

Auswirkungen von Downsizing und weiterer Gesamtfahrzeugmaßnahmen auf  
Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen am Beispiel eines  
PKW Dieselfahrzeugs

Dissertation

zur

Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik

der Universität Rostock

vorgelegt von

Tobias Trzebiatowski

aus Gerlingen

**Gutachter:**

1. Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Horst Harndorf,  
Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren, Universität Rostock

2. Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. habil. Dipl. Phys. Dr. h.c. Egon Hassel  
Lehrstuhl für Technische Thermodynamik, Universität Rostock

3. Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. habil. Prof. E.h. Klaus Brökel  
Lehrstuhl für Konstruktionstechnik/CAD, Universität Rostock

4. Gutachter:

Dr. Marc Uhl  
Leitentwicklung BRM, Robert Bosch GmbH

**Datum der Verteidigung:** 22. Juli 2015

Datum der Abgabe: 08. Dezember 2014

## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Doktorandenzeit im Bereich Forschung und Vorauentwicklung der Robert Bosch GmbH in Schwieberdingen.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Horst Harndorf vom Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren der Universität Rostock für die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit und die Übernahme des Hauptreferats.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Egon Hassel und Herrn Prof. Dr.-Ing. Klaus Brökel danke ich für die Übernahme der Korreferate.

Ganz besonders möchte ich mich bei Herrn Dr.-Ing. Marc Uhl für die Übernahme der inhaltlichen Betreuung sowie die hilfreichen Diskussionen und Anregungen bedanken. Herrn Dr.-Ing. Roderich Otte danke ich für das interessante Promotionsthema und die Betreuung der Arbeit im Anfangsstadium.

Weiterhin bedanke ich mich bei den Mitarbeitern des CORE Projekts für die stetige Diskussions- und Hilfsbereitschaft sowie bei allen Diplomanden für ihre tatkräftige Mitarbeit.

Meinen Eltern danke ich für die bedingungslose Unterstützung und den Rückhalt während der gesamten Zeit.

Tobias Trzebiatowski

# Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort</b> .....	<b>i</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b> .....	<b>ii</b>
<b>Nomenklatur</b> .....	<b>iv</b>
<b>1 Einleitung und Motivation</b> .....	<b>1</b>
1.1 Inhaltliche Ausrichtung der Arbeit.....	1
<b>2 Stand der Technik</b> .....	<b>3</b>
2.1 Wirkungsgrade des Verbrennungsmotors .....	3
2.2 Schadstoffemissionen .....	4
2.3 Downsizing .....	6
2.4 Reibung und Nebenaggregate .....	7
2.5 Hybridisierung bei PKW-Dieselantrieben.....	9
2.6 Testzyklen und Schadstoffgrenzen.....	10
<b>3 Versuchsträger</b> .....	<b>12</b>
3.1 Motorversuche.....	12
3.2 Fahrzeugversuche.....	13
<b>4 Grundlagen zum Betriebsverhalten des Dieselmotors</b> .....	<b>15</b>
4.1 Betriebsbereich des Antriebs im Emissionstest.....	15
4.2 Kraftstoffverbrauch und Energiefluss.....	18
4.2.1 Verbrennung, indizierte Effizienz und Verlustteilung .....	18
4.2.2 Reibung und mechanische Effizienz .....	23
4.2.3 Gesamteffizienz des Verbrennungsmotors.....	25
4.3 Schadstoffemissionen .....	26
<b>5 Maßnahmen zur Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen</b> .....	<b>32</b>
5.1 Fahrzeug und Fahrwiderstände.....	32
5.2 Getriebe.....	35
5.3 Verbrennungsmotor.....	36
5.3.1 Downsizing und Reibung.....	36
5.3.2 Verbrennung.....	39
5.4 Nebenaggregate und deren Einsatz.....	41
5.5 Erweiterte Antriebssysteme (Hybridisierung).....	42
5.5.1 Systemfunktionen.....	43
5.5.2 Systemarchitektur.....	48
5.5.3 Hybrid-Betriebsstrategie .....	50
5.6 Fazit.....	51

---

<b>6</b>	<b>Modellbildung und Validierung</b>	<b>52</b>
6.1	Grundlegende Modellbildung und Implementierung	53
6.2	Modellierung der Motorreibung	57
6.3	Verlustteilung für Motor und Fahrzeug	60
6.4	Validierung in Motor-/Rollenversuchen	62
6.4.1	Validierung der Kennfeldinterpolation am Motorprüfstand	62
6.4.2	Validierung des Reibmodells am Motorprüfstand	69
6.4.3	Drehzahl- und Lastkollektiv im Fahrzeug	70
6.4.4	Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen im Fahrzeug	74
6.5	Fazit	78
<b>7</b>	<b>Ergebnisse</b>	<b>80</b>
7.1	Fahrwiderstände	80
7.2	Getriebeseitige Maßnahmen	84
7.2.1	Downspeeding	84
7.2.2	Automatisiertes Getriebe	85
7.2.3	Getriebe mit stufenlos verstellbarer Übersetzung	87
7.2.4	Einfluss von Hilfsleistung	88
7.3	Motorseitige Maßnahmen	89
7.3.1	Verbrennungsoptimierung und Downsizing	89
7.3.2	Triebwerksreibung	100
7.3.3	Nebenaggregate	100
7.3.4	Start/Stop	101
7.3.5	Regenerative Generatorregelung	102
7.4	Milde Hybridisierung	103
7.5	Detaillierte Verlustanalyse	106
7.6	Kombination der Maßnahmen	109
7.7	Fazit	112
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>114</b>
<b>9</b>	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>116</b>
	<b>Anhang</b>	<b>123</b>

## Nomenklatur

### LATEINISCHE SYMBOLE

$a$	m/s <sup>2</sup>	Beschleunigung
$A$	m <sup>2</sup>	Stirnfläche
$B$	kg/h	Kraftstoffverbrauch
$b_e$	g/kWh	Spezifischer Kraftstoffverbrauch
$c_w$	-	Luftwiderstandskoeffizient
$F$	N	Kraft
$f_R$	-	Rollreibungkoeffizient
$g$	m/s <sup>2</sup>	Erdbeschleunigung
$H_u$	J/kg	Unterer Heizwert
$J$	kgm <sup>2</sup>	Trägheitsmasse
$m$	kg	Masse
$n$	1/min	Drehzahl
$P$	W	Leistung
$p$	bar	Druck
$p_m$	bar	Mitteldruck
$T$	°C	Temperatur
$U$	J	Innere Energie
$v$	m/s <sup>2</sup>	Geschwindigkeit
$V$	m <sup>3</sup>	Volumen
$W$	J	Arbeit

### GRIECHISCHE SYMBOLE

$\alpha$	°	Steigungswinkel
$\alpha$	%	Fahrpedalwert
$\varepsilon$	-	Verdichtungsverhältnis
$\eta$	-	Wirkungsgrad
$\kappa$	-	Adiabatexponent
$\lambda$	-	Luftverhältnis
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte

### INDIZES

B	Brennstoff, Beschleunigung
e	Effektiv
geo	Geometrisch
H	Hub

---

i	Indiziert
kin	Kinetisch
Kr	Kraftstoff
L	Luftwiderstand
m	Mechanisch
pot	Potenziell
R	Reibung, Rollreibung
St	Steigung
therm	Thermodynamisch
v	Verlust
w	Wand
zu	Zugeführt

### **ABKÜRZUNGEN**

AGR	Abgasrückführung
AGRK	Abgasrückführ-Kühler
APSyS	Advanced Powertrain System Simulation
ASP	Arbeitsspiel
ATL	Abgasturbolader
BeCAT	Bosch engine Combustion Analysis Tool
BP	Betriebspunkt
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid
CP	Common Rail Pump
CRI	Common Rail Injector
CVT	Continuous Variable Transmission (engl. für stufenlose Übersetzung)
DOC	Diesel-Oxidations-Katalysator
DPF	Diesel-Partikelfilter
DVA	Druckverlaufsanalyse
EDC	Electronic Diesel Control
Eff	Effektiv
EUDC	Extra Urban Driving Cycle (außerstädtischer Teil des NEFZ)
FSN	Filter Smoke Number
GEN	Generator
HC	Kohlenwasserstoffe
HD	Hochdruck
HDP	(Kraftstoff-)Hochdruckpumpe
HFM	Heißfilm-Luftmassenmesser
HL	Hauptlager
IGRP	Idealer Gleichraumprozess
Ind	Indiziert

KG	Kolbengruppe
LHP	Lenkhilfepumpe
LLK	Ladeluftkühler
MBC	Model-based Boost Control
MCC	Model-based Charge Control
Mech	Mechanisch
mfb50	50-%-Umsatzpunkt der Verbrennung
NA	Nebenaggregate
ND	Niederdruck
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NFZ	Nutzfahrzeug
NO <sub>x</sub>	Stickoxide (NO & NO <sub>2</sub> )
NWA	Nockenwellenantrieb
PKW	Personenkraftwagen
PL	Pleuellager
PTC	Pre Turbo Catalyst
RL	Reale Ladung
SMP	Schmiermittelpumpe
SOC	State of Charge (engl. für Ladezustand des Energiespeichers)
SZ	Schwärzungszahl
TR	Triebwerk
VT	Ventiltrieb
VTG	Variable Turbinengeometrie
WLTP	Worldwide harmonized Light-Duty Vehicle Test Procedure

# 1 Einleitung und Motivation

Das weltweit wachsende Mobilitätsaufkommen erzeugt einen stetig ansteigenden Bedarf an fossilen Energieträgern [49]. Der schonende Umgang mit den verbleibenden Ressourcen ist ein möglicher Weg dem zu begegnen. Folglich stellt die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs eine der wichtigsten Zielsetzungen bei der Entwicklung neuer PKW-Antriebe dar.

Die Verbrennung fossiler Kohlenwasserstoffverbindungen setzt im Wesentlichen die Reaktionsprodukte Wasser und Kohlendioxid frei. Die heute im Straßenverkehr sowie in der Energieerzeugung freigesetzten Mengen Kohlendioxid übersteigen die von der Umwelt im gleichen Zeitraum wieder gebundene Menge. Der resultierende Anstieg der Kohlendioxid-Konzentration in der Atmosphäre verstärkt den globalen Treibhauseffekt und führt zu unerwünschten Folgen für das Klima. Da ein sinkender Kraftstoffverbrauch eine proportionale Abnahme des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes bewirkt, ist eine Effizienzsteigerung im Antrieb umso bedeutender.

Die hohe volumetrische Energiedichte des Kraftstoffes und die Effizienz der Motoren haben dazu geführt, dass sich Dieselantriebe insbesondere in wirtschaftlich orientierten Bereichen (z.B. bei Nutzfahrzeugen) durchsetzten. In Europa erreichen Dieselantriebe auch in PKWs hohe Marktanteile [48]. Daraus erwächst für dieses Anwendungsgebiet ein Bedarf nach Verbesserungen und Weiterentwicklungen. Nicht zuletzt müssen auch PKW-Dieselantriebe einen Beitrag zur Ressourcen- und Umweltschonung leisten.

Neben der Reduzierung der Kohlendioxid-Freisetzung spielt die Verringerung der übrigen umweltschädigenden Abgasbestandteile des Dieselmotors (z.B. HC, CO, NO<sub>x</sub>, Partikel) eine weiterhin wichtige Rolle. Die Belastung für Mensch und Umwelt darf trotz steigendem Mobilitätsbedürfnis nicht zunehmen. Dementsprechend sehen sich zukünftige Dieselantriebe mit deutlich strengeren Schadstoffgrenzwerten als heute konfrontiert. Die Erreichung weiterer Verbrauchseinsparungen ist dadurch umso herausfordernder.

## 1.1 Inhaltliche Ausrichtung der Arbeit

Am Beispiel eines Fahrzeugs der oberen Mittelklasse werden innerhalb dieser Arbeit die möglichen Entwicklungspotenziale von PKW-Dieselantrieben mit Hilfe theoretischer Betrachtungen und Simulationen sowie praktischer Untersuchungen am Motor- und Fahrzeugprüfstand untersucht. Im Fokus stehen motorische Maßnahmen, insbesondere die Reduzierung von Hubraum und Zylinderzahl (Downsizing). Ein 1,5-l-3-Zylinder-Dieselmotor, wie er hier behandelt wird, stellt gegenüber den in diesem

Fahrzeugsegment üblicherweise eingesetzten Dieselmotoren ein ambitioniertes Beispiel für Downsizing dar. Weiterhin erfolgt die Betrachtung und Bewertung von Maßnahmen im Triebstrang und im Gesamtfahrzeug bis hin zu einer konzeptionellen Untersuchung der Potenziale durch milde Hybridisierung.

Die Kapitel 2 bis 4 erläutern den Stand der Technik, die hier verwendeten Versuchsträger und das grundsätzliche Betriebsverhalten von PKW-Dieselantrieben. Besondere Beachtung findet die Anwendung des Antriebs im Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) und die resultierenden Hebel zur Verbesserung der Effizienz. Im Fokus stehen die energetische Betrachtung und die Analyse der CO<sub>2</sub>-Einsparpotenziale.

Ein untersuchtes Kernelement ist die Hubraumreduzierung (Downsizing). Sie wirkt sich günstig auf die Reibung und den indizierten Wirkungsgrad aus. Diesem vielversprechenden Einsparpotenzial stehen jedoch große Herausforderungen gegenüber. Entsprechende Anpassungen des Antriebs sind notwendig und werden im Rahmen der Untersuchung diskutiert. Der Vorgriff auf Ergebnisse aus Simulation und Abschätzungen, gestützt mit Fahrzeugversuchen am Motorprüfstand, zeigt eine Verbrauchseinsparung von ca. 13 %. Weitere Maßnahmen mit Gesamtsystemansatz im Bereich Fahrzeug und Energiemanagement ergänzen die Betrachtung und führen zur Gestaltung und Bewertung eines effizienten Gesamtkonzepts. Hierzu zählen beispielsweise Maßnahmen im Getriebe oder in der Motorreibung. Je nach Ausprägung ist eine zusätzliche zweistellige prozentuale CO<sub>2</sub>-Einsparung erzielbar.

Abschließend erfolgt die ergänzende Betrachtung des erweiterten Energiemanagements durch Hybridisierung. Der Fokus liegt auf einer Systemauslegung und Strategie zur kombinierten Senkung der CO<sub>2</sub>- und NO<sub>x</sub>-Emissionen. In Summe erlaubt ein effizientes Gesamtkonzept die Vermeidung von einem Drittel des Kraftstoffverbrauchs unter Einhaltung zukünftiger Emissionsgrenzwerte. Es kommt eine milde Hybridisierung zum Einsatz, die gezielt auf die Randbedingungen von PKW-Dieselmotoren mit Downsizing eingeht. Die Definition entsprechender Maßnahmen und die Diskussion der Ergebnisse finden in den Kapiteln 5 und 7 statt.

Zur gezielten Analyse und Bewertung der energetischen Wandlungsvorgänge im gesamten Antriebsstrang des PKWs dient eine passende Simulationsumgebung. Kapitel 6 beschreibt die zugrunde liegende Modellierung und deren Validierung.

## 2 Stand der Technik

### 2.1 Wirkungsgrade des Verbrennungsmotors

Der Dieselmotor arbeitet nach dem Prinzip einer Wärmekraftmaschine [36]. In einer Verbrennung führt die chemische Reaktion des Kraftstoffes mit der Luft zur Freisetzung von Wärme. Die gezielte Wärmezufuhr in einem Kreisprozess ermöglicht es, einen Teil der eingebrachten Wärme in mechanische Arbeit umzuwandeln, während die übrige Wärme als Verlust aus dem Prozess abgeführt wird. Der Quotient aus mechanisch verrichteter Arbeit (Nutzen) zu zugeführter Wärme (Aufwand) entspricht der Definition des Wirkungsgrades [18]. Die Motorgeometrie, die Prozessführung und die Stoffeigenschaften beeinflussen in der Praxis den resultierenden Wirkungsgrad der Verbrennung.

Die Zylinderdruckindizierung bietet eine etablierte und zuverlässige Methode um den Druckverlauf im Zylinder während des Prozesses zu ermitteln [3]. Die nach Gleichung (2.1) bestimmbare Volumenänderungsarbeit, auch indizierte Arbeit  $W_i$  genannt, ermöglicht die genaue Bestimmung der am Kolben über das gesamte Arbeitspiel (Hochdruck- und Gaswechselprozess) verrichteten mechanischen Arbeit. Die der Verbrennung zugeführte Wärme ist gleich dem Produkt aus umgesetzter Brennstoffmasse  $m_B$  und unteren Heizwert  $H_u$ . Der Quotient dieser Größen ist der indizierte Wirkungsgrad  $\eta_i$  in Gleichung (2.2) und spiegelt die Gesamteffizienz der Verbrennung wieder [2].

$$W_i = \oint_{ASP} p \cdot dV \quad (2.1)$$

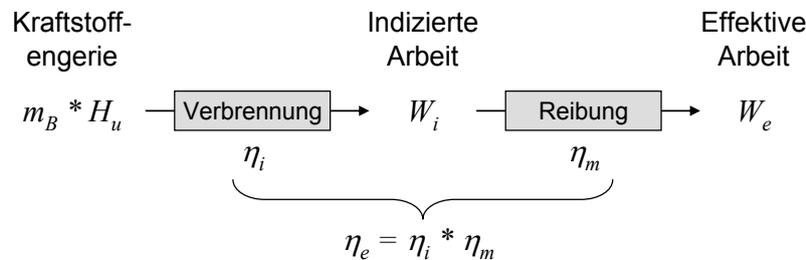
$$\eta_i = \frac{W_i}{m_B \cdot H_u} = \frac{P_i}{\dot{m}_B \cdot H_u} \quad (2.2)$$

Die am Kolben verrichtete Arbeit entspricht jedoch nicht der effektiv an der Kupplung abgegebenen Arbeit  $W_e$  des Verbrennungsmotors. Die Mechanik des Motors verursacht im bewegten Betrieb einen Widerstand, dessen Überwindung zu einer Verringerung der Nutzarbeit führt. Das Verhältnis aus effektiver zu indizierter Arbeit ergibt, entsprechend Gleichung (2.3), den mechanischen Wirkungsgrad  $\eta_m$ .

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{M_e}{M_i} = \frac{p_{me}}{p_{mi}} \quad (2.3)$$

Der effektive Wirkungsgrad  $\eta_e$  gibt die gesamte Effizienz des Verbrennungsmotors (effektive Arbeit bezogen auf Kraftstoffenergie) wieder und entspricht dem Produkt

aus mechanischem und indiziertem Wirkungsgrad [2]. Die Verluste der Verbrennung und der Reibung bilden die grundlegende Aufteilung für die Wirkungsgradkette des Verbrennungsmotors. **Abbildung 2.1** veranschaulicht diesen Energiefluss. Im Nachfolgenden sind die Wirkprinzipien und Ausprägungen der beiden Verlustanteile näher erläutert.



**Abbildung 2.1: Energiefluss und Wirkungsgrade**

Der Einsatz der Verlustteilung bietet die Möglichkeit, die einzelnen Anteile der gesamten Verbrennungsverluste nach ihren Wirkmechanismen zu trennen. Methoden zur detaillierten Aufteilung der Verluste bieten [36] und [58].

## 2.2 Schadstoffemissionen

Der Verbrennungsmotor erzeugt neben  $\text{CO}_2$  und Wasserdampf zusätzliche Schadstoffkomponenten im Abgas. Auch diese sind Ziel einer Minimierung, um toxische und umweltschädigende Einflüsse so weit wie möglich zu verringern. Zu den limitierten Schadstoffen zählen im Wesentlichen Stickoxide ( $\text{NO}_x$ ), unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC), Kohlenmonoxid (CO) sowie die Partikelmasse (PM).

### UNVERBRANNT KÖHLENWASSERSTOFFE (HC)

Als unverbrannte Kohlenwasserstoff-Verbindungen (HC) werden die Schadstoffe im Abgas bezeichnet, die mit Hilfe eines Flammen-Ionisations-Detektor (FID) messbar sind [30]. Ungünstige Gemischaufbereitung und sinkende Temperaturen an Brennraumwänden oder in der Expansion begünstigen beim Diesel steigende HC-Konzentrationen. Ebenso können ungewollte „Nachspritzer“ oder ausdampfender Brennstoff aus dem Sackloch der Düse zu HC-Emissionen führen.

### KÖHLENMONOXID (CO)

Kohlenmonoxid (CO) entsteht vorwiegend bei lokalem Luftmangel. Die nachfolgende Oxidation zu  $\text{CO}_2$  wird mit sinkender Temperatur langsamer [30]. Beide Effekte werden durch höhere AGR-Raten begünstigt und stehen damit teilweise im Konflikt zu  $\text{NO}_x$ -Emissionen [35]. 2-stufige Aufladungen, wie sie für Downsizing zum Einsatz kommen, erschweren zudem die thermischen Bedingungen für die Abgasnachbehandlung (DOC-Lightoff) [35].

## STICKOXIDE (NO<sub>x</sub>)

Der Begriff Stickoxid umfasst sowohl Stickstoffmonoxid (NO) als auch Stickstoffdioxid (NO<sub>2</sub>). Während des Verbrennungsvorgangs entsteht primär NO, welches unter atmosphärischen Bedingungen zu NO<sub>2</sub> verwandelt wird [30]. Da bei PKW-Dieselmotoren üblicherweise kein stickstoffhaltiger Brennstoff Verwendung findet, dient der Luftstickstoff als Bildungsquelle für die Stickoxidverbindungen. Zwei Mechanismen zur Bildung von NO sind bekannt und beschrieben. Etwa 90 – 95 % der Stickoxide entstehen durch thermisches NO nach dem Zeldovich-Mechanismus und 5 – 10 % sind Prompt-NO nach dem Fenimore-Mechanismus [30]. Das thermische NO ist kinetisch kontrolliert, da die erste Hauptreaktion die Aufspaltung des N<sub>2</sub>-Molekuls mit hohem Einsatz von Aktivierungsenergie beinhaltet. Aus diesem Grund findet die thermische NO-Bildung maßgeblich erst ab 2.000 K statt. Eine Steigerung der Temperatur erhöht die NO-Bildung exponentiell.

## PARTIKEL UND RUß

Die limitierte Partikel-Masse (PM) fasst die Menge aller Stoffe zusammen, die sich in einem bestimmten Filter aus dem verdünnten und konditionierten Rohabgas absetzen [30]. Dies besteht zu ca. 95 % aus organischen Stoffen (darunter Ruß) und ca. 5 % anorganischen Bestandteilen. Die Bildung von Ruß erfolgt während der Verbrennung in Bereichen mit lokalem Luftmangel ( $\lambda < 0,6$ ) und Temperaturen von 1.500 bis 1.900 K [30]. Wenn die thermischen oder zeitlichen Bedingungen für eine nachfolgende Ruß-Oxidation während der Verbrennung nicht ausreichen gewährleistet sind, kommt es zu einem erhöhtem Ruß-Ausstoß.

## ZIELKONFLIKT ZWISCHEN KRAFTSTOFFVERBRAUCH UND SCHADSTOFFEMISSIONEN

**Abbildung 2.2** (links) zeigt für den ausgewählten Betriebspunkt  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$  und  $p_{me} = 7 \text{ bar}$  die Pareto-optimalen Ergebnisse bezüglich der Zielgrößen spezifischer effektiver Kraftstoffverbrauch ( $b_e$ ) und spezifischen NO<sub>x</sub>-Emissionen (NO<sub>x</sub>) nach [59]. Der rechte Teil der Abbildung zeigt die zugehörige Punktwolke als Schwärzungszahl (SZ) über  $b_e$ . Jeder Punkt repräsentiert eine Messung mit jeweils unterschiedlichen Betriebsparametern. Bereich 1 zeigt exemplarisch Punkte mit tendenziell niedrigem Kraftstoffverbrauch, niedrigen Schwärzungszahlen und hohem Stickoxidausstoß. In Bereich 3 ist es umgekehrt. Bereich 2 zeigt einen möglichen Kompromiss mit mittleren Ruß-, NO<sub>x</sub>- und CO<sub>2</sub>-Emissionen. Über alle Stellgrößen des Dieselmotors hinweg ergibt sich hier ein einheitliches Verhalten. Maßnahmen zur Senkung der Stickoxidemissionen führen häufig zu steigendem Kraftstoffverbrauch und steigenden Ruß-Emissionen.

Neben des hier aufgezeigten Zielkonfliktes zwischen Stickoxiden, Partikeln und Kraftstoffverbrauch beschreibt [31] weiterhin noch ein gegensätzliches Verhalten zwischen HC- und NO<sub>x</sub>-Emissionen. So führen späte Einspritzzeitpunkte und ver-

schleppte Verbrennungen zu sinkenden Temperaturen. Diese wirken sich vorteilhaft auf  $\text{NO}_x$  aber nachteilig auf HC aus.

Eine alleinige Optimierung hinsichtlich Effizienz bzw.  $\text{CO}_2$  ist beim Dieselmotor nicht aussagekräftig. Für alle genannten Schadstoffe existieren zulässige Grenzwerte. Die Kernfragestellung lautet daher, wie viel  $\text{CO}_2$ -Einsparung ein Konzept bzw. eine Maßnahme ermöglicht, ohne die Einhaltung der limitierten Schadstoffgrenzwerte zu gefährden. Diesem Anspruch sollen sich die nachfolgenden Betrachtungen hinsichtlich  $\text{CO}_2$ -Reduzierung stellen.

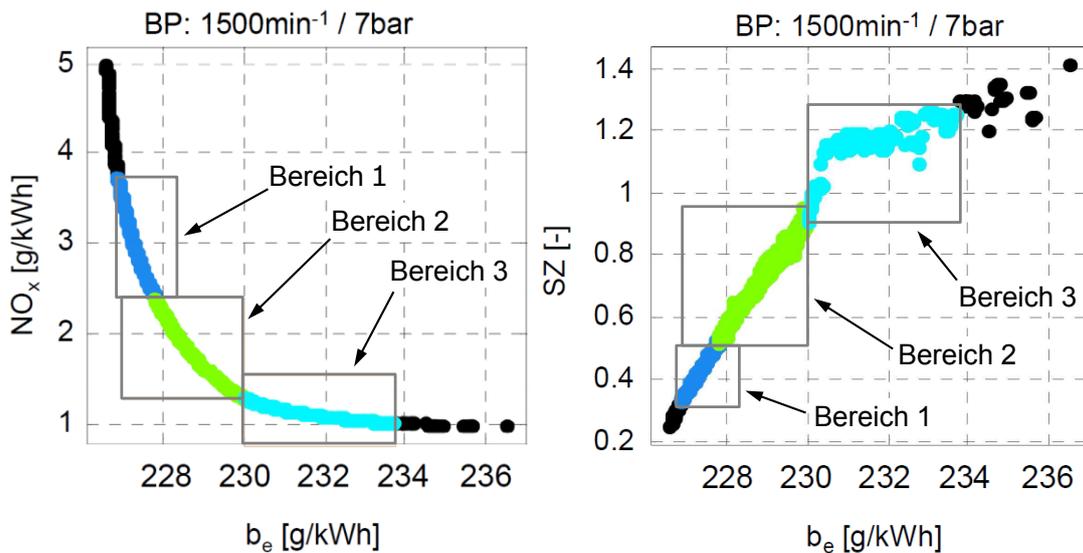


Abbildung 2.2: Zielkonflikte zwischen Verbrauch und Emissionen (Quelle: [59])

## 2.3 Downsizing

Downsizing bezeichnet eine Reduzierung des Hubvolumens bei gleichbleibender Leistungsabgabe [16].

Vereinfachte Abschätzung von Kraftstoffverbrauchspotenzialen erstellt Rohde-Brandenburger [42][43] mit Hilfe von Willans-Linien. Diese zeigen bis zu einem mittleren Lastbereich eine quasi-konstante Steigung mit der Leistungsabgabe, wobei Saugmotoren einen kleineren Gradienten haben als aufgeladene Motoren. Der Nulleistungsverbrauch der Willans-Linien skaliert mit dem Hubraum und der Drehzahl. Hieraus ist bereits die günstige Tendenz von Downsizing abgeleitet.

Golloch [16] widmet sich umfassend dem Downsizing von Verbrennungsmotoren und der Auswirkungen auf die Komponenten. Die Betriebspunktverschiebung im spezifischen Wirkungsgradkennfeld zu höheren Lasten und kleineren Drehzahlen ist der zentrale Wirkzusammenhang von Downsizing. Die gezielte Analyse zeigt, dass sich der Wirkungsgrad nicht bei gleicher spezifischer jedoch bei gleicher absoluter Leistungsabgabe verbessert. Der Fokus der Betrachtungen liegt auf dem Ottomotor.

Die Bewertung von Downsizing ist unzulässig, wenn das gleiche Verbrauchskennfeld für die Abschätzung benutzt wird, zeigen Königstein et al. [23] auf. Der Übergang von einem Saug- zu einem Turbo-Motor führt bei gleicher spezifischer Last aufgrund kleinerer Verdichtung, höherer Ladungswechselarbeit und höherer Reibung zu schlechteren Wirkungsgraden. Erst die Hubraum-spezifische Lastanhebung führt bei gleichem Drehmoment zu geringeren Verbräuchen. Dieser Effekt wird bei Ottomotoren durch den Downsizinggrad und die Fahrzeugmasse begrenzt.

Bei Dieselmotoren stellt sich noch die Frage, bis zu welchem Grad Downsizing wirkungsvoll ist. Abgasturboaufladung ist bereits etablierter Stand der Technik. Die Anhebung der spezifischen Lastpunkte zeigt aber weiterhin mögliches Verbesserungspotenzial auf.

## 2.4 Reibung und Nebenaggregate

Die Gesamtheit der anfallenden mechanischen Widerstände im Verbrennungsmotor wird als Reibung bezeichnet und umfasst nach [3] folgende Elemente:

- Die tribologische Triebwerksreibung des Verbrennungsmotors, welche die Reibpaarungen aller Triebwerkskomponenten (z.B. die Kolbengruppe, die Pleuel- und Hauptlager sowie der Ventiltrieb) enthält.
- Die Antriebsleistung der Neben- und Hilfsaggregate. Hierzu zählen Kühl- und Schmiermittelpumpe, Kraftstoffpumpe, Lenkhilfepumpe sowie der Generator. Sind einige der Aggregate nicht mehr direkt mechanisch mit dem Motor verbunden, sondern werden beispielsweise durch einen separaten Elektromotor gesteuert, so muss deren Antriebsenergie in der Regel vom Bordnetz versorgt werden. Dies führt wiederum zu einer erhöhten Last des Generators. Über letzteren fließt auch der Energiebedarf des elektrischen Bordnetzes in die Reibung mit ein.
- Die Bewegung des Kolbens führt zu einer Kompression/Expansion der unterhalb des Kolbens befindlichen Luft im Kurbelgehäuse. Bei Mehrzylindermotoren findet in der Regel nur eine Verdrängung der Luft zwischen den jeweiligen Kolben statt. Diese verlustbehafteten Vorgänge werden ebenfalls in der Motorreibung bilanziert. Allerdings spielen sie nur eine untergeordnete Rolle gegenüber den anderen Reibungsanteilen und können vernachlässigt werden [3].

Die Komponenten und Baugruppen, welche die Triebwerksreibung beeinflussen, sind kontinuierlichen Verbesserungen ausgesetzt. Reibpaarungen können gezielt durch Einsatz spezieller Oberflächen und Beschichtungen sowie durch Änderung der Reibgeometrie (z.B. von Gleit- zu Wälzlagern) verbessert werden. Detaillierte Analysen der Kolbengruppe am befeuerten Dieselmotor zeigen, neben der Ölviskosität, Optimierungspotenziale bei den Parametern Kolbeneinbauspiel, Schaftrauheit sowie Tangentialkraft und Höhe der Ringpakete auf [9].

## NEBENAGGREGATE

Die meisten Nebenaggregate sind für eine robuste Funktionsweise auf den „worst-case“-Betriebsfall ausgelegt und somit für den allgemeinen Betrieb überdimensioniert [28]. So erfolgt die klassische Auslegung von Schmiermittel- und Kühlmittelpumpen an jeweils kritischen Betriebspunkten (Heiß-Leerlauf bzw. Steigung mit Anhänger bei geringer Drehzahl). In den übrigen, meist unkritischen Betriebspunkten führt diese Auslegung zu erhöhtem Energieverbrauch. Eine bedarfsgerechte Steuerung oder Regelung von Nebenaggregaten (z.B. betriebspunktabhängige Druckabsenkung) bietet Potenzial zur Kraftstoffeinsparung sowie Emissionsminderung aufgrund der sinkenden Leistungsanforderung.

Die Literatur beschreibt hierzu zahlreiche Möglichkeiten:

- Der Beitrag der Kühlmittelpumpe zum gesamten Kraftstoffverbrauch wird mit weniger als 1 % als gering eingeschätzt und bietet daher wenig Einsparpotenzial. Ein größerer Nutzen (3 – 5 % im NEFZ) ergibt sich durch eine Deaktivierung bzw. Reduzierung der Pumpleistung im Warmlauf des Motors im Rahmen einer Optimierung des Kühlsystems inkl. Thermomanagement [28][44]. Die Reibungsverluste sinken durch das schnellere Erreichen eines betriebswarmen Zustands. Das höhere Temperaturniveau verursacht jedoch einen Anstieg bei den Stickoxidemissionen [5].
- Auch wenn gängige Fahrzyklen eine Geradeausfahrt darstellen, benötigen die Hilfseinrichtungen zur Lenkkraftunterstützung eine Grundenergieversorgung. Im Praktischen Einsatz spielen auch die Wandlungsverluste im aktiven Betrieb eine Rolle. Hier können elektro-hydraulisch bzw. elektrisch unterstützte Servolenkungen eine Verbrauchseinsparung von bis zu 0,3 l/100km erzielen [28][44].
- Die Unterdruckpumpe gilt hinsichtlich des Verbrauchseinsparpotenzials als vernachlässigbar [28].
- Der Generator hat einen signifikanten Beitrag zum Kraftstoffverbrauch [28]. Dies liegt hauptsächlich an der zu erzeugenden elektrischen Leistung und den damit verbundenen Wandlungsverlusten. Insbesondere effiziente Gleichrichter-konzepte ermöglichen bis zu 2 % Einsparung bei entsprechend hohem elektrischem Leistungsbedarf [44]. Die Versorgung von 100 W elektrischer Leistung wird im NEFZ mit einem Kraftstoffverbrauch von 0,1 l/100km beziffert [45].
- Der Klimakompressor besitzt in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur ein relativ hohes Einsparpotenzial [28]. Der Einfluss ist im Rollentest wegen inaktiver Klimatisierung vernachlässigbar.

## REIBUNGSMODELLIERUNG

Schwarzmeier [50] hat den Einfluss des Arbeitsprozessverlaufs und verschiedener Betriebsparameter auf die Reibung des Dieselmotors untersucht und entsprechende

Modelle zur Beschreibung der Motorreibung erarbeitet. Die Gültigkeit der Modelle ist für große, schnell bis langsam laufende Dieselmotoren nachgewiesen. Vorteilhaft ist ein modularer Aufbau des Reibmodells, in dem die jeweiligen Effekte getrennt berechnet und gegebenenfalls ausgetauscht werden können. Fischer [13] bietet ein im Kern vergleichbares Reibmodell an, das am Beispiel von PKW-Ottomotoren erstellt wurde. Beide Ansätze trennen die jeweiligen Reibungsanteile entsprechend ihrer Herkunft auf und unterscheiden sich in der Tiefe der Differenzierung von vorhandenen Nebenaggregaten sowie der verwendeten Ersatzmodelle.

### **START/STOPP-FUNKTION**

Bei stehendem Fahrzeug läuft der Verbrennungsmotor im Leerlauf. Die durch Verbrennen von Kraftstoff umgewandelte mechanische Leistung wird lediglich für den Reibwiderstand des Motors und seine Nebenaggregate verwendet. Die Abgabe einer effektiven Antriebsleistung findet nicht statt, so dass ein effektiver Wirkungsgrad von 0 % vorliegt. Ein Nutzen im Sinne der Versorgung elektrischer Verbraucher oder einer Fahrgastraum-Klimatisierung geht nicht als Nutzen in den effektiven Wirkungsgrad bzw. eine Effizienzbewertung des Fahrzeugs ein. Durch entsprechende Maßnahmen an der 12V-Bleibatterie (erhöhte Zyklisierbarkeit, Batteriesensor, etc.) ist diese in der Lage, die verbleibenden elektrischen Verbraucher im Motorstopp für die Dauer gewöhnlicher Stopphasen zu versorgen [37]. Zu niedriger Ladezustand der Batterie oder weitere Funktionen, die eine mechanische Versorgung durch den Verbrennungsmotor brauchen (z.B. Klimakompressor), unterbinden den Motorstopp [45].

### **REGENERATIVE GENERATORREGELUNG**

Die in der Verzögerung des Fahrzeugs freiwerdende kinetische Energie wird meist nur teilweise von den Fahrwiderständen aufgezehrt. Ein Teil dieser Energie ließe sich für die Versorgung des elektrischen Bordnetzes nutzbar machen. Ein praktisches Beispiel ist die regenerative bzw. intelligente Generatorregelung [7][45]. Bei Bedarf kann der Generator ohne oder mit erhöhter elektrischer Leistungsabgabe betrieben werden [37]. Die Differenz aus verbrauchter und erzeugter elektrischer Leistung wird von der 12V-Bleibatterie ausgeglichen. Abgesehen vom Energiemanagement sowie erweiterten Anforderungsprofilen sind keine zusätzlichen Komponenten (z.B. zur Speicherung oder Wandlung von Energie) erforderlich. Die intelligente Generatorregelung ist aufgrund der vergleichbaren Zusatzanforderungen an die Batterie (z.B. Spannungsüberwachung und Zyklisierung) gut mit der Start/Stopp-Funktion kombinierbar [45].

## **2.5 Hybridisierung bei PKW-Dieselantrieben**

Im Rahmen eines FVV-Vorhabens werden in [61] Untersuchungen zu Hybrid-elektrischen Fahrzeugen mit Dieselmotor durchgeführt. Zur Kompensation des Aufwands durch Hybridisierung kommen kostengünstige, stark vereinfachte Diesel-

motoren zum Einsatz. Die Betrachtung erfolgt in drei Fahrzeugsegmenten (Kleinwagen, Mittelklasse und SUV) auf Basis von NEFZ und CADC<sup>1</sup>. Gestützt auf Messdaten werden die Ergebnisse mit Hilfe von gekoppelten Arbeitsprozessrechnungen und Triebstrangsimulation generiert. Die letztendlich ausgesuchten Fahrzeugkonzepte erreichen im Kraftstoffverbrauch Einsparungen von bis zu 30 % im NEFZ. Bezüglich Stickoxidemissionen kann keines der Konzepte die Emissionen der Referenzfahrzeuge unterschreiten. Die angewendete energetische Analyse verdeutlicht grundsätzlich die Wirkmechanismen, weist jedoch beim Verbrennungsmotor keine weitere Differenzierung mehr auf.

Für das D-Segment und konventionelle Dieselmotoren untersuchen Catania et. al [4] die Potenziale verschiedener Hybridsysteme, u.a. mit Hilfe von dynamischen Messungen am Motorprüfstand. Die erreichten Kraftstoffeinsparungen liegen zwischen 15 und 20 %. Während der Mild-Hybrid direkt eine Stickoxid-Minderung erzielt, ist beim Strong-Hybrid erst eine optimierte Kalibrierung des Motorkennfeldes nötig.

Das Projekt ECO TARGET [40] zeigt auf, dass Hybridisierung bereits mit kleiner elektrischer Leistung sowohl eine Senkung der CO<sub>2</sub>- als auch der NO<sub>x</sub>-Emissionen erreichen kann. Die prototypische Kombination von Downsizing und automatisiertem Getriebe in der Mittelklasse ermöglicht weniger als 100 g/km CO<sub>2</sub> unter Einhaltung der Euro 5 Schadstoffgrenzen. Auch weitere Untersuchungen zeigen gleichzeitige Reduzierung von Kraftstoffverbrauch und Stickoxiden beim Diesel-Hybrid [1][27].

## 2.6 Testzyklen und Schadstoffgrenzen

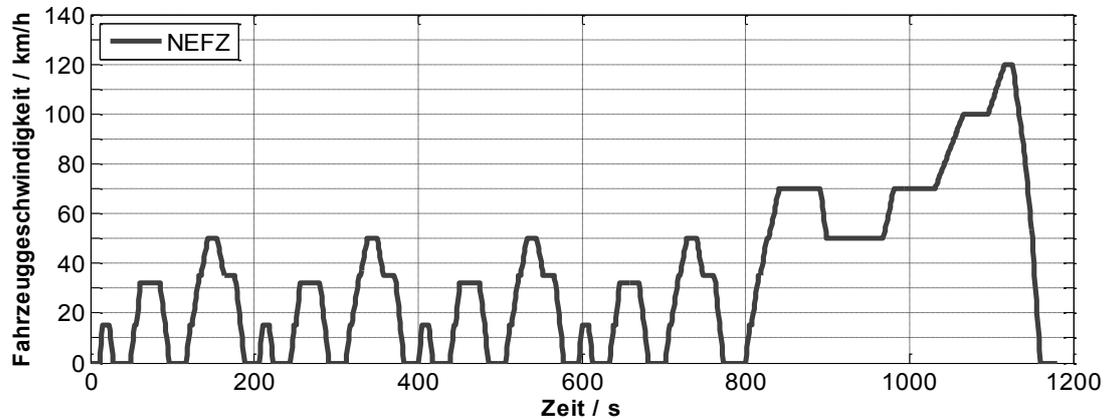
Die Bestimmung von streckenbezogenem Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen erfolgt bei PKWs in Fahrzyklen mit genau festgelegten Testvorschriften. Das Fahrzeug fährt auf einem Belastungsprüfstand ein Geschwindigkeitsprofil innerhalb einer festgelegten Toleranz nach. Die entsprechenden Fahrwiderstände sowie die für den Vortrieb wirksame Fahrzeugmasse lassen sich über die Parametrierung des Prüfstandes einstellen. Dies bietet eine gute Reproduzierbarkeit und erleichtert den Vergleich verschiedener Konzepte. Die Untersuchungen in dieser Arbeit betrachten insbesondere Antriebskonzepte für den europäischen Markt. Hier ist der NEFZ der aktuell gültige Testzyklus [57]. Für Fahrzeuge mit Hybrid-Elektro-Antrieb beschreibt die ECE-Regelung 101 [56] die Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs. Aufgrund der mangelnden Berücksichtigung von elektrischen Verbrauchern, von Kaltstarttemperaturen unterhalb 20 °C sowie wegen der geringen Leistungsanforderungen sind diese Testvorschriften häufiger Kritik ausgesetzt. So liegt der in praktischen Fahrten ermittelte Kraftstoffverbrauch meist über dem im Testzyklus ermittelten Wert [11]. Eine Arbeitsgruppe der Vereinten Nation arbeitet an einer neuen Testvorschrift inklusive neuem Fahrzyklus, dem WLTP<sup>2</sup> [55]. Neben der Beseitigung einiger der oben ge-

---

<sup>1</sup> Common Artemis Driving Cycle

<sup>2</sup> Worldwide harmonized Light-Duty Vehicle Test Procedure

nannten Mängel zielt die neue Regelung vor allem auf eine weltweite Harmonisierung der Emissionsregulierungen für PKW ab. Die Einführung wird nicht vor 2017 erwartet. Die Untersuchungen in dieser Arbeit fokussieren daher auf die entsprechenden Zustände und Randbedingungen im NEFZ.



**Abbildung 2.3: Geschwindigkeitsprofil des NEFZ**

**Abbildung 2.3** zeigt das NEFZ Geschwindigkeitsprofil [12], die Basis für die Fahrbedingungen an das Fahrzeug. Eine Strecke von ca. 11 km wird mit einer mittleren Geschwindigkeit von 33,6 km/h zurückgelegt. Das Profil enthält in Summe 280 Sekunden Stillstandphasen des Fahrzeugs und 142 Sekunden Schubphasen des Motors. **Tabelle 2.1** zeigt die stetige Verschärfung der zugehörigen, streckenbezogenem Schadstoffgrenzwerte für PKW-Dieselmotoren in der EU. Die zunehmend geringeren Grenzwerte haben das Ziel, die Umweltbelastung trotz ansteigendem Verkehrsaufkommen zu reduzieren.

Abgasnorm (gültig ab)	CO g/km	HC + NO <sub>x</sub> g/km	NO <sub>x</sub> g/km	Partikel g/km
Euro 1 (01.07.1992)	3,16	0,13	-	0,18
Euro 2 (01.01.1996)	1,00	0,70	-	0,08
Euro 3 (01.01.2000)	0,64	0,56	0,50	0,05
Euro 4 (01.01.2005)	0,50	0,30	0,25	0,025
Euro 5 (01.09.2009)	0,50	0,23	0,18	0,005
Euro 6 (01.09.2014)	0,50	0,17	0,08	0,005

**Tabelle 2.1: Entwicklung der Emissionsgrenzen für PKW-Dieselmotoren in der EU**

### 3 Versuchsträger

Die vorliegenden Untersuchungen basieren sowohl auf theoretischen Betrachtungen und Berechnungen als auch auf praktischen Versuchen. Versuchsmotoren an Vollmotorprüfständen und in Versuchsfahrzeugen kommen zum Einsatz. Ein Ziel der Versuche ist der Nachweis der theoretischen Aussagen bezüglich Downsizing. Exemplarisch für einen Hubraum- und Zylindersprung erfolgt die Grundvermessung von zwei Dieselmotoren. Um einerseits die absolute Nennleistung und andererseits das Emissionsniveau des hubraumstarken Motors (Referenzmotor) zu erreichen, steigern konstruktive Maßnahmen die spezifische Leistung des Downsizing-Motors.

#### 3.1 Motorversuche

##### 4-ZYLINDER-REFERENZMOTOR

Als Referenzmotor für die Untersuchungen in dieser Arbeit dient der 4-Zylinder-Dieselmotor OM 646 von Mercedes-Benz. **Tabelle 3.1** listet die wesentlichen Kenngrößen des 4-Zylinder-Referenzmotors auf (basierend auf [47]). Der Dieselmotor mit 2,2 l Hubvolumen verfügt über eine Common-Rail-Direkteinspritzung der zweiten Generation und einen einstufigen Abgasturbolader. Das Aggregat erreicht eine Nennleistung von 90 kW. Eine Optimierung der Komponenten erfolgt nicht (Serienzustand).

Zylinderzahl	4
Gesamthubvolumen	2149 cm <sup>3</sup>
Hub	88,34 mm
Bohrung	88 mm
Verdichtungsverhältnis	1:18,0
Nennleistung	90 kW
Nenn-Drehmoment	270 Nm
Zylinderspitzenndruck	160 bar
Aufladung	Einstufiger ATL mit VTG
Ladeluftkühlung	Luftgekühlt
Injektoren	Bosch CRI2 (1600 bar), Magnetventil, 7-Loch Midi-Düse
Hochdruckpumpe	Bosch CP3
Motorsteuerung	Bosch EDC16
Abgasrückführung	HD-AGR, wassergekühlt

**Tabelle 3.1: Technische Daten des 4-Zylinder-Referenzmotors**

### 3-ZYLINDER-DOWNSIZING-MOTOR

Die Demonstration der Auswirkungen und Potenziale von Downsizing erfolgt an einem 3-Zylinder-Dieselmotor auf Basis des Mercedes-Benz OM 639. Die wesentlichen Kenngrößen (basierend auf [10] und [29]) zeigt **Tabelle 3.2**. Der 3-Zylinder-Downsizing-Motors bietet gegenüber dem Referenzmotor sowohl eine Reduzierung im Hubvolumen als auch in der Zylinderzahl. Das Zylinderhubvolumen beträgt bei beiden Motoren etwa 500 cm<sup>3</sup>. Gegenüber der Serienausführung (70 kW Nennleistung) verfügt der Versuchsträger des 3-Zylinders über Modifikationen, die eine Nennleistung von 100 kW ermöglichen. Hierzu zählen unter anderem eine Common-Rail-Direkteinspritzung mit Piezo-Injektoren und erhöhtem Einspritzdruck sowie die zweistufige, geregelte Abgasturboaufladung. Eine entdrosselte HD-AGR-Strecke mit verbesserter Kühlleistung unterstützt hohe Zylinderfüllungen bei entsprechender AGR-Rate. Die modellbasierten Regelungen für Ladedruck und Füllung (MBC/MCC) bieten gegenüber der herkömmlichen Steuerung Vorteile im dynamischen Betrieb. Die erreichten Leistungs- und Emissionswerte des 3-Zylinder-Downsizing-Motors sind in den Kapiteln 4 und 7 detailliert beschrieben. Für die Basisvermessung am Motorprüfstand [17] ist der Motor mit entsprechender Messtechnik ausgestattet (siehe Anhang A1).

Zylinderzahl	3
Gesamthubvolumen	1493 cm <sup>3</sup>
Hub	92 mm
Bohrung	83 mm
Verdichtungsverhältnis	1:16,0
Nennleistung	108 kW
Nenn-Drehmoment	300 Nm
Zylinderspitzenndruck	180 bar
Aufladung	Zweistufig geregelt, HD-ATL mit Bypass, ND-ATL mit VTG
Ladeluftkühlung	Wassergekühlt
Injektoren	Bosch CRI3 (2400 bar), Piezo-Aktuator, 8-Loch Midi-Düse
Hochdruckpumpe	Bosch CP4.1 (Dreifach-Nocken)
Motorsteuerung	Bosch EDC17 mit MBC/MCC
Abgasrückführung	HD-AGR, geregelt wassergekühlt mit separatem Kühlkreislauf

**Tabelle 3.2: Technische Daten des 3-Zylinder-Downsizing-Motors**

## 3.2 Fahrzeugversuche

### VERSUCHSFAHRZEUG MERCEDES BENZ E 200 CDI

Im Fokus dieser Arbeit liegt das Fahrzeugsegment der oberen Mittelklasse. Passend zum 4-Zylinder-Referenzmotor kommt daher eine Mercedes-Benz E-Klasse der

Baureihe W211 zum Einsatz. Die Modellausführung E 200 CDI verwendet den 2,2-l-Dieselmotor mit 90 kW Nennleistung als Diesel-Einstiegsmotorisierung. **Tabelle 3.3** listet die wesentlichen technischen Daten des Versuchsträgers auf. Das Fahrzeug nutzt im Serienzustand noch keine der heute bereits etablierten Technologien zur Kraftstoffeinsparung, wie z.B. eine Start/Stop-Funktion, intelligente Generatorregelung oder Leichtlaufbereifung. Der kombinierte Kraftstoffverbrauch von 6,3-6,5 l/100km stellt unter diesen Randbedingungen einen klassenüblichen Wert für Euro 4 Dieselantriebe dar.

Antriebsart	Standardantrieb (Frontmotor, Heckantrieb)
Getriebe	6-Gang Handschaltgetriebe
Getriebeübersetzung 1.-6. Gang	4,99 / 2,82 / 1,78 / 1,25 / 1,00 / 0,82
Achsübersetzung	2,65
Leergewicht	1600 kg
$c_w$ -Wert	0,27
Stirnfläche	2,21 m <sup>2</sup>
Beschleunigung 0-100 km/h	12,1 s
Höchstgeschwindigkeit	203 km/h
Kraftstoffverbrauch innerorts / außerorts / kombiniert	8,5-8,7 / 5,1-5,4 / 6,3-6,5 l/100km
CO <sub>2</sub> -Emissionen kombiniert	167-172 g/km
Emissionsklasse	Euro 4 (mit 4-Zylinder-Referenzmotor)

**Tabelle 3.3: Technische Daten des Versuchsfahrzeugs im Serienzustand**

Ungeachtet der prototypisch umgesetzten, konstruktiven Maßnahmen am Versuchsfahrzeug bleiben die Parameter zur Simulation des Straßenwiderstands auf dem Abgasrollenprüfstand konstant. Durch den Antrieb entstehende Veränderungen bezüglich Kraftstoffverbrauch und Emissionen können damit zunächst ohne Quereinflüsse bewertet werden. Eine Übersicht der Parameter für die Lastanpassung am Rollenprüfstand zeigt **Tabelle 3.4**.

Straßenparameter $F = A + B \cdot v + C \cdot v^2$	A = 172,02 N B = 1,153 N/(km/h) C = 0,02357 N/(km/h) <sup>2</sup>
Schwungmassenklasse	1700 kg
Dyn. Rollradius	0,316 m

**Tabelle 3.4: Parameter für Lastanpassung auf dem Rollenprüfstand**

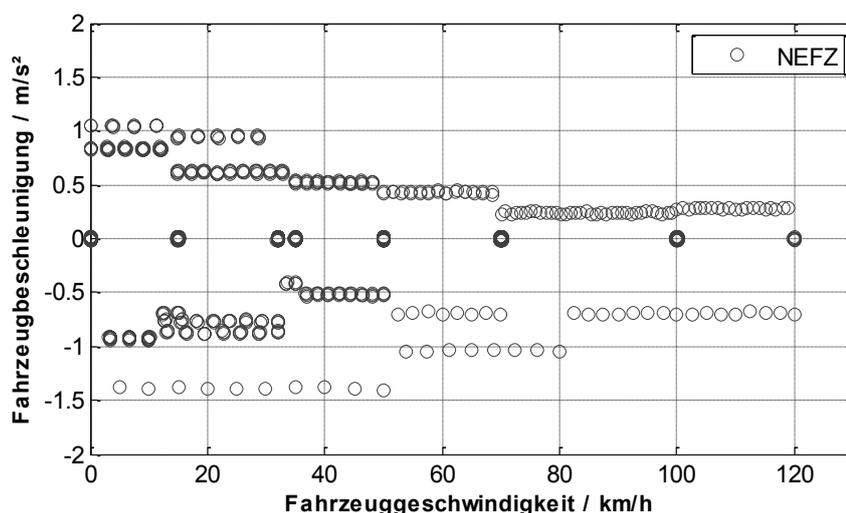
Im Rahmen einer Lastanpassung erfolgt die Einstellung der Rollenparameter, um die von Fahrzeughersteller vorgegebene Ausrollkurve des Fahrzeugs mit entsprechender Toleranz einzuhalten. So ist gewährleistet, dass die Kombination aus Fahrzeug und Prüfeinrichtung sich entsprechend der Straßenparameter verhalten.

## 4 Grundlagen zum Betriebsverhalten des Dieselmotors

Dieses Kapitel stellt das charakteristische Verhalten von PKW-Dieselantrieben in kompakter Form dar, um das Verständnis bei weiterführenden Betrachtungen zu erleichtern. Die Maßnahmendefinitionen und Ergebnisanalysen der nachfolgenden Kapitel greifen auf die hier erklärten Wirkzusammenhänge wiederholt zurück. Soweit nicht anders ausgewiesen, ist gezielt das Verhalten des 3-Zylinder-Downsizing-Dieselmotors beschreiben. Qualitativ handelt es sich in den meisten Fällen um allgemeingültige Aussagen für PKW-Dieselmotoren.

### 4.1 Betriebsbereich des Antriebs im Emissionstest

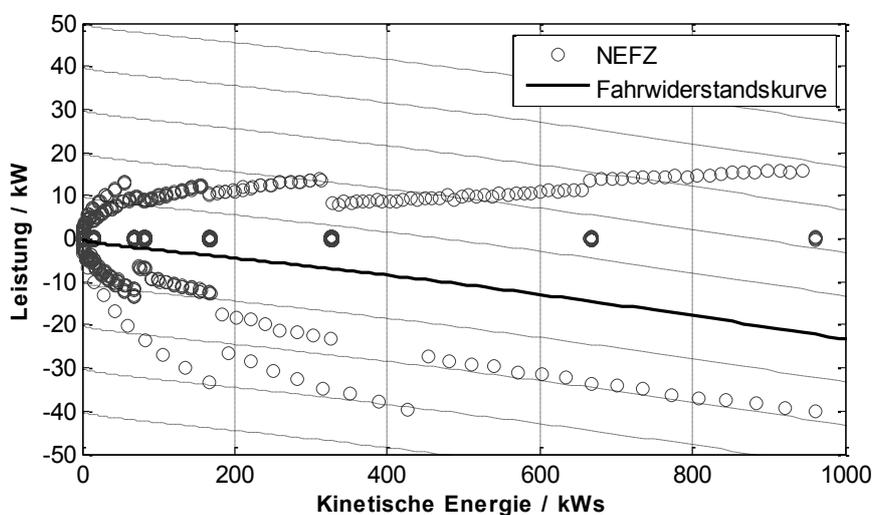
Das im NEFZ definierte Geschwindigkeitsprofil ist Basis für die Fahransforderungen an das Fahrzeug. Alternativ kann die Anforderung auch als Fahrzeugbeschleunigung über der Geschwindigkeit dargestellt werden, wie in **Abbildung 4.1**. Deutlich zu sehen ist die Beschränkung auf Geschwindigkeiten bis 120 km/h und Beschleunigungen zwischen etwa  $-1,4$  und  $1,1$  m/s<sup>2</sup>. Weiterhin treten bei höheren Geschwindigkeiten tendenziell geringere Beschleunigungen auf. Mit dieser Darstellung lassen sich Belastungen durch unterschiedliche Fahrzyklen leicht miteinander vergleichen. Die Ableitung auf die relevanten Antriebsgrößen des Verbrennungsmotors erfordert weitere Analysen.



**Abbildung 4.1: Betriebspunkte des Fahrzeugs im Fahrzyklus**

Mit Hilfe der Eigenschaften des Fahrzeugs (z.B. Masse, Fahrwiderstände) ist es möglich den Betriebsbereich auch in energetischer Form darzustellen. Die Fahrzeuggeschwindigkeit entspricht einer kinetischen Energie, während die Beschleunigung zunächst eine Leistung erfordert bzw. freisetzt. Das Ergebnis dieser Transformation zeigt **Abbildung 4.2**. Im nächsten Schritt ist zusätzlich noch die Implementie-

rung der Fahrwiderstände (Rollreibung und Luftwiderstand, siehe Kapitel 5.1) als Funktion der Fahrzeuggeschwindigkeit möglich. Die Fahrwiderstände verursachen je nach Geschwindigkeit einen zusätzlichen Leistungsbedarf. In der Abbildung kippen hierdurch die Netzlinien nach rechts unten ab. Die resultierende Antriebsleistung ist auf Basis dieser modifizierten Achsen ablesbar. Trotz geringerer Beschleunigungen sind die größten Leistungen im hohen Geschwindigkeitsbereich notwendig. Für die Beschleunigung auf 120 km/h (entspricht hier ca. 950 kWs kinetischer Energie) ist eine reine Beschleunigungsleistung von ca. 17 kW erforderlich. Die zusätzliche Überwindung von Roll- und Luftwiderstand erfordert weitere 21 kW, so dass der Antrieb eine Gesamtleistung am Rad von ca. 38 kW bereitstellen muss. Eine maximale Bremsleistung von ca. 30 kW ist für alle Betriebspunkte im Zyklus ausreichend.



**Abbildung 4.2: Energetische Betriebspunkte des Fahrzeugs im Fahrzyklus**

Die Betriebspunkte des Verbrennungsmotors können zur Erfüllung dieser Anforderung nicht frei gewählt werden, sondern sind über die Wandlungsvorgänge im Triebstrang und dessen Eigenschaften sowie zulässige Freiheitsgerade limitiert. Weiterhin muss das Fahrzeug neben der Erfüllung der Anforderungen im Fahrzyklus noch zusätzliche Erwartungen an die Fahreigenschaften erfüllen. Daher richten sich die Nennleistung des Antriebs und die Abstufung des Getriebes nicht ausschließlich nach den Anforderungen des NEFZ sondern auch nach dem Kundenbedarf.

Die Prüfvorschrift des NEFZ [12] gibt neben der Fahrzeuggeschwindigkeit auch die Gangwahl und die Kupplungsbetätigung vor. Unter Berücksichtigung dieser Vorgaben lässt sich zusätzlich die Übersetzung des Antriebstrangs für die resultierende Drehzahl des Verbrennungsmotors ermitteln. Weiterführende Details zu diesem Vorgehen sind Kapitel 6 zu entnehmen. Ergebnis einer solchen Analyse ist die Betriebspunktverteilung in **Abbildung 4.3**. Aufgrund der je nach Gang unterschiedlichen Zuordnung von Drehzahl zu Geschwindigkeit, sind die Fahrprofilsegmente in dieser Darstellung nicht mehr so eindeutig unterscheidbar. Die Eigenschaften des

Referenzfahrzeugs führen dazu, dass vom gesamten Motorkennfeld nur Drehzahlen bis knapp 2250 1/min und effektive Leistungen bis 40 kW für das Fahrprofil des NEFZ ausreichen. Hiernach richtet sich vereinzelt der Fokus für die Emissionsoptimierung sowie die Diagrammdarstellung.

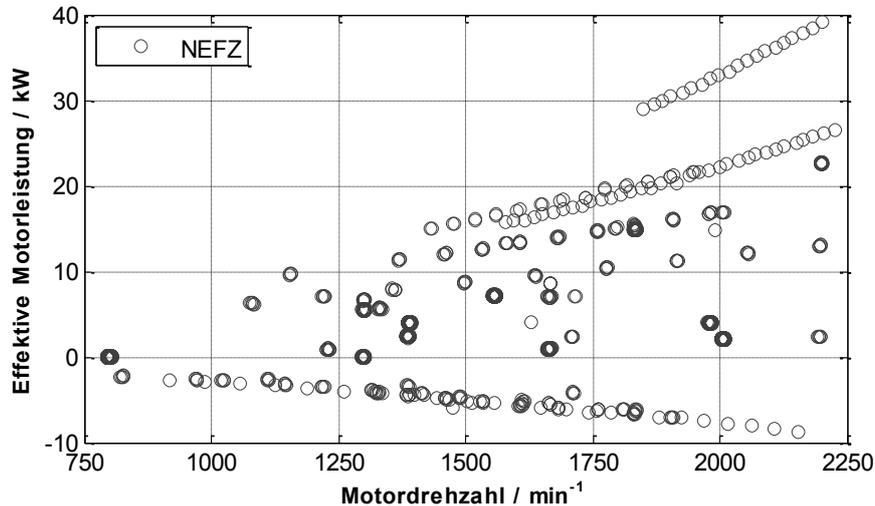


Abbildung 4.3: Betriebspunkte des Verbrennungsmotors im Referenzfahrzeug

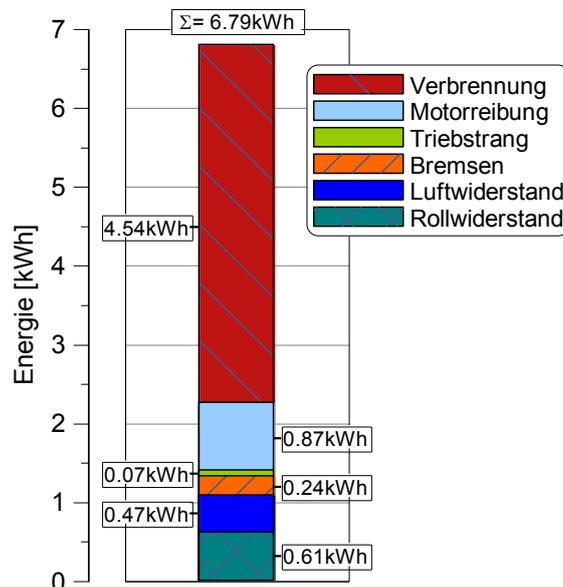


Abbildung 4.4: Exemplarische Verluste des Referenzfahrzeugs im NEFZ

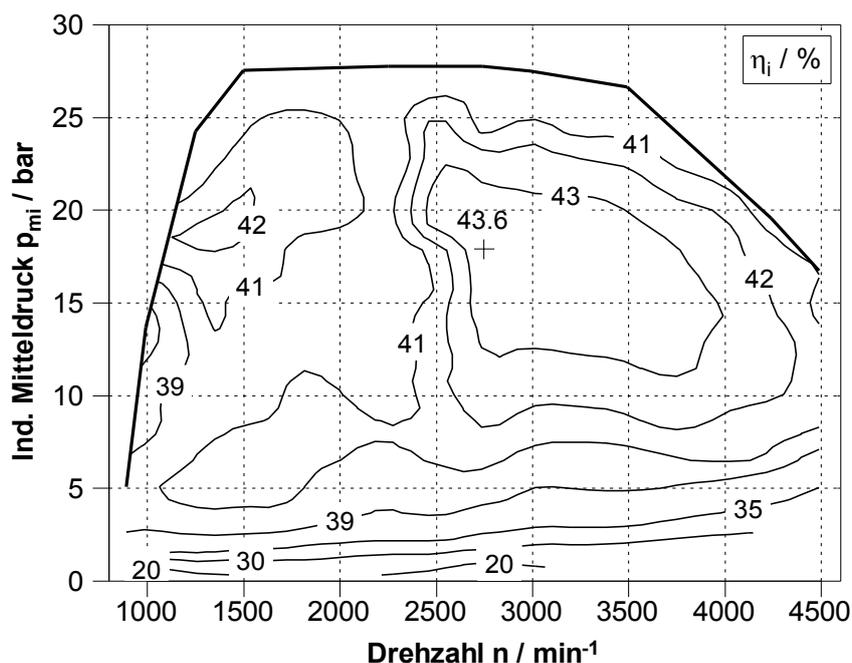
Für das Verständnis der im nachfolgenden Kapitel erörterten Wirkzusammenhänge und definierten Maßnahmen zur CO<sub>2</sub>-Reduzierung, ist die quantitative und qualitative Kenntnis der energetischen Verluste hilfreich. Hierzu kommt an dieser Stelle ein Vorgriff auf ein Ergebnis aus Kapitel 7. **Abbildung 4.4** zeigt die auftretenden Verluste des Referenzfahrzeugs im NEFZ. Der verbrauchte Dieselkraftstoff setzt eine chemisch gebundene Energie von 6,79 kWh frei. Davon fällt der größte Teil (4,54 kWh) für die Verbrennungsverluste an. Weitere 0,87 kWh fallen für die Motorreibung

des Verbrennungsmotors an. Erst die übrigen 1,39 kWh Verluste sind durch die Fahrwiderstände sowie Triebstrang und Bremsen verursacht. Dadurch ist der Verbrennungsmotor quantitativ die größte Quelle zur Verlustreduzierung. Für die Abgabe von 1,39 kWh mechanischer Arbeit ist die Kraftstoffenergie von 6,79 kWh nötig. Das entspricht einem Gesamtwirkungsgrad von ca. 20 %. Unter der Annahme, dieser Gesamtwirkungsgrad sei konstant, ergibt eine Reduzierung der Fahrwiderstände um 50 Wh eine Einsparung von 250 Wh Kraftstoffenergie (ca. 3,7 %). Weniger mechanischer Energiebedarf erzeugt folglich auch weniger Verluste bei der Umwandlung von Kraftstoffenergie. Um die gleiche Kraftstoffeinsparung bei konstanten Fahrwiderständen zu erreichen, wäre eine Steigerung im Gesamtwirkungsgrad um 0,8 %-Punkte nötig. Daher liegt der Fokus bei der nachfolgenden Aufstellung von Verbesserungsmaßnahmen nicht nur auf dem Verbrennungsmotor sondern auch in begrenzter Tiefe auf dem Gesamtsystem Fahrzeug.

## 4.2 Kraftstoffverbrauch und Energiefluss

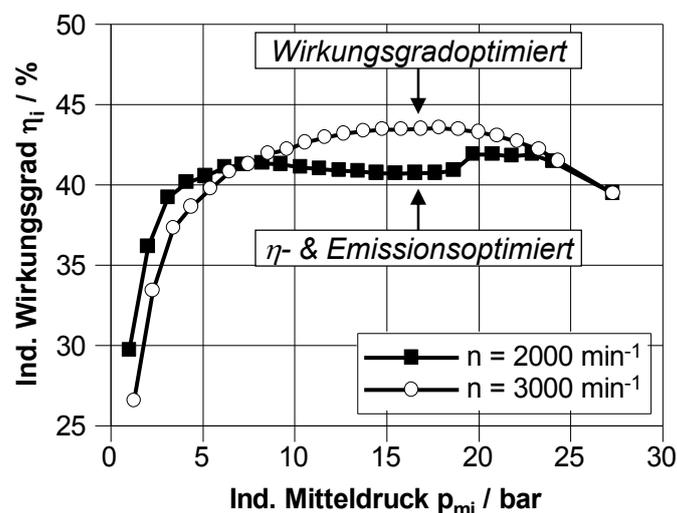
### 4.2.1 Verbrennung, indizierte Effizienz und Verlustteilung

Der energetisch größte Anteil der Verluste fällt beim Kraftfahrzeug in der Verbrennung an, d.h. bei der Umwandlung der chemisch gebundenen Kraftstoffenergie in mechanische Arbeit. Zum Einen setzt die Thermodynamik physikalische Grenzen für die Effizienz dieser Umwandlung im Kreisprozess. Zum Anderen wirken sich zusätzlich auch noch zahlreiche technische Randbedingungen auf die Güte der Verbrennung aus. **Abbildung 4.5** zeigt exemplarisch den indizierten Wirkungsgrad des 3-Zylinder-Downsizing-Dieselmotors über dessen gesamten Betriebsbereich.



**Abbildung 4.5:** Kennfeld des indizierten Wirkungsgrades

Bei mittlerer Drehzahl und Last kann ein Bestpunkt mit einem indizierten Wirkungsgrad von 43,6 % erreicht werden. Oberhalb von einem indizierten Mitteldruck von ca. 5 bar treten nur geringe Gradienten auf. Hier liegt in weiten Bereichen ein indizierter Wirkungsgrad von mindestens 39 % vor. Die auftretenden Effekte und Verläufe lassen sich exemplarisch in Lastschnitten veranschaulichen. In **Abbildung 4.6** sind die Lastschnitte des indizierten Wirkungsgrades bei  $n = 2000$  1/min und  $n = 3000$  1/min dargestellt. Die Drehzahl von  $n = 3000$  1/min stellt einen ersten Applikationsstand (AGR-Rate, Einspritzzeitpunkt, etc.) dar, der primär auf einen guten Wirkungsgrad abzielt. Bei dieser Drehzahl erreicht der indizierte Wirkungsgrad einen Maximalwert nahe dem Motorbestpunkt. Der Verlauf ist im mittleren Lastbereich nahe dem  $\eta$ -Bestpunkt sehr flach und fällt dann zu niedrigen und hohen Lasten jeweils signifikant ab. Bei der Drehzahl von  $n = 2000$  1/min ergibt sich ein abweichendes Bild. Da es sich um einen Betriebsbereich handelt, der im NEFZ durchfahren wird, ist die Applikation in einem zweiten Schritt hinsichtlich Emissionen angepasst. Die dadurch veränderte Prozessführung hat wiederum nachteilige Auswirkungen auf den Wirkungsgrad der Verbrennung, wie der Kurvenverlauf im mittleren Lastbereich deutlich zeigt. Bei sehr niedrigen Lasten weist die niedrige Drehzahl trotz Emissionsoptimierung aufgrund geringerer Ladungswechselverluste einen besseren Wirkungsgrad auf. An der Volllast ähneln sich Applikation und Wirkungsgrad der beiden Lastschnitte. Da es sich bei dem Versuchsträger nur um einen Prototypen zu Demonstrationszwecken handelt, erfolgt keine emissionsreduzierte Applikation im gesamten Kennfeldbereich des Verbrennungsmotors.

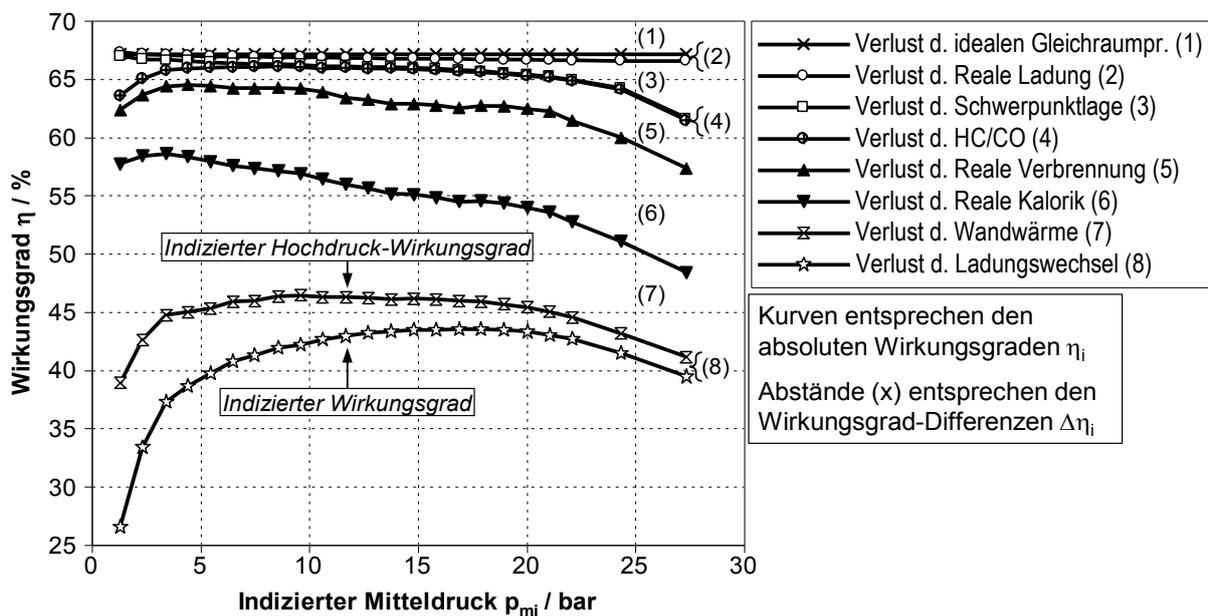


**Abbildung 4.6:** Indizierter Wirkungsgrad im Lastschnitt

#### ANALYSE MIT HILFE VON VERLUSTTEILUNG

In der näheren Analyse soll zunächst der oben gezeigte Lastschnitt bei  $n = 3000$  1/min betrachtet werden. Hier ist die Anzahl der Randbedingungen gering, so dass die Wirkungsgrade gleichmäßig und übersichtlich verlaufen. Das Ergebnis einer auf

den gesamten Lastschnitt angewendeten allgemein gültigen Verlustteilung nach [58] zeigt **Abbildung 4.7**. Der Wirkungsgrad des idealen Gleichraumprozesses ist die oberste Kurve in der Darstellung. Die unterste Kurve, nach Berücksichtigung der Ladungswechselverluste, entspricht dem indizierten Wirkungsgrad und ist identisch zum Verlauf in **Abbildung 4.6**. Die dazwischen liegenden Wirkungsgrade entsprechen der sequentiellen Verlustfolge aus der Analyse. Zu beachten ist, dass eine Kurve den absoluten Wirkungsgrad nach Berücksichtigung der jeweiligen Verlustkomponente zeigt. Der Abstand zur vorherigen Kurve stellt die entsprechende Wirkungsgraddifferenz ( $\Delta\eta$ ) in Prozentpunkten dar (in der **Abbildung** und im Text angedeutet durch die Zahlen in Klammern).



**Abbildung 4.7: Verlustteilung im Lastschnitt bei  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$**

Der dominierende Verlust über alle Betriebspunkte hinweg ist physikalisch bedingt durch die Umwandlung von chemischer in mechanische Energie im idealen Gleichraumprozess (1). Das geometrische Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon = 16$  ergibt nach Gleichung (4.1) einen thermischen Wirkungsgrad  $\eta_{th}$  von 67 %, d.h. ein Drittel der Kraftstoffenergie geht aus mechanischer Sicht bereits verloren:

$$\eta_{th} = 1 - \left( \frac{1}{\varepsilon} \right)^{\kappa-1} \quad (4.1)$$

Die Verluste durch Reale Ladung (2) sind beim Dieselmotor in der Regel klein. Eine nicht optimale Verbrennungsschwerpunktlage (3) wirkt sich insbesondere nahe der Vollast (Begrenzung des Zylinderspitzen druckes) nachteilig aus. Der energetische Verlust durch nicht vollständig reagierte HC- und CO-Verbindungen (4) besitzt bei kleinsten Lasten einen signifikanten Anteil, nimmt aber mit steigender Last schnell ab. Der energetische Verlustanteil der Partikel-Emissionen wird aufgrund des geringen

Einflusses vernachlässigt. Hohe Kraftstoffmassen führen zu längerer Brenndauer und zu höheren Verlusten bei Berücksichtigung der Realen Verbrennung (5). Die Kalorikverluste (6) steigen aufgrund der höher werdenden Massenmitteltemperaturen. Dieseltypisch hohe Luftverhältnisse und hohe Zylinderladungen begünstigen den Arbeitsverlust durch Wandwärme (7). Dieser Verlust besitzt stets einen hohen Anteil, der zu niedriger Last in Relation zur indizierten Arbeit besonders zunimmt. Steigende Ladedrücke verursachen tendenziell höhere Druckdifferenzen zwischen Abgaskrümmer und Saugrohr. Die Ladungswechselarbeit steigt analog zum Betrag des indizierten Mitteldrucks im Ladungswechsel  $p_{mi,LW}$  an. In Bezug auf die steigende Leistungsabgabe sinkt der prozentuale Verlustbeitrag des Ladungswechsels (8) mit der Last jedoch. Abzüglich aller Verluste ergibt sich der zuvor beschriebene Verlauf mit Optimum und geringen Gradienten im mittleren Lastbereich. Ein derart ausgelegter Dieselmotor, der nicht aufgrund von Emissionen oder Komfort eingeschränkt ist, folgt grundsätzlich diesem Verhalten. Ein Wirkungsgrad nahe dem Bestpunkt wird weder mit besonders niedriger noch mit besonders hoher Last erzielt.

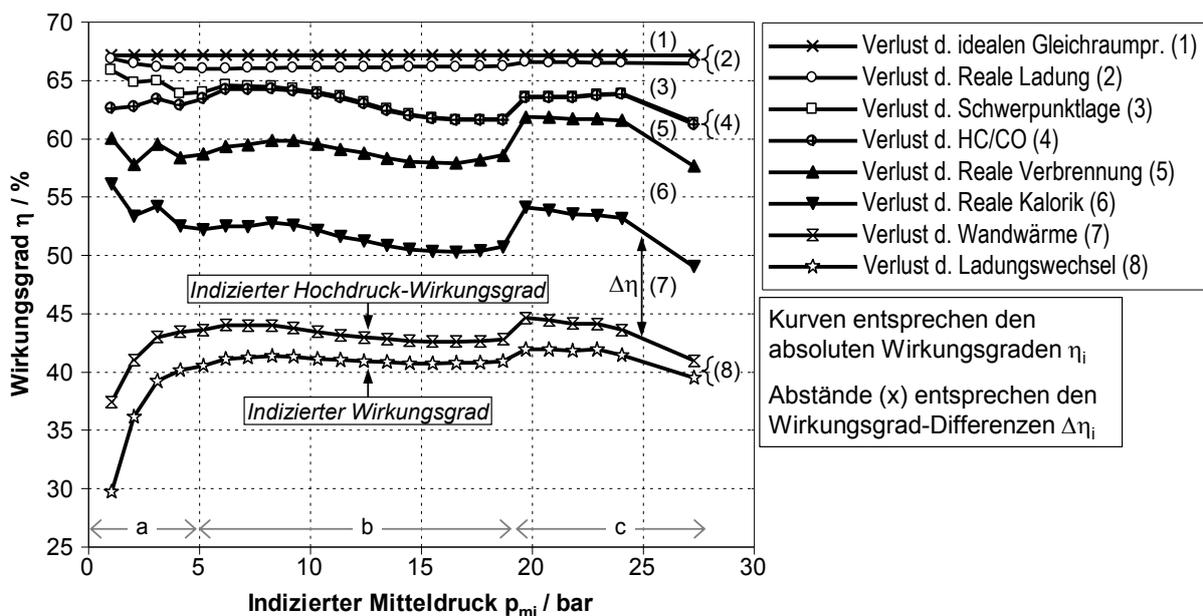


Abbildung 4.8: Verlustteilung im Lastschnitt bei  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Der Wirkungsgrad hängt neben den geometrischen Eigenschaften auch von der Prozessführung ab. Anpassungen hinsichtlich Emissionen und Komfort wirken sich im Lastschnitt auf die Wirkungsgradverläufe in **Abbildung 4.8** aus. Bei der Drehzahl  $n = 2000 \text{ 1/min}$  ist (in Verbindung mit Downsizing) der Lastbereich bis zu einem indizierten Mitteldruck von etwa  $p_{mi} = 20 \text{ bar}$  für den NEFZ relevant (Bereiche a & b). Insbesondere die Maßnahmen zur innermotorischen Verminderung der Stickoxidemissionen wirken sich nachteilig aus. Die thermische NO-Bildung nimmt aufgrund des steigenden Temperaturniveaus mit der Last zu [30]. Um dem entgegen zu wirken, wird unter Berücksichtigung der übrigen Schadstoffemissionen das größtmögliche Maß an externer AGR eingestellt. Die Erhöhung des Inertgasanteils sorgt für eine

Absenkung des Temperaturniveaus, was günstige Auswirkungen auf die Wandwärmeverluste (7) hat. Diese steigen mit Reduzierung der AGR-Rate wieder an (Bereich b/c). Eine hohe AGR-Rate verringert zudem die negative Druckdifferenz zwischen Ein- und Auslass des Zylinders, wodurch der Anteil der Ladungswechselverluste (8) besonders im Bereich b sinkt. Der höhere Wasseranteil in Zylinderladungen mit hohen Restgasraten führt zu steigenden Kalorikverlusten (6). Die Spätverstellung der Einspritzzeitpunkte senkt die Stickoxidemissionen. Eine zunehmend in der Expansion stattfindende Verbrennung läuft langsamer und unter geringeren Temperaturen ab. Die negativen Auswirkungen dieser Maßnahme sind im Verlust durch nichtoptimale Schwerpunktlage (3) deutlich zu erkennen. Der Verlust durch Reale Verbrennung (5) nimmt im mittleren Lastbereich ab. Hierfür ist jedoch nicht eine kürzere Brenndauer verantwortlich, sondern der späte Umsatzschwerpunkt (wodurch der Arbeitsverlust bei gleicher Brenndauer geringer ausfällt). Wie schon bei der Drehzahl  $n = 3000$  1/min ist auch hier an der Vollast eine Spätverstellung der Einspritzung aus Gründen des Bauteilschutzes notwendig. Diese sorgt zusammen mit den steigenden Verlusten für Reale Verbrennung und Kalorik dazu, dass der indizierte Wirkungsgrad abfällt. Eine nichtoptimale Schwerpunktlage der Verbrennung führt bei Voll- und Teillast zu Wirkungsgradnachteilen, die nicht mehr vollständig kompensiert werden und sich somit bis auf den indizierten Wirkungsgrad auswirken.

Die Analyse zeigt eine deutliche Wechselwirkung zwischen dem Wirkungsgrad und dem Schadstoffausstoß sowie exemplarisch die Auswirkung einzelner Maßnahmen. Die Messung von Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen erfolgt im gleichen Fahrzyklus, so dass die Applikation nur einen geeigneten Kompromiss beider Zielgrößen darstellen kann. Weiterhin müssen die Belastungsgrenzen des Motors (z.B. Spitzendruck, Abgastemperatur), physikalische Einschränkungen (z.B. Verbrennungsstabilität bei niedrigen Lasten) sowie Komfortaspekte (z.B. maximaler Gradient im Druckanstieg) Berücksichtigung finden.

### **ENERGETISCHE SICHTWEISE**

Die Betrachtung von Wirkungsgraden bietet zahlreiche Vorteile. Die relative Darstellung ist sehr anschaulich und erleichtert Vergleiche. Nachteilig ist jedoch die direkte Abhängigkeit von der Last. So erweckt eine Verlustkomponente, deren Wirkungsgraddifferenz über die Last konstant bleibt, den Eindruck, die anfallende Verlustenergie wäre ebenfalls konstant. Aufgrund der steigenden Leistung, auf die sich der Wirkungsgrad bezieht, steigen die Verluste proportional an. Dieser Darstellungseffekt kann zu Irritationen bei der Bewertung von Betriebspunkten und Ableitung von optimierenden Maßnahmen führen. Eine alternative Visualisierung des Effizienzverhaltens bietet die Darstellung der Kraftstoff- oder Verlustleistung über die indizierte Leistung. Diese Form der Darstellung (auch Willans-Linien genannt) kommt unter anderem bei der Untersuchung von Motorreibung [54] sowie bei der Entwicklung von Hybrid-Betriebsstrategien [6] und Ableitung von Kraftstoffverbrauchspotenzialen [43] zum Einsatz.

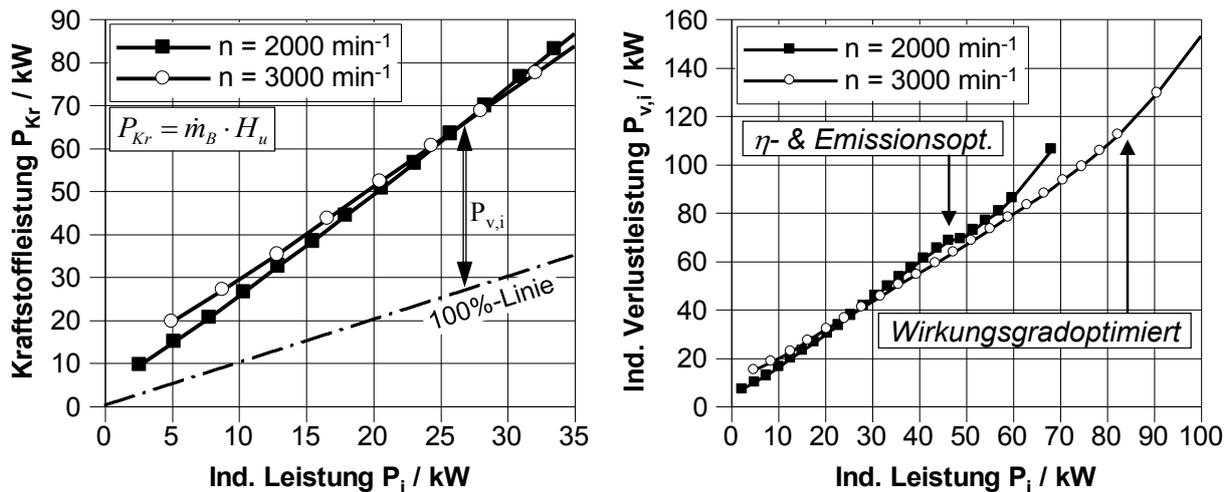


Abbildung 4.9: Kraftstoffleistung und indizierte Verluste

**Abbildung 4.9** (links) stellt die zwei zuvor gezeigten Lastschnitte als absolute Leistungen dar. Die Winkelhalbierende entspricht einem Wirkungsgrad von 100 %. Der Abstand der beiden Kurven zur Winkelhalbierenden zeigt die indizierte Verlustleistung ( $P_{v,i}$ ), die im jeweiligen Betriebspunkt anfällt. Die Veränderung des Wirkungsgrades über der Last ist so gering, dass die hier gezeigten Kurven stets streng monoton steigend verlaufen. Dieses Verhalten, ähnlich einer Ursprungsgeraden, gilt auch für die indizierte Verlustleistung in Abbildung 4.9 (rechts). Eine Erhöhung der Last bei gleicher Drehzahl steigert trotz einer Wirkungsgrad-Änderung die Verlustleistung (und umgekehrt). Die Zielsetzung, den Gesamtwirkungsgrad in einen Fahrzyklus zu erhöhen, lässt sich gleichsetzen mit der Verringerung der integralen Verlustenergie. Eine Lastpunktanhebung (beispielsweise durch Downsizing) führt nur dann zu einer Verlustreduktion, wenn im gleichen absoluten Lastpunkt weniger Verluste anfallen.

#### 4.2.2 Reibung und mechanische Effizienz

**Abbildung 4.10** zeigt ein Kennfeld des Reibmitteldrucks  $p_{mr}$  über Drehzahl und effektiven Mitteldruck für den 3-Zylinder-Downsizing-Dieselmotor. Der Reibmitteldruck  $p_{mr}$  ist ein Maß für die pro Arbeitspiel und Hubvolumen anfallende Reibarbeit des Motors. Bei den vorliegenden Dieselmotoren steigt er tendenziell über Last und Drehzahl an. Der mechanische Wirkungsgrad entspricht nach Gleichung (4.2) dem Quotienten aus effektiver zu indizierter Arbeit [2]:

$$\eta_m = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{P_{mi} - P_{mr}}{P_{mi}} = 1 - \frac{P_{mr}}{P_{mi}} \quad (4.2)$$

**Abbildung 4.11** (links) zeigt den Verlauf der mechanischen Wirkungsgrade für die zwei Lastschnitte bei  $n = 2000 \text{ 1/min}$  und  $n = 3000 \text{ 1/min}$ . Weiterhin ist exemplarisch ein konstanter Reibmitteldruck von  $p_{mr} = 1,0 \text{ bar}$  eingezeichnet, um die prinzipielle Charakteristik des mechanischen Wirkungsgrads bei konstanter spezifischer Rei-

bung zu verdeutlichen. Da im Leerlauf die abgegebene Leistung Null ist, folgt auch ein Wirkungsgrad von 0 %. Der Wirkungsgrad steigt mit der Motorlast degressiv an und nähert sich asymptotisch einer 100%-Linie.

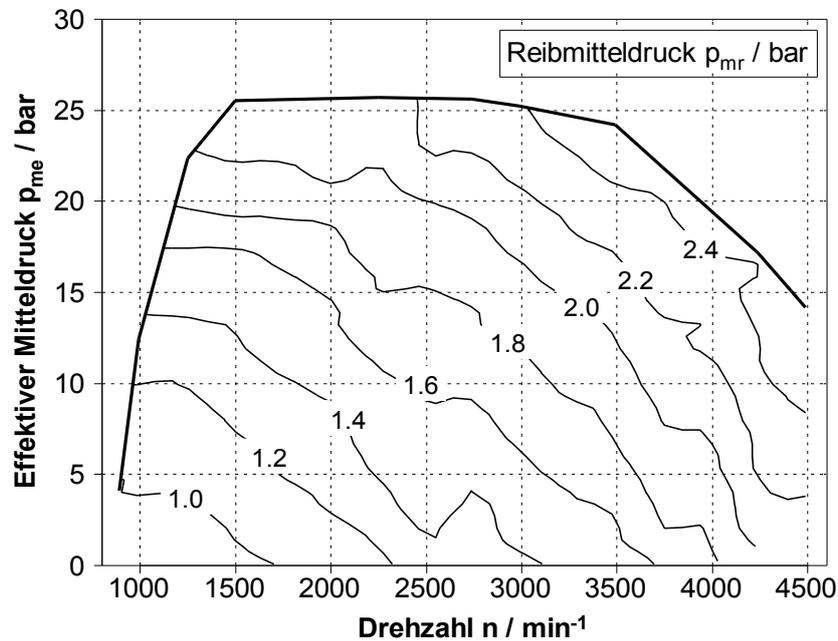


Abbildung 4.10: Kennfeld des Reibmitteldrucks

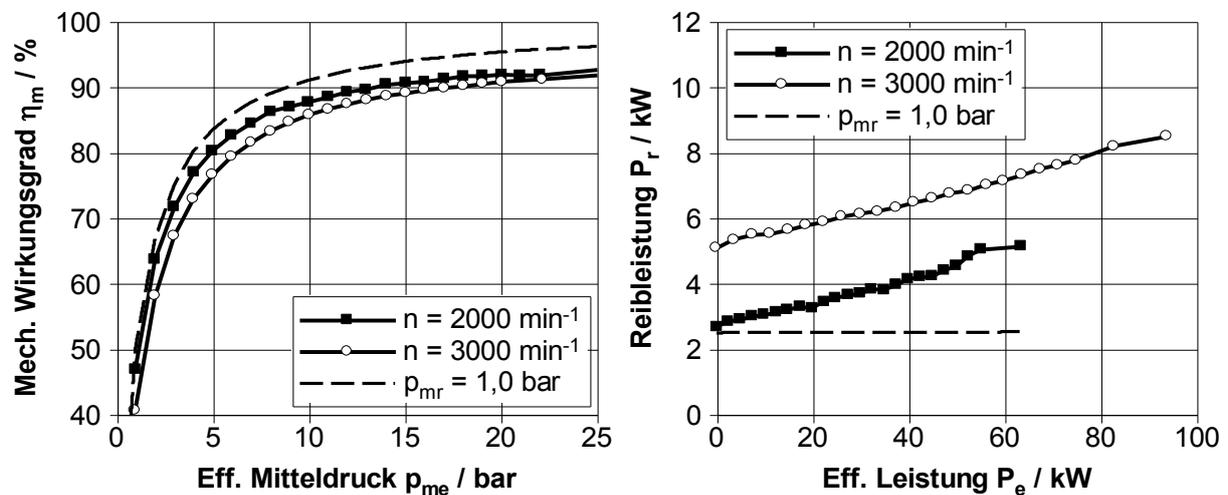


Abbildung 4.11: Mech. Wirkungsgrad und Reibleistung über eff. Motorlast

Aus dem Wirkungsgradverlauf entsteht der Eindruck, eine höhere Last wirke sich positiv auf die Reibungsverluste aus. Die Reibleistung nimmt in der Regel mit steigender Last leicht zu, wie die Berechnungsgleichung (4.3) (für 4-Takt-Motoren) deutlich macht [2]:

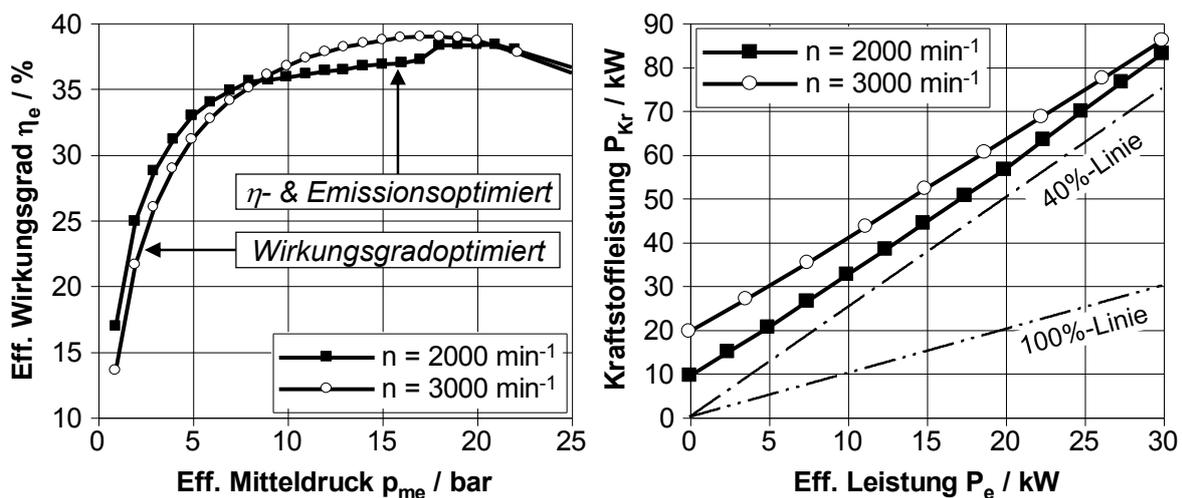
$$P_r = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot n \cdot M_r = \frac{1}{2} \cdot n \cdot p_{mr} \cdot V_H \quad (4.3)$$

Abbildung 4.11 (rechts) zeigt das resultierende Verhalten der absoluten Reibung in den Lastschnitten. Eine höhere effektive Leistung verursacht, aufgrund des leicht ansteigenden Reibmitteldrucks, eine Erhöhung der Reibungsverluste. Im Falle eines konstanten Reibmitteldrucks (z.B.  $p_{mr} = 1,0$  bar bei 2000 1/min) wäre die Reibleistung im Lastschnitt konstant (stark vereinfachte Charakteristik der Reibung).

Je größer die Drehzahl, desto mehr Arbeitsspiele treten in derselben Zeit auf, umso höher ist auch die absolute Reibarbeit. Der Kraftstoffverbrauch wird im Allgemeinen als streckenbezogenes Volumen (l/100 km) angegeben. Unter der Annahme konstanten Reibmitteldrucks wirken sich die pro Fahrstrecke zurückgelegten Motorumdrehungen (bzw. Arbeitsspiele) proportional auf die Reibungsverluste im Fahrzyklus aus. Eine Reduzierung der Drehzahl sorgt daher bei gleichbleibender Geschwindigkeit zu reduzierten Energieverlusten durch Reibung. Das Hubvolumen hat ebenfalls einen linearen Einfluss auf die Reibleistung und somit auch die verbrauchsrelevante Reibarbeit um Fahrzyklus.

### 4.2.3 Gesamteffizienz des Verbrennungsmotors

Wie in Abbildung 2.1 veranschaulicht, ergibt das Produkt aus mechanischem und indiziertem den effektiven Wirkungsgrad. **Abbildung 4.12** zeigt exemplarisch für die bekannten Lastschnitte die Gesamteffizienz des betrachteten Dieselmotors. Der linke Teil der Abbildung stellt den effektiven Wirkungsgrad über den Mitteldruck dar. Die Charakteristik ist ähnlich der des indizierten Wirkungsgrades, wobei die geringeren Reibverluste den Kurvenverlauf der niedrigeren Drehzahl begünstigen.



**Abbildung 4.12: Eff. Wirkungsgrad und Kraftstoffleistung über eff. Last**

Im rechten Teil der Abbildung ist der absolute Bedarf an Kraftstoffleistung über die abgeforderte effektive Leistung dargestellt. Die Strichpunktlinien zeigen den Verlauf für konstanten Wirkungsgrad von 40 % und 100 % (verlustfreie Energiewandlung). Die Kurven der jeweiligen Lastschnitte überschneiden sich nur in Ausnahmefällen und weisen eine ähnliche Steigung auf. Der annäherungsweise parallele Abstand der

Kurven zur 40%-Gerade ergibt sich primär aus den Reibungsverlusten. Der annähernd lineare Anstieg (mit der Steigung ähnlich zur 40%-Linie) kommt primär durch die indizierten Verluste zustande. D.h. bei niedriger Leistung überwiegen die Reibungsverluste. Ab der Teillast sind die indizierten Verluste dominant. Grob vereinfacht ergibt sich ein drehzahlabhängiger Grundleistungsbedarf in Verbindung mit einer Proportionalitätskonstante zur Last [43].

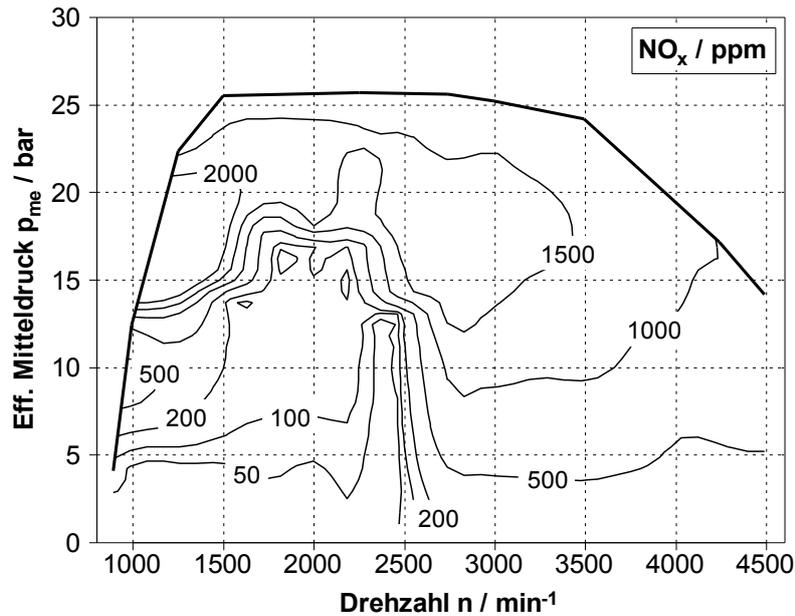
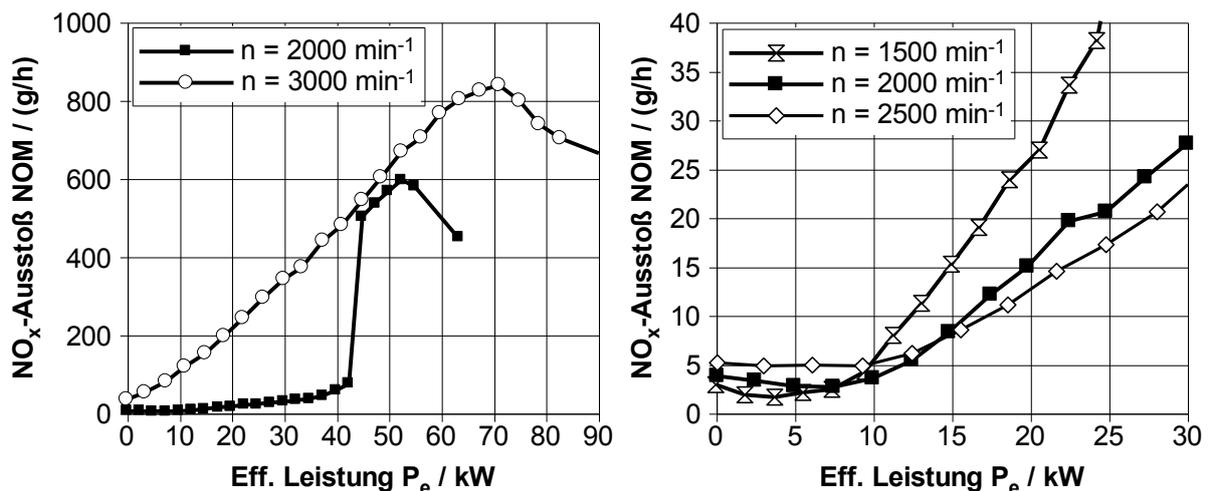
### 4.3 Schadstoffemissionen

#### STICKOXIDE (NO<sub>x</sub>)

Im Hinblick auf die Effizienz des Antriebs spielen die NO<sub>x</sub>-Emissionen eine besondere Rolle. Eine Prozessführung mit gutem Wirkungsgrad zeichnet sich durch optimale (frühe) Schwerpunktlagen der Verbrennung und kurze Brenndauern aus. Das Resultat sind hohe Verbrennungstemperaturen und somit günstige Bedingungen für die thermische NO-Bildung. Mögliche Maßnahmen zur innermotorischen Reduzierung der Stickoxide (wie z.B. Spätverstellung der Einspritzung, hohe AGR-Raten) verschlechtern den Wirkungsgrad der Verbrennung (siehe Abschnitt 4.2.1). Systeme zur Abgasnachbehandlung sind (im Gegensatz zu HC-/CO- oder Partikel-Emissionen) bisher teurer und aufwendiger als ein entsprechender Wirkungsgradnachteil [30], so dass die Anpassung der Prozessführung den bevorzugten Weg darstellt.

**Abbildung 4.13** zeigt die NO<sub>x</sub>-Konzentration im Rohabgas des 3-Zylinder-Downsizing-Dieselmotors. Die prototypische Applikation des Motors verfolgt das Ziel, die Stickoxidemissionen zunächst im zyklusrelevanten Bereich zu minimieren. Zu erkennen ist ein Anstieg der Konzentration mit der Last bedingt durch steigende Massenmitteltemperaturen. An der Vollast sorgt die (aufgrund der Spitzendruckbegrenzung) verspätete Verbrennung für sinkende Temperaturen und ein leichtes Absinken der NO<sub>x</sub>-Konzentrationen (unterstützt durch sinkende Sauerstoffkonzentration). Der untere Drehzahl- und Last-Bereich (bis  $n = 2500$  1/min und ca.  $p_{me} = 15$  bar) ist gekennzeichnet durch niedrige NO<sub>x</sub>-Konzentrationen aufgrund von später Einspritzzeitpunkte und hoher AGR-Raten (siehe Abschnitt 4.2.1).

Die Konzentration einer Schadstoffkomponente im Abgas zeigt anschaulich, welche Effekte für die Entstehung prägend sind. Eine Betrachtung von Massenströmen ist hilfreicher, um eine Bewertung hinsichtlich der Einhaltung von Grenzwerten im Testzyklus zu erleichtern. Die Emissionsstufe Euro 5 erlaubt einen Maximalwert für Stickoxide von 180 mg/km. Unter Berücksichtigung von Strecke, Fahrzeit und Schubphasen des NEFZ folgt daraus rechnerisch ein Massenstrom von ca. 6,9 g/h. Dieser Wert darf im Mittel nicht überschritten werden, um eine Abgasprüfung erfolgreich zu bestehen.

Abbildung 4.13: Kennfeld der  $\text{NO}_x$ -Konzentration im RohabgasAbbildung 4.14:  $\text{NO}_x$ -Ausstoß im Lastschnitt (gesamte Last und Teillast)

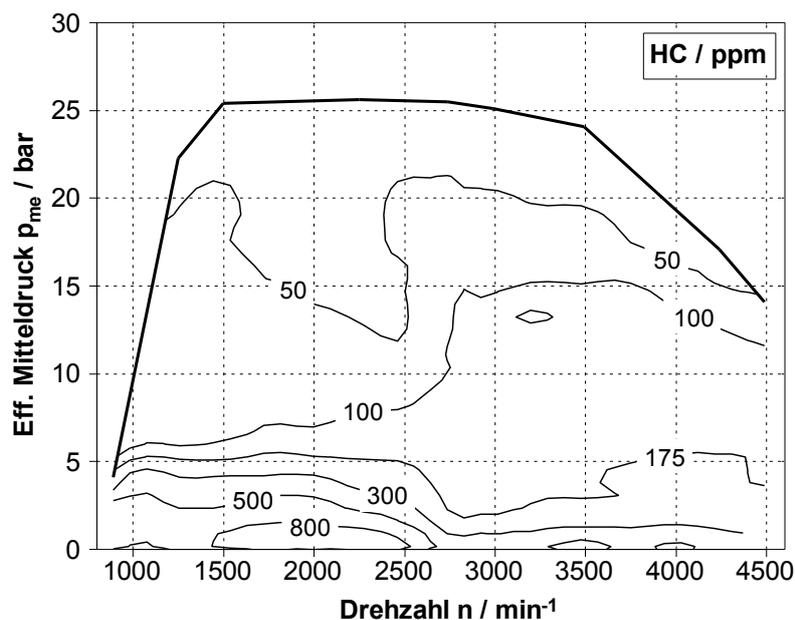
**Abbildung 4.14** (links) zeigt die Stickoxid-Massenströme für die beiden bereits gezeigten Lastschnitte. Bei der Drehzahl von  $n = 3000$  1/min ist in weiten Bereichen ein charakteristischer Anstieg der Schadstoffe mit der Last zu erkennen. Nahe der Volllast kommt es wie bereits zuvor in der Konzentration beobachtet zum Absinken der Stickoxide. Die Prozessführung mit wirkungsgradoptimierten Einspritzparametern ohne externe AGR führt zu Stickoxidmassenströmen von 50 g/h und deutlich darüber. Die Kurve für  $n = 2000$  1/min zeigt unterhalb einer effektiven Leistung von  $P_e = 45$  kW um bis zu Faktor 10 reduzierte  $\text{NO}_x$ -Massenströme durch externe AGR und spätere Verbrennungsschwerpunkte.

Die emissionsorientierte Optimierung der Prozessführung am 3-Zylinder-Versuchsträger erfolgt prototypisch nur im relevanten Drehzahl- und Lastbereich. Abbildung

4.14 (rechts) zeigt eine Detailbetrachtung für diesen Betriebsbereich. Es sind  $\text{NO}_x$ -Rohmassenströme von unterhalb 6,9 g/h erreichbar. Anders als beim Kraftstoffverbrauch sind die Kurvenverläufe hier nicht streng monoton steigend, d.h. eine Senkung des Schadstoffausstoßes ist vereinzelt auch durch Erhöhung der effektiven Leistung möglich. Die Schadstoffemissionen sind hinsichtlich der Betriebseigenschaften deutlich sensitiver als der Wirkungsgrad. Da eine Maßnahme zur Effizienzsteigerung nicht zu einer Verschlechterung der Emissionen führen darf, ist dieser Aspekt sehr wichtig bei der Bewertung der Prozessführung in Betriebspunkten bzw. von Betriebsstrategien.

### UNVERBRANNT KÖHLENWASSERSTOFFE (HC)

**Abbildung 4.15** stellt ein Kennfeld der HC-Konzentration im Rohabgas des Downsizing-Dieselmotors dar. Eine hohe HC-Konzentration tritt vorwiegend bei niedrigen Lastpunkten auf, wenn die thermischen Bedingungen im Brennraum eine nahezu vollständige Verbrennung des Kraftstoffes erschweren. Dies tritt insbesondere im Betrieb mit hoher externer AGR auf, die aufgrund der Inertgaswirkung das Temperaturniveau abgesenkt und die Brenndauern erhöht.



**Abbildung 4.15: Kennfeld der HC-Konzentration im Rohabgas**

**Abbildung 4.16** zeigt für zwei Lastschnitte den HC-Massenstrom vor Oxidationskatalysator. Bei der Drehzahl von  $n = 2000$  1/min und Betrieb mit externer AGR liegt der Massenstrom trotz höherer Konzentration aufgrund des geringeren Abgasmassenstroms niedriger. Ausgehend von einem HC-Grenzwert von 50 mg/km im Test leitet sich ein Mittelwert von 1,9 g/h für befeuerte Betriebspunkte ab. Ein Teil der HC-Emissionen wird durch den Katalysator oxidiert. Die Erreichung des Grenzwertes ist bei entsprechender Konvertierung im Oxidationskatalysator auch möglich, wenn das Rohemissionsniveau über dem Grenzwert liegt.

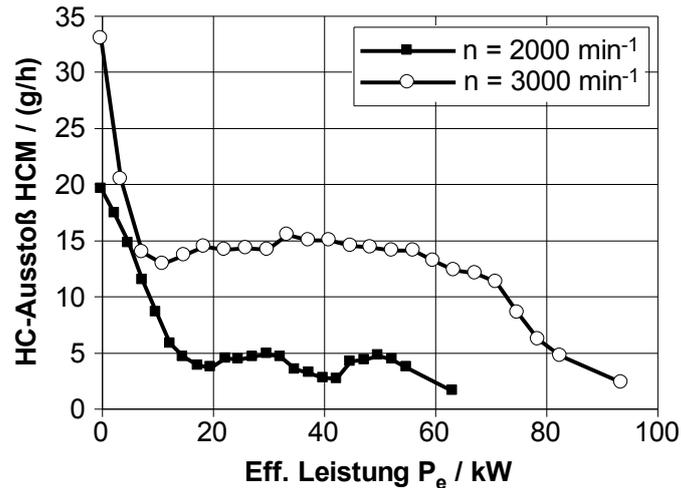


Abbildung 4.16: HC-Ausstoß im Lastschnitt

### KOHLENMONOXIDE (CO)

Abbildung 4.17 zeigt das Kennfeld der CO-Konzentration im Rohabgas. Niedrige Verbrennungstemperaturen im unteren Lastbereich und bei hohen AGR-Raten begünstigen den CO-Ausstoß. Weiterhin kommt es auch bei sinkenden lokalen Sauerstoffkonzentrationen an der Volllast zu einem Anstieg der CO-Konzentration.

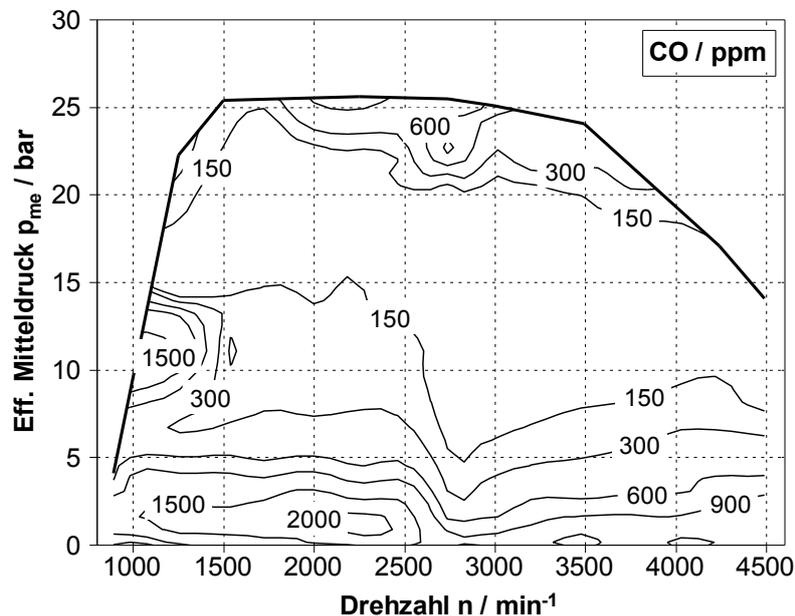


Abbildung 4.17: Kennfeld der CO-Konzentration im Rohabgas

Abbildung 4.18 stellt den Verlauf der CO-Massenströme in zwei Lastschnitten dar. Zwischen den genannten Grenzbereichen mit hohen CO-Emissionen (untere Teillast und Volllast), zeigt sich ein gleichmäßig niedriger Schadstoffausstoß. Zum Erreichen des Euro-5-Grenzwertes für CO-Emissionen ist ein mittlerer CO-Massenstrom von ca. 19,1 g/h zu unterschreiten. Der vorhandene Oxidationskatalysator kann auch hier

wieder die Schadstoffe erheblich verringern, sobald die Temperatur zum Konvertieren erreicht ist.

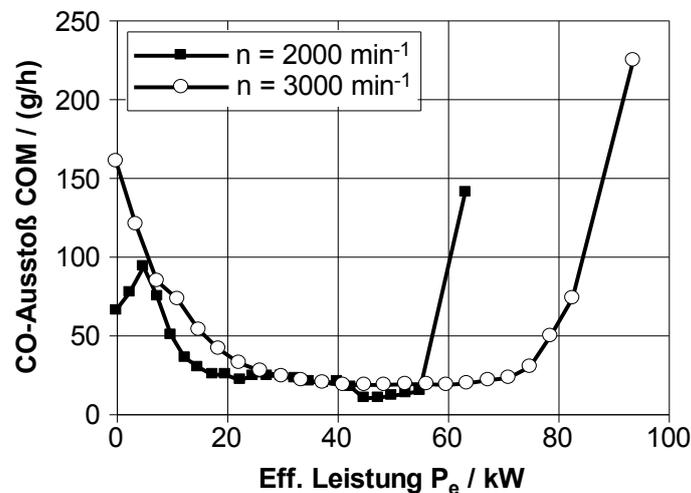


Abbildung 4.18: CO-Ausstoß im Lastschnitt

## PARTIKEL UND RUß

Die am Motorprüfstand etablierte Rauchwertmessung im Abgas mittels Filterpapiermethode erlaubt eine Bestimmung der Ruß-Emissionen [14]. Das am Downsizing-Motor gemessene Kennfeld der Schwärzungszahl FSN [22] zeigt **Abbildung 4.19**. Eine Schwärzungszahl von 2,0 wird im zyklusrelevanten Betriebsbereich nicht überschritten. Aus dem Grenzwert ergibt sich ein mittlerer Partikelmassenstrom von ca. 0,19 g/h. Diesel-Partikelfilter (DPF) sind etabliert und können einen Großteil der Ruß-Partikel einfangen. In regelmäßigen Abständen ist ein thermisches Nachoxidieren erforderlich (sog. Regeneration). Um Häufigkeit und Dauer der Regenerations-Zyklen niedrig zu halten, sind die Ruß-Rohemissionen so gering wie möglich zu halten.

**Abbildung 4.20** stellt die errechneten Ruß-Massenströme für zwei Lastschnitte des Downsizing-Dieselmotors dar. Deutlich ist der Bereich mit hohen AGR-Raten bei niedrigen Drehzahlen zu erkennen. Im ungünstigsten Fall liegt die Ruß-Masse hier bei 0,9 g/kg Kraftstoff und somit bei ca. 0,1 % Kraftstoffenergie. Die Vollast zeichnet sich durch späte und längere Verbrennungen mit fetteren Gemischbedingungen aus, so dass nicht genügend Ruß-Oxidation möglich ist. Im Allgemeinen stellt dies kein Problem dar, da die hohen Abgastemperaturen an der Vollast gleichzeitig einen schnellen Abbrand des Rußes im Partikelfilter begünstigen.

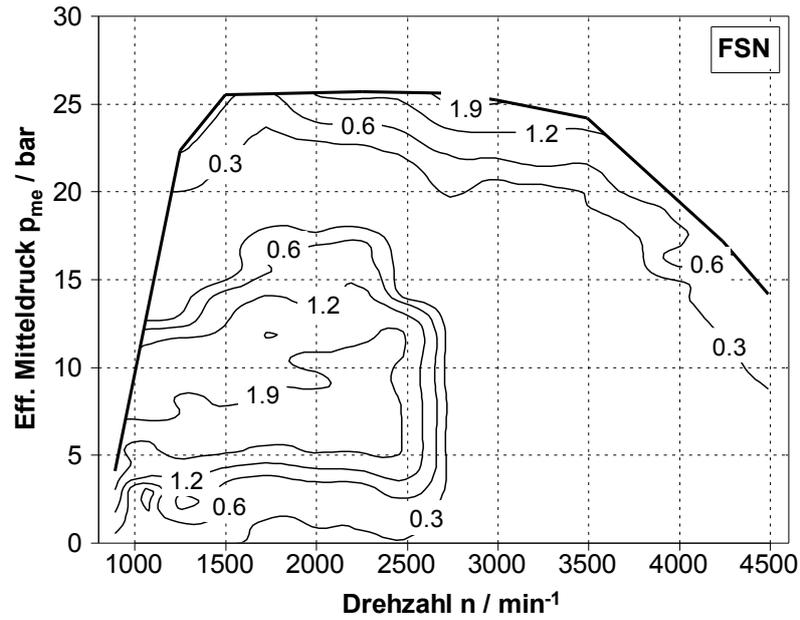


Abbildung 4.19: Kennfeld der Schwärzungszahl FSN

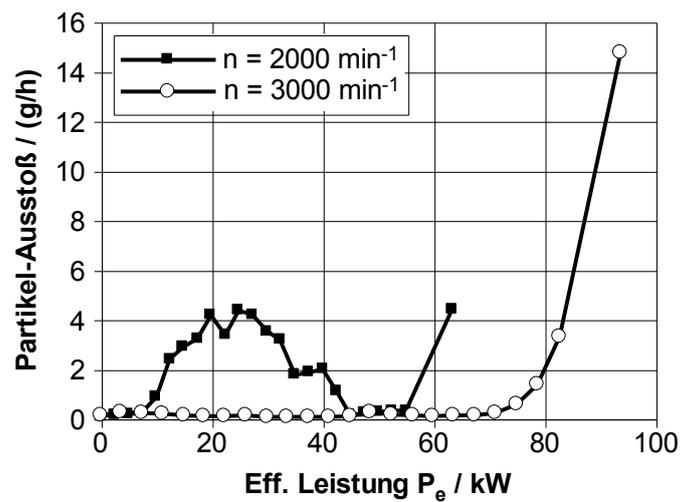


Abbildung 4.20: Ruß-Ausstoß im Lastschnitt

## 5 Maßnahmen zur Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen

Dieses Kapitel zeigt systematisch unterschiedliche Maßnahmen zur Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen auf. Da für vollständig verbrannten Dieselkraftstoff die CO<sub>2</sub>-Emissionen proportional zum Kraftstoffverbrauch sind, entspricht dies auch der Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs. Die Erreichung dieses Ziels ist auf unterschiedliche, im Folgenden erläuterte, Arten möglich.

Ein Ansatz zur Senkung des absoluten Kraftstoffverbrauchs besteht in der Verringerung des mechanischen Energiebedarfs zur Überwindung der Fahrwiderstände. Das erste Unterkapitel behandelt hierzu die Möglichkeiten und Einschränkungen. Eine Reduzierung der Fahrwiderstände führt dazu, dass das gleiche Geschwindigkeitsprofil eine niedrigere Zugkraftanforderung am Rad verursacht. Bei gleichbleibender Effizienz resultiert daraus ein geringerer absoluter Kraftstoffverbrauch.

Das zweite Unterkapitel widmet sich den mechanischen Wandlungsvorgängen im Getriebe und den daraus resultierenden Auswirkungen auf den Antrieb. Der Fokus liegt hier nicht auf der Senkung der Getriebeverluste, da diese bereits relativ gering sind (siehe Abbildung 4.4). Vielmehr führen veränderten Betriebspunkte beim Verbrennungsmotor als „indirekte Maßnahme“ zu verringerten Verlusten.

Ein weiterer Ansatz besteht darin, die energetischen Wandlungsverluste des Verbrennungsmotors zu verringern. Dadurch ist weniger Kraftstoffenergie zur Abgabe der gleichen mechanischen Leistung notwendig. Die Prozessverluste des Verbrennungsmotors bilden den größten Betrag und lassen das quantitativ höchste Verbesserungspotenzial erwarten. Eine Betrachtung der gesamten Energieflussskette von der Kraftstoffenergie bis zur Leistungsabgabe an der Kupplung ist wichtig, um die Einflüsse auf Verbrennung und Reibung klar voneinander zu trennen. Das dritte Unterkapitel befasst sich daher mit den betreffenden Komponenten der Energieumwandlung.

Zusätzliche Chancen zur Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen ergeben sich durch die Erweiterung zu hybriden Antriebssystemen. Eine weitere Antriebseinheit, die eine bidirektionale Energiewandlung in einen zusätzlichen Energiespeicher ermöglicht, bietet umfangreiche Freiheitsgrade, die für eine Verringerung der gesamten auftretenden Verluste nutzbar sind. Mit diesen Möglichkeiten befasst sich Unterkapitel vier.

### 5.1 Fahrzeug und Fahrwiderstände

Ein vielversprechender Ansatz zur Kraftstoffverbrauchssenkung besteht darin, den mechanischen Energiebedarf des Fahrzeugs im Fahrzyklus zu senken. Dazu müs-

sen die Parameter beeinflusst werden, die zu einer Senkung der auftretenden Fahrwiderstände führen. Die folgenden Elemente bilden in Summe die am Fahrzeug wirkenden Kräfte [41][60]:

- Rollwiderstand  $F_R$
- Luftwiderstand  $F_L$
- Beschleunigungswiderstand  $F_B$
- Steigungswiderstand  $F_{St}$

### ROLLWIDERSTAND

Der Rollwiderstand entsteht durch Verformungen und Walkarbeit des Reifens beim Abrollen auf der Fahrbahn [60]. Die auftretende Rollreibung hängt vom Reibkoeffizienten  $f_R$  und der Normalkraft  $F_N$  ab.

$$F_R = f_R \cdot F_N = f_R \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (5.1)$$

Gleichung (5.1) verdeutlicht die Einflussparameter für den Widerstand durch Rollreibung. Dazu gehören der Reibkoeffizient  $f_R$  und die Fahrzeugmasse  $m$ . Die Erdbeschleunigung  $g$  sowie der aktuelle Steigungswinkel  $\alpha$  sind nicht beeinflussbare Randbedingungen. Demzufolge bleiben als Ansatz zur Verringerung des Rollwiderstandes nur zwei Maßnahmen:

- Reduzierung des Rollreibungkoeffizienten  $f_R$ .
- Reduzierung der Fahrzeugmasse  $m$ .

Im praktischen Umgang zeigt sich, dass der Rollreibungkoeffizient nicht immer ausschließlich die Verluste im Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn beschreibt. Beispielsweise können auch die Reibung der Radlager oder einzelner Getriebewellen den Wert beeinflussen. Dies ist besonders dann der Fall, wenn sich der Wert nicht an theoretische Modelle anlehnt, sondern im Rahmen eines Ausrollversuchs ermittelt wird. Hier ist die exakte Trennung der Reibanteile ohne spezielle Messverfahren nicht eindeutig möglich. In der Regel erfolgt eine Anpassung der Parameter aus Roll- und Luftwiderstand, bis die Ausrollkurve des Fahrzeugs ausreichend genau wiedergegeben wird. So ist gewährleistet, dass die simulierten Fahrwiderstände den Energiebedarf im realen Betrieb genau wiedergeben.

### LUFTWIDERSTAND

Der Luftwiderstand ist ein Strömungswiderstand, der bei der Bewegung eines Körpers durch ein Fluid (z.B. Luft) wirkt. Die vereinfachte Berechnungsformel für den Luftwiderstand des Fahrzeuges lautet [60]:

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot c_w \cdot A \cdot v^2 \quad (5.2)$$

In die Gleichung fließen die Parameter Luftdichte  $\rho_L$ , Luftwiderstandsbeiwert  $c_w$ , Stirnfläche des Fahrzeugs  $A$  sowie die Relativgeschwindigkeit zur Umgebungsluft  $v$  ein. Die Luftdichte  $\rho_L$  ist eine Umweltbedingung. Die Geschwindigkeit ist ebenfalls eine Randbedingung, da sie im Rahmen dieser Betrachtungen die wichtigste Vorgabegröße des Fahrzyklus darstellt. Die übrigen Größen können als Hebel zur Verbrauchssenkung herangezogen werden. Im Wesentlichen ist dies das Produkt aus Luftwiderstandsbeiwert und Fahrzeugstirnfläche, auch Luftwiderstandsindex (Einheit:  $m^2$ ) genannt. Abschließend lässt sich die folgende Maßnahme definieren, um den Luftwiderstand zu senken:

- Reduzierung des Luftwiderstandsindex ( $c_w \cdot A$ ).

### BESCHLEUNIGUNGSWIDERSTAND

Bei Beschleunigung tritt ein Zugkraftbedarf auf, der durch den Antrieb aufzubringen ist. Die auftretende Kraft repräsentiert die Zunahme von kinetischer Energie des Fahrzeugs im Zuge der Geschwindigkeitserhöhung. Die in der Verzögerung frei werdende kinetische Energie wird teilweise von den übrigen Fahrwiderständen aufgezehrt. Der Rest dissipiert in konventionellen Fahrzeugen in der Bremse. Hybridfahrzeuge ermöglichen teilweise die Nutzung der Bremsarbeit mittels zusätzlicher Antriebskomponenten (siehe Kapitel 5.5).

Für den Beschleunigungswiderstand gilt [60]:

$$F_B = m \cdot a \quad (5.3)$$

Die Größen in Gleichung (5.3) sind die Fahrzeugbeschleunigung  $a$  und die Fahrzeugmasse  $m$ . Die Beschleunigung folgt aus dem Geschwindigkeitsprofil des Fahrzyklus. Als Ansatz zur Reduzierung des Beschleunigungswiderstands bietet sich daher die bereits bei der Rollreibung identifizierte Option an:

- Reduzierung der Fahrzeugmasse  $m$ .

### STEIGUNGSWIDERSTAND

Folgt das Fahrzeug neben dem Geschwindigkeits- auch noch einem Höhenprofil, so treten durch die variierende Höhe Veränderungen in der potenziellen Energie auf. Hieraus leitet sich je nach Steigung ein positiver oder negativer Zugkraftbeitrag ab. Es gilt [60]:

$$F_{St} = m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (5.4)$$

Die Größen in Gleichung (5.4) sind die Fahrzeugmasse  $m$ , die Erdbeschleunigung  $g$  und der Steigungswinkels  $\alpha$ . Die beiden letztgenannten sind als Naturkonstante bzw. Vorgabewert nicht beeinflussbare Randbedingungen. Die verbleibende Größe mit Auswirkung auf den Steigungswiderstand ist die Fahrzeugmasse  $m$ , die bereits beim Roll- und Beschleunigungswiderstand identifiziert wurde.

Die Ermittlung und Angabe von Kraftstoffverbrauch und Emissionsausstoß erfolgt meist Streckenbezogen auf Basis fest definierter Fahrzyklen. In der Regel weisen diese Fahrzyklen keine Steigungsprofile auf, so dass dem entsprechenden Widerstand im Zuge der Verbrauchs- und Emissionsreduzierung keine Bedeutung zukommt.

## 5.2 Getriebe

Aus dem vorherigen Kapitel geht hervor, welche Möglichkeiten zur Beeinflussung der Fahrwiderstände bestehen. Sind diese im Folgenden eine feste Voraussetzung, so resultiert aus einem Fahrprofil ein Bedarf an Traktionsleistung. Diese Leistung muss vom Verbrennungsmotor bereitgestellt und vom Triebstrang übertragen werden. Aufgrund der Mindest- und Höchstdrehzahl des Motors ist der Einsatz eines schaltbaren Getriebes sowie eines Anfahrlements (z.B. Reibkupplung) zur Kraftübertragung erforderlich. Diese Komponenten prägen das Betriebsverhalten des Verbrennungsmotors und verursachen Verluste, die sich letztendlich auf den Kraftstoffverbrauch auswirken.

Im NEFZ sind für Handschaltfahrzeuge die Schaltpunkte im Fahrprofil fest vorgeschrieben [57]. Der Drehzahlverlauf im Test ergibt sich aus den Übersetzungsverhältnissen der Achse und der jeweiligen Gänge. Eine Variation dieser Übersetzung verändert die Drehzahlen des Verbrennungsmotors im Betrieb und wirkt sich indirekt auf die Effizienz und den Ausstoß von Emissionen aus. Tendenziell sind die Getriebe heutiger Fahrzeuge so gestuft, dass die maximale Geschwindigkeit bei der Nenn-drehzahl des Motors im letzten Gang erreicht wird, da dies zu einem eher sportlich empfundenen Fahrverhalten führt [60]. Über eine Reduzierung des Drehzahl-niveaus lassen sich die Reibungsverluste des Motors verringern (siehe Kapitel 4.2.2). Die als Downspeeding bezeichnete Verringerung der Gesamtübersetzung zielt genau auf diesen Effekt ab und ist auch im Fahrzyklus mit Schaltpunktvorgabe wirksam. Allerdings resultiert aus der größeren Gesamtübersetzung und der größeren Drehzahlunterschiede zwischen den Gängen ein nur begrenzt tolerierbarer Nachteil in der Fahrbarkeit. Weiterhin ist eine Getriebeabstufung zu vermeiden, die im Fahrzyklus Einsparungen bringt, aber im praktischen Alltagseinsatz dazu führen kann, dass tendenziell niedrigere Gänge verwendet werden, um die Fahranforderung zu erfüllen.

Neben der Veränderung/Verbesserung des Handschaltgetriebes besteht die Möglichkeit der Aufwertung zum automatisierten Schaltgetriebe. Hierdurch ist eine Abweichung von der Schaltvorgabe im Fahrzyklus entsprechend der Charakteristik der Getriebe-Schaltlogik zulässig. Das Potenzial aus der Reduzierung der Reibungsverluste kann so in großem Maße gehoben werden, ohne dass Einschränkungen der Fahrbarkeit wie beim Downspeeding auftreten. Aus dieser Sicht ist ein Übergang zu einem Getriebe mit stufenlos verstellbarer Übersetzung (CVT) ideal, da der Betriebspunkt des Verbrennungsmotors sich hier am besten einstellen lässt.

Neben Maßnahmen, zur indirekten Einsparung über den Verbrennungsmotor, lassen sich die Verluste der Komponenten Getriebe und Anfahrerelemente direkt verringern. Aufgrund der rein mechanischen Energiewandlung sind die Verluste im Vergleich zum restlichen Antrieb sehr gering (siehe Abbildung 4.4). Die Betätigung des Handschaltgetriebes durch den Fahrer (Schaltpunktwahl und Energie für Schaltvorgang) erfordert keine zusätzlichen Steuergeräte bzw. Hilfsaggregate und Energieverluste. Beim Einsatz von automatisierten Getrieben erhöhen die zum Betrieb erforderlichen mechanischen und elektrischen Hilfsleistungen den Kraftstoffverbrauch. Unter Umständen kommt es bei einer Überkompensation der Einsparung zum Mehrverbrauch. Daher ist hier ein zulässiger Grenzwert zu bestimmen.

Für eine tiefere Betrachtung beim Getriebe sind zusammengeführt folgende Maßnahmen hinsichtlich einer CO<sub>2</sub>-Einsparung bedeutend:

- Downspeeding
- Automatisiertes Schaltgetriebe
- Stufenlos verstellbares Getriebe (CVT)
- Verbrauchsnachteil durch Hilfs-/Betriebsleistung bei automatisierten Getrieben

## 5.3 Verbrennungsmotor

Der Verbrennungsmotor generiert den größten Verlustbeitrag im Fahrzyklus. Maßnahmen zur Optimierung erscheinen hier besonders wirksam. Eine der vielversprechendsten Maßnahmen ist Downsizing.

### 5.3.1 Downsizing und Reibung

**Abbildung 5.1** verdeutlicht die grundlegende Motivation von Downsizing in einem Kennfeld des spezifischen Kraftstoffverbrauchs [34][51]. Der Bestpunkt im Kraftstoffverbrauch liegt nahe der Vollast. Mit sinkender Last steigt der spezifische Kraftstoffverbrauch an. Die kreisförmigen Marker kennzeichnen die Betriebspunkte eines gewöhnlichen Serienfahrzeugs, die in suboptimalen Bereichen des Verbrauchskennfeldes liegen. Die dreieckigen Marker kennzeichnen das vergleichbare Fahrzeug mit Downsizing. Das reduzierte Hubvolumen verursacht höhere effektive Mitteldrücke im Fahrzyklus. Die Betriebspunkte nähern sich dem Bestpunkt an. Downsizing erhöht die Lastpunkte sowohl im Fahrzyklus als auch im gesamten Nutzungsbereich des Motors. Die geforderten Fahrleistungen machen eine Steigerung der maximalen Mitteldrücke im umgekehrten Verhältnis zur Hubraumverringerung nötig. Dies ist nur mit Hilfe höherer Aufwände bei der Konstruktion sowie beim Luft- und Einspritzsystem erzielbar. Herausforderungen bei der Emissionsreduzierung und die vorhandenen technischen Lösungen bilden unter anderem Grenzen für Downsizing. Die Anpassungen eines Downsizing-Motors wirken sich auf die Effizienz aus.

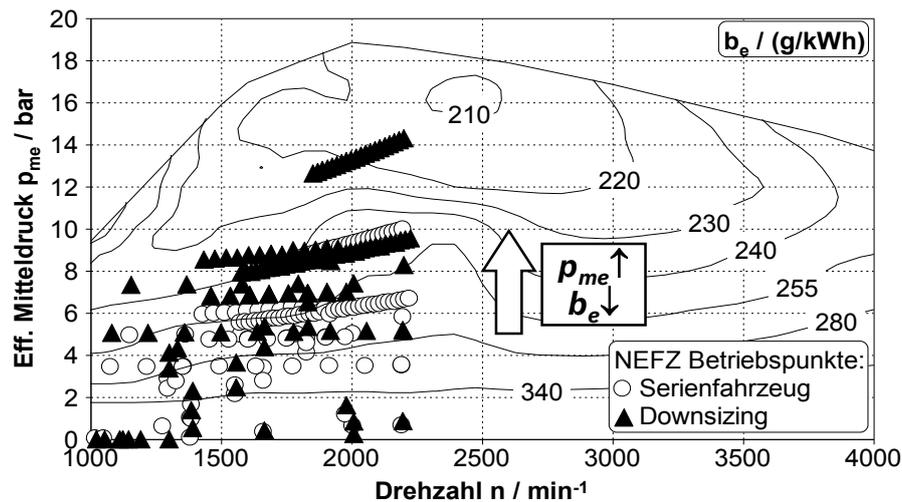


Abbildung 5.1: Wirkungsweise von Downsizing [51]

Auch bei einem Downsizing-Motor mit angepasster Leistung liegen die Betriebspunkte des Zyklus im Teillastbereich. Das spezifische Verbrauchskennfeld besitzt jedoch weiterhin einen Bestpunkt nahe der Vollast. Dies wirft die Frage auf, welcher eigentliche Wirkmechanismus der Verbrauchseinsparung bei Downsizing zu Grunde liegt. Die korrekte Bewertung von Downsizing kann nicht ausschließlich an einem Verbrauchskennfeld erfolgen.

Auf Basis der bisher gezeigten Grundlagen lässt sich Downsizing hauptsächlich als Reibungsmaßnahme identifizieren. Gleichung (4.3) in Kapitel 4.2.2 auf Seite 24 zeigt die folgenden Einflüsse auf die Reibleistung des Verbrennungsmotors auf und beschreibt gleichzeitig die Ansatzpunkte für Verbesserungsmaßnahmen:

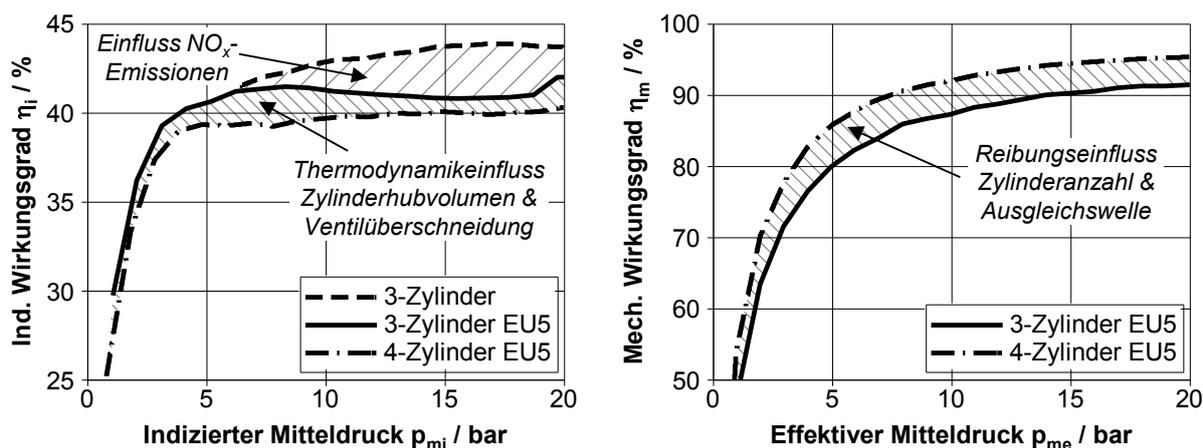
- Die Drehzahl  $n$
- Das Hubvolumen  $V_H$
- Der Reibmitteldruck  $p_{mr}$

### HUBVOLUMEN

Unter der Voraussetzung konstanter Drehzahl  $n$  und konstantem Reibmitteldrucks  $p_{mr}$  ist die Reibleistung proportional zum Hubvolumen  $V_H$ . Die Halbierung des Hubvolumens führt beispielsweise daher zunächst zu einer Halbierung der Reibleistung. Die mit Downsizing ansteigende spezifische Leistung erfordert eine robustere Konstruktion des Motors, die sich unter Umständen wieder auf den Reibmitteldruck  $p_{mr}$  auswirkt. Dies gilt insbesondere, wenn zusätzliche Reibpaarungen durch die Lagerung von Ausgleichswellen hinzukommen. Hieraus ergibt sich eine weitere technische Grenze für Downsizing: Ein Verbesserungseffekt ist nur dann erreicht, wenn die Zunahme im Reibmitteldruck kleiner ist als die Abnahme im Hubraum.

## ZYLINDERZAHL

Bei Downsizing wirkt sich neben dem Hubvolumen auch die Anzahl der Zylinder auf das Ergebnis aus. **Abbildung 5.2** zeigt exemplarisch die Versuchsergebnisse zweier Dieselmotoren mit 1,5 l Hubvolumen und jeweils mit 3- bzw. 4-Zylindern. Leistungsabgabe und Emissionsausstoß der Motoren ist vergleichbar. Der 4-Zylinder zeigt gegenüber dem 3-Zylinder Nachteile im indizierten Wirkungsgrad (linkes Diagramm). Das geringere Einzelzylinderhubvolumen führt zu einem thermodynamisch ungünstigeren Oberflächen-Volumen-Verhältnis des Brennraums und somit zu höheren Wandwärmeverlusten [16]. Weiterhin ergeben sich beim 3-Zylinder Vorteile im Ladungswechsel, da signifikant weniger Überschneidung zwischen den Auslassventilöffnungszeiten der unterschiedlichen Zylinder auftreten. Zum Vergleich ist der Wirkungsgradnachteil durch innermotorische  $\text{NO}_x$ -Reduzierung beim 3-Zylinder aufgetragen. Die hohe Zylinderzahl bietet Vorteile bezüglich der Reibung (rechtes Diagramm) und weist im gesamten Kennfeldbereich einen höheren mechanischen Wirkungsgrad auf. Dies liegt mitunter an der zusätzlichen Ausgleichswelle für die freien Massenmomente beim 3-Zylinder.



**Abbildung 5.2: Exemplarisches Wirkungsgradverhalten hubraumgleicher Motoren im Lastschnitt bei  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  ( $V_H = \text{const.} = 1,5 \text{ l}$ )**

Grundlegende konstruktive Merkmale (z.B. Lagerdurchmesser, etc.) sowie Komfortaspekte (z.B. Ausgleichwellen) wirken sich stark auf den mechanischen Wirkungsgrad aus. Die vorliegenden Messdaten bieten keine Möglichkeit zur Aufteilung der einzelnen Reibungsanteile, so dass eine allgemeingültige Aussage bezüglich der Zylinderzahl auf Basis dieser Stichprobe nicht möglich ist. Die Unterschiede im indizierten Wirkungsgrad lassen sich hingegen klar auf die Prozessparameter zurückführen und sind auch auf andere Motoren übertragbar. Unabhängige Untersuchungen zu Downsizing von PKW-Dieselmotoren weisen ebenfalls Vorteile des 3-Zylinders hinsichtlich Verbrennung und Ladungswechsel und Vorteile des 4-Zylinders hinsichtlich Reibung aus [36]. Die Ergebnisse bestärken die Wahl eines 3-Zylinder-Motors als Basis für das Downsizing-Konzept.

## TRIEBWERKSREIBUNG

Neben dem Hebel Downsizing/Hubvolumen lässt sich die Reibleistung des Verbrennungsmotors auch über eine reine Verringerung der spezifischen Reibarbeit ( $p_{mr}$ ) reduzieren. Energetisch überwiegen hierbei insbesondere die eigentliche Triebwerksreibung und die Antriebsleistung für die Nebenaggregate (siehe Abschnitt 5.4). Die Ansätze zur Verbesserung der Triebwerksreibung unterscheiden sich grundsätzlich nach ihrer Wirkungsweise und der jeweiligen Baugruppe, an der sie angreifen. Anstelle einer Detaillierung auf einzelne konstruktive Merkmale erfolgt die Abstraktion zu einer Maßnahme mit relativer Verbesserung der Triebwerksreibung.

## DREHZAHLEINFLUSS

Die allgemeine Senkung der Drehzahl (auch Downsampling genannt) ist bei Ottomotoren eine häufige Begleiterscheinung von Downsizing [23]. Grund hierfür ist meist der Wechsel von Saug- zu Turbomotoren und somit von Hochdrehzahl zu Hochlastkonzepten [16]. Da Dieselmotoren in der Regel bereits über Turboaufladung verfügen, erfolgt die separate Betrachtung von Downsampling als Getriebemaßnahme (siehe Kapitel 5.2).

### 5.3.2 Verbrennung

Das grundlegende Verhalten des indizierten Wirkungsgrads des hier untersuchten Dieselmotors zeigt Abschnitt 4.2.1 auf. Die Verbrennung (inkl. Wärmekreisprozess) ist der wichtigste Energiewandlungsvorgang im Antrieb. Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen sind maßgeblich davon abhängig. Das Wirkungsgradniveau (<45 %) führt dazu, dass der überwiegende Teil der eingesetzten Energie für den Antrieb nicht mehr nutzbar ist. Die detaillierte Verlustteilung zeigt vielfältige Angriffspunkte für Verbesserungsmaßnahmen auf. Maßnahmen zur Wirkungsgradsteigerung lassen sich nach drei Zielsetzungen unterscheiden:

- Vorzugsweise wirkt sich eine Maßnahme auf alle Betriebsbereiche des Verbrennungsmotors begünstigend aus. So steigt das gesamte Niveau des Wirkungsgrades an. Dies trifft z.B. für eine Erhöhung der Verdichtung zu.
- Alternativ dazu lassen sich auch nur selektierte Betriebsbereiche im Wirkungsgrad verbessern. So kann eine Optimierung der Verbrennungsvorgänge, die nur in relevanten Drehzahl- und Lastbereichen wirksam ist, die erforderliche Wirkung mit einem geringeren Aufwand erzielen, als eine generelle Optimierung. Hierzu zählen beispielsweise spezielle Teillastbrennverfahren.
- Eine dritte Möglichkeit bietet sich beim Verlassen der klassischen Verbesserung der jeweiligen Komponente. In ausgewählten Situationen führt die reine Änderung des Betriebskollektivs bei gleicher Abgabeleistung, ohne Veränderung der Eigenschaften des Verbrennungsmotors, zu geringeren Verlusten. Dies ist auf Systemebene erreichbar, z.B. durch veränderte Schaltpunkte. Die Zylinderabschaltung beispielsweise ermöglicht diese Verlagerung der spezifi-

schen Betriebspunkte der aktiven Zylinder auch unabhängig von anderen Systemkomponenten.

### **WIRKUNGSGRADSTEIGERUNG**

Die Steigerung des indizierten Wirkungsgrades sorgt für eine Senkung der Verluste, die mit einer Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs einhergeht. Die Herausforderung besteht hierbei im Auffinden der entsprechenden Maßnahmen, die eine Anhebung des Wirkungsgrades zu einem vertretbaren Aufwand erlauben. Neben dem Kraftstoffverbrauch sind auch stets die Schadstoffemissionen zu beachten. Eine thermische Kapselung des Brennraums reduziert zwar die Wandwärmeverluste, erhöht jedoch die Stickoxidemissionen aufgrund des steigenden Temperaturniveaus [8]. Höhere Verdichtungsverhältnisse führen daher ebenfalls zu erhöhter thermischer NO-Bildung. Ein Teil der Wirkungsgradsteigerung durch Verdichtungserhöhung wird zudem teilweise kompensiert, da ein Anstieg der Gaskräfte erhöhte Triebwerksreibung verursacht [13][50].

Der Dieselmotor ist charakterisiert durch eine selbstzündende Verbrennung. Die Gemischbildung hat einen maßgebenden Einfluss auf die nachfolgende Verbrennung. Prägend auf die Gemischbildung wirken sich Luft- und Kraftstoffpfad des Motors aus. Folgende Maßnahmen dienen der Verbesserung von Gemischaufbereitung und Verbrennung und helfen somit bei der Verbesserung des Zielkonflikts aus Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen:

- Steigerung des Einspritzdrucks für einen guten Kompromiss aus hoher spezifischer Leistung an der Volllast sowie guter Gemischaufbereitung in der Teillast.
- Ladedruckanhebung für höhere Zylinderfüllung bei kleineren Abgasenthalpien.
- Bedarfsgerechte Steuerung und Steigerung der Kühlleistung im AGR-Kühler für einen guten Kompromiss aus hoher Zylinderfüllung bei oberer Teillast und stabiler Verbrennung bei unterer Teillast.
- Entdrosselung der AGR-Strecke zur Steigerung der AGR-Raten.
- Einsatz von modellbasierter Regelung für die Zylinderfüllung (Ladedruck und AGR-Rate) um Schadstoffemissionen im dynamischen Betrieb zu verringern.

Diese Maßnahmen zur gezielten Verbesserung der Gemischbildung und Verbrennung dienen nicht nur dem Zweck, eine allgemeine Verbesserung im Zielkonflikt zwischen Kraftstoffverbrauch und Emissionen zu ermöglichen. Vielmehr sind sie auch die Wegbereiter für übergeordnete Maßnahmenpakete, wie z.B. Downsizing. Um den gesteigerten Anforderungen bezüglich spezifischer Leistung und Dynamik zu genügen, erfolgen im Zuge der Anpassung deutliche Verbesserungen beim Luft- und Einspritzsystem des Dieselmotors. Die höheren Einspritz- und Ladedrücke sowie verbesserte AGR-Systeme ermöglichen eine Leistungssteigerung. Des Weiteren tragen sie zu einer verbesserten Verbrennung in der Teillast bei. Insbesondere bei

umfangreichen Maßnahme wie Downsizing ist es wichtig, die Ergebnisse ausreichend detailliert zu analysieren und die Verbesserungen auf ihre grundlegenden Wirkzusammenhänge zurückzuführen.

### **ÄNDERUNG DES BETRIEBSKOLLEKTIVS**

Unabhängig von der Wirkungsgradsteigerung besteht weiterhin die Möglichkeit, den Betriebspunkt des Verbrennungsmotors zu verändern. Dies ist auf zwei Wegen möglich. Zum Einen durch direkte Maßnahmen, die im Verbrennungsmotor selbst eingreifen. Zum Anderen durch indirekte Maßnahmen, die von außerhalb auf das Last- und Drehzahlkollektiv Einfluss nehmen.

Eine mögliche direkte Maßnahme ist die Abschaltung bzw. Deaktivierung einzelner Zylinder. In den stillgelegten Zylindern findet keine verlustbehaftete Verbrennung mehr statt. Die Verluste sind jedoch nicht in vollem Maße (Reibungsverluste, Wandwärme, etc.) vermeidbar. Die erhöhte spezifische Last der übrigen Zylinder verursacht dort einen Anstieg des Wirkungsgrades.

Die indirekten Maßnahmen erzielen ihre Wirkung zwar beim Verbrennungsmotor, werden diesem in der Regel jedoch nicht zugerechnet. So sind in Kapitel 5.2 getriebeseitige Maßnahmen beschrieben, auf die das zutrifft. Gelingt es, den unveränderten Verbrennungsmotor im Zyklusmittel leistungsneutral bei besseren Wirkungsgraden zu betreiben, so verringert dies die Verluste und somit den Kraftstoffverbrauch. Im Folgenden sind indirekte Maßnahmen aufgelistet, die im Rahmen dieser Arbeit beschrieben sind:

- Die Senkung des Hubvolumens (Downsizing) führt bei gleichem abgegebenem Drehmoment zu höheren indizierten Lasten. Voraussetzung ist, dass sich die spezifischen Kenngrößen wie Reibmitteldruck oder ind. Wirkungsgrad durch die Hubraumsenkung nicht bzw. nur geringfügig verschlechtern.
- Die Senkung der Gesamtübersetzung in Schalt- und Achsgetriebe sowie die Wahl höherer Gangstufen im Getriebe führen zu geringeren Motordrehzahlen und höheren Drehmomenten.
- Schalt- und Regelbare Nebenaggregate (z.B. Generator, Klimakompressor) können in Grenzen gezielt eingesetzt werden, um eine Veränderung der Last am Verbrennungsmotor zu erzeugen.
- Bei Hybridfahrzeugen kann ein zusätzliches Antriebselement eine gezielte Lastpunktverschiebung vornehmen (siehe Kapitel 5.5).

## **5.4 Nebenaggregate und deren Einsatz**

### **BEDARFSGERECHTE STEUERUNG/REGELUNG DER NEBENAGGREGATE**

Mögliche Maßnahmen zur Senkung des Energiebedarfs durch eine bedarfsgerechte Nutzung von Nebenaggregaten zeigt der Stand der Technik auf. Mit Hilfe eines

Reibmodells ist im Rahmen dieser Untersuchungen die Sensitivität der Nebenaggregate im vorliegenden Antriebskonzept zu bewerten. Durch sequentielles entfernen der Nebenaggregate kann der jeweilige Einfluss auf die gesamte Reibung ermittelt werden.

### **START/STOPP-FUNKTION**

Damit eine zuverlässige, sichere und reproduzierbare Start/Stopp-Funktion gewährleistet ist, sind Einschränkungen bei der Realisierung notwendig. Zum Abstellen des Motors muss der Triebstrang getrennt sein. Das Getriebe befindet sich dazu in der Neutralstellung und die Kupplung ist geschlossen. Bei Betätigen der Kupplung durch den Fahrer bleibt so genügend Zeit für den Motorstart, bevor der Gang eingelegt ist und die Kupplung in den Schlupf übergeht [44]. Eine exemplarische Visualisierung der Motor-Stopp-Phasen bietet **Abbildung 5.3** auf Seite 43. Diese einfache Start/Stopp-Funktion ist blau gestrichelt dargestellt. Da Fahrprofil und Getriebe-/Kupplungs-Steuerung im NEFZ genau festgelegt sind, folgt durch diese Maßnahme eine maximale Motorabschaltzeit von 200 Sekunden.

### **REGENERATIVE GENERATORREGELUNG**

Die regenerative Generatorregelung bietet die Möglichkeit, Bremsarbeit teilweise zurück zu gewinnen. In Verzögerungsphasen wird die maximale Generatorleistung abgerufen. Die 12V-Bleibatterie speichert die überschüssige, elektrische Energie. Diese ermöglicht teilweise die Unterbrechung der Stromerzeugung durch den Generator bei hoher Motorlast und stellt eine indirekte Unterstützung der Traktion dar. Eine Energiebilanzierung sorgt dafür, dass die verbrauchte elektrische Energie in einem festgelegten Zeitintervall durch den Generator wieder erzeugt wird. So wird kein Minderverbrauch durch das Entleeren der Batterie verursacht. Durch Nutzung der Batterieladung ist es möglich, den Kraftstoffverbrauch zeitweise zusätzlich zu verbessern (keine ausgeglichene Energiebilanzierung). Die Betrachtung der Maßnahme erfolgt für beide Varianten.

## **5.5 Erweiterte Antriebssysteme (Hybridisierung)**

In dieser Arbeit wird die Ergänzung des vorhandenen Dieselmotors um einen zusätzlichen Antrieb (z.B. eine elektrische Maschine mit Inverter und Energiespeicher) als erweitertes Antriebssystem verstanden. Dies ermöglicht deutlich höhere Freiheitsgrade als die bedarfsgerechte Nutzung von Hilfs- und Nebenaggregaten, da hier die überschüssige Verzögerungsleistung des Fahrzeugs in wesentlich höherem Umfang nutzbar ist. Auf diese Weise kann mehr Energie aus der Verzögerung zurück gewonnen werden, als für die Versorgung der elektrischen oder mechanischen Verbraucher im Fahrzeug erforderlich ist. Aufgrund der Synergien zum elektrischen Bordnetz werden im Weiteren ausschließlich Elektro-Hybridantriebe betrachtet.

Hybridantriebe bieten eigenständiges oder unterstützendes Antreiben des Fahrzeugs mit dem E-Antrieb an. Durch diesen Beitrag zur Traktion ist die überschüssige Energie nutzbar und führt aufgrund der deutlichen Entlastung des Dieselmotors zu einer Verbrauchseinsparung. Die Einbeziehung von Hybridantrieben eröffnet ein sehr breites Suchfeld mit zahlreichen Lösungen [20][33][39]. Eine umfassende und generelle Bewertung von Hybridantrieben mit Dieselmotoren kann diese Arbeit nicht bieten. Die Betrachtung beschränkt sich auf Konzepte, die den Kerngedanken der bisherigen Maßnahmen weiterführen und fokussiert auf die Charakteristik des Downsizing-Konzepts. Die detaillierte energetische Analyse beschreibt sehr genau die Basis und offenbart die größten Verluste im System. Die Anwendung eines Hybridantriebs soll diese Verluste gezielt verringern um die Effizienz des Gesamtsystems weiter zu steigern, ohne dass es zu Verschlechterungen beim Schadstoffausstoß kommt.

### 5.5.1 Systemfunktionen

#### ERWEITERTE START/STOPP-FUNKTION

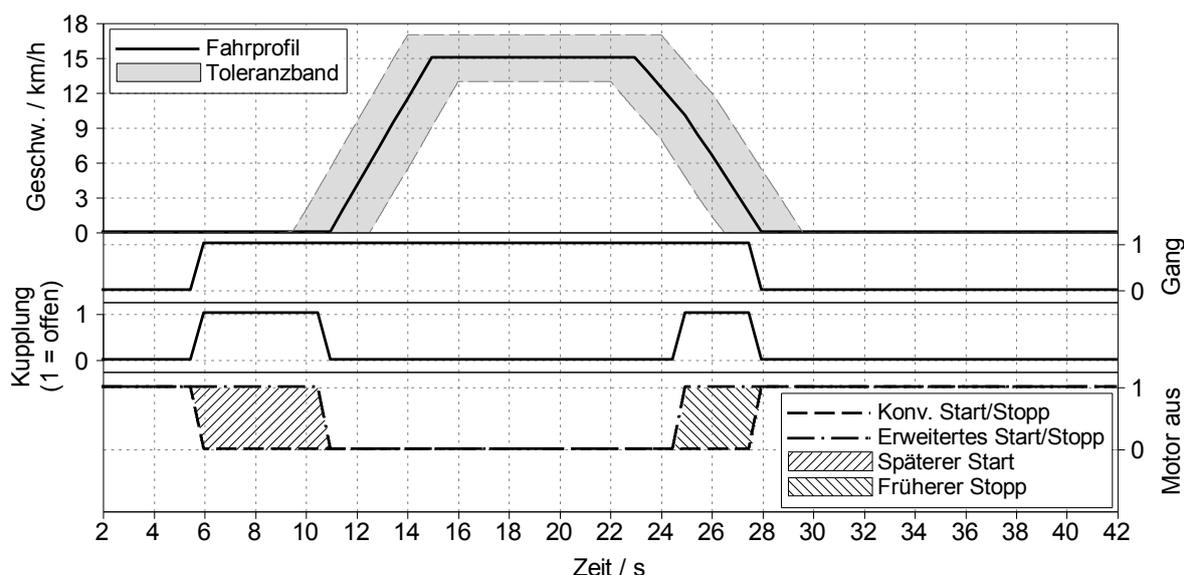


Abbildung 5.3: Einfache und erweiterte Start/Stopp-Funktion

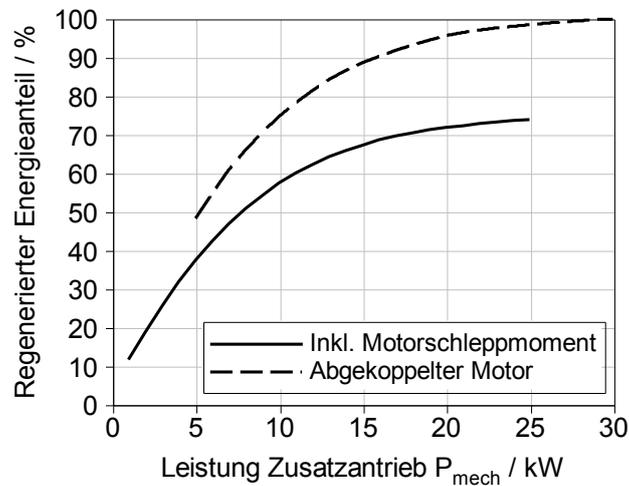
Das vorhergehende Unterkapitel stellt bereits die möglichen CO<sub>2</sub>-Einsparungen durch eine automatische Start/Stopp-Funktion des Verbrennungsmotors vor. Die für konventionelle Start/Stopp-Systeme geltenden Einschränkungen sind für Hybridantriebe nur bedingt vorhanden. So ermöglichen das größere Speichervermögen und die höhere Zyklisierbarkeit des elektrischen Speichers von Hybridantrieben eine häufigere und längere Verfügbarkeit des Motorstopps. Weiterhin sind die E-Antrieb in der Regel deutlich stärker ausgeführt als gewöhnliche Startermotoren. Ein Wiederstart des Verbrennungsmotors nach einer Stopp-Phase (z.B. an einer roten Ampel) ist daher deutlich schneller und komfortabler möglich. Verbesserte Sensoren und Steuergeräte-Funktionen bieten die Möglichkeit, den Start erst beim Lösen der Kupplung bzw. beim Lösen des Bremspedals auszuführen. Die konventionellen

Systeme starten bereits beim Betätigen der Kupplung im Leerlauf und verlieren daher insbesondere durch die Schaltvorgabe im NEFZ wertvolles Einsparpotenzial. Analog ist das Potenzial beim Motorstopp steigerbar. So schaltet der Motor bei gedrückter Kupplung noch in der Verzögerungsphase ab, wenn der Stillstand bereits absehbar ist. Diese Teilfunktionen sind unter dem Begriff „erweiterte Start/Stopp-Funktion“ zusammengefasst und tragen zur gesamten Verbrauchseinsparung durch Hybridantriebe bei. **Abbildung 5.3** stellt diese Steigerung der Motorstoppdauer exemplarisch für die ersten 30 Sekunden des NEFZ dar. Die schwarzen Linien entsprechen den Vorgabewerten für Geschwindigkeit, Gang und Kupplung. Die blau gestrichelte Linie zeigt die Motor-Stopp-Phasen des konventionellen Systems. Die erweiterte Start/Stopp-Funktion folgt der roten Strichpunktlinie. Die schraffierten Flächen weisen die Zunahme der Motor-Stopp-Dauer aus. Pro Fahrprofilsegment des NEFZ sind etwa 8 Sekunden zusätzlich möglich. In Summe lässt sich die Motorstopp-Dauer gegenüber der einfachen Start/Stopp-Funktion rechnerisch von 200 auf 280 Sekunden erweitern.

### REGENERATIVES BREMSSEN (REKUPERATION)

Eine der prominentesten Funktionen von Hybridantrieben ist das regenerative Bremsen (Rekuperation). Bei ausreichend starken Verzögerungen/Gefällen wird kinetische/potentielle Energie des Fahrzeugs frei, welche die unmittelbar wirkenden übrigen Fahrwiderstände übersteigt. Gewöhnlich wandeln die Bremsen des Fahrzeugs diese Energie in Wärme um. Hybridantriebe erlauben die Umwandlung und Speicherung dieser Energie in einer Batterie. Das alleine spart noch keinen Kraftstoff ein. Doch die Nutzung dieser Energie für das Bordnetz, für elektrische bzw. mechanische Verbraucher oder für die Traktion führt zu einer Entlastung des Verbrennungsmotors und somit zu einer CO<sub>2</sub>-Einsparung. Die Höhe der regenerierbaren Energie hängt zum Einen vom Fahrzeug ab. Je höher die Masse und je geringer Roll- und Luftwiderstand, desto mehr kinetischer Energie wird frei. Die potenzielle Energie skaliert ebenfalls mit der Masse. Steigungsprofile kommen zwar in der Praxis vor, sind jedoch kein Bestandteil von Fahrzyklen. Zum Anderen bestimmt die technische Umsetzung der Rekuperation, wie viel Energie regenerierbar ist. **Abbildung 4.4** auf Seite 17 vermittelt einen ersten quantitativen Eindruck für den Energiebetrag. Trotz Motorschleppverluste verbleiben 240 Wh mechanischer Energie am Rad. Wird der Verbrennungsmotor vom Triebstrang entkoppelt, so steigt die regenerierbare Energie, da keine Schleppverluste zu bedienen sind. Weiterhin hängt die Menge der regenerierbaren Energie von der Leistung des E-Antriebs im Vergleich zu den auftretenden Verzögerungsleistungen im Fahrzyklus ab. Eine Analyse mit Hilfe der in Kapitel 6 vorgestellten Simulation ermöglicht die Erstellung der Auslegungshilfe in **Abbildung 5.4**. Die Parametervariation wertet die Verzögerungen eines Fahrzeugs der Kompaktklasse aus [52]. Als Fahrzyklus dienen hierbei die Kombination von NEFZ [12] und WLTP [55]. Der geschleppte Verbrennungsmotor nutzt etwa ein Viertel der frei werdenden Energie. Eine größere Regenerationsleistung als 30 kW ist in Fahrzyklen nicht erforderlich (siehe auch **Abbildung 4.2**). Eine Leistung von 15 kW reicht bereits

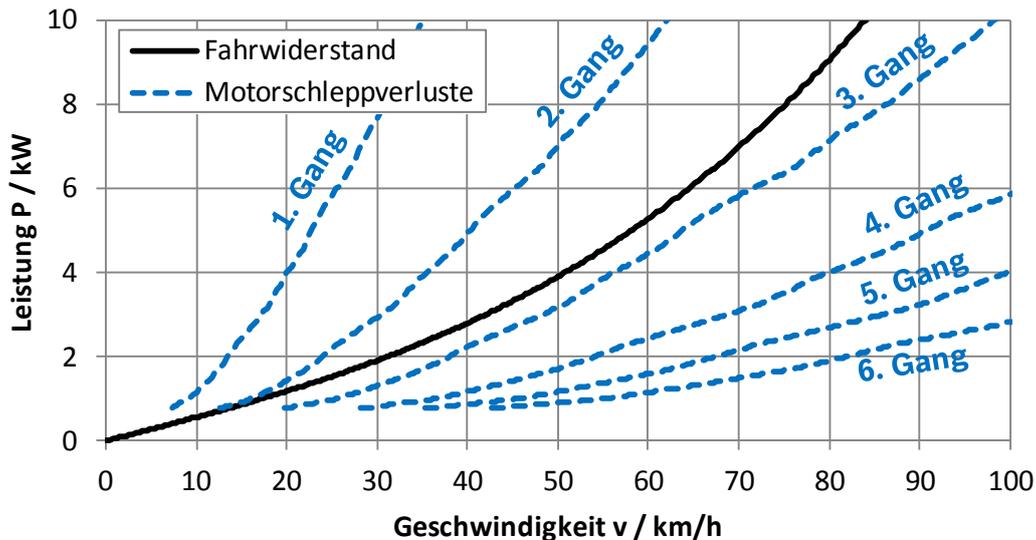
aus, um einen Großteil der maximal regenerierbaren Energie zu gewinnen. Bei der Auslegung eines Rekuperationssystems laufen größere Leistungen daher Gefahr, ein schlechteres Aufwand/Nutzen-Verhältnis zu erreichen.



**Abbildung 5.4: Leistungsbedarf für regeneratives Bremsen**

#### FAHREN MIT ABGESTELTLEM VERBRENNUNGSMOTOR

Die Grundidee der Start/Stop-Funktion, unnötige Verluste durch Rotation des Verbrennungsmotors zu vermeiden, lässt sich auch vom Fahrzeugstillstand auf den Fahrbetrieb übertragen. Kapitel 4.2.2 erläutert das Reibungsverhalten des Motors. Die Verläufe der effektiven Willans-Linien in Abbildung 4.12 auf Seite 25 zeigen, dass die Reibungsverluste für sehr niedrige Leistungsabgaben immer dominanter ausfallen. Ein Effekt der im Verlauf des effektiven Wirkungsgrades über die Last ebenfalls deutlich wird. Niedrige Leistungsabgaben treten im Fahrzyklus vorwiegend bei Fahrten mit konstanter Geschwindigkeit auf. Geschieht dies in Verbindung mit niedrigen Geschwindigkeiten, so führen niedrige Gänge mit hohen Übersetzungen dazu, dass pro zurückgelegter Strecke entsprechend viele verlustbehaftete Motorumdrehungen entstehen. Gerade in Hinblick auf eine streckenbezogenen Kraftstoffverbrauchsangabe kommt dem eine hohe Relevanz zu. **Abbildung 5.5** verdeutlicht die energetischen Verhältnisse der anfallenden Motorreibung in der jeweiligen Gangstufe (berechnet auf Basis der Reibleistung im Schub) im Vergleich zu den Fahrwiderständen für das Referenzfahrzeug. In den ersten beiden Gangstufen ist der Leistungsaufwand für die Motorreibung größer als für die Fahrwiderstände. Selbst bei einer Geschwindigkeit von 50 km/h im dritten Gang sind ca. 4 kW für die Fahrwiderstände und mindestens 3,5 kW für die Motorreibung aufzubringen. Die Phasen des NEFZ mit konstanter Fahrgeschwindigkeit bis zu 35 km/h ergeben in Summe 180 Sekunden (über 10 % der gesamten Zyklusdauer). Die Schlepparbeit des Motors benötigt in diesen Phasen über 130 Wh mechanischer Energie. Verglichen mit dem Zahlenbeispiel aus Kapitel 4.1 sind das rund 15 % der gesamten im Fahrzyklus auftretenden Motorreibung (siehe Abbildung 4.4 auf Seite 17).



**Abbildung 5.5: Vergleich von Fahrwiderstand und Motorschleppleistung**

Die Umsetzung vom Fahren mit abgestelltem Verbrennungsmotor (z.B. rein elektrisches Fahren) ist verbunden mit einem hohen technischen Aufwand. Der E-Antrieb ist stark genug auszulegen, um die entsprechende Vortriebsleistung aufzubringen. Mehr Nutzen bei der Rekuperation entsteht durch die höhere Leistung nicht. Das gleiche gilt auch für den Energiespeichers. Je nach Dauer der Phasen mit konstanter Geschwindigkeit ist entsprechend viel Energie vorzuhalten. Für einen Fahrbetrieb bei abgekoppeltem Verbrennungsmotor sind entsprechende mechanische Trennelemente sowie zusätzliche Vorrichtungen zum leistungsfähigen Wiederstart des Motors vorzusehen. Den hohen Einsparmöglichkeiten steht also ein noch höherer technischer Aufwand gegenüber, weshalb diese Form der Hybridisierung hier nicht tiefgehend betrachtet wird. Es ist stets zu berücksichtigen, dass sich Dieselantriebe in einer Konkurrenzsituation zu Antrieben mit Ottomotor befinden [19]. Nur Maßnahmen mit günstigem Aufwand/Nutzen -Verhältnis können sich durchsetzen.

### LASTPUNKTVERSCHIEBUNG

Bietet ein Hybridantrieb die Möglichkeit der Lastpunktverschiebung, so stellt sich die Frage in welchem Betriebspunkt, mit welcher Intensität und in welche Richtung eine solche Verschiebung eingesetzt wird. Hierbei sind die richtigen Zielgrößen zu betrachten. Eine Verbesserung des effektiven Wirkungsgrades (Abbildung 4.12, links) erfordert, insbesondere in niedrigen Lastbereichen, eine Auflastung. Trotz besserem Wirkungsgrad zeigt die Auflastung in den Willans-Linien (Abbildung 4.12, rechts) einen Kraftstoff-Mehrverbrauch, d.h. es kommt zu einem Anstieg der Verlustleistung. Durch eine entsprechende Ablastung in einem anderen Punkt ist eine Verbrauchesparung möglich. Diese hängt vom Wandlungswirkungsgrad des Systems ab, wie **Abbildung 5.6** verdeutlicht. Bei verlustfreier Energiewandlung ergibt sich ein Nutzen aus den Lastpunktverschiebungen. Mit einem guten Overall-Wirkungsgrad von 82 % (entspricht jeweils ca. 90 % pro Wandlungsrichtung) wird aus dem Vorteil bereits wieder ein Nachteil, da eine Auflastung um 5 kW nur einer Entlastung um 4,1 kW

entspricht. Die Krümmung der Willans-Linie reicht in weiten Kennfeldbereichen nicht aus, damit reine Lastpunktverschiebung lohnenswert erscheint.

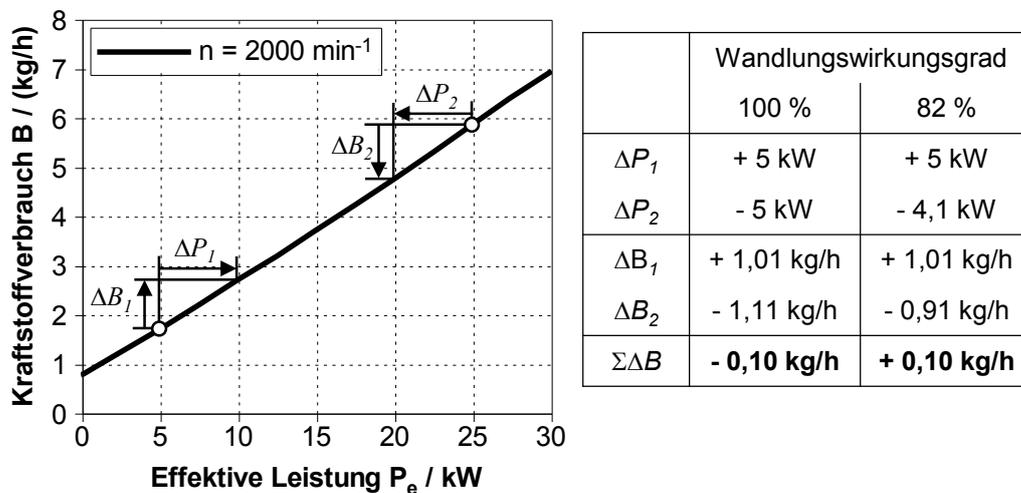


Abbildung 5.6: Auswirkung reiner Lastpunktverschiebung auf Kraftstoffverbrauch

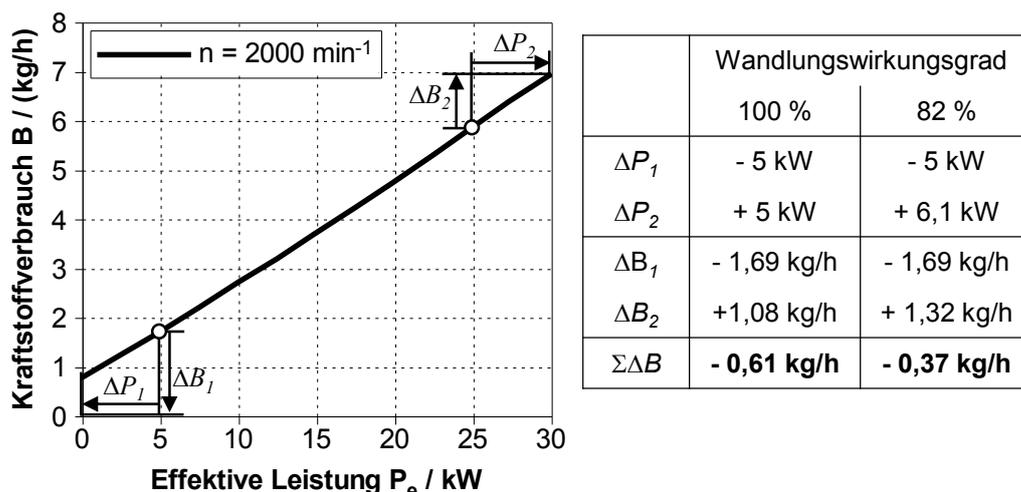


Abbildung 5.7: Auswirkung der Lastpunktverschiebung mit elektrischem Fahren auf Kraftstoffverbrauch

Erlaubt das gewählte Hybrid-Konzept einen rein elektrischen Fahrbetrieb mit abgestelltem Verbrennungsmotor (Voll-Hybrid), so können außer den Verbrennungsverlusten auch noch die Reibleistung und damit der Grundleistungsbedarf eingespart werden. **Abbildung 5.7** visualisiert beispielhaft die Verhältnisse in der Willans-Linie. In diesem Fall kommt die wesentliche Kraftstoffeinsparung primär durch das Fahren mit abgestelltem Verbrennungsmotor (s.o.) und nur nachrangig durch den Betrieb mit höheren Wirkungsgraden.

Bei limitierten Schadstoffemissionen (CO, HC, NO<sub>x</sub>, PM) ist es wichtig, die gesetzlich vorgeschriebenen Grenzwerte nicht zu überschreiten, um eine erfolgreiche Zertifizierung des Fahrzeugs zu gewährleisten. **Abbildung 5.8** zeigt die Analyse der Last-

punktverschiebung beispielhaft für die Stickoxidemissionen. Im Gegensatz zum Kraftstoffverbrauch liegt kein nahezu linearer Zusammenhang vor. Die starken Änderungen des Gradienten über die Last ermöglichen erhebliche Reduzierungen der  $\text{NO}_x$ -Emissionen. Selbst bei milder Hybridisierung und Berücksichtigung von Wandlungsverlusten sind hohe Stickoxidminderungen mit geringen Nachteilen im Kraftstoffverbrauch möglich. Eine verbrauchsorientierte Anhebung des hohen Lastpunktes zur Ermöglichung von elektrischem Fahren führt im Gegenzug zu erheblich ansteigenden  $\text{NO}_x$ -Emissionen. Steigende Stickoxidemissionen lassen sich bei Voll-Hybriden durch Anpassung der Verbrennung, Modifikation des Verbrennungsmotors oder Kompromisse in der Betriebsstrategie vermeiden [4][15][24].

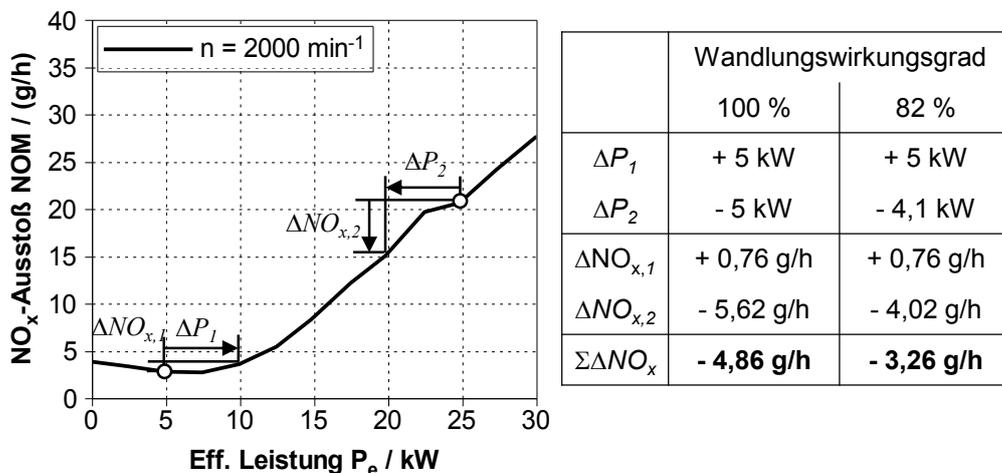


Abbildung 5.8: Lastpunktverschiebung und Stickoxidemissionen

### SCHALTPUNKTFREIGABE

Da ein Hybridantrieb nicht zwingend mit einem automatisierten Getriebe kombiniert werden muss, bieten die aktuellen Vorschriften zur Typgenehmigung von Hybridantrieben mit manuellem Getriebe eine weitere Funktion. Die UN/ECE-Regelung 101 [56] beschreibt die Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs von Hybrid-Elektro-Fahrzeugen. Basierend auf den Testvorschriften der Regelung 83 [57] gibt es eine Reihe von Änderungen, die sich aus den Möglichkeiten des zusätzlichen Antriebs und Speichers ergeben. So ist für Hybrid-Elektro-Fahrzeuge die Abweichung von den vorgegebenen Schaltpunkten des NEFZ möglich. Hierdurch können die im Kapitel 5.2 zum automatisierten Getriebe beschriebenen Maßnahmen im Rahmen der Typgenehmigung teilweise beim elektrischen Hybridantrieb angewendet werden, ohne dass die technische Lösung einer Getriebeautomatisierung erforderlich ist.

### 5.5.2 Systemarchitektur

Eine breite und variantenreiche Betrachtung der Hybridisierung bietet der Rahmen dieser Arbeit nicht. Sowohl Downsizing als auch Hybridisierung sind umfangreiche Maßnahmen zur Kraftstoffeinsparung. Beide setzen auf die Verringerung der Verluste, insbesondere der Reibverluste, des Verbrennungsmotors. Um eine konsequente

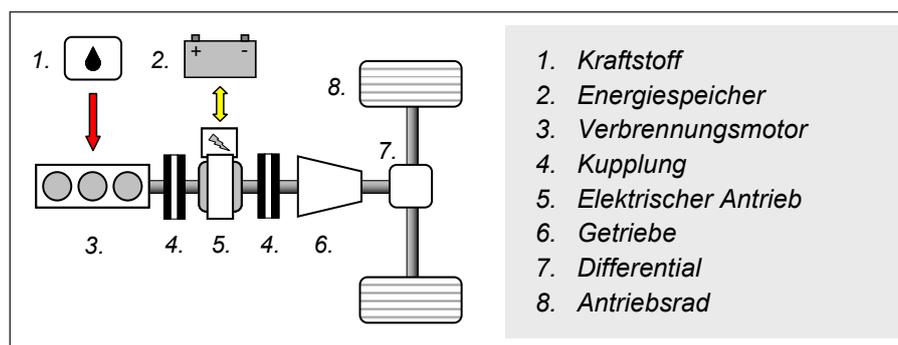
und zielgerichtete Bearbeitung des Themas zu gewährleisten, ist die folgende Annahme für die weitere Betrachtung gesetzt: Das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand ist für Downsizing günstiger als für Hybridisierung. Bietet sich im ersten Schritt die Anwendung von Downsizing an, so setzt die Hybridisierung im zweiten Schritt auf diese neue Basis auf. Die geänderten Randbedingungen durch die Hubraumverkleinerung sind dann bei der Auslegung des erweiterten Antriebssystems zu berücksichtigen. Die folgenden Merkmale treffen demnach auf das zugrunde liegende Fahrzeugkonzept zu:

- **Leistungsbedarf:** Downsizing führt zunächst zur Einschränkung der Fahrleistungen des Antriebs. Mit dem Ziel die ursprünglichen Fahrleistungen wieder herzustellen, kommen zahlreiche Verbesserungsmaßnahmen am Verbrennungsmotor zum Einsatz. Diese Kompensation ist im vorliegenden Fall möglich und mit vertretbarem Aufwand umsetzbar. Es besteht daher primär kein Bedarf, die Fahrleistungen durch eine Hybridisierung erheblich zu steigern. Die Leistungsanforderungen für Rekuperation bzw. Lastpunktverschiebung sind mit ca. 15 kW bereits überwiegend erfüllt.
- **Integrierbarkeit:** Die mit Downsizing einhergehende Hubraumverringerung reduziert die Größe des Grundmotors. Die Reduzierung der Zylinderzahl gibt zusätzlichen axialen Bauraum frei. Ist der Einsatz einer zweistufigen Abgasturboaufladung nötig, kann erhöhter Bauraumbedarf in der Motorperipherie die Folge sein. Je nach Positionierung einer elektrischen Maschine (z.B. an der Schwungscheibe oder im Riementrieb) erwachsen daraus jeweils Vor- oder Nachteile.
- **Effizienz:** Der konventionelle PKW-Dieselantrieb zeigt in weiten Lastbereichen (mittlere Teil- bis Vollast) bereits ein gutes Effizienzverhalten in Relation zum Bestpunkt. Die Hybrid-Topologie sollte die effiziente mechanische Übertragung in diesen Bereichen nicht durch verlustbehaftete Wandlungswege substituieren, da dies zu hohen Aufwänden in den Komponenten führt.

Um mögliche Verbesserungspotenziale durch Hybridisierung bewerten zu können, ist zunächst die Auswahl einer geeigneten Topologie und Dimensionierung erforderlich. Für Hybridfahrzeuge existiert eine große Anzahl verschiedener Antriebstopologien, die entsprechende Eigenschaften und Flexibilität bieten [20][33][39]. Als Folge der bisherigen Erkenntnisse liegt der Fokus in dieser Arbeit auf milden Hybridantrieben. Niedrige Leistungen bei elektrischem Antrieb und Energiespeicher erlauben kostengünstige Lösungen und bieten dennoch die nötigen Leistungen und Energien. Die Betrachtungen beschränken sich weiterhin auf Systemarchitekturen mit paralleler Anordnung der Antriebseinheiten, wie in **Abbildung 5.9** dargestellt.

Das Hybrid-Konzept der nachfolgenden Betrachtung integriert einen elektrischen Antrieb in der Schwungmasse des Verbrennungsmotors. Ein rein elektrischer Fahrbetrieb mit abgestelltem Verbrennungsmotor wird nicht realisiert, wodurch zusätzli-

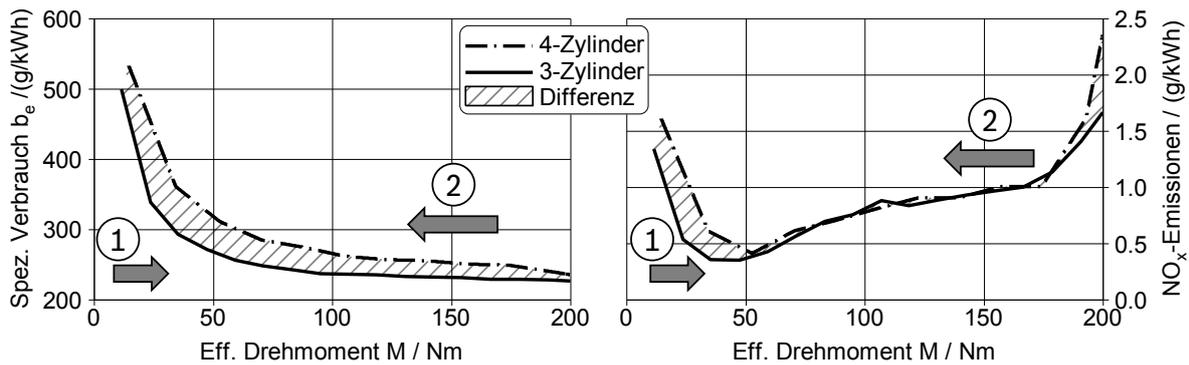
che Kupplungen nicht erforderlich sind. Mit einer maximalen mechanischen Leistung von 17 kW liegt der elektrische Antrieb in der Größenordnung von Mild-Hybriden (10 W/kg Fahrzeuggewicht) [33]. Für die hohe energetische Ausnutzung des regenerativen Bremsens im NEFZ (siehe Abbildung 5.4 auf Seite 45) ist diese Leistung ausreichend. In der Simulation repräsentiert ein Kennfeld das Verhalten des elektrischen Antriebes (E-Maschine und Inverter), siehe Anhang A2. Für den Energiespeicher kommt, anstelle einer physikalischen Modellierung, ein einfaches, abstraktes Speicherelement mit lastunabhängigem Wirkungsgrad zum Einsatz. Aus den Ergebnissen leiten sich technische Anforderungen an mögliche Energiespeicher ab.



**Abbildung 5.9: Beispiel für eine Parallelhybrid-Architektur**

### 5.5.3 Hybrid-Betriebsstrategie

Die Betriebsstrategie beschreibt das aktive motorische Verhalten des elektrischen Antriebs im Betrieb. Wie bereits zuvor verdeutlicht, ist ein Trade-Off-Verhalten zwischen Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemissionen charakteristisch für den Dieselmotor. Vor diesem Hintergrund muss die Auslegung einer Hybrid-Betriebsstrategie beide Zielgrößen berücksichtigen, da nur ein geeigneter Kompromiss eine wirkliche Verbesserung darstellt. Die zuvor erläuterten Erkenntnisse bilden die Basis für ein Betriebsstrategie-Konzept. **Abbildung 5.10** veranschaulicht das Schema am Beispiel von Lastschnitten bei  $n = 2000$  1/min für die zwei untersuchten Motoren. Das linke Diagramm zeigt den spezifischen Kraftstoffverbrauch, das rechte Diagramm die spezifischen Stickoxidemissionen. Eine Auflastung durch die elektrische Maschine bei niedrigen Motorlasten (Bereich 1) verbessert die spezifischen Verbrauchs- und Emissionswerte. Weiterhin wird Energie zusätzlich zum regenerativen Bremsen erzeugt und gespeichert. Diese Energie ist zum Ablasten der Hochlastpunkte (Bereich 2) nutzbar. Dies führt zu einer weiteren Reduzierung der Stickoxide und zur Senkung des absoluten Kraftstoffverbrauchs (trotz steigenden spezifischen Verbrauchs). Zur Reduzierung von CO<sub>2</sub> ist hauptsächlich die Nutzung der rekuperierten Energie wirksam. Während der Dieselmotor kaum Potenzial zur Verbrauchssenkung durch Lastpunktverschiebung bietet, ist die Möglichkeit zur Reduzierung der Stickoxid-Emissionen in stark ausgeprägt. Sowohl der verringerte Energiebedarf durch Rekuperation als die signifikante Senkung der spezifischen Emissionen tragen dazu bei. Es ist eine höhere relative Senkung von NO<sub>x</sub> gegenüber CO<sub>2</sub> zu erwarten.



**Abbildung 5.10: Schema der Hybrid-Betriebsstrategie im Lastschnitt des Verbrennungsmotors ( $n = 2000$  1/min)**

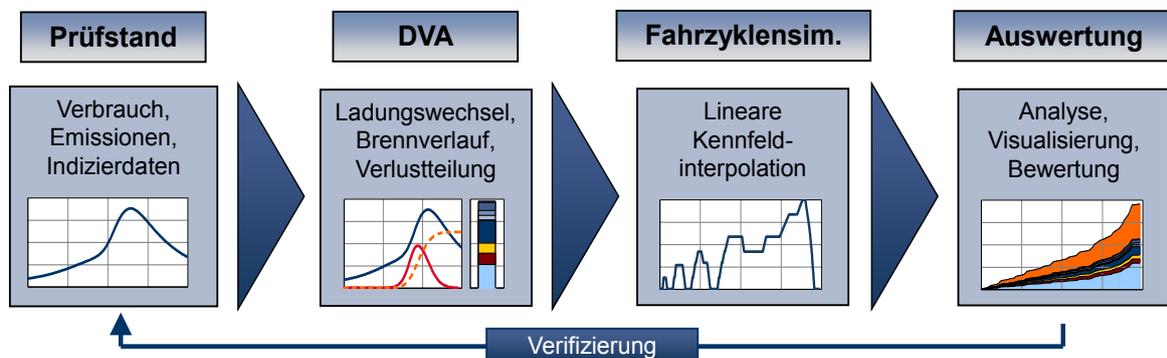
Die implementierte Strategie definiert ein Basisdrehmoment des elektrischen Antriebs als Kennfeld über die Drehzahl- und Lastanforderung am Triebstrang. Um die zulässigen Grenzen des Speichers zu berücksichtigen, wird der aus dem Kennfeld interpolierte Wert mit einer Korrekturfunktion in Abhängigkeit des Energiegehalts im Speicher modifiziert. Eine Energiedifferenz im Speicher zwischen Beginn und Ende eines Tests verfälscht den Kraftstoffverbrauch. Die Anrechnung der Energiedifferenz auf den Kraftstoffverbrauch über die mittleren Wirkungsgrade der Komponenten ist möglich [45]. In den Simulationen dieser Arbeit ist immer eine ausgeglichene Energiebilanz durch iterative Anpassung der Korrekturfunktion und des initialen Ladezustands eingestellt. Die Einbindung in die Zyklussimulation erklärt Kapitel 6.1 im Detail.

## 5.6 Fazit

Der Abschnitt zeigt Optimierungsmaßnahmen für verschiedene Ansatzpunkte am PKW-Dieselantrieb auf. Die Wechselwirkungen der Zielgrößen erfordern eine ganzheitliche Betrachtungsweise von Kraftstoffverbrauch und Emissionen im Gesamtfahrzeug. Für die Fahrwiderstände sind drei relevante Parameter identifiziert, die es im Folgenden zu bewerten gilt (Fahrzeugmasse, Rollwiderstandsbeiwert und Luftwiderstandsindex). Die mechanische Energiewandlung im Getriebe bietet vier grundlegende Ansatzpunkte für die Analyse von Verbesserungsmaßnahmen (Downspeeding, Schaltpunktänderung, stufenlose Übersetzung der Einfluss zusätzlicher Betriebsleistung). Downsizing ist als Kernmaßnahme detailliert erläutert und auf die entsprechenden Wirkzusammenhänge zurückgeführt. Für die praktisch umgesetzten Motorenkonzepte erfolgt am Beispiel des Mittelklasse-Fahrzeugs die Bewertung durch Simulationen und Versuche. Im Themenfeld Reibung sind die identifizierten Schwerpunkte nachfolgender Betrachtungen die Sensitivität von Triebwerksreibung und Nebenaggregaten sowie Start/Stop. Im Rahmen der Bremsenergieerückgewinnung betrachtete Maßnahmen sind die regenerative Generatorregelung sowie ein Mild-Hybrid-Konzept. Die Funktionen, die Struktur und die Strategie des Hybrid-Konzepts sind entsprechend der zuvor erläuterten Grundlagen abgeleitet und erklärt.

## 6 Modellbildung und Validierung

Die steigende Komplexität der heutigen Antriebssysteme in Kraftfahrzeugen erhöht den Aufwand bei der Beurteilung von Maßnahmen zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und der limitierten Schadstoffemissionen. Automatisierte Getriebe oder Hybridfahrzeuge sorgen beispielsweise für die Einführung zusätzlicher Freiheitsgrade bei der Betriebsführung des Verbrennungsmotors bzw. des Gesamtfahrzeugs. Um dieser Variabilität Rechnung zu tragen, reicht der einfache Vergleich stationärer motorischer Betriebspunkte häufig nicht mehr aus. Vielmehr ist eine Bewertung im Gesamtkontext „Fahrzeug im Fahrzyklus“ notwendig. In dieser Arbeit erfolgt die Kombination von Experiment, Analyse und Simulation, um die entsprechenden Erkenntnisse zu gewinnen.



**Abbildung 6.1: Toolkette und Vorgehensweise**

**Abbildung 6.1** verdeutlicht die hier angewendete Vorgehensweise. Eine solide Messdatenbasis stellt die Grundlage für die nachfolgenden Berechnungen dar. Eine umfassende Kennfeldvermessung der Versuchsträger wird am Motorenprüfstand durchgeführt. Neben den obligatorischen Kenngrößen wie Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen sind für detaillierte Aussagen bezüglich der Motorreibung oder der Verlustaufteilung auch die Indiziermessdaten erforderlich. Für die Druckverlaufsanalyse (DVA) wird das Bosch-interne Analyseprogramm BeCAT verwendet, mit dem eine Gesamtprozessanalyse (Ladungswechsel & Brennverlauf) inklusive Verlustteilung durchgeführt werden kann. Das charakteristische Verhalten des Verbrennungsmotors bezüglich Kraftstoffverbrauch, Emissionen und Verlustanteilen wird nach der Analyse in Form von Kennfeldern hinterlegt und der Simulation zugeführt. Das entwickelte Programm simuliert das Drehzahl- und Lastkollektiv des Verbrennungsmotors im Fahrzyklus und ermittelt mit Hilfe der Kennfelder die daraus resultierenden Verbrauchs- und Emissionswerte. Die abschließende Auswertung der Ergebnisse erlaubt die Bewertung und den Vergleich verschiedener Konzepte. Dieses Verfahren stellt nur eine vereinfachte Wiedergabe der realen Vorgänge dar. Dies betrifft insbesondere die instationären Vorgänge des Verbrennungsmotors, da von

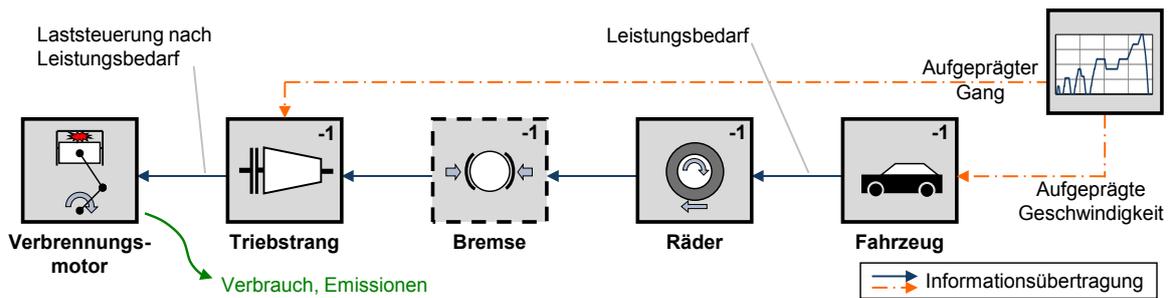
einem quasi-stationärem Betrieb des Motors ausgegangen wird. Der simulierte Drehzahl/Last-Verlauf kann am Motorenprüfstand nachgefahren werden, um das prognostizierte Ergebnis durch entsprechende Messwerte zu verifizieren bzw. die Abweichung zu quantifizieren. Die Validität des grundsätzlichen Vorgehens wird in Abschnitt 6.4 behandelt.

## 6.1 Grundlegende Modellbildung und Implementierung

Die benötigte Fahrzyklensimulation muss folgende drei Anforderungen erfüllen:

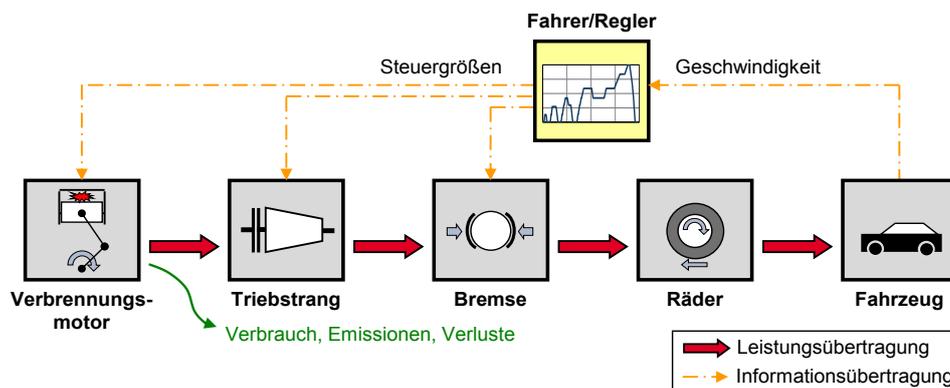
- Berechnung des zeitlichen Verlaufs von Drehzahl und Last des Verbrennungsmotors. Diese Betriebspunkte sind im Laufe des Entwicklungsprozesses wichtig für die Auslegung der Komponenten und die Applikation der Steuergeräte.
- Berechnung des Kraftstoffverbrauchs und der Schadstoffemissionen in Abhängigkeit der auftretenden Betriebspunkte im Fahrzyklus. Diese integralen Kennwerte können dann als Bewertungskriterien für ein Fahrzeugkonzept herangezogen werden.
- Berechnung der mechanischen Leistungsübertragung der Komponenten für das Gesamtsystem, um eine genaue Aufteilung der Verluste zu ermöglichen. Kombiniert mit einer innermotorischen Verlustteilung kann so beziffert werden, wofür und zu welchen Anteilen die Kraftstoffenergie aufgewendet wird. Mit Hilfe dieser Informationen lassen sich die Auswirkungen verschiedener Maßnahmen genauer unterscheiden. Dies erleichtert die Bewertung der jeweiligen Konzepte und unterstützt die Ableitung von Verbesserungsmaßnahmen.

Da alle Zertifizierungszyklen von einer Gradeausfahrt ausgehen, genügt es, die Längsdynamik des Kraftfahrzeugs bei der Berechnung der Fahrwiderstände zu betrachten. Um ausgehend von der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem Zugkraftbedarf auf die Drehzahl und Drehmomentanforderung am Verbrennungsmotor zu kommen, sind alle wesentlichen Komponenten des Antriebsstrangs mit ihrem energetischen Wandlungsverhalten zu berücksichtigen. **Abbildung 6.2** zeigt den Informationsfluss einer Rückwärtsberechnung. Hierbei wird ausgehend vom Leistungsbedarf für die Fahrwiderstände des Fahrzeugs die Anforderung am Verbrennungsmotor errechnet. Dieses Vorgehen eignet sich sehr gut zur einfachen und schnellen Berechnung der Betriebspunkte des Verbrennungsmotors. Der wesentliche Nachteil dieser Methode liegt in der Berechnung der tatsächlichen Dissipationsarbeit in der Bremse. Das dafür notwendige Schleppmoment des Verbrennungsmotors ist in diesem Berechnungsschritt noch nicht bekannt. Sind nur die Betriebspunkte des Verbrennungsmotors von Interesse, ist diese Information verzichtbar. Für eine korrekte Energiebilanzierung, die beispielsweise bei Hybridfahrzeugen erforderlich ist, müsste das Berechnungsverfahren um eine Iteration erweitert werden.



**Abbildung 6.2: Modell zur Rückwärtsberechnung**

Die Alternative zur Rückwärtsberechnung stellt die Vorwärtssimulation dar, **Abbildung 6.3**. Hierbei werden die Last des Verbrennungsmotors sowie die übrigen Stellgrößen von einem Regler (Fahrer) vorgegeben. Ausgehend von der Leistungsabgabe der Antriebsquelle, dem Wandlungsverhalten der Triebstrangkomponenten und den Fahrwiderständen ergibt sich eine Beschleunigung bzw. Verzögerung des Fahrzeugs. Um das Fahrzeug entsprechend der Zyklusvorgabe zu bewegen, sind geeignete Regelalgorithmen notwendig, wodurch sich die Komplexität und der Aufwand der Modellierung erhöhen. Aufgrund von Anfahr- und Schaltvorgängen handelt es sich hierbei um eine nichtlineare Regelungsaufgabe. Des Weiteren sind die Betriebspunkte abhängig vom Reaktionsverhalten des Antriebs auf den Regler. Dies muss bei der Auswertung der Ergebnisse berücksichtigt werden. Der Vorteil dieser Vorgehensweise liegt in der energetisch korrekten Berechnung der Leistungsübertragung von der Antriebsquelle bis zu den Fahrwiderständen. So ist eine genaue Aufteilung der Verlustenergien möglich.



**Abbildung 6.3: Modell zur Vorwärtssimulation**

Das in dieser Arbeit angewendete Berechnungsverfahren ist eine Kombination aus Vorwärts- und Rückwärtsberechnung. **Abbildung 6.4** stellt das entsprechende Modell schematisch dar. Die Rückwärtsberechnung kommt zum Einsatz, um aus der aufgeprägten Fahrzeuggeschwindigkeit der Zyklusdefinition die entsprechende Lastanforderung am Verbrennungsmotor zu bestimmen. Die Steuersignale für Getriebe und Kupplung können so ebenfalls gesteuert werden. Ein Regler ist aufgrund der exakten Vorsteuerung nun nicht mehr notwendig, um in der anschließenden

Vorwärtsberechnung die Übertragung der Antriebsleistung des Verbrennungsmotors zu simulieren. Die Bremse agiert als passives Element, das die negative Differenz aus dem Leistungsbedarf der Rückwärtsberechnung und dem Leistungsangebot der Vorwärtsberechnung auflöst. Im Falle einer Fahrzeugverzögerung kann die Bremsarbeit so genau auf die Elemente Bremse, Triebstrang und Verbrennungsmotor aufgeteilt werden. Auf diese Weise ist eine schnelle und einfache Simulation möglich, die alle drei zuvor geforderten Ziele erfüllt.

Ein Teil dieser Arbeit befasst sich mit dem Potenzial von Hybridantrieben. Zur Berechnung solcher Antriebsarchitekturen wird das kombinierte Berechnungsverfahren um den zusätzlichen elektrischen Antrieb ergänzt. Das Verhalten des elektrischen Antriebs ist vorwärts wie rückwärts modelliert, so dass die Laststeuerung des Verbrennungsmotors weiterhin nach der zuvor beschriebenen Methode funktioniert. Einen Ausschnitt des entsprechenden Gesamtsystemmodells zeigt **Abbildung 6.5**. Die Aufteilung der Lastanforderung auf die jeweiligen Antriebsquellen stellt eine wesentliche Fragestellung bei Hybridantrieben dar. Zur Bereitstellung dieser Stellgröße des Systems wird die Hybrid-Betriebsstrategie definiert. Die Betriebsstrategie wirkt sich im Signalfluss des Modells zunächst in der Rückwärtsberechnung des Elektromotors aus. Das eingestellte Drehmoment des Elektromotors verändert die Lastanforderung des Verbrennungsmotors. Ein Sonderfall ist die Rekuperation in Bremsphasen. Da in diesem Schritt die Schleppverluste des Verbrennungsmotors noch unbekannt sind, verhält sich der Elektromotor zunächst neutral. In der anschließenden Vorwärtssimulation wird das Drehmoment im Rahmen der Grenzen entsprechend der Differenz aus Lastanforderung und Lastabgabe am Verbrennungsmotor eingestellt. Dieses Vorgehen ist ähnlich zur zuvor erläuterten Bremsensteuerung. Auf Basis des am Getriebeeingang geforderten Drehmoments, der vorliegenden Drehzahl sowie dem Energiespeicherinhalt wird die Leistungsabgabe des Elektromotors eingestellt. Aus der Differenz zum angeforderten Drehmoment ergibt sich schließlich die Last des Verbrennungsmotors. **Abbildung 6.6** verdeutlicht das Prinzip.

Die Implementierung der hier beschriebenen Modelle erfolgt mit Hilfe des Programms MATLAB der Firma The Mathworks. Die erstellte Modellierung ermöglicht die Simulationen des Antriebstrangs von Kraftfahrzeugen in einem Fahrzyklus. Die Berechnung erfolgt zeitdiskret mit einer kombinierten Rückwärts-/Vorwärtsberechnung für jeden Zeitschritt. Differentialgleichungen werden mit einem explizitem Euler-Verfahren und fester Schrittweite gelöst. Eine ausreichende numerische Genauigkeit wird über kurze Zeitschrittweiten sichergestellt. Die Zeitschrittweite ist jedoch nicht so gering gewählt, dass hochdynamische Effekte wie Schwingungen im Antriebstrang berücksichtigt werden können. Die Funktions- und Datenstruktur ist modular aufgebaut und erlaubt die Berechnung unterschiedlicher Triebstrangkonfigurationen und variierender Detailtiefen. Die Elemente des Antriebstrangs sind in einfacher physikalischer Form mit Fokus auf deren mechanisches Verhalten imple-

mentiert. Das wesentliche Wandlungsverhalten wird durch Kennfelder auf Basis von Messdaten oder durch vereinfachte Wirkungsmechanismen auf Basis entsprechender Literatur modelliert.

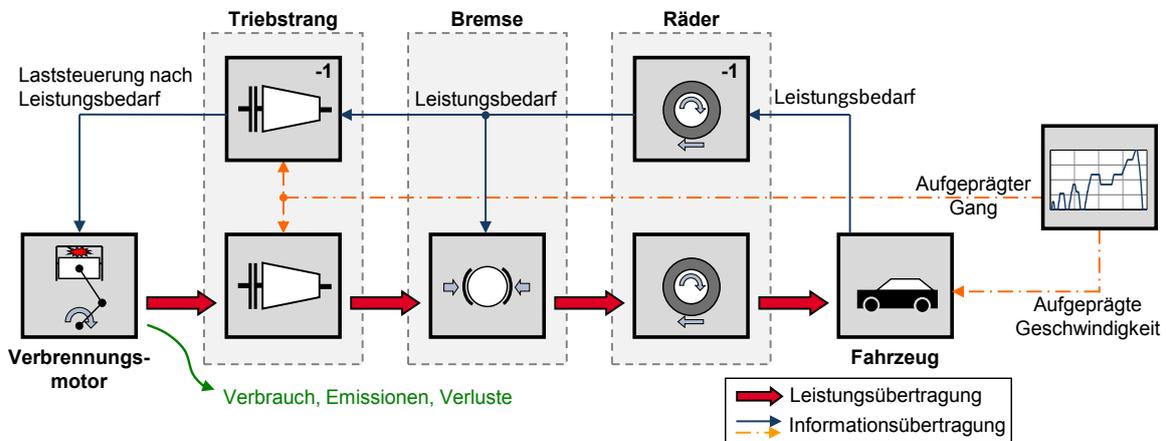


Abbildung 6.4: Modell zur kombinierten Vorwärts-/Rückwärtsberechnung

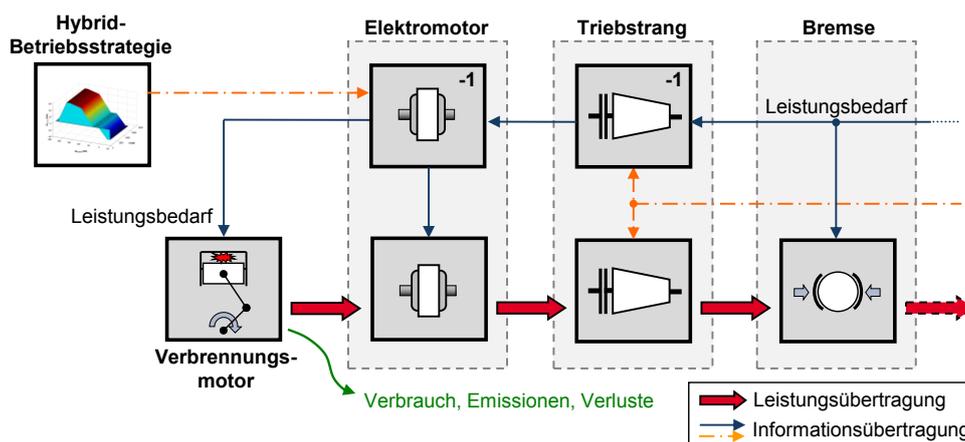


Abbildung 6.5: Modellausschnitt zur kombinierten Berechnung von elektrischen Hybridantrieben

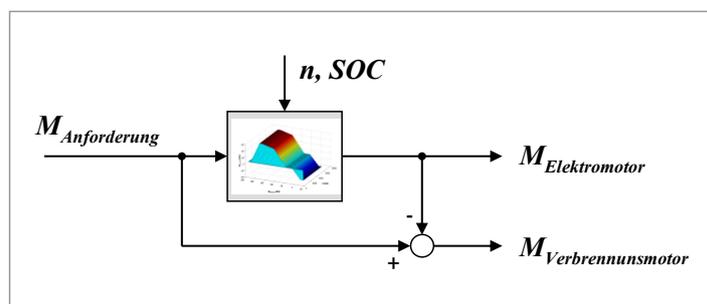


Abbildung 6.6: Implementierung der Hybrid-Betriebsstrategie

## 6.2 Modellierung der Motorreibung

In der einfachen Form erfolgt die Bestimmung der Reibung in der Zyklussimulation durch Interpolation aus einem gemessenen stationären Kennfeld. Dieses Vorgehen ist ausreichend zur groben Bestimmung der Betriebspunkte oder für tendenzielle Bewertung von Maßnahmen zur Verbrauchseinsparung. Je wichtiger ein absoluter Vergleich zu Fahrzeugversuchen wird, desto mehr Relevanz bekommen die folgenden drei Einschränkungen.

Erstens repräsentiert jeder Punkt eines stationär gemessenen Kennfeldes den thermisch eingeschwungenen Zustand bei der jeweiligen Drehzahl und Last. Das heißt, die Temperaturen von Kühl- und Schmiermittel, welche insbesondere für die Reibung relevant sind, nehmen einen typischen Wert für diesen Betriebspunkt an. Im dynamischen Betrieb, wie er in einem Fahrzyklus vorkommt, ergibt sich der thermische Zustand aus der Abfolge und Dauer der zuvor gefahrenen Betriebspunkte. In der Regel führt dies zu anderen Temperaturen für Kühl- und Schmiermittel als es entsprechend der Kennfeldinterpolation der Fall wäre. Die Folge ist ein systematischer Fehler in der Reibung. In Grenzbereichen kann dieser bis zu 10 % betragen [32]. Da sowohl „zu heiß“ als auch „zu kalt“ interpolierte Punkte auftreten, ist der summierte Einfluss auf das energetische Gesamtergebnis gering. Die genaue Bestimmung der Betriebspunkte sowie die saubere Aufteilung der Verluste sind davon stärker betroffen.

Zweitens erhält die Temperaturabweichung eine wesentlich höhere Relevanz, wenn die Simulation auch für Kalttests des NEFZ Verwendung findet. Der Test beginnt mit einem auf 20 °C Umgebungstemperatur konditionierten Fahrzeug. Durch Abwärme und Reibung des Motors heizen sich Kühl- und Schmiermedium entsprechend auf und sorgen während des Tests für stetig wechselnde Reibungsbedingungen. Diese wirken sich sowohl auf den indizierten Betriebspunkt des Motors als auch auf die energetische Bilanz und den Kraftstoffverbrauch im Test aus. Um dieses Verhalten erheblich besser abbilden zu können, als es über eine einfache Interpolation aus dem stationär gemessenen Warmkennfeld möglich wäre, ist entsprechend eine temperaturabhängige Erweiterung des Modells bei der Reibung erforderlich.

Drittens sind zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs Maßnahmen im Bereich der Reibung wirksam. Die zuverlässige und nachvollziehbare Bewertung dieser Maßnahmen erfordert eine entsprechend geeignete Abbildung der Vorgänge in der Simulation. Eine Modellierung der Reibung mit entsprechender Auflösung auf die jeweiligen Komponenten erlaubt eine schnelle und modulare Modifikation der einzelnen Reibanteile. Demgegenüber wäre eine reine kennfeldbasierte Lösung mit zahlreichen Korrekturfunktionen deutlich aufwendiger in der Handhabung und schwieriger in der Übertragbarkeit.

Die hier formulierten Aspekte machen den Einsatz eines speziellen Modells für die Reibung des Verbrennungsmotors hinreichend nützlich. Für Reibungsmodellierung gibt es bereits bestehende Ansätze. Sehr verbreitet und etabliert sind Schwarzmeier [50] und Fischer [13]. Der von Schwarzmeier entwickelte Ansatz konzentriert sich auf NFZ-Dieselmotoren. Die im direkten Vergleich aktuellere Untersuchung von Fischer betrachtet hingegen PKW-Ottomotoren. Die Gemeinsamkeit beider Modellierungen ist die Formulierung der Reibung als Differenz zu einem Referenzpunkt mit entsprechenden Referenzbedingungen. So wird die Reibung nicht absolut als Summe der jeweiligen Anteile zusammengesetzt, sondern als Summe von Reibungsdifferenzen gegenüber einem Vergleichszustand beschrieben. Als Veränderungen treten hier Drehzahl und Last, Temperaturen und Drücke der Schmiermedien sowie weitere relevante Kenngrößen auf. Diese grundsätzliche Ähnlichkeit der beiden Ansätze nach Schwarzmeier und Fischer erlaubt eine Implementierung eines modularen und leicht modifizierbaren Modells. Einerseits sind wahlweise beide Grundmodelle umsetzbar. Andererseits lassen sich mit einem modularen Aufbau auch Elemente ergänzen, die in keinem der etablierten Modelle vorkommen. Hierzu gehört zum Beispiel die Kraftstoff-Hochdruckpumpe des Common Rail Einspritzsystems.

Mit der Unterstützung durch die Master-Thesis von Mayer [32] konnte ein modulares Reibmodell erstellt und in das Antriebstrangmodell integriert werden. Die Reibung des Motors teilt sich in die Triebwerksreibung und die Reibung der Nebenaggregate auf. Die Triebwerksreibung folgt wahlweise nach dem jeweiligen Untermodell von Schwarzmeier oder Fischer. Da für Fischer letztendlich die bessere Übereinstimmung mit dem verwendeten Versuchsträger erzielbar ist, wird auf eine Beschreibung der Lösung mit Schwarzmeier im Folgenden verzichtet.

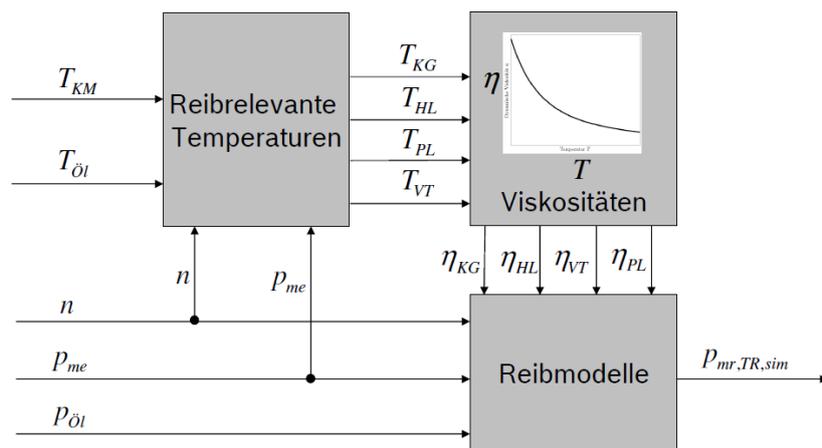
Die Triebwerksreibung unterteilt sich in die Baugruppen Hauptlager (HL), Pleuellager (PL), Kolbengruppe (KG), Ventiltrieb (VT) und Nockenwellenantrieb (NWA). Diese Baugruppen wirken sich in Form von Differenzreibmitteldrücken  $\Delta p_{mr,i}$  auf den Referenzreibmitteldruck  $p_{mr,ref}$  aus und ergeben so den modellierten Reibmitteldruck  $p_{mr}$  gemäß Gleichung (6.1):

$$p_{mr,TR,sim} = p_{mr,TR,ref} + \Delta p_{mr,HL} + \Delta p_{mr,PL} + \Delta p_{mr,KG} + \Delta p_{mr,VT} + \Delta p_{mr,NWA} \quad (6.1)$$

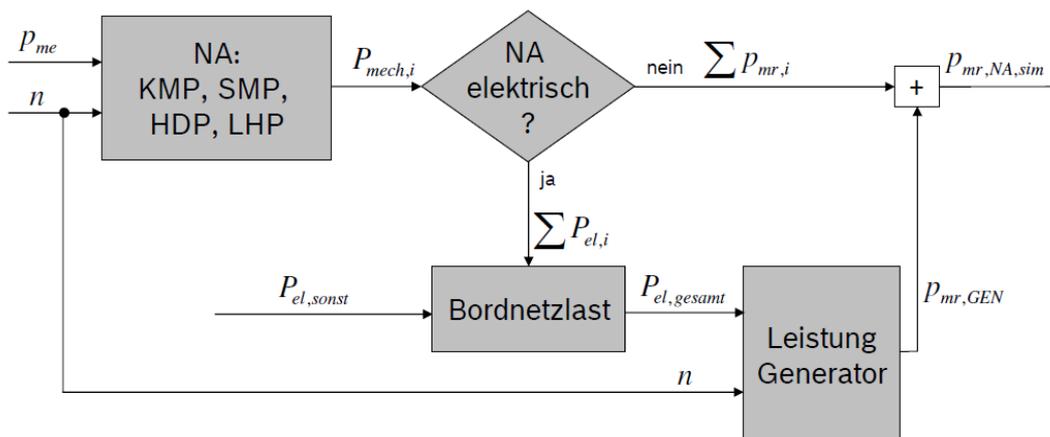
Fischer ermittelt für jede Baugruppe eine reibrelevante Temperatur (z.B. Lagerspalt) in Abhängigkeit von Drehzahl, Last sowie Kühl- und Schmiermitteltemperatur. Sich daraus ergebende individuelle Viskositäten fließen als Betriebsgrößen in das eigentliche Reibmodell ein. Darin erfolgt auf Basis normierter Einflussfaktoren die Berücksichtigung von geänderten Konstruktionsparametern. Den schematischen Signalfuss dieser Implementierung des Triebwerksreibmodells zeigt **Abbildung 6.7**. Aufgrund der fehlenden hydrodynamischen Lagerstelle besitzt der Nockenwellenantrieb (Riemen oder Kette) keine reibrelevante Temperatur [32]. Der Ansatz von Fischer ist für Öltemperaturen kleiner 50 °C nicht anwendbar. Entsprechende Modellanpassungen

erlauben auch Öltemperaturen von 20 °C (wie im NEFZ) zu simulieren, ohne dass dadurch numerische Probleme hervorgerufen werden [32].

Aus der reinen Triebwerksreibung erfolgt nach Addition der Nebenaggregate (NA) der vollständige Reibmitteldruck. Zu den Nebenaggregaten zählen die Kühlmittelpumpe (KMP), der Generator (GEN), die Kraftstoffhochdruckpumpe (HDP) sowie Schmiermittel- und Lenkhilfpumpe (SMP & LHP). Vorhandene Wirkungsgradkennfelder repräsentieren in der Simulation den Generator und die Kraftstoffhochdruckpumpe. Für Kühlmittel-, Öl- und Lenkhilfpumpe kommen geeignete Ersatzmodelle und abgeschätzte Parametersätze zum Einsatz [28][46]. Das Modell bietet zwei Optionen. Die Antriebsleistung der jeweiligen Nebenaggregate kann direkt mechanisch auf die Welle gerechnet werden. Alternativ ist die Elektrifizierung von Aggregaten möglich. Die Betriebsleistung wird zunächst auf die elektrische Bordnetzleistung addiert und anschließend über die Wandlung im Generator auf den mechanischen Pfad übertragen. **Abbildung 6.8** zeigt das im Modell implementierte Signalflossschema.



**Abbildung 6.7: Signalflusschema im Triebwerksreibmodell**

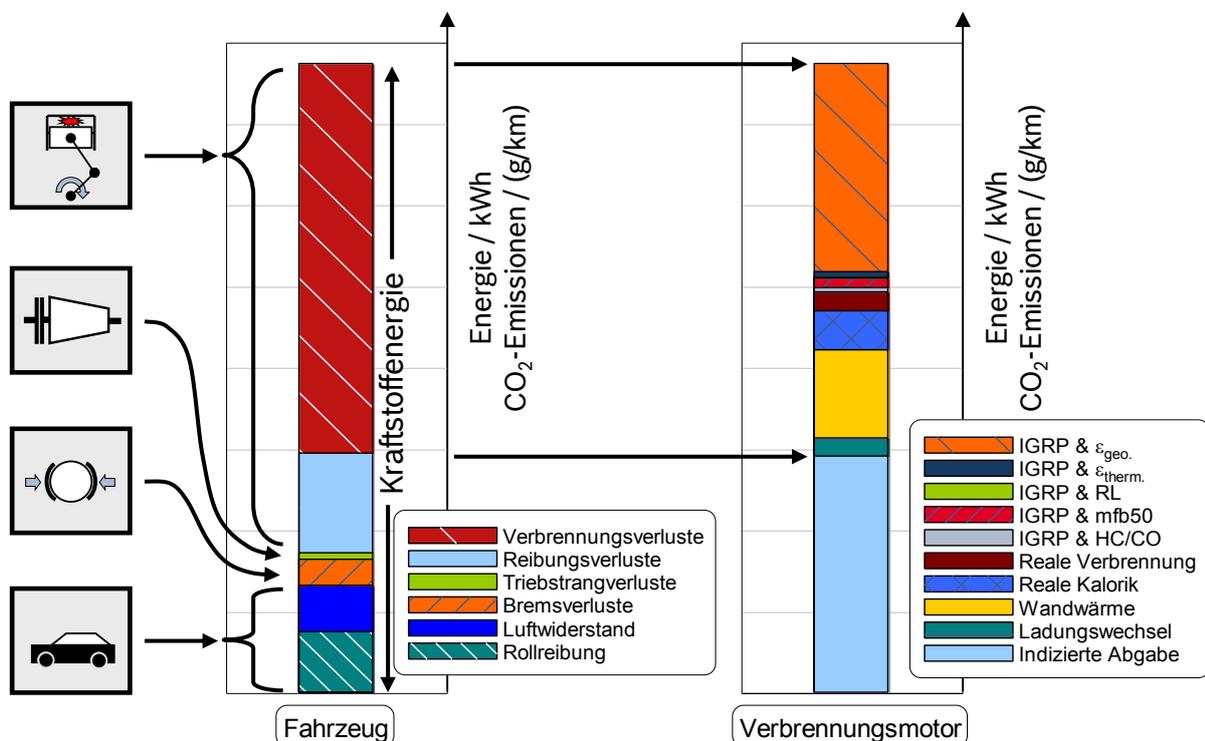


**Abbildung 6.8: Signalflusschema im Reibmodell für Nebenaggregate**

Mit dem Detailgrad der Modellierung steigt auch der Aufwand der Parametrierung. Um die erforderlichen Ergebnisse in vertretbarer Relation zum Aufwand zu halten, erfolgte die Anpassung des Reibmodells nur für den tiefer untersuchten 3-Zylinder-Downsizingmotor. Der 4-Zylinder-Referenzmotor wird ausschließlich mit Interpolation des Reibmitteldrucks aus dem stationär gemessenen Reibkennfeld simuliert. Es ist davon auszugehen, dass die Ergebnisse von Verbesserungsmaßnahmen bei ähnlicher Zusammensetzung der Reibung auf den Referenzmotor übertragbar sind.

### 6.3 Verlustteilung für Motor und Fahrzeug

Zur genaueren Analyse der Verbrauchseinsparung wird in dieser Arbeit eine Verlustteilung in zwei Schritten auf den gesamten Antriebsstrang des Fahrzeugs angewendet. **Abbildung 6.9** veranschaulicht die Trennung der auftretenden Energieverluste auf Basis der jeweiligen Triebstrangelemente. Für jedes hier aufgeführte Element berechnet die Simulation die Verlustleistung sowie die kumulierte Verlustarbeit im betrachteten Fahrzyklus. Die Summe der dissipierten Energie aller Elemente ist gleich der chemischen Energie des verbrauchten Kraftstoffes. Die Darstellung kann wahlweise über die Energie, die entsprechende Kraftstoffmenge, den Kraftstoffverbrauch sowie den CO<sub>2</sub>-Ausstoß erfolgen. Die verwendeten Berechnungsgrundlagen sind Anhang A3 zu entnehmen.



**Abbildung 6.9: Verlustteilung in der Fahrzyklensimulation**

Im ersten Schritt liegt der Betrachtungsrahmen auf den bisher vorgestellten Subsystemen des Antriebsstrangs. Am Fahrzeug beginnend treten zwei dissipative Fahrwiderstände auf, die Rollreibung und der Luftwiderstand. Der in diesem Zusammen-

hang in der Literatur häufig aufgeführte Beschleunigungswiderstand [41] wird hier nicht im Kontext der Fahrwiderstände bilanziert, da es sich im Grunde um den Aufbau kinetischer Energie handelt (siehe Kapitel 5.1). Stattdessen wandelt die Bremse überschüssige kinetische Energie während der Verzögerungsphasen in nicht mehr nutzbare Wärme um. Erst in diesem Schritt ist von einem Verlust zu sprechen. Die Reibungs- und Wandlungsverluste in Achsen, Getriebe und Kupplung sind gemeinsam als Triebstrangverluste bilanziert. Beim Verbrennungsmotor erfolgt eine zusätzliche Unterteilung in Verbrennungs- und Reibungsverluste. Somit ist beispielsweise die erste Trennung von Verbrennungs- und Reibungseinflüssen (u.a. elektrische Bordnetzlast) leicht möglich.

Änderungen der im System gespeicherten Energien im betrachteten Intervall sind als entsprechende Balken in der Darstellung auszuweisen. Sie stellen keinen Verlust dar, sind aber für die korrekte energetische Bilanzierung notwendig. Dies ist beispielsweise in einem Hybrid-Fahrzeug relevant, wenn die Batterie am Ende des Fahrzyklus nicht exakt die gleiche Ladung aufweist wie zu Beginn. Da die Anwendung der Analyse auch auf Fahrprofile mit unterschiedlichen Anfangs- und Endzuständen möglich ist (z.B. Beschleunigungsprofil oder Bergabfahrt), so trifft dies auf die kinetische bzw. potenzielle Energie des Fahrzeugs ebenfalls zu. Weiterhin können numerische Abweichungen des Integrationsverfahrens zu einer marginale Änderung der Systemenergie führen.

Die innermotorischen Verbrennungsverluste sind in der Regel sehr dominant und beeinflussen den Kraftstoffverbrauch maßgeblich. Um noch differenziertere Aussagen zu treffen, wird zur Analyse dieser Verluste im zweiten Schritt die allgemein gültige Verlustteilung nach [58] angewendet. Die während der Vermessung stationärer Kennfelder erfassten Indiziermessdaten bieten die Möglichkeit, nachfolgende thermodynamische Analysen inklusive Verlustteilung durchzuführen. Die Analyseergebnisse sind zu Interpolationskennfeldern zusammengefasst und im Modul Verbrennungsmotor in die Antriebstrangsimulation integriert. Die betriebspunktabhängige Berechnung und Integration über den Zyklusverlauf funktioniert analog zu Verbrauch und Emissionen. Ein vergleichbares Verfahren wurde bereits in [25] und [26] angewendet.

Die Anwendung des Werkzeuges Verlustteilung erlaubt im Rahmen der durchgeführten Fahrzyklensimulationen eine genaue Beurteilung, wie viel Kraftstoffenergie für welchen Zweck verbraucht wird. Veränderungen am Verbrennungsmotor oder dessen Betriebsführung haben überlagerte positive und negative Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch. Vor diesem Hintergrund ist diese detaillierte Analysemöglichkeit besonders wertvoll.

## 6.4 Validierung in Motor-/Rollenversuchen

Damit die Fahrzyklensimulation korrekte Ergebnisse produziert, ist eine Reihe von Voraussetzungen zu erfüllen. Folgende Annahmen sind auf ihre Validität zu prüfen:

- Die Bestimmung der motorischen Kenngrößen im jeweiligen Drehzahl- und Lastpunkt erfolgt über die Interpolation aus einem stationären Kennfeld. Die so ermittelten Werte sind entsprechend auch für den dynamischen Betrieb in diesen Kennfeldpunkten ausreichend gültig.
- Das zum Einsatz kommende Reibmodell spiegelt die tatsächlich am Motor auftretende Reibung in Abhängigkeit der Temperaturen und weiterer relevanter Parameter korrekt wieder. Insbesondere die im Warmlauf sinkenden Reibverluste sind hier für die Simulation von Fahrzyklen relevant.
- Das Gesamtmodell der Simulation gibt die Leistungsübertragung des Triebstrangs im Fahrzyklus korrekt wieder. So treten die im Fahrzyklus simulierten Drehzahl- und Lastpunkte des Verbrennungsmotors in gleicher Ausprägung im Fahrzeugversuch auf.

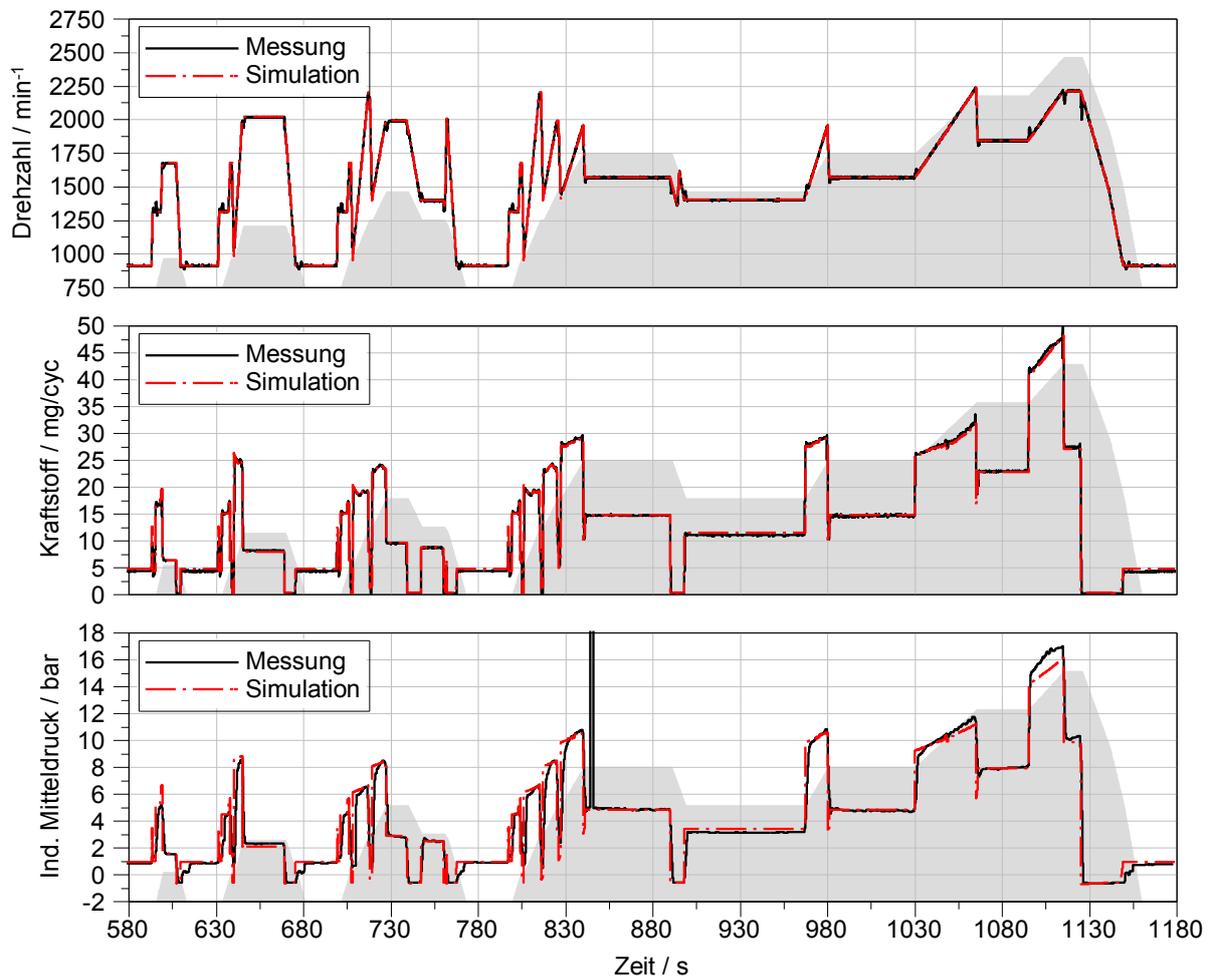
Im Folgenden erfolgt die detaillierte Betrachtung und Bestätigung dieser drei Kernpunkte der Simulation. Versuche am Motor- und Rollenprüfstand dienen zur Überprüfung der Simulationsergebnisse.

### 6.4.1 Validierung der Kennfeldinterpolation am Motorprüfstand

Die eingesetzte Fahrzyklensimulation nutzt eine Kennfeldinterpolation zur Bestimmung von Kraftstoffverbrauch und Emissionen im jeweiligen Betriebspunkt. Die Interpolation erfolgt über die Motordrehzahl und den indizierten Mitteldruck. Die zugrunde liegenden Kennfelder repräsentieren betriebswarme und stationäre Messwerte am Motorprüfstand. Dynamische Vorgänge des Verbrennungsmotors, wie z.B. die Füllungsänderung aufgrund der Luftsystemdynamik, sind nicht gesondert berücksichtigt. Durch dynamische Effekte hervorgerufene Abweichungen im Emissionsverhalten können zu Messergebnissen führen, welche die Simulation nicht abbildet.

Aus diesem Grund erfolgt im ersten Schritt die Validierung des Interpolationsvorgehens mit Hilfe von Messungen am Motorprüfstand. Die Simulation liefert das Drehzahl- und Lastprofil des untersuchten Downsizing-Motors im NEFZ. Der vorgesteuerte  $\alpha/n$ -Betrieb des Motorprüfstands kommt für die Versuchsdurchführung zum Einsatz. Die Belastungsbremse erhält als Vorgabe den zeitlichen Drehzahlverlauf. Die Differenz zwischen Vorgabe- und Ist-Drehzahl dient zur Lastregelung. Um die gewünschte indizierte Last des Verbrennungsmotors zu erreichen, wird der Motorsteuerung der entsprechende Fahrpedalwert  $\alpha$  als Eingangsparameter übergeben. Dies geschieht nicht durch einen Regler, sondern durch Vorbereitung eines zeitlichen Sollverlaufs für den Fahrpedalwert. Dieses Vorgehen ist nur mit Kenntnis der im Steuergerät

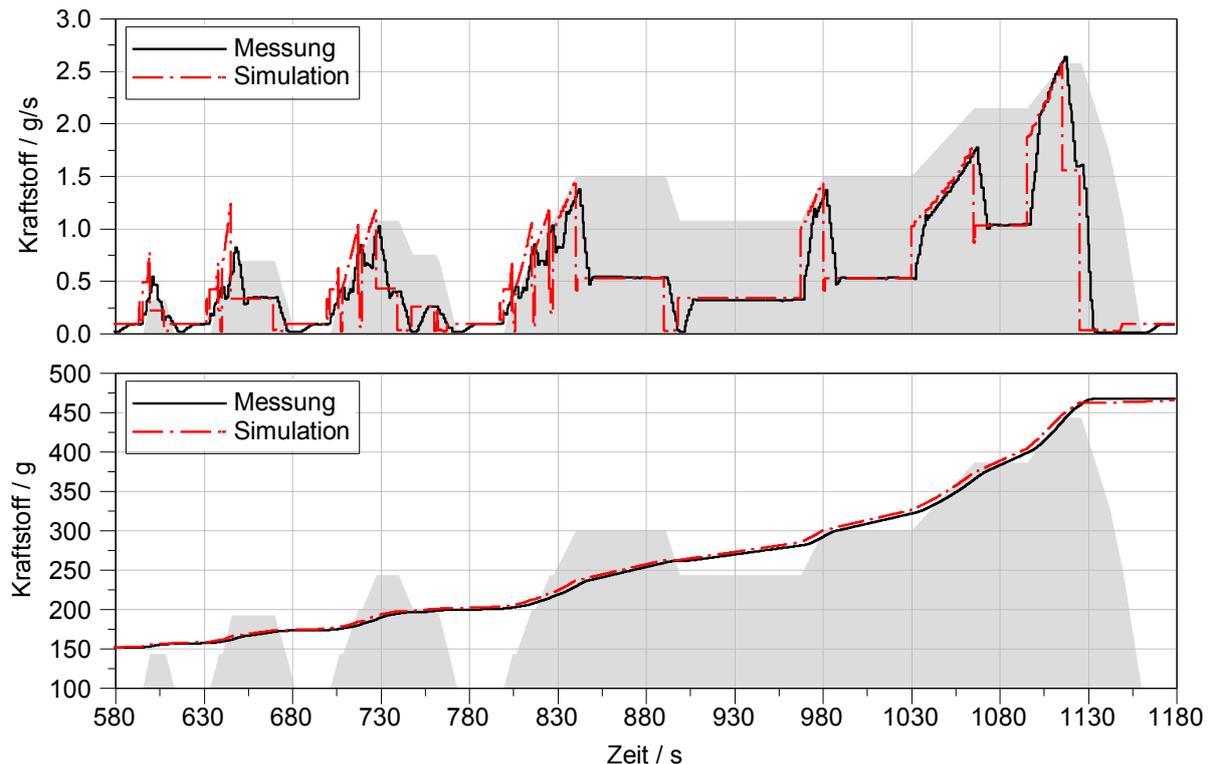
hinterlegten Kennlinien zur Übersetzung des Fahrpedalwertes in ein entsprechendes Wunschmodent und eine daraus folgende Einspritzmenge möglich.



**Abbildung 6.10: Vergleich der Betriebspunkte**

Das Ergebnis dieser Untersuchung hinsichtlich der Erreichung der gewünschten Betriebspunkte zeigt **Abbildung 6.10**. Die drei Diagramme stellen jeweils (von oben nach unten) die Motordrehzahl, die pro Zyklus eingespritzte Kraftstoffmenge sowie den indizierten Mitteldruck dar. Die vier Stadtfahrzyklen sind bei betriebswarmen Startbedingungen identisch. Zur verbesserten Detailabbildung beginnen die Diagramme erst mit dem dritten Stadtfahrzyklus (nach 580 Sekunden). Rote unterbrochene Linien stehen für die vorgegebenen Werte der Simulation. Schwarze durchgezogene Linien zeigen die im Versuch am Motorprüfstand gemessenen Verläufe. Sowohl für die Drehzahl als auch für die Einspritzmenge stellt sich eine gute Übereinstimmung ein. Schnelle und starke Änderungen der Last erzeugen Über-/Unterschwingen in der Drehzahl am Prüfstand (bis zu 200 1/min), die innerhalb weniger zehntel Sekunden ausgeglet werden. Grundsätzlich sind die Abweichungen zwischen simuliertem und gemessenem Verlauf des indizierten Mitteldrucks gering. Die größte Differenz zeigt sich bei der Beschleunigung von 100 auf 120 km/h (bei ca. 1100 s). Hier liegt der gemessene indizierte Mitteldruck um bis zu 1 bar über der

simulierten Vorgabe. In Relation zur gesamten Zyklusdauer ist diese Abweichung tolerierbar. Der auffällige Ausreißer im indizierten Mitteldruck nach ca. 845 Sekunden ist durch einen sporadischen Synchronisationsfehler des Indiziersystems hervorgerufen. Das genutzte Indiziersystem führt eine Synchronisation der Winkelage nur zur Beginn der Dauermessung durch und wertet anschließend nur noch Winkelinkremente aus. Im Falle einer Störung (Verlust in der Erfassung von Inkrementen) ist daher eine Neusynchronisation erforderlich.



**Abbildung 6.11: Vergleich des Kraftstoffverbrauchs**

Kraftstoffverbrauch	Phase 1	Phase 2	Gesamt
Simulation (S)	199,96 g	263,29 g	463,25 g
Messung (M)	197,50 g	268,47 g	465,97 g
M/S - 1	- 1,2 %	+ 2,0 %	+ 0,6 %

**Tabelle 6.1: Ergebnisse für Kraftstoffverbrauch**

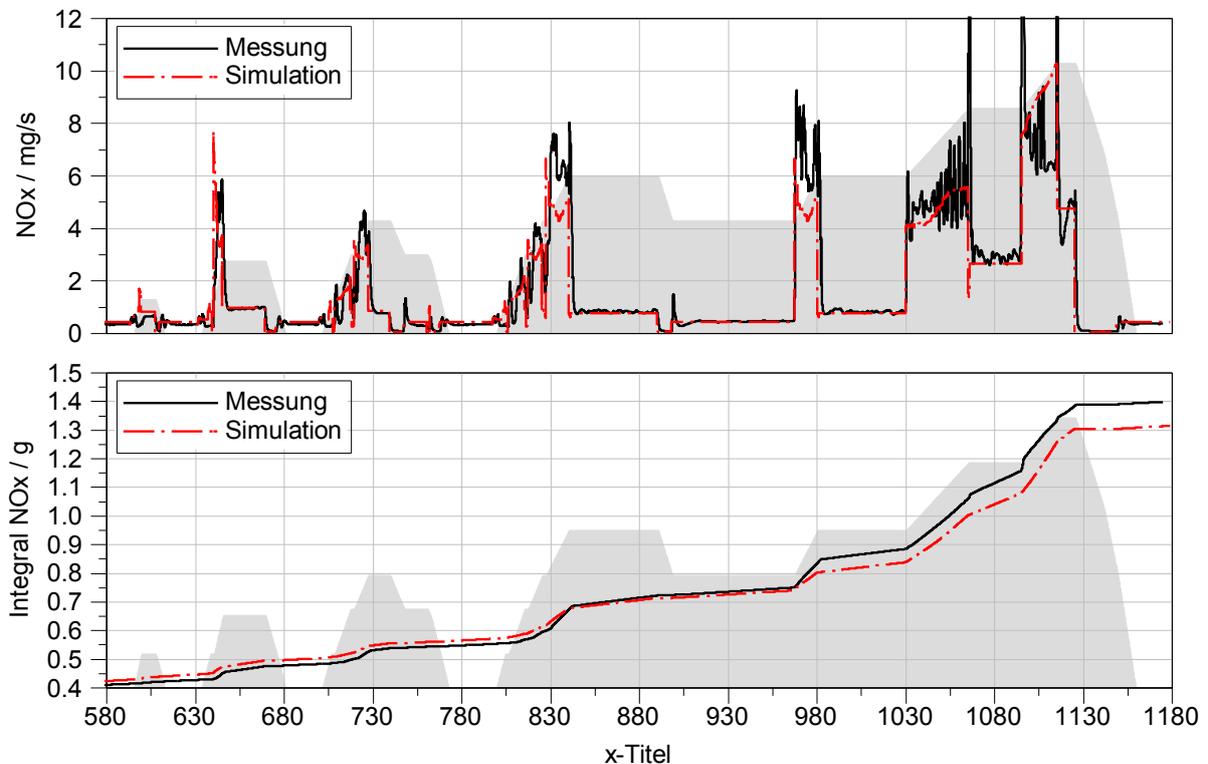
Den detaillierten Vergleich zwischen simulierten und gemessenen Kraftstoffverbrauch zeigt **Abbildung 6.11**. Die Messung des Kraftstoffverbrauchs erfolgt niederdruckseitig, so dass die hochdruckseitige Einspritzmenge zeitlich nicht genau abgebildet wird. Eine Erhöhung der Einspritzmenge führt zu einem Absinken des Raildrucks. Erst die erhöhte Fördermenge der Kraftstoff-Hochdruckpumpe zum Ausgleich des Raildruckniveaus führt zu einem messbaren Massenstromanstieg. Als Resultat weist der gemessene Kraftstoffmassenstrom (oberes Diagramm) ein verzögertes und geglättetes Verhalten gegenüber der Simulation auf. Tendenziell ist eine

gute Übereinstimmung feststellbar. Die Niveaus des Kraftstoffmassenstroms in den Fahrten mit konstanter Geschwindigkeit zeigen nur sehr geringe Abweichungen. Das Ergebnis wird auch durch die Verläufe der integrierten Kraftstoffmasse bestätigt. Für den Stadtfahrzyklus (Phase 1) wird laut Simulation knapp 200 g Kraftstoff benötigt. In der Vermessung am Motorprüfstand sind es nur 1,2 % weniger, wie **Tabelle 6.1** auflistet. Im außerstädtischen Fahrprofil (Phase 2) benötigt die Messung dagegen 2 % mehr als die Simulation. Wie bereits im Lastvergleich zeichnet sich auch im Kraftstoffverbrauch ein leicht erhöhter Wert bei der Beschleunigung von 100 auf 120 km/h ab. Im Gesamtergebnis liegt die Messung nur 0,6 % über der simulierten Kraftstoffmasse von 463,25 g. Dies ist ein sehr gutes Ergebnis bezüglich der Aussagefähigkeit des Interpolationsvorgehens zum Kraftstoffverbrauch.

Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemissionen stehen beim Dieselmotor häufig im Zielkonflikt zueinander. Daher ist auch die Berücksichtigung dieser Emissionskomponente sehr wichtig. Die grafische Gegenüberstellung von Simulation und Messung stellt **Abbildung 6.12** dar. Das obere Diagramm zeigt die Stickoxidmassenströme. Die Werte in der Simulation entstehen auf Basis der im Kennfeld für diesen Lastpunkt hinterlegten Daten. Im Versuch erfolgt die Messung der Schadstoffkonzentration an einer Rohgasentnahmestelle im Krümmer. Eine Verrechnung mit dem gemessenen Abgasmassenstrom und dem jeweiligen Molenbruch der Abgaskomponente liefert die Massenstromverläufe. Der Abgasmassenstrom setzt sich hierbei aus der Kraftstoffmasse (siehe oben) und der zusätzlich gemessenen Luftmasse zusammen. Beim Vergleich der Stickoxidmassenströme bietet sich ein inhomogeneres Bild als bisher. Die Bereiche mit konstanter, niedriger Last und Drehzahl zeigen eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung. Die Bereiche mit hoher Last und Drehzahländerung weisen hingegen höhere Emissionen in der Messung auf. Eine Ausnahme bildet jedoch die letzte Beschleunigung (ab 1100 s). Hier liegt der Wert tendenziell niedriger und besitzt eine hohe Spitze zu Beginn der Beschleunigung. Offensichtlich hat die durch Drehzahländerung erzeugte Dynamik einen Einfluss auf die Emissionen, der sich insbesondere bei höheren Lasten auswirkt. Dieses Bild bestätigt sich auch im unteren Diagramm beim Massenintegral der Stickoxide. So besitzen vor allem die Beschleunigungen jenseits von 50 km/h eine stetig ansteigende Abweichung zwischen Messung und Simulation. Der Lastsprung von 8 auf 15 bar (vgl. **Abbildung 6.10**) erzeugt eine NO<sub>x</sub>-Spitze, die durch ihre relativ hohe Dauer einen sichtbar steilen Anstieg in der Gesamtmasse hervorruft.

Die diskreten und scharfen Übergänge zwischen konstanter Geschwindigkeit und Beschleunigung führen in der Rückwärtsberechnung des NEFZ prinzipbedingt zu entsprechend sprunghaften Laständerungen am Verbrennungsmotor. Im Fahrzeugversuch am Rollenprüfstand ist ein sanfterer Lastverlauf durch die Bedienung des Fahrers zu erwarten. Diese Eigenschaft der Simulation wird in dieser Arbeit akzeptiert, da alternativ eine Abkehr von der kombinierten Vorwärts-/Rückwärtsberechnung oder eine Modifikation des Fahrprofils nötig wäre, um dies zu vermeiden. Die Auswir-

kungen auf die Emission stellen die Grenzen des Vorgehens dar. Mit steigender Last- und Drehzahldynamik des Fahrzyklus nimmt auch die Genauigkeit der Ergebnisse ab. Es ist zu beachten, dass für diese Validierung bereits der Downsizing-Motor mit entsprechend hohem Lastniveau im Fahrzyklus zum Einsatz kommt.



**Abbildung 6.12: Vergleich der NO<sub>x</sub>-Emissionen**

**Tabelle 6.2** stellt die entsprechenden Ergebnisse für NO<sub>x</sub>-Emissionen in Zahlen dar und verdeutlicht die bisherige Beobachtung. Im städtischen Fahrprofil liegt der Stickoxidausstoß mit 0,54 g nur 3,6 % unter dem simulierten Wert. Die steigende Dynamik bei höherer Last führt dazu, dass dieser Trend sich im außerstädtischen Profil umkehrt. Hier übersteigt die Messung den simulierten Wert von 0,75 g um 13,3 %. Das Gesamtergebnis für den Fahrzyklus weist mit 6,1 % positiver Abweichung der Messung eine eingeschränkte Genauigkeit auf. Der entsprechende Fehler ist mit ca. 7 mg/km NO<sub>x</sub> noch moderat. Wenn ein Simulationsvergleich mit sehr unterschiedlichen Last- und Drehzahlprofilen erfolgt, so können diese Effekte das Ergebnis negativ beeinflussen. Eine Überprüfung der Simulationsergebnisse in Versuchen ist in solchen Fällen ratsam.

NO <sub>x</sub> -Emissionen	Phase 1	Phase 2	Gesamt
Simulation (S)	0,56 g	0,75 g	1,31 g
Messung (M)	0,54 g	0,85 g	1,39 g
M/S - 1	- 3,6 %	+ 13,3 %	+ 6,1 %

**Tabelle 6.2: Ergebnisse für NO<sub>x</sub>-Emission**

Für die HC- und CO-Rohemissionen erfolgt die Berechnung der Schadstoffmassenströme wie bereits zuvor erläutert. Den entsprechenden grafischen Vergleich der Verläufe zeigen **Abbildung 6.13** für die HC-Rohemissionen und **Abbildung 6.14** für die CO-Rohemissionen. Im Gegensatz zu den bisher vorgestellten Vergleichen ist hier keine ausreichende Übereinstimmung feststellbar. So liegen die simulierten Massenströme für beide Schadstoffkomponenten in den Bereichen mit konstanter Last und Drehzahl deutlich über den gemessenen Werten. Die Last- und Drehzahländerungen führen zu deutlich höherem Schadstoffausstoß, als es die Simulation vorhersagt. Bei den Kohlenwasserstoffen zeigt sich im Massenintegral eine relativ gute Übereinstimmung. In den Massenstromverläufen wird hingegen deutlich, dass Simulation und Messung unterschiedliches Verhalten aufweisen. Bei den Kohlenmonoxid-Emissionen fallen die gemessenen Emissionsspitzen deutlich größer und länger aus, so dass auch im integralen Massenverlauf eine signifikante Abweichung zur Simulation entsteht. Auch hier kann die Simulation keine Aussagen zu den real auftretenden Emissionen fällen. Die entsprechenden Zahlen zum Vergleich der beiden Schadstoffkomponenten stellt **Tabelle 6.3** dar. Um die Entstehung von HC- und CO-Rohemissionen korrekt abzubilden, ist die hier eingesetzte Modellierung nicht geeignet. Die nicht berücksichtigten Unterschiede zwischen stationärer und dynamischer Betriebsführung wirken sich hier signifikant auf die Emissionen aus.

Die geringe Belastbarkeit der Aussagen ist bei HC- und CO-Emissionen weniger kritisch als bei den übrigen Schadstoffemissionen. Der DOC oxidiert die HC/CO-Rohemissionen mit Hilfe der nicht verbrannten Luft im Abgas. Im betriebswarmen Zustand sind die Konvertierungsraten hoch genug, dass die Rohemissionen nur eine untergeordnete Rolle spielen. In den Testbedingungen des NEFZ muss der Katalysator zunächst seine Betriebstemperatur erreichen, bevor die Reduzierung wirksam ist. Für eine Aussagefähigkeit bezüglich HC- und CO-Emissionen im Kalttest ist unter anderem eine Berücksichtigung des Katalysator-Aufheizverhaltens erforderlich. Dies kann und soll von der hier verwendeten Modellierung nicht geleistet werden. Sofern erforderlich und möglich, erfolgt die Erzeugung von Aussagen hier mit Versuchen im Fahrzeug am Rollenprüfstand.

	Phase 1		Phase 2		Gesamt	
	HC	CO	HC	CO	HC	CO
Simulation (S)	1,54 g	6,33 g	0,54 g	2,94 g	2,08 g	9,27 g
Messung (M)	1,54 g	8,26 g	0,53 g	3,76 g	2,07 g	12,02 g
M/S - 1	±0,0 %	+30,5 %	-1,9 %	+27,9 %	-0,5 %	+29,7 %

**Tabelle 6.3: Ergebnisse für HC/CO-Rohemission**

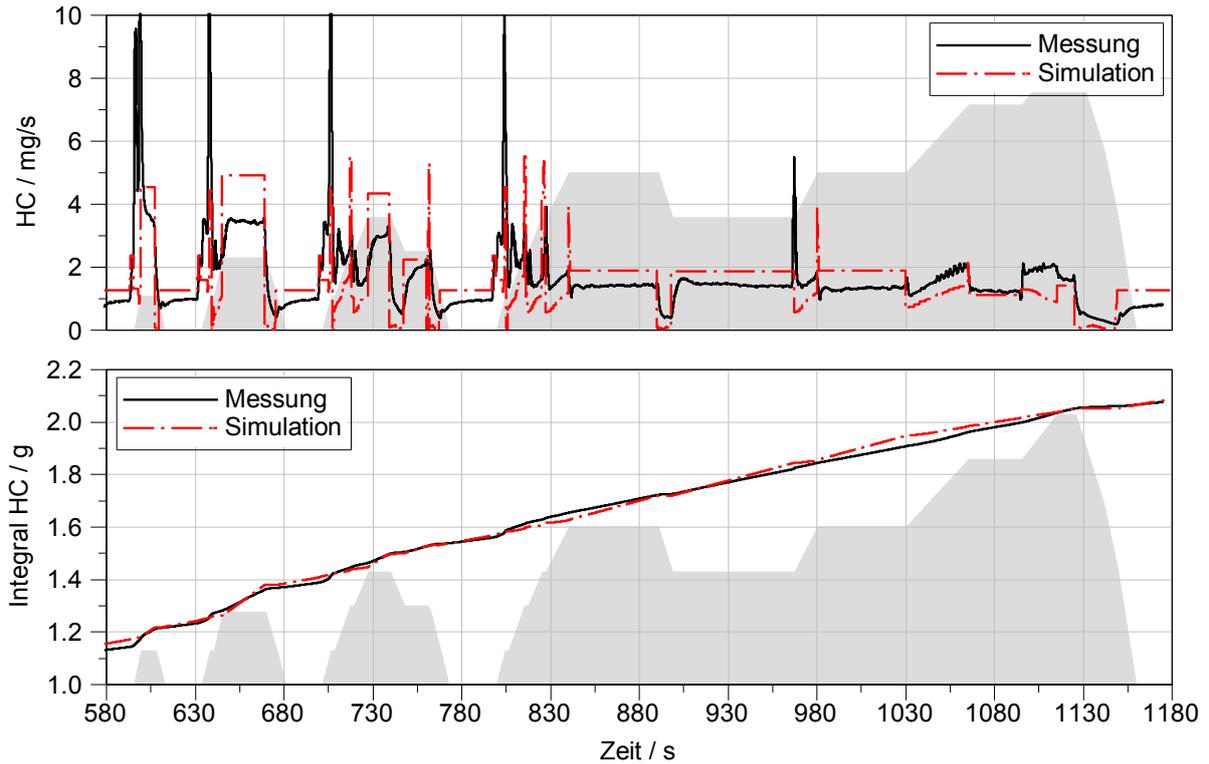


Abbildung 6.13: Vergleich der HC-Rohemissionen

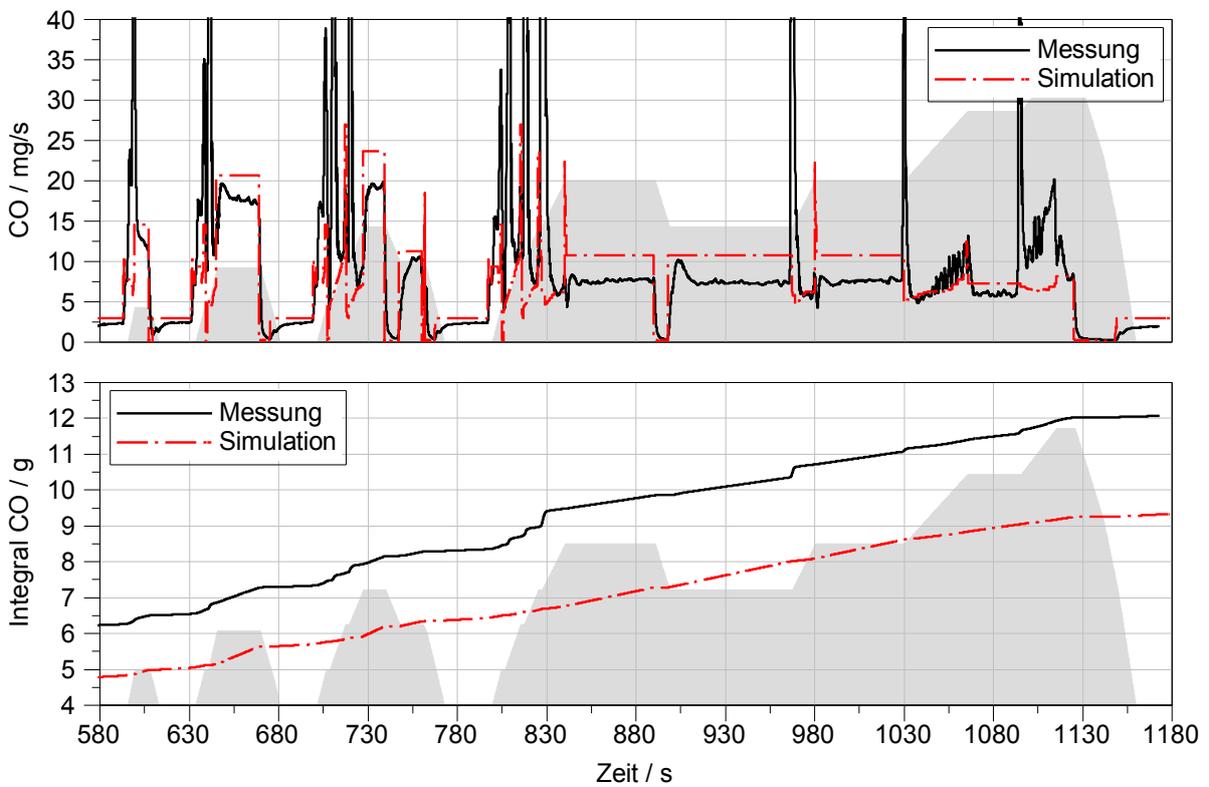


Abbildung 6.14: Vergleich der CO-Rohemissionen

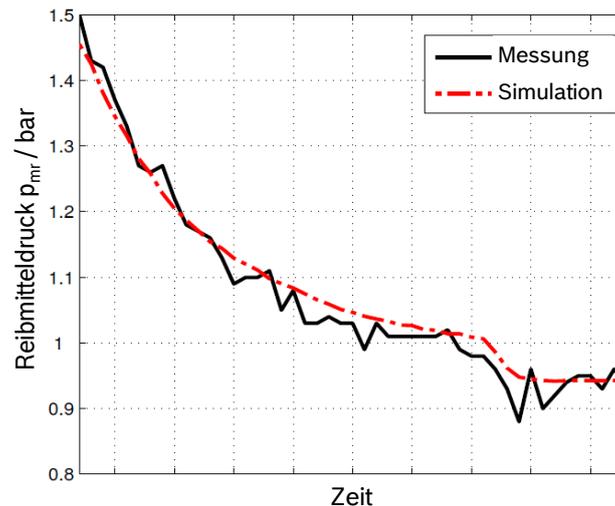
### 6.4.2 Validierung des Reibmodells am Motorprüfstand

**Abbildung 6.15** stellt den Vergleich zwischen gemessener und simulierter Reibleistung über Motordrehzahl und Last dar und verdeutlicht die Qualität des eingesetzten Reibmodells [32]. Das farblose Kennfeld entspricht den simulierten Werten, die gefärbte Fläche repräsentiert die Messung. Die beiden Kennfelder liegen mit zahlreichen Schnittpunkten eng beieinander und geben grundlegend den gleichen Verlauf der Reibleistung wieder. Prinzipbedingt weist das gemessene Kennfeld gegenüber dem simulierten aufgrund von Messungenauigkeiten leichte Unebenheiten auf.



**Abbildung 6.15: Vergleich von gemessenem und simuliertem Reibkennfeld [32]**

Ziel des Reibmodells ist neben der korrekten Wiedergabe der Reibung im betriebswarmen Zustand auch die korrekte Abbildung der Reibung im Warmlauf. Dies bietet die Möglichkeit, bei entsprechender Temperaturvorgabe, auch Simulationen von Fahrzyklen mit Aufheizvorgängen durchzuführen. Analog zum betriebswarmen Reibkennfeld findet im zweiten Schritt ein Abgleich der Modellparameter für den Warmlauf statt. Die Messung startet bei Umgebungstemperatur und läuft bis zum Ende der Warmlaufphase. Das Automatisierungssystem am Prüfstand stellt die Belastungsbremse regelmäßig nach, so dass trotz der veränderlichen Reibung ein konstanter, effektiver Lastpunkt gefahren wird. Die Parameter des Reibmodells sind in drei Betriebspunkten angepasst und in weiteren zwei Punkten validiert. **Abbildung 6.16** zeigt die Gegenüberstellung von gemessenen und simulierten Reibmitteldruckverlauf im Warmlauf bei  $n = 1250 \text{ 1/min}$  und  $p_{me} = 1 \text{ bar}$ . Die in der Messung ermittelten Temperaturen für Kühl- und Schmiermittel sind Eingangsgrößen der Simulation.



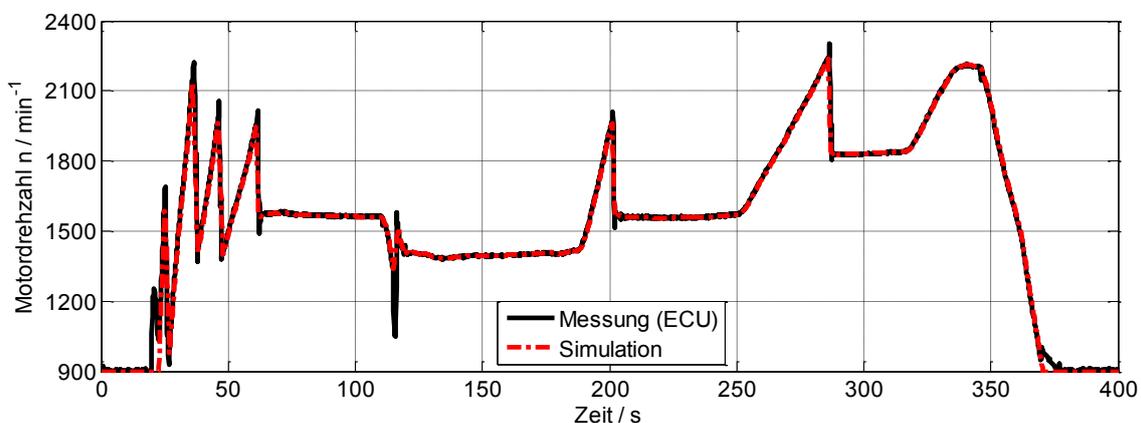
**Abbildung 6.16: Reibmitteldruck im Warmlauf ( $n = 1250 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me} = 1 \text{ bar}$ ) [32]**

Das Reibmodell ist in der Lage die Reibung des 3-Zylinder-Downsizing-Motors entsprechend der vorgegebenen Temperaturen für Kühlwasser und Motoröl im Bereich von  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  bis  $100 \text{ }^\circ\text{C}$  mit ausreichender Güte wiederzugeben. Die Vorgabe der Temperaturen ist zwingend erforderlich. Das temperaturabhängige Reibmodell kann das Aufheizverhalten des Motors nicht eigenständig abbilden. Die Parametrierung und Validierung der Modelle erfolgt hier am Motorprüfstand. Für eine Übertragbarkeit auf das Versuchsfahrzeug müsste die Änderung der thermischen Umgebung entsprechend modelliert und validiert werden. Erste Analysen haben gezeigt, dass für eine ausreichende Qualität ein thermisches Ersatzmodell mit mindestens vier Elementen und deren Wechselwirkungen notwendig ist [30]. Die Erarbeitung eines solchen Aufheizmodells ist mit erheblichem Aufwand verbunden und nicht im Umfang dieser Arbeit enthalten. Die Untersuchungen beschränken sich daher auf die Analyse von Motor- und Fahrzeugversuchen auf Basis der gemessenen Temperaturverläufe. Es werden keine Temperaturverläufe für mögliche Szenarien generiert.

### 6.4.3 Drehzahl- und Lastkollektiv im Fahrzeug

Die Voraussetzungen für eine korrekte Interpolation der motorischen Emissionen ist die Berechnung der richtigen Betriebspunkte des Verbrennungsmotors in der Simulation. Dazu sind zwei Schritte notwendig. Erstens ist das Wandlungsverhalten von Geschwindigkeit und Drehzahl korrekt zu simulieren. In den jeweiligen Gangstufen sind simulierte und gemessene Motordrehzahl in Deckung zu bringen. Zweitens ist das energetische Wandlungsverhalten des Triebstrangs korrekt darzustellen. Unter Voraussetzung der richtigen Drehzahl müssen die simulierte und die gemessene Last des Verbrennungsmotors übereinstimmen. Sind beide Faktoren erfüllt und stimmen die Betriebspunkte überein, zeigt sich, welche Aussagegüte mit der Emissionsbestimmung auf Basis von Interpolationen in stationär gemessenen Kennfeldern erreichbar ist.

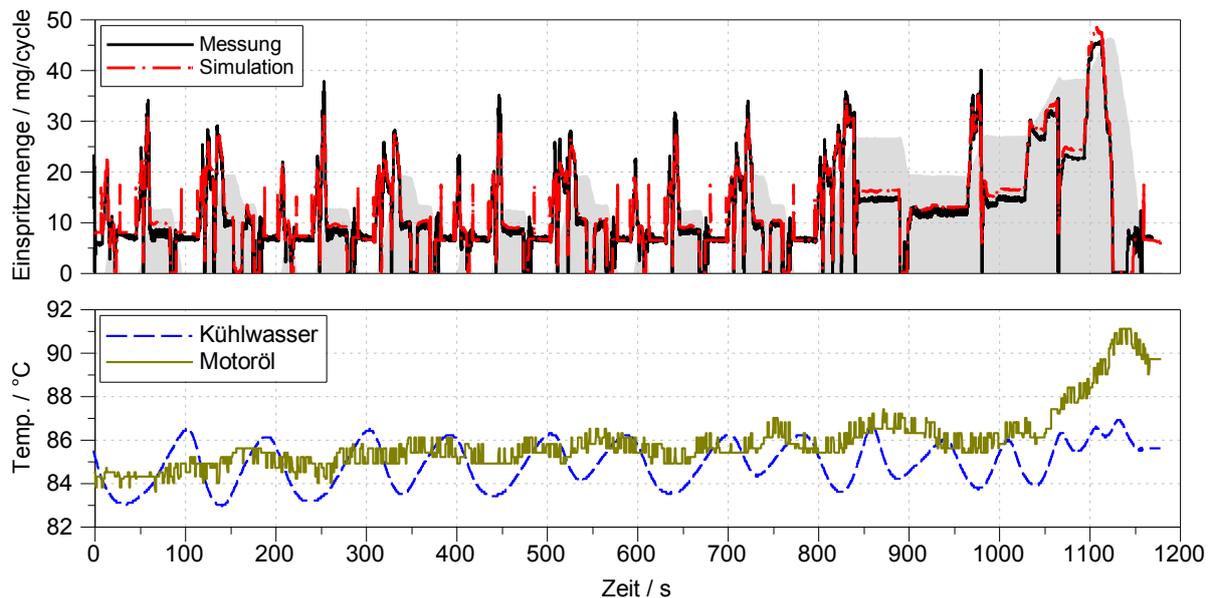
Im ersten Schritt erfolgt die Betrachtung des Drehzahlkollektivs. **Abbildung 6.17** zeigt dazu den Vergleich zweier Drehzahlverläufe für den EUDC. Der außerstädtische Anteil des NEFZ reicht hier aus, da darin alle Geschwindigkeiten und Gangwahlstufen vorkommen. Ein Fehler in der Gangstufenübersetzung, der Achsübersetzung oder im dynamischen Radumfang ist direkt erkennbar. Die gelbe Linie zeigt den simulierten Wert der Motordrehzahl. Die Simulation umfasst das gesamte Fahrzeug und hat die vom Rollenprüfstand erfasste Geschwindigkeit als Eingangssignal. Die grüne Linie zeigt das im Test aufgezeichnete Drehzahlsignal des Motorsteuergeräts. Da dieses beispielsweise für die Koordination der Einspritzung genutzt wird, bietet es eine ausreichend hohe Genauigkeit für den Abgleich [38]. Die Drehzahlen der Simulation liegen mit weniger als 1 % Abweichung zur Messung. Alle Versuche in dieser Arbeit beziehen sich nur auf dieses Fahrzeug mit gleichbleibendem Getriebe und Rollenbereifung, so dass kein weiter Abgleich bezüglich der Drehzahl notwendig ist.



**Abbildung 6.17: Drehzahlvergleich zwischen Messung und Simulation im EUDC**

Im zweiten Schritt ist die Betrachtung des Lastkollektivs notwendig, um eine Übereinstimmung bei der Leistungsberechnung sicherzustellen. Hierbei zeigt sich eine Schwierigkeit, die alle Bewertungen von Fahrzeugversuchen in dieser Arbeit erschwert. Das Drehmoment des Motors im Fahrzeug ist nicht direkt messbar wie am Motorprüfstand. Die beiden 3-Zylinder-Downsizing-Motoren am Motorprüfstand und im Versuchsfahrzeug sind bis auf wenige Ausnahmen identisch. Eine dieser Ausnahmen sind Indizierbohrungen im Zylinderkopf, die nur am Motorprüfstand eingebracht wurden um dort den Einbau von Zylinderdrucksensoren ermöglichen. Die verwendeten Glühkerzen erlaubten zudem keine Anwendung spezieller Indizier-Glühkerzen. Demnach ist die bevorzugte Messgröße der Last, der indizierte Mitteldruck, ebenfalls nicht für den Vergleich verfügbar. Als Alternative dient an dieser Stelle das Einspritzmengensignal des Steuergeräts. Basierend auf diesem Wert erfolgt die Ansteuerung der Common Rail Injektoren und die Zumessung des Kraftstoffs. Die in den Versuchsmotoren eingesetzten Injektoren sind speziell angefertigte Musterteile, die vor dem Einbau eine Vermessung auf der Einspritzprüfbank absolvierten. Dadurch weist das Einspritzmengensignal im Steuergerät eine vergleichsweise hohe Güte für auf und dient als Ersatzwert für die Lastbewertung. Ein Ver-

gleich zwischen der Einspritzmasse und dem indizierten Mitteldruck findet bereits in Kapitel 6.4.1 statt. Im zweiten Schritt kann eine nachfolgende Bewertung über den Vergleich der CO<sub>2</sub>-Emissionen erfolgen.

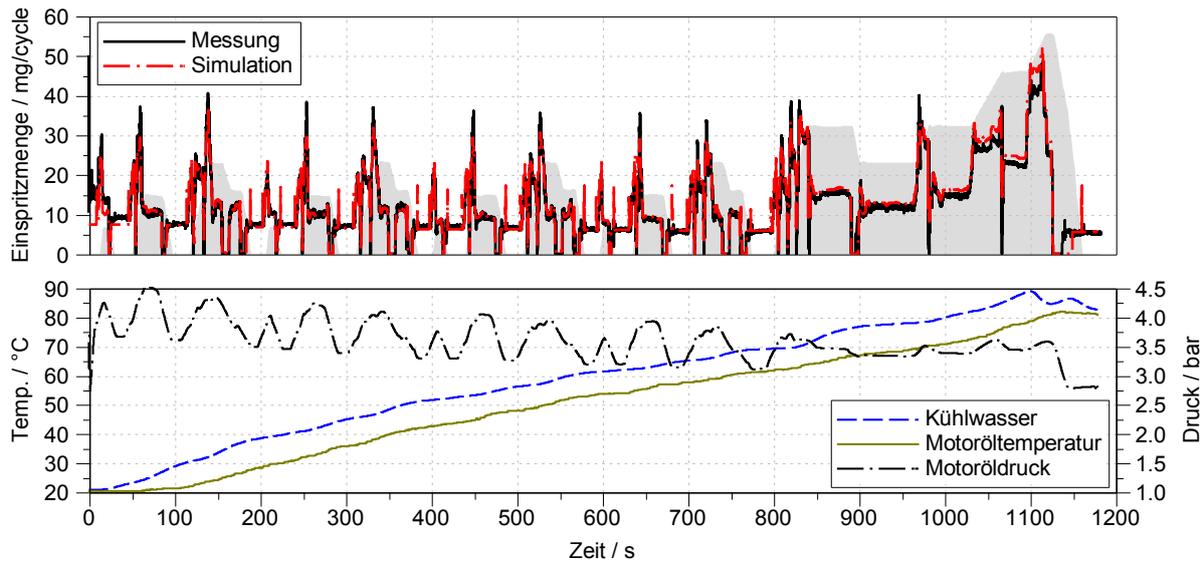


**Abbildung 6.18: Lastvergleich zwischen Messung und Simulation für NEFZ warm**

Der Lastvergleich zwischen Messung und Simulation für einen NEFZ warm (Start bei Betriebstemperatur) ist in **Abbildung 6.18** dargestellt. Das untere Diagramm zeigt die gemessenen Temperaturen von Kühlwasser und Motoröl. Diese Werte fließen als Eingangsparameter in das Reibungsmodell der durchgeführten Simulation. Das obere Diagramm zeigt die im Test eingestellte (schwarze durchgezogene Linie) und simulierte (rote Strichpunktlinie) Einspritzmenge. Die Simulation bildet die auftretenden Lastwechsel sehr gut ab. Dies führt zu einer guten Übereinstimmung mit dem gemessenen Signal. Geringe Abweichungen gibt es lediglich in der Höhe einiger Lastspitzen sowie in den Konstantfahrten des außerstädtischen Fahrprofils. Unter den vorhandenen Einschränkungen ist dieses Ergebnis akzeptabel. Eine zusätzliche Kontrolle bietet der nachfolgende Vergleich über CO<sub>2</sub>.

Ein weiterer Vergleich für einen NEFZ unter normalen Kalttest-Bedingungen soll die Wirksamkeit des temperaturabhängigen Reibmodells verdeutlichen. Vor diesem Test ist das Fahrzeug auf die Umgebungstemperatur konditioniert. Die Temperaturen von Kühl- und Schmiermittel starten bei ca. 20 °C. **Abbildung 6.19** zeigt die Diagramme für diese Gegenüberstellung. Im unteren Diagramm sind die gemessenen Verläufe für Kühlwasser- und Öltemperatur sowie Öldruck dargestellt. Der Warmlauf des Motors ist sehr gut erkennbar. Diese Verläufe dienen wieder als zusätzliche Eingangsgrößen für das Reibmodell. Zusammen mit dem vorgegebenen Geschwindigkeitsverlauf ergibt sich der entsprechend simulierte Verlauf der Einspritzmenge (rote Strichpunktlinie). Im Vergleich mit dem vom Steuergerät gemessenen Einspritzmengenverlauf (schwarze durchgezogene Linie) zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung. Die

Abnahme des Lastniveaus über dem Warmlauf ist erkennbar. Sichtbare Abweichungen der beiden Signale treten wiederholt im außerstättischen Bereich auf. Weiterhin weist die Messung eine deutliche erhöhte Einspritzmenge in den ersten 40 s auf. Der Motor nutzt in den ersten Sekunden nach dem Kaltstart unterschiedliche Parametersätze, die nicht berücksichtigt sind. Abweichungen in der Einspritzmenge treten nur sehr kurz und bei Leerlaufdrehzahl auf. Der Beitrag zur Gesamtabweichung im integralen Testergebnis ist gering.



**Abbildung 6.19: Lastvergleich zwischen Messung und Simulation für NEFZ kalt**

Ein weiterer Aspekt, der sich störend auf die Leistungsübertragung auswirken kann, ist der Längsschlupf. In Abhängigkeit der Bereifungs- und Fahrbahneigenschaften sowie in Abhängigkeit der Zugkraft am jeweiligen Rad ergibt sich bei gleicher Fahrzeuggeschwindigkeit eine leicht andere Radgeschwindigkeit als bei tangentialkraftfreiem Rad. Auf dem Rollenprüfstand kann auf Basis der gemessenen Geschwindigkeit und der von den ABS-Sensoren erfassten Raddrehzahlen eine Abschätzung der Schlupfverhältnisse erfolgen. Da die Signale nicht in derart hoher Güte verfügbar sind, wie das Motordrehzahlensignal, sind Störeffekte, z.B. durch Signalrauschen, stark sichtbar und erfordern eine entsprechende Filterung. Die Auswertung weist aus, dass die Differenzgeschwindigkeit im Schlupf bei Konstantfahrten (geringe Zugkraft) weniger als 0,5 km/h beträgt und in Beschleunigungen und Verzögerungen (hohe Zugkraft) einen Wert von 1 km/h nicht überschreitet. Der entstehende Fehler in der Drehzahl ist daher gering. Bei Berechnung der Schlupfleistung aus Schlupfgeschwindigkeit und Zugkraft stellt sich ein Verlauf wie in **Abbildung 6.20** ein. So liegt der Verlust in den Anteilen des EUDC mit konstanter Geschwindigkeit im Mittelwert unterhalb 100 W. Die Beschleunigungen und Verzögerungen zeigen im Mittelwert bis zu 600 W an. In Anbetracht der wesentlich höheren Traktionsleistungen ist dieser Einfluss vernachlässigbar und wird im weiteren Verlauf dieser Arbeit nicht betrachtet. Der größte Fehlereinfluss tritt bei der Berechnung der rekuperierbaren Energie ohne

Abkopplung des Verbrennungsmotors auf. Die berechnete Energie kann durch die Vernachlässigung des Schlupfs im ungünstigsten Fall um 2,6 % zu groß ausfallen.

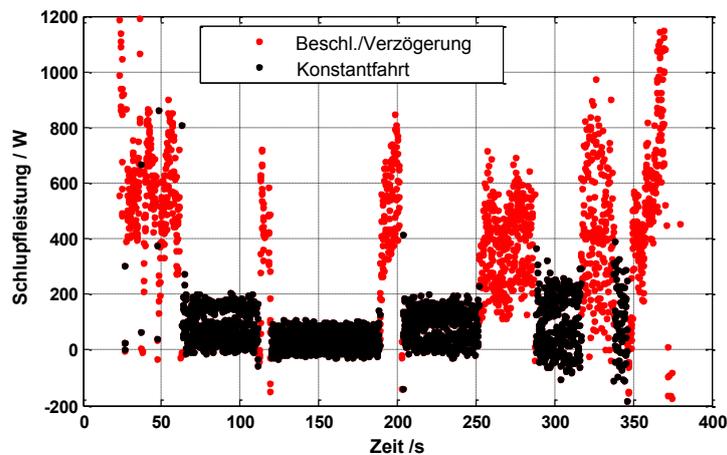


Abbildung 6.20: Abgeschätzte Schlupfleistung einer Messung im EUDC

#### 6.4.4 Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen im Fahrzeug

Der vorhergehende Abschnitt zeigt den Vergleich der Drehzahl- und Lastkollektive für das hier verwendete Fahrzeug im NEFZ. Die Messungen erfolgten sowohl bei gewöhnlichen kalten als auch bei betriebswarmen Bedingungen. Der erste Lastvergleich über die Einspritzmengen zeigte für Warm- und Kalttest eine leichte Abweichung der Werte im außerstädtischen Fahrprofil. Da hier tendenziell zeitlich längere Fahrzustände vorherrschen, äußert sich eine tatsächliche Abweichung in der Last entsprechend auch im Kraftstoffverbrauch bzw. im CO<sub>2</sub>-Ausstoß.

Die Gegenüberstellung des CO<sub>2</sub>-Massenstroms und der integralen CO<sub>2</sub>-Masse stellt **Abbildung 6.21** für den Warmtest dar. Die Messwerte der Abgasanalyse vom Rollenprüfstand sind in schwarzen durchgezogenen Linien dargestellt. Die Ergebnisse der Simulation entsprechen den roten Strichpunktlinien. Das obere Diagramm gibt Auskunft über die kumulierte CO<sub>2</sub>-Masse und verdeutlicht die gute Übereinstimmung. Sowohl Messung als auch Simulation weisen für diese Konfiguration einen identischen Kraftstoffverbrauch von 5,74 l/100 km aus. Während die Messung CO<sub>2</sub>-Emissionen von 150,8 g/km ergibt, ist der simulierte Wert mit 152,1 g/km ca. 0,8 % höher. Dieser Unterschied bei identischem Kraftstoffverbrauch liegt an geringen Unterschieden im verwendeten Dieselkraftstoff am Rollen- und Motorprüfstand (das Kennfeld der Simulation basiert auf Messdaten des Motorprüfstands). Weiterhin errechnet die Simulation den CO<sub>2</sub>-Ausstoß auf Basis des Kraftstoffmassenstroms unter Annahme vollkommener Verbrennung. Die Kurven des integralen Massenverlaufs weisen über die gesamte Dauer eine gleichmäßige Überdeckung auf. Demnach ist auch in den jeweiligen zeitlichen Abschnitten eine gute Übereinstimmung zu erwarten. Das untere Diagramm zeigt die Massenströme des Kohlenstoffdioxids. Die Laufzeit des Abgases vom Fahrzeug zur Abgasmesstechnik und die in dieser Zeit auftretende Durchmischungen verursachen einen verzögerten und geglätteten

Messwert. Dies erschwert einen dynamischen, sekundenbasierten Direktvergleich der  $\text{CO}_2$ -Massenströme insbesondere in den städtischen Fahrprofilen. Die zweite Phase des Tests bietet längere Lastpunkte mit hohem  $\text{CO}_2$ -Massenstrom. Insbesondere hier zeigt sich eine gute Übereinstimmung.

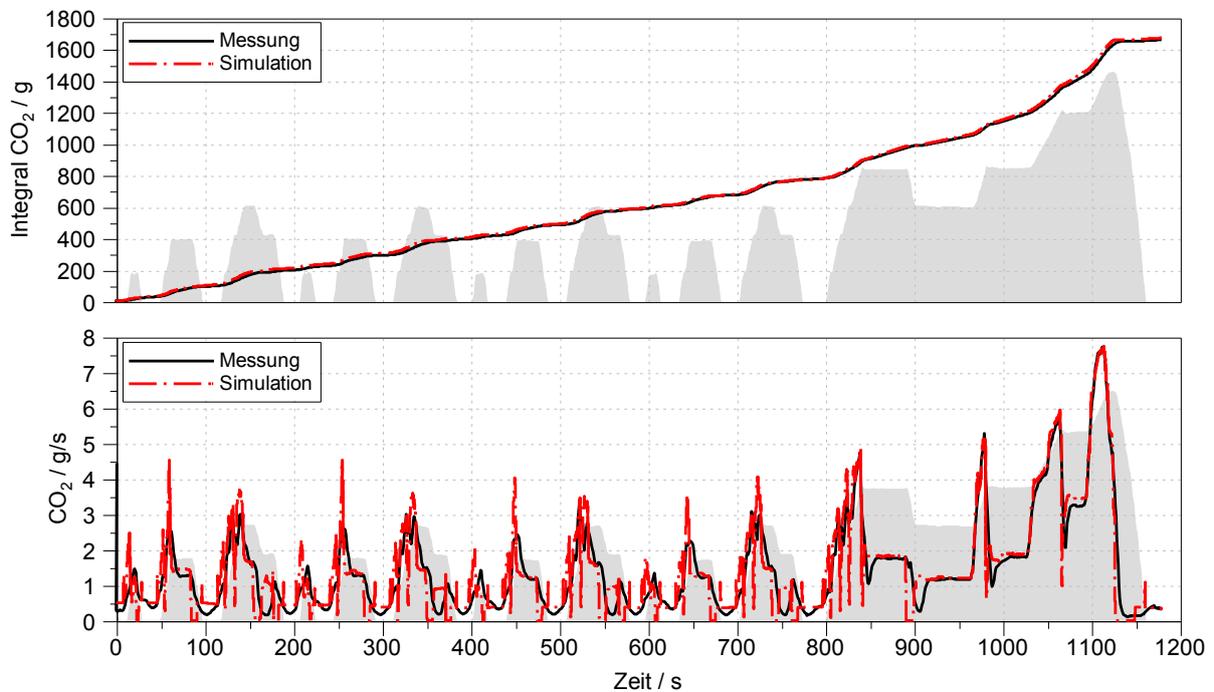


Abbildung 6.21:  $\text{CO}_2$ -Vergleich zwischen Simulation und Messung für NEFZ warm

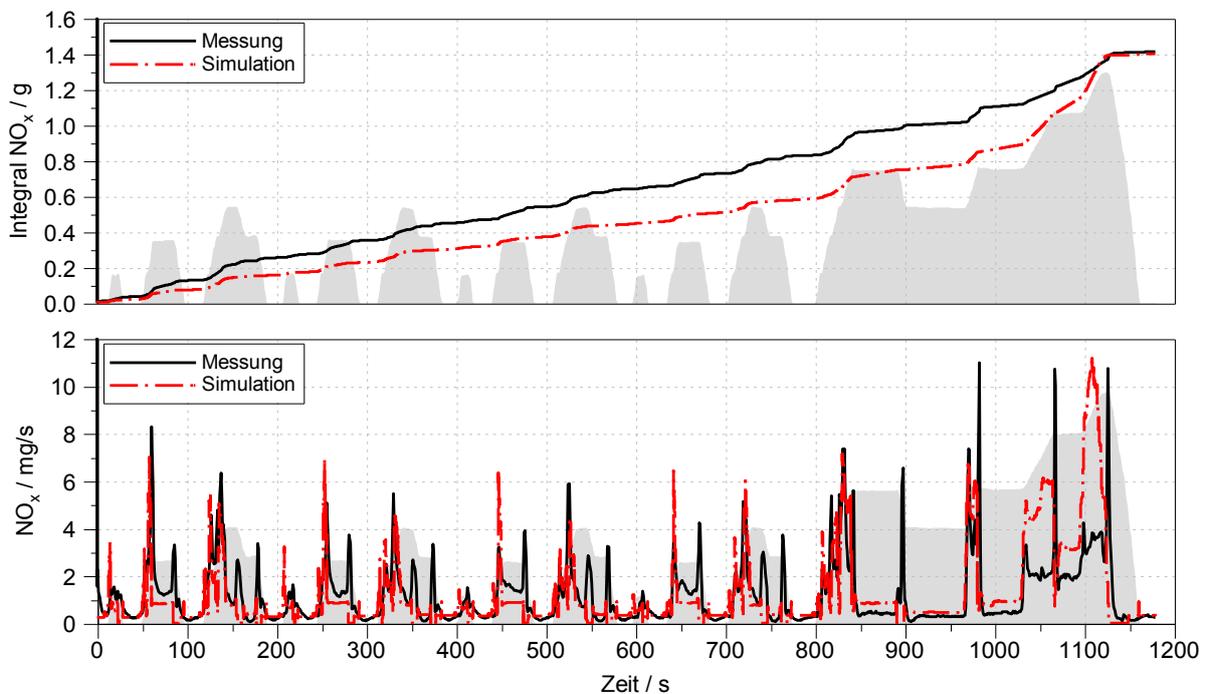
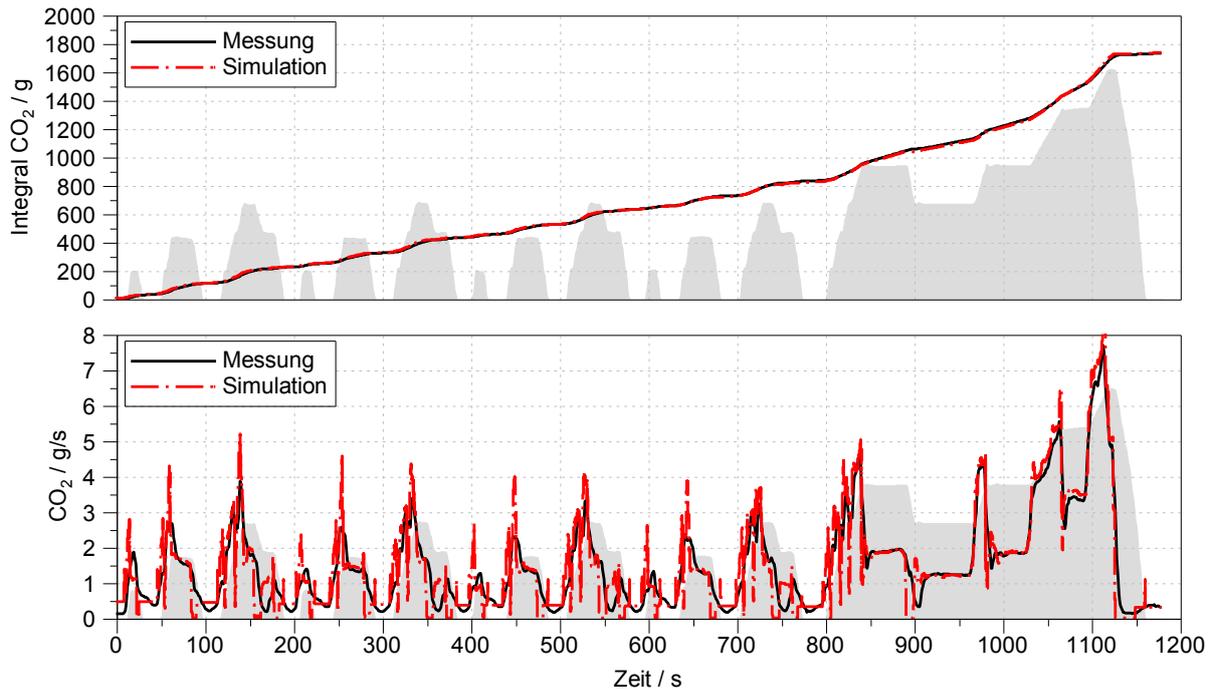


Abbildung 6.22:  $\text{NO}_x$ -Vergleich zwischen Simulation und Messung für NEFZ warm

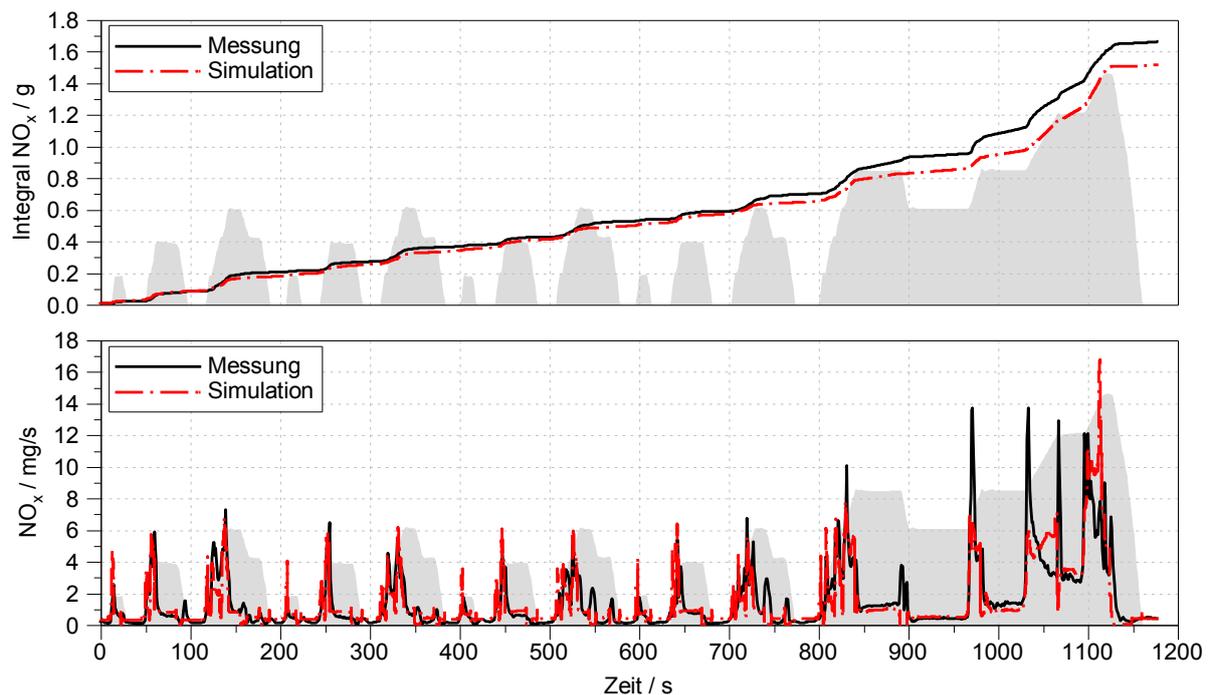
Für den gleichen Test stellt **Abbildung 6.22** die Unterschiede im Ausstoß von Stickoxiden dar. Die Zuordnung der Linien ist konform zur vorherigen Abbildung. Die Messung ergibt  $\text{NO}_x$ -Emissionen von 128,5 mg/km, die Simulation liegt mit 127,4 mg/km weniger als 1 % darunter. Der integrale Endwert der  $\text{NO}_x$ -Masse ist zwar für beide Verläufe sehr ähnlich, dennoch liegt eine schlechte Übereinstimmung vor. Die simulierten  $\text{NO}_x$ -Massenströme sind tendenziell im städtischen Profil niedriger und im außerstädtischen Profil höher als die gemessenen Werte. Im Gegensatz zum Kraftstoffverbrauch zeigen die Emissionen eine erheblich höhere Sensitivität gegenüber der Dynamik im Luftsystem. So führen Änderungen in Drehzahl und Last dazu, dass die Soll- und Ist-Kenngrößen, wie z.B. AGR-Rate oder Ladedruck, für kurze Zeitabschnitte nicht übereinstimmen und so Spitzen bei den Stickoxidemissionen erzeugen, die nicht mittels eines Interpolations-Kennfeldes auf Basis von stationären Messdaten berücksichtigt werden können. Das vorliegende Simulationsmodell geniert Ergebnisse für  $\text{NO}_x$ -Emissionen, die im Absolutwert nicht belastbar sind. Wie bereits bei HC- und CO-Emissionen zeigen sich auch hier deutliche Abweichungen (Emissionsspitzen) bei schnellen Drehzahl- und Laständerungen. Das Interpolationsverfahren kann diese Änderung der Randbedingungen nicht ausreichend abbilden.

Die Betrachtung der Verhältnisse im Kalttest führt zu dem Ergebnis in **Abbildung 6.23**. Wiederholt zeigt sich für die kumulierte  $\text{CO}_2$ -Masse im oberen Diagramm eine sehr gute Übereinstimmung. Der simulierte  $\text{CO}_2$ -Ausstoß von 155,9 g/km steht einem Messwert von 156,2 g/km gegenüber. Im Kraftstoffverbrauch ergibt sich eine Differenz von 5,88 (Simulation) zu 6,00 l/100 km. Dies entspricht einer Abweichung von 2 % in der Simulation. Das untere Diagramm bestätigt die gute Übereinstimmung auch im Massenstromverlauf. Die Messtechnik zeigt hier eine zu träge Dynamik für eine eindeutigere Aussage im städtischen Bereich des Tests. Der  $\text{CO}_2$ -Massenstrom in den Konstantfahrten des außerstädtischen Profils ist, wie im Warmtest, in Simulation und Messung auf sehr ähnlichem Niveau.

Bei dem Ergebnis im Kalttest ist zu beachten, dass der Unterschied im Simulationsergebnis gegenüber dem Warmtest vorwiegend durch die geänderten Eingangsparameter des thermischen Reibmodells verursacht wird. Ein Ziel des Reibmodells, diesen Einfluss der Motortemperatur auf den Kraftstoffverbrauch bzw. die Energiebilanz rechnerisch korrekt bewerten zu können, ist somit erfolgreich erfüllt. Hinsichtlich der Stickoxidemission im Kalttest sind die Möglichkeiten des vorhandenen Simulationsmodells begrenzt. Im Gegensatz zum Kraftstoffverbrauch (Haupteinfluss Motorreibung) gibt es für die  $\text{NO}_x$ -Emissionen keine spezielle Anpassung des Modells an die kalten Bedingungen des Motors bzw. die Aufheizphase. Daher erfolgt die Erzeugung der Werte wie bisher, auf Basis der Interpolation in stationär gemessenen Kennfeldern über die aktuell vorliegende Drehzahl und den indizierten Mitteldruck. Lediglich der bedingt durch die Reibung erhöhte indizierte Mitteldruck führt zu einer Veränderung der Emissionsergebnisse.



**Abbildung 6.23: CO<sub>2</sub>-Vergleich zwischen Messung und Simulation für NEFZ kalt**



**Abbildung 6.24: NO<sub>x</sub>-Vergleich zwischen Messung und Simulation für NEFZ kalt**

**Abbildung 6.24** stellt den Vergleich der Simulations- und Messergebnisse für die Stickoxidemissionen im NEFZ Kalttest dar. Das obere Diagramm zeigt die kumulierten Massenverläufe der Messung (schwarz) und der Simulation (rot unterbrochen). Das Testergebnis auf dem Rollenprüfstand weist einen Wert von 149,6 mg/km aus. Die Simulation liegt mit 136,4 mg/km ca. 8,8 % darunter. Trotz der deutlich größeren Abweichung im Endwert zeigt sich bei näherer Betrachtung der Verläufe tendenziell

eine bessere Übereinstimmung als im Warmtest. Insbesondere in den ersten 700 Sekunden, d.h. im städtischen Fahrprofil, sind die Verläufe lange Zeit auf einem ähnlichen Niveau. Dieses Bild bestätigt sich bei den  $\text{NO}_x$ -Massenströmen im unteren Diagramm. Die deutlichsten Abweichungen treten in der zweiten Hälfte des Tests auf, wo quasi betriebswarme Zustände vorliegen. Schnelle Laständerungen bei höheren Geschwindigkeiten verursachen markante  $\text{NO}_x$ -Spitzen und somit Abweichungen, die das Interpolationsverfahren nicht abdeckt.

## 6.5 Fazit

Der vorliegende Abschnitt informiert im ersten Teil über die Vorgehensweise in dieser Arbeit und die eingesetzten Werkzeuge. Die erstellte Fahrzyklensimulation bildet ein Kernelement. Eine kombinierte Vorwärts-/Rückwärtsberechnung bietet eine hohe Güte der Ergebnisse in Relation zum Aufwand. Die Simulation eignet sich für konventionelle Antriebsstränge und beinhaltet eine Erweiterung für milde Hybridisierung. Die energetisch konsistente und nachvollziehbare Bilanzierung in der gesamten Analyseketten prägt das Vorgehen.

Die Beschreibung, Parametrierung und Implementierung eines Reibungsmodells ermöglicht die korrekte Bestimmung der Reibung unabhängig von den Randbedingungen bei der stationären Kennfeldvermessung. Die physikalische Modellierung erfolgt nach etablierten Methoden. So können z.B. die Einflüsse von Schmiermitteldruck und Temperatur auf die Reibung berücksichtigt werden, um die Analyse von Kalttests am Rollenprüfstand mit Simulationen zu unterstützen.

Eine Kombination aus fahrzeugseitiger und innermotorischer Verlustteilung nutzt die Basis des Simulationsmodells und erweitert somit die Analyse- und Bewertungsmöglichkeiten von Optimierungsmaßnahmen. Die Verwendung der allgemein gültigen Verlustteilung für innermotorische Vorgänge wird auch Anforderungen unterschiedlicher Antriebs- und Brennverfahrenskonzepte gerecht.

Der zweite Teil dieses Abschnitts befasst sich mit der Validierung des erläuterten Vorgehens. Die Gütebewertung erfolgt für die entsprechenden Teilelemente:

- **Interpolationsverfahren aus stationären Kennfeldern auf dynamische Verläufe:** Am Motorprüfstand erfolgt die Messung dynamischer Drehzahl- und Lastprofile. Die begleitenden Simulationen mit Kennfeldinterpolation zeigen eine sehr gute Übereinstimmung hinsichtlich Kraftstoffverbrauchs. Bei den  $\text{NO}_x$ -Emissionen reicht die mangelnde Berücksichtigung der Füllungsdynamik nur für tendenzielle Aussagen. Auf die simulative Bewertung der übrigen limitierten Schadstoffe wird wegen der Abgasnachbehandlung verzichtet und auf Rollenversuche zurückgegriffen.
- **Reibmodell:** Das eingesetzte Reibmodell zeigt hinsichtlich der Gesamtreibung eine sehr gute Übereinstimmung im stationären Kennfeld sowie in dynamischen

Warmlaufversuchen. Mit bekannter Größe von Wasser- und Öltemperatur sowie Öldruck ist die Bestimmung der Reibung begleitend zum Versuch möglich.

- **Wiedergabe von Drehzahl, Last und Emissionen des Fahrzeugs:** Eine Vorgehensweise ähnlich zur Lastanpassung im Rollenversuch erzielt eine sehr gute Übereinstimmung hinsichtlich Drehzahl- und Lastprofil des Motors im Fahrzeug. Die CO<sub>2</sub>-Emissionen von Simulation und Versuch decken sich sowohl für Warm- als auch für Kalttests sehr gut. Hinsichtlich NO<sub>x</sub>-Emissionen sind Einschränkungen im betriebswarmen Zustand bzw. bei hohen Lastgradienten vorhanden. Tendenzielle Aussagen lassen sich dennoch ableiten, so dass auch Zielkonflikte zwischen CO<sub>2</sub> und NO<sub>x</sub> für Optimierungsmaßnahmen aufgezeigt werden können. Die resultierenden absoluten Werte der Simulation für Stickoxidemissionen sind bei Bedarf durch Versuche am Motorprüfstand oder im Fahrzeug auf dem Rollenprüfstand zu belegen.

## 7 Ergebnisse

Dieses Kapitel greift die in Abschnitt 5 erläuterten und definierten Maßnahmen auf und stellt die Ergebnisse vor, die mit Hilfe der Versuchsträger aus Kapitel 3 und der Simulationswerkzeuge aus Kapitel 6 entstanden sind. Die Simulationsergebnisse betrachten überwiegend den betriebswarmen Zustand des Fahrzeugs (Warmtests). Für die Simulation von Kalttests mit korrekter Auswirkung des Aufheizverhaltens ist die Vorgabe des Temperaturverlaufs im Reibmodell notwendig. Dies erfolgt daher nur bei Bedarf begleitend zu Fahrzeugmessungen. Die Ergebnisse der Verbesserungsmaßnahmen in Abschnitt 7.1 und 7.2 beziehen sich bereits auf das 3-Zylinder-Downsizing-Konzept, da hier Umfang und Qualität der Datenbasis am größten ist. In den weiteren Abschnitten erfolgt die Bewertung auch im Vergleich zum 4-Zylinder-Referenzmotor des betrachteten Fahrzeugs, um die Unterschiede durch Downsizing entsprechend aufzeigen zu können. Da es speziell bei Kraftstoffverbrauch und Stickoxid-Emissionen starke Wechselwirkungen gibt, erfolgt die Darstellung der Maßnahmen zu Verbrauchseinsparung immer über  $\text{CO}_2$  und  $\text{NO}_x$ .

### 7.1 Fahrwiderstände

Die im Fahrzeug auftretenden Fahrwiderstände und deren Einflussfaktoren im sind Kapitel 5.1 erläutert. Daraus gehen drei mögliche Einflussgrößen hervor, um die Fahrwiderstände des Fahrzeugs zu verringern und so den Antriebsenergiebedarf zu senken. Dies sind die Fahrzeugmasse  $m$ , der Luftwiderstandindex  $c_w \cdot A$  und der Rollreibungkoeffizient  $f_R$ . Dieser Abschnitt zeigt mögliche Variationen dieser Parameter und deren Auswirkung auf das Ergebnis der Fahrzyklensimulationen auf.

#### FAHRZEUGMASSE

Eine Reduzierung der Fahrzeugmasse ist eine wirkungsvolle Maßnahme zur Senkung der Fahrwiderstände, da sowohl die Rollreibung als auch die Beschleunigungskraft proportional zur Masse sind, siehe Gleichungen (5.1) und (5.3). **Abbildung 7.1** stellt die Ergebnisse einer Variation der Fahrzeugmasse dar. Pro 100 kg Fahrzeugmasse ändert sich der Energiebedarf im Rollwiderstand um 36 Wh. In Beschleunigungsphasen ist hohe Motorlast erforderlich. Diese erzeugt einen Großteil der Stickoxidemissionen. Mit steigender Fahrzeugmasse ist der Zeitanteil hoher Lasten häufiger, was eine progressive Zunahme der  $\text{NO}_x$ -Emissionen verursacht. Zudem erhöht sich mit dem Lastkollektiv der Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors (indirektes Downsizing). Diese Effekte stellen sich nur ein, wenn – wie in diesem Fall – der Motor samt Kenngrößen und Applikation nicht verändert wird. Um eine gleichbleibende Fahrleistung zu gewährleisten, muss die Motorleistung mit der Masse steigen, was größeren Hubraum oder anderweitige Anpassungen erfordert.

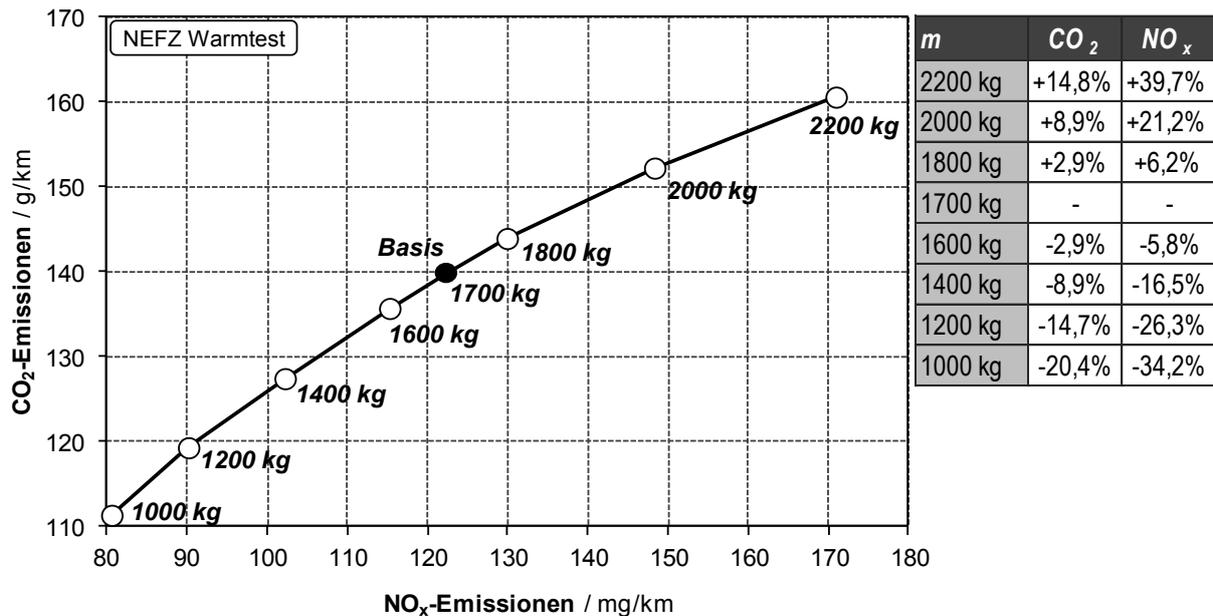


Abbildung 7.1: Variation der Fahrzeugmasse

### LUFTWIDERSTAND

Bei dem hier betrachteten Fahrzeugsegment ist im NEFZ ein vergleichbarer Energiebedarf für den Luftwiderstand wie für die Rollreibung nötig. Die quadratische Abhängigkeit des Luftwiderstandes von der Fahrzeuggeschwindigkeit führt dazu, dass der Luftwiderstand im schnelleren außerstädtischen Fahrzyklus (EUDC) einen größeren Hebel bietet. Wie aus Gleichung (5.2) ersichtlich ist, kann der Luftwiderstand praktisch nur durch das Produkt aus Luftwiderstandsbeiwert  $c_w$  und Stirnfläche  $A$  beeinflusst werden. **Abbildung 7.2** zeigt das Resultat einer Variation des Luftwiderstandsindex.

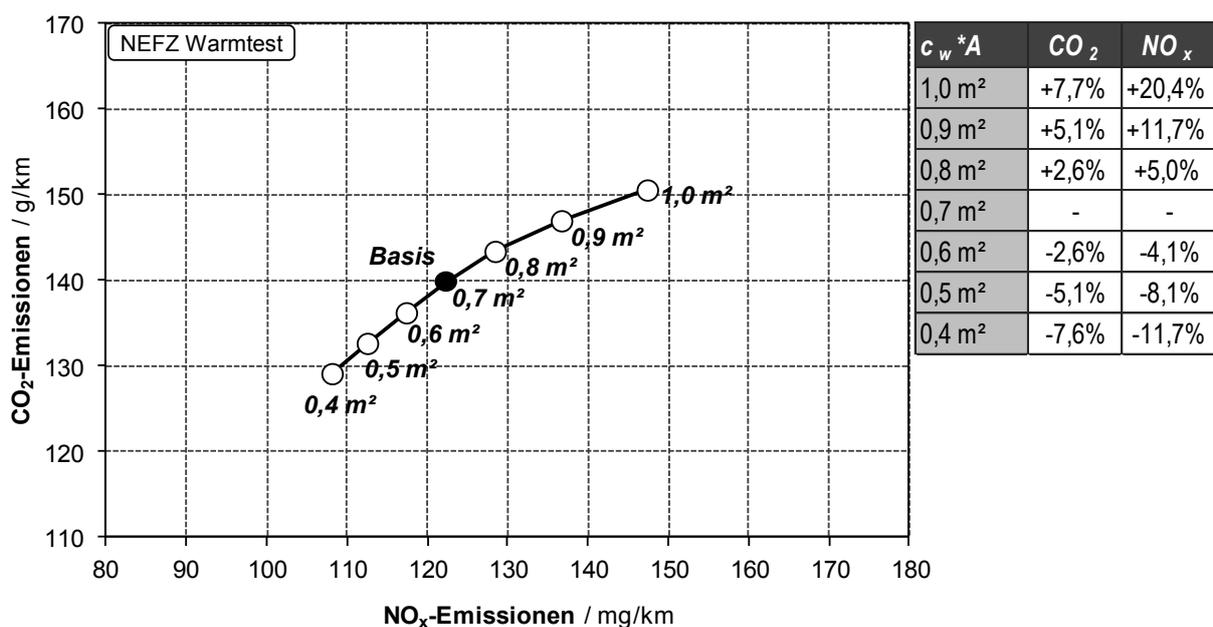
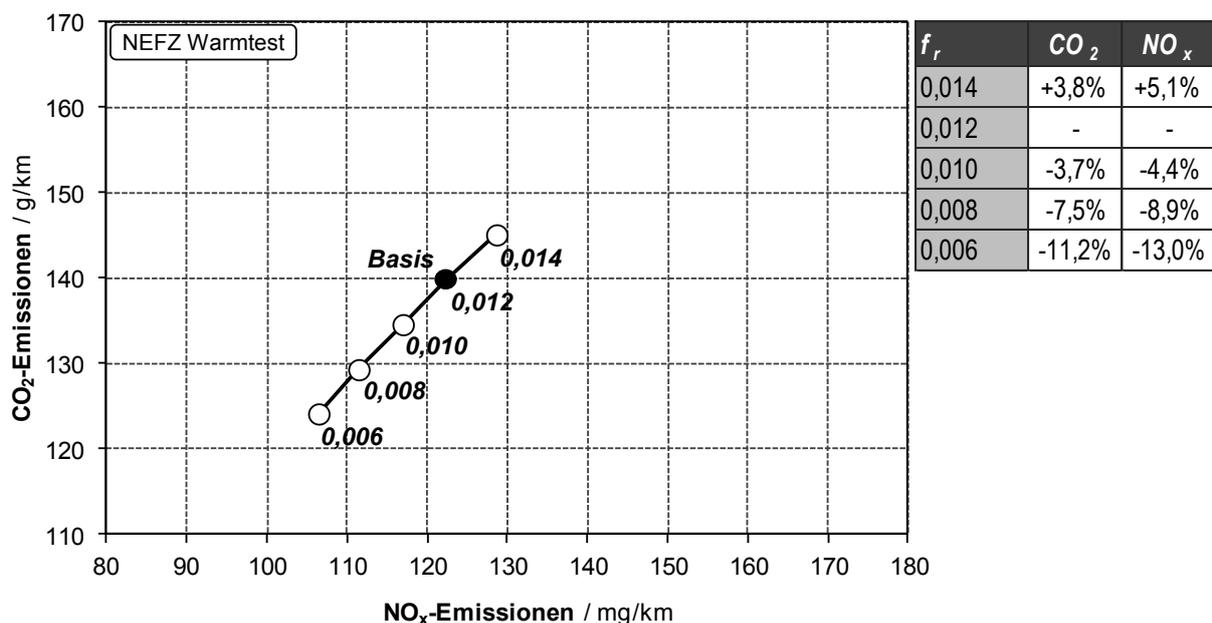


Abbildung 7.2: Variation des Luftwiderstandsindex

Die Differenz von  $0,1 \text{ m}^2$  beeinflusst den Energiebedarf für Luftwiderstand um 67 Wh. Auch hier ist wieder eine leicht größere Sensitivität der  $\text{NO}_x$ - gegenüber den  $\text{CO}_2$ -Emissionen erkennbar. Insgesamt ist der Hebel deutlich kleiner als bei der Fahrzeugmasse. Weiterhin ist zu beachten, dass Stirnfläche und  $c_w$ -Wert sich nicht beliebig reduzieren lassen bzw. in Konkurrenz zu anderen Zielgrößen stehen. In der Kompaktklasse erscheint bei konsequenter Umsetzung nahezu eine Halbierung des Luftwiderstands möglich [21].

## ROLLREIBUNG

Abgesehen von der Fahrzeugmasse kann der Energiebedarf für Rollreibung nur durch Veränderung des Rollreibungsbeiwertes  $f_r$  beeinflusst werden (siehe Gleichung (5.2)). Auch hier gibt es wieder technische Grenzen und Zielkonflikte, die eine beliebige Verringerung verhindern. Der Referenzwert liegt bei  $f_r = 0,012$ . Eine  $f_r$ -Differenz von  $0,002$  verringert den Energiebedarf für Rollreibung um 102 Wh. Rollwiderstandsarme Reifen kommen auf Werte zwischen  $0,0085$  und  $0,009$ . Derzeit technisch machbar ist ein Minimalwert von  $f_r = 0,0065$ . Die Auswirkungen einer Rollwiderstandsverringering zeigt **Abbildung 7.3**.



**Abbildung 7.3: Variation des Rollwiderstandbeiwertes**

## FAHRZEUGVERSUCH

Ein Fahrzeugversuch auf dem Rollenprüfstand soll mit angepassten Fahrwiderständen unter Beibehaltung aller übrigen Parameter, die zuvor gezeigten Simulationsergebnisse bestätigen. Die gegenüber der Simulation begrenzten Ressourcen beim Versuch ermöglichen leider nur eine Variationsmessung. Luft- und Rollwiderstand werden daher gemeinsam in einem Variationsschritt geändert. **Tabelle 7.1** zeigt die modifizierten Parameter für den Fahrzeugversuch. Diese entsprechen einem Modell

des gleichen Herstellers, welches ein Segment niedriger und eine Fahrzeuggeneration neuer ist als das Referenzfahrzeug (siehe Kapitel 2.6). Basierend auf diesen Daten wird die Lastanpassung für den Versuch durchgeführt. Die Schwungmassenklasse sowie die Bereifungsgröße bleiben gegenüber dem Referenzfahrzeug unverändert.

Straßenparameter $F = A + B \cdot v + C \cdot v^2$	A = 132,9 N B = 0,410 N/(km/h) C = 0,0288 N/(km/h) <sup>2</sup>
Schwungmassenklasse	1700 kg
Dyn. Rollradius Antriebsräder	0,316 m

**Tabelle 7.1: Modifizierte Parameter für Lastanpassung auf dem Rollenprüfstand**

Analog zum Vorgehen auf dem Rollenprüfstand erfolgt auch die Anpassung der Fahrwiderstände in der Fahrzyklensimulation. Auf diese Weise resultieren für Luft- und Rollwiderstand die in **Tabelle 7.2** dargestellten Koeffizienten. Die auf dieser Basis erstellten Simulationsergebnisse sowie die Messergebnisse für Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemissionen sind in der Tabelle aufgeführt. Simulation und Messung beziehen sich hierbei auf kalte Testbedingungen. Das absolute Niveau der Ergebnisse ist daher nicht unmittelbar mit den zuvor gezeigten Variationsergebnissen für Warmtests vergleichbar. Das Ergebnis der Basismessung besteht aus dem Mittelwert dreier Messungen. Die Werte des optimierten Fahrzeugparametersatzes basiert nur auf einer Messung, um den Versuchsaufwand gering zu halten.

Die gemessene Verbrauchseinsparung beträgt 7,3 %. Die Simulation weist eine Verbrauchsminderung von 5,6 % aus, die überwiegend durch die Reduzierung der Rollreibung entsteht. Der Versuch zeigt also eine um ca. 30 % höhere CO<sub>2</sub>-Reduzierung. Die simulierten Werte der NO<sub>x</sub>-Emissionen treffen aufgrund der zuvor gezeigten Modellgüte nicht die Absolutwerte. Eine Tendenzaussage der Simulation erreicht hier eine ähnliche Genauigkeit wie bei CO<sub>2</sub>.

Fahrzeugparametersatz	Basis	Optimiert
Luftwiderstand $c_w \cdot A$	0,7	0,672
Rollwiderstand $f_r$	0,012	0,009
Masse $m$	1700 kg	1700 kg
Messung Verbrauch	6,01 l/100 km	5,57 l/100 km (-7,3 %)
Simulation Verbrauch	5,88 l/100 km	5,55 l/100 km (-5,6 %)
Messung CO <sub>2</sub>	156,9 g/km	145,4 g/km (-7,3 %)
Simulation CO <sub>2</sub>	155,9 g/km	147,1 g/km (-5,6 %)
Messung NO <sub>x</sub>	150,8 mg/km	142,0 mg/km (-5,8 %)
Simulation NO <sub>x</sub>	134,7 mg/km	124,5 mg/km (-7,6 %)

**Tabelle 7.2: Vergleich der Parameter und Ergebnisse des Fahrzeugversuchs**

Die stark limitierte Anzahl der Versuche und Variationsschritte lässt einen Vergleich zwischen Simulation und Versuch an dieser Stelle nur bedingt zu. Prinzipiell stimmen Tendenz und Größenordnung weitestgehend überein.

## **FAZIT**

Durch die Senkung der auftretenden Fahrwiderstände sind bis zu zweistellige prozentuale Verbesserungen von Kraftstoffverbrauch und Stickoxiden möglich. Insbesondere die Fahrzeugmasse zeigt einen großen Hebel und hat zudem maßgeblichen Einfluss auf die Fahrleistungen. Ein mögliches Szenario zur Senkung von Luft- und Rollwiderstand zeigt in Simulation und Versuch ca. 6 – 7 % Einsparung bei CO<sub>2</sub> und NO<sub>x</sub>.

## **7.2 Getriebeseitige Maßnahmen**

Für Fahrzeuge mit Handschaltgetriebe sind die zu wählenden Gänge und Schaltpunkte im NEFZ genau festgelegt und bilden die Basis für die bisher gezeigten Ergebnisse. Davon ausgehend gibt es eine Reihe verschiedener Möglichkeiten, den Betriebsbereich des Verbrennungsmotors zu verändern und dadurch eine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs zu erreichen (siehe Kapitel 5.2). Dazu zählen Downspeeding, die Verwendung eines automatisierten Schaltgetriebes oder der Einsatz eines Getriebes mit stufenlos verstellbarer Übersetzung (CVT).

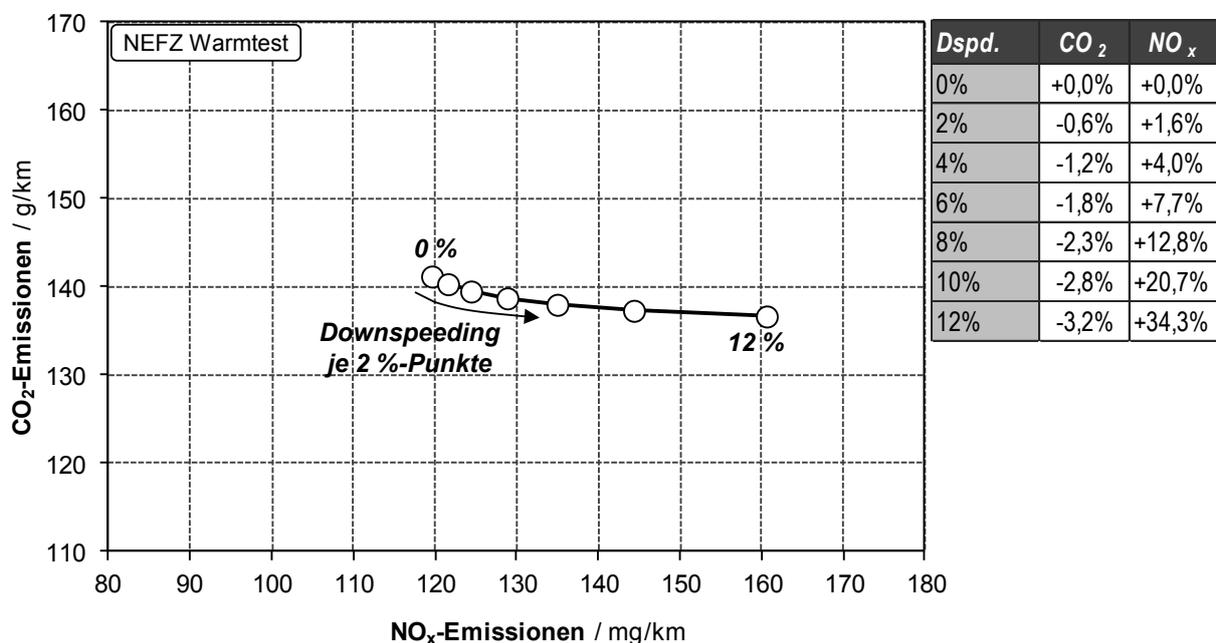
Zum Nachweis der Verbesserungspotenziale von Maßnahmen im Getriebe ist ein sehr hoher Aufwand im Fahrzeugversuch notwendig. In den meisten Fällen müssen mechanische Änderungen am Triebstrang vorgenommen werden, um die gewünschten Effekte zu erzielen. Im Rahmen dieser Arbeit beschränken sich die Bewertungen in diesem Abschnitt daher auf Simulationen.

### **7.2.1 Downspeeding**

Ein länger übersetztes Achsgetriebe kann die Motordrehzahl in allen Betriebspunkten gleichermaßen verringern. Die Konsequenz ist die Senkung der Drehzahl und ein Anstieg der mittleren Motorlast. Dies führt zu weniger Reibarbeit und somit besseren Wirkungsgraden. Diese Maßnahme wird auch als Downspeeding bezeichnet (siehe Kapitel 5.2).

Bei dem vorliegenden Fahrzeug ist der zweite Gang vergleichsweise lang übersetzt, so dass im Fahrzyklus beim Wechsel vom ersten in den zweiten Gang die niedrigsten Drehzahlen anliegen. Zusätzlich liegt die Leerlaufdrehzahl des 3-Zylinder-Motors aus Komfortgründen höher als die des 4-Zylinders (900 statt 780 1/min). Ein starkes Downspeeding würde hier dazu führen, dass der Motor im 2. Gang unter seine Leerlaufdrehzahl gezwungen wird. Um dennoch eine Variation der Achsübersetzung durchführen zu können, ist die Übersetzung des zweiten Gangs für die Basis dieser

Variationsreihe initial um 10 % gekürzt. Das Simulationsergebnis der Variation für einen NEFZ Warmtest zeigt **Abbildung 7.4**. Ausgehend von der neuen Basis erfolgt eine schrittweise Verlängerung der Hinterachsübersetzung in 2-%-Punkten. Längere Achsübersetzungen verursachen eine stetige Absenkung des Kraftstoffverbrauchs. Bei den Stickoxiden stellt sich ein progressiver Anstieg der Emissionen ein. Dieser Verlauf kommt zustande, indem immer mehr Zeitanteile den emissionsreduzierten Betriebsbereich des Verbrennungsmotors verlassen. Downspeeding senkt die CO<sub>2</sub>-Emissionen, erfordert aber neben Maßnahmen zum Erhalt der Fahrbarkeit (siehe Kapitel 5.2) zusätzlich eine angepasste Applikation oder Maßnahmen zur Stickoxidminderung, sofern die geforderten Grenzwerte nicht mehr eingehalten werden können. Der Nutzen von Downspeeding ist beim Dieselmotor daher selbst im Fahrzyklus begrenzt.



**Abbildung 7.4: Simulationsergebnis Downspeeding**

## 7.2.2 Automatisiertes Getriebe

Der Einsatz eines automatisierten Getriebes erlaubt eine von der Zyklusvorgabe abweichende Gangwahl, wodurch jeweils ein besserer Betriebszustand erreichbar ist. Für jede Kombination von Fahrzeuggeschwindigkeit und Leistungsbedarf gibt es eine ideale Gangwahl. Allerdings können die Gänge in der Praxis nicht beliebig schnell und oft gewechselt werden. Um einen guten Kompromiss aus Kraftstoffverbrauch und Emissionen zu finden, wird die Simulation mit einem Optimierungsalgorithmus kombiniert. Die Anzahl und Abstufung der Gänge ist identisch zum Seriengetriebe. Schaltvorgänge erfolgen ohne Zugkraftunterbrechung. **Abbildung 7.5** zeigt das Simulationsergebnis für den NEFZ Warmtest mit verschiedenen Gewichtungen für CO<sub>2</sub> und NO<sub>x</sub> im Optimierungsalgorithmus. Die graue Kurve deutet ein mögliches Trade-Off-Verhalten der beiden gegenläufigen Zielgrößen an und verdeutlicht die

Verbesserung gegenüber der Basis. Bei neutralem  $\text{NO}_x$ -Ausstoß ist eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs von etwa 3,5 % möglich. Die Anzahl der Schaltvorgänge erhöht sich nur moderat von 49 laut Zyklusvorgabe (inkl. Neutralstellung) auf 58 ( $\text{CO}_2$ -optimiert), 61 ( $\text{CO}_2/\text{NO}_x$ -Kompromiss) bzw. 56 ( $\text{NO}_x$ -optimiert).

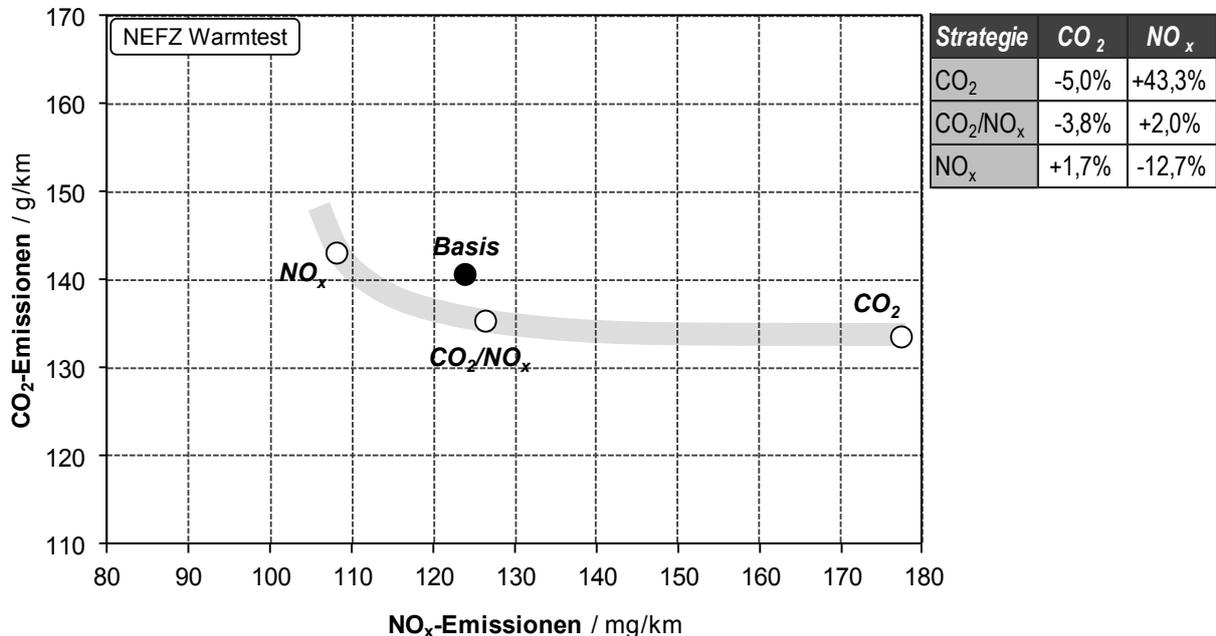


Abbildung 7.5: Simulationsergebnis Schaltpunkt-Optimierung

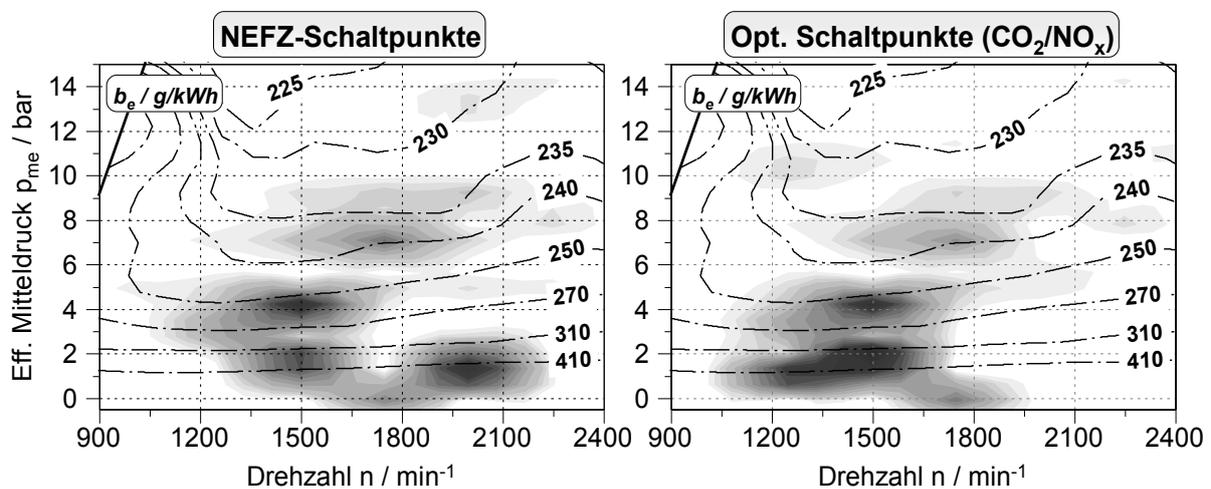


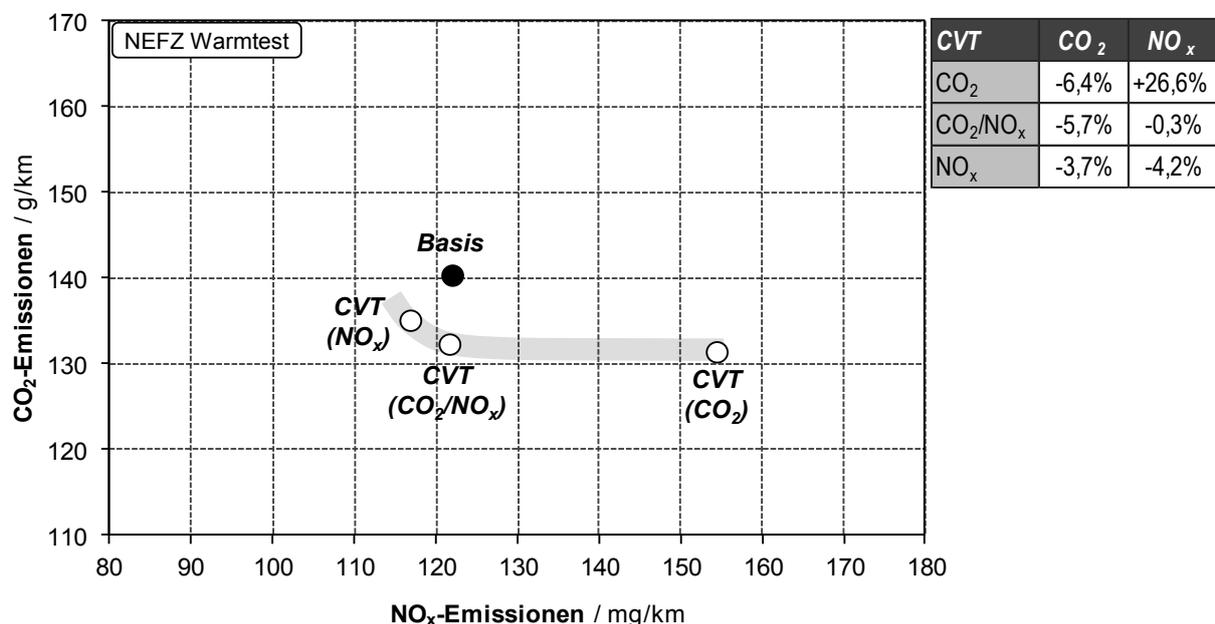
Abbildung 7.6: Vergleich der Betriebspunkte des Verbrennungsmotors für normale und optimierte Schaltpunkte

Für die Basis und die Schaltstrategie mit einem ausgeglichenem  $\text{CO}_2/\text{NO}_x$ -Kompromiss sind in **Abbildung 7.6** die qualitativen Häufigkeitsverteilungen der Betriebspunkte des Verbrennungsmotors dargestellt. Die Flächen sind umso dunkler, je mehr Zeitanteil in dem Drehzahl- und Lastbereich verbracht wird. Die wesentlichsten Veränderungen zeigen sich in den Gebieten mit hoher Drehzahl und niedriger Last, da hier schlechte Werte im spezifischen Verbrauch und Emissionen zusammentref-

fen. Aus diesem Grund ist gegenüber Downspeeding auch eine CO<sub>2</sub>-Reduzierung bei gleichbleibendem Stickoxidausstoß möglich. Anteile mit höherer Last ( $p_{me} > 10$  bar) werden teilweise in niedrigeren Gängen gefahren, um Spitzen im Stickoxidausstoß zu verringern.

### 7.2.3 Getriebe mit stufenlos verstellbarer Übersetzung

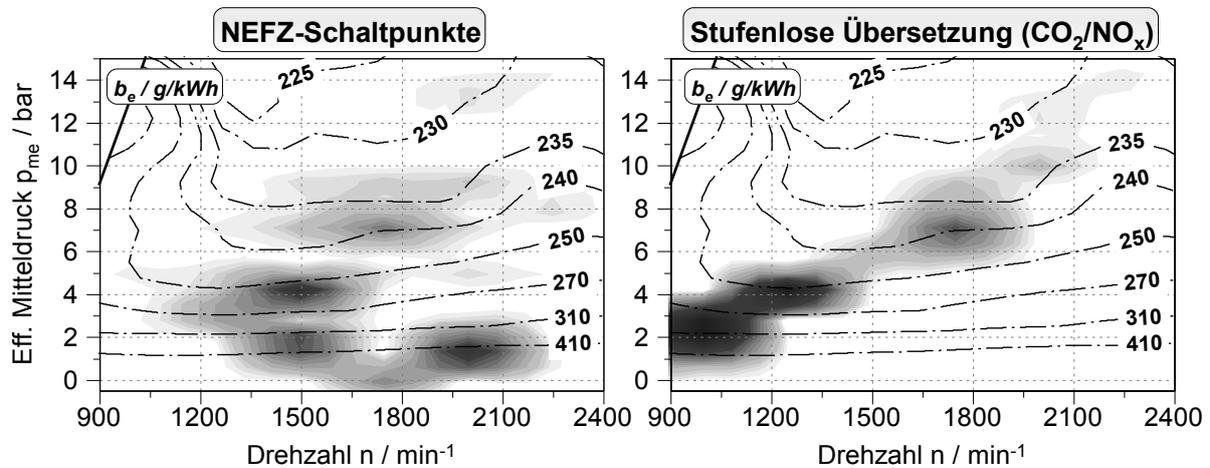
Die Verwendung eines Getriebes mit stufenlos verstellbarer Übersetzung (CVT) bietet gegenüber dem automatisierten Getriebe zudem noch die Möglichkeit, die Übersetzung im Rahmen der technisch machbaren Spreizung jederzeit frei zu wählen. So lässt sich für jede Anforderung der günstigste Betriebspunkt des Verbrennungsmotors entlang der jeweiligen Leistungs-Isolinie einstellen, auch wenn diese zwischen zwei Gangstufen des Schaltgetriebes liegen würde. Das Ergebnis der Simulation für den NEFZ Warmtest zeigt **Abbildung 7.7**. Erneut kommen drei unterschiedliche Gewichtungen zwischen CO<sub>2</sub> und NO<sub>x</sub> zum Einsatz. Der durch die graue Kurve angedeutete Trade-Off-Verlauf zeigt ein größeres Verbesserungspotenzial bezüglich des Kraftstoffverbrauchs als beim automatisierten Getriebe. So sind bei neutralem NO<sub>x</sub>-Ausstoß fast 6 % Verbrauchseinsparung möglich. Wie bereits zuvor zeigt sich, dass eine weitere Senkung der CO<sub>2</sub>-Emissionen mit einem überproportionalen Anstieg der Stickoxide verbunden ist.



**Abbildung 7.7: Simulationsergebnis CVT**

Der Vergleich der Häufigkeitsverteilung der Betriebspunkte des Verbrennungsmotors in **Abbildung 7.8** zeigt sehr deutlich die Unterschiede. Gegenüber der weitflächigen Basisverteilung konzentriert sich die Kompromiss-Strategie auf ein etwa diagonal liegendes Betriebsband. Die Verbrauchsnachteile gegenüber einer konsequent auf

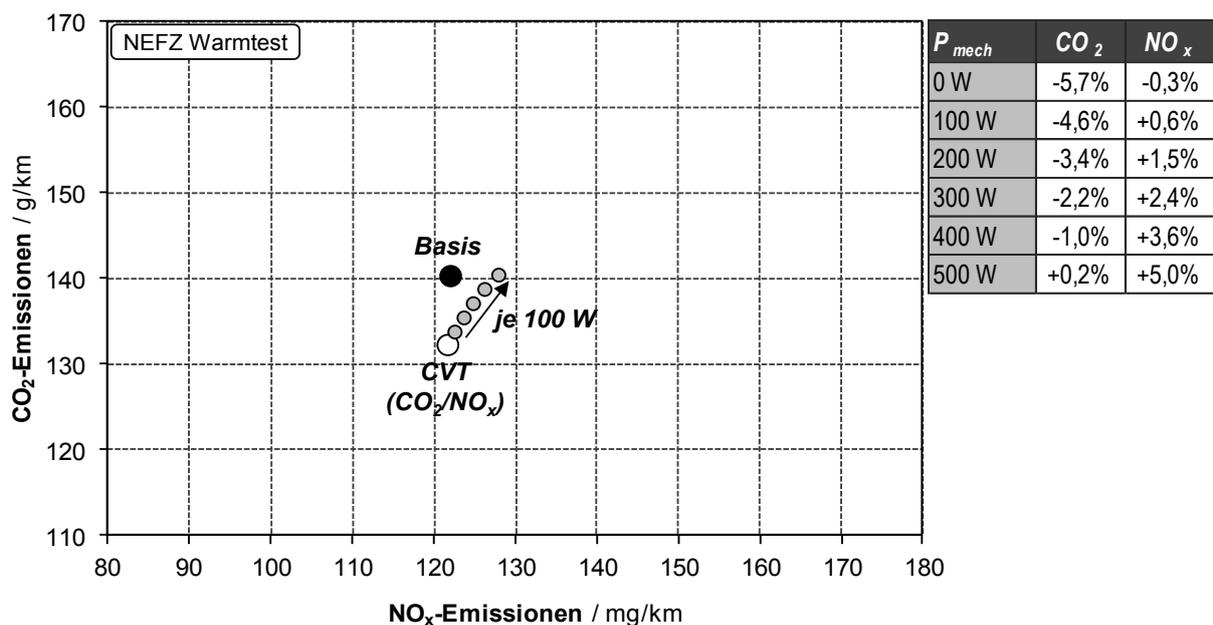
Verbrauch ausgelegten Betriebsart sind nur gering. Dem gegenüber steht eine erhebliche Begrenzung des Stickoxid-Niveaus.



**Abbildung 7.8: Vergleich der Betriebspunkte des Verbrennungsmotors für normales und stufenlos verstellbares Getriebe**

## 7.2.4 Einfluss von Hilfsleistung

Gegenüber konventionellen Handschaltgetrieben, bei denen der Fahrer die zum Schalten erforderliche Energie und Betätigung bereitstellt, benötigen automatisierte Getriebe eine Informationsverarbeitung (z.B. ein Software auf einem Steuergerät) sowie entsprechende Steller zur Durchführung der Schaltvorgänge. Für die Steller und zusätzliche Hilfseinrichtungen ist, je nach Ausführung des Getriebes und der Automatisierung, eine Energieversorgung nötig. Diese kann in ungünstigen Fällen zu einer Überkompensation der Einsparung durch die Verbesserungsmaßnahmen im Getriebe führen.



**Abbildung 7.9: Simulationsergebnis für Hilfsleistung bei CVT-Getrieben**

**Abbildung 7.9** zeigt dazu das Simulationsergebnis im NEFZ Warmtest für die Variation einer zusätzlichen mechanischen Betriebsleistung des Getriebes, die konstant über den gesamten Fahrzyklus wirkt (z.B. Ölpumpe für Hydrauliksteller). Ausgangspunkt für die Variation ist das CO<sub>2</sub>/NO<sub>x</sub>-Kompromissergebnis aus der vorherigen CVT-Untersuchung. Eine mechanische Leistungsaufnahme von 500 W verbraucht hier die gesamte CO<sub>2</sub>-Einsparung gegenüber der Basis und verursacht zudem noch einen Anstieg von 5 % in den Stickoxidemissionen. Beim Einsatz von automatisierten Getrieben ist geringe Betriebsleistung eine wichtige Zielgröße hinsichtlich CO<sub>2</sub> und Emissionen.

## FAZIT

Downspeeding stellt bei dem hier untersuchten Downsizing-Dieselmotor nur eine Verschiebung entlang des CO<sub>2</sub>/NO<sub>x</sub>-Trade-Offs, wie es beispielsweise durch Einspritzmaßnahmen oder AGR-Variation möglich ist. Zudem treten Einschränkungen der Fahrbarkeit auf. Automatisierte Getriebe ermöglichen durch die Schaltpunktfreigabe im Fahrzyklus eine NO<sub>x</sub>-neutrale Verbrauchseinsparung um ca. 3,5 %. Der zusätzliche Freiheitsgrad der Übersetzung bei CVT-Getriebe verlagert den Kompromiss aus CO<sub>2</sub>- und NO<sub>x</sub>-Emissionen um weitere 2,5 %-Punkte Verbrauchseinsparung. Bei der technischen Umsetzung dieser Getriebeösungen ist die erforderliche Hilfsenergie ein entscheidendes Kriterium, da ein mechanischer Leistungsbedarf von 500 W den Nutzen beim CVT-Getriebe bereits überkompensiert.

## 7.3 Motorseitige Maßnahmen

Die Vorhandenen Geometrie- und Messdaten ermöglichen die Durchführung von Simulationen des Fahrzyklus für 4-Zylinder-Referenz und Downsizing-Konzept mit 3-Zylinder-Motor, so dass eine Bewertung von Downsizing möglich ist. Die Fahrwiderstände sind für beide Varianten gleich angenommen. Grundsätzlich kann Downsizing unter Serienbedingungen aufgrund des kleineren Motors zu einer Gewichtseinsparung führen [16]. Um den motorischen Vorteil durch Downsizing isoliert zu bewerten, ist zunächst eine konstante Fahrzeugmasse angenommen. Auszüge der Ergebnisse sind bereits in [29][51][53] gezeigt.

### 7.3.1 Verbrennungsoptimierung und Downsizing

**Abbildung 7.10** stellt das Ergebnis der Simulationen über die Zielgrößen CO<sub>2</sub> und NO<sub>x</sub> dar. Basis für die Betrachtungen ist weiterhin der NEFZ unter betriebswarmen Bedingungen. Das vorliegende Downsizing-Konzept bringt in der Simulation gegenüber dem 4-Zylinder-Referenzmotor eine Verbrauchseinsparung von 13 % (gestrichelter Pfeil) bei gleichzeitiger Verringerung der NO<sub>x</sub>-Emissionen um 26 %.

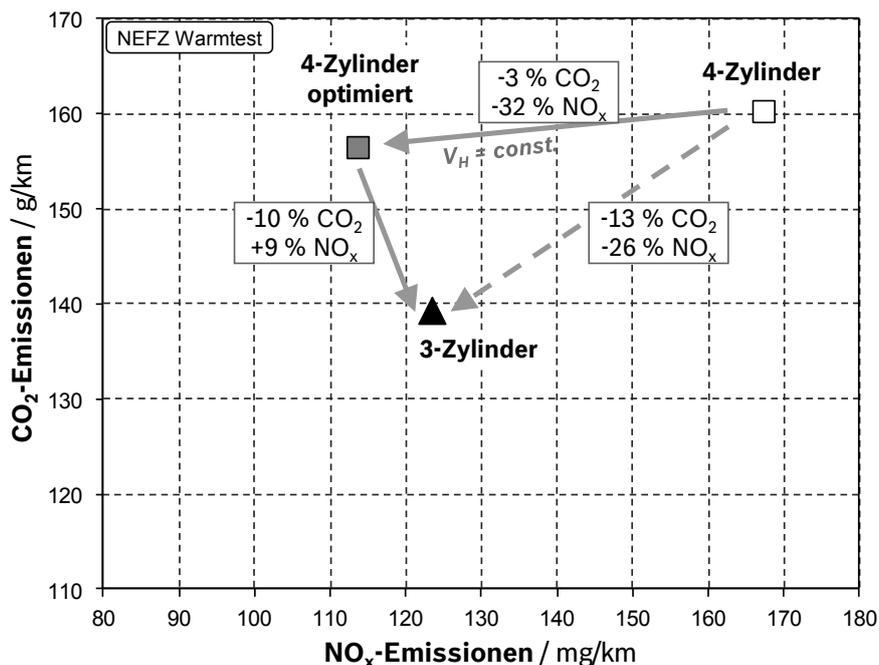


Abbildung 7.10: Simulationsergebnis Downsizing

Unter Berücksichtigung der Lastanhebung aufgrund der Hubraumverkleinerung erscheint es zunächst nicht plausibel, dass Downsizing zu einer Verringerung im Stickoxid-Ausstoß führt. Im vorliegenden Fall wurde der 3-Zylinder jedoch mit deutlich verbessertem Luft- und Einspritzsystem ausgerüstet, um den Anforderungen bezüglich spezifischer Leistung und maximalem Drehmoment zu genügen. Dieser technologische Vorsprung wird ebenfalls in der Teillast zur Verbesserung der Emissionen genutzt. Für eine Differenzierung der Effekte von spezifischer Lastpunktanhebung und Optimierung des Brennverfahrens ist in Abbildung 7.10 zusätzlich ein virtuelles Konzept mit optimiertem 4-Zylinder dargestellt (weißer rechteckiger Marker). Hier handelt es sich um einen Motor mit 2,2-l-Hubvolumen in Kombination mit dem Brennverfahren des 3-Zylinder-Versuchsträgers (ohne Anpassung der Applikation). In der Praxis wäre ein neuer Versuchsträger nötig. Die Simulation ermöglicht in diesen Fall eine vereinfachte Abbildung über die Hubraumvariation des 3-Zylinders. Das Ergebnis dieser drei Konzepte verdeutlicht die unterschiedlichen Wirkzusammenhänge. Die Optimierung des Brennverfahrens führt zu einer erheblichen Absenkung der Stickoxid-Emissionen um 32 % bei gleichzeitiger Verbrauchsreduzierung um 3 % (aufgrund der günstigeren Lage der Verbrennungsschwerpunkte). Ein Downsizinggrad von 30 % führt hier zu einer CO<sub>2</sub>-Reduzierung von 10 %, d.h. der überwiegende Teil der CO<sub>2</sub>-Senkung wird mit Hilfe der Hubraumverkleinerung erreicht. Das höhere Lastniveau führt im Zyklusmittel zum Anstieg der NO<sub>x</sub>-Emissionen um 9 %. Die Kombination der beiden Maßnahmen ermöglicht im Vergleich zur Referenz eine Verbesserung beider Zielgrößen und bietet eine effektive Maßnahme, den CO<sub>2</sub>/NO<sub>x</sub>-Trade-Off zu verbessern.

### AUSWIRKUNGEN VON DOWNSIZING IN DER UNTEREN TEILLAST

Das aufgrund von Downsizing ansteigende spezifische Lastniveau des Verbrennungsmotors führt nicht pauschal in allen Betriebspunkten zu einer Verschlechterung der Stickoxid-Emissionen. So bieten die verbesserten Luft- und Einspritzsysteme des Downsizing-Motors auch in der Teillast Vorteile. **Abbildung 7.11** verdeutlicht dies in einem Vergleich der beiden Motoren im gemessenen Lastschnitt bei  $n = 2000$  1/min. Exemplarisch ist das Drehmoment für Fahren mit konstanter Geschwindigkeit von 50 km/h im 3. Gang markiert. Der 3-Zylinder fährt bei gleichem Drehmoment gegenüber dem 4-Zylinder eine ca. 30 % höhere effektive Last. Somit sind die Verläufe des spezifischen Kraftstoffverbrauchs  $b_e$  beider Motoren leicht zu einander versetzt (unteres Diagramm). In Verbindung mit der Prozessoptimierung ergibt sich die grau ausgefüllte Verbrauchseinsparung. Das höhere spezifische Lastniveau und die verbesserte Gemischbildung bieten Vorteile im Zielkonflikt zwischen HC- und  $\text{NO}_x$ -Emissionen im Lastbereich unter 50 Nm. Niedrigere Luftverhältnisse (oberes Diagramm) erlauben dem 3-Zylinder eine signifikante Absenkung der Stickoxide. Downsizing bzw. eine spezifische Lastanhebung zeigt daher lastabhängig sowohl positive (untere Teillast) als auch negative (obere Teillast) Auswirkungen (obere Teillast) auf den  $\text{NO}_x$ -Ausstoß.

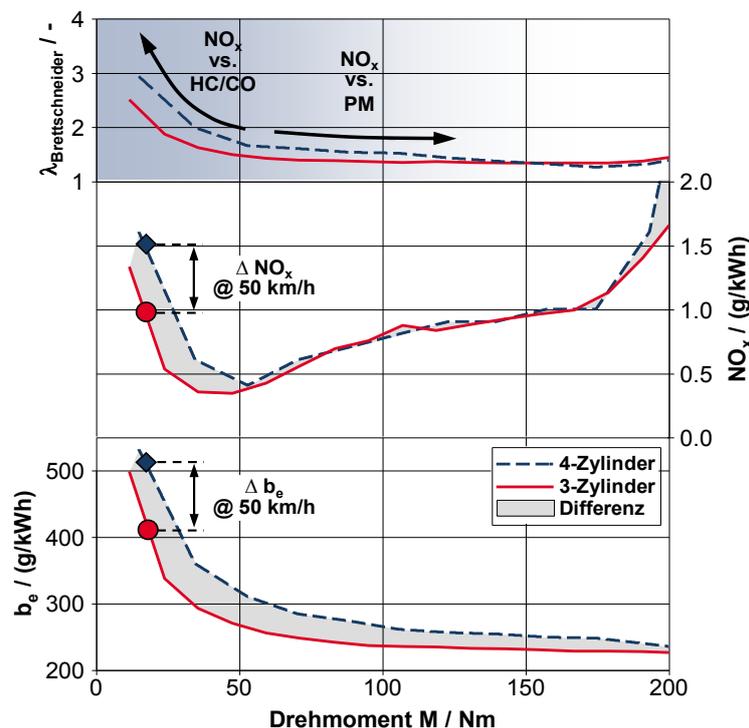
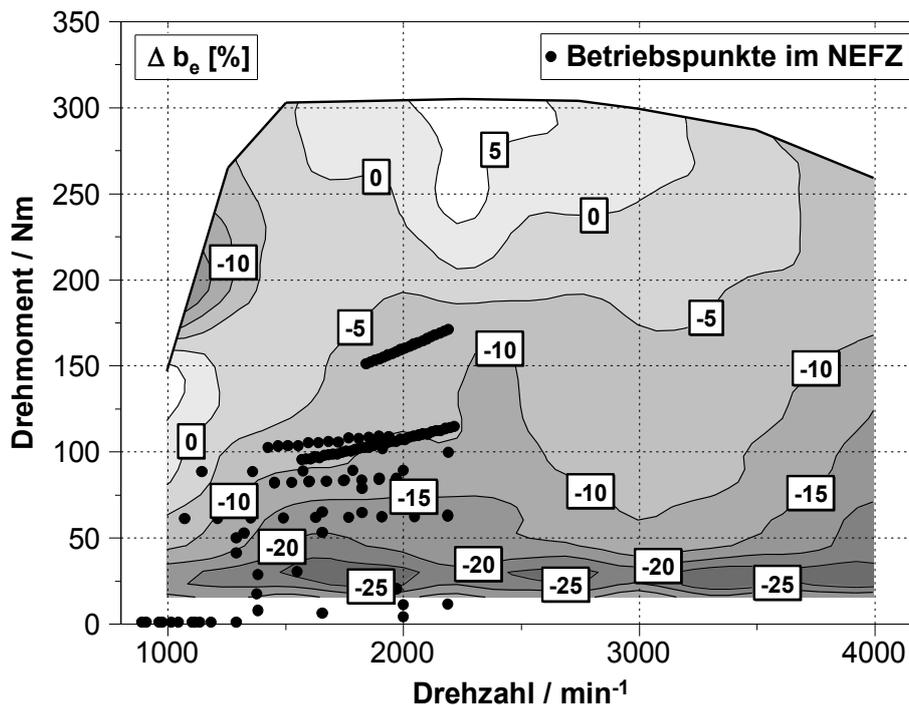


Abbildung 7.11: 3- und 4-Zylinder im Lastschnitt bei  $n = 2000$  min<sup>-1</sup>

### AUSWIRKUNGEN VON DOWNSIZING BEI OBERER TEIL- UND VOLLLAST

Die bisherigen Ergebnisse zeigen deutliche Verbrauchs- und Emissionsvorteile durch Downsizing im Fahrzyklus. Die Betriebspunkte des NEFZ decken jedoch nur einen Teil des gesamten Drehzahl- und Lastbereichs des Verbrennungsmotors ab. Die

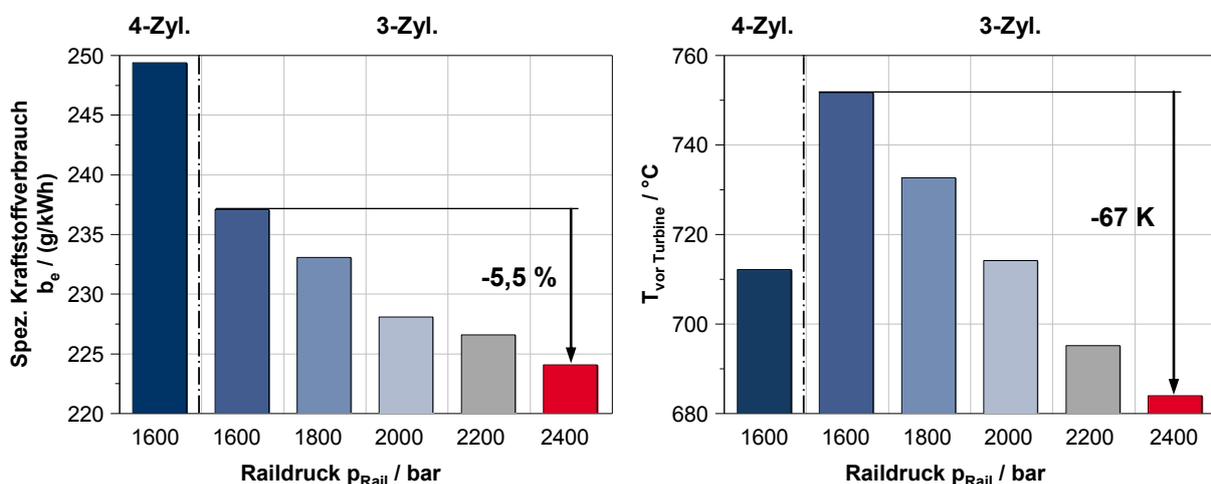
übrigen Bereiche sind für die Anwendungen in der Praxis ebenfalls relevant. Eine vollständige Kennfeldvermessung beider Motoren macht die Gegenüberstellung im Kraftstoffverbrauch möglich. **Abbildung 7.12** zeigt die relative Änderung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs durch Downsizing im gesamten Kennfeld. Die Darstellung erfolgt über Drehmoment, d.h. Punkte gleicher, absoluter Leistungsabgabe sind miteinander verglichen. Der Bezugswert ist das Verbrauchskennfeld des Referenzmotors. Punkte markieren den Betriebsbereich des NEFZ, in dem Einsparungen zwischen 5 und 25 % auftreten. Entsprechende Einsparungen sind vor allem für niedrige Lasten im gesamten Drehzahlbereich charakteristisch.



**Abbildung 7.12: Veränderung des Kraftstoffverbrauchs durch Downsizing im gesamten Kennfeld**

Mit steigender Last sinkt die Verbrauchseinsparung, da der Anteil der Motorreibung an den gesamten Verlusten zurück geht (Reibungsreduzierung ist der Haupt-Wirkmechanismus von Downsizing). Bei maximalen Drehmoment und mittleren Drehzahlen verhält sich Downsizing verbrauchsneutral bzw. führt zu einem Mehrverbrauch. Der Grund für dieses Verhalten ist die eingesetzte zweistufige Aufladung. Die relativ kleine Hochdruckstufe ergibt in Verbindung mit der leistungsoptimierten Niederdruckstufe der Aufladung eine Spreizung, die im Drehzahlbereich zwischen 2000 und 2500 1/min nur moderate Laderwirkungsgrade aufweist. Als Folge steigen Ladungswechselperluste und Kraftstoffverbrauch in diesem Bereich an. Eine gezielte Laderauslegung mit speziell gewählten Dimensionen kann hier Abhilfe schaffen. Für die prototypische Darstellung im Rahmen dieser Arbeit musste auf bereits in Serie vorhandene Ladergrößen zurückgegriffen werden.

Im Punkt der Nennleistung des Referenzmotors bei  $n = 4000$  1/min und  $P_{eff} = 95$  kW stellt sich ebenfalls eine Verbrauchseinsparung ein. Beim Downsizing-Motor ist in diesem Betriebspunkt nur die Niederdruckstufe an der Ladedruckerzeugung beteiligt (HD-Bypass komplett geöffnet). Die Lage in einem günstigen Wirkungsgradbereich des Verdichters sowie die geringeren Überschneidungen der Auslasszeiten beim 3-Zylinder führen zu deutlich geringen Ladungswechselverlusten [53]. In Verbindung mit der Reibungsreduzierung ergibt sich eine Senkung des Kraftstoffverbrauchs. **Abbildung 7.13** zeigt das Ergebnis entsprechender Vergleichsmessungen im linken Diagramm. Die um ca. 30 % erhöhte spezifische Last verursacht einen Anstieg der Abgastemperatur vor der Turbine um ca. 40 K. Eine beschleunigte Schädigung der Turbine lässt sich durch den Einsatz verbesserter Materialien und Technologien verhindern (erhöhte Kosten). Eine Alternative bietet hier die Erhöhung des Einspritzdrucks. Der Kraftstoff wird in kürzerer Zeit in den Brennraum eingebracht und die Gemischaufbereitung wird intensiviert. Die sinkenden Verluste durch reale Verbrennung (kürzere Brenndauer) verringern sowohl die Abgastemperatur als auch den Kraftstoffverbrauch. Der höhere Leistungsbedarf für die Kraftstoffverdichtung wird überkompensiert. Bereits ab einem Raildruck von ca. 2000 bar lässt sich das Temperaturniveau des Referenzmotors erreichen. Den erhöhten  $NO_x$ -Emissionen aufgrund von Leistungssteigerung und kürzere Brenndauer lässt sich durch eine Erhöhung der AGR-Rate entgegenwirken. Eine höhere Inertgaskonzentration senkt die Abgastemperatur zusätzlich ab. Die Messergebnisse zeigen eindrucksvoll die Leistungsfähigkeit des Downsizing-Konzepts im Bereich der Nennleistung.

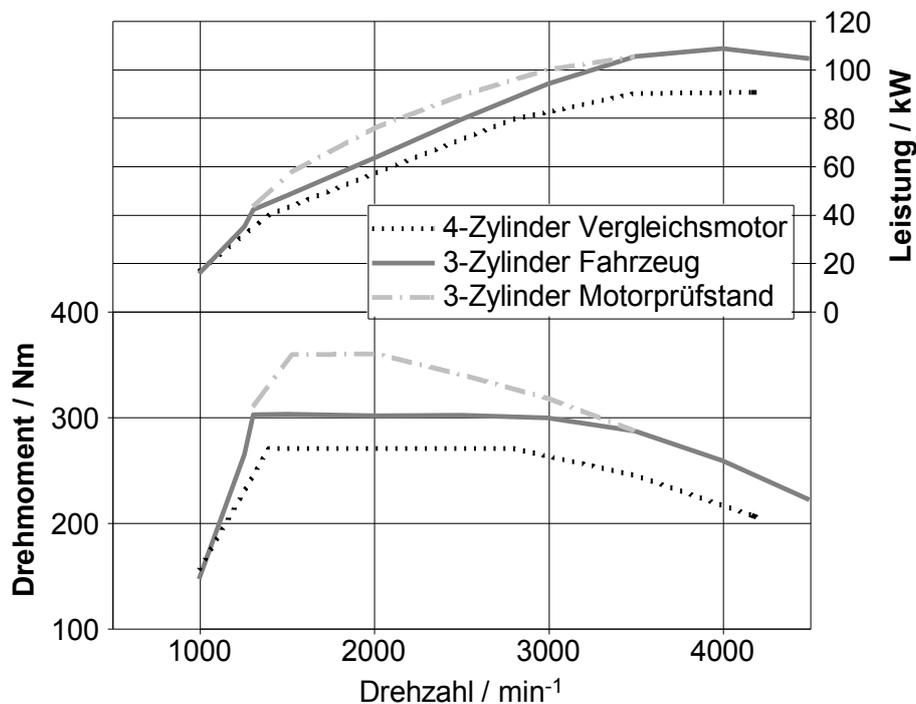


**Abbildung 7.13: Einfluss der Raildrucks bei  $n = 4000$  min<sup>-1</sup> und  $P_{eff} = 95$  kW**

## FAHRZEUGVERSUCHE

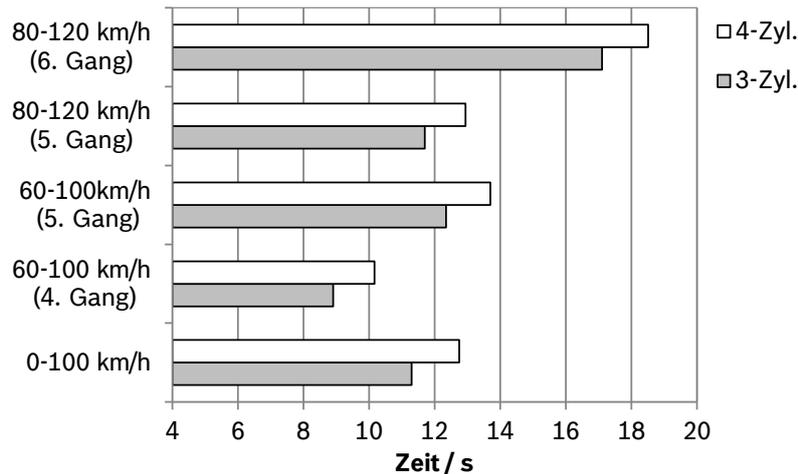
Im Rahmen dieser Arbeit und des begleiteten Forschungsprojektes erfolgt die Implementierung und Inbetriebnahme des 3-Zylinder-Downsizing-Motors im Referenzfahrzeug. Dies bietet die Möglichkeit, die entsprechenden Auswirkungen und Einsparungen im Rahmen von Fahrzeugversuchen nachzuweisen. Es ist zu beachten, dass es sich um prototypische Umsetzungen des Konzepts handelt. In gewissen Berei-

chen sind für einen vertretbaren Aufwand Einschränkungen in Kauf zu nehmen. Der Fahrzeugumbau umfasst nur den Motor und dessen Anbindung. Schalt- und Achsgetriebe verbleiben im Serienzustand. Der Downsizing-Motor im Fahrzeug hat gegenüber dem Motorprüfstand eine zusätzliche Drehmomentlimitierung. Diese Maßnahme dient dem Schutz des Getriebes vor unzulässigen Belastungen. **Abbildung 7.14** veranschaulicht die Limitierung in den Kurven der maximalen Leistung (oben) und des maximalen Drehmoments (unten). Weiterhin ist eine Anpassung der Ölwanne notwendig. Die Basis des Downsizing-Motors stammt aus einem Kleinwagen mit Quereinbau [10]. Das Referenzfahrzeug hat einen Längseinbau des Motors, wo der Bauraum im Bereich der Vorderachse nach unten hin beschränkt ist. Als Konsequenz kommt eine verkleinerte Ölwanne in Verbindung mit einer angepassten Ölpumpe und Trockensumpfschmierung zum Einsatz. Diese Maßnahme führt zu einem Anstieg der Reibleistung. Das Reibmodell in der Simulation berücksichtigt dies mit einer entsprechenden Anpassung.



**Abbildung 7.14: Vergleich der Motorleistungen**

Fahrzeugversuche wurden sowohl am Rollenprüfstand als auch auf der Teststrecke durchgeführt. Insbesondere der Vergleich der Fahrleistungen erfolgt in Versuchen auf der Teststrecke. **Abbildung 7.15** zeigt die Vergleichsergebnisse für diverse Beschleunigungsmanöver. Die Versuche für beide Motoren sind mit identischem Vorgehen ermittelt. Trotz reduziertem Maximalmoment des Downsizing-Motors ist die Erreichung der Fahrleistungen darstellbar. Die stationär gemessenen Leistungsdaten sind trotz intensiver Aufladung auch unter dynamischen Bedingungen abrufbar.



**Abbildung 7.15: Vergleich der Fahrzeugbeschleunigungen**

Die Simulation weist für den NEFZ Warmtest Einsparungen von 13 % CO<sub>2</sub> und 26 % NO<sub>x</sub> aus (siehe oben). Das Beutel-Ergebnis der Rollenversuche stellt **Tabelle 7.3** dar. Die gemessene CO<sub>2</sub>-Einsparung beläuft sich auf 6,1 % und liegt nennenswert unter der Simulation. Die Reduzierung der NO<sub>x</sub>-Emissionen fällt mit knapp 58 % mehr als doppelt so groß aus wie in der Simulation. Im städtischen Bereich (Phase 1) ist die Verbrauchseinsparung aufgrund des niedrigeren Lastniveaus deutlich größer als in der zweiten Phase. Die Simulation bildet den idealisierten Serienzustand ab, um eine repräsentative Aussage zu erhalten. Der Versuchsträger bietet hingegen nur eine prototypische Umsetzung des Konzepts. Die vom Bordnetz versorgte Messtechnik und der modifizierte Ölkreislauf im Versuchsfahrzeug führen zu höheren Reibungsverlusten und somit zu einem Mehrverbrauch. Ein hoher Unterschied in den NO<sub>x</sub>-Emissionen zwischen 4- und 3-Zylinder lässt darauf schließen, dass kein originaler Applikationsdatenstand beim 4-Zylinder vorlag. Ein beschränkter Zugriff führte hier zu suboptimalen Randbedingungen für den Test. Erhöhte Stickoxidwerte des referenzierten Warmtests führen daher zu nicht plausiblen NO<sub>x</sub>-Potenzialen.

NEFZ Warmtest	Phase 1		Phase 2		Gesamt	
	CO <sub>2</sub>	NO <sub>x</sub>	CO <sub>2</sub>	NO <sub>x</sub>	CO <sub>2</sub>	NO <sub>x</sub>
Referenz	847 g	1,893 g	917 g	1,455 g	1764 g	3,348 g
Downsizing	762 g	0,842 g	895 g	0,570 g	1657 g	1,412 g
	- 10,0 %	- 55,5 %	- 2,4 %	- 60,8 %	- 6,1 %	- 57,8 %

**Tabelle 7.3: Messergebnisse für CO<sub>2</sub>- und NO<sub>x</sub>-Emission im NEFZ (warm)**

**Abbildung 7.16** und **Abbildung 7.17** zeigen jeweils die zeitlichen Verläufe der Messergebnisse für CO<sub>2</sub>- und NO<sub>x</sub>-Emissionen. Die durchgezogene Linie gibt die Referenz wieder. Das Downsizing-Konzept erscheint als unterbrochene Linie. Die geringe Verbesserung im CO<sub>2</sub> ist gleichmäßig erkennbar. Mit steigender Last nimmt die Differenz der Massenströme ab. Bei den Stickoxiden zeigen sich die insbesondere in den quasi-stationären Niedriglastphasen deutlich größere Unterschiede. Die

Messung kann aus Mangel an Plausibilität nicht direkt zum Vergleich herangezogen werden. Die Umrüstung des Versuchsträgers erlaubte keine Wiederholungsmessung.

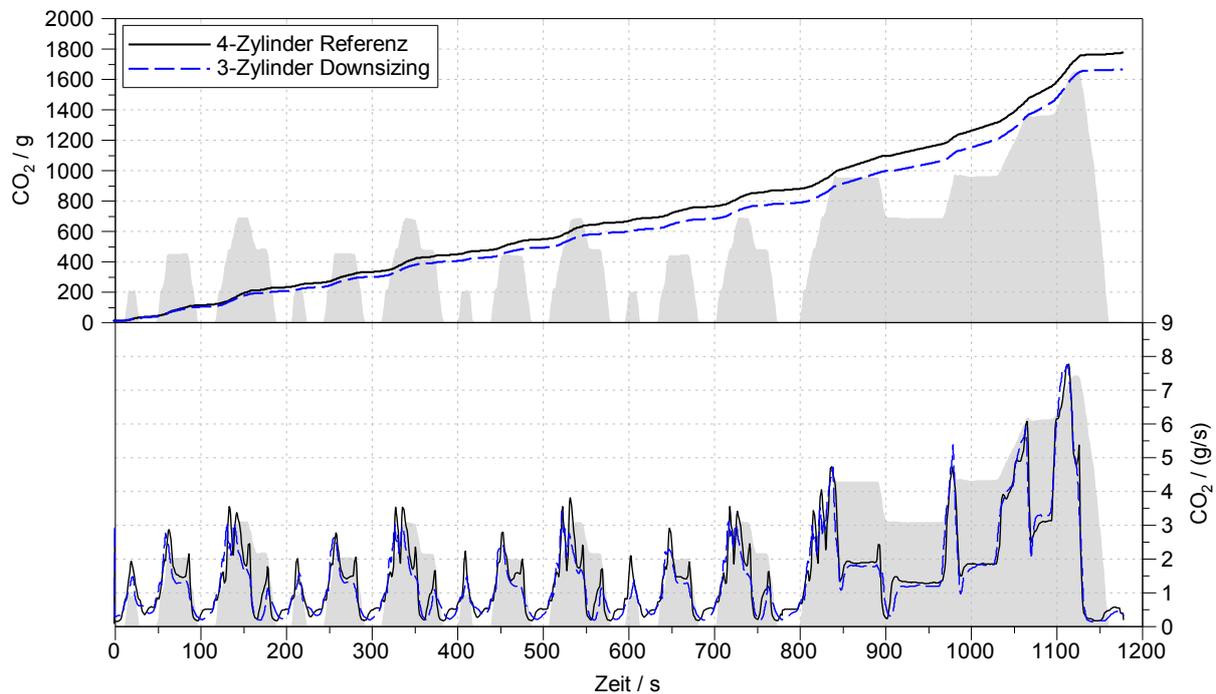


Abbildung 7.16: Vergleich der CO<sub>2</sub>-Emissionen im NEFZ (warm)

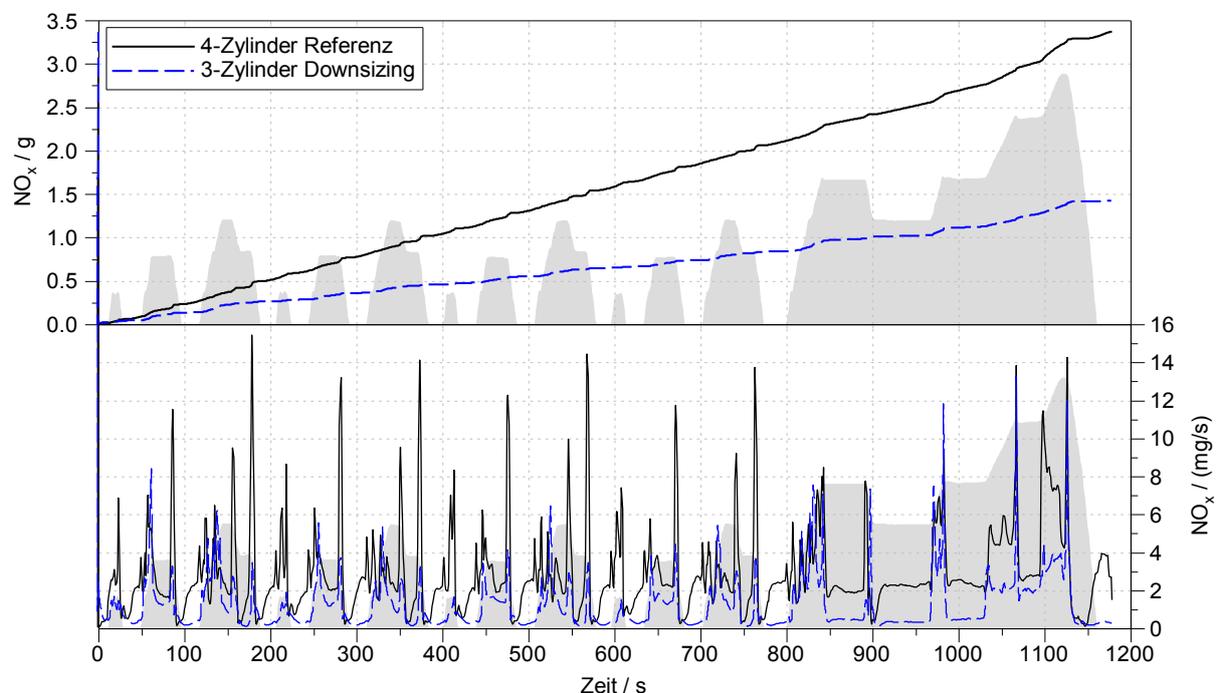


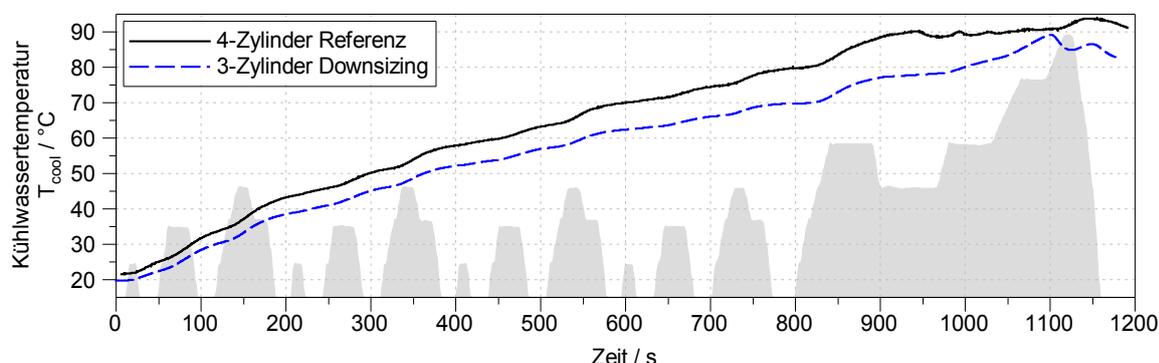
Abbildung 7.17: Vergleich der NO<sub>x</sub>-Emissionen im NEFZ (warm)

Das Versuchsfahrzeug bietet die Möglichkeit, den NEFZ auch unter Kalttestbedingungen zu fahren. Das Aufheizverhalten des Antriebs zeigt Auswirkungen auf das Betriebsverhalten, den Kraftstoffverbrauch und die Emissionen. **Tabelle 7.4** zeigt das

Beutel-Ergebnis für CO<sub>2</sub> und NO<sub>x</sub>. Downsizing führt zu 5,5 % Kraftstoffeinsparung und 22,5 % verringerten Stickoxiden. Im Vergleich zu den Warmergebnissen sinkt der Verbrauchsvorteil durch Downsizing leicht. Aufgrund der höheren Verlustanteile durch Reibung im Kalttest wäre ein gegenteiliger Effekt zu erwarten. **Abbildung 7.18** stellt zu den Versuchen die Verläufe der Kühlwassertemperatur über den Test dar. Zum Einen startet der 4-Zylinder mit ca. 2 K höherer Temperatur. Zum Anderen zeigt der 3-Zylinder-Downsizing-Motor ein signifikant schlechteres Aufheizverhalten. Die Kühlwassertemperatur von 80 °C wird erst ca. 3 Minuten später erreicht. Einen nachteiligen Beitrag hat hier das erweiterte Schmierölsystem (Trockensumpfschmierung mit deutlich erhöhter Ölmenge und zusätzlichen Wärmeverlusten). Weiterhin führt die AGR- und Ladeluft-Kühlung durch einen separaten Kühlkreislauf zu weniger Wärmeeintrag in das Motorkühlwasser. Diese Aspekte sind für eine Weiterentwicklung des Konzeptes zu beachten. Bei den Stickoxid-Emissionen weist das Downsizing-Konzept auch im Kalten eine hohe Reduktion auf. Ohne spezielle Abgasnachbehandlung für NO<sub>x</sub> liegen die Emissionen unterhalb des Euro-5-Grenzwertes.

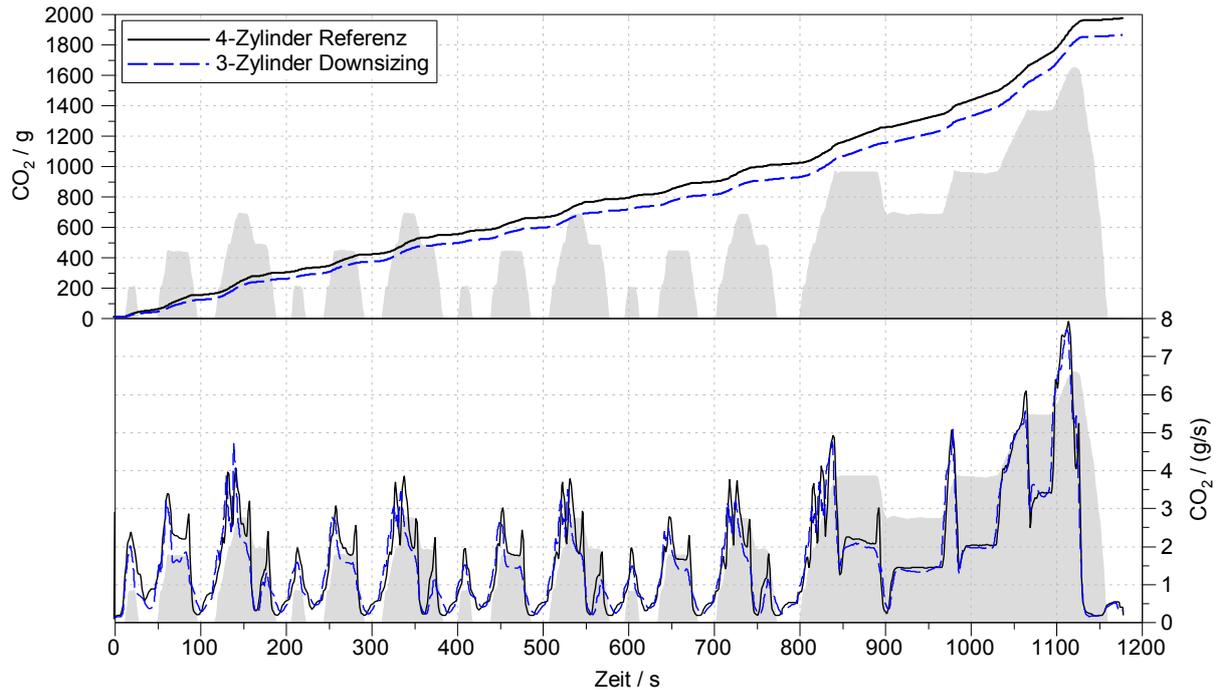
NEFZ Kalttest	Phase 1		Phase 2		Gesamt	
	CO <sub>2</sub>	NO <sub>x</sub>	CO <sub>2</sub>	NO <sub>x</sub>	CO <sub>2</sub>	NO <sub>x</sub>
Referenz	995 g	0,969 g	969 g	0,952 g	1964 g	1,921 g
Downsizing	900 g	0,729 g	955 g	0,759 g	1855 g	1,488 g
	-9,5 %	-24,8 %	-1,4 %	-20,3 %	-5,5 %	-22,5 %

**Tabelle 7.4: Messergebnisse für CO<sub>2</sub>- und NO<sub>x</sub>-Emission im NEFZ (kalt)**

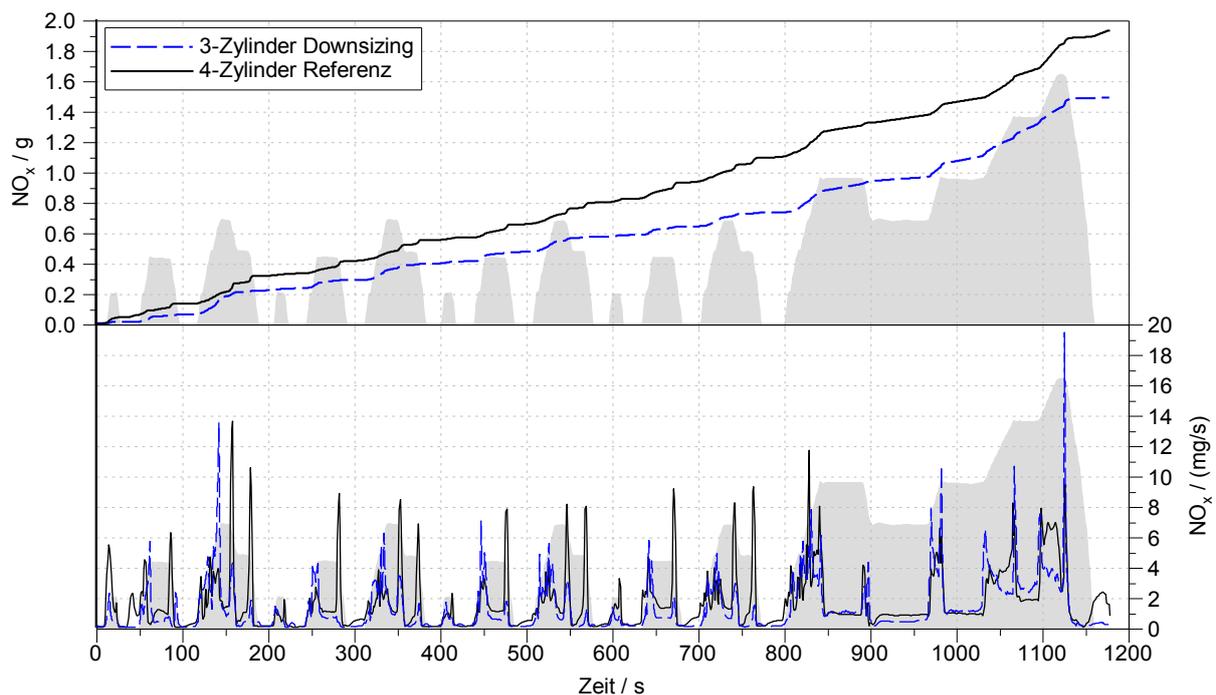


**Abbildung 7.18: Vergleich des Aufheizverhaltens beider Motoren im NEFZ (kalt)**

**Abbildung 7.19** und **Abbildung 7.20** zeigen die zugehörigen Verläufe der CO<sub>2</sub>- und NO<sub>x</sub>-Emissionen der jeweiligen Motoren im NEFZ Kalttest. Beim Kohlendioxid ist ein geringer aber deutlicher Vorteil des Downsizing-Konzepts erkennbar. Besonders die städtischen Bereiche mit konstanter Fahrgeschwindigkeit zeigen im Massenstromverlauf signifikante Vorteile, die mit steigender Temperatur leicht abnehmen. Wie bereits im Warmtest, sinkt die CO<sub>2</sub>-Einsparung im außerstädtischen Fahrprofil aufgrund des hohen Lastniveaus.



**Abbildung 7.19: Vergleich der CO<sub>2</sub>-Emissionen im NEFZ (kalt)**



**Abbildung 7.20: Vergleich der NO<sub>x</sub>-Emissionen im NEFZ (kalt)**

Diese Beobachtungen bestätigen den Wirkzusammenhang der Reibungsreduzierung durch Downsizing. Im Verlauf der NO<sub>x</sub>-Massenströme sind beim Downsizing-Motor mehr und höhere Emissionsspitzen als im Warmtest sichtbar. Diese Spitzen führen auch zu einem Schrumpfen des Abstandes in den integralen NO<sub>x</sub>-Massenverläufen. Durch entsprechende Nachbesserungen in der Applikation ist eine zusätzliche Verringerung der Stickoxide zu erwarten. Das Beutelergebnis der ebenfalls limitierten

HC- und CO-Emissionen weist **Tabelle 7.5** aus. Hier zeigt das Downsizing-Konzept eine sehr starke Verschlechterung gegenüber der Referenz. Der prototypische Aufbau der zweistufigen Aufladung weist noch zu lange Gaswege mit zu hohen thermischen Verlusten auf. Der Oxidationskatalysator erreicht dadurch erst sehr spät seine Betriebstemperatur. Eine Serienlösung ist hier prinzipbedingt wesentlich vorteilhafter. Der zusätzlich eingesetzte kleine Vorkat im Krümmer (PTC) trägt aufgrund des geringen Volumens und der hohen Gasgeschwindigkeit nur begrenzt zur Konvertierung bei, verursacht jedoch hohe Strömungs- und Wärmeverluste. Während die HC-Emissionen des Downsizing-Motors noch Unterhalb des Grenzwertes für Euro 5 liegen, gibt es bei CO eine ca. 60 % Überschreitung. Verbesserungen sind durch Applikationsanpassung erreichbar. Gegenüber der prototypischen Umsetzung verbessert die konsequente Integration von Aufladung und Abgasnachbehandlung in möglichen Serienanwendungen die Bedingungen für Abgasnachbehandlung und erleichtert die Einhaltung der Emissionslimits.

NEFZ Kalttest	Phase 1		Phase 2		Gesamt	
	CO	HC	CO	HC	CO	HC
Referenz	0,638 g	0,114 g	0,045 g	0,019 g	0,683 g	0,133 g
Downsizing	8,466 g +1226 %	0,640 g +461 %	0,371 g +724 %	0,029 g +52,6 %	8,837 g +1194 %	0,669 g +403 %

**Tabelle 7.5: Messergebnisse für CO- und HC-Emission im NEFZ (kalt)**

## FAZIT

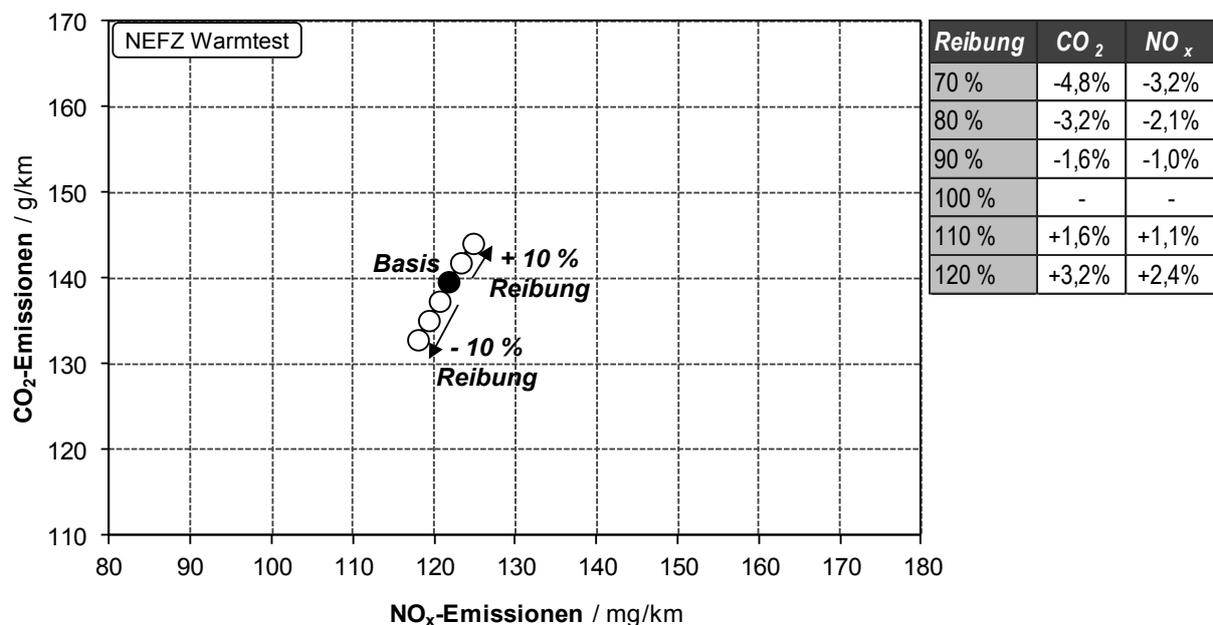
Die Ergebnisse in diesem Unterkapitel belegen deutlich die Wirksamkeit der im Rahmen dieser Arbeit erläuterten Maßnahmen. Das vorliegende Downsizingkonzept (30 % Hubraumverkleinerung und Zylinderreduzierung) erzielt eine Verbrauchseinsparung von 13 %. Davon sind 3 % auf die verbesserte Prozessführung durch leistungsfähigere Technologien zurückzuführen. Die übrigen 10 % CO<sub>2</sub>-Reduzierung sind Ergebnis der Hubraum-bedingten Reibungsminderung. Die mit der Lastpunktanhebung einhergehenden Verschlechterungen der Stickoxidemissionen sind durch die Optimierung von Verbrennung und Ladungswechsel überkompensiert. Aufwendige Versuche belegen zusätzlich zum Teillastbereich einen Nutzen des Downsizings im gesamten Kennfeldbereich und an der Vollast.

Fahrzeugergebnisse belegen die Leistungsfähigkeit des Konzeptes bei der Darstellung der Fahreigenschaften. Technische Kompromisse bei der prototypischen Umsetzung und die damit verbundenen Einschränkungen erlauben es leider nicht, das gesamte Verbesserungspotenzial in Messungen nachzuweisen. Dennoch lassen sich die Wirkzusammenhänge bestätigen. Handlungsfelder zeigen sich bei der Integration von Aufladung und Abgasnachbehandlung. Weitere Vorteile sind noch durch konsequente Optimierung der Applikation möglich. Der entsprechende Aufwand, wie er im

Rahmen einer Serienentwicklung erfolgt, ist in einem Versuchsträger für Demonstrationzwecke nicht vertretbar.

### 7.3.2 Triebwerksreibung

Ohne Detaillierung auf einzelne Unter-Komponenten erfolgt hier die allgemeine Bewertung einer Reduzierung der Triebwerksreibung auf den Kraftstoffverbrauch und die Stickoxidemissionen. **Abbildung 7.21** zeigt das Simulationsergebnis einer Variation der Triebwerksreibung in 10%-Schritten. Der Einfluss ist geringer als bei den fahrzeugseitigen Maßnahmen. Es gibt eine stärkere Veränderung der CO<sub>2</sub>- gegenüber den NO<sub>x</sub>-Emissionen. Der Grund hierfür liegt darin, dass eine Veränderung der Reibung sich umso deutlicher auswirkt, je geringer der Lastpunkt ist. Der größte Effekt tritt also in der Teillast, bei niedrigen NO<sub>x</sub>-Emissionen, auf. Im Kalttest ist aufgrund der höheren Reibung eine Zunahme der Potenziale zur Verbrauchseinsparung zu erwarten.



**Abbildung 7.21: Auswirkung einer variierten Triebwerksreibung des Motors**

### 7.3.3 Nebenaggregate

Eine Grenzbetrachtung soll Aufschluss über maximal erreichbaren Nutzen bei der Optimierung von Nebenaggregaten geben. Die am Versuchsträger verbauten Nebenaggregate werden in der Simulation schrittweise weggelassen, um deren Auswirkung auf das Gesamtergebnis zu ermitteln. Das Ergebnis zeigt **Abbildung 7.22**. Besonders groß ist der Einfluss von elektrischer Bordnetzlast am Generator und von Kraftstoff-Hochdruckpumpe. Die übrigen Aggregate haben im Zyklus nur einen geringen Beitrag zur Reibung. Die Summe der erreichbaren Einsparungen bei Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemissionen ist mit max. 10 % relativ hoch. Die Energieaufwände können jedoch nicht ohne weiteres entfernt werden, da die Nebenaggregate für den Betrieb des Fahrzeugs erforderlich sind.

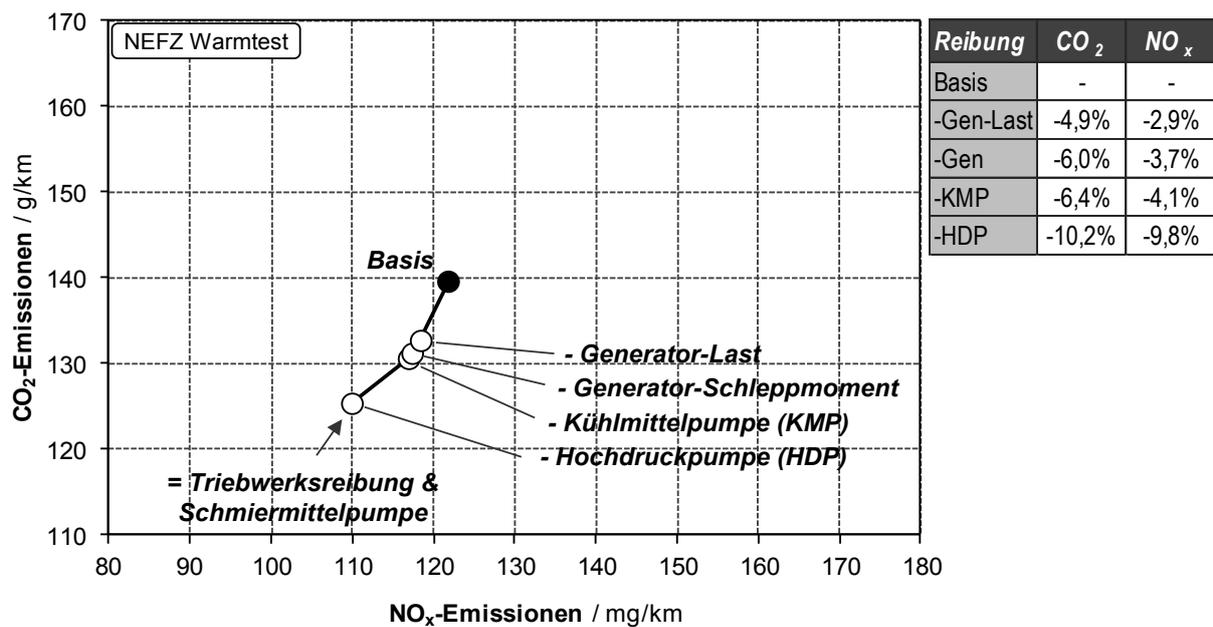


Abbildung 7.22: Auswirkung der Nebenaggregate

Eine Alternative wären elektrifizierte Nebenaggregate mit regenerativ erzeugter elektrischer Energie im Fahrzyklus (z.B. durch Rekuperation). Eine reine Elektrifizierung ohne Nutzung der Bremsarbeit führt aufgrund der Wirkungsgradkette zu einem Mehrverbrauch. Aus energetischer Sicht ist eine Umsetzung im NEFZ möglich: Das betrachtete Fahrzeug baut kumuliert 580 Wh Bremsarbeit ab. Zur Versorgung des Bordnetzes sind im gleichen Zeitraum 150 Wh mechanische Arbeit nötig (im Mittel 300 W elektrische Leistung). Die mechanische Antriebsarbeit der Nebenaggregate erfordert weitere 138 Wh. Die Bremsarbeit müsste also lediglich mit einem Wandlungswirkungsgrad von 24 % bzw. 50 % in die Nebenaggregate zurückgeführt werden, um die simulierten Maximalpotenziale zu erreichen.

### 7.3.4 Start/Stop

Im Folgenden sind die in Kapitel 5.4 und 5.5 beschriebenen Start/Stop-Systeme auf das Downsizing-Konzept angewendet. Die Ergebnisse der Simulation für den NEFZ Warmtest zeigt **Abbildung 7.23**. Ein einfaches Start/Stop-System bietet hier ca. 3 % Emissionsreduzierung im gesamten Zyklus. Durch das Ausschöpfen des erweiterten Start/Stop-Potenzials lässt sich dieser Wert auf 4,6 % CO<sub>2</sub> bzw. 6 % NO<sub>x</sub> steigern.

Beim Einsatz von Start/Stop ist die Energiebilanz des elektrischen Bordnetzes zu berücksichtigen. In den Abstellphasen des Motors erzeugt der Generator keine elektrische Leistung. Elektrische Verbraucher sind (teilweise mit reduzierten, elektrischen Leistungsbedarf) weiter aktiv. Um im Zyklus ausreichend elektrische Energie zu generieren, ist eine Anpassung der Generatorleistung notwendig.

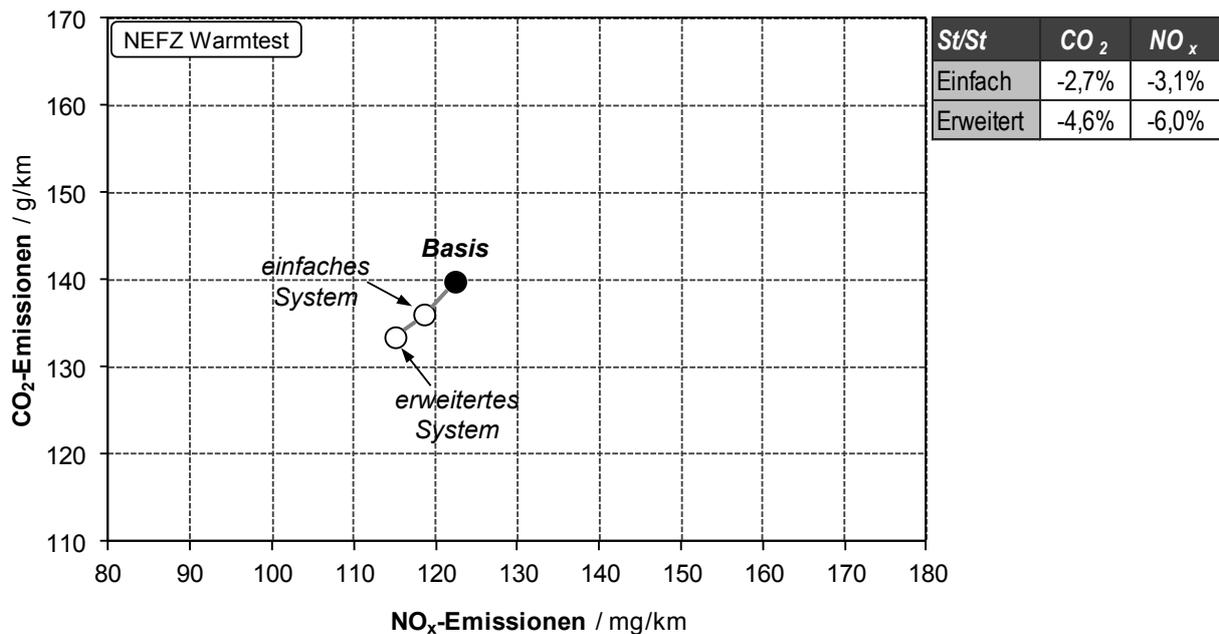


Abbildung 7.23: Auswirkung von Start/Stopp-Systemen

### 7.3.5 Regenerative Generatorregelung

Abbildung 7.24 zeigt das Ergebnis der Simulation im NEFZ Warmtest. Die Berechnung basiert auf einer mittleren, elektrischen Bordnetzlast von 300 W.

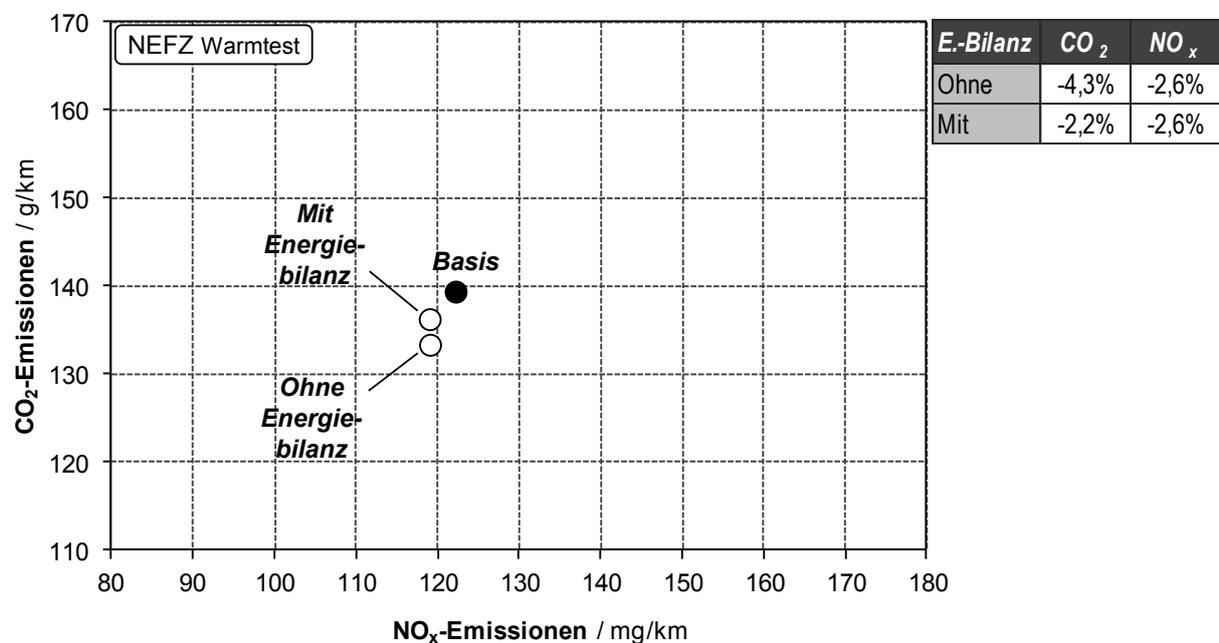


Abbildung 7.24: Auswirkung regenerativer Generatorregelung

Je nach Variante der intelligenten Generatorregelung beträgt die CO<sub>2</sub>-Einsparung zwischen 2 und 4 %. Die NO<sub>x</sub>-Reduzierung ist mit 2,6 % unabhängig von der Funktionsausprägung. Die Entlastung in den Beschleunigungsvorgängen geschieht bereits

im ersten Schritt. Die Senkung der mittleren Motorlast in den übrigen Fahrsituationen sorgt nicht mehr für eine weitere Senkung der Stickoxide.

## 7.4 Milde Hybridisierung

### ERGEBNISSE DER SIMULATION

Als Grundlage für die Simulation dienen weiterhin die Fahrwiderstände des Referenzfahrzeugs unter betriebswarmen Bedingungen im NEFZ. Die Gesamtmasse des Fahrzeugs wird für alle betrachteten Antriebskonzepte als konstant angenommen. Diese Annahme trifft für das Downsizing gut zu [16]. Bei der Hybridisierung ist je nach technischer Lösung mit einer Zunahme der Fahrzeugmasse durch den elektrischen Antrieb und den zusätzlichen Energiespeicher zu rechnen. Eine Massenzunahme um 100 kg führt zu einem Verbrauchsnachteil von ca. 3 % und einem  $\text{NO}_x$ -Anstieg von ca. 6 % gegenüber den berechneten Bestwerten (siehe Kapitel 7.1). Bei effizient gestalteten milden Hybridsystemen ist es möglich einen Sprungs in der Schwungmassenklasse zu vermeiden [52], so dass die Annahme zulässig erscheint.

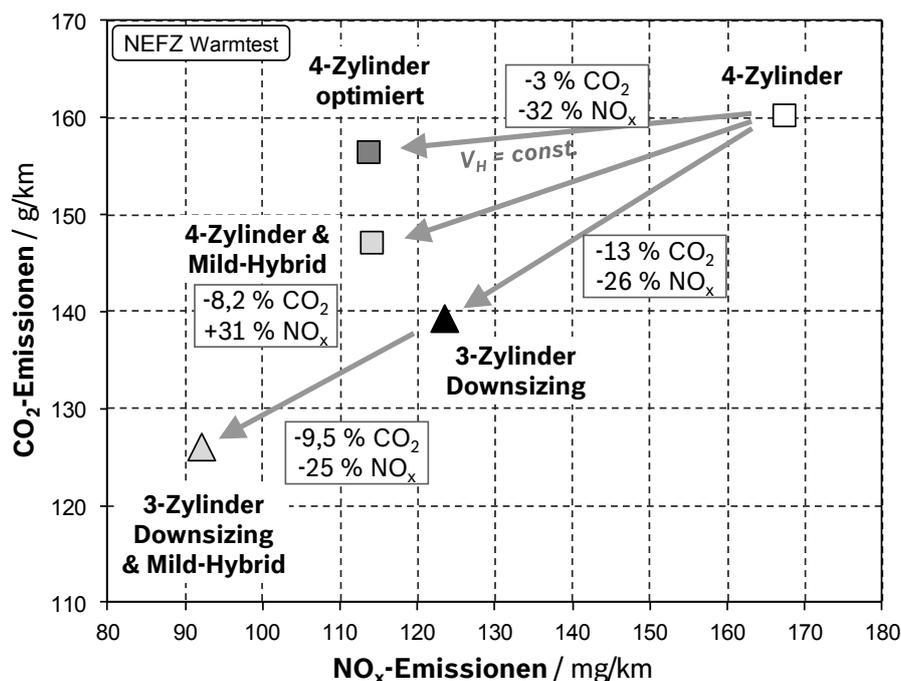


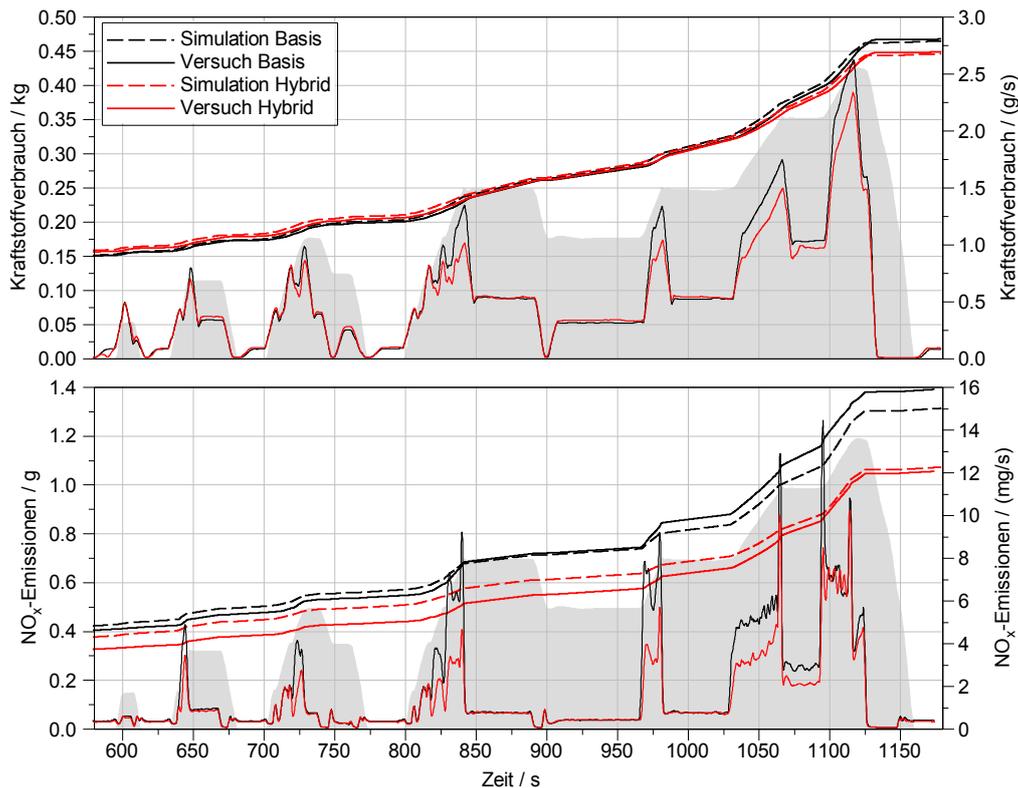
Abbildung 7.25: Simulationsergebnis Mild-Hybrid

**Abbildung 7.25** zeigt die Simulationsergebnisse für eine milde Hybridisierung der beiden betrachteten Motorkonzepte. Es findet jeweils die gleiche Betriebsstrategie Anwendung (siehe Kapitel 5.5.3). In beiden Fällen ist eine vergleichbare Tendenz erkennbar, bei der die Reduzierung der Stickoxid-Emissionen etwa dem Dreifachen der Verbrauchseinsparung entspricht. Das deckt sich mit den Erwartungen an die Betriebsstrategie. Auffällig ist die höhere  $\text{CO}_2$ -Reduktion durch die Hybridisierung beim 3-Zylinder-Downsizingmotor gegenüber einer höheren  $\text{NO}_x$ -Einsparung beim 4-Zylinder. Der 4-Zylinder weist aufgrund des unterlegenen Einspritz- und Luftsystems

größere Schwächen in den Randbereichen des emissionsrelevanten Kennfeldbereiches auf. Durch die Lastpunktverschiebung ergeben sich daraus entsprechend größere Potenziale hinsichtlich Stickoxide. Die Reibungsminderung durch Downsizing verringert gleichzeitig die Schleppverluste des 3-Zylinders. Da die E-Maschine ohne Trennkupplung am Motor angebracht ist, wird ein Teil der Verzögerungsenergie durch die Schleppverluste des Motors aufgezehrt. Hieraus ergibt sich ein verbrauchsrelevanter Vorteil für den 3-Zylinder. Zu beachten ist zudem, dass ein Teil der Einsparungen der Hybridantriebe auf das automatische Abschalten des Motors in Stillstandphasen (erweiterte Start/Stop-Funktion, siehe Abschnitt 5.5.1) zurückzuführen ist. Die Ergebnisse zeigen zudem, dass konsequentes Downsizing mit Verbrennungsoptimierung ein größeres CO<sub>2</sub>-Reduktionspotenzial besitzt als milde Hybridisierung. Letztere erzielt aufgrund der zusätzlichen Freiheitsgrade höhere Reduktionen der NO<sub>x</sub>-Emissionen.

### MOTORVERSUCHE

Der hohe Systemaufwand von Hybridfahrzeugen erlaubte im Rahmen dieser Arbeit und des begleiteten Projektes keine praktische Umsetzung der Hybridarchitektur und Betriebsstrategie im Versuchsfahrzeug. Der Nachweis der Einsparungen erfolgt daher mit Hilfe von dynamischen Messungen am Motorprüfstand. Das im jeweiligen Fahrzeugkonzept erwartete Drehzahl- und Lastprofil über die gesamte Zyklusdauer dient als Vorgabe für den Versuch. Es ist nur eine vereinfachte Variante der Hybridisierung dargestellt. Die Messtechnik sowie die Automatisierungs- und Sicherheitstechnik am Motorprüfstand verhinderten eine korrekte Messung in Verbindung mit erweiterter Start/Stop-Funktion. Umgesetzt ist daher eine Vermessung von angepassten Betriebskollektiven ohne Motorstopp-Phasen. **Abbildung 7.26** zeigt die grafische Gegenüberstellung des Kraftstoffverbrauchs (oberes Diagramm) und der NO<sub>x</sub>-Emissionen (unteres Diagramm). Simulierte Verläufe sind gestrichelt dargestellt. Durchgezogene Kurven stehen für gemessene Verläufe. Der Vergleich erfolgt zwischen der Basisvariante des Downsizing-Konzepts (schwarz) und der hybridisierten Variante des Downsizing-Konzepts (rot). Es zeigt sich nur eine sehr geringe Verbrauchseinsparung. Die Vorteile durch (erweitertes) Start/Stop sind wegen des Prüfablaufs nicht umgesetzt. Die Einsparung resultiert nur aus der Nutzung regenerierter Bremsenergie, abzüglich der Verluste aus Lastpunktverschiebung. Die in der Modellvalidierung beobachtbare, gute Übereinstimmung im Kraftstoffverbrauch wird bestätigt. Im Kraftstoffmassenstrom (nur Messung) ist die deutliche Ablastung in den Beschleunigungen zu erkennen. In den Konstantfahrten bei 35 und 50 km/h liegt der Verbrauch dagegen höher. Die Differenz ist hier zwar kleiner, aber der Grundstadtfahrzyklus wird vierfach durchfahren. Das erwartete Ergebnis zeigen auch die NO<sub>x</sub>-Massenstromverläufe der Messung. So entstehen deutliche Einsparungen durch die entlasteten Beschleunigungsphasen. Zusätzlich ist die Emissionsminderung durch höhere Last in den langsamen Konstantfahrten erkennbar. Da beide Effekte zur Minderung beitragen, resultiert in den Stickoxidemissionen eine größere Einsparung als im Kraftstoffverbrauch.



**Abbildung 7.26: Vergleich von Kraftstoffverbrauch und Stickoxiden zwischen Simulation und Messung**

Die grafischen Eindrücke der Massenstromverläufe bestätigen sich zusätzlich in den integralen Massen in **Tabelle 7.6**. Begleitend zum Motorversuch erfolgen Simulationen ohne Motorstopp-Phasen. Die CO<sub>2</sub>-Reduzierung der Simulation wird im Versuch sehr genau bestätigt. Bei den NO<sub>x</sub>-Emissionen ist die gemessene Einsparung größer als die simulierte. Die Ursache hierfür liegt mitunter in der suboptimalen Abbildung dynamischer Effekte im Luftsystem des Verbrennungsmotors (siehe Kapitel 6.4). Die sinkende Lastdynamik in Verbindung mit Hybridisierung führt zu deutlich weniger und kleineren NO<sub>x</sub>-Spitzen bei Lastsprüngen des Verbrennungsmotors (siehe Abbildung 7.26).

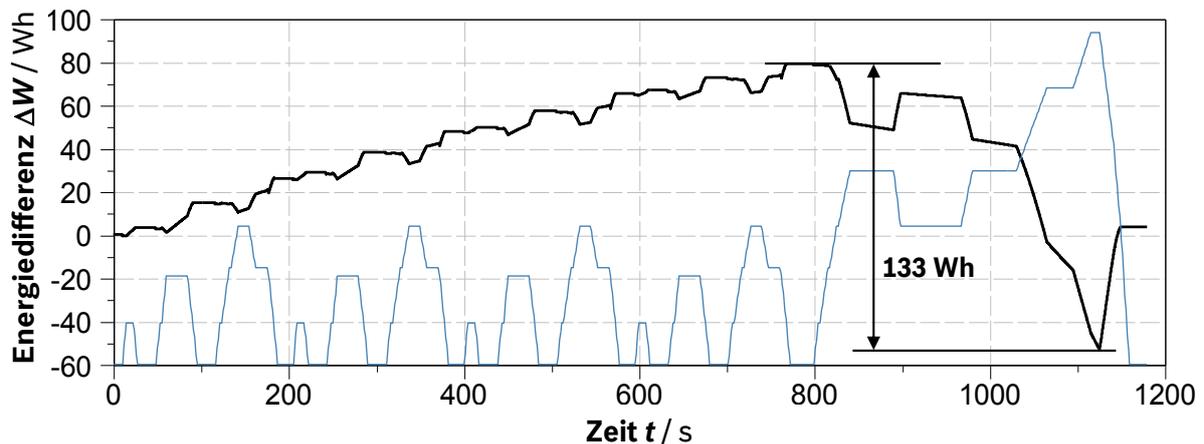
	Dieselkraftstoff			NO <sub>x</sub>		
	Basis	Hybrid	Δ	Basis	Hybrid	Δ
Simulation	463,3 g	444,6 g	- 4,0 %	1,31 g	1,07 g	- 18,3 %
Messung	466,0 g	447,3 g	- 4,0 %	1,39 g	1,05 g	- 24,5 %

**Tabelle 7.6: Vergleich der Einsparungen durch Hybridisierung zwischen Simulation und Messung**

#### ANFORDERUNGEN AN DAS ELEKTRISCHE SYSTEM

Der NEFZ stellt mit seinem Geschwindigkeitsprofil eine häufig wechselnde Leistungsanforderung an den Antrieb dar. Während die Fahrten mit konstanter Geschwindigkeit nur geringe Leistung benötigen, erfordern Beschleunigungen und

Verzögerungen in Relation dazu hohe positive/negative Leistungen. **Abbildung 7.27** stellt die Verwendung des Energiespeichers im Mild-Hybrid beim 3-Zylinder dar. Der maximal benötigte Energiehub beträgt lediglich 133 Wh. Bezogen auf das Fahrzeuggewicht sind das weniger als 300 J/kg. Der häufige Wechsel sehr hoher Leistungen (Peaks + 6 kW / - 12 kW) und der hohe streckenbezogene Energiedurchsatz stellen hohe Ansprüche an die Zyklisierbarkeit des Energiespeichers.



**Abbildung 7.27: Verwendung des Energiespeichers**

## 7.5 Detaillierte Verlustanalyse

Aufgrund der entscheidenden Auswirkungen auf CO<sub>2</sub>- und NO<sub>x</sub>-Emissionen bilden Downsizing und Hybridisierung in dieser Arbeit die Maßnahmen mit dem größten Nutzen. Für sie erfolgt an dieser Stelle die vertiefte Analyse mit Hilfe der Verlustteilung. Da nicht ausreichend Indiziermessdaten für den 4-Zylinder-Referenzmotor vorliegen, steht dieser für den Vergleich mit innermotorischer Verlustteilung nicht zur Verfügung. Ersatzweise findet ein Vergleich der Konzepte „4-Zylinder optimiert“, „3-Zylinder Downsizing“ und „3-Zylinder Downsizing & Mild-Hybrid“ aus Abbildung 7.25 statt. Die Ergebnisse wurden in Auszügen bereits in [51] vorgestellt.

Die Verwendung des gleichen Fahrzeugs mit konstanter Gesamtmasse gewährleistet identische Fahrwiderstände für alle Konzepte. Der Energieaufwand zur Überwindung des Luftwiderstands und der Rollreibung ist demzufolge ebenfalls gleich, so dass alle Antriebe die gleiche effektive Leistungsanforderung bedienen müssen. Erste Unterschiede zeigen sich in den Bremsverlusten.

Die Analyse der Ergebnisse in **Abbildung 7.28** weist folgende Kernpunkte aus:

- Die Verbrauchssenkung durch Downsizing basiert auf einer signifikanten Verbesserung der absoluten Reibungs- und Verbrennungsverluste. Die spezifische Reibung des 3-Zylinder-Motors ist zwar größer als beim 4-Zylinder-Motor, die absoluten Reibungsverluste sinken jedoch aufgrund des kleineren Hubraums.

Als Folge der sinkenden Reibung steigen die Bremsverluste durch Downsizing an, da für die gleiche Verzögerung stärkeres Bremsen nötig ist. Dies ist eine günstige Randbedingung für die regenerierbare Energie bei milder Hybridisierung.

- Der Einsatz eines Hybridantriebs führt bei beiden Motoren zu einer erheblichen Reduzierung der Bremsverluste. Trotz einer anteiligen Kompensation durch Verluste in der E-Maschine und in der Batterie verbleibt eine positive Bilanz. Zusätzliches Einsparpotenzial resultiert aus der verbesserten Verbrennung durch die gezielte Verlagerung von Betriebspunkten und der Vermeidung von Leerlauf-Betrieb.

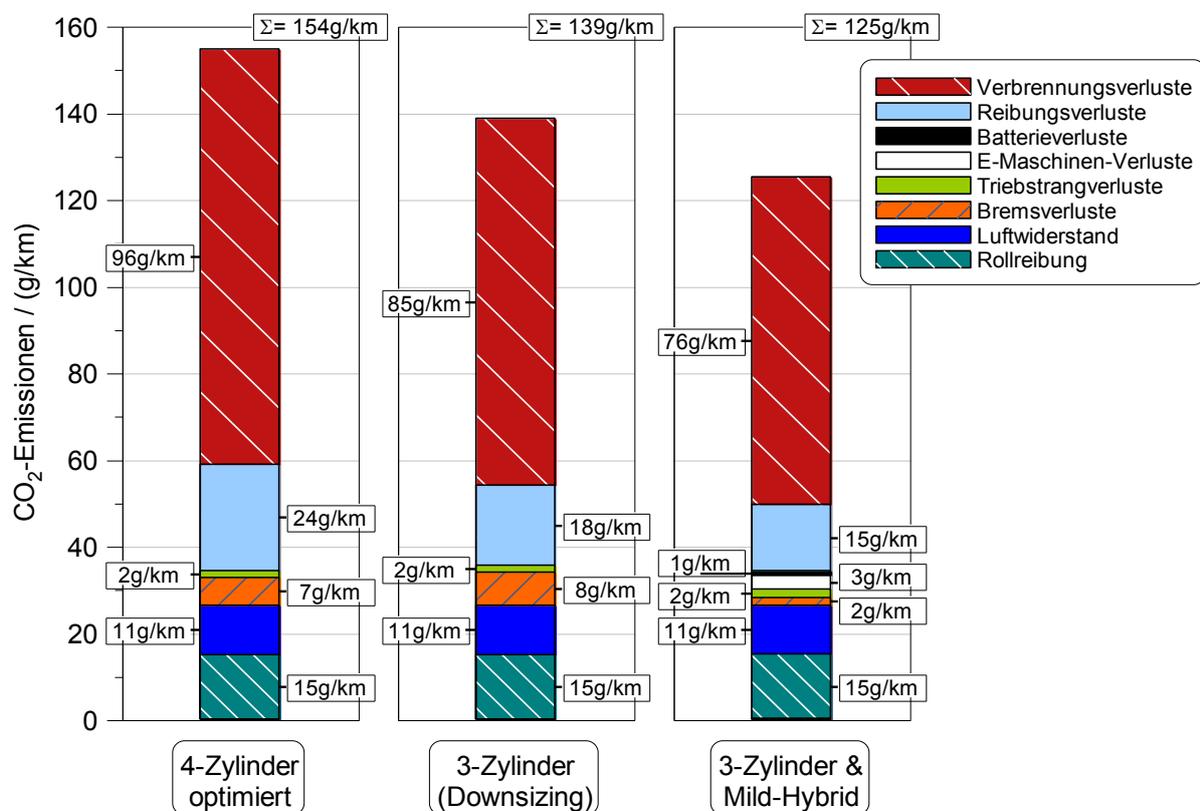


Abbildung 7.28: Verlustteilung für das Fahrzeug

In Abbildung 7.28 wird deutlich, dass die innermotorischen Verluste sehr dominant sind und die resultierende Verbrauchseinsparung maßgeblich bestimmen. Um noch differenziertere Aussagen zu treffen, wird zur Verbrennungsanalyse die allgemein gültige Verlustteilung durchgeführt (siehe Abschnitt 6.3). Das Resultat der Verlustteilung für die innermotorischen Vorgänge zeigt **Abbildung 7.29**. Um die Übersichtlichkeit zu wahren, sind lediglich die innermotorischen Verluste dargestellt. Die aufgelisteten Verlustblöcke entsprechen in Summe dem Verbrennungsverlust aus der Darstellung in Abbildung 7.28.

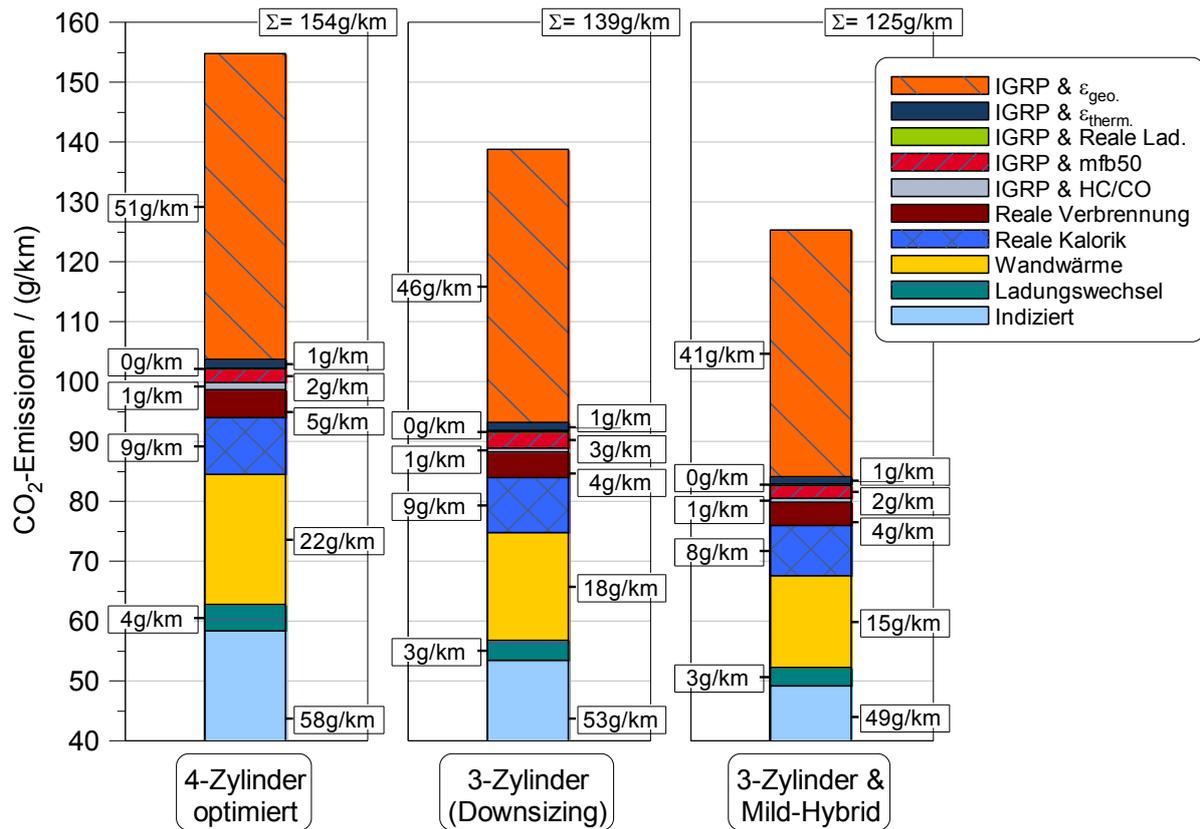


Abbildung 7.29: Verlustaufteilung für den Verbrennungsmotor

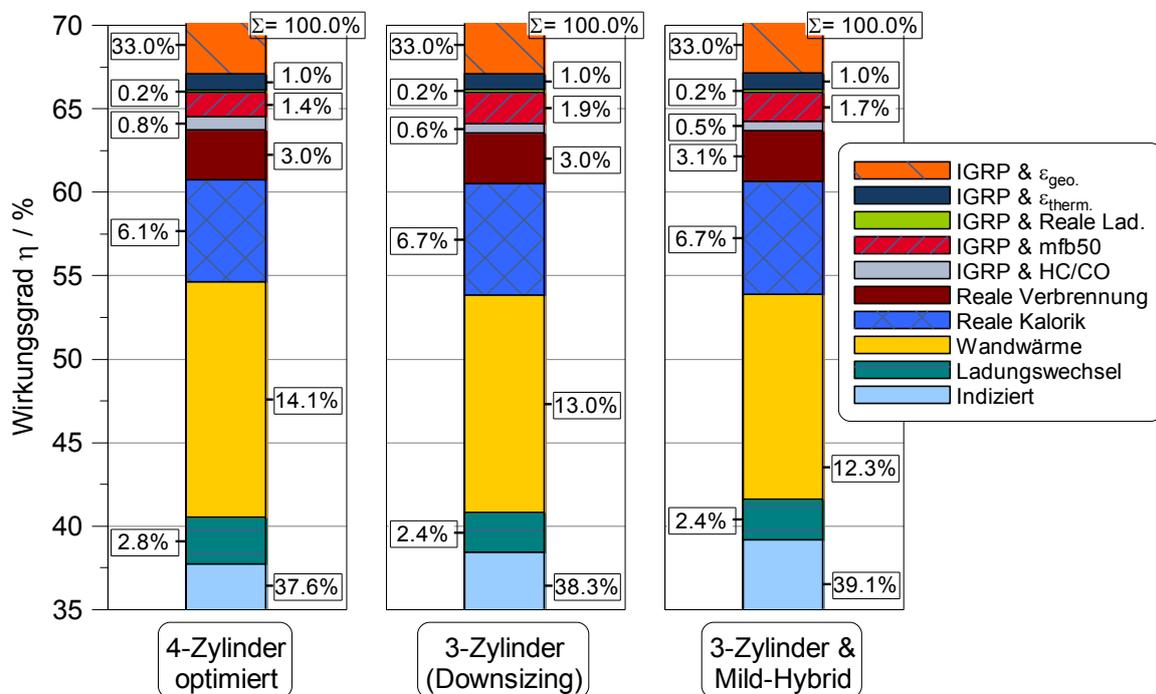


Abbildung 7.30: Prozentuale Verlustteilung für den Verbrennungsmotor

Aus der Darstellung in Abbildung 7.29 lässt sich entnehmen, welcher Anteil der CO<sub>2</sub>-Emissionen von den jeweiligen thermodynamischen Verlustelementen verursacht

wird. Grundsätzlich ist festzustellen, dass bereits die Verluste des idealen Gleichraumprozesses den größten Verlustbetrag verursachen. Die Arbeitsverluste von Wandwärmeübergang sowie Druck- und Temperaturabhängigkeit des Arbeitsgases (Kalorik) gehören zu den dominanten Verlusten, gefolgt von realer Verbrennung, Ladungswechsel und Verbrennungsschwerpunktlage.

Um die Auswirkung von Downsizing und Hybridisierung auf die Änderung der Proportionen der innermotorischen Verlustteilung zu erkennen, empfiehlt sich die Darstellungsform in Wirkungsgrad-Differenzen, **Abbildung 7.30**. Hier wird trotz des sinkenden Energieverbrauchs deutlich, wie sich die einzelnen Verluste relativ zueinander verhalten. Folgende Erkenntnisse können abgeleitet werden:

- Sowohl Downsizing als auch milde Hybridisierung können die Arbeitsverluste durch Wandwärme maßgeblich verringern. Ursächlich für die Verbesserung ist die Anhebung des Lastniveaus. Mit steigender Motorlast erhöhen sich jedoch die Verluste durch Kalorik, was zu einer partiellen Kompensation führt. Die Freiheitsgrade des Hybridantriebs ermöglichen hier den besten Kompromiss.
- Die Verluste durch nichtoptimale Verbrennungsschwerpunktlage und reale Verbrennung (gegenüber einer Gleichraumverbrennung) nehmen mit steigenden Motorlasten ebenfalls leicht zu. In der Applikation des 3-Zylinder-Motors sind diese aber grundsätzlich gering.

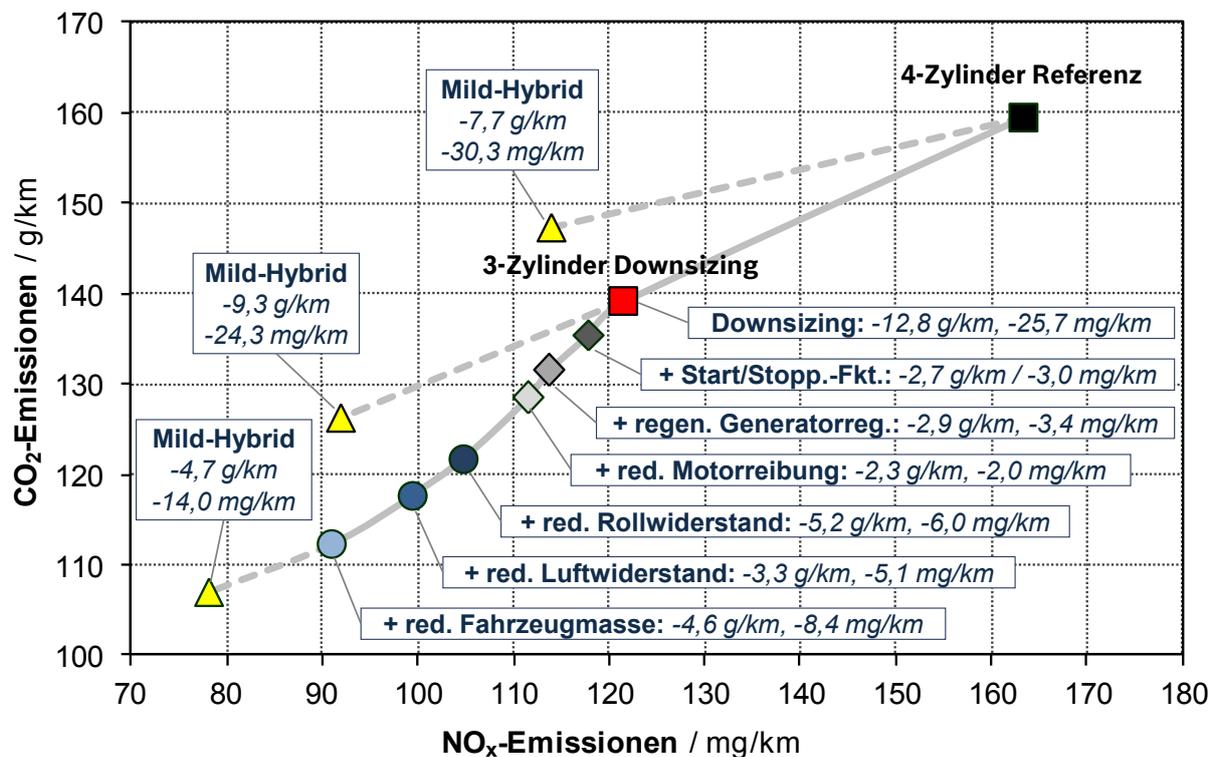
## FAZIT

Die Analyse zeigt, dass eine Steigerung des indizierten Wirkungsgrades im Zyklusmittel um 0,7 %-Punkte durch Downsizing und um weitere 0,8 %-Punkte durch Hybridisierung möglich ist (entspricht jeweils ca. 2,6 g/km CO<sub>2</sub>). In Verbindung mit einer Senkung des indizierten Energiebedarfs führt dies zu den oben gezeigten Kraftstoffeinsparungen. Der dieseltypisch hohe Anteil der Wandwärmeverluste bestärkt auch hier die thermodynamischen Argumente für die Wahl einer geringen Zylinderzahl gegenüber einem geringen Einzelzylinderhubvolumen. Abschließend ist noch zu beachten, dass der Unterschied zum 4-Zylinder-Referenzmotor (aufgrund der höheren Kraftstoffeinsparung gegenüber dem optimierten 4-Zylinder) wesentlich größer ausfällt.

## 7.6 Kombination der Maßnahmen

Die bisherigen Unterkapitel zeigen die jeweiligen Einzelergebnisse für die untersuchten Maßnahmen zur Verbrauchs- und Stickoxidminderung auf. Teilweise basieren die erreichten Verbesserungen auf sehr ähnlichen Wirkprinzipien. So reduziert die Start/Stop-Funktion die Reibungsverluste des Motors in Leerlaufphasen. Eine allgemeine Reibungsreduzierung des Motors greift teilweise an der gleichen Verlustquelle an, andererseits gibt es hier Synergien mit Hybridisierung. Die Maßnahmen stehen in Wechselwirkung zueinander und erreichen somit gemeinsam nicht genau die Summe ihrer einzelnen Einsparungen. Die Simulation erlaubt den sequentiellen

Einsatz der Maßnahmen, um so ein Gesamtergebnis für kombinierte Maßnahmenpakete zu erhalten. **Abbildung 7.31** zeigt das Simulationsergebnis für diese Betrachtung für NEFZ betriebswarm mit 300 W elektrischer Bordnetzlast. Ausgehend vom Referenzkonzept mit 4-Zylindermotor setzt zunächst im Hauptpfad (durchgezogene Linie) das von oben bekannte Downsizing-Konzept mit Zylinderreduktion an. Anschließend folgt die stufenweise Anwendung von Triebstrang-Maßnahmen wie Start/Stop-Funktion, regenerativer Generatorregelung (inkl. Ausgeglichener Ladebilanz) und einer Reduzierung der Motorreibung (um 15 %). Bereits hier wird die Grenze von 130 g/km CO<sub>2</sub>-Emissionen unterschritten, die NO<sub>x</sub>-Emissionen unterschreiten 114 mg/km. Die weitere Anwendung von Maßnahmen zur Optimierung des Fahrzeugs führt zu ca. 112 g/km CO<sub>2</sub> und 91 mg/km NO<sub>x</sub>. Dazu gehören die Reduzierungen des Rollwiderstands um 20 %, des Luftwiderstands um 16 % sowie der Fahrzeugmasse um 150 kg (entspricht ca. 9 %). Das Motorgewicht ist Element der Fahrzeugmasse, so dass hier Synergien mit Downsizing bestehen.



**Abbildung 7.31: Simulationsergebnis für die Kombination von Maßnahmen zur Reduktion von Verbrauch und Stickoxiden**

Ergänzend dazu ist als Erweiterung am Ende des Hauptpfades sowie auf Basis des 4- und 3-Zylinders die Anwendung eines Mild-Hybrid bewertet (gestrichelte Linien). Das Einsparpotenzial hängt stark vom Aufsetzpunkt ab. Ausgehend vom 4-Zylinder ergibt sich eine moderate CO<sub>2</sub>-Reduzierung um 7,7 g/km (4,9 %). Diese steigt beim 3-Zylinder aufgrund der sinkenden Motorschleppverluste auf 9,3 g/km (6,7 %) an. Ausgehen vom Ende der konventionellen Optimierungskette ergibt sich lediglich eine Einsparung um 4,7 g/km CO<sub>2</sub> (4,2 %). Der Grund hierfür liegt in der vorherigen

Ausschöpfung einiger hybrid-typischer Einsparpotenziale durch die Start/Stop-Funktion und die regenerative Generatorregelung. Ein ähnliches Bild ergibt sich für die Reduktion der Stickoxid-Emissionen. Auf Basis des 4-Zylinders resultiert eine Minderung um ca. 30 mg/km (15 %). Am optimierten 3-Zylinder-Downsizingkonzept mit größeren Emissionsherausforderungen erzielt die Mild-Hybrid-Lösung eine absolute NO<sub>x</sub>-Reduzierung um 24,3 mg/km (20 % relativ). Sinkt die Leistungsanforderung im Fahrzyklus aufgrund der Maßnahmen an Triebstrang und Fahrzeug, so liegen die Betriebspunkte tendenziell bei kleineren Gradienten der NO<sub>x</sub>-Emissionen (siehe Kapitel 4.3). Hierdurch ist der Hebel des zusätzlichen Freiheitsgrades der Hybridisierung kleiner und das Minderungspotenzial schrumpft auf 14 mg/km (18,5 %). Unabhängig vom Ansatzpunkt für die Hybridisierung ergibt sich prozentual eine drei- bis vierfache Absenkung der Stickoxide im Vergleich zum Kraftstoffverbrauch.

Im Gesamtergebnis inkl. Mild-Hybrid lässt sich ein Emissionsniveau von 107 g/km CO<sub>2</sub> und unter 80 mg/km NO<sub>x</sub> erreichen. Dies entspricht in Relation zur 4-Zylinder-Basis einer Senkung um 33 % (CO<sub>2</sub>) bzw. 52 % (NO<sub>x</sub>). Rein auf Basis der Simulation erscheint also ein Erreichen des Euro-6-Grenzwertes für Stickoxide mit diesen Maßnahmen ohne zusätzliche Abgasnachbehandlung möglich. In Anbetracht der hohen Bandbreite dieser Aussagen und der Güte der Modellierung (siehe Kapitel 6) ist dies für konkrete Lösungskonzepte durch entsprechende Versuche im Einzelfall zu prüfen.

Die absolute Einsparung durch einen Mild-Hybrid sinkt grundsätzlich mit dem Basisniveau. Die relativen Einsparungen bestätigen diesen sinkenden Trend nicht und hängen vielmehr von den Wechselwirkungen mit den Randbedingungen (z.B. Schleppmoment, regenerativer Bremsanteil, etc.) ab. Der Einsatz von Hybridisierung ist zu jedem Zeitpunkt in der Optimierungskette sinnvoll, sofern das Aufwand/Nutzen-Verhältnis im Vergleich zu einer anderen Maßnahme günstig ist. Die konsequente Optimierung von bestehenden Komponenten erreicht eine ähnlich ausgeprägte Wirkung, wie die milde Hybridisierung. Aufgrund der Aufwände bei Komponenten und Integration ist die Hybridisierung voraussichtlich ein relativ später Optimierungsschritt, wenn aufwandsgünstige Maßnahmen bereits umgesetzt sind.

Alle Maßnahmen der Optimierungskette zusammengenommen ergeben eine umfassende Änderung gegenüber der Referenz mit 4-Zylinder-Motor. Dies zeigt sich nicht nur in der erheblichen Senkung von Kraftstoffverbrauch und Emissionen. Zusätzlich werden die Fahrleistungen durch die verringerten Fahrwiderstände und die geringere Massenträgheit gesteigert. Dies ist einerseits als begleitender positiver Effekt nutzbar. Alternativ kann bei fester Vorgabe der Fahrleistungen (Beschleunigung, Höchstgeschwindigkeit, etc.) eine Iteration in der Gestaltung der Optimierungsmaßnahmen erfolgen. Die Anforderungen an Downsizing sinken beispielsweise, wenn aufgrund von Leichtbau geringere Leistungen nötig sind. Mit sinkenden Anforderungen an die Nennleistungen kann das Matching der beiden Lader verbessert werden, wodurch sich weiteres Potenzial zur Verbrennungsoptimierung erschließt. Eine alternative

Vereinfachung wäre eine 1-stufige Aufladung mit variabler Turbinengeometrie, die als schlanke Downsizing-Lösung wiederum den Leichtbau unterstützt. An dieser Stelle zeigt sich die steigende Bedeutung der ganzheitlichen Systementwicklung. Speziell die Freiheitsgrade von Hybridisierung erfordern hier die Beachtung der vorherrschenden Randbedingungen und Wechselwirkungen mit anderen Subsystemen.

## 7.7 Fazit

Basierend auf den Randbedingungen des betrachteten Fahrzeugsegments und der ausgewählten Referenzparameter zeigt das Kapitel die erreichbaren Ergebnisse hinsichtlich der Reduzierung von Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemissionen. Folgende Kernpunkte sind dargestellt:

- Die kompromisslose Reduzierung der Fahrwiderstände kann im Einzelfall zu 10 bis 20 % verringerten Emissionen führen. Eine mit moderatem Aufwand erreichbare Senkung von Luft- und Rollwiderstand erzielt in Simulation und Versuch eine Emissionsminderung im Bereich von 6 bis 7 %.
- Die Änderung des Betriebskollektivs am Verbrennungsmotor (d.h. Drehzahl- und Lastverlauf) unter Beibehaltung der Leistungsabgabe ermöglicht eine indirekte Reduzierung der Zielgrößen. Der Hebel hierfür sind Schalt- und Achsgetriebe. So ermöglicht Downspeeding bis zu ca. 3 % geringeren Kraftstoffverbrauch im Test. Der Nachteil ist eine Steigerung der NO<sub>x</sub>-Emissionen um ca. 30 %. Die freie Schaltpunktwahl im NEFZ (z.B. mit einem automatisierten Getriebe) ermöglicht im Vergleich dazu eine Kraftstoffeinsparung von ca. 3,5 % bei neutralen Stickoxidemissionen. Durch ein Getriebe mit stufenlos verstellbarer Übersetzung lässt sich dieses Einsparpotenzial auf bis zu 6 % steigern. Nicht vernachlässigbar ist die für automatisierte Getriebe erforderliche Betriebsleistung, da bereits 500 W mechanischer Leistungsbedarf zu einer Überkompensation des Emissionsvorteils der stufenlosen Übersetzung führt.
- Die Verbesserung des mechanischen und indizierten Wirkungsgrades ist ein zentraler Aspekt dieser Arbeit. Für ein theoretisch und praktisch ausgestaltetes Downsizing-Konzept ist dargelegt, wie eine Verbrauchsreduzierung um 13 % und eine Stickoxidminderung um 26 % erzielt wird. Der Versuchsträger kann mit einer prototypischen Umsetzung bereits 6 % CO<sub>2</sub>-Einsparung bei gleichzeitiger Verringerung der Stickoxidemissionen nachweisen.
- Die Triebwerksreibung und der Leistungsbedarf der Nebenaggregate verursachen jeweils Emissionen im einstelligen Prozentbereich.
- Für das moderne Downsizing-Konzept erzielt eine Start/Stopp-Funktion je nach technischer Realisierung eine Emissionsreduzierung von 3 bis 6 %. Die regenerative Generatorregelung reduziert die Stickoxide um 2,6 % und den CO<sub>2</sub>-Ausstoß um 2,2 %.

- Das vorgestellte Mild-Hybrid-Konzept erzielt eine Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen um 8 bis 10 % und eine Reduzierung der NO<sub>x</sub>-Emissionen um 25 bis 30 %. Ergebnis der gezielt optimierten Hybrid-Betriebsstrategie ist eine deutlich stärkere Wirkung auf Stickoxide. Die vorteilhafte Kombination von Mild-Hybriden und Dieselantrieben ist aufgezeigt und bestätigt.
- Die Analyse von Downsizing und Hybridisierung mit Hilfe der Verlustteilung zeigt die wesentliche Wirkungsweise noch mal deutlich auf und beleuchtet insbesondere die energetischen Details. Der günstige Einfluss einer kleinen Zylinderzahl für diese Hubraumklasse macht dies deutlich. Danke einer durchgängigen Betrachtungsweise ist der Effizienzvorteil bis auf die einzelnen Elemente der innermotorischen Verlustteilung quantifizierbar. Downsizing und Hybridisierung steigern den indizierten Wirkungsgrad im Fahrzyklus um 0,7 bzw. 0,8 %-Punkte.
- Die Kombination der wesentlichen Maßnahmen zu einer sequentiellen Optimierungskette demonstriert das noch vorhandene Potenzial von PKW-Dieselantrieben. So erscheint eine Senkung des Kraftstoffverbrauchs um 33 % in Verbindung mit einer Erreichung des 80 mg/km Stickoxid-Grenzwertes für Euro 6 möglich. Die hierzu erforderlichen Maßnahmen und deren Ausprägung sind aufgezeigt.

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

### ZUSAMMENFASSUNG

Zielsetzung der Arbeit ist die Bewertung der Auswirkungen von Downsizing und ausgewählter Gesamtfahrzeugmaßnahmen auf den Kraftstoffverbrauch und die Schadstoffemissionen des PKW-Dieselantriebs. Es stehen nicht nur einzelne Detailmaßnahmen der Verbrennungssteuerung im Vordergrund. Vielmehr geht es um eine ganzheitliche Betrachtung der Energiewandlungsvorgänge auf Fahrzeug-Systemebene, um eine signifikante Reduzierung der Verluste zu erzielen.

Die Beschreibung und Analyse der grundlegenden Charakteristik eines Dieselmotors zeigt die wesentlichsten Wirkzusammenhänge zwischen Leistungsabgabe und Kraftstoffverbrauch sowie Emissionsentstehung auf. Die abgeleiteten Verhältnisse in den jeweiligen Betriebsbereichen sind die Basis für Definition von Verbesserungsmaßnahmen. Eine wichtige Rolle spielt die Betrachtung von absoluten energetischen Verhältnissen (wie z.B. Willans-Linien). Die untersuchten Maßnahmen reichen von den Fahrwiderständen, über die mechanische Energiewandlung im Triebstrang bis hin zum Verbrennungsmotor.

Der für die Hubraumverringerung ausgewählte Downsizinggrad von 30 % in Verbindung mit einer Zylinderreduzierung ist die Kernmaßnahme in dieser Arbeit. Die begleitenden Analysen basieren sowohl auf theoretischen Betrachtungen als auch auf begleitenden Versuchen am Motorprüfstand und in Versuchsfahrzeugen. Die errechneten und simulierten Auswirkungen sind einerseits durch Messungen nachgewiesen. Andererseits bieten die modellgestützten Auswertungen zusätzliche Interpretationshilfen bei den Ergebnissen. Die Kernmaßnahme Downsizing erreicht am Beispiel eines PKW der oberen Mittelklasse eine Reduzierung von über 12 % im Kraftstoffverbrauch und mindestens 20 % bei Stickoxidemissionen. Die Ergebnisse und Analysen entstehen teilweise mit Hilfe einer speziell für diese Arbeit entwickelten Antriebsstrangsimulation. Die Validität der Simulation ist Anhand von Versuchen am Motor- und Rollenprüfstand nachgewiesen.

Hybridisierung dient in dieser Arbeit als konsequente Fortsetzung der Optimierung über das Downsizing hinaus. Eine Systemarchitektur samt Betriebsstrategie greift die Schwächen des Downsizing-Konzeptes für weitere Verbesserungen auf. Die Ergebnisse sind in Versuchen nachgewiesen und mit Hilfe von Verlustteilungen detailliert ausgewertet. Das angewendete Hybrid-Konzept ermöglicht eine weitere Einsparung von ca. 10 % CO<sub>2</sub>- und ca. 25 % NO<sub>x</sub>-Emissionen.

## AUSBLICK

Die theoretischen Betrachtungen, Versuche und Analysen in dieser Arbeit zeigen folgende Themenfelder für eine mögliche Weiterarbeit:

- Die Erweiterung der Simulation um eine dynamische Luftsystemmodellierung sowie ein entsprechend reagierendes Verbrennungsmodell bietet Vorteile bei der Vorhersage von Schadstoffemissionen. Das vereinfachte Vorgehen in dieser Arbeit zeigt bereits für die moderate Anwendung im NEFZ Grenzen. Die Steigerung der Aussagefähigkeit verbessert zum Einen die Konzeptbewertung. Zum Anderen bietet es eine breitere Hilfestellung bei der computergestützten Entwicklung von Applikationsdatensätzen und Betriebsstrategien.
- Die dynamische Simulation des Fahrzyklus mit einem Fahrermodell anstelle eines aufgeprägten Geschwindigkeitsprofils erhöht zunächst den Aufwand der Modellbildung und Simulation. Die Lastspitzen durch das Fahrerverhalten (z.B. bei Schaltphasen) lassen sich damit genauer abbilden. Weiterhin ist die Implementierung von Hybridbetriebsstrategien mit höherem Bezug zu einer möglichen praktischen Umsetzung im Fahrzeug möglich.
- Durch die Nutzung von detaillierten Reibungsmodellen ist die aktuelle Verlustverteilung der Reibung bereits sehr genau quantifiziert. Ein Thermomodell, d.h. eine detaillierte Wärmestrommodellierung, zur Vorhersage vom Warmlaufverhalten des Verbrennungsmotors bietet die Chance verschiedene Betriebsprofile sowie den Einsatz von Heizmaßnahmen hinsichtlich ihrer Auswirkung auf den Schadstoffausstoß zu bewerten.
- Die zweistufige Turboaufladung ist Wegbereiter, um die für Downsizing geforderte spezifische Leistung zu erreichen. Gleichzeitig gibt es Bereiche mit vergleichsweise hohen Ladungswechselverlusten. Die Verlagerung der Elektrifizierung vom Triebstrang ins Luftsystem bietet die Chance, auf eine mehrstufige Aufladung zu verzichten. Die flexible Nutzung der regenerierten elektrischen Energie hat höhere Freiheitsgrade für die Emissionierung und Dynamik als reine Abgasturbolader.
- Da Diesel- und Ottomotoren stets in einem konkurrierenden Verhältnis zu einander stehen, ist die Anwendung des Vorgehens dieser Arbeit auf Ottomotoren von großem Interesse. Ein Vergleich der Maßnahmenpakete könnte zudem Anreize für die Entwicklung alternativer Brennverfahren bieten.

## 9 Literaturverzeichnis

- [1] AO, G.-Q.; QIANG, J.-X.; ZHONG, H.; MAO, X.-J.; ZHUO, B.: *Fuel economy and NO<sub>x</sub> emission potential investigation and trade-off of a hybrid electric vehicle based on dynamic programming*. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering (PIMED), Nr. 222 (2008) 10, S. 1851-1864.
- [2] BARGENDE, M.: *Verbrennungsmotoren. Teil I - III*. Vorlesungsmanuskript WS 2004/2005, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrzeugantriebe IVK, Universität Stuttgart.
- [3] BARGENDE, M.: *Versuchs- und Messtechnik an Motoren*. Vorlesungsmanuskript SS 2005, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrzeugantriebe IVK, Universität Stuttgart.
- [4] CATANIA, A. E.; SPESSA, E.; PALADINI, V.; VASALLO, A.: *Kraftstoffverbrauch und Abgasverhalten von Dieselhybrid-Antrieben*. In: MTZ Motorentechnische Zeitschrift 69 (2008), Nr. 12, S. 1014-1025.
- [5] CHOI, K.-W.; KIM, K.-B.; LEE, K.-H.: *Effect of New Cooling Systems in a Diesel Engine on Engine Performance and Emission Characteristics*. In: SAE (2009), Nr. 2009-01-0177.
- [6] CHRIST, T.: *Bremsenergierückgewinnung im elektrischen Bordnetz*. In: ATZelektronik 4 (2009), Nr. 1, S. 10-17.
- [7] CHRIST, T.: *Rekuperation in elektrischen Energiebordnetzen von Kraftfahrzeugen*. Technische Universität Berlin, Dissertation, 2006.
- [8] CINIVIZ, M.; HASIMOGLU, C.; SAHIN, F.; SALMAN, M. S.: *Impact of thermal barrier coating application on the performance and emissions of a turbocharged diesel engine*. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering (PIMED), Nr. 222 (2008) 12, S. 2447-2455.
- [9] DEUSS, T.; EHNIS, H.; FREIER, R.; KÜNZEL, R.: *Reibleistungsmessungen am befeuerten Dieselmotor. Potenziale der Kolbengruppe*. In: MTZ Motorentechnische Zeitschrift 71 (2010), Nr. 5, S. 120-330

- [10] DIGESER, S.; ERDMANN, M.; GULDE, F.-P.; MÜHLEISEN, T.; TATZEL, R.: *Der neue Dreizylinder-Dieselmotor von Mercedes-Benz für Smart und Mitsubishi*. In: MTZ Motorentechische Zeitschrift 66 (2005), Nr. 1, S. 6-12.
- [11] DINGS, J.: *Mind the Gap! Why official car fuel economy figures don't match up to reality*. Transport and Environment (T&E), 2013.
- [12] EUROPÄISCHE UNION 70/220/EWG: *Richtlinie des Rates vom 20. März 1970 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Emissionen von Kraftfahrzeugen*. Inklusive der Aktualisierung vom 11.08.2003 (2003/76/EG).
- [13] FISCHER, G. D.: *Expertenmodell zur Berechnung der Reibungsverluste von Ottomotoren*. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2000.
- [14] GAUTHIER, Y.: *Einspritzdruck bei modernen PKW-Dieselmotoren. Einfluss auf die Rußemissionen*. 1. Auflage, Vieweg+Teubner, GWV Fachverlage, Wiesbaden, 2009, ISBN 978-3-8348-0936-0.
- [15] GERHARDT, J.; CORNETTI, G.; Krüger, M.; Schumacher, H.: *Elektrische Hybridisierung des Dieselmotors. Betriebsstrategien aus motorischer Sicht*. 13. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 2011.
- [16] GOLLOCH, R.: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2005, ISBN 3-540-23883-2.
- [17] GRUBMILLER, D.: *Experimentelle Untersuchungen zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs an einem CR-Dieselmotor*. Diplomarbeit, Universität Stuttgart, 2008.
- [18] HAHNE, E.: *Technische Thermodynamik. Einführung und Anwendung*. 3. überarbeitete Auflage. Oldenbourg Verlag München, 2000, ISBN 3-486-25397-2.
- [19] HEIKES, H.; TRZEBIATOWSKI, T.: *Vergleich der innermotorischen und fahrzeugseitigen Verluste eines modernen Extrem-Downsizing-Ottomotors mit denen eines Downsizing-Dieselmotors auf Grundlage verschiedener Fahrzyklen*. Wissenschaftssymposium Automobiltechnik (WISAU), Aachen, 2012.
- [20] HOFMANN, P.: *Hybridfahrzeuge. Ein Alternatives Antriebskonzept für die Zukunft*. Springer-Verlag, Wien, 2010, ISBN 978-3-211-89190-2.

- [21] HUCHO, W.-H.: *Grenzwert-Strategie. Halbierung des  $c_w$ -Wertes scheidt möglich*. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 111 (2009), Nr. 1, S. 16-23.
- [22] ISO 10054:1998: *Internal combustion compression-ignition engines — Measurement apparatus for smoke from engines operating under steady-state conditions — Filter-type smoke meter*.
- [23] KÖNIGSTEIN, A.; GREBE, U. D.; WU, K.-J.; LARSSON, P.-I.: *Differenzierte Analyse von Downsizing-Konzepten*. In: MTZ Motorentechnische Zeitschrift 69 (2008), Nr. 6, S. 468-476.
- [24] KRÜGER, M.; CORNETTI, G.; GREIS, A.; WEIDMANN, U.; SCHUMACHER, H.; GERHARDT, J.; LEONHARD, R.: *Betriebsstrategien eines dieselelektrischen Hybridfahrzeugs aus motorischer Sicht*. 32. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2011.
- [25] KUBERCZYCK, R.: *Wirkungsgradunterschiede zwischen Otto- und Dieselmotoren*. Dissertation, Universität Stuttgart, 2009.
- [26] KUBERCZYCK, R.; BERNER, H.-J.; BARGENDE, M.: *Wirkungsgradunterschiede zwischen Otto- und Dieselmotor*. In: MTZ Motorentechnische Zeitschrift 70 (2009), Nr. 1, S. 82-89.
- [27] LINDENKAMP, N.; STÖBER-SCHMIDT, C.-P.; EILTS, P.: *Strategies for Reducing NO<sub>x</sub>- and Particulate Matter Emissions in Diesel Hybrid Electric Vehicles*. In: SAE (2009), Nr. 2009-01-1305.
- [28] LUNANOVA, M.: *Optimierung von Nebenaggregaten. Maßnahmen zur Senkung der CO<sub>2</sub>-Emissionen von Kraftfahrzeugen*. Vieweg+Teubner, GWV Vachverlage Wiesbaden, 2009, ISBN 978-3-8348-0730-4.
- [29] MAUCH, A.; TOPHOVEN, J.; TRZEBIATOWSKI, T.; RAATZ, T.: *Potenziale und Grenzen des Downsizings beim Dieselmotor*. In: Motorentechnische Zeitschrift 72 (2011), Nr. 7/8, S. 530-536.
- [30] MERKER, G. P.; SCHWARZ, C.; STIESCH, G.; OTTO, F.: *Verbrennungsmotoren. Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*. 3. Auflage, Teubner Verlag, Wiesbaden 2006, ISBN 978-8351-0080-0.
- [31] MERKER, G. P.; STIESCH, G.: *Technische Verbrennung. Motorische Verbrennung*. 1. Auflage, Teubner Verlag, Stuttgart Leipzig 1999, ISBN 3-519-06381-6.

- [32] MEYER, F.: *Simulation des Einflusses von Thermomanagement und Nebenaggregaten auf den Kraftstoffverbrauch eines Pkw.* Master-Thesis, Hochschule Ravensburg-Weingarten, 2010.
- [33] NAUNIN, D. ET AL.: *Hybrid-, Batterie und Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge. Technik, Strukturen und Entwicklungen.* Renningen: Expert Verlag, Renningen, 2007.
- [34] NEITZ, M.; KOLBECK, A.; STEFFENS, C.; KÖRFER, T.: Innovative Motorkonzepte für den nächsten Schritt im Downsizing von Pkw-Dieselmotoren. 6. MTZ Fachtagung „Der Antrieb von morgen“, Wolfsburg, 2011.
- [35] NEUMANN, D.; SCHRADER, F.; BASSE, N.; SCHÄFFNER, J.; TSCHIGGFREI, W.; KRÄMER, L.: *Kohlenmonoxid. Die neue Emissionsherausforderung für Diesel-Pkw.* In: MTZ Motorentechnische Zeitschrift 70 (2009), Nr. 7/8, S. 528-533.
- [36] PISCHINGER, R.; KLELL, M.; SAMS, T.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine.* Dritte Auflage. Springer-Verlag Wien, 2009, ISBN 978-3211-99276-0.
- [37] RAUCHFUß, L.; HINDORF, K.: *Einfluss und Potenzial von Nebenaggregaten auf den Kraftstoffverbrauch.* Tagung Energieeinsparung durch Elektronik im Fahrzeug, Baden-Baden, 2008.
- [38] REIF, K. (Hrsg.): *Dieselmotor-Management im Überblick.* Vieweg+Teubner, Springer Fachmedien, Wiesbaden, 2010.
- [39] REIF, K. (Hrsg.): *Konventioneller Antriebstrang und Hybridantriebe.* Vieweg+Teubner, Springer Fachmedien, Wiesbaden, 2010.
- [40] RINDERKNECHT, S.; SEUFERT, M.; ELLINGER, R.; SCHNEIDER, R.; WAGNER, J.: *ECO TARGET: Ein innovativer Antriebsstrang zur Erfüllung zukünftiger Mobilitätsanforderungen.* 25. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2004.
- [41] Robert Bosch GmbH (Hrsg.): *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch.* 25. Auflage, Vieweg Verlag, Braunschweig, 2003.
- [42] ROHDE-BRANDENBURGER, K.: *Verfahren zur einfache und sicheren Abschätzung von Kraftstoffverbrauchspotenzialen.* Tagung: Einfluss von Gesamtfahrzeug-Parametern auf Fahrverhalten/Fahrleistung und Kraftstoffverbrauch, Haus der Technik, Essen, 1996.

- 
- [43] ROHDE-BRANDENBURGER, K.: *Was bringen 100 kg Gewichtsreduzierung im Verbrauch? Eine physikalische Berechnung.* In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 115 (2013), Nr. 07-08, S. 584-591.
- [44] SCHELL, I.; PENTZEL, C.; Tonhauser, J.: *Einhaltung der Emissionsvorschriften bei weltweiter Ausrollung der Auto-Start-Stopp-Funktion.* Tagung Innovative Fahrzeugantriebe, Dresden, 2010.
- [45] SCHMIDT, M.: *Ein selbstadaptierender, dynamischer Energiemanagementansatz für das elektrische Kraftfahrzeugbordnetz.* Dissertation, Universität Kassel, 2008.
- [46] SCHMIDT, M.: *Nebenaggregate-Management III. Abschlussbericht.* Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV), Heft 701, Frankfurt, 2000.
- [47] SCHOMMERS, J.; GULDE, F.-P.; HOPPENSTEDT, M.; GRUBER, G.; FICK, W.; RUISINGER, W.; RENNER, G.; LINGENS, A.: *Evolution des Vierzylinder-Dieselmotors von Mercedes-Benz.* In: Motorentchnische Zeitschrift 68 (2007), Nr. 1, S. 20-29.
- [48] SCHOMMERS, J.; LINGENS, A.; BREITBACH, H.; BETZ, T.: *Innovative Dieselmotorkonzepte – Der Weg zur nachhaltigen CO<sub>2</sub>-Absenkung.* 29. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2008.
- [49] SCHULT-BORNEMANN, K.-H.: *Weltweite Energieprognose bis 2030 – Basisdaten von ExxonMobil.* 6. MTZ Fachtagung „Der Antrieb von morgen“, Wolfsburg, 2011.
- [50] SCHWARZMEIER, M.: *Der Einfluß des Arbeitsprozeßverlaufs auf den Reibmitteldruck von Dieselmotoren.* Dissertation, Technische Hochschule München, 1992.
- [51] TRZEBIATOWSKI, T.; UHL, M.; HARNDORF, H.: *Untersuchung der Auswirkungen von Hybridisierungsmaßnahmen auf den Kraftstoffverbrauch und die Stickoxidemissionen eines Downsizing-Dieselmotors.* Tagung Innovative Fahrzeugantriebe, Dresden, 2010.
- [52] UHL, M.; GROß, J.; PECK, R.; JAROS, R.; KÄPPLE, M.; TRZEBIATOWSKI, T.; KOLLER, O.: *Boost Recuperation Machine – Electric Motor for 48V Systems.* In: Tagungsband Elektrik/Elektronik in Hybrid- und Elektrofahrzeugen und elektrisches Energiemanagement IV (eehe), expert Verlag, Renningen, 2013, ISBN 978-3-8169-3213-0.

- [53] UHL, M.; DUFOSSÉ, E.; MAUCH, A.; TOPHOVEN, J.; TRZEBIATOWSKI, T.; WINTRICH, T.: *CO<sub>2</sub> potentials by extreme Downsizing approach*. Thiesel Conference, Valencia, 2010.
- [54] URLAUB, A.: *Verbrennungsmotoren. Grundlagen, Verfahrenstheorie, Konstruktion*. 2. Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 1995, ISBN 3-540-58194-4.
- [55] VEREINTE NATIONEN: Homepage der Arbeitsgruppe bei der UNECE ([http://www.unece.org/trans/main/wp29/wp29wgs/wp29grpe/wltp\\_dhc11.html](http://www.unece.org/trans/main/wp29/wp29wgs/wp29grpe/wltp_dhc11.html)).
- [56] VEREINTE NATIONEN: *Regelung Nr. 101 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (UN/ECE) — Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Personenkraftwagen, die nur mit einem Verbrennungsmotor oder mit Hybrid-Elektro-Antrieb betrieben werden, hinsichtlich der Messung der Kohlendioxidemission und des Kraftstoffverbrauchs und/oder der Messung des Stromverbrauchs und der elektrischen Reichweite sowie der nur mit Elektroantrieb betriebenen Fahrzeuge der Klassen M 1 und N 1 hinsichtlich der Messung des Stromverbrauchs und der elektrischen Reichweite* in der Fassung vom 26.05.2012.
- [57] VEREINTE NATIONEN: *Regelung Nr. 83 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (UN/ECE) — Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Fahrzeuge hinsichtlich der Emissionen von Schadstoffen aus dem Motor entsprechend den Kraftstoffanforderungen des Motors* in der Fassung vom 23.06.2011.
- [58] WEBERBAUER, F.; RAUSCHER, M.; KULZER, A.; KNOPF, M.; BARGENDE, M.: *Allgemein gültige Verlustteilung für neue Brennverfahren*. In: MTZ Motoren-technische Zeitschrift 66 (2005), Nr. 2, S. 120-124.
- [59] WETTSTEIN, M.: *Experimentelle Untersuchungen zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs an einem Downsizing-Dieselmotor mit Hochdruckeinspritzung*. Diplomarbeit, Hochschule Heilbronn, 2008.
- [60] WIEDEMANN, J.: *Kraftfahrzeuge. Teil I-II*. Vorlesungsmanuskript WS 2004/2005, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrzeugantriebe IVK, Universität Stuttgart.

- [61] ZIEGLER, A.; HABERSBRUNNER, G.: *Hybridkonzept mit Minimaldiesel. Gesamtsystemauslegung von Dieselmotoren und Getrieben in Hybridantriebssträngen mit elektrischen Maschinen im Hinblick auf Schadstoff- und Kraftstoffreduktion*. Abschlussbericht Vorhaben Nr. 937, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV), Frankfurt, 2009.

# Anhang

## A1 Messstellenplan 1,5-l-3-Zylinder-Downsizing-Dieselmotor

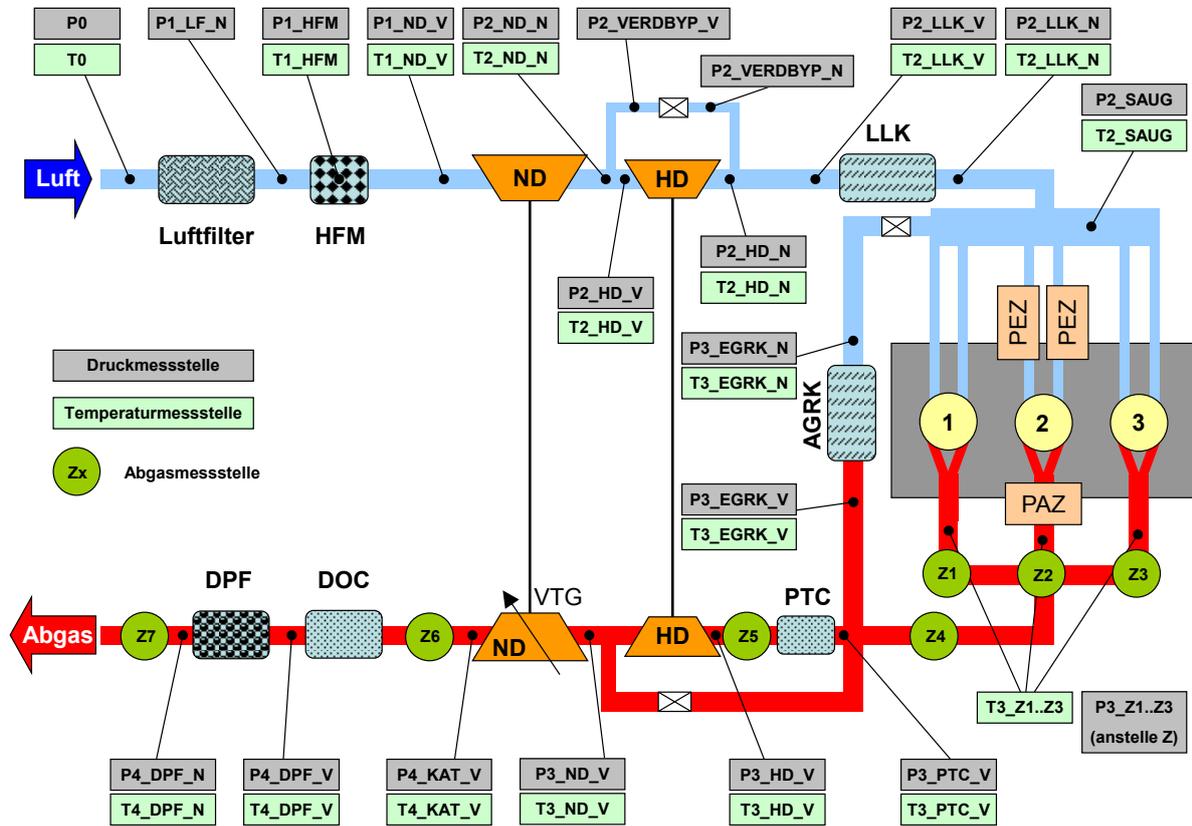


Abbildung A.1: Messstellen am 1,5-l-3-Zylinder-Dieselmotor

## A2 Wirkungsgradkennfeld des elektrischen Antriebs

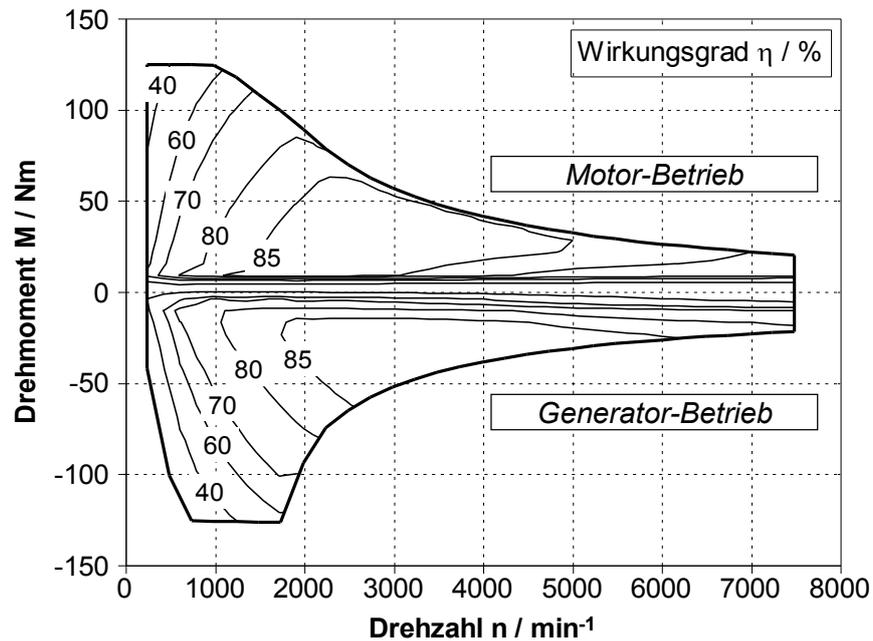


Abbildung A.2: Wirkungsgradkennfeld des elektrischen Antriebs

## A3 Umrechnung Energie, Kraftstoff, CO<sub>2</sub> beim Diesel

1 l/100km Dieseldieselfkraftstoff = 26,5 g/km CO<sub>2</sub>

Unterer Heizwert  $H_u = 43 \text{ MJ/kg}$

Kraftstoffdichte  $\rho = 0,830 \text{ kg/m}^3$