des Demonstrator-Fahrzeugs, trotz der bereits applizierten Maßnahmen im Vergleich zum Basis-Fahrzeug um 2 dB(A) bis 10 dB(A) erhöht.

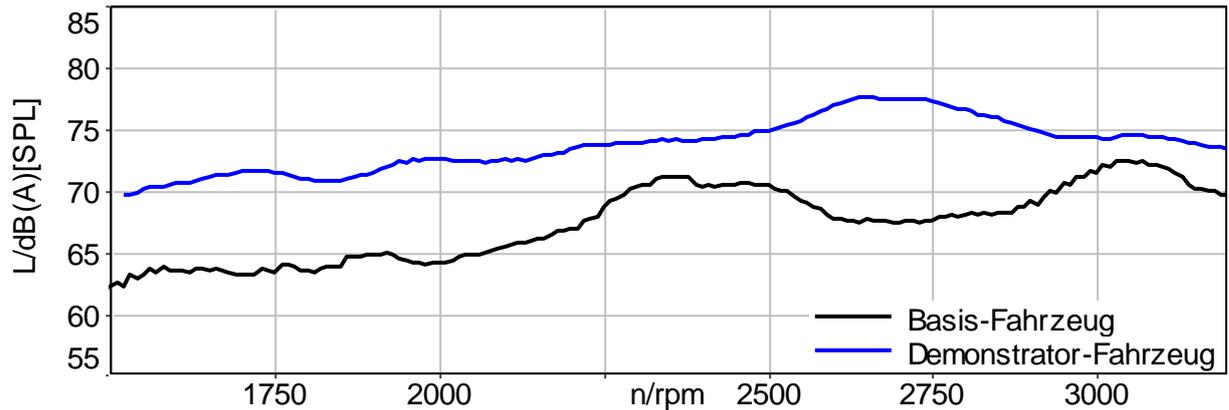


Abb. 3-79: Innenraumgeräuschpegel von Demonstrator-Fahrzeug (Rollenmessung) und Basis-Fahrzeug (Straßenmessung) (Vollast 2. Gang)

Bei der Durchführung der Messungen und einer subjektiven Bewertung des NVH-Verhaltens fällt weiterhin auf, dass der Luftfilter, der vom Basis-Fahrzeug übernommen worden ist, über eine sehr hohe Geräuschemission verfügt. Der Grund dafür ist die erhöhte Anregung aufgrund der starken Aufladung des Zweizylinder-Motors, die zu einer stärkeren Oberflächenschwingung des Luftfilterkastens und somit zu einer größeren Luftschallabstrahlung führt. Um diese Abstrahlung zu reduzieren, wird im Rahmen des letzten Arbeitspakets ein Luftfilterkasten entwickelt, der besser auf die Anregung des neuen Zweizylinder-Motors abgestimmt ist. Dafür wird als erster Prototyp der bisherige Luftfilterkasten mit Versteifungen ausgestattet und an relevanten Positionen mit Dämmfolie beklebt. Abb. 3-80 zeigt die durchgeführten Maßnahmen.

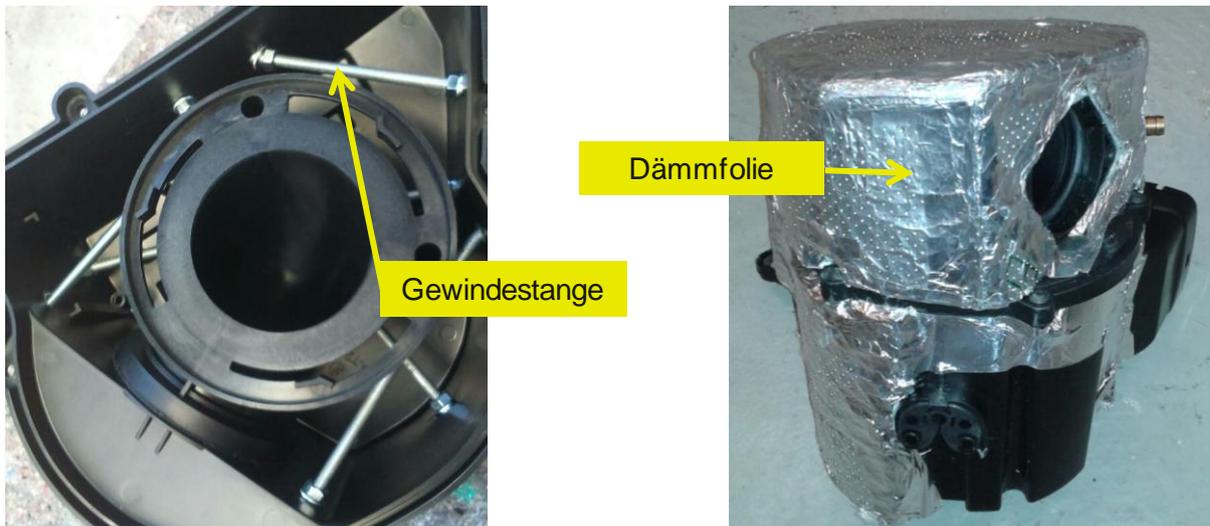


Abb. 3-80: Modifizierter Luftfilterkasten

Wie in Abb. 3-80 zu sehen ist, werden die Außenflächen des Luftfilterkastens durch Gewindestangen miteinander verspannt. Dies ist mit einer Versteifung vergleichbar und reduziert die Oberflächenschwingungen, die letztendlich ausschlaggebend für die Luftschallabstrah-

lung sind. Des Weiteren ist die Dämmfolie erkennbar, die sowohl Oberflächenschwingungen durch eine vergrößerte Massebelegung als auch durch eine dämpfende Wirkung mindert. Mit diesem modifizierten Luftfilter werden die Vollast-Drehzahlhochläufe erneut durchgeführt und die Wirkung auf das Innenraumgeräusch anschließend bewertet.

In Abb. 3-81 ist der Vergleich des Innenraumgeräuschs des Basis-Fahrzeugs sowie des Demonstrator-Fahrzeugs mit und ohne modifizierten Luftfilterkasten dargestellt.

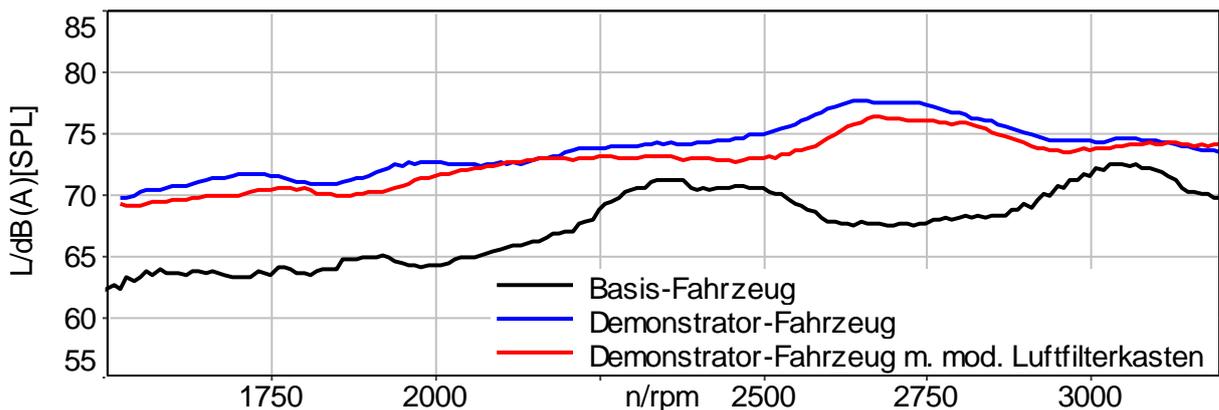


Abb. 3-81: Innenraumgeräusch des Basis-Fahrzeugs (Straßenmessung) sowie des Demonstrator-Fahrzeugs (Rollenmessung) mit und ohne modifizierten Luftfilterkasten (Vollast 2. Gang)

Wie in Abb. 3-81 zu sehen ist, wird der Schalldruckpegel im Fahrzeuginnenraum durch den Einsatz des modifizierten Luftfilterkastens um bis zu 3 dB(A) gesenkt. Die Reduzierung tritt deutlich im Bereich der Resonanzüberhöhung zwischen 2500 min^{-1} und 3000 min^{-1} auf, so dass vermutlich der Luftfilterkasten bzw. sein Eigenschwingverhalten verantwortlich dafür sind. Dennoch kann der Pegel des Basis-Fahrzeugs nicht ganz erreicht werden. An dieser Stelle bietet eine erneute Überarbeitung des Luftfilterkastens in Bezug auf die Oberflächenabstrahlung und seine Lagerung sowie eine Reduzierung der Oberflächenabstrahlung des optimierten Mittelschalldämpfers mögliches weiteres Verbesserungspotenzial. Subjektiv hingegen wird das Innengeräusch als positiv und als nicht zu laut gegenüber dem Ausgangsfahrzeug bewertet. Beim Vergleich der Innengeräusche von Basis- und Demonstrator-Fahrzeug fällt zudem auf, dass der Pegelverlauf im Ausgangszustand stärker von Resonanzüberhöhungen ($2250 \text{ min}^{-1} - 2500 \text{ min}^{-1}$ und $2850 \text{ min}^{-1} - 3100 \text{ min}^{-1}$) geprägt ist. In den Resonanzen treten Pegelüberhöhungen von bis 6 dB(A) auf, die von den Insassen subjektiv als störend bewertet werden. Der Pegelverlauf des Demonstrator-Fahrzeugs hingegen ist glatter und die Amplitudenüberhöhung in der Resonanz ist geringer, was zu einer subjektiv positiven Bewertung des Innengeräuschs führt.

Neben den Vollast-Drehzahlhochläufen wird das akustische Verhalten auch für die Konstantfahrten bewertet, da dies typische Fahrsituationen widerspiegelt und somit in die Komfortbeurteilung mit einbezogen werden muss. Die Messungen bei konstanter Fahrzeuggeschwindigkeit sind wie zuvor für das Basisfahrzeug auf der Straße und für das Demonstra-

tor-Fahrzeug auf dem Akustik-Rollenprüfstand aufgenommen worden. Um dabei im Hinblick auf das Innenraumgeräusch eine Vergleichbarkeit zwischen den Messreihen zu gewährleisten, werden die bei den Rollenprüfstandsmessungen fehlenden Abrollgeräusche (Hinterräder stehen still) zu den Messwerten hinzuaddiert.

Neben den Innenraumgeräuschen werden auch die Mündungsgeräusche bei Konstantfahrten verglichen. Das Ergebnis für die beiden Fahrzeuge ist in Abb. 3-82 dargestellt.

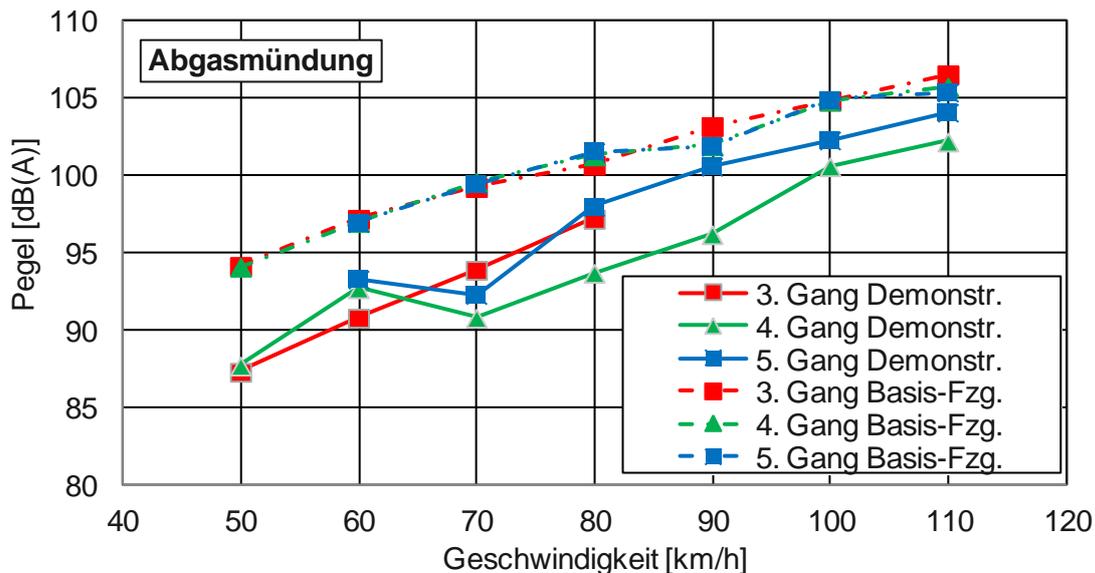


Abb. 3-82: Abgasmündungsgeräusche von Basis- und Demonstrator-Fahrzeug bei ausgewählten Konstantfahrten

Aufgrund der fehlenden Windgeräuschanteile fallen die Pegelwerte beim Demonstrator-Fahrzeug niedriger aus. Unter Berücksichtigung der Pegeladdition und der Windgeräusche ist festzustellen, dass die Mündungsgeräusche beim Demonstrator-Fahrzeug nicht lauter sind als beim Basisfahrzeug. Insofern wird auch bei den Konstantfahrten die Auswahl des Abgasanlagenkonzepts bestätigt.

In Abb. 3-83 ist abschließend der Innenraumgeräuschpegel der Konstantfahrten für die unterschiedlichen Geschwindigkeiten und Gänge dargestellt. Dabei stellt der Innenraumgeräuschpegel eines der wichtigsten Maße für die Bewertung des NVH-Verhaltens dar, da das Innenraumgeräusch direkt von den Kunden wahrgenommen und bewertet wird.

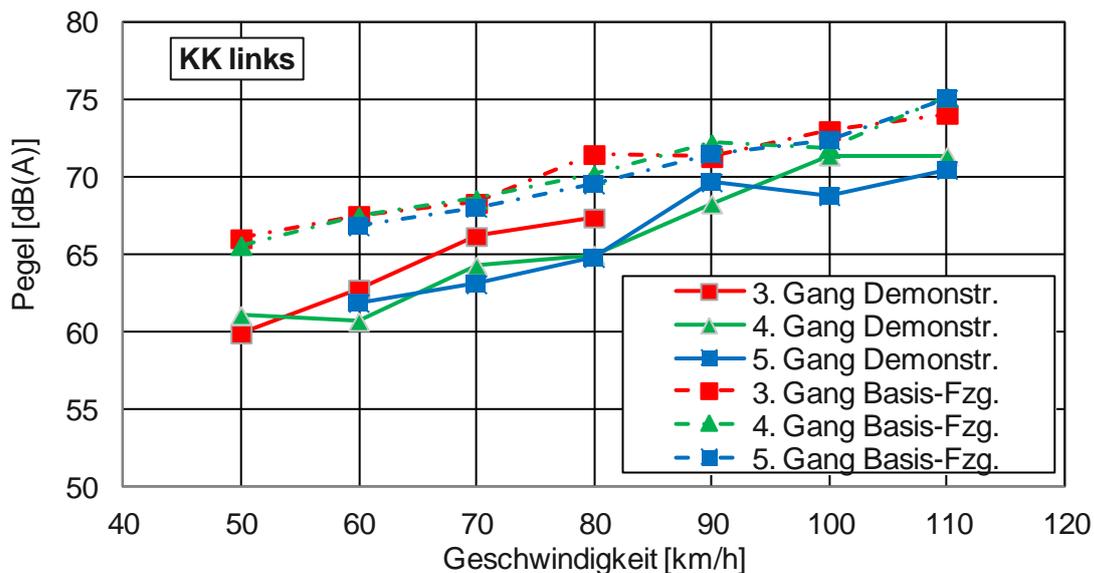


Abb. 3-83: Innenraumgeräusche von Basis- und Demonstrator-Fahrzeug bei ausgewählten Konstantfahrten

Hier ist deutlich zu erkennen, dass die gemessenen und um den fehlenden Rollgeräuschan teil korrigierten Schalldruckpegel des Demonstrator-Fahrzeugs unter denen des Basis-Fahrzeugs liegen. Die Unterschiede betragen hier teilweise bis zu 7 dB(A).

Die im letzten Arbeitspaket durchgeführten Arbeiten zeigen, dass die angestrebten Akustik- und Komfortziele des Demonstrator-Fahrzeugs erreicht werden. Besonders im Hinblick auf die Konstantfahrten kann sogar mit Hilfe der vorgenommenen Maßnahmen eine Verbesserung des akustischen Verhaltens im Vergleich zum Basis-Fahrzeug ermöglicht werden. Lediglich bei Vollastbeschleunigungen ist noch weiteres Verbesserungspotenzial identifiziert worden. Insgesamt wird mit Hilfe der im gesamten Projekt durchgeführten Tätigkeiten ein klassenspezifisches NVH-Verhalten des Fahrzeugs ermöglicht, so dass eine gute Kundenakzeptanz des Downsizing-Konzepts zu erwarten ist.

3.6.3 Messung des Kraftstoffverbrauchs im Demonstrator

Die Messung des Kraftstoffverbrauchs im Demonstrator wurden analog zu den Messungen im Basisfahrzeug nach Norm EG 715/2007 durchgeführt. Da der eingesetzte Kraftstoff gasförmig vorliegt, wurde ein Messsystem nach dem Coriolis-Prinzip eingesetzt. Dieses System wurde von der Meta zur Verfügung gestellt. Es ist in Abb. 3-75 dargestellt.



Abb. 3-84: Coriolis-Messsystem für den Erdgasdurchfluss am Rollenprüfstand

Auf dem ika-Rollenprüfstand wurden fortlaufende Messungen mit verschiedenen Applikationsständen durchgeführt. In Verbindung mit Erkenntnissen und Ergebnissen der Motorapplikation wurde bei der weiteren Abstimmung der Software und Motorsteuerung Hauptaugenmerk auf den Kraftstoffverbrauch gelegt. Der mit dem finalen Software- und Applikationsstand gemessene Kraftstoffverbrauch, relativ betrachtet zum Referenzfahrzeug, ist in Abb. 3-85 dargestellt.

	Messung 1	Messung 2	Messung 3
Kraftstoffverbrauch [% Ref]	86,3%	85,1%	84,5%

Abb. 3-85: Kraftstoffverbrauch im Demonstrator nach EG 715/2007

Nachfolgend sind der relative Kraftstoffverbrauch und die relativen CO₂-Emissionen des Basisfahrzeugs und des Demonstrators gegenübergestellt (Abb. 3-86).

	Basisfahrzeug	Demonstrator
Kraftstoffverbrauch / CO ₂ -Emissionen relativ [% Ref]	100,0%	83,9%
Kraftstoffverbrauch / CO ₂ -Emissionen relativ [% Ref] (inkl. Potenzialabschätzung H-Gas)	100,0%	75,5%

Abb. 3-86: Vergleich der CO₂-Emissionen von Basisfahrzeug und Demonstrator

Mit dem erreichten Kraftstoffverbrauch von ergibt sich analog eine CO₂-Emissionreduzierung von ca. 16 %. Bei der Analyse der Erdgasqualität des während der Messung genutzten Gases ergab sich eine schlechtere als angenommen Gasqualität. Das getankte H-Gas weist üblicherweise einen mittleren Heizwert von ca. 10 – 11 kWh/m³ auf. Die Qualität des verwendeten Gases lag um ca. 10 % darunter, so dass der Verbrauch entsprechend anstieg. Nach Korrektur des niedrigeren Heizwerts ergeben sich eine potentiell erreichbare Verbrauchsminderung von ca. 25 %. Damit ist das Projektziel einer 20-prozentigen Reduzierung der CO₂-Emissionen sogar übertroffen worden.

4 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen des Projekts „Neues Downsizing-Antriebskonzept im optimierten Fahrzeug zur Reduzierung der CO₂-Emissionen auf 69 g/km“ wurde ein Fahrzeugkonzept entwickelt, durch das die CO₂-Emissionen eines energieeffizienten Kleinfahrzeugs vom Typ Volkswagen Polo Bluemotion 87 g um ca. 20 % verringert werden konnten. Grundlage für die Erreichung dieses Ziels ist der Austausch des Dieselerbrennungsmotors gegen einen Erdgasmotor, der nach dem Ansatz des Downsizings ausgelegt ist. Der Hubraum und die Zylinderzahl wurden reduziert, der Aufladegrad des Motors mit einem Hubkolbenlader gesteigert. Dabei ist die Leistung des Motors vergleichbar mit dem Basismotor. Die Integration eines Startergenerators im Riementrieb ermöglicht eine bedarfsgeregelte Ladung der Batterie in Verbindung mit einer Start-Stopp-Funktion. Die Integration der Erdgastankanlage und eines Wärmespeichers im Fahrzeug wurde so durchgeführt, dass das Zuladevolumen nicht eingeschränkt ist.

Das Fahrzeugkonzept wurde anhand eines Simulationsmodells, das mithilfe umfangreicher Messungen am Basisfahrzeug erstellt wurde, im Detail ausgearbeitet. Das Verhalten des Demonstrators konnte hinsichtlich Verbrauch und Leistung vorab beurteilt und Eigenschaften der einzelnen Maßnahmen bewertet werden.

Neben dem Projektziel der Emissionsreduzierung wurde ein besonderes Augenmerk auf die Themen Noise, Vibration und Harshness (NVH) sowie den Fahrkomfort gelegt, da die Kundenakzeptanz des Downsizing-Konzeptes maßgeblich von diesen Faktoren beeinflusst wird. Durch den veränderten Motor entsteht eine signifikante Beeinflussung des Schwingungs- und Akustikkomforts des Fahrzeugs, so dass diverse Abhilfemaßnahmen erarbeitet, umgesetzt und bewertet wurden. Zu Beginn wurden umfangreiche Messungen am Basis-Fahrzeug durchgeführt, mit denen eine Bewertungsbasis anhand ausgewählter NVH-Charakteristika für die spätere Komfortbewertung geschaffen worden ist. Zusätzlich wurden diese Ausgangsmessungen für den Aufbau und die Validierung verschiedener Simulationsmodelle genutzt. Mithilfe dieser Modelle und begleitenden experimentellen Untersuchungen wurden Maßnahmen zum Erreichen der Komfortziele entwickelt. Hierzu gehörten die experimentelle und simulationsgestützte Bewertung unterschiedlicher Abgasanlagenkonzepte sowie Motorlagerkonfigurationen. Des Weiteren wurden in einer umfangreichen Sensitivitätsanalyse mit Hilfe eines Gesamtfahrzeugmodells Maßnahmen für die Gestaltung der Drehmomentcharakteristik des neuen Zweizylinder-Motors erarbeitet, um ein klassenspezifisches Lastwechselverhalten zu ermöglichen. Abschließend wurden im Rahmen der Fahrzeugapplikation die zuvor erarbeiteten NVH-Maßnahmen umgesetzt und ihre Wirksamkeit anhand von Fahrzeugmessungen auf einem Akustikrollenprüfstand überprüft bzw. bestätigt. Im Rahmen dieses Arbeitspakets wurden weitere Maßnahmen im Bereich der Abgasanlage und des Luftfilters erarbeitet und umgesetzt. Abschließend hat sich gezeigt, dass die erarbeiteten Maßnahmen geeignet sind, um ein klassenspezifisches NVH-Verhalten des Demonstrator-Fahrzeugs und somit eine gute Kundeakzeptanz des Downsizing-Konzepts zu ermöglichen. Insofern sind die Ziele der Akustik-Arbeitspakete erreicht worden.

Neben der Hauptaufgabenstellung der CO₂-Emissionsreduzierung wurden damit die wesentlich aufkommenden Probleme eines Zweizylindermotors mit geringem Hubraum – NVH Performance und mangelndes Low-End-Torque – adressiert und Gegenmaßnahmen erfolgreich aufgezeigt. (Diese Themen wurden beim Aachener Kolloquium für Motoren- und Fahrzeugtechnik 2014 von Dr. Neusser, Vorstand Entwicklung VW, als Leitthemen der Entwicklung kleinerer Motoren genannt. Dies zeigt auf, dass das Konzept auch in der Serienentwicklung bereits verfolgt wird.)

Der aufgebaute Demonstrator zeigt auf, dass ein starkes Downsizing in Verbindung mit Erdgas als Kraftstoff eine attraktive und verbrauchsarme Lösung im Kleinfahrzeugsegment darstellt.

Die Applikationsarbeiten am Fahrzeug haben zusätzliches Potenzial aufgezeigt, den Komfort sowie die Akustik noch weiter zu steigern. Neben Optimierungen im Bereich der Abgasanlage und der Ansaugstrecke könnten z. B. aktive NVH-Maßnahmen zur Steigerung der Soundqualität in Betracht gezogen werden. Hierdurch stellt sich z. B. die Forschungsfrage, inwieweit der Fahrer durch eine gezielte Gestaltung der akustischen Rückmeldung des Fahrzustands zu einer effizienteren Fahrweise beeinflusst werden könnte. Darüber hinaus sind im Konsortium bereits weitere Ideen für Arbeiten am Fahrzeug dokumentiert. In einem nächsten Schritt könnte durch eine Hybridisierung der Verbrauch noch weiter reduziert werden. Dabei stellt sich das Thema der Integration eines 48-V-Bordnetzes als attraktiv dar. 48-V-Bordnetze werden im Jahr 2016 erstmals in Serie eingesetzt. Sämtliche Automobilhersteller und Zulieferer haben das Thema aufgegriffen und arbeiten an Konzepten für den zukünftigen Einsatz im PKW.

5 Quellenverzeichnis

- [BIE07] Biermann, J.-W., Ruschmeyer, S.
Lastwechselreaktionen als Kfz-Komfortproblem – Vorgehensweise und Lösungsansatz
Haus der Technik Fachbuch Band 79, Essen, 2007
- [BÜR95] Bürger, K.H.
Elastische Lagerungen im Automobilbau
Auslegungskriterien für Motorlagersysteme
Haus der Technik e.V., Essen, 1995
- [DEU13] MAIER, U.
Technische Möglichkeiten zur Umsetzung einer durchschnittlichen CO₂-Emission von 120 g/km bei PKW in Europa
Aachen, Juni 2007
- [DMM13] N.N.
Fotos der Stopp-Start-Anzeige und Schaltanzeige im Polo 6R Blue Motion
<http://dmm.travel>
- [ECK11] ECKSTEIN, L.
Vorlesungsumdruck „Fahrzeugtechnik I – Längsdynamik“
Aachen, Auflage 2011
- [ESP07] ESPIG, M.
Technische Möglichkeiten zur Umsetzung einer durchschnittlichen CO₂-Emission von 120 g/km bei PKW in Europa
Aachen, Juni 2007
- [EUR11] N.N.
Verordnung (EG) Nr. 715/2007 Des europäischen Parlaments und des Rates
EU, Juni 2007
- [FAN94] Fan, J.
Theoretische und experimentelle Untersuchungen zu Längsschwingungen von Pkw (Ruckeln)
Maschinenbau und Elektrotechnik Fakultät TU Braunschweig, Aachen, 1994.
- [FKA14b] VIEHÖFER, J.
Abschlussbericht der Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen im Projekt „Neues Downsizing-Antriebskonzept im optimierten Fahrzeug zur Reduzierung der CO₂-Emission auf 69 g/km“
Aachen, November 2014

- [HAG98] Hagerodt, B.
Untersuchung zu Lastwechselreaktionen frontgetriebener Personenkraftwagen
Institut für Kraftfahrwesen Aachen, RWTH Aachen, Aachen, 1998
- [HEM02] Hempel, J.,
Schwingungstechnik für Automobile
Vibracoustic GmbH & Co.KG, Weinheim, 2002
- [HEX11] N.N
<http://www.hegagon.no>
Übersicht der Hexagon Produktpalette für CNG-Tankzylinder
Stand August 2012
- [HUC11] HUCHO, W.-H. Aerodynamik der stumpfen Körper Physikalische Grundlagen
und Anwendungen in der Praxis Vieweg+Teubner Verlag | Springer Fachme-
dien, Wiesbaden, 2., vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage 2011
- [HYB12] N.N.
<http://www.hybrid-autos.info>
Stand August 2012
- [MET14b] METZGER, O.
Abschlussbericht der Meta Motoren- und Energietechnik im Projekt „Neues
Downsizing-Antriebskonzept im optimierten Fahrzeug zur Reduzierung der
CO₂-Emission auf 69 g/km“
Herzogenrath, November 2014
- [MOT12] N.N.
<http://www.motorblog.de>, Stand 2012
- [REH14] REH, W.
Technische Möglichkeiten zur Umsetzung einer durchschnittlichen CO₂-
Emission von 120 g/km bei PKW in Europa
Aachen, Juni 2007
- [SCH02] Schumacher, T.
Optimierung des Lastwechselverhaltens bei einem Pkw mit Frontantrieb
Institut für Kraftfahrwesen Aachen, RWTH Aachen, Aachen, 2002
- [VAL12] N.N.
<http://www.valeo.fr>.
Valeo's second-gen stop-start technology coming to 1M diesel Peugeots,
Citroëns by 2013, Stand 2012
- [VDA09] N.N. Handeln für den Klimaschutz CO₂ Reduktion in der Automobilindustrie
VDA, Frankfurt am Main, 2. überarbeitete Auflage, Stand August 2009

- [VDI00] VDI-Richtlinie 2057
Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen
VDI Verlag, Düsseldorf, 2000