



Diplomarbeit

Untersuchung von Hybridstrategien für Pkw Dieselmotoren

Von:

Andreas Wagner

Eingereicht am:

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Technische Universität Graz

Institutsvorstand:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder

Betreuer:

Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Grabner

Diplomarbeit

Untersuchung von Hybridstrategien für Pkw Dieselmotoren

Kontakt Daten Autor:

Andreas Wagner

e-mail: andreas.wagner@ivt.tugraz.at

Kontakt am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik:

Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Grabner

Tel.: +43 (316) 873 – 7223

e-mail: grabner@ivt.tugraz.at

Graz, 24.01.2011

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

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

Graz, am

(Unterschrift)

Vorwort

Mobilität nimmt in der heutigen Zeit einen immer wichtigeren Stellenwert ein. Das Verkehrsmittel hat sich im Laufe der letzten Jahrzehnte zu einem großen Diskussionspunkt unserer Gesellschaft entwickelt. Aktuelle Themen wie Emissionsminderung, bei geringen Energieverbräuchen sind die primären Ziele derzeitiger Entwicklungen.

Ich bin mir meiner Verantwortung als junger Techniker durchaus bewusst einen Teil zur Erreichung zukünftiger Ziele beizutragen. Ziel dieser Arbeit ist es, einen kleinen Teil zur Sicherstellung der zukünftigen Mobilität beizutragen.

Mein besonderer Dank bezüglich dieser Diplomarbeit gilt:

Univ.-Prof. Dr. Helmut Eichlseder für die Möglichkeit der Durchführung einer Diplomarbeit am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik.

Besonderen Dank möchte ich meinem Betreuer Dr. Peter Grabner aussprechen, der mich während der gesamten Zeit der Durchführung der Diplomarbeit sehr gut unterstützte. Bedanken möchte ich mich auch bei Dipl.-Ing. Christof Hepp und Dipl.-Ing. Reinhard Luef für deren Unterstützung und Hilfe. Des Weiteren möchte ich allen Bürokollegen für die gute Zusammenarbeit sowie für deren nette Unterstützung danken.

Besonders bedanken möchte ich mich bei meiner Lebenspartnerin, die mir während des gesamten Studiums Kraft und Mut gab. Ohne meine Partnerin wäre mir die Bewältigung vieler gestellter Aufgaben mit Sicherheit schwerer gefallen.

Mein besonderer Dank gilt meiner Familie, die mir die Absolvierung dieses Studiums ermöglichte. Meine Eltern stellen für mich eine große Vorbildfunktion dar und haben mir gelernt für die Erreichung seiner Ziele so manch „holprigen“ Weg auf mich nehmen zu müssen. Im Speziellen möchte ich hierbei noch meinen Vater erwähnen, durch den in mir das Interesse für die Technik erweckt wurde, und welcher mir immer sowohl mit persönlichen, als auch fachlichen Ratschlägen zur Seite stand.

Graz, Jänner 2011

Andreas Wagner

Kurzfassung:

In dieser Diplomarbeit werden die Potenziale eines Dieselmotors in einem hybriden Antriebskonzept untersucht. Der wesentliche Umfang liegt in der Untersuchung des verbrennungsmotorischen Anteils verschiedener Hybridstrategien auf Basis verschiedener Emissionsgesetzgebungszyklen am Motorenprüfstand.

Der Beginn dieser Arbeit beschäftigt sich mit einer grundlegenden Kennfeldvermessung des 4-Zylinder Dieselmotors. Um eine Basis für den Vergleich verschiedener Hybridisierungsvarianten zu schaffen, wurde im nächsten Schritt eine grundlegende Vermessung des Motors in verschiedenen Emissionsgesetzgebungszyklen, sowohl im Warm- als auch im Kaltstart durchgeführt. Aufbauend darauf erfolgte die Untersuchung verschiedener Hybridisierungsvarianten. Es erfolgte die Vermessung von Varianten, welche im Hinblick auf geringen Kraftstoffverbrauch oder auf geringe NO_x -Emissionen hin optimiert wurden.

Besonderes Augenmerk wurde auf die Betrachtung und den Vergleich von Kraftstoffverbrauch und NO_x -Emissionen verschiedener Varianten gelegt.

Bei dem Vergleich der verschiedenen Varianten wurde vermehrt die Darstellung des entsprechenden Betriebsbereichs in zuvor vermessenen Kennfeldern des Motors gewählt.

Ein wesentlicher Teil dieser Arbeit ist die zeitaufgelöste Ermittlung bzw. Berechnung gravimetrischer Emissionskomponenten auf Basis von Konzentrationsmessungen mittels eines Abgasanalysators. Des Weiteren werden verschiedene Möglichkeiten der Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs verwendet.

Der zweite Teil dieser Diplomarbeit beschäftigt sich mit der Untersuchung eines nachträglich am 4-Zylinder Dieselmotor applizierten SCR-Abgasnachbehandlungssystems.

Eine wichtige Tatsache ist, dass die Ermittlung der zu untersuchenden Zyklen nicht Teil dieser Diplomarbeit war.

Abstract:

In this diploma thesis the potentials of a diesel engine in a hybrid drive concept has been analyzed. The essential extent is in the investigation of different hybrid strategies of the combustion-motor part on the basis of different emission legislation cycles with the engine test bench.

The beginning of this work deals with a basic identity field measurement of the 4-cylinder diesel engine.

To create a base for the comparison of different hybrid strategies, a basic measurement of the engine was arranged in different emission legislation cycles, in the warm start as well as in the cold start. Building up on this the investigation of different hybrid strategies occurred. There occurred the measurement of variations which were optimised in view of low fuel consumption or on low NO_x emissions.

Special attention was on the consideration and the comparison of fuel consumption and NO_x emissions of different variations.

With the comparison of the different variations the exposition of the adequate operating range was chosen increasingly in earlier measured identity fields of the engine.

An essential part of this work is the time-resoluted detection or calculation of gravimetric emission components on the basis of concentration measurements by means of an exhaust gas analyser.

Furthermore different possibilities of the detection of the fuel consumption are used.

The second part of this diploma thesis deals with the investigation of an subsequently applied SCR-exhaust gas system on the 4 cylinder diesel engine.

An important fact is that the detection of the cycles to be examined was not a part of this diploma thesis.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Einschätzung der Marktsituation des Dieselmotors	2
1.2	Umweltproblematik des Verkehrssektors	5
1.3	Hybride Antriebskonzepte	8
1.3.1	Begriffsklärung Hybrid	8
1.3.2	Geschichtlicher Hintergrund	9
1.3.3	Gründe für den Einsatz von Hybridantrieben	10
1.3.4	Grundstrukturen von Hybridfahrzeugen	11
1.3.5	Beurteilungskriterien für Hybridfahrzeuge	14
1.3.6	Wirkmechanismen	15
2	Betriebsstrategiemittlung von Hybridfahrzeugen	16
2.1	Ermittlung Betriebsstrategien – PHEM-Simulationen	17
3	Prüfstandsuntersuchungen	18
3.1	Versuchsmotor	18
3.2	Prüfstands Aufbau	19
3.3	Vermessung Kennfeld stationär	20
3.4	Kennfeldanalyse Dieselmotor	23
3.5	Vergleich der Wirkungsgrade Dieselmotor und Elektromotor	24
3.6	Emissionsberechnung	25
3.7	Verbrauchsberechnung	26
3.7.1	Verbrauchsberechnung aus Kohlenstoffbilanz	27
3.8	Basisvermessung	28
3.9	Ergebnisse Grundvermessung NEDC	29
3.10	Ergebnisse Grundvermessung FTP75	31
3.11	Ergebnisse Grundvermessung US06	33
3.12	Ergebnisse Grundvermessung HWFET	35
3.13	Ergebnisse Grundvermessung JC08A	37
3.14	Ergebnisse Grundvermessung JC08B	39
3.15	Ergebnisse Grundvermessung Hochlast-Zyklus	41
3.16	Ergebnisse Grundvermessung Transient-Zyklus	43
3.17	Vergleich der unterschiedlichen Testzyklen	45
3.18	Vergleich Warmlaufverhalten	46
3.19	Untersuchung einer Start/Stop-Strategie im NEDC-Fahrzyklus	47
3.20	Vergleich verschiedener Startvarianten am Prüfstand	49
3.21	Hybridstrategien	50
3.21.1	Fahrzeugarchitektur	50
3.21.2	Hybridstrategien NEDC	50
3.21.3	Vergleich Hybridstrategien NEDC	69
3.21.4	Hybridstrategien FTP75	71
3.21.5	Hybridstrategien US06	74
3.21.6	Hybridstrategien HWFET	77
3.21.7	Hybridstrategien JC08A	80
3.21.8	Hybridstrategien Transient-Zyklus	83
3.21.9	Hybridstrategien Hochlast-Zyklus	86
4	Bewertung der Hybridstrategien	89
4.1	Auswertung der Potenziale verschiedener Hybridstrategien	89
4.2	Häufigkeitsbewertung aller vermessenen Hybridstrategien	91

5	Reduktion Stickoxidemissionen	92
5.1	Optimierungsprozess NO _x -Minimierung	92
5.2	Optimierung NO _x -Emissionen innermotorisch	93
5.2.1	AGR-Bereichserweiterung – Vermessung Kennfeld	93
5.2.2	Vermessung Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var3 mit erweitertem AGR-Bereich	94
5.3	Untersuchungen mit SCR-Abgasnachbehandlungssystem	95
5.3.1	Wirkungsweise eines SCR-Systems	96
5.3.2	Prüfstands Aufbau SCR-System	97
5.3.3	Stationäre Optimierung SCR-System	98
5.3.4	Dynamische Untersuchung SCR-System	100
5.4	Vermessung überarbeiteter Hybridstrategien auf Basis von AGR-Bereichsausweitung und SCR-System	110
5.4.1	Hybridstrategie FTP75_NO _x Opt_Var1	110
6	Potenzialvergleich aller Optimierungsmaßnahmen	111
6.1	Potenzialvergleich NEDC	111
6.2	Potenzialvergleich FTP75	113
6.3	Potenzialvergleich US06	114
6.4	Potenzialvergleich HWFET	115
6.5	Potenzialvergleich JC08	116
6.6	Potenzialvergleich Transient-Zyklus	117
6.7	Potenzialvergleich Hochlast-Zyklus	118
7	Zusammenfassung und Ausblick	119
8	Quellenverzeichnis	120
9	Anhang	122
9.1	Abgasproblematik	122
9.1.1	Abgastestzyklen	122
9.1.2	Abgaszusammensetzung des Dieselmotors	128
9.2	Übersicht aller Messergebnisse	133

Definitionen

Emission	Abgasemissionsmenge von limitierten und nicht limitierten Komponenten
Range Extender	zusätzliche Energiewandler im Fahrzeug um die Reichweite zu erhöhen (in diesem Zusammenhang eine Verbrennungskraftmaschine)
Rekuperation	Rückgewinnung elektrischer Energie beim Bremsen oder im Schubbetrieb
SoC	State of Charge (aktueller Ladezustand der Batterie)
Tank-to-wheel	Betrachtung des alleinigen CO ₂ -Ausstoßes des Fahrzeuges vom Tank bis zum Rad
Well-to-wheel	Betrachtung der CO ₂ -Emissionen von der Energiequelle bis zum Rad

Abkürzungen

ACEA	Dachverband der europäischen Automobilhersteller
AGR	Abgasrückführung
b_e	spezifischer Kraftstoffverbrauch in g/kWh
C	Kohlenstoff
CARB	California Air Resources Board
CH ₄	Methan
CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid
DOC	Diesel Oxidationskatalysator
DPF	Diesel Partikelfilter
FTIR	Fourier-Transform-Infrarotspektrometer
FTP75	Federal Test Procedure
HC	Kohlenwasserstoff
HV	High Voltage
NEDC	New European Driving Cycle
NH ₃	Ammoniak
NMOG	Nicht methanhaltige organische Gase
NO _x	Stickoxide (Summe aus NO und NO ₂)
OBD	On Board Diagnose
PHEM	Passenger car and Heavy duty vehicle Emission Model
SCR	Selektive katalytische Reduktion
TEM	Transmissionselektronenmikroskop
VKM	Verbrennungskraftmaschine

1 Einleitung

In der heutigen Zeit gewinnt die Mobilität in unserer Gesellschaft immer mehr an Bedeutung. Mobilität leitet sich von der Eigenschaft mobil ab, was wörtlich übersetzt beweglich bedeutet. Beweglich zu sein ist mit einer Ortsveränderung verbunden, bedeutet also, von einem Ort zu einem anderen zu kommen.

Selten hinterfragt wird jedoch die tatsächliche Notwendigkeit dieser Eigenschaft. Erfordert es die jeweilige Situation wirklich immer diese Ortsveränderung tatsächlich durchzuführen oder geht es oftmals doch nur um die Befriedigung persönlicher Bedürfnisse?

Daraus lässt sich die Erkenntnis ableiten, dass das Verkehrs- und Mobilitätswesen mittlerweile auch durchaus als gesellschaftspolitisches Thema betrachtet werden kann. Veränderliche wirtschaftliche, technische und soziale Bedingungen, gesellschaftliche Trends und die daraus resultierenden Kundenerwartungen bringen daher eine ständige Weiterentwicklung auf diesem Sektor mit sich.

Bei der Entwicklung zukünftiger Mobilitätssysteme erlangen Themen wie Umweltschutz und Ressourcenschonung einen immer höher werdenden Stellenwert.

Die Steigerung des weltweiten Verkehrsaufkommens bringt einen erhöhten Emissionsausstoß sowie eine Vergrößerung des Rohstoffverbrauchs mit sich. Um diesen Tatsachen Paroli bieten zu können werden alternative Antriebskonzepte verbunden mit einer Effizienzsteigerung bestehender verbrennungsmotorischer Technologien immer mehr an Bedeutung gewinnen.

Durch eine Kombination dieser Vielzahl an Anforderungen an die „Mobilität von morgen“ lassen sich folgende Eigenschaften, die von einer zukünftig „erfolgreichen“ Technologie bzw. der „Technologie von morgen“ erfüllt werden sollten, formulieren:



- *effizient = wirksam, wirkungsvoll, wirtschaftlich*

Maßgebliche Stärken der „Technologie von morgen“ sollten vor allem in puncto Wirkungsgrad bzw. dem damit kombinierten Kraftstoffverbrauch liegen.

- *geringe Schadstoffemissionen*

Geringe Schadstoffemissionen sollten in einer Entwicklung der „Technologie von morgen“ ein maßgebliches Ziel sein.

- *nachhaltig = sich lange auswirkend*

Die „Technologie von morgen“ sollte eine langfristige Gewährleistung der Mobilität für die Zukunft sicherstellen.

1.1 Einschätzung der Marktsituation des Dieselmotors

Der aufgeladene direkteinspritzende Dieselmotor erfreut sich im Laufe der letzten Jahre in Europa an immer größerer Beliebtheit. Die Hauptgründe dafür sind hoher Fahrspaß bei gleichzeitig niedrigem Verbrauch. Aus statistischen Daten [15] kann ein guter Einblick in die marktwirtschaftliche Entwicklung des Dieselmotoranteils am Pkw-Sektor gegeben werden.



Abbildung 1: Kfz-Neuzulassungen im Jahr 2009 in Österreich [15]

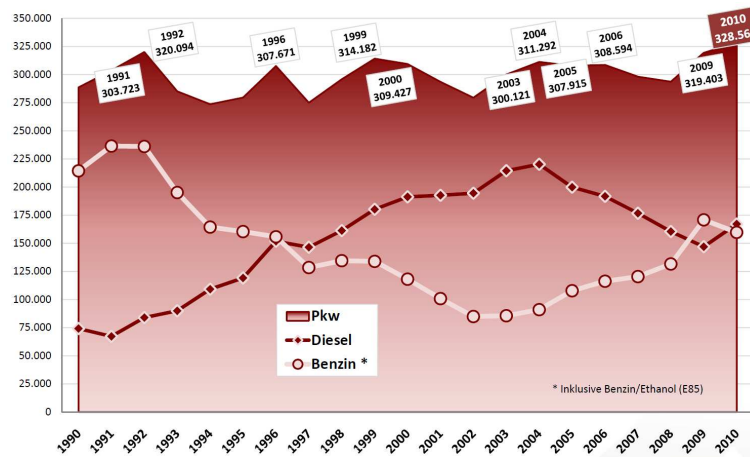


Abbildung 2: Pkw-Neuzulassungen 1990 - 2010 in Österreich [15]

Anhand der Zahlen für Pkw-Neuzulassungen in Österreich ist ein Anstieg der Zulassungen von Dieselfahrzeugen im Vergleich zu früheren Jahren (1990-1995) erkennbar (siehe Abbildung 2). In der Zeitspanne von 1996 bis 2008 wurden mehr Dieselfahrzeuge als Benzinfahrzeuge neuzugelassen. Das Jahr 2010 zeigt wieder einen geringfügig höheren Wert an Neuzulassungen von Diesel-Pkw.

Die vollständige Ausnützung der technischen Vorteile des Dieselmotors ist auch stark von politischen Randbedingungen wie z.B. die Besteuerung des Dieselmotors abhängig. In vielen Ländern ist Dieselmotorkraftstoff billiger als Ottokraftstoff obwohl dieser aufgrund seiner höheren Dichte (siehe Tabelle 1) bei vergleichbaren Heizwerten (siehe Abbildung 3) mehr an Energie auf das Volumen bezogen beinhaltet. Speziell in Ländern wo der Preisunterschied zwischen Otto- und Dieselmotorkraftstoff hoch ist, ist auch die Nachfrage nach Dieselfahrzeugen tendenziell höher [12].

Dem gegenüber stehen jedoch meist höhere Anschaffungskosten eines dieselmotorisierten Fahrzeugs, welche sich in der Regel erst ab einer gewissen Anzahl an gefahrenen Jahreskilometern amortisieren.

Tabelle 1: Dichte von Otto- und Dieselkraftstoff

Kraftstoffart	Dichte (15°C) in kg/dm ³
Benzinkraftstoff	0.720 - 0.775
Dieselmkraftstoff	0.820 - 0.845

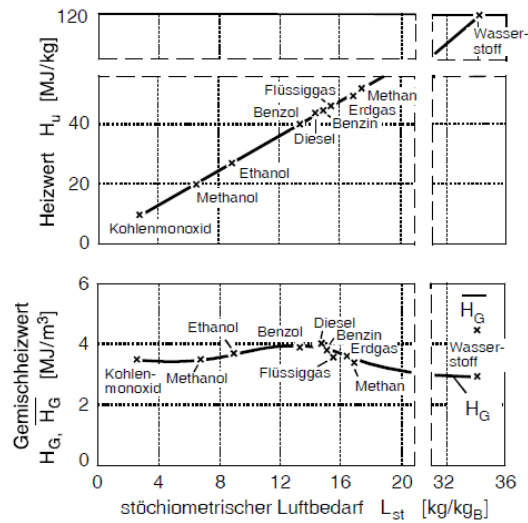


Abbildung 3: Heizwerte und Gemischheizwerte für verschiedene Brennstoffe bei $\lambda=1$ [11]

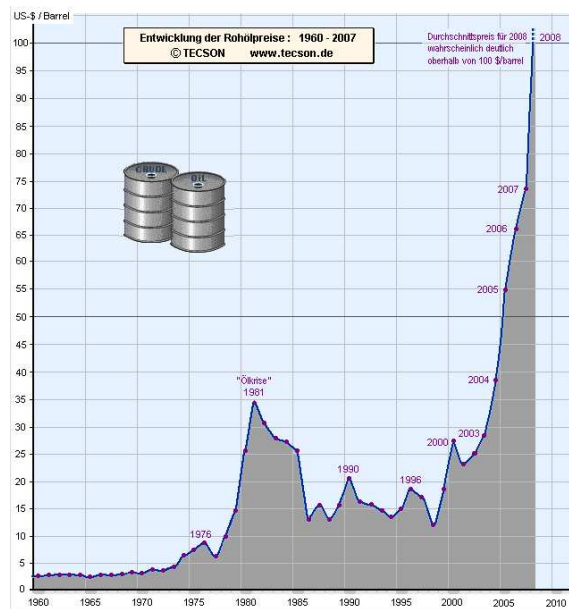


Abbildung 4: Entwicklung des Rohölpreises 1960-2010 [16]

Die Entwicklung des Rohölpreises zeigt ebenfalls einen stark steigenden Verlauf in den letzten Jahren. Um diesem drastischen Preisanstieg Paroli bieten zu können wird die Nutzung alternativer Antriebskonzepte immer interessanter. Zusätzlich wird der Markt von vielen staatlichen Reglementierungen beeinflusst. Fahrverbote für Fahrzeuge mit zu hohen Abgasemissionen und Strafsteuern in puncto CO₂-Ausstoß sind maßgebliche Vortriebsmechanismen für alternative Antriebskonzepte. Es ist allerdings zu beachten nicht nur emissionsrelevante Fakten bei der Entwicklung solcher neuer Antriebskonzepte mit einzubeziehen, sondern auch zusätzliche Kriterien wie z.B.:

- Fahrleistungen und Fahrspaß
- Geräusch und Komfort
- Anschaffungs- und Betriebskosten
- Identifikation des Kunden mit der neuen Technologie

Eine Differenzierung bezüglich des Einsatzes der entsprechenden Technologie ergibt sich auch durch das mittlerweile sehr große Fahrzeugsegment. Während der Fahrer eines Kleinwagens vielleicht eher nur auf Anschaffungs- und Betriebskosten achtet, so wird es beispielsweise dem Fahrer eines Fahrzeuges der Oberklasse wichtig sein, sich mit der Technologie identifizieren zu können bzw. über entsprechende Fahrleistungen zu verfügen.

Einen möglichen Ansatz einer interessanten alternativen Technologie stellen Diesel-Hybrid-Fahrzeuge dar. Die Möglichkeit der Zusammenführung der Vorteile eines Dieselmotors mit jenen einer elektrischen Maschine öffnet neue Wege in puncto Effizienz, Emissionen und Fahrspaß.

1.2 Umweltproblematik des Verkehrssektors

Durch den starken Anstieg des Verkehrsaufkommens wird es immer wichtiger sich mit der Umweltproblematik auf diesem Sektor zu befassen. Bei der Umsetzung des Kraftstoffs wird der darin enthaltene Kohlenstoff zum größten Teil in CO_2 umgewandelt. Entscheidend für die Höhe ist neben der absoluten Menge das Verhältnis von Kohlenstoff- zu Wasserstoffatomen.

CO_2 ist zwar kein klassischer Luftschadstoff, ist jedoch maßgeblich an Effekten wie z.B.: dem Treibhauseffekt beteiligt. Aus diesem Grund ist eine Schädigung durch dieses Gas zweifellos unbestritten (z.B.: Treibhauseffekt).

Um Aussagen über globale Effekte der CO_2 -Emissionen treffen zu können ist es jedoch wichtig diese von der Quelle bis zum Rad („Well-to-Wheel“) zu betrachten. Der alleinige Ausstoß der CO_2 -Emissionen des Fahrzeuges („Tank-to-Wheel“) ist also für eine sinnvolle Beurteilung alleine nicht ausreichend. Abbildung 5 zeigt den Vergleich einer „Well-to-Wheel“-Analyse für einen Pkw.

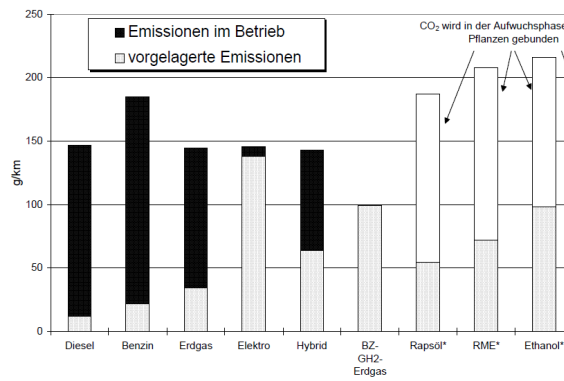


Abbildung 5: Spezifische CO_2 -Emissionen verschiedener Antriebskonzepte [4]

Der starke Anstieg von Energieverbrauch und Emissionen fordert nach der Entwicklung von Ressourcen schonenden und somit umweltfreundlicheren Technologien auf dem Verkehrssektor.

Betrachtet man die Aufteilung der CO_2 -Verursacher in Österreich im Jahr 2007 (siehe Abbildung 6), so erkennt man, dass der Verkehr die zweitgrößte anthropogene CO_2 -Quelle war.

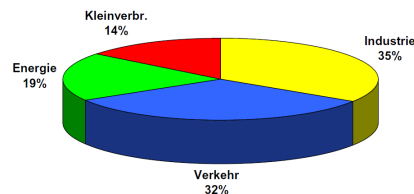


Abbildung 6: CO_2 -Verursacher in Österreich 2007 [18]

Laut eines EU-Beschlusses im Jahr 2007 sollten die CO₂-Emissionen neuer Pkw (Flotte) ab dem Jahr 2012 den Wert von 130 g/km (bzw. 120 g/km durch eine Kombination von verbesserter Motorentechnik und sonstigen Maßnahmen wie verbrauchssparende Reifen, moderne Klimaanlage, ...) nicht überschritten werden. Im Jahr 2009 wurde dann eine verschärfte Regelung in Kraft gesetzt (Verordnung (EG) Nr. 443/2009 vom 23.4.2009). In dieser Verordnung ist eine Abhängigkeit der CO₂-Emissionen von der jeweiligen Fahrzeugmasse enthalten. Diese Zielwerte lassen sich mithilfe folgender Formel berechnen [18]:

$$CO_2 = 130 + 0,0457 \cdot (M - M_0) \quad \left[\frac{g}{km} \right]$$

Formel 1: Berechnung der zulässigen CO₂-Emissionen

Mit:

M. Fahrzeugmasse in kg

M₀. . . . Änderungsfaktor; bis 31.10.2014 konstant 1372,0 (ab dann werden von der EU alle drei Jahre Anpassungen auf der Basis der durchschnittlichen Masse neuer Personenkraftwagen erlassen)

Ab 2012 hat jeder Fahrzeughersteller sicherzustellen, dass diese Vorgaben erreicht werden. Zur Bestimmung der durchschnittlichen spezifischen CO₂-Emissionen eines Herstellers werden im Jahr 2012 jedoch nur 65% aller Neuwagen herangezogen, 2013 75%, 2014 80% und 2015 schließlich die gesamte Palette („Phase-in-Model“). Im Sinne einer Begünstigung zählt jeder PKW mit weniger als 50 g CO₂/km im Jahr 2012 für 3,5 Fahrzeuge, auslaufend mit 2016. Als Langfristziel für die Flottenemission wurden 95 g/km ab 2020 festgelegt. Für Hersteller mit geringen Zulassungszahlen gibt es deutlich weniger strenge Vorgaben [18].

Der Verlauf der ab 2012 zulässigen CO₂-Emissionen über der Fahrzeugmasse ist in Abbildung 7 dargestellt.

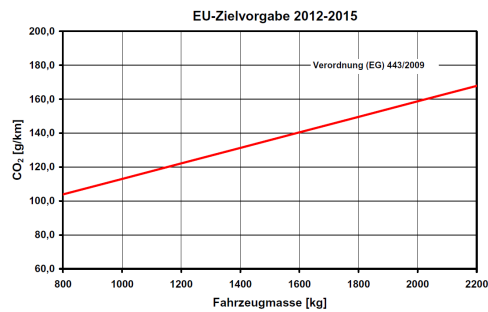


Abbildung 7: CO₂ -Zielvorgabe der EU für Pkw [18]

Betrachtet man den Ausstoß von NO_x -Emissionen in Österreich (siehe Abbildung 8) so stellt der Verkehrssektor mit Abstand den größten Emittenten an NO_x dar. Durch die Einführung der Katalysatorpflicht konnte speziell bei Benzinfahrzeugen eine Abnahme der NO_x -Emissionen erreicht werden.

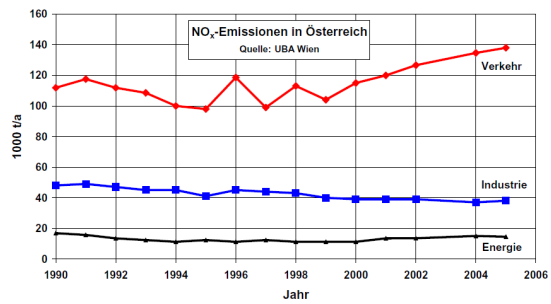


Abbildung 8: NO_x -Emissionen in Österreich [18]

1.3 Hybride Antriebskonzepte

1.3.1 Begriffsklärung Hybrid

Der Ausdruck Hybrid stammt vom lateinischen Fremdwort griechischen Ursprungs *Hybrida* ab. Hybrid bedeutet „etwas Gebundeltes, Gekreuztes oder Gemischtes“.

In der Technik wird unter dem Begriff Hybrid ein System verstanden, welches zwei bestehende Technologien miteinander kombiniert.

Als Hybridfahrzeug wird somit ein Fahrzeug bezeichnet, welches über zwei Antriebe bzw. zwei Energiequellen verfügt. Meist wird unter dem Begriff des Hybridfahrzeugs die Kombination der Antriebe einer Verbrennungskraftmaschine und eines Elektromotors verstanden.

Hybridfahrzeuge können bezüglich deren Hybridisierungsgrade in verschiedene Kategorien eingeteilt werden:

- **Micro Hybrid:**

Unter einem Micro Hybrid versteht man ein Fahrzeug welches über eine Start-Stopp-Funktion bzw. gegebenenfalls über eine Bremsenergieerholung (vgl. Kap.1.3.6) verfügt.

- **Mild Hybrid:**

Bei einem Mild Hybrid-Fahrzeug wird der Verbrennungsmotor von einem Elektromotor unterstützt. Diese Unterstützung durch eine elektrische Maschine kann zur Leistungssteigerung oder zur Effizienzsteigerung eingesetzt werden.

- **Full Hybrid:**

Bei einem Full Hybrid-Fahrzeug ist, im Gegensatz zum Micro und Mild Hybrid, ein rein elektrisches Fahren möglich. Dies bringt eine größere Dimensionierung der elektrischen Antriebsaggregate mit sich, da hierbei eine Bewältigung gewisser Distanzen mit rein elektrischem Vortrieb ermöglicht wird.

- **Plug In Hybrid:**

Wesentliches Merkmal eines Plug In Hybrid-Fahrzeuges ist, dass hierbei der elektrische Energiespeicher zusätzlich vom öffentlichen Stromnetz aufgeladen werden kann. Plug In Hybrid Fahrzeuge sind in der Lage kürzerer Strecken rein elektrisch zurückzulegen (z.B.: im Stadtverkehr). Der Verbrennungsmotor fungiert hierbei zur Vergrößerung der Reichweite, das heißt dieser ermöglicht eine Bewältigung längerer Strecken auch wenn der elektrische Energiespeicher bereits entleert ist. In diesem Fall fungiert der Verbrennungsmotor als sogenannter Range Extender.

1.3.2 Geschichtlicher Hintergrund

Hybridantriebe sind keineswegs eine neue Entwicklung, sondern schon seit Beginn der Automobilgeschichte bekannt. Interessant ist, dass Anfang des 20. Jahrhunderts Elektrofahrzeuge eine große Rolle spielten. Zu diesem Zeitpunkt waren mehr Elektrofahrzeuge zugelassen als Fahrzeuge mit Verbrennungsmotor. Ein damals schon großer Vorteil des Elektromotors war dessen einfache Handhabung. Zu bedenken ist die Tatsache, dass Verbrennungskraftmaschinen damals noch von Hand zu starten und im Betrieb unkomfortabel waren.

Schon zum damaligen Zeitpunkt gab es Ansätze um Verbrennungsmotoren und Elektromotoren zusammenzuführen.



Abbildung 9: Lohner-Porsche [9]

Pionierarbeit auf dem Sektor der Elektromobilität leistete Ferdinand Porsche im Jahr 1899 mit der Konstruktion des Lohner-Porsche (siehe Abbildung 9). Der Lohner-Porsche verfügte über einen Generator welcher an einen Benzinmotor gekoppelt war. Mithilfe des Generators wurden vier, in den Rädern installierte Radnabenmotoren, mit Energie versorgt. Somit war dieses Fahrzeug in gewissem Sinne der Vorreiter heutiger Hybridfahrzeuge [9].

1.3.3 Gründe für den Einsatz von Hybridantrieben

Die grundsätzliche Überlegung in der Zusammenführung einer Verbrennungskraftmaschine mit einem Elektromotor liegt in der jeweiligen teilweisen Kompensation der Nachteile in bestimmten (ungünstigen) Betriebsbereichen der alleine betriebenen Kraftmaschine.

Ein wesentlicher Vorteil eines Hybridfahrzeuges ist die mögliche Einschränkung von Kennfeldbereichen, in welchen die Verbrennungskraftmaschine hohe Emissionswerte aufweist. Jedoch bringt der Einsatz von Hybridfahrzeugen neue Anforderungen an Abgasnachbehandlungssysteme mit sich (z.B.: durch intermittierenden Motorbetrieb).

Ein Nachteil der aufgeladenen Verbrennungskraftmaschine liegt im oft langsamen Ansprechverhalten speziell bei niedrigen Drehzahlen. Dieses typische Verhalten wird oft als „Turboloch“ bezeichnet und resultiert aus der Trägheit des Laufzeuges des Turboladers und der Strecke von Luft- und Abgaspfad. Speziell im unteren Drehzahlbereich führt dieses Verhalten zu Wirkungsgrad- und Performanceeinbußen sowie zu Emissionsnachteilen.

Im unteren Drehzahlbereich kommen jedoch die Stärken des Elektromotors zu tragen, da dieser ab dem Stillstand sein max. Drehmoment abgibt (siehe Abbildung 26). Durch die Unterstützung der Verbrennungskraftmaschine durch einen Elektromotor in diesem Drehzahlbereich kann das Anfahrverhalten bzw. Anfahrtdrehmoment beträchtlich gesteigert werden. Des Weiteren ergibt sich ein größerer nutzbarer Bereich, welcher einen guten Wirkungsgrad, bezogen auf Fahrzyklen bzw. den realen Fahrbetrieb, besitzt.

Jedoch erfordert dieser Ansatz einen Zwischenspeicher der für den Elektromotor benötigten elektrischen Energie. Der Speicherinhalt des elektrischen Energiespeichers bestimmt die sogenannte elektrische Reichweite. Damit wird jene Distanz bezeichnet, innerhalb derer ein rein elektrisches Fahren möglich ist.

1.3.4 Grundstrukturen von Hybridfahrzeugen

Grundsätzlich sind zwei Grundprinzipien für Hybridantriebe zu unterscheiden, und zwar parallele und serielle Hybridantriebe. Zusätzlich gibt es Mischformen zwischen diesen beiden Grundstrukturen (siehe Abbildung 10).

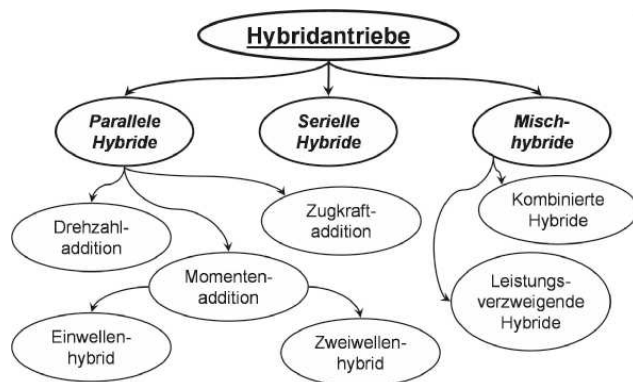


Abbildung 10: Übersicht über Hybridformen [9]

Paralleler Hybridantrieb

Charakteristisch für den parallelen Hybridantrieb ist, dass sowohl der Verbrennungsmotor als auch der Elektromotor mechanisch mit den Rädern gekoppelt sind. Diese beiden Antriebssysteme können sowohl einzeln als auch gleichzeitig als Vortriebsquelle für das Fahrzeug genutzt werden. Ausführungsformen möglicher paralleler Hybridstrukturen sind in Abbildung 11 dargestellt.

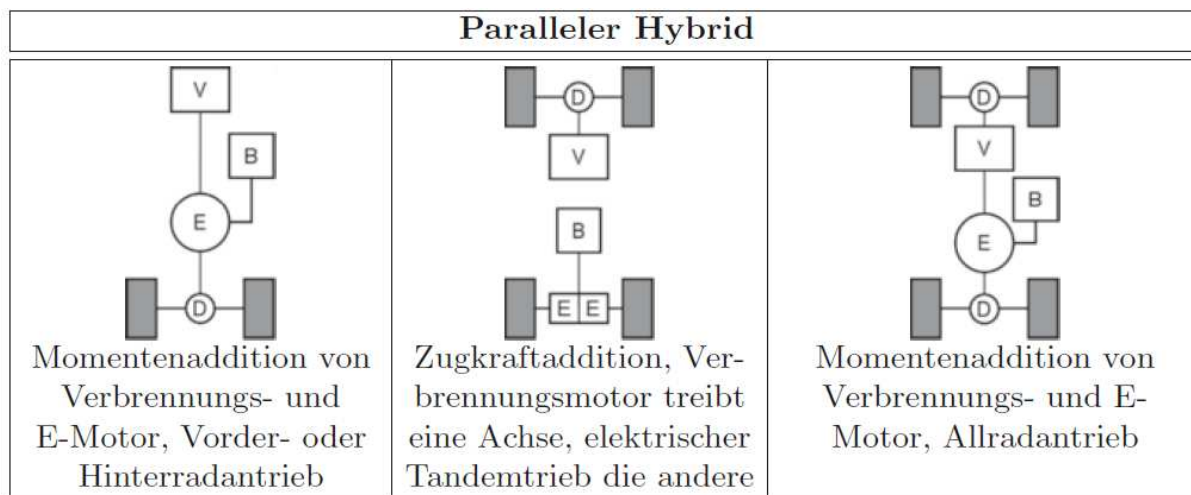


Abbildung 11: Strukturen Paralleler Hybridantrieb[9]

Die Leistungen von Elektromotor und Verbrennungsmotor können über verschiedene Möglichkeiten miteinander kombiniert werden [9].

- **Drehzahladdition**

Drehzahladdition liegt vor wenn die Leistungen von Elektromotor und Verbrennungsmotor über ein Planetengetriebe zusammengeführt werden. Das Momentenverhältnis der Teilantriebsquellen wird hier durch die Übersetzung des Planetengetriebes vorgegeben.

- **Momentenaddition**

Momentaddition liegt vor wenn sich das Verhältnis der Drehmomente von Elektromotor und Verbrennungsmotor frei variieren lässt. Die Drehzahlen stehen hierbei in einem fixen Verhältnis zueinander. Die Momenten Einleitung kann z.B.: über eine Stirnradstufe oder eine Kette erfolgen, während die Entkoppelung über einen Feilauflauf oder eine Kupplung realisiert werden kann.

- **Zugkraftaddition**

Zugkraftaddition liegt vor wenn der Elektromotor und der Verbrennungsmotor auf unterschiedliche Antriebsachsen wirken. Wichtig hierbei ist, dass keine mechanische Verbindung zwischen den beiden Antriebsquellen existiert.

Serieller Hybridantrieb

Charakteristisch für einen seriellen Hybridantrieb ist die Reihenschaltung von Elektromotor und Verbrennungsmotor. In diesem Fall existiert keine direkte mechanische Anbindung des Verbrennungsmotors auf die Antriebsräder. Der Verbrennungsmotor hat in diesem Konzept die Aufgabe einen Generator anzutreiben. Der Generator wiederum versorgt den elektrischen Fahrbetrieb mit Energie sowie auch einen elektrischen Energiespeicher, indem er diesen auflädt.

Ausführungen möglicher serieller Hybridantriebe sind in Abbildung 12 dargestellt.

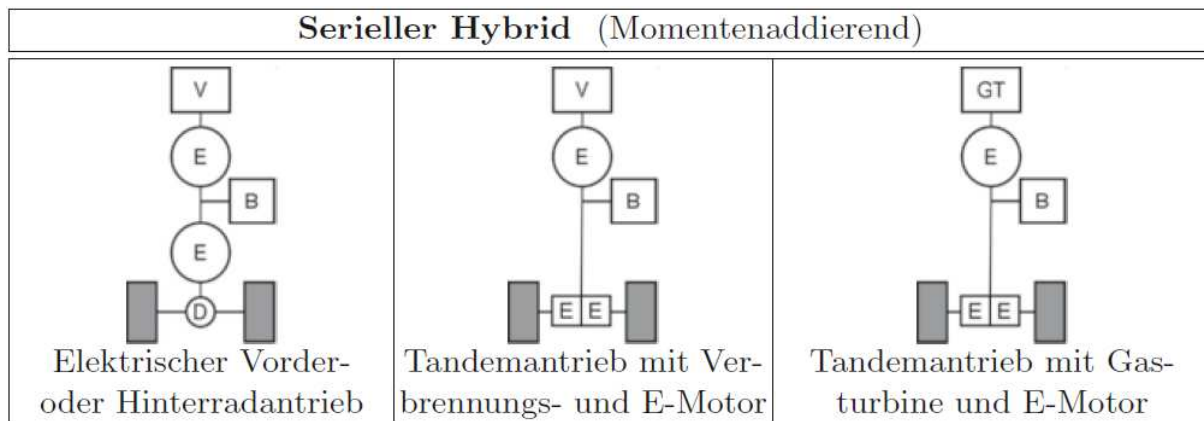


Abbildung 12: Strukturen Serieller Hybridantrieb[9]

Durch die mögliche mechanische Entkoppelung kann der Verbrennungsmotor phlegmatisiert betrieben werden (vgl. Kap.1.3.6). Der Extremfall wäre den Verbrennungsmotor nur in einem in Bezug auf Emissionen und Verbrauch optimierten Betriebspunkt zu betreiben.

Nachteilig bei diesem System ist die doppelte Energiewandlung von mechanischer in elektrische Energie und umgekehrt [9].

Kombinierter- bzw. leistungsverzweigter Hybridantrieb

Der kombinierte oder leistungsverzweigte Hybridantrieb kann als Mischform zwischen parallelem und seriellem Hybridantrieb betrachtet werden.

Der kombinierte Hybridantrieb ermöglicht es, in bestimmten Betriebszuständen durch Schließen einer Kupplung die Leistung des Verbrennungsmotors direkt auf die Räder zu übertragen. Ziel dieser bei Bedarf direkten Nutzung des Verbrennungsmotors ist eine Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades. Gleichzeitig können aber auch die beiden Elektromotoren noch zusätzlich Leistung abgeben und so die Spitzenleistung des Gesamtsystems im Boostbetrieb erhöhen. Dem großen Vorteil des besseren Wirkungsgrades dieser Bauweise stehen jedoch der höhere Bauaufwand sowie die komplexere Betriebsstrategie gegenüber.

Der leistungsverzweigte Hybridantrieb stellt eine weitere Ausführungsart eines Hybridantriebssystems dar. Bei Ausführungen dieser Art wird ein Teil der Leistung des Verbrennungsmotors direkt mechanisch an die Antriebsräder übertragen. Die restliche nicht an die Räder übertragene Energie gelangt z.B. in die Batterie des Fahrzeuges. Ein großer Vorteil dieses Systems ist es, dass die Leistungssumation der beiden Antriebe im Planetengetriebe das Gesamtsystem bedarfsgerecht versorgt werden kann. Dadurch ist kein zusätzliches Getriebe für den Verbrennungsmotor erforderlich.

Aufgrund der besprochenen Infrastruktur des Gesamtsystems kann der Verbrennungsmotor prinzipiell drehzahl- und leistungsunabhängig vom übrigen Antrieb betrieben werden [9].

Die folgende Abbildung 13 zeigt Ausführungsformen kombinierter- bzw. leistungsverzweigter Hybridantriebe.

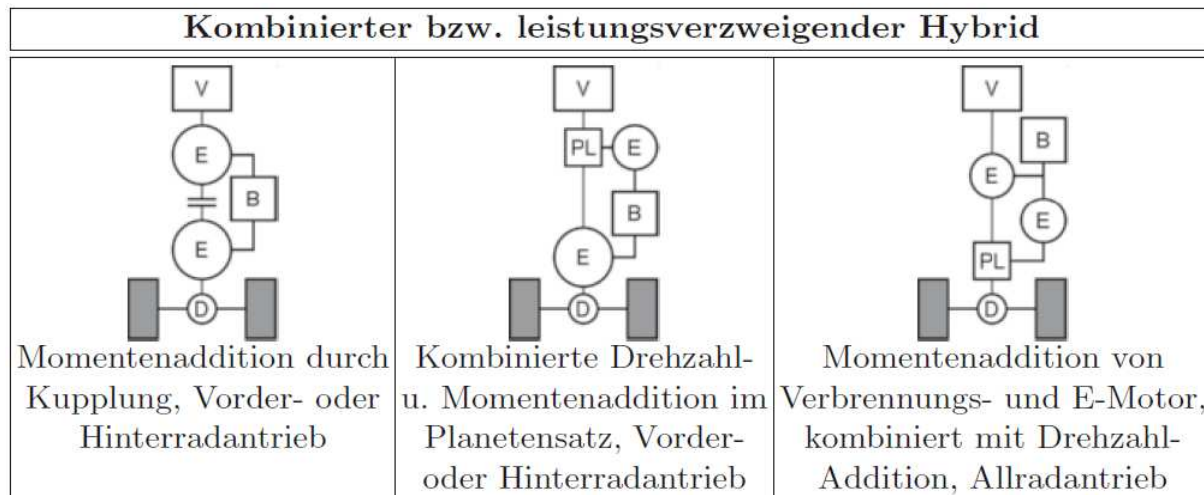


Abbildung 13: Strukturen Kombiniertes bzw. leistungsverzweigter Hybridantrieb[9]

1.3.5 Beurteilungskriterien für Hybridfahrzeuge

Um Hybridfahrzeuge sinnvoll beurteilen zu können ist es wichtig eine Reihe von Kriterien zu definieren. Diese Beurteilungskriterien haben es zum Ziel wichtige charakteristische Eigenschaften, vor allem bezüglich Alltagstauglichkeit, zum Ausdruck zu bringen. Solche Kriterien sind [8], [17]:

- ***Zeitinvariantes Verhalten***

Dies bedeutet, dass die Reaktion eines Systems bei gleichen Anfangsbedingungen (z.B: Lastsprung) zu verschiedenen Zeiten gleich sein sollte. Begrenzt wird dieses Verhalten jedoch größtenteils durch das nicht in allen Betriebsphasen zur Verfügung stehende elektrische Leistungsangebot. Das Hauptentwicklungsziel dieses Kriteriums liegt also in der Erhöhung des Speichervermögens des elektrischen Energiespeichers.

- ***Dynamisches Ansprechverhalten – Boosten***

Zur Vermittlung eines Maximums an Fahrfreude ist ein schnelles Ansprechen bzw. ein schneller Drehmomentaufbau des Antriebs zu gewährleisten. Dieses Kriterium stellt eine der größten Chancen für den Einsatz eines Hybridantriebes dar, da dadurch die Unterstützung der Verbrennungskraftmaschine im unteren Drehzahlbereich durch eine leistungsstarke elektrische Maschine ermöglicht wird. Dies würde eine wesentliche Erhöhung des Anfahr Drehmoments und eine damit verbundene Steigerung des Fahrspaßes mit sich bringen (vgl. Kap.1.3.6).

- ***Motorstartverhalten***

Da hybride Antriebe die Möglichkeit der elektrischen, als auch der verbrennungsmotorischen Fortbewegung bieten ist dies in puncto Motorstartverhalten zu berücksichtigen. Ein hybrider Antriebstrang unterliegt so einer wesentlich größeren Anzahl an Motorstarts als eine konventionelle Verbrennungskraftmaschine.

- ***Fahrzyklusunabhängige Verbrauchsverbesserung***

Ein weiteres großes Entwicklungsziel hybrider Antriebe liegt in der Senkung des Kraftstoffverbrauchs. Besonderes Augenmerk sollte jedoch darauf gelegt werden, den Kraftstoffverbrauch nicht nur auf die gesetzlich vorgeschriebenen Testzyklen zu optimieren sondern vielmehr auch im alltäglichen Fahrbetrieb eine signifikante Verbrauchsverbesserung zu erzielen.

- ***Gewicht und Bauraum***

Eine wesentliche Anforderung an Hybridfahrzeuge ist die Einhaltung gewisser vorgegebener Bauräume um nicht z.B.: Innenraumvolumina oder Ladekapazitäten von Fahrzeugen zu stark einzuschränken. Auch das Mehrgewicht eines Hybridfahrzeuges sollte in einem vertretbaren Rahmen bleiben um etwaige Verbrauchsvorteile dadurch nicht zu Nichte zu machen.

- ***Verfügbarkeit, Serienreife und Kosten***

Um eine neue Technologie etablieren zu können müssen sich die Kosten dafür in einem vertretbaren Rahmen bewegen. Bei einer Wirtschaftlichkeitsbetrachtung eines Hybridfahrzeuges sind somit nicht nur die Betriebskosten miteinzubeziehen sondern auch Anschaffungskosten, Erhaltungskosten, Steuern sowie etwaige steuerliche Vorteile und Förderungen. Erst eine solche globale Betrachtung gibt Information über die wirklichen Kosten eines Hybridfahrzeuges.

- ***Zyklenfestigkeit***

Die Einhaltung einer adäquaten Mindestlebensdauer eines Hybridfahrzeuges ist von großer Bedeutung. Speziell in puncto elektrisches Speichersystem und Leistungselektronik ist diese Lebensdaueranforderung sicherzustellen.

1.3.6 Wirkmechanismen

Zur Erreichung der typischen Vorteile von Hybridantrieben sind folgende Mechanismen verantwortlich.

Bremsenergierekuperation

Bremsenergierekuperation stellt eine Möglichkeit dar den Kraftstoffverbrauch eines Fahrzeuges zu reduzieren.

Im Betriebszustand Bremsen des Fahrzeuges wird durch Bremsenergierekuperation ein Rückgewinn an Bremsenergie durch entsprechende generatorische Umwandlung ermöglicht. Diese Rückgewinnung trägt somit wieder zur Aufladung des elektrischen Energiespeichers bei. Besondere Anforderungen werden dabei an den Energiespeicher gestellt, da dieser mit den impulsartigen Lasten bedingt durch das Bremsen zurechtkommen muss.

Start-Stopp-Betrieb

Der Einsatz eines Start-Stopp-Systems bringt Verbrauchsvorteile in Standphasen des Fahrzeuges mit sich. Dadurch wird in einer Standphase des Fahrzeuges die Verbrennungskraftmaschine automatisch abgestellt.

Aktuelle Start-Stopp-Systeme funktionieren jedoch nur wenn eine Reihe von Bedingungen im Fahrzeug erfüllt sind (z.B.: erst ab Erreichung der Motorbetriebstemperatur, etc.).

Nachteilig kann sich der Einsatz eines Start-Stopp-Systems auf den Komfort auswirken, da ein sehr schneller Startvorgang des Motors gewährleistet werden muss.

Lastpunktverschiebung

Eine Lastpunktverschiebung des Verbrennungsmotors ermöglicht es diesen in Bereichen höheren Wirkungsgrades zu betreiben und dadurch dessen Kraftstoffverbrauch zu reduzieren.

Phlegmatisierung des Verbrennungsmotors

Unter der Phlegmatisierung des Verbrennungsmotors wird die Reduzierung transienter Belastungsanteile verstanden. Schnelle und starke Betriebspunktänderungen einer Verbrennungskraftmaschine führen zu erhöhten Kraftstoffverbräuchen. Einen Verbrennungsmotor zu phlegmatisieren bedeutet also, ihn in puncto schneller Betriebspunktänderungen zu verlangsamen.

Durch eine Unterstützung einer Verbrennungskraftmaschine durch Elektromotor wird solch eine Strategie ermöglicht. Diese Strategie wird oft auch als sogenanntes „Peak Shaving“ bezeichnet.

2 Betriebsstrategiemittlung von Hybridfahrzeugen

Das Ziel der Betriebsstrategie eines Hybridfahrzeuges ist es, die Betriebszustände aller Komponenten möglichst optimal aufeinander abzustimmen. Durch geeignete Kombination der Betriebsweisen aller Einzelkomponenten soll das Fahrzeug möglichst verbrauchs- und emissionsoptimal betrieben werden. Prinzipiell sind eine Vielzahl von Lösungen möglich, wobei aufgrund der Menge der zu beeinflussenden Parameter auch Zielkonflikte entstehen können. Abbildung 14 zeigt die Komplexität der Regelung eines hybriden Antriebskonzepts durch die Gegenüberstellung eines konventionellen Antriebs.

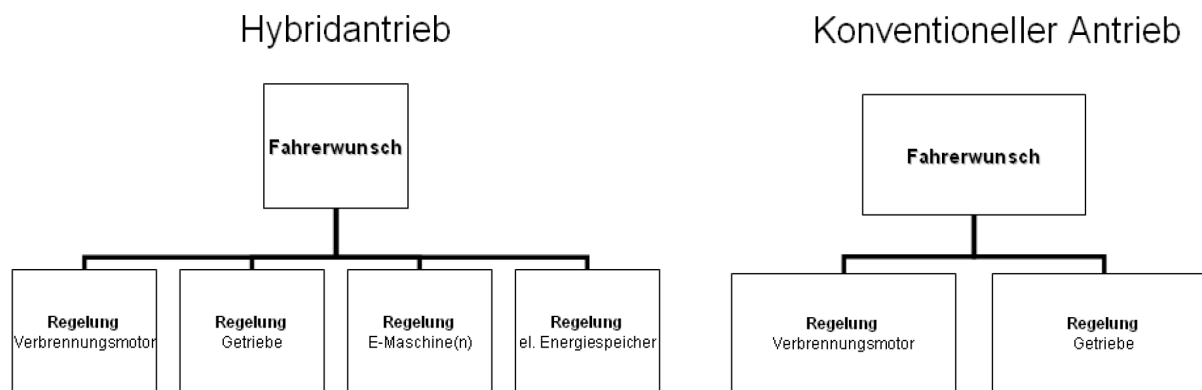


Abbildung 14: Vergleich der Komplexität Hybridantrieb und konventioneller Antrieb

Durch die unterschiedlichen Anordnungen der Aggregate bei parallelen und seriellen Hybridantrieben (vgl. Kap.1.3.4) kommen auch unterschiedliche Betriebsstrategien zum Einsatz.

Die Betriebsstrategie eines Hybridantriebes wird in erster Linie durch die Betriebsweise des Verbrennungsmotors bestimmt. Um einen Verbrennungsmotor effizient betreiben zu können muss man diesen in wirkungsgradgünstigen Kennfeldbereichen betreiben. Die Betriebspunktoptimierung des Verbrennungsmotors in Hybridantrieben beruht nun auf der Beeinflussung von dessen Lastkollektiv.

Hierbei kann man wiederum 2 Klassen unterscheiden:

- Strategie bei der der Verbrennungsmotor dem aktuellen Leistungsbedarf des Fahrzeuges folgt
- Strategie bei der der Verbrennungsmotor in Betriebspunkten betrieben wird in denen die abgegebene Leistung deutlich vom aktuellen Leistungsbedarf des Fahrzeuges abweicht.

Konventionelle Antriebe ermöglichen eine Veränderung des Lastkollektivs nur durch die Veränderung der Schaltpunkte.

Bei einem Parallelhybridantrieb lässt sich zwar die Leistung des Verbrennungsmotors unabhängig von der Antriebsleistung des Fahrzeuges verändern, jedoch liegt immer die Drehzahl (bei Momentenaddition) oder das Moment (bei Drehzahladdition) fest.

Die größtmögliche Freiheit bezüglich der Betriebsweise des Verbrennungsmotors bieten serielle Hybridantriebe. Die Bereiche in welchen der Verbrennungsmotor betrieben wird lassen sich bei diesem Antriebskonzept frei festlegen. Der Betrieb des Verbrennungsmotors kann entweder dem aktuellen Leistungsbedarf folgend, stationär, intermittierend oder phlegmatisiert sein. Der wesentliche Vorteil liegt darin, dass besonders verbrauchs- und emissionsgünstige Betriebsbereiche des Verbrennungsmotors gewählt werden können.

2.1 Ermittlung Betriebsstrategien – PHEM-Simulationen

Die in dieser Diplomarbeit zu untersuchenden Hybridstrategien wurden in Form von Simulationen mit dem Programm PHEM zur Verfügung gestellt.

Das Programm PHEM wurde am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik zur Simulation von Energieverbrauch und Emissionen von PKW und NFZ entwickelt und anschließend für die Anwendung von Hybridfahrzeugen erweitert.

Auf Basis gegebener Fahrzyklen wird die erforderliche Motorleistung in 1 Hz Frequenz aus den Fahrwiderständen und Verlusten im Antriebsstrang berechnet. Die Motordrehzahl wird aus dem Reifendurchmesser der Achs- und Getriebeübersetzungen sowie einem Fahrer-Gangwechselmodell errechnet. Mit der so berechneten Drehzahl und Leistung des Verbrennungsmotors können Verbrauchs- und Emissionswerte interpoliert werden.

Die Emissionen des jeweils simulierten Zyklus werden aus Kennfeldern normierten Formats interpoliert. Durch dieses normierte Format werden Motoren verschiedener Leistungsklassen vergleichbar dargestellt.

Ein wichtiger Bestandteil des Programms PHEM ist die Dynamikkorrektur. Hierbei wird das Emissionsniveau der Emissionskennfelder auf das Niveau, das in den jeweiligen transienten Fahrabschnitten zu erwarten ist, transformiert.

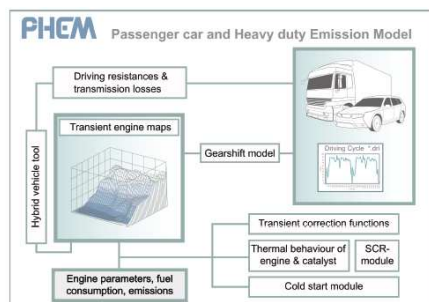


Abbildung 15: Schematische Darstellung PHEM [6]

Abbildung 16 zeigt beispielhaft die Eingabe- und Ausgabedaten des Programms PHEM für einen Dieselmotor mit Partikelfilter.

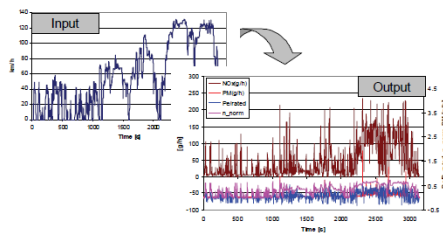


Abbildung 16: Input Output PHEM [6]

An dieser Stelle soll noch einmal ausdrücklich darauf hingewiesen werden, dass die Ermittlung der Hybridstrategien mittels des Simulationsprogramms PHEM nicht Teil dieser Diplomarbeit war.

3 Prüfstandsuntersuchungen

Für die Validierung von Simulationsergebnissen (vgl. Kap. 2.1) sollten Verifikationsmessungen an einem entsprechend adaptierten BMW 4-Zylinder Dieselmotor durchgeführt werden. Basis dafür waren Emissionsgesetzgebungszyklen sowohl mit Kaltstart als auch Warmstart.

Der folgende Abschnitt beschäftigt sich mit den am Prüfstand durchgeführten Validierungsmessungen zum Thema „Diesel-Hybridisierung“.

3.1 Versuchsmotor

Bei dem zu untersuchenden Motor handelt sich um einen BMW 4-Zylinder Dieselmotor des Typs N47C16. Der Einbau dieses Motors findet im Fahrzeug quer statt.

Tabelle 2: Grundgeometriedaten BMW N47C16

Bohrung	78 mm
Hub	83.6 mm
Hubraum	1598 cm ³

Tabelle 3: Leistungsdaten BMW N47C16

Leistungs-	85 kW bei 4000 min ⁻¹
werte	280 Nm bei 2000 min ⁻¹

3.2 Prüfstands Aufbau

Bevor die Messungen im transienten Betrieb starten konnten war ein umfangreicher Umbau des Prüfstandes erforderlich. Die bei früheren Messungen verwendete wassergekühlte Wirbelstrombremse (Borghgi & Saveri FE350 mit 260 kW) wurde durch eine größere und leistungsstärkere Asynchronmaschine ersetzt. Erst dadurch war es möglich einen instationären Betrieb entsprechend eines gesetzgebungsrelevanten Fahrzykluses zu realisieren.

Abbildung 17 zeigt den Prüfstands Aufbau.

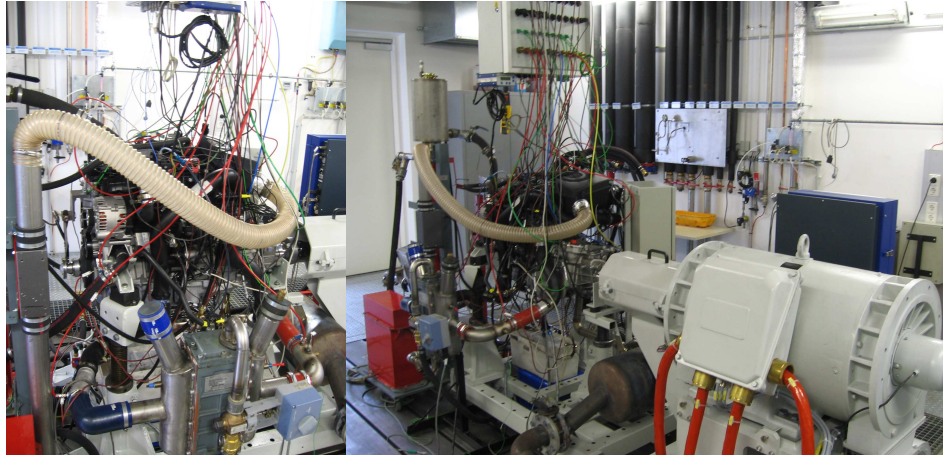


Abbildung 17: Prüfstands Aufbau

Für die Messung der Temperaturen am Motor wurden Pt100-Widerstandstemperatursensoren sowie NiCr-Ni-Thermoelemente verwendet.

Im Abgassystem wurden 2 Entnahmestellen verbaut. Eine Entnahmestelle befand sich zwischen Turbine und Oxidationskatalysator und die zweite hinter dem Dieselpartikelfilter. Beide Entnahmestellen wurden über eine beheizte Abgasleitung mit den Abgasanalytoren verbunden.

3.3 Vermessung Kennfeld stationär

Als Grundlage für weitere Untersuchungen sollte ein Stationärkennfeld des Motors dienen. Die hierbei zugrunde gelegte Kennfeldvorgabe ist in Abbildung 18 dargestellt. Ersichtlich ist die deutlich feinere Auflösung der Messpunkte bis zu einer Drehzahl von 2500 min^{-1} zur genaueren Auflösung des AGR-Bereichs.

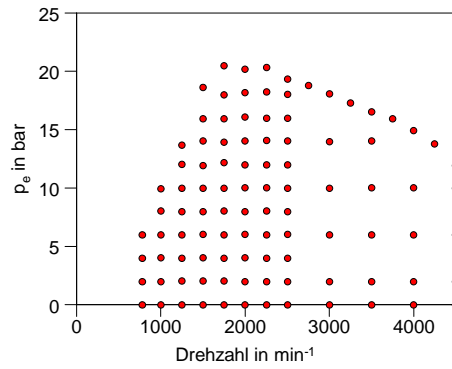


Abbildung 18: Kennfeldvorgabe

Die folgenden Abbildungen zeigen die, aus der stationären Kennfeldvermessung, ermittelten Kennfelder.

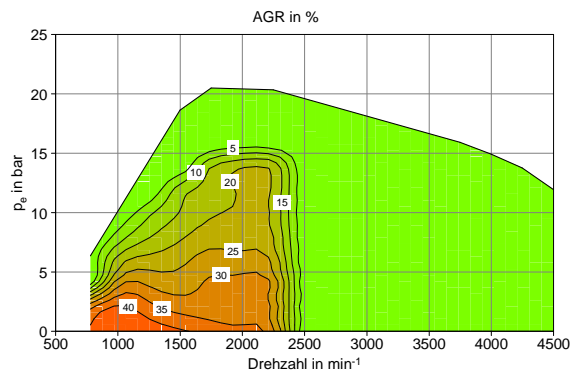


Abbildung 19: AGR-Kennfeld N47C16

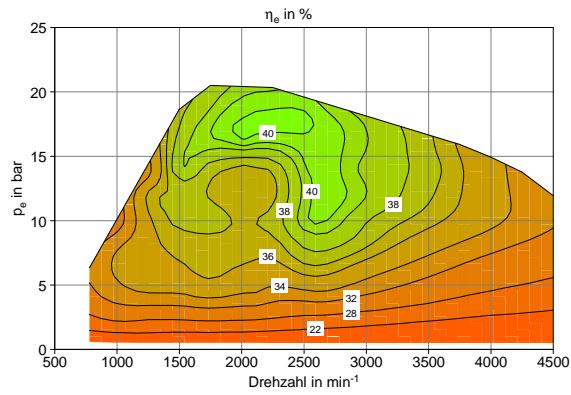


Abbildung 20: Kennfeld effektiver Wirkungsgrad

Bei der Berechnung des effektiven Wirkungsgrades wurde ein unterer Heizwert des Kraftstoffes von 42570 kJ/kg verwendet, welcher durch eine Kraftstoffanalyse ermittelt wurde.

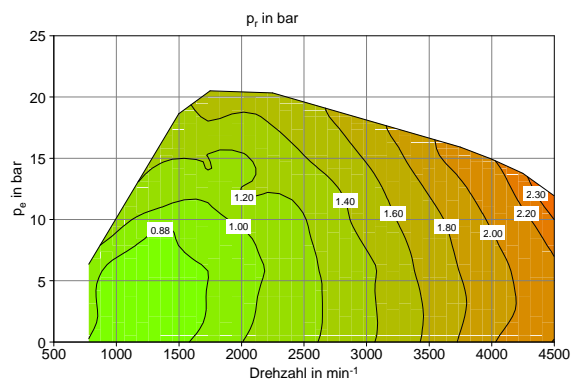


Abbildung 21: Kennfeld Reibmitteldruck

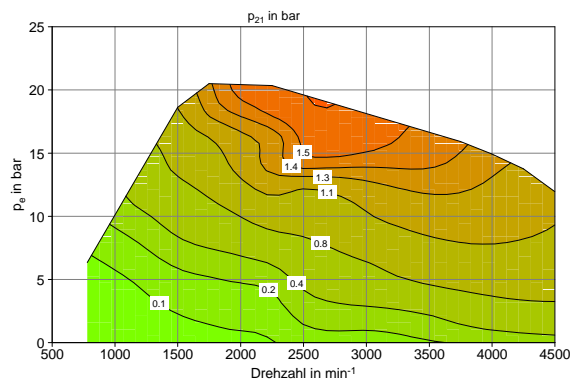


Abbildung 22: Kennfeld Ladedruck

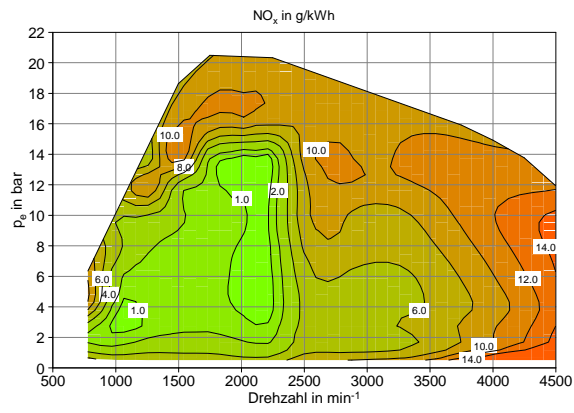


Abbildung 23: Kennfeld spezifische NO_x -Emissionen

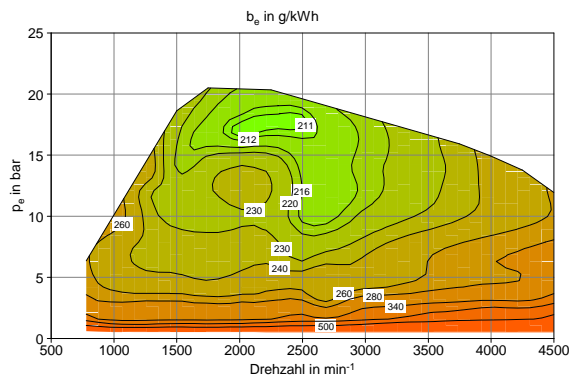


Abbildung 24: Kennfeld spezifischer Kraftstoffverbrauch

3.4 Kennfeldanalyse Dieselmotor

Mithilfe der in Kap. 3.3 ermittelten Kennfelder sollen jene Bereiche des Dieselmotors identifiziert werden, die Potenziale für eine Hybridisierung bieten. Im weiteren Teil der vorliegenden Arbeit sollen dann die Ergebnisse der Umsetzung dieser Potenziale durch verschiedene Hybridisierungsvarianten dargestellt werden.

Im Vordergrund liegt die Untersuchung des verbrennungsmotorischen Anteils in verschiedenen Fahrzyklen hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und NO_x -Emissionen.

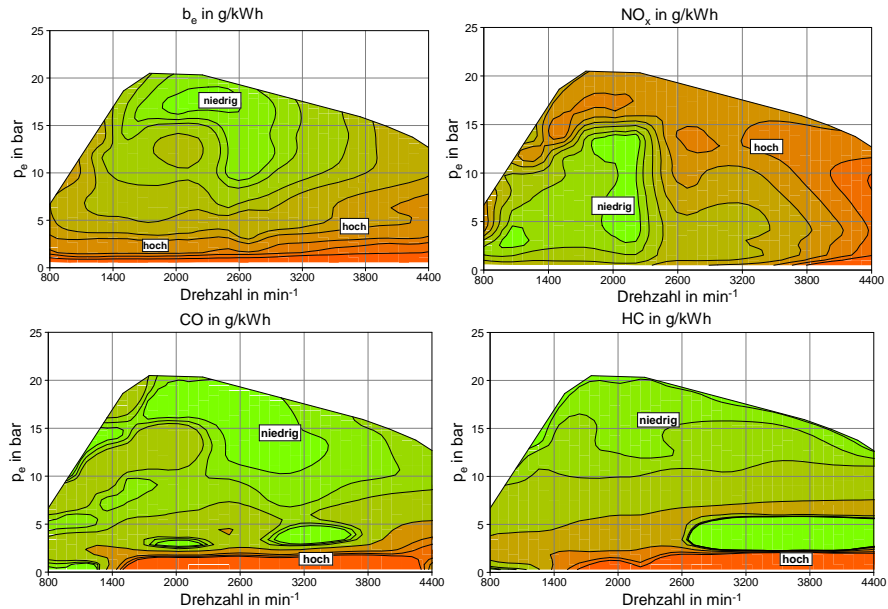


Abbildung 25: Kennfeldanalyse 4-Zylinder 1.6 Liter Dieselmotor

Abbildung 25 zeigt die möglichen Potenziale bzw. Zielbereiche einer Optimierung des verbrennungsmotorischen Anteils des Fahrzyklus. Erkennbar ist, dass die Schwachstelle heutiger Pkw-Dieselmotoren vor allem im Niedriglastbereich bzw. im Niedrigstlastbereich liegt.

Um die prinzipbedingten Vorteile eines Dieselmotors voll nutzen zu können ist es daher wichtig diese Lastbereiche zu vermeiden bzw. im Zyklus durch einen elektrischen Antrieb zu ersetzen.

Um einen effizienten Betrieb eines Dieselmotors zu gewährleisten sollten dessen Betriebspunkte hin zu höheren Lasten verschoben werden.

3.5 Vergleich der Wirkungsgrade Dieselmotor und Elektromotor

Im Folgenden soll ein Vergleich der Wirkungsgrade des zu untersuchenden Dieselmotors und des Elektromotors bzw. der verwendeten Elektromotoren (siehe Kap.3.21.1) durchgeführt werden. Abbildung 26 zeigt den Vergleich der Wirkungsgrade beider Systeme. Erkennbar ist, dass die Bereiche der maximalen Wirkungsgrade deutlich voneinander abweichen.

Auch die Betrachtung der beiden Vollastlinien zeigt das Potenzial einer Kombination beider Antriebssysteme. Der Elektromotor besitzt bereits ab dem Stillstand sein volles Drehmoment, welches dann aber mit steigender Drehzahl abzusinken beginnt. In Bereichen höherer Lasten bzw. des maximalen Drehmoments zeigt der Verbrennungsmotor seinen höchsten Wirkungsgrad.

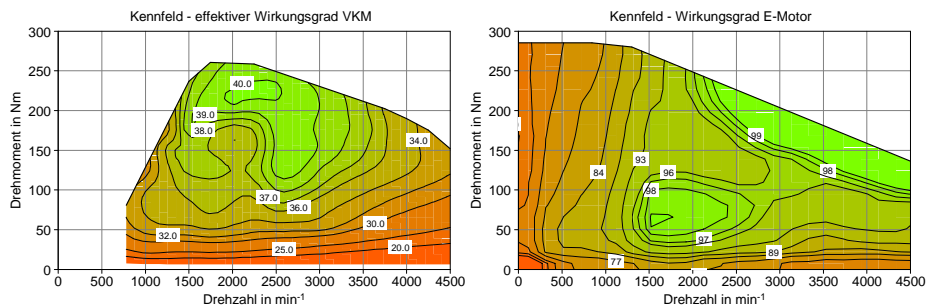


Abbildung 26: Vergleich der Wirkungsgrade VKM und E-Maschine

3.6 Emissionsberechnung

Ein wichtiger Schritt in der Bewertung von Emissionen ist die Umrechnung von gemessenen Abgaskonzentrationen (ppm) in Abgasmassen (g). Das im Zuge dieser Messungen verwendete Prinzip ist in Abbildung 27 dargestellt.

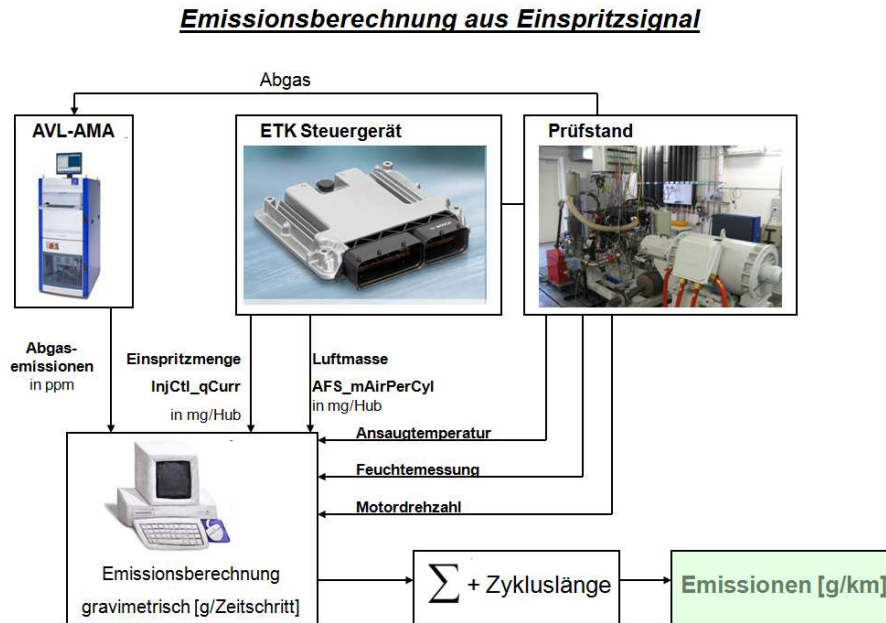


Abbildung 27: Schema Emissionsberechnung

Die aktuelle Einspritzmenge sowie die entsprechende aktuelle Luftmasse werden direkt mithilfe des Steuergeräts ermittelt. Der Verlauf der aktuellen Abgaskonzentrationen in ppm wurde vom Abgasmessgerät AVL AMA i60 geliefert.

Sämtliche andere für die gravimetrische Emissionsberechnung erforderlichen Daten wurden am Prüfstand gemessen.

Um die zeitlichen Verläufe möglichst exakt darstellen zu können wurden alle dargestellten Größen mit einer Messfrequenz von 2 Hz gemessen.

3.7 Verbrauchsberechnung

Um einen möglichst genauen Wert des Kraftstoffverbrauches im Zyklus vorhersagen zu können wurden verschiedene Möglichkeiten für dessen Ermittlung verwendet bzw. miteinander kombiniert. Im Wesentlichen wurden Kraftstoffverbräuche aus drei verschiedenen Messquellen ermittelt. Abbildung 28 zeigt eine Übersicht über die verschiedenen Varianten der Verbrauchsberechnung.

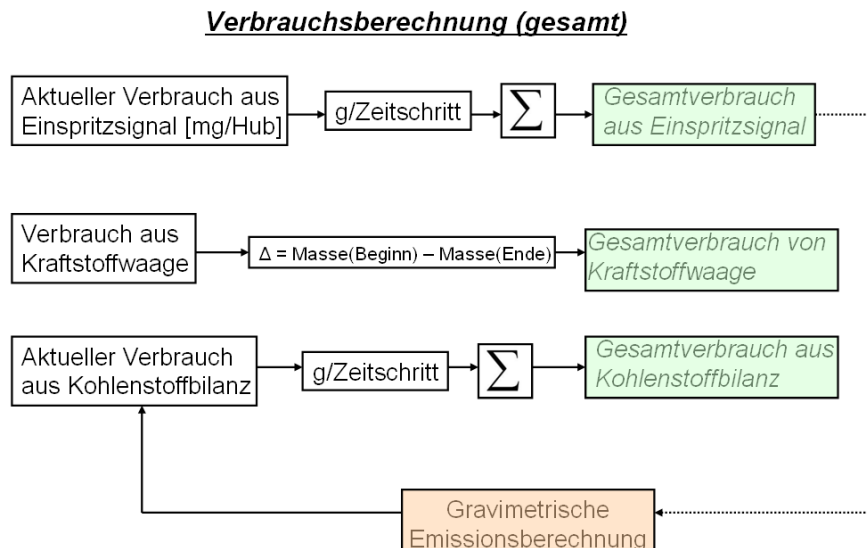


Abbildung 28: Schema Kraftstoffverbrauchsermittlung

Zu erkennen ist der Zusammenhang bzw. die einseitige Abhängigkeit von Verbrauch aus Einspritzsignal und Verbrauch aus C-Bilanz über die gravimetrische Emissionsrechnung. Für die Verbrauchsbewertung der Hybridstrategien wurde der Gesamtverbrauch von Kraftstoffwaage und Kohlenstoffbilanz gemittelt und als „Verbrauch gemittelt“ bezeichnet.

3.7.1 Verbrauchsberechnung aus Kohlenstoffbilanz

Die Anwendung der Kohlenstoffbilanz setzt voraus, dass alle kohlenstoffhaltigen Abgaskomponenten (HC, CO und CO₂) zuvor dem Motor in Form von Kraftstoff zugeführt worden sind.

Im Folgenden soll die Berechnung des Kraftstoffverbrauchs aus der Kohlenstoffbilanz hergeleitet werden:

$$m_B \cdot \frac{M_{C_x}}{M_{C_x H_y}} = m_{CO} \cdot \frac{M_C}{M_{CO}} + m_{CO_2} \cdot \frac{M_C}{M_{CO_2}} + m_{HC} \cdot \frac{M_{C_x}}{M_{C_x H_y}}$$

mit

$$\frac{M_{C_x}}{M_{C_x H_y}} = \frac{M_C}{M_{CH_{\frac{y}{x}}}}$$

folgt

$$m_B = \left(M_C + M_H \cdot \frac{y}{x} \right) \cdot \left(\frac{m_{CO}}{M_{CO}} + \frac{m_{CO_2}}{M_{CO_2}} + \frac{m_{HC}}{M_C + M_H \cdot \frac{y}{x}} \right)$$

Formel 2: Berechnung des Kraftstoffverbrauchs aus der Kohlenstoffbilanz

m_B	...	Masse Kraftstoff in kg	M_C	...	molare Masse C in kg/kmol
m_{CO}	...	Masse CO in kg	M_{CO}	...	molare Masse CO in kg/kmol
m_{CO_2}	...	Masse CO ₂ in kg	M_{CO_2}	...	molare Masse CO ₂ in kg/kmol
m_{HC}	...	Masse HC in kg	M_H	...	molare Masse H in kg/kmol

$\frac{y}{x}$... Molverhältnis H zu C in molH/molC

3.8 Basisvermessung

In der Basisvermessung wurden die jeweiligen Fahrzyklen zur Gänze als verbrennungsmotorisch betriebene Zyklen vermessen. Abbildung 29 zeigt die Betriebspunkte des Motors in den verschiedenen untersuchten Fahrzyklen. Deutlich zu erkennen sind die höheren Lastpunkte des US06 und des Hochlast-Zyklus. Die im unteren Teil der Abbildung dargestellten Fahrzyklen (Transient- und Hochlast-Zyklus) wurden von BMW zur Verfügung gestellt und sollten zukünftig vorgesehene Gesetzgebungszyklen darstellen.

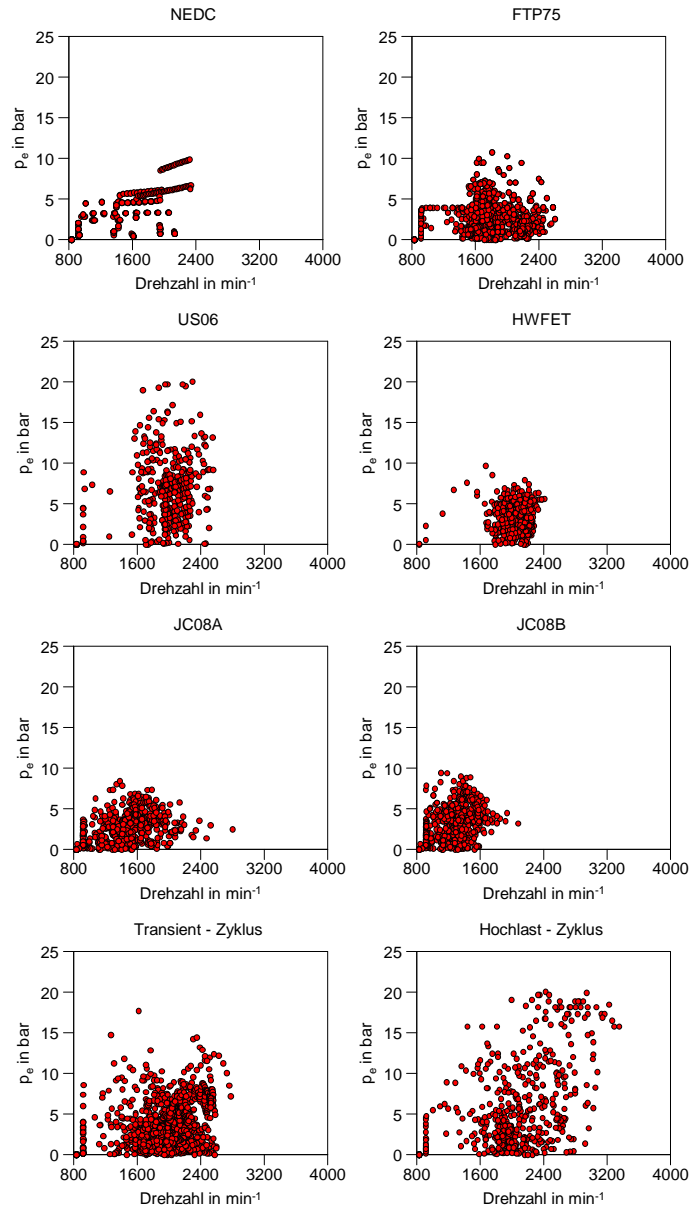


Abbildung 29: Fahrzyklen - Lastpunkte Grundvermessung

3.9 Ergebnisse Grundvermessung NEDC

Der NEDC-Fahrzyklus hat eine Länge von 11 km und eine Dauer von 1180 s. Die hier dargestellte Grundvermessung wurde bei einer Kühlmitteltemperatur von 95 °C (Betriebsart warm) durchgeführt. Abbildung 30 zeigt den Verlauf von effektivem Mitteldruck, Drehzahl sowie sämtlicher gemessener Emissionskomponenten. An dieser Stelle soll darauf hingewiesen werden, dass die Grenzwerte für aktuell gültige Abgasnorm EU5 in Abbildung 138 (Kap. 9.1.1) angeführt sind.

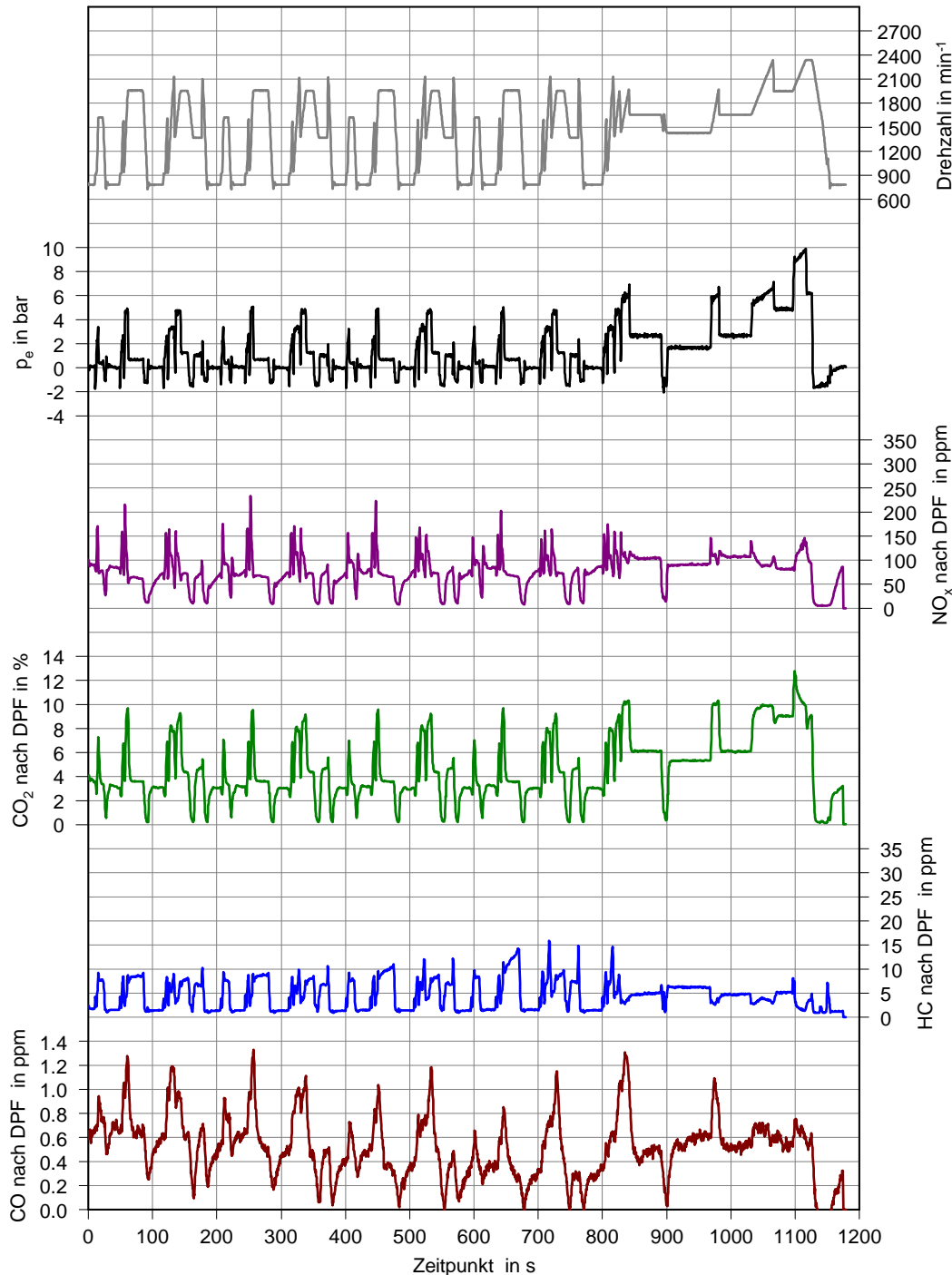


Abbildung 30: NEDC-Grundvermessung (warm)

Tabelle 4: Ergebnisse Emissionen NEDC-Grundvermessung

Betriebs- bedingungen	Emissionen vor DOC				Emissionen nach DPF			
	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km
warm	0.189	110.6	0.797	0.141	0.179	111.8	0.001	0.004
kalt	0.176	116.2	1.314	0.274	0.160	117.4	0.298	0.031

Tabelle 5: Ergebnisse Kraftstoffverbrauch NEDC-Grundvermessung

Betriebs- bedingungen	Kraftstoffverbrauch		
	C-Bilanz L/100 km	Kraftstoffwaage L/100 km	Mittelwert L/100 km
warm	4.25	4.12	4.18
kalt	4.48	4.61	4.55

In Abbildung 31 sind die Betriebspunkte der Verbrennungskraftmaschine innerhalb des NEDC-Fahrzyklus im AGR-Kennfeld dargestellt. Hierbei ist erkennbar, dass der gesamte Betriebsbereich innerhalb des AGR-Bereichs liegt.

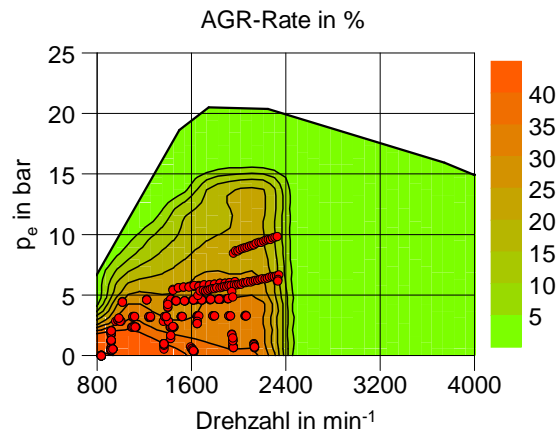


Abbildung 31: Betriebspunkte NEDC im AGR-Kennfeld

3.10 Ergebnisse Grundvermessung FTP75

Der FTP75-Fahrzyklus hat eine Länge von 17,76 km und eine Dauer von 1874 s. Die hier dargestellte Grundvermessung wurde bei einer Kühlmitteltemperatur von 95 °C (Betriebsart warm) durchgeführt. In Abbildung 32 ist der deutlich dynamischere Verlauf von Drehzahl und effektivem Mitteldruck im Vergleich zum NEDC-Fahrzyklus (vgl. Abbildung 30) erkennbar.

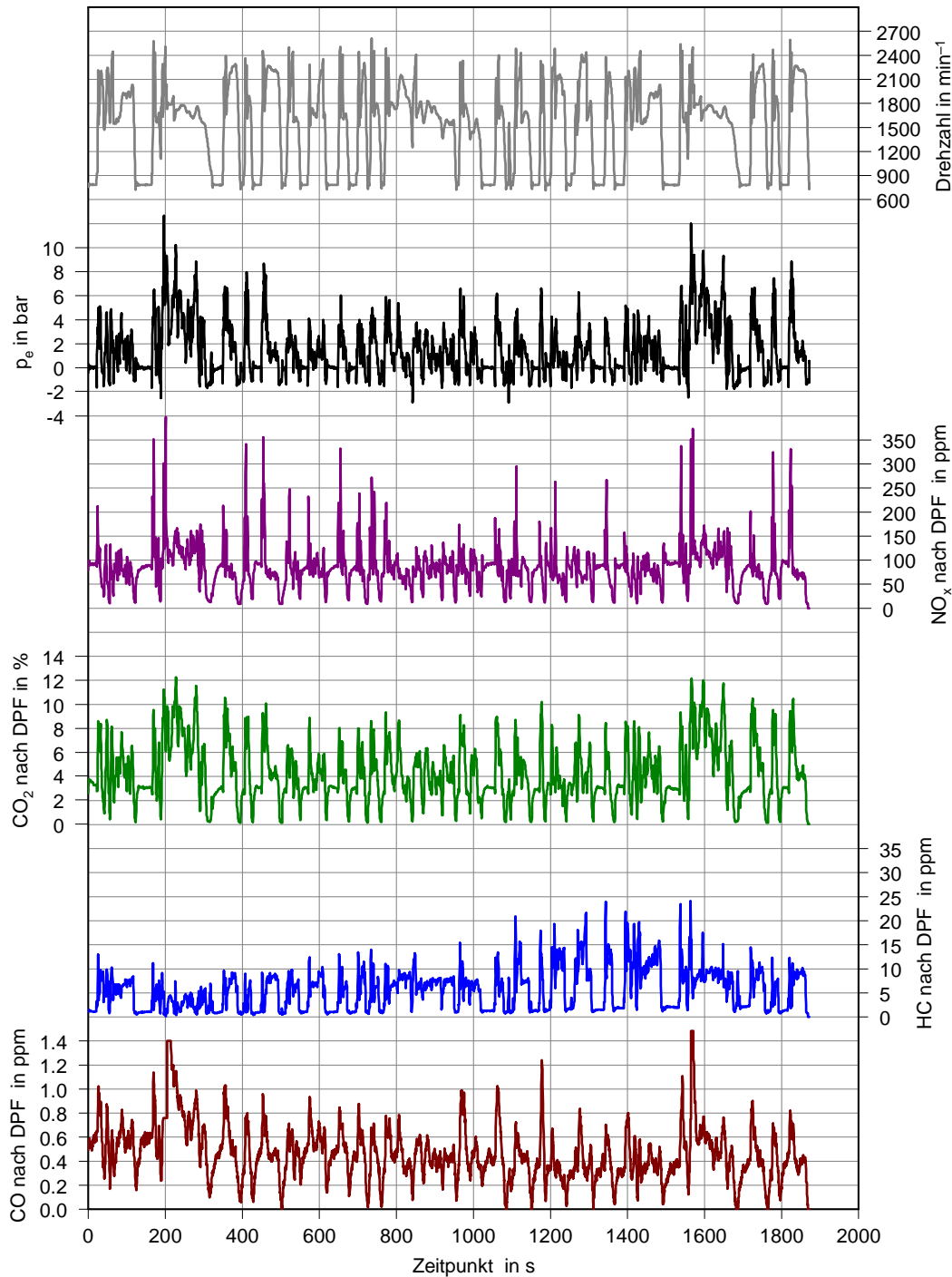


Abbildung 32: FTP75-Grundvermessung (warm)

Tabelle 6: Ergebnisse Emissionen FTP75-Grundvermessung

Betriebs- bedingungen	Emissionen vor DOC				Emissionen nach DPF			
	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km
warm	0.235	114.5	0.986	0.158	0.225	115.3	0.004	0.005
kalt	0.248	117.5	1.213	0.211	0.231	117.8	0.141	0.015

Tabelle 7: Ergebnisse Kraftstoffverbrauch FTP75-Grundvermessung

Betriebs- bedingungen	Kraftstoffverbrauch		
	C-Bilanz L/100 km	Kraftstoffwaage L/100 km	Mittelwert L/100 km
warm	4.38	4.27	4.33
kalt	4.49	4.45	4.47

In Abbildung 33 sind die Betriebspunkte der Verbrennungskraftmaschine innerhalb des FTP75-Fahrzyklus im AGR-Kennfeld dargestellt. Hierbei ist ebenfalls erkennbar, dass ein Großteil des Betriebsbereichs innerhalb des AGR-Bereichs liegt.

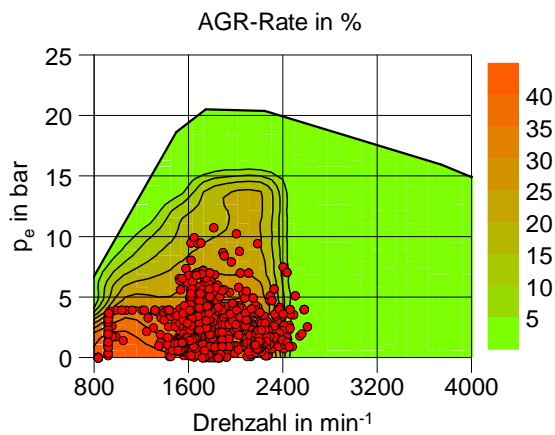


Abbildung 33: Betriebspunkte FTP75 im AGR-Kennfeld

3.11 Ergebnisse Grundvermessung US06

Der US06-Fahrzyklus hat eine Länge von 12,87km und eine Dauer von 596 s. Die hier dargestellte Grundvermessung wurde bei einer Kühlmitteltemperatur von 95 °C (Betriebsart warm) durchgeführt. Abbildung 34 zeigt unter anderem den Verlauf von Drehzahl und effektivem Mitteldruck im US06-Fahrzyklus. Deutlich erkennbar hierbei ist der Betrieb der Verbrennungskraftmaschine bei höheren Lasten.

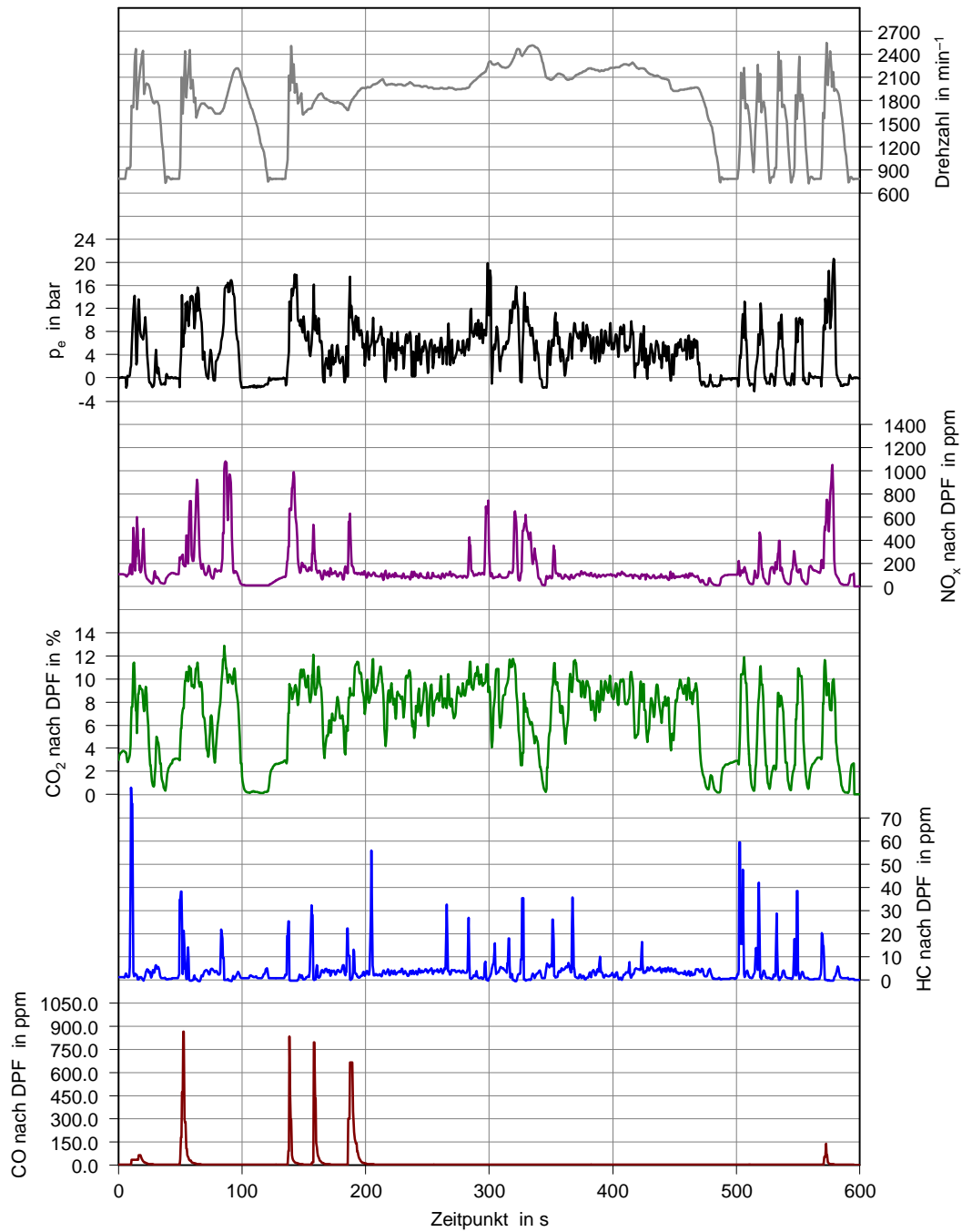


Abbildung 34: US06-Grundvermessung (warm)

Tabelle 8: Ergebnisse Emissionen US06-Grundvermessung

Betriebs- bedingungen	Emissionen vor DOC				Emissionen nach DPF			
	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km
warm	0.416	131.3	1.215	0.075	0.392	130.1	0.094	0.002
kalt	0.400	132.4	1.206	0.110	0.381	132.7	0.295	0.006

Tabelle 9: Ergebnisse Kraftstoffverbrauch US06-Grundvermessung

Betriebs- bedingungen	Kraftstoffverbrauch		
	C-Bilanz L/100 km	Kraftstoffwaage L/100 km	Mittelwert L/100 km
warm	4.95	4.90	4.93
kalt	5.06	5.02	5.04

Die in Tabelle 8 erkennbare Tatsache der höheren CO₂-Emissionen nach DPF im Vergleich zu vor Oxikat liegen in einer Messungenauigkeit der CO₂-Messung begründet.

In Abbildung 35 sind die Betriebspunkte der Verbrennungskraftmaschine im US06-Fahrzyklus im AGR-Kennfeld dargestellt. Ein wesentlicher Anteil an Betriebspunkten liegt außerhalb des applizierten AGR-Bereichs.

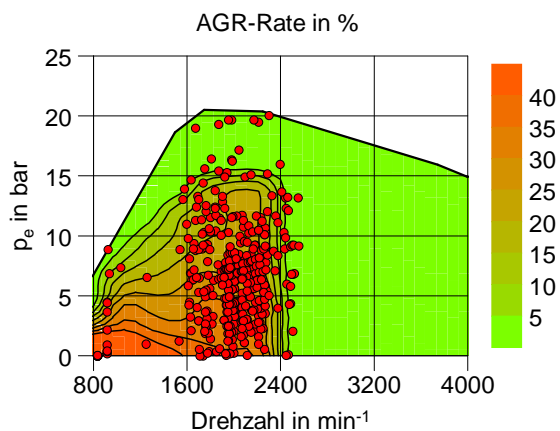


Abbildung 35: Betriebspunkte US06 im AGR-Kennfeld

3.12 Ergebnisse Grundvermessung HWFET

Der HWFET-Fahrzyklus hat eine Länge von 16,51 km und eine Dauer von 765 s. Die hier dargestellte Grundvermessung wurde bei einer Kühlmitteltemperatur von 95 ° C (Betriebsart warm) durchgeführt. Anhand Abbildung 36 ist ersichtlich, dass der Verlauf der Drehzahl in diesem Fahrzyklus relativ konstant ist.

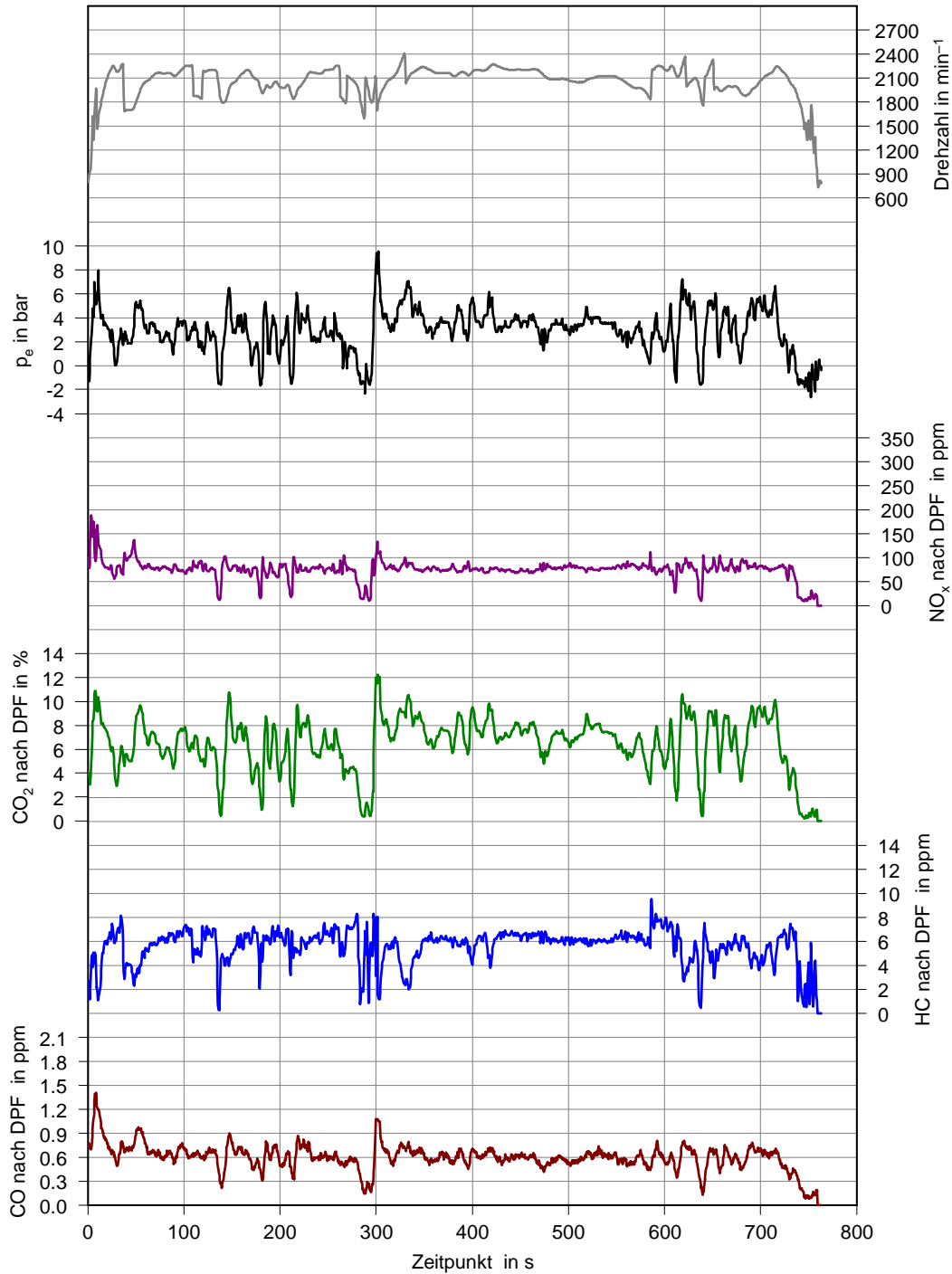


Abbildung 36: HWFET-Grundvermessung (warm)

Tabelle 10: Ergebnisse Emissionen HWFET-Grundvermessung

Betriebs- bedingungen	Emissionen vor DOC				Emissionen nach DPF			
	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km
warm	0.116	94.4	0.614	0.092	0.116	95.0	0.001	0.003
kalt	0.109	97.9	0.805	0.130	0.108	99.0	0.024	0.005

Tabelle 11: Ergebnisse Kraftstoffverbrauch HWFET-Grundvermessung

Betriebs- bedingungen	Kraftstoffverbrauch		
	C-Bilanz L/100 km	Kraftstoffwaage L/100 km	Mittelwert L/100 km
warm	3.61	3.51	3.56
kalt	3.76	3.70	3.73

Abbildung 37 zeigt die Betriebspunkte der Verbrennungskraftmaschine im HWFET-Fahrzyklus. Erkennbar ist, dass sich der gesamte Betriebsbereich innerhalb des AGR-Bereichs befindet.

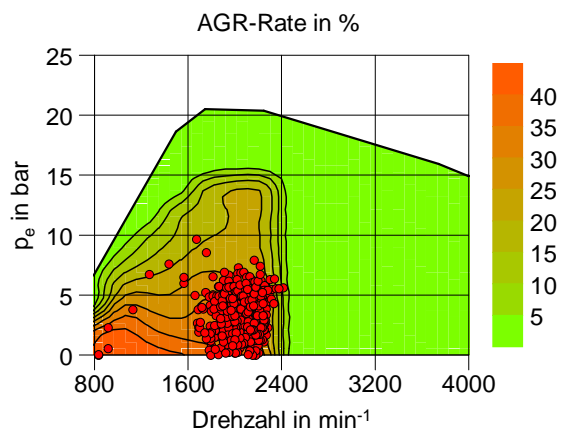


Abbildung 37: Betriebspunkte HWFET im AGR-Kennfeld

3.13 Ergebnisse Grundvermessung JC08A

Der JC08A-Fahrzyklus hat eine Länge von 8,17 km und eine Dauer von 1205 s. Die dargestellte Grundvermessung wurde bei einer Kühlmitteltemperatur von 95 °C (Betriebsart warm) durchgeführt. Abbildung 38 zeigt, dass der JC08A-Fahrzyklus einen dem NEDC-Fahrzyklus ähnlichen Verlauf von Drehzahl und effektivem Mitteldruck besitzt.

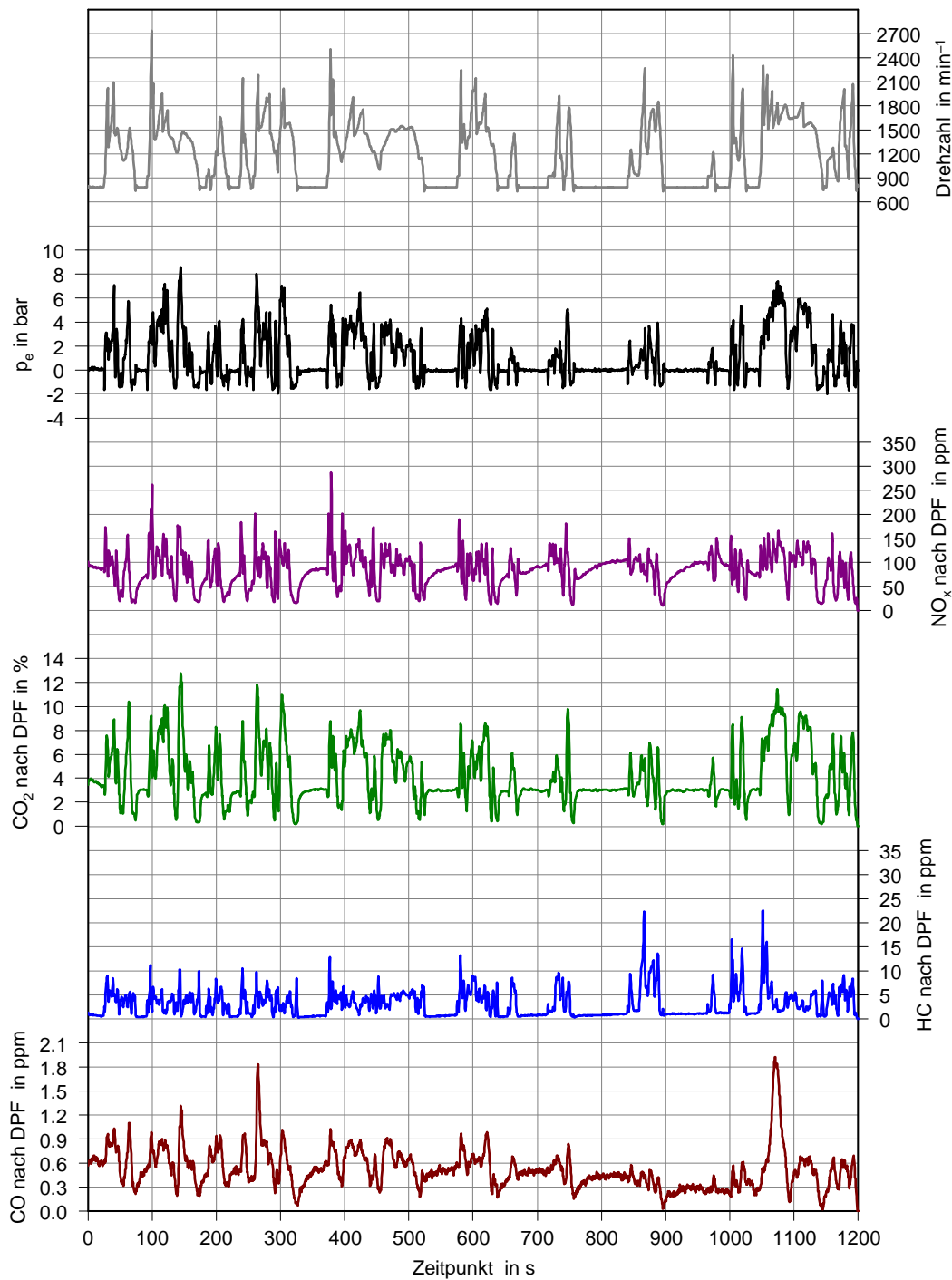


Abbildung 38: JC08A-Grundvermessung (warm)

Tabelle 12: Ergebnisse Emissionen JC08A-Grundvermessung

Betriebs- bedingungen	Emissionen vor DOC				Emissionen nach DPF			
	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km
warm	0.229	111.9	0.826	0.144	0.216	111.3	0.001	0.003
kalt	0.201	119.6	1.473	0.282	0.185	121.3	0.258	0.024

Tabelle 13: Ergebnisse Kraftstoffverbrauch JC08A-Grundvermessung

Betriebs- bedingungen	Kraftstoffverbrauch		
	C-Bilanz L/100 km	Kraftstoffwaage L/100 km	Mittelwert L/100 km
warm	4.23	4.22	4.23
kalt	4.63	4.63	4.63

Abbildung 39 zeigt die Betriebspunkte der Verbrennungskraftmaschine im AGR-Kennfeld. Erkennbar ist, dass beinahe alle Betriebspunkte innerhalb des AGR-Bereichs liegen.

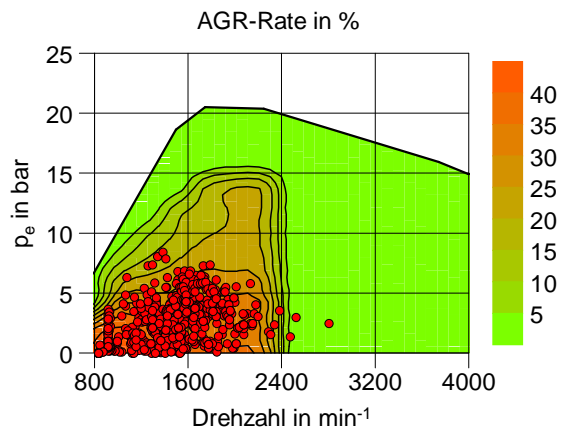


Abbildung 39: Betriebspunkte JC08A im AGR-Kennfeld

3.14 Ergebnisse Grundvermessung JC08B

Der JC08B-Fahrzyklus hat eine Länge von 8,17 km und eine Dauer von 1205 s. Die in Abbildung 40 dargestellte Grundvermessung wurde bei einer Kühlmitteltemperatur von 95 ° C (Betriebsart warm) durchgeführt. Der wesentliche Unterschied zum Fahrzyklus JC08A (vgl. Kap. 3.13) besteht in dessen geänderter Schaltstrategie. Seitens des Geschwindigkeitsverlaufs des Fahrzeuges gibt es jedoch keine Unterschiede der Zyklen JC08A und JC08B.

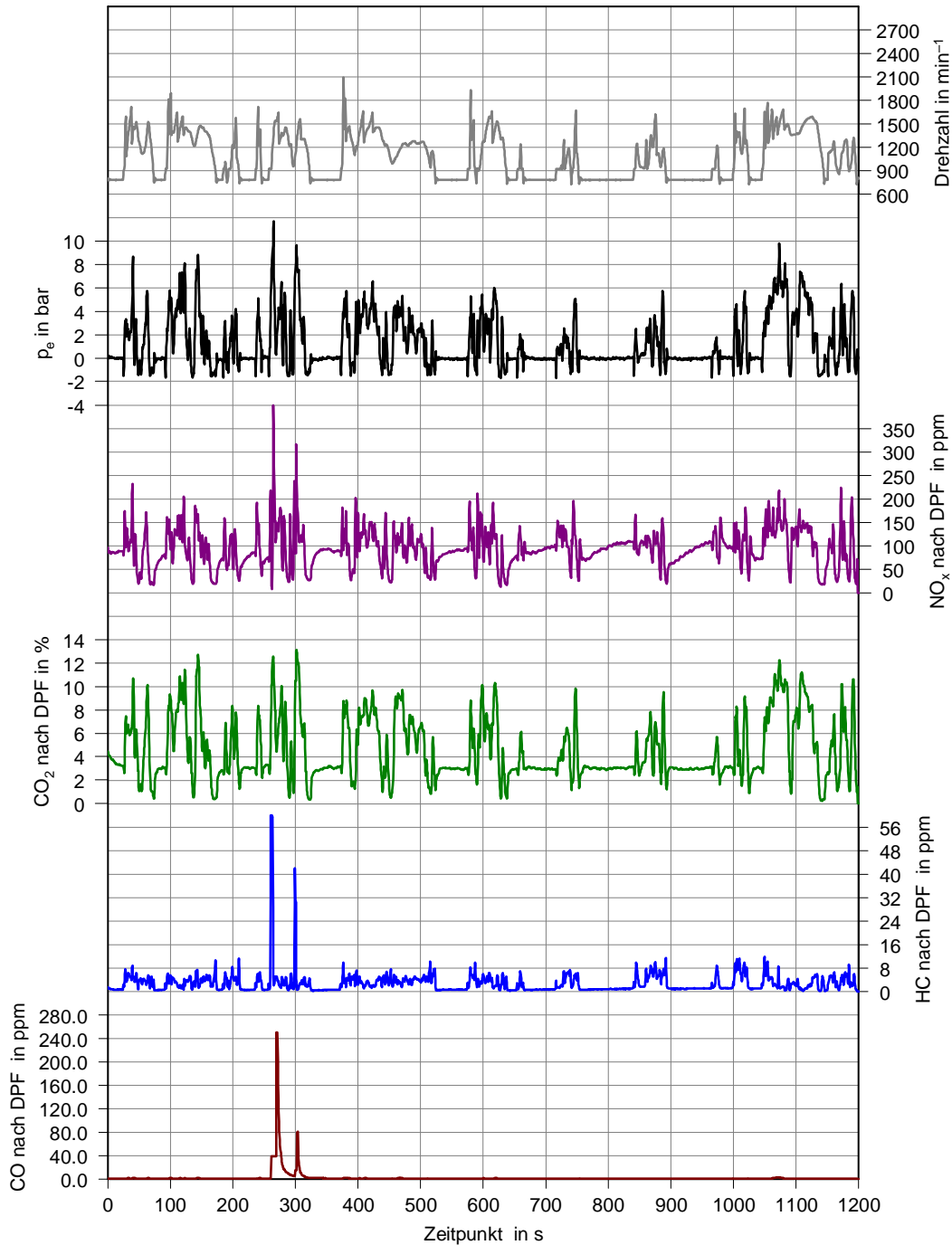


Abbildung 40: JC08B-Grundvermessung (warm)

Tabelle 14: Ergebnisse Emissionen JC08B-Grundvermessung

Betriebs- bedingungen	Emissionen vor DOC				Emissionen nach DPF			
	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km
warm	0.239	108.2	0.835	0.125	0.220	107.7	0.176	0.002
kalt	0.212	113.9	1.368	0.233	0.195	115.4	0.467	0.024

Tabelle 15: Ergebnisse Kraftstoffverbrauch JC08B-Grundvermessung

Betriebs- bedingungen	Kraftstoffverbrauch		
	C-Bilanz L/100 km	Kraftstoffwaage L/100 km	Mittelwert L/100 km
warm	4.09	4.05	4.07
kalt	4.41	4.41	4.41

Abbildung 41 zeigt den Betriebsbereich der Verbrennungskraftmaschine innerhalb des JC08B-Fahrzyklus im AGR-Kennfeld. Wie bereits im JC08A-Fahrzyklus (vgl. Kap. 3.13) befinden sich nahezu alle Betriebspunkte innerhalb des AGR-Bereichs.

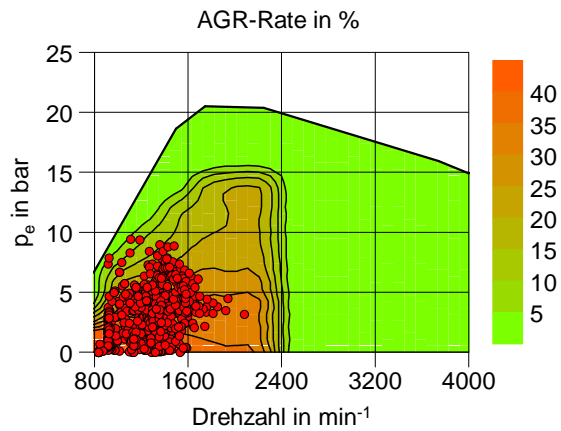


Abbildung 41: Betriebspunkte JC08B im AGR-Kennfeld

3.15 Ergebnisse Grundvermessung Hochlast-Zyklus

Der hier dargestellte Hochlast-Fahrzyklus hat eine Länge von 14,79 km und eine Dauer von 865 s. Die Grundvermessung wurde ebenfalls bei einer Kühlmitteltemperatur von 95 ° C (Betriebsart warm) durchgeführt. In Abbildung 42 ist unter anderem der Verlauf von Drehzahl und effektivem Mitteldruck dargestellt. Erkennbar ist ein sehr hoher Volllastanteil sowie auch ein stark transientser Verlauf der Drehzahl, ähnlich wie im US06-Fahrzyklus (vgl. Kap. 3.11).

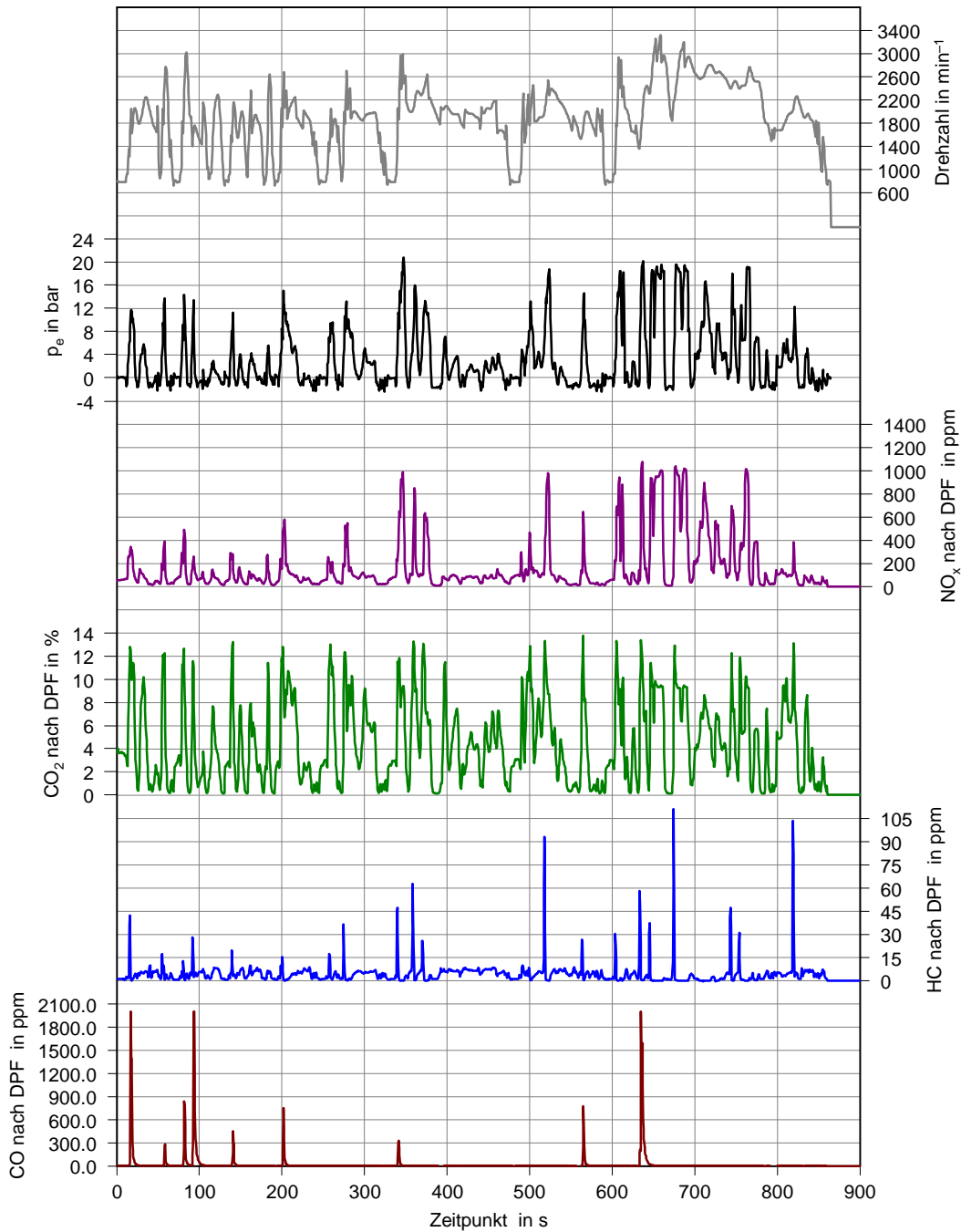


Abbildung 42: Hochlast-Zyklus-Grundvermessung (warm)

Tabelle 16: Ergebnisse Emissionsberechnung Hochlast-Zyklus-Grundvermessung

Betriebs- bedingungen	Emissionen vor DOC				Emissionen nach DPF			
	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km
warm	0.813	138.3	1.146	0.111	0.771	136.8	0.087	0.003
kalt	0.769	410.8	1.517	0.197	0.732	140.0	0.330	0.010

Tabelle 17: Ergebnisse Kraftstoffverbrauchsmessung Hochlast-Zyklus-Grundvermessung

Betriebs- bedingungen	Kraftstoffverbrauch		
	C-Bilanz L/100 km	Kraftstoffwaage L/100 km	Mittelwert L/100 km
warm	5.20	5.19	5.20
kalt	5.34	5.32	5.33

Abbildung 43 zeigt die Betriebspunkte der Verbrennungskraftmaschine im AGR-Kennfeld. Deutlich erkennbar ist, dass aufgrund des hohen Volllastanteils eine Vielzahl von Betriebspunkten außerhalb des AGR-Bereichs liegen.

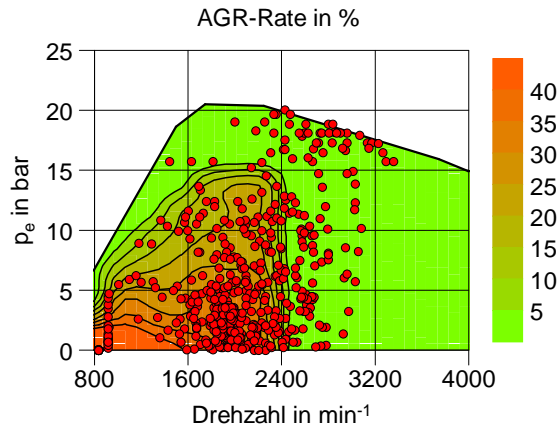


Abbildung 43: Betriebspunkte Hochlast-Zyklus im AGR - Kennfeld

3.16 Ergebnisse Grundvermessung Transient-Zyklus

Der in Abbildung 44 dargestellte Transient-Fahrzyklus hat eine Länge von 30,17km und eine Dauer von 1894s. Die dargestellte Grundvermessung wurde bei einer Kühlmitteltemperatur von 95 °C (Betriebsart warm) durchgeführt.

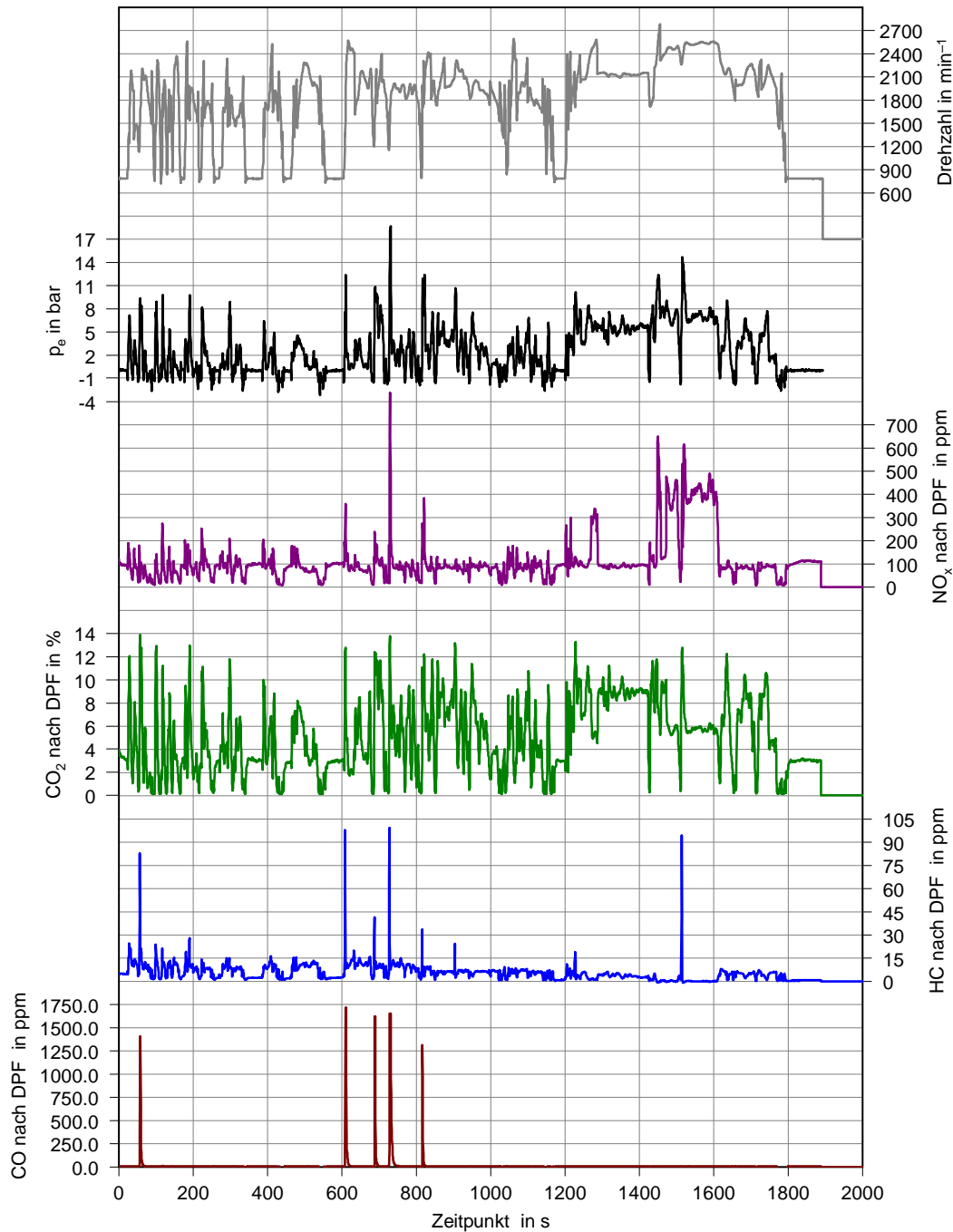


Abbildung 44: Transient-Zyklus-Grundvermessung (warm)

Tabelle 18: Ergebnisse Emissionen Transient-Zyklus-Grundvermessung

Betriebs- bedingungen	Emissionen vor DOC				Emissionen nach DPF			
	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km
warm	0.317	113.1	0.794	0.113	0.310	113.6	0.065	0.003
kalt	0.314	114.4	0.993	0.165	0.305	115.4	0.170	0.009

Tabelle 19: Ergebnisse Kraftstoffverbrauch Transient-Zyklus-Grundvermessung

Betriebs- bedingungen	Kraftstoffverbrauch		
	C-Bilanz L/100 km	Kraftstoffwaage L/100 km	Mittelwert L/100 km
warm	4.32	4.26	4.29
kalt	4.40	4.36	4.38

In Abbildung 45 sind die Betriebspunkte der Verbrennungskraftmaschine im AGR-Kennfeld dargestellt.

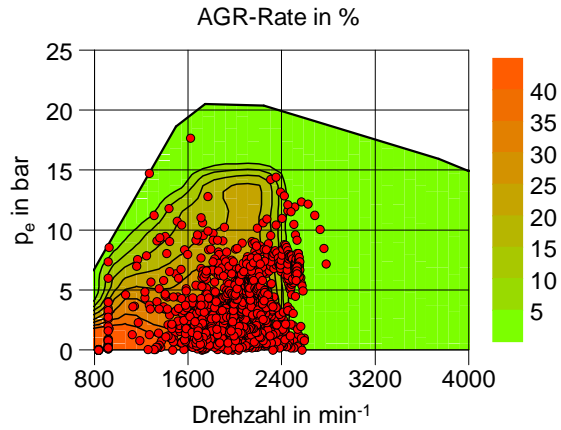


Abbildung 45: Betriebspunkte Transient-Zyklus im AGR-Kennfeld

3.17 Vergleich der unterschiedlichen Testzyklen

Im Folgenden wurde ein Vergleich der unterschiedlichen Testzyklen bezüglich Kraftstoffverbrauch und NO_x -Emissionen durchgeführt.

Deutlich zu erkennen sind die verhältnismässig hohen Werte von Verbrauch und NO_x -Emissionen des US06- und des Hochlast-Testzyklus. Die Begründung dafür liegt im hohen Lastbereich sowie im stark transienten Verlauf dieser Zyklen.

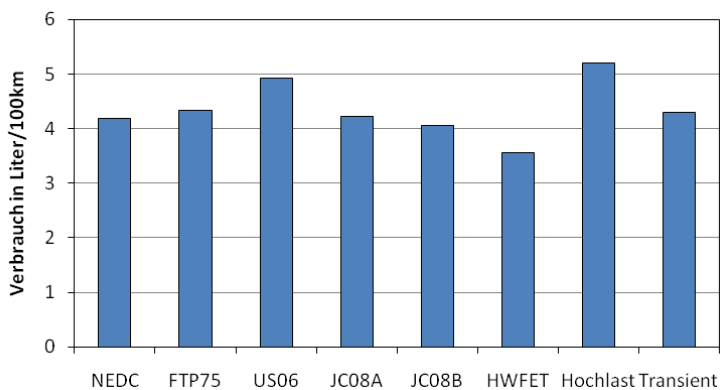


Abbildung 46: Vergleich Kraftstoffverbräuche (Grundvermessung warm)

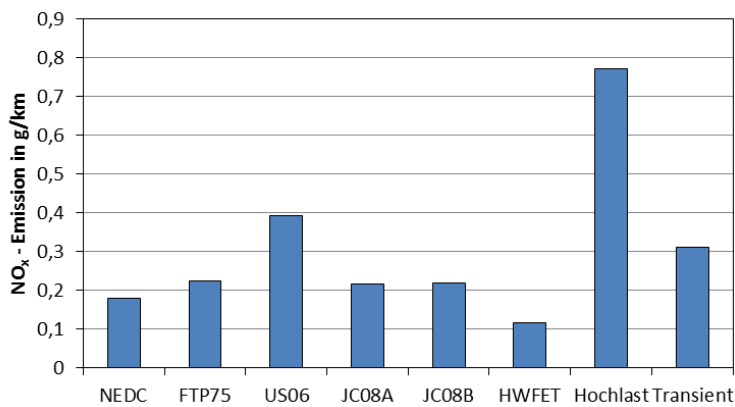


Abbildung 47: Vergleich NO_x -Emissionen (Grundvermessung warm)

3.18 Vergleich Warmlaufverhalten

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit einem Vergleich des Warmlaufverhaltens in den Fahrzyklen NEDC, FTP75 und US06. Betrachtet wurden hierbei die Temperaturen vor dem Oxidationskatalysator und nach dem Partikelfilter.

Zu Beginn der Durchführung dieses Tests wurde der Motor jeweils unter kalten Betriebsbedingungen gestartet (Raumtemperatur Prüfstand 20 °C).

In Abbildung 48 sind die Verläufe der Abgastemperaturen vor dem Oxidationskatalysator bzw. nach dem Partikelfilter über der Zykluszeit dargestellt.

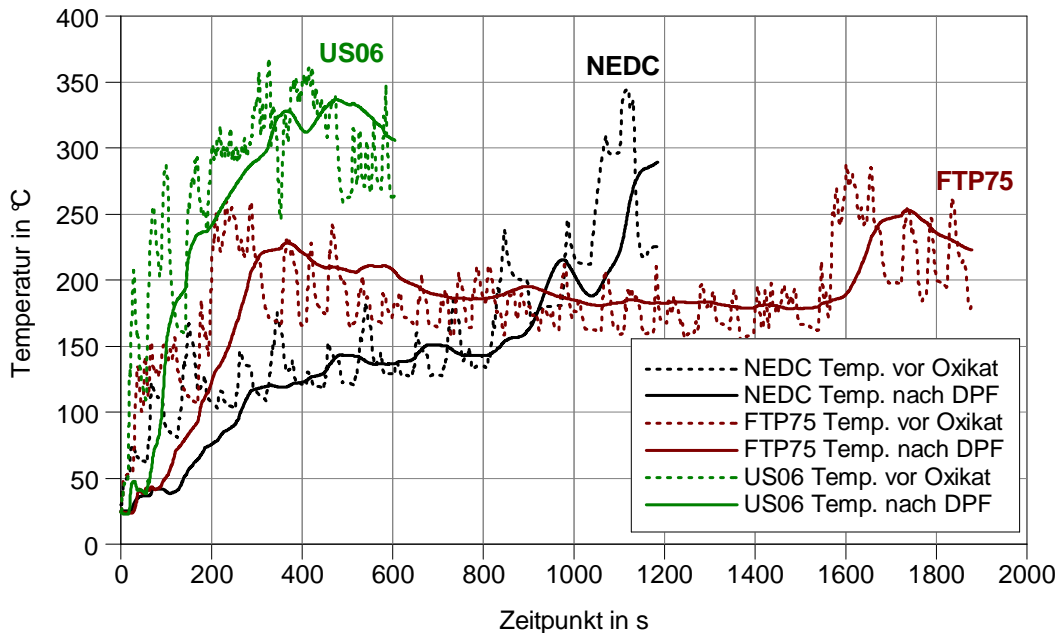


Abbildung 48: Vergleich Warmlaufverhalten NEDC, FTP75 und US06

Erkennbar ist, dass im NEDC-Fahrzyklus die Abgastemperaturen nur relativ langsam ansteigen. Der Grund in diesem eher trägen Verlauf liegt im niedrigen Lastkollektiv, speziell im ersten Teil, des Zyklus.

Im FTP75-Fahrzyklus steigt die Abgastemperatur deutlich schneller als im zuvor besprochen NEDC-Fahrzyklus. Speziell in der ersten Phase der Zykluszeit bewegt sich die Abgastemperatur auf einem deutlich höheren Niveau.

Interessant ist der Vergleich der Maximalwerte der Temperaturen von NEDC und FTP75, da das Temperaturmaximum im NEDC höher liegt als im FTP75. Im Mittel weist der FTP75-Fahrzyklus jedoch trotzdem ein höheres Temperaturniveau auf.

Die höchsten Abgastemperaturen, sowie die schnellste Erwärmung, werden im US06-Fahrzyklus erreicht. Ersichtlich ist der steile Anstieg der Temperaturen bereits ab Beginn der Zykluszeit.

Diese Tatsache liegt im sehr hohen Lastkollektiv des US06-Fahrzyklus begründet.

3.19 Untersuchung einer Start/Stopp-Strategie im NEDC-Fahrzyklus

In diesem Abschnitt wurde die Auswirkung einer Start/Stopp-Strategie im NEDC-Fahrzyklus untersucht. Besonderes Augenmerk wurde wiederum auf die Unterschiede in den Punkten Kraftstoffverbrauch und NO_x -Emissionen gelegt. Diese Untersuchung wurde mit einer Kühlmitteltemperatur von 95°C (Betriebszustand warm) durchgeführt.

Abbildung 49 zeigt die unterschiedlichen Verläufe der Motordrehzahlen. Während im oben dargestellten NEDC-Fahrzyklus der Motor in den Leerlaufphasen betrieben wird, so wird dieser im unten dargestellten Start/Stopp-Zyklus in diesen Phasen abgestellt. Über die gesamte Zykluslänge betrachtet ergeben so insgesamt 12 zusätzliche Motorstart- bzw. Stoppvorgänge.

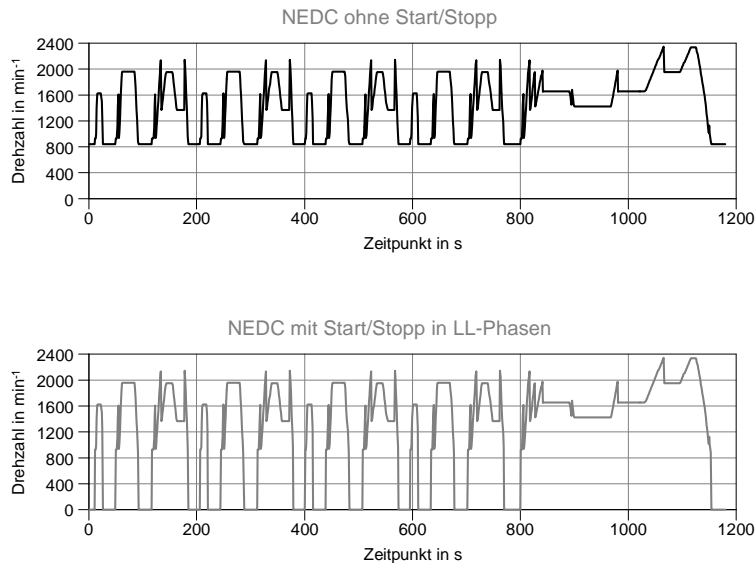


Abbildung 49: Vergleich Drehzahlverläufe NEDC original – Start/Stopp-Strategie

Im Folgenden sind die Ergebnisse des oben besprochenen Vergleichs zwischen Originalvariante und Start/Stoppvariante dargestellt. Zu erkennen ist eine Verminderung des Kraftstoffverbrauchs um $2,9\%$ sowie eine Erhöhung der NO_x -Emissionen um $2,8\%$. Betrachtet man die CO_2 -Emissionen, so weist die Start/Stopp-Strategie gegenüber der Originalvariante Vorteile von $5,4\%$ auf.

Tabelle 20: Ergebnisse Emissionen Start/Stopp- Strategie NEDC

Emissionen vor DOC					Emissionen nach DPF			
NO_x	CO_2	CO	HC		NO_x	CO_2	CO	HC
g/km	g/km	g/km	g/km		g/km	g/km	g/km	g/km
0.189	110.6	0.797	0.141	Original	0.179	111.8	0.001	0.004
0.187	105.8	0.836	0.131	Start/Stopp	0.184	105.7	0.001	0.006

Tabelle 21: Ergebnisse Verbrauch Start/Stop-Strategie NEDC

	Kraftstoffverbrauch		
	C-Bilanz L/100 km	Kraftstoffwaage L/100 km	Mittelwert L/100 km
Original	4.25	4.12	4.18
Start/Stop	4.02	4.11	4.06

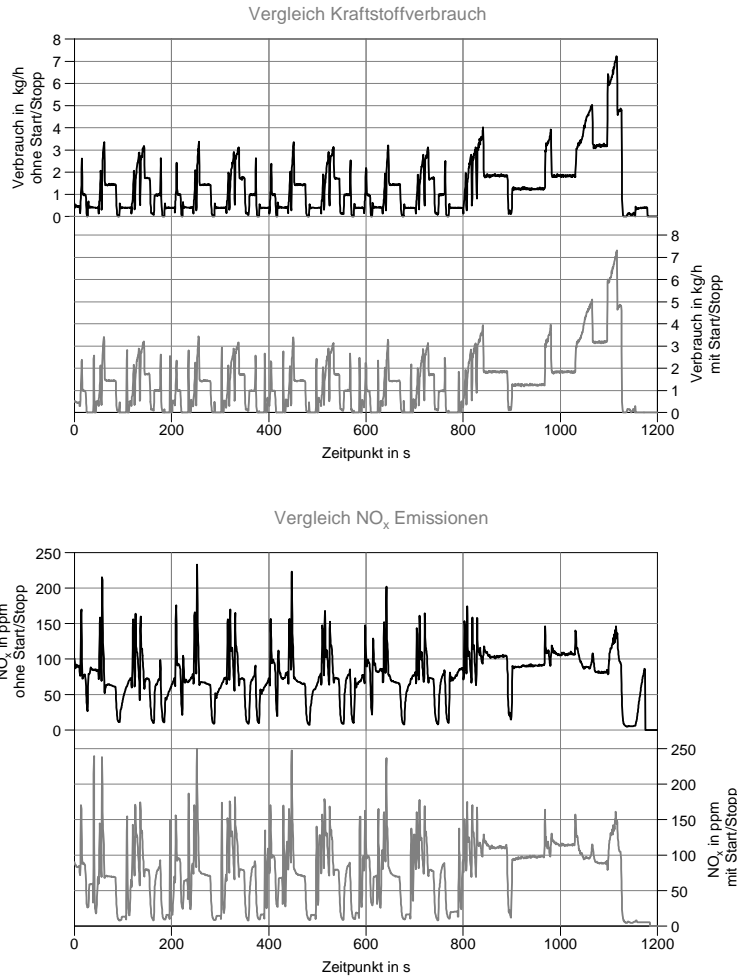


Abbildung 50: Vergleich der Verläufe von Verbrauch und NO_x-Emissionen NEDC original – Start/Stop-Strategie

Der leicht erhöhte Wert der NO_x-Emissionen der Start/Stop-Strategie liegt in den in Abbildung 50 ersichtlichen „NO_x-Spitzen“ kurz nach den Startvorgängen begründet. Maßgebliches Indiz für diese leicht erhöhten NO_x-Werte nach dem Startvorgang stellt die zu Beginn verzögernd einsetzende Abgasrückführung dar.

Mit einer Start/Stop-Strategie können also Vorteile in Bezug auf den Kraftstoffverbrauch und die CO₂-Emissionen erreicht werden, jedoch bringt dies geringfügige Nachteile in puncto NO_x-Emissionen mit sich.

3.20 Vergleich verschiedener Startvarianten am Prüfstand

Im Zuge dieser Arbeit wurde auch der Einfluss verschiedener Startvarianten am Prüfstand untersucht. Im Besonderen wurde hierbei der Start des Motors mit dem konventionellen Starter, sowie mittels Prüfstandsbremse (im Folgenden als „E-Maschine“ bezeichnet) untersucht. Dieser Untersuchung lag ein NEDC-Fahrzyklus mit insgesamt 12 Motorstopps in den jeweiligen Leerlaufphasen zugrunde (vgl. Kap.3.19). Im Speziellen wurde bei dieser Untersuchung Augenmerk auf den Kraftstoffverbrauch und die NO_x -Emissionen gelegt.

Abbildung 51 zeigt Ergebnisse der durchgeführten Messungen. Um eine möglichst hohe Genauigkeit zu gewährleisten wurde zu jeder Messung eine Verifikationsmessung durchgeführt. Im nächsten Schritt erfolgte eine Mittelung dieser beiden Messungen.

In Bezug auf den kumulierten Kraftstoffverbrauch ergab sich ein Unterschied zwischen dem Start mit der E-Maschine und dem Motorstart mit konventionellem Starter von etwa 0,05 Liter/100 km.

Bei der Vermessung der Hybridstrategien wurde der erste Motorstart jeweils mit dem Starter durchgeführt. Alle weiteren (darauffolgenden) Motorstarts wurden mit der E-Maschine (Energie vom Netz) getätigt.

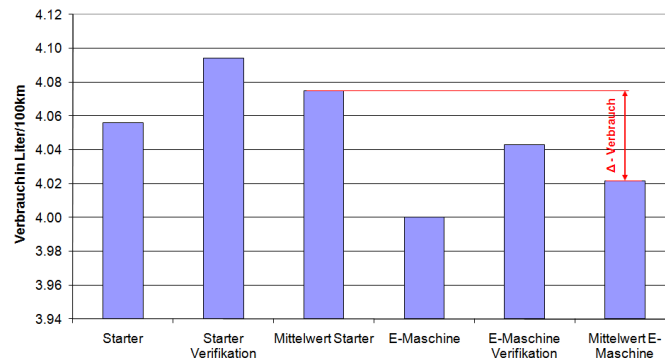


Abbildung 51: Vergleich von Startvarianten bezüglich Verbrauch

Weiters zeigte sich bei diesen Untersuchungen, dass tendenziell auch die NO_x -Emissionen beim Start mit der E-Maschine etwas höher lagen.

3.21 Hybridstrategien

3.21.1 Fahrzeugarchitektur

In diesem Kapitel soll die grundlegende Architektur des zu untersuchenden Hybridantriebskonzepts erläutert werden. Im Wesentlichen besteht das in Abbildung 52 dargestellte Konzept aus einem 4-Zylinder Dieselmotor, zwei Elektromotoren, einem Zwischengetriebe und einer Batterie zur Speicherung der elektrischen Energie.

Durch die Integration von zwei Kupplungen (K1 und K2) wird eine Umschaltung der für Hybridantriebe typischen Betriebsmodi erreicht (vgl. Kap. 1.3.4). Beide Elektromotoren ermöglichen ein elektrisches Fahren sowie den Rekuperationsbetrieb (vgl. Kap. 1.3.6). Ein wesentliches Merkmal dieses Konzepts ist, dass der E-Motor 1 die Zusatzfunktion des Generierens übernehmen kann. Seine Aufgabe ist es daher auch, die Batterie in bestimmten Betriebsbereichen zu laden.

Eine wichtige Tatsache ist, dass sämtliche elektrische Wirkungsgrade (Speicherung, usw.) in der Simulation der Hybridstrategien (vgl. Kap. 2.1) durch Modelle hinterlegt bzw. zum Teil angenommen wurden.

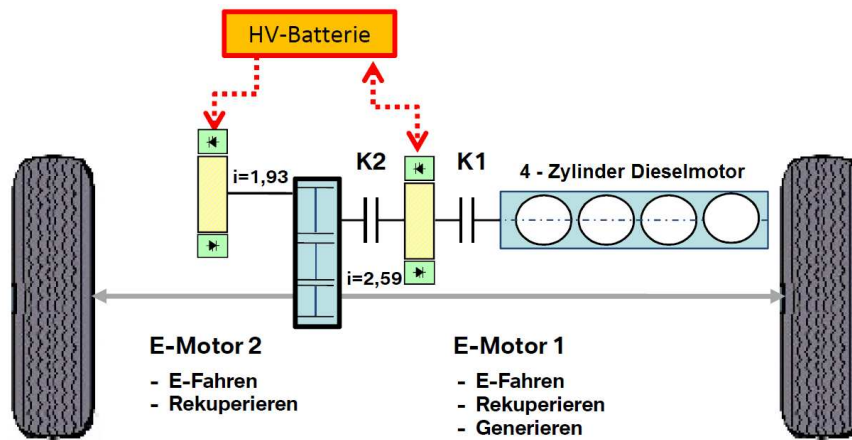


Abbildung 52: Fahrzeugarchitektur (Quelle: BMW)

3.21.2 Hybridstrategien NEDC

In diesem Abschnitt werden verschiedene Hybridstrategien aus verbrennungsmotorischer Sicht im europäischen Fahrzyklus untersucht. Diese Zyklen sind Ergebnisse aus den in Kap. 2.1 besprochenen PHEM-Simulationen.

Im ersten Schritt erfolgte eine grundsätzliche Unterscheidung zwischen verbrauchsoptimierten Zyklen (FCOpt) sowie Zyklen, welche im Hinblick auf geringe NO_x -Emissionen (NO_xOpt) optimiert wurden. Die im Folgenden als „vgl. Basiszyklus“ bezeichneten Werte beziehen sich auf die jeweiligen, in Kap.3.8-3.16 ermittelten, Ergebnisse der Grundvermessungen.

Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var1

Abbildung 53 zeigt die 1. Variante des verbrennungsmotorischen Teils eines verbrauchsoptimierten NEDC-Fahrzyklus. Diese Strategie ist gekennzeichnet durch eine ungefähr 80s lange Abstellphase des Verbrennungsmotors und einem darauffolgenden starken Lastsprung. Dieser Lastsprung macht sich in weiterer Folge in Form von erhöhten NO_x -Emissionen bemerkbar. Diese Strategie bewegt sich weder in Bezug auf Kraftstoffverbrauch, noch in Bezug auf NO_x -Emissionen im optimalen Betriebsbereich des Motors. In den beiden Kennfeldern in Abbildung 53 wurden die Betriebspunkte der Verbrennungskraftmaschine mit einer Frequenz von 1 Hz dargestellt.

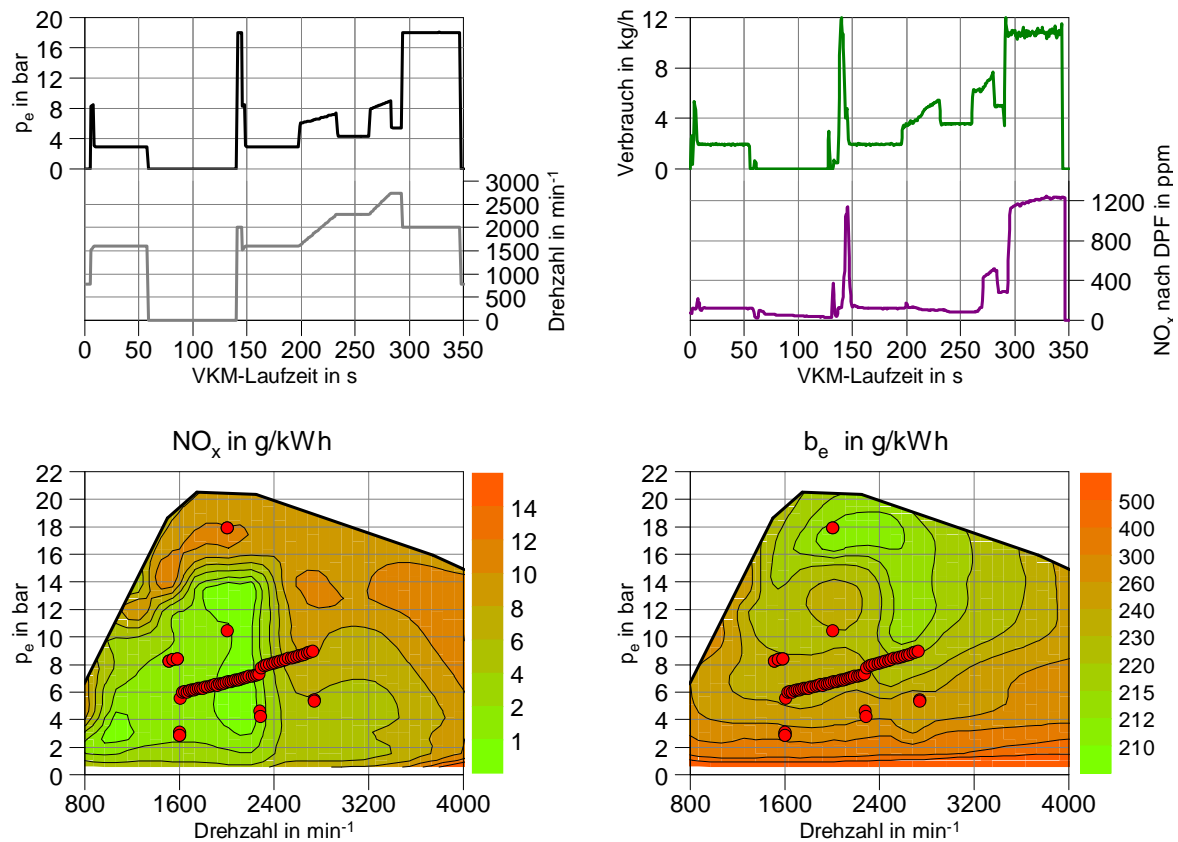


Abbildung 53: NEDC_FCOpt_Var1 (warm)

Tabelle 22: Ergebnisse Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var1

Betriebsbedingungen	Emissionen nach DPF				Verbrauch	Laufzeit	% von Basiszyklus	
	NO_x g/km	CO_2 g/km	CO g/km	HC g/km	Mittelwert L/100 km	VKM vgl. Basiszyklus %	NO_x %	Verbrauch %
warm	0.738	93.7	0.020	0.001	3.58	22.9	412.3	85.6

Abbildung 54 zeigt einen zeitlichen sowie einen auf NO_x -Emissionen bezogenen Vergleich von Häufigkeiten in verschiedenen Betriebsbereichen der Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var1 und des NEDC-Basiszyklus. In der linken Bildhälfte ist ein zeitlicher Häufigkeitsvergleich dargestellt. Der rechte Teil der Abbildung zeigt eine Häufigkeitsverteilung, in welcher die NO_x -Emissionswerte des NEDC-Fahrzyklus sowie der Hybridstrategie auf die NO_x - (Gesamt-) Emissionen des Basis-NEDC-Fahrzyklus bezogen wurden. Würde man jeweils die in Abbildung 54 dargestellten Balken des Basis-NEDC Fahrzyklus gedanklich übereinander aufsummieren, so würde sich eine Häufigkeit von 100 % ergeben. Anzumerken ist, dass die gedankliche Aufsummierung der Balken der Hybridstrategie keine 100 % mehr ergibt, da hier nur der verbrennungsmotorische Anteil des Gesamtzyklus dargestellt ist.

Deutlich erkennbar ist hierbei die Verschiebung der Betriebspunkte der Verbrennungskraftmaschine hin zu höheren Lasten und höheren Drehzahlen. Weiters ist ersichtlich, dass ein Großteil der NO_x -Emissionen im Bereich des Verbrauchsoptimums emittiert wird.

Der prozentuelle Anteil der Zeit am Gesamtzyklus der Hybridvariante ist hier natürlich, aufgrund des teilweisen elektrischen Betriebs, kleiner als jener der Basisvariante. Weiters erkennbar ist eine sehr starke Abnahme des Leerlaufanteils.

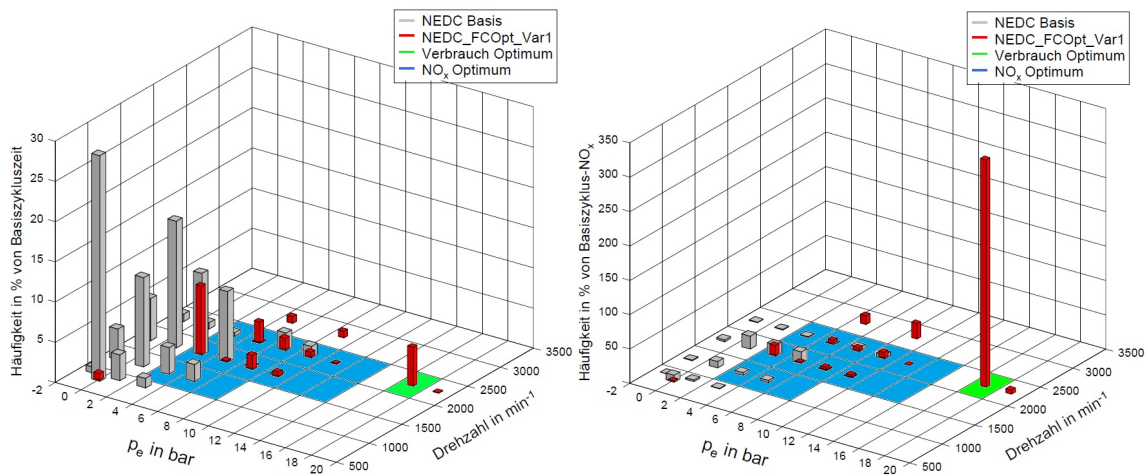


Abbildung 54: Vergleich der Häufigkeit der Betriebsbereiche für NEDC_FCOpt_Var1

In Abbildung 55 ist die Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var1 für die gesamte Zeitdauer des NEDC-Fahrzyklus dargestellt. Im Unterschied zu Abbildung 53 wird hier nicht nur der verbrennungsmotorische Teil, sondern der gesamte Zyklus betrachtet. Erkennbar ist, dass die Zuschaltung des Verbrennungsmotors erst im letzten Drittel der Zykluszeit erfolgt. Der Anteil höherer Lasten des NEDC-Fahrzyklus wird mit Unterstützung des Verbrennungsmotors bewältigt, welcher im hintersten Teil des Zyklus die Aufgabe übernimmt den Ladezustand der Batterie wieder auf ein mit Anfangswerten vergleichbares Niveau zu bringen. In diesem Abschnitt übernimmt der E-Motor 1 die Funktion des Generierens.

Bei dieser Strategie ist erkennbar, dass der Verbrennungsmotor sowohl zum direkten Antrieb des Fahrzeugs, als auch zur Wiederaufladung der Batterie verwendet wird.

Die Zeitdauer bis zum Zuschalten des Verbrennungsmotors wird rein elektrisch mittels E-Motor 2 durchfahren.

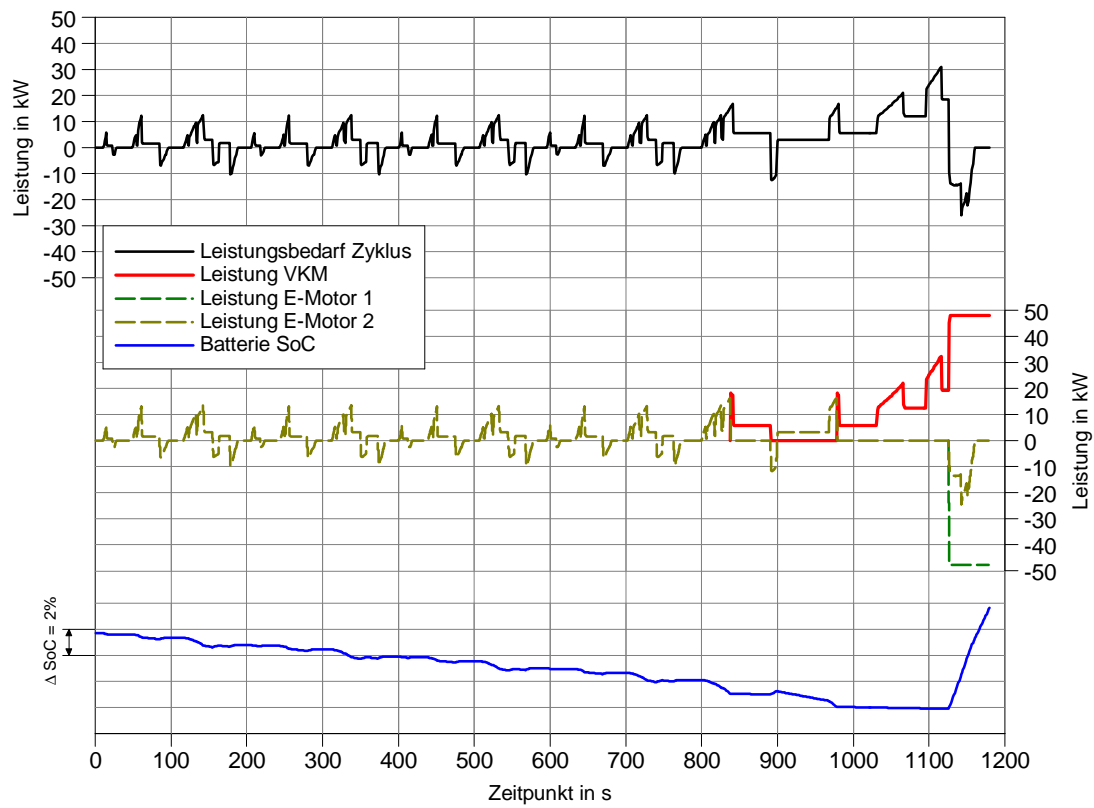


Abbildung 55: Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var1 (Gesamtzyklus) (Quelle: IVT)

Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var2

Die Strategie NEDC_FCOpt_Var2 weist in Bezug auf den Kraftstoffverbrauch höheres Potenzial als die zuvor besprochene Variante NEDC_FCOpt_Var1 auf. Ersichtlich ist dies an der Lage der Betriebspunkte des Motors im spezifischen Verbrauchskennfeld, da sich dort tendenziell mehr Betriebspunkte im Optimum befinden. Diese Tatsache bringt jedoch auf relativ schlechte Ergebnisse in puncto NO_x -Emissionen mit sich.

Diese Strategie beinhaltet eine gleichlange und zum selben Zeitpunkt auftretende Abstellphase während des verbrennungsmotorischen Betriebs wie die Strategie NEDC_FCOpt_Var1.

Im hinteren Teil des verbrennungsmotorischen Betriebs ist ein gestufter zeitlicher Verlauf des effektiven Mitteldrucks des Verbrennungsmotors erkennbar. Diese Stufenform ist auch im Verlauf des Kraftstoffverbrauchs sowie den NO_x -Emissionen erkennbar.

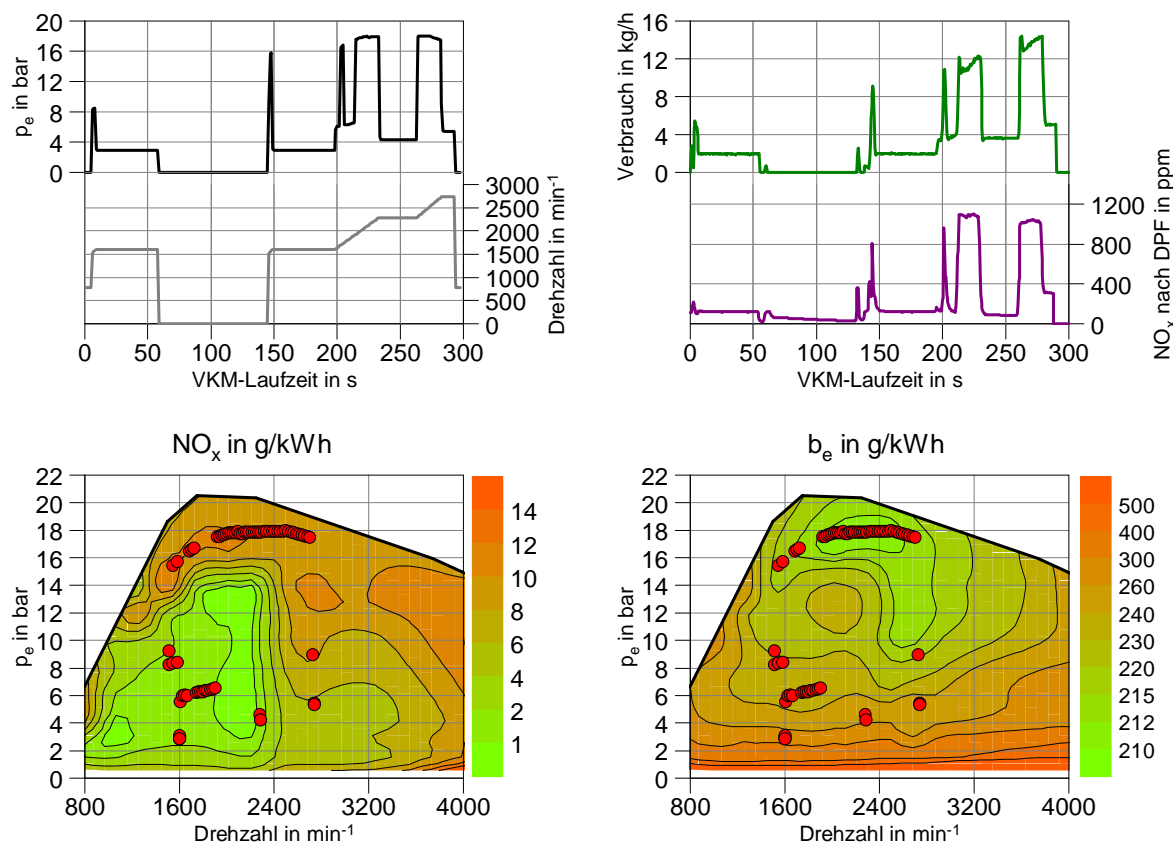


Abbildung 56: NEDC_FCOpt_Var2 (warm)

Auch die Strategie NEDC_FCOpt_Var2 zeigt eine Verschiebung der Betriebspunkte der Verbrennungskraftmaschine hin zu höheren Lasten bei gleichzeitiger Minimierung der Leerlaufanteile (vgl. Abbildung 57). Wie bei der Strategie NEDC_FCOpt_Var1 wird ein Großteil der NO_x -Emissionen im Bereich des Verbrauchsoptimums emittiert.

Tabelle 23: Ergebnisse Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var2

Betriebs- bedingungen	Emissionen nach DPF				Verbrauch	Laufzeit VKM vgl.	% von Basiszyklus	
	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km	Mittelwert L/100 km	Basiszyklus %	NO _x %	Verbrauch %
warm	0.494	66.8	0.022	0.001	2.60	18.1	276.0	62.2

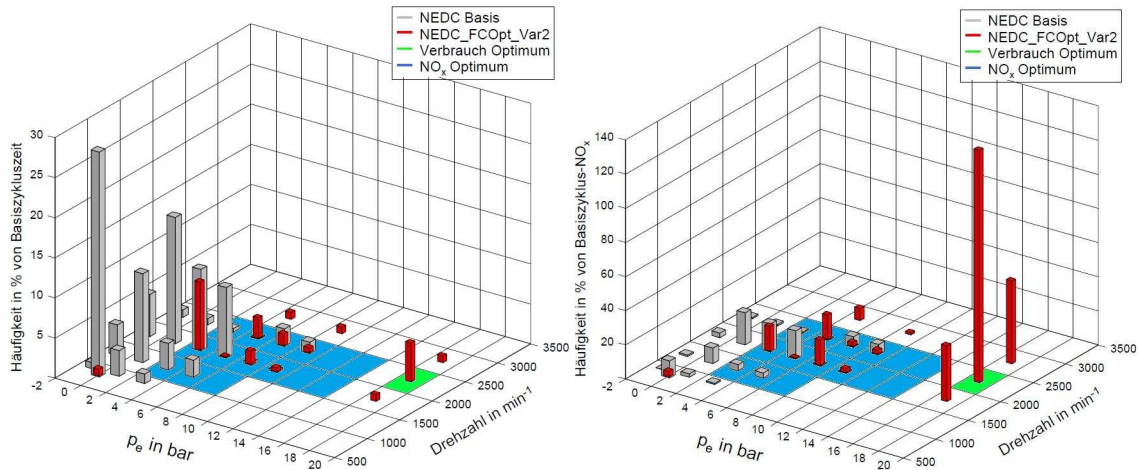


Abbildung 57: Vergleich der Häufigkeit der Betriebsbereiche für NEDC_FCOpt_Var2

In Abbildung 58 ist die Hybridstrategie NEDC_FCOptVar2 für die gesamte Zeitdauer des NEDC-Fahrzyklus dargestellt.

Bei dieser Strategie erfolgt die Zuschaltung des Verbrennungsmotors zum selben Zeitpunkt der Gesamtzykluszeit wie bei der Strategie NEDC_FCOpt_Var1. Ein wesentlicher Unterschied zu Strategie NEDC_FCOpt_Var1 ist, dass der Verbrennungsmotor hier bereits schon deutlich früher bei erhöhten Lastpunkten betrieben wird um eine Wiederaufladung der Batterie zu ermöglichen.

Der Anteil der Zykluszeit, in welcher allein der Verbrennungsmotor zum Antrieb des Fahrzeuges verwendet wird, ist hier deutlich geringer als bei der zuvor besprochenen Strategie.

Ab einer Zykluszeit von ungefähr 1000 s erfolgt der Vortrieb des Fahrzeuges rein verbrennungsmotorisch. Hierbei wird der Verbrennungsmotor zum Teil bei erhöhten Lastpunkten betrieben um die Batterie zu laden.

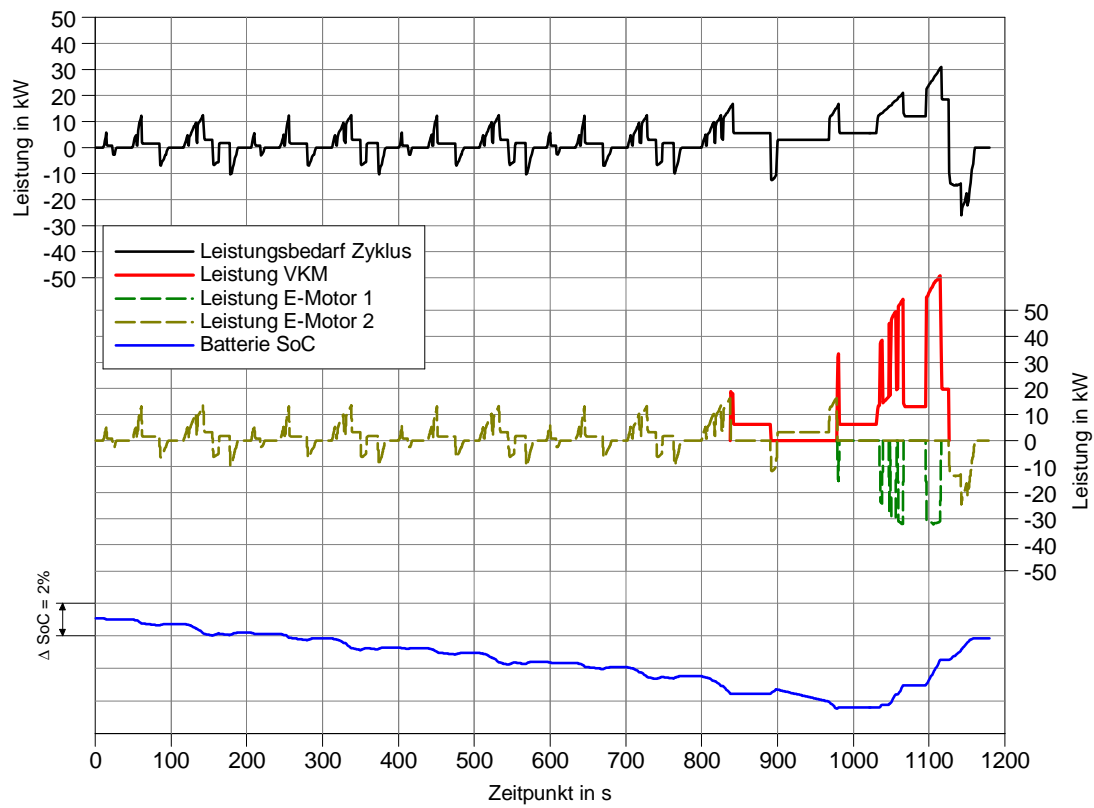


Abbildung 58: Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var2 (Gesamtzyklus) (Quelle: IVT)

Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var3

Im Vergleich zu den Strategien NEDC_FCOpt_Var1 und NEDC_FCOpt_Var2 weist diese Strategie keine so starken Lastsprünge auf. Der Betrieb bei eher niedrigen Lasten ergibt in Bezug auf den Kraftstoffverbrauch geringere Vorteile, wie bei der Strategie NEDC_FCOpt_Var2. Aufgrund der eher stationären Betriebsweise ergeben sich bei dieser Strategie auch geringere NO_x -Emissionen.

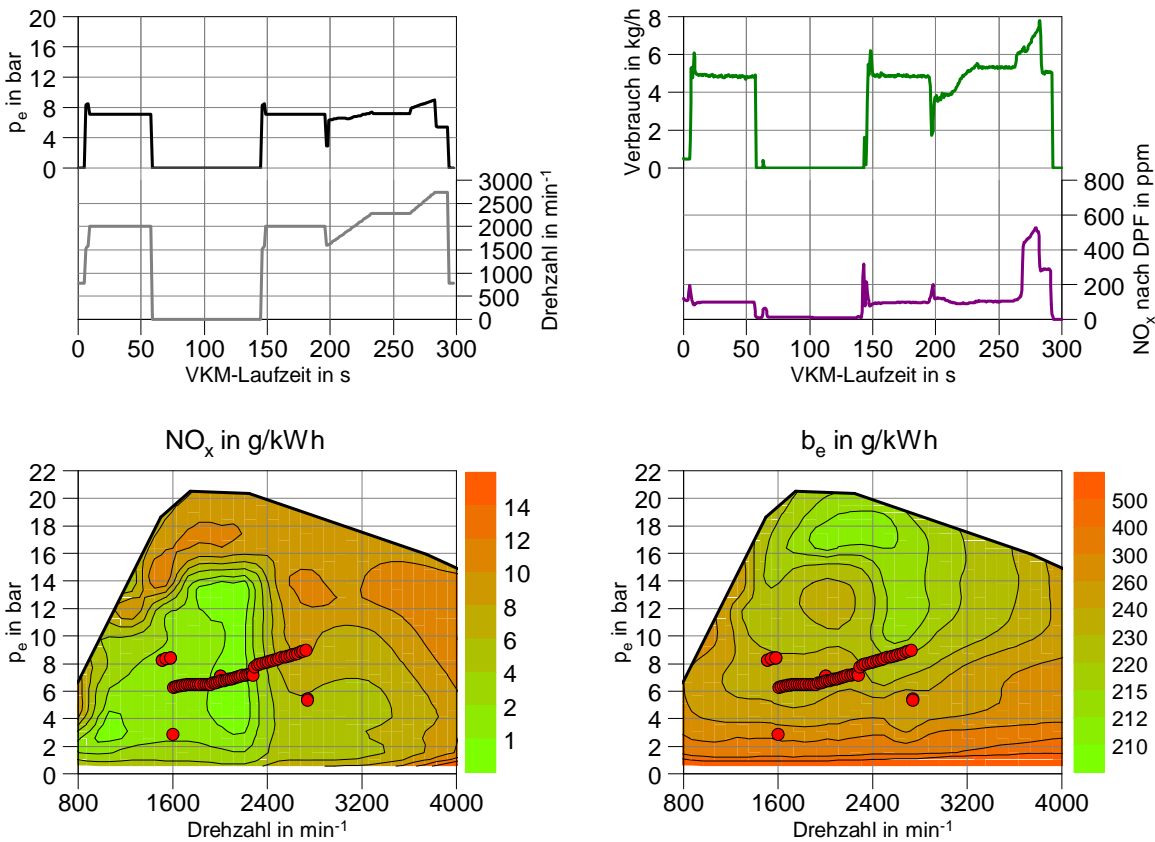


Abbildung 59: NEDC_FCOpt_Var3 (warm)

Tabelle 24: Ergebnisse Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var3

Betriebsbedingungen	Emissionen nach DPF				Verbrauch	Laufzeit	% von Basiszyklus	
	NO_x g/km	CO_2 g/km	CO g/km	HC g/km	Mittelwert L/100 km	VKM vgl. Basiszyklus %	NO_x %	Verbrauch %
warm	0.148	75.1	0.000	0.000	2.83	17.9	82.7	67.6
kalt	0.140	81.2	0.052	0.003	3.18	17.9	87.5	69.8

Bei der Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var3 erfolgte eine Verschiebung der Lastpunkte des Verbrennungsmotors hin zu einem Niveau welches fast zur Gänze den Wert von 6 bar übersteigt (vgl. Abbildung 60). Wesentlichen Beitrag zu den geringen NO_x -Emissionen leisten bei dieser Strategie Betriebsbereiche innerhalb des NO_x -Optimums. Erkennbar ist, dass ein Großteil der NO_x -Emissionen bei Drehzahlen größer 2500 min^{-1} auftritt.

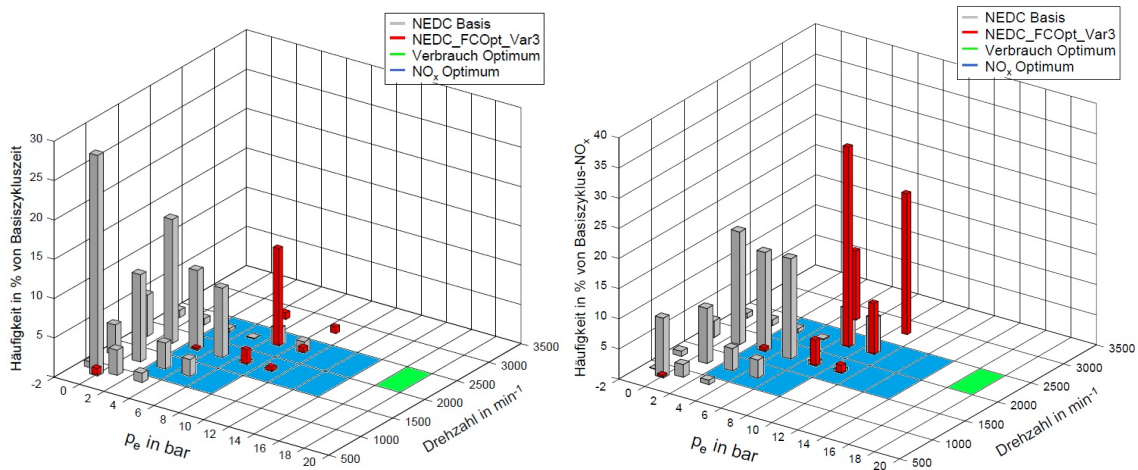


Abbildung 60: Vergleich der Häufigkeit der Betriebsbereiche für NEDC_FCOpt_Var3

Die Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var3 weist insgesamt deutlich längere Ladephasen auf. Diese Strategie besitzt eine, in Bezug auf die Zykluszeit, früher startende Lastpunktverschiebung des Verbrennungsmotors als die beiden zuvor besprochenen Strategien.

Ein Großteil der Leistung des Verbrennungsmotors wird bei dieser Strategie zur Wiederaufladung der Batterie eingesetzt. Aus diesem Grund wird die Verbrennungskraftmaschine in Phasen, in welchen die Batterie geladen wird, vergleichsweise stationär betrieben.

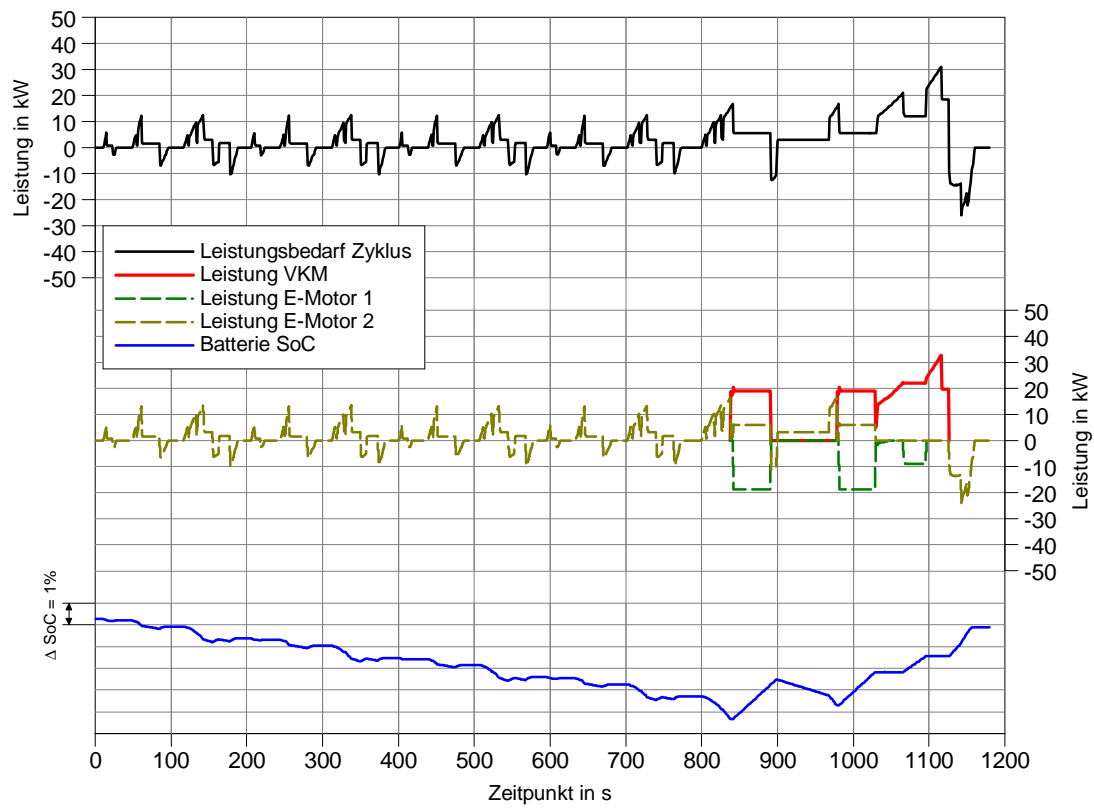


Abbildung 61: Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var3 (Gesamtzyklus) (Quelle: IVT)

Einfluss der Abgastemperatur auf CO- und HC-Emissionen

Im Vergleich zu den anderen untersuchten Hybridstrategien soll bei der Strategie NEDC_FCOpt_Var3 der Einfluss auf die CO- und HC-Emissionen durch das geänderte Temperaturniveau, infolge der Betriebspunktverschiebung des Verbrennungsmotors, untersucht werden.

Im Folgenden soll nun die Strategie NEDC_FCOpt_Var3 mit einem NEDC-Basiszyklus (vgl. Kap. 3.9) verglichen werden. Um eine Vergleichbarkeit zu gewährleisten wurden beide Messungen bei gleichen Anfangsbedingungen in der Betriebsart „kalt“ (Motortemperatur zu Messbeginn 20 °C) durchgeführt.

Um möglichst geringe CO- und HC-Emissionen zu erreichen sollte ein sehr frühes Anspringen des Oxidationskatalysators im verbrennungsmotorischen Zyklusteil erfolgen.

In Abbildung 62 ist erkennbar, dass durch die Betriebspunktverschiebung bei der hybridisierten Variante ein deutlich schnelleres Aufheizen der Abgasstrecke bzw. des Oxidationskatalysators erfolgt. Der Start des Verbrennungsmotors erfolgte bei der Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var3 bei ungefähr 820 s. Der dem Dieselpartikelfilter vorgeschaltete Oxidationskatalysator besitzt eine Anspringtemperatur von ungefähr 135 °C.

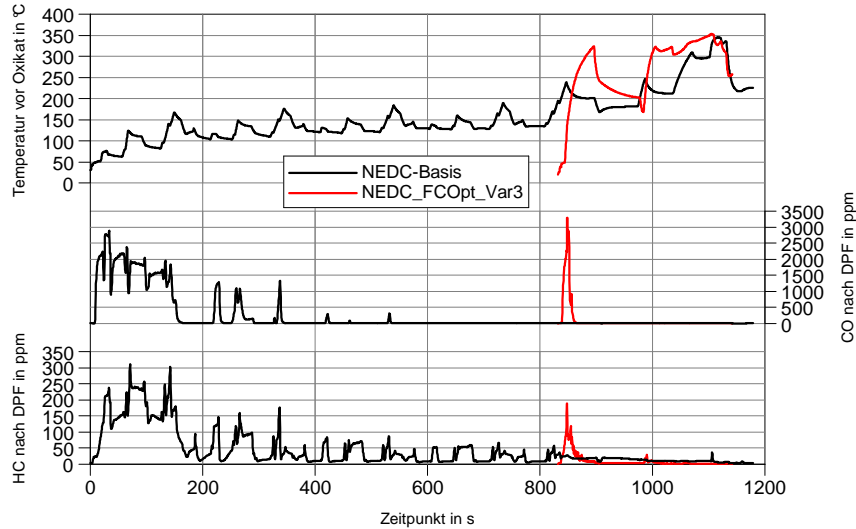


Abbildung 62: Vergleich der CO- und HC-Emissionen über Betriebstemperatur und Zykluszeit

Dieses schnellere thermische Ansprechen der Abgasanlage bringt eine deutliche Absenkung der CO- und HC-Emissionen mit sich (vgl. Abbildung 63).

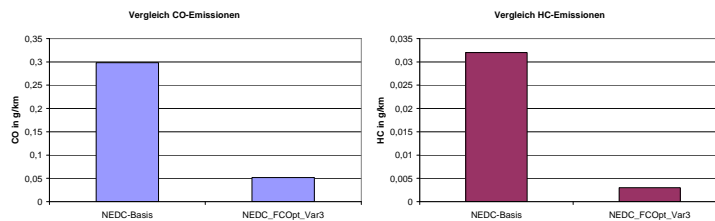


Abbildung 63: Vergleich der CO- und HC-Emissionen für NEDC_FCOpt_Var3 und NEDC-Basis

Einfluss der Abgastemperatur auf das NO_2/NO_x -Verhältnis

In Abbildung 64 und 65 ist ein Vergleich des Verhältnisses von NO_2/NO_x in den Zyklen NEDC_FCOpt_Var3 und NEDC-Basis dargestellt. Dieser Vergleich wurde aufgrund des späteren Einsatzes eines SCR-Systems durchgeführt (vgl. Kap. 5.3), da dieses die Wirkung eines solchen maßgeblich beeinflusst. Die in Abbildung 64 dargestellten Verläufe wurden in der Betriebsart „kalt“ (Motortemperatur zu Messbeginn $20\text{ }^\circ\text{C}$) durchgeführt.

Das schnellere Aufheizen des Oxidationskatalysators der hybridisierten Variante wirkt sich deutlich auf das Verhältnis NO_2/NO_x aus. Im Vergleich zur NEDC-Basisvariante zeigt die Strategie NEDC_FCOpt_Var3 ein deutlich schneller anwachsendes, sowie höheres Verhältnis von NO_2/NO_x .

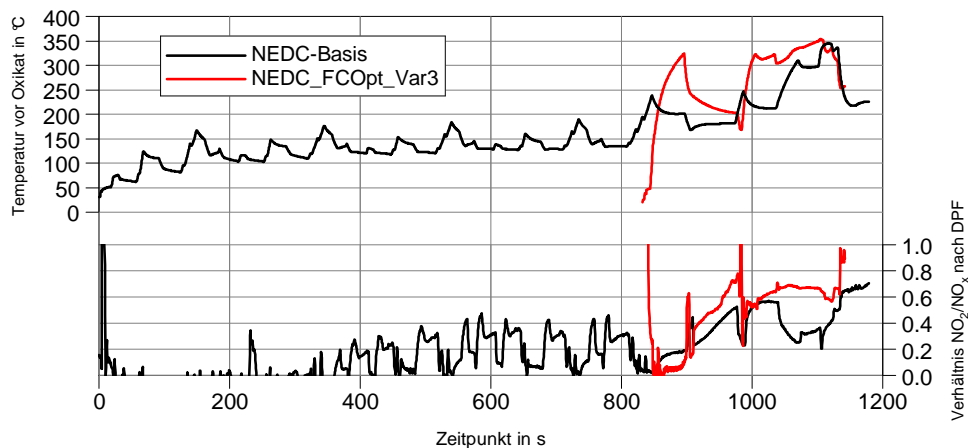


Abbildung 64: Vergleich NO_2/NO_x -Verhältnis NEDC_FCOpt_Var3 und NEDC-Basis (kalt)

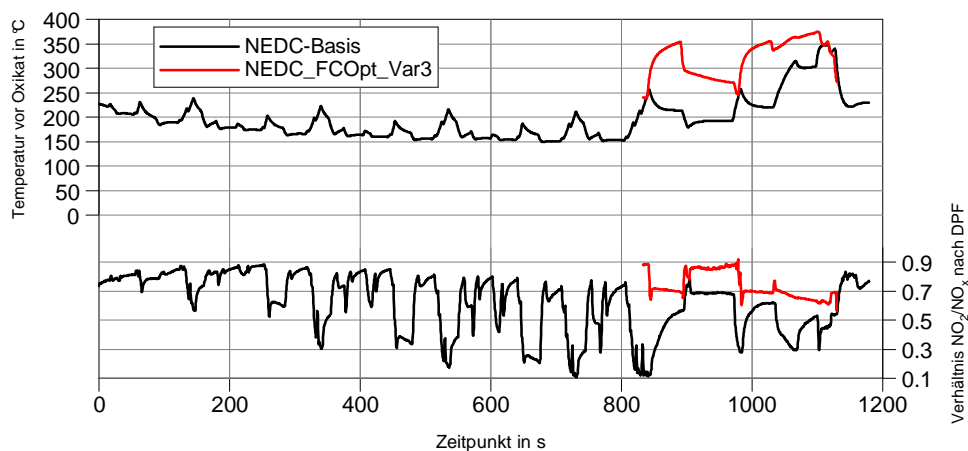


Abbildung 65: Vergleich NO_2/NO_x -Verhältnis NEDC_FCOpt_Var3 und NEDC-Basis (warm)

Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var4

Die Strategie NEDC_FCOpt_Var4 ähnelt bis auf den Wegfall des Lastsprungs bei 200 s des verbrennungsmotorischen Betriebs sehr stark der Strategie NEDC_FCOpt_Var3. Dadurch ist ein nur sehr geringer Verbrauchsunterschied zur Strategie NEDC_FCOpt_Var3 erkennbar.

Anzumerken ist, dass die Strategien NEDC_FCOpt2, NEDC_FCOpt3 und NEDC_FCOpt_4 eine sehr geringe Betriebszeit des Verbrennungsmotors aufweisen.

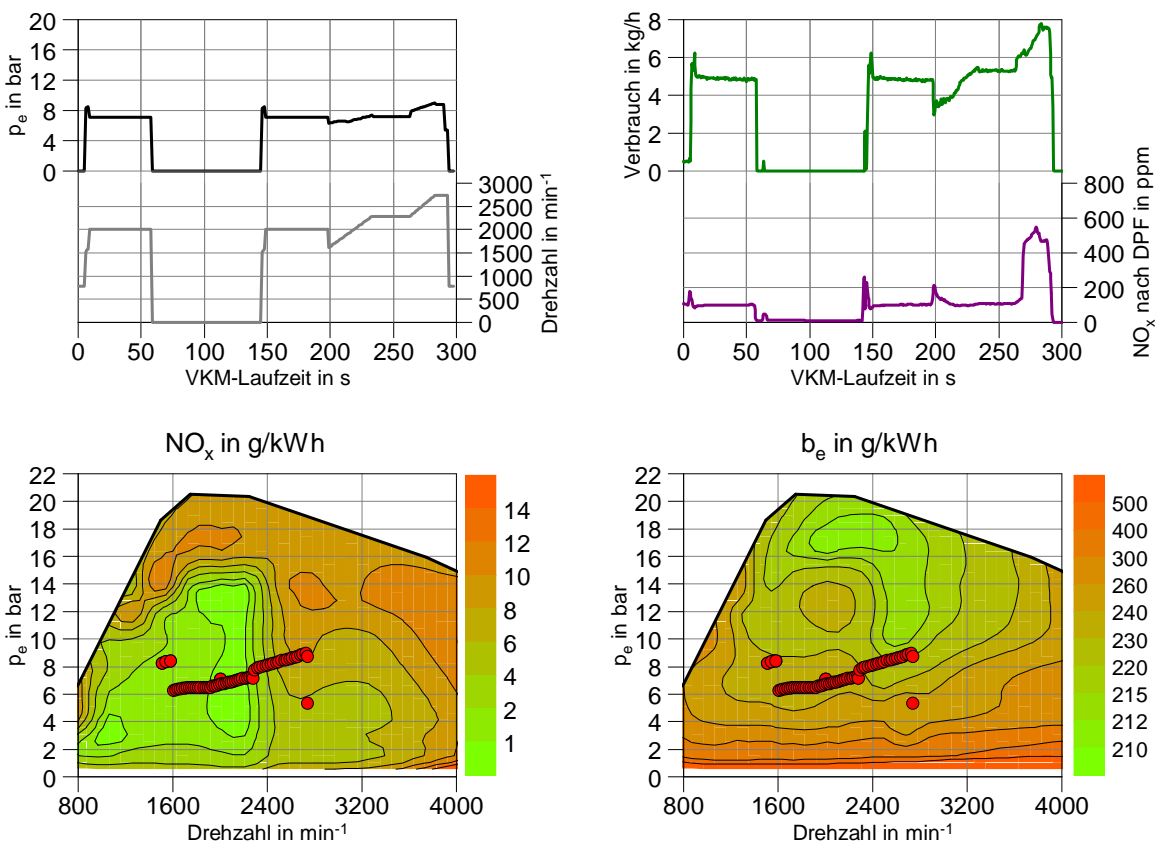


Abbildung 66: NEDC_FCOpt_Var4 (warm)

Tabelle 25: Ergebnisse Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var4

Betriebsbedingungen	Emissionen nach DPF				Verbrauch	Laufzeit VKM vgl.	% von Basiszyklus	
	NO_x g/km	CO_2 g/km	CO g/km	HC g/km	Mittelwert L/100 km	Basiszyklus %	NO_x %	Verbrauch %
warm	0.168	76.4	0.000	0.000	2.90	17.9	93.9	69.4

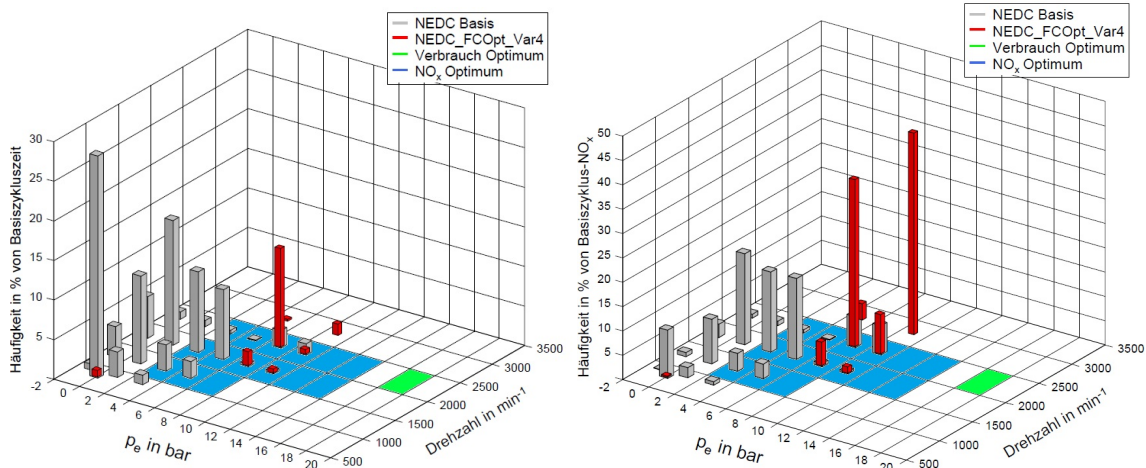


Abbildung 67: Vergleich der Häufigkeit der Betriebsbereiche für NEDC_FCOpt_Var4

Auch bei Betrachtung des Gesamtzyklus ergeben sich kaum Unterschiede der Betriebsweise im Vergleich zur Strategie NEDC_FCOpt_Var3. Hierbei erfolgt die Ladung der Batterie zu denselben Zeitpunkten des Gesamtzyklus wie bei der zuvor besprochenen Strategie.

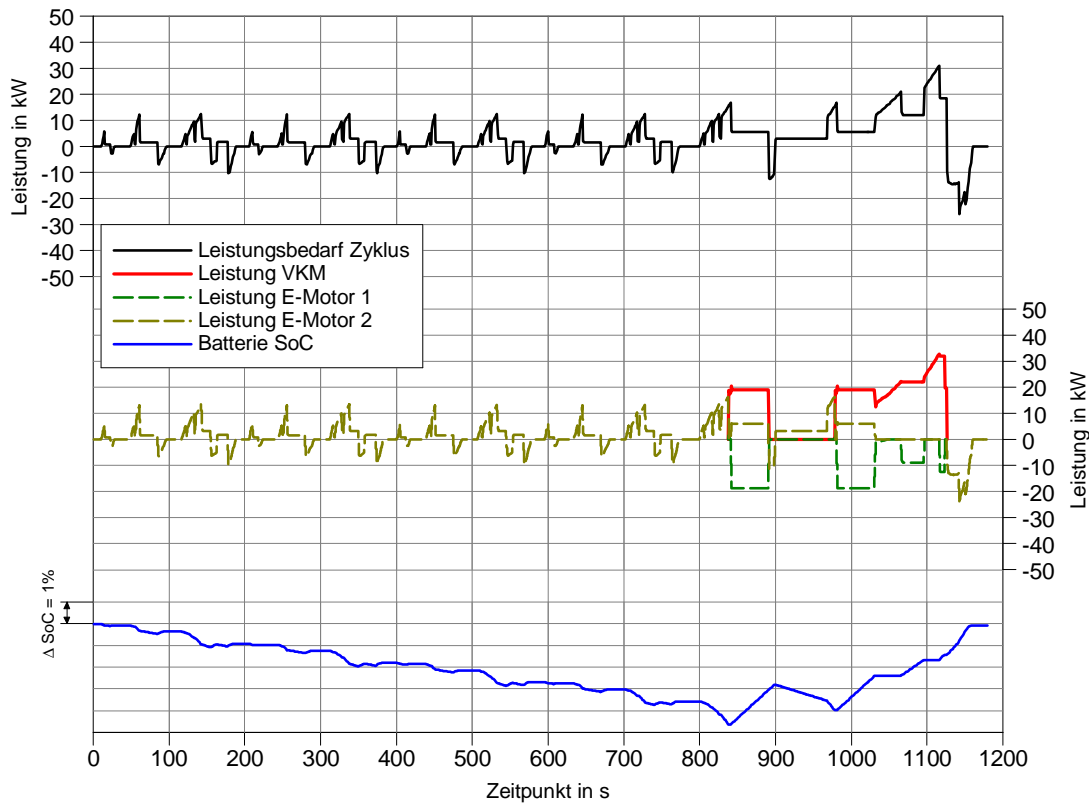


Abbildung 68: Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var4 (Gesamtzyklus) (Quelle: IVT)

Hybridstrategie NEDC_NO_xOpt_Var1

Bei der hier dargestellten Betriebsstrategie wird der Motor konstant in einem Lastpunkt von 4 bar bei 2000 min⁻¹ stationär betrieben. Dieser Betriebspunkt befindet sich in einem für geringe NO_x-Emissionen optimalen Bereich. Diese Tatsache ist in Tabelle 26 in Form von sehr geringen NO_x-Emissionen erkennbar.

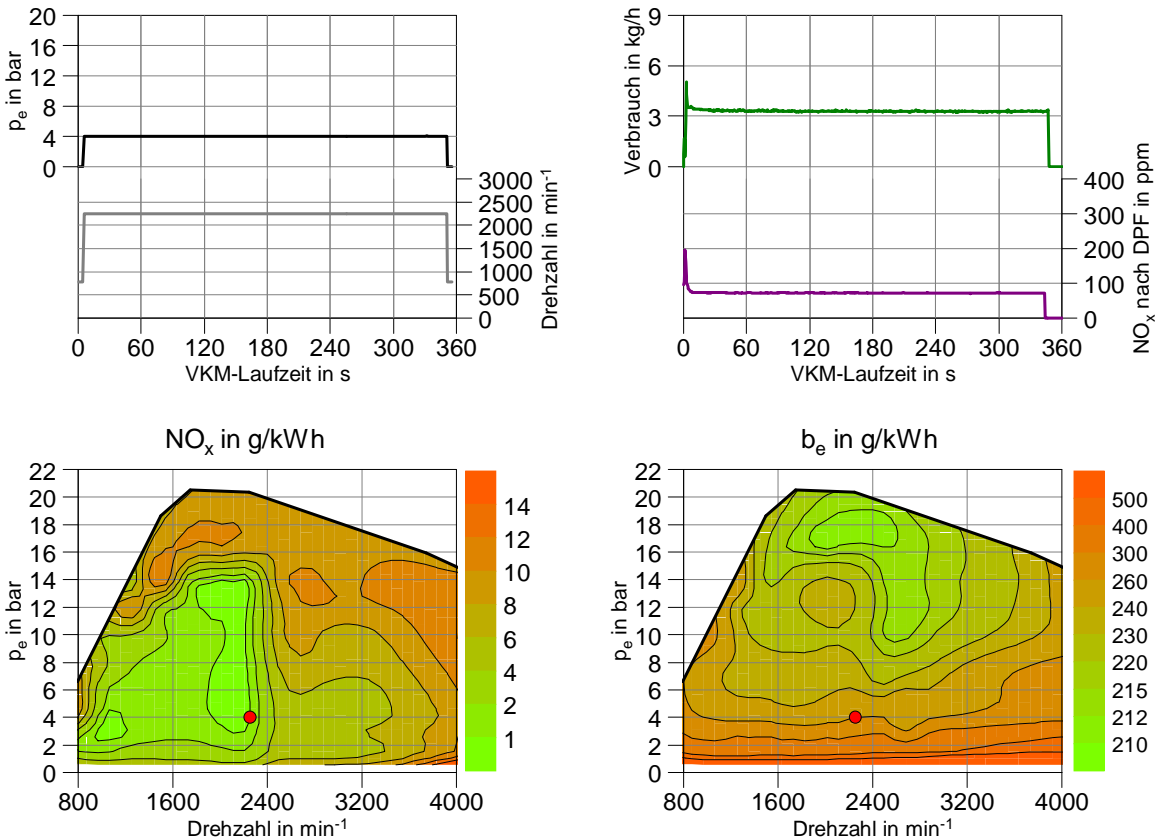


Abbildung 69: NEDC_NO_xOpt_Var1 (warm)

Tabelle 26: Ergebnisse Hybridstrategie NEDC_NO_xOpt_Var1

Betriebsbedingungen	Emissionen nach DPF				Verbrauch	Laufzeit	% von Basiszyklus	
	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km	Mittelwert L/100 km	VKM vgl. Basiszyklus %	NO _x %	Verbrauch %
warm	0.083	87.82	0.000	0.003	3.32	30.2	46.4	79.4

Bei Betrachtung der Lasten der Verbrennungskraftmaschine zeigt sich bei der Strategie NEDC_NO_xOpt_Var1 eine fast gänzliche Verschiebung der Betriebspunkte in einen Bereich bei 4 bar (vgl. Abbildung 70).

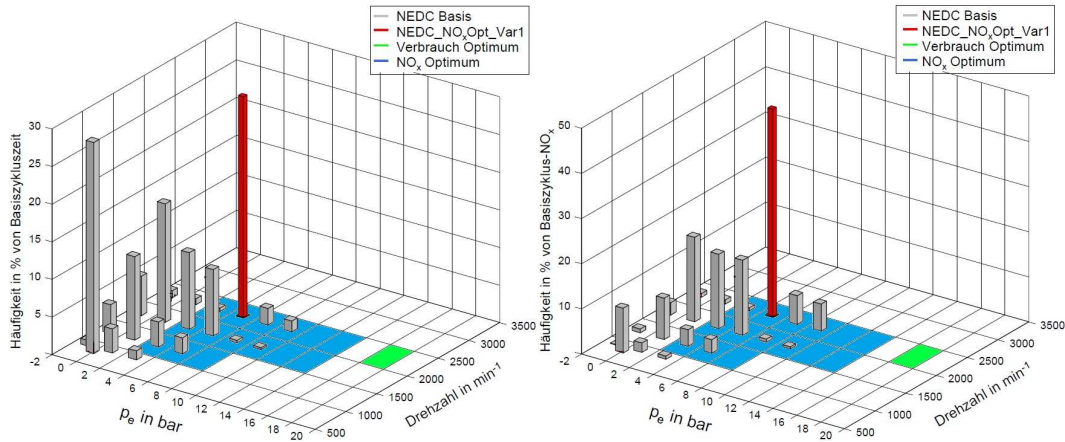


Abbildung 70: Vergleich der Häufigkeit der Betriebsbereiche für NEDC_NO_xOpt_Var1

Bei der Strategie NEDC_NO_xOpt_Var1 wird die Verbrennungskraftmaschine vom Leistungsbedarf des Gesamtzyklus entkoppelt. Ihre Aufgabe besteht lediglich in der Bereitstellung von elektrischer Energie für die Batterie. Die Fortbewegung wird in diesem Fall zur Gänze von E-Motor 2 bewerkstelligt.

Die Aufgabe von E-Motor 1 liegt bei dieser Strategie nur in der Aufladung der Batterie mittels der von der Verbrennungskraftmaschine erzeugten Energie.

Diese Strategie verfolgt durch den vollkommen entkoppelten Betrieb des Verbrennungsmotors die Betriebsweise als Range Extender.

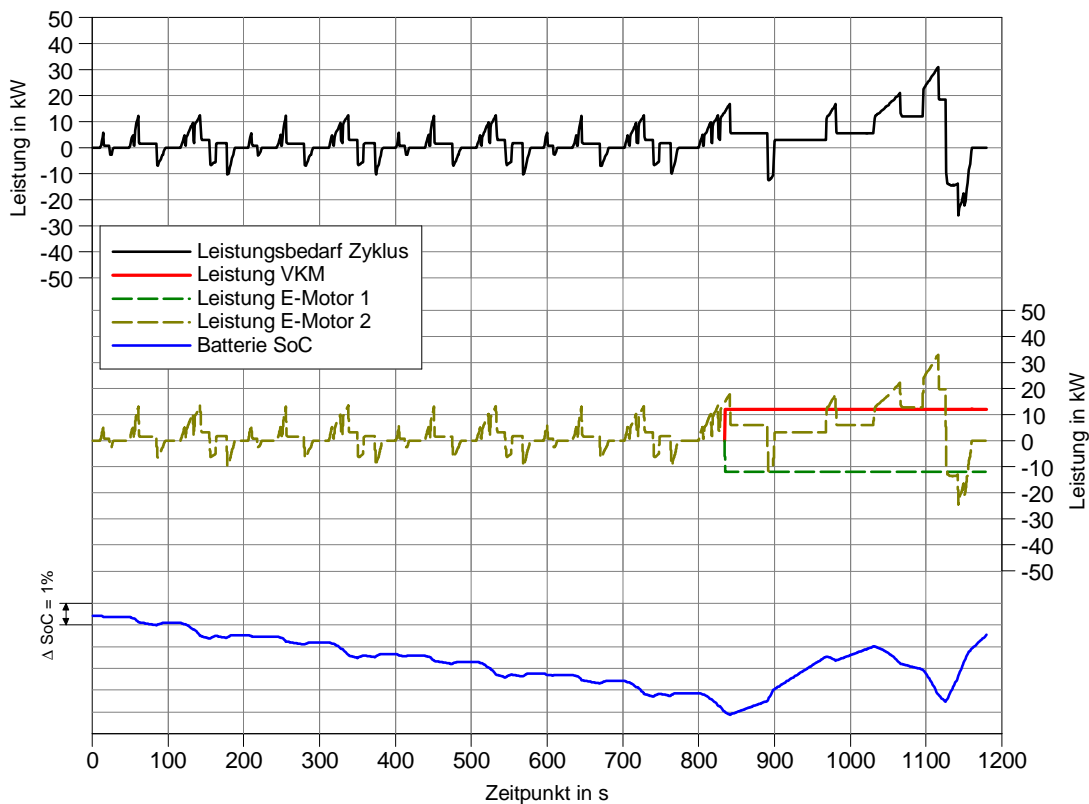


Abbildung 71: Hybridstrategie NEDC_NO_xOpt_Var1 (Gesamtzyklus) (Quelle: IVT)

Hybridstrategie NEDC_NO_xOpt_Var2

Die Strategie NEDC_NO_xOpt_Var2 weist deutlich mehr Lastsprünge als die zuvor besprochene Strategie NEDC_NO_xOpt_Var1 auf. Dies bringt eine Verdoppelung der NO_x-Emissionen verglichen mit der Variante NEDC_NO_xOpt_Var1 mit sich.

Kraftstoffverbrauch und Betriebszeit des Verbrennungsmotors sind der zuvor besprochenen Strategie ähnlich.

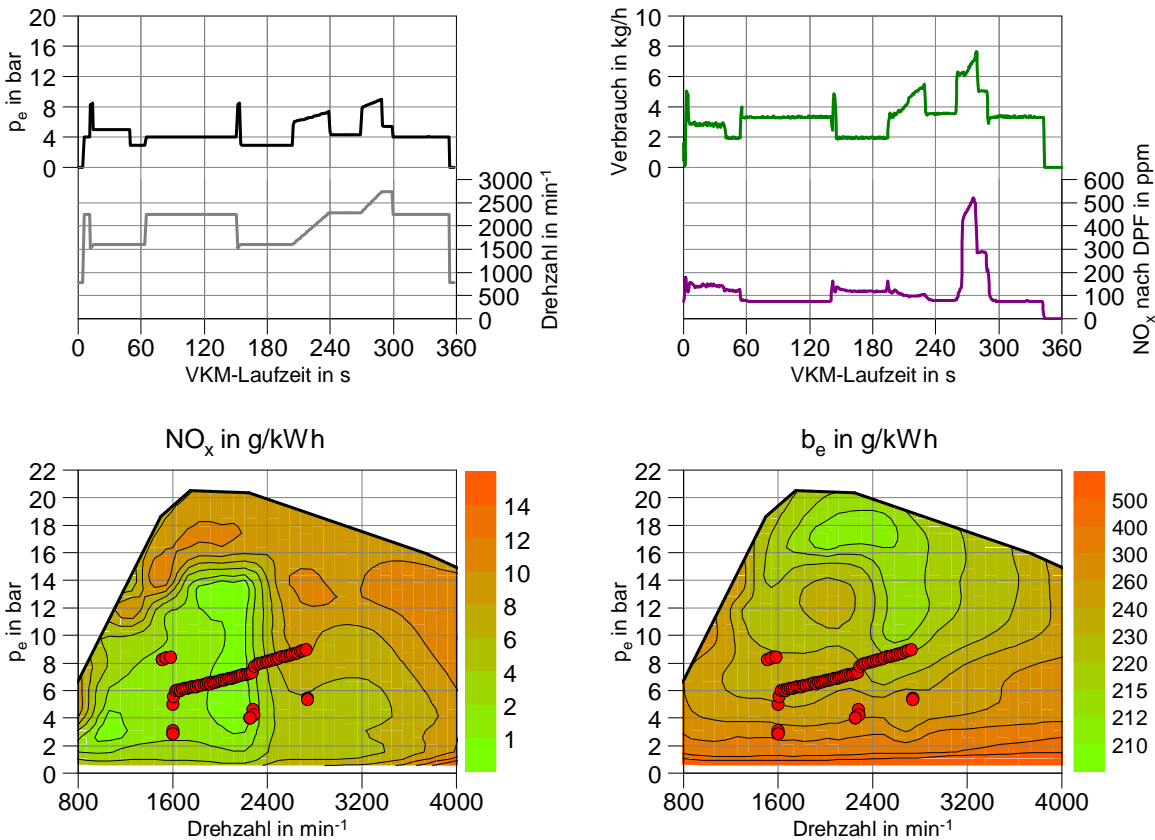


Abbildung 72: NEDC_NO_xOpt_Var2 (warm)

Tabelle 27: Ergebnisse Hybridstrategie NEDC_NO_xOpt_Var2

Betriebsbedingungen	Emissionen nach DPF				Verbrauch	Laufzeit VKM vgl.	% von Basiszyklus	
	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km	Mittelwert L/100 km	Basiszyklus %	NO _x %	Verbrauch %
warm	0.169	86.6	0.000	0.002	3.33	30.3	94.4	79.5

Die Strategie NEDC_NO_xOpt_Var2 zeigt in Bezug auf die Verschiebung der Last des Verbrennungsmotors (vgl. Abbildung 72) ein ähnliches Verhalten wie die zuvor besprochene Strategie NEDC_NO_xOpt_Var1. Auch hier wurde ein Großteil der Lastpunkte in den Bereich zwischen 4 - 6 bar des effektiven Mitteldrucks verschoben. Ein wesentlicher Teil der NO_x-Emissionen wird bei dieser Strategie oberhalb des für die NO_x-Emissionen optimalen Bereichs emittiert. Der Großteil an Stickoxiden wird jedoch im Bereich von 4 - 6 bar und einer Drehzahl von 2000 - 2500 min⁻¹ emittiert.

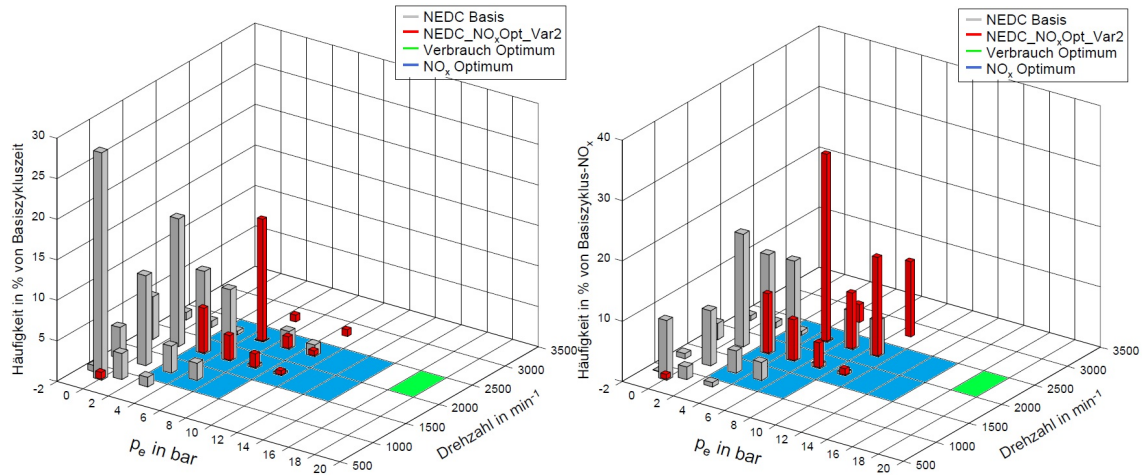


Abbildung 73: Vergleich der Häufigkeit der Betriebsbereiche für NEDC_NO_xOpt_Var2

Im Vergleich zur zuvor besprochenen Strategie NEDC_NO_xOpt_Var1 wird der Leistungsbedarf des Fahrzeuges zum Teil direkt von der Verbrennungskraftmaschine gedeckt. Während einer kurzen Phase der Zykluszeit erfolgt der Vortrieb des Fahrzeuges direkt mit dem Verbrennungsmotor. Dieser Zustand ist in Abbildung 74 in jenem Teil des Fahrzyklus erkennbar, in welchem der Ladezustand der Batterie konstant gehalten wird.

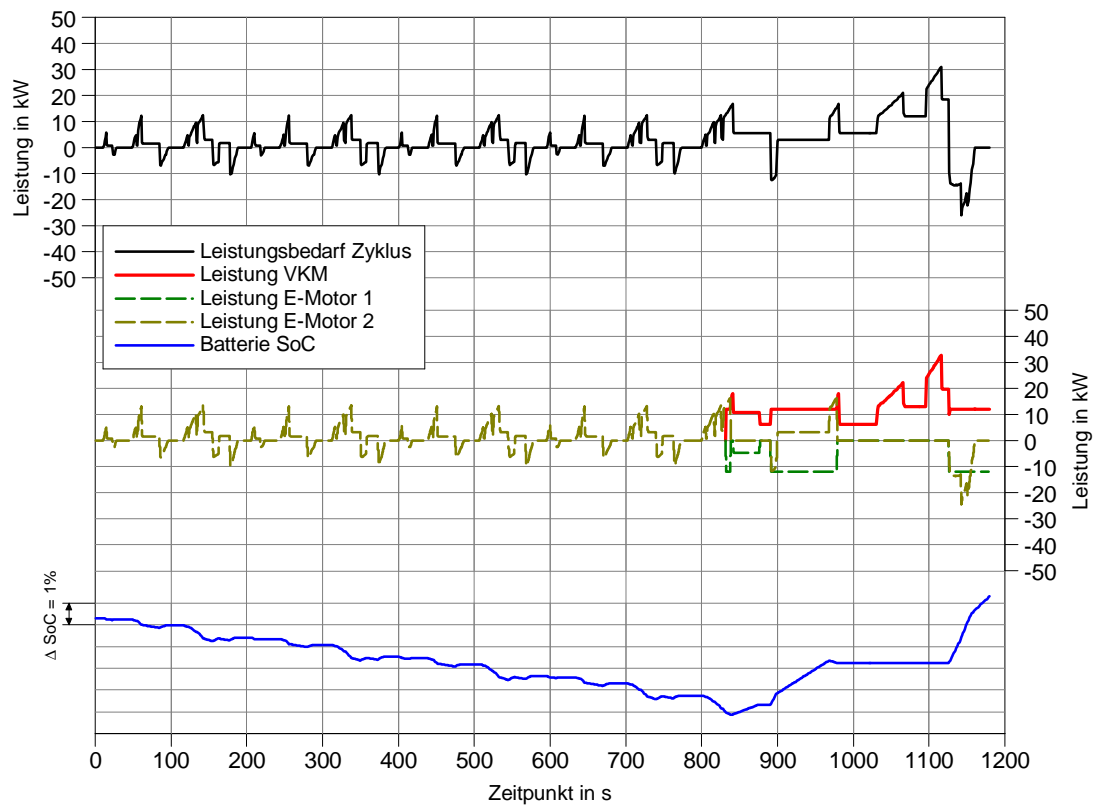


Abbildung 74: Hybridstrategie NEDC_NO_xOpt_Var2 (Gesamtzyklus) (Quelle: IVT)

3.21.3 Vergleich Hybridstrategien NEDC

Im Folgenden werden die verschiedenen NEDC-Hybridstrategien unter den Aspekten Kraftstoffverbrauch und NO_x -Emissionen miteinander verglichen. Der in den folgenden Abbildungen dargestellte Vergleich zeigt Zyklen, welche unter warmen Betriebsbedingungen vermessen wurden. Um Gewissheit über die Reproduzierbarkeit der Messungen zu erhalten wurde zu jeder untersuchten Strategie eine Verifikationsmessung durchgeführt. Diese Verifikationsmessungen stimmten bei allen Messungen mit den Erstmessungen sehr gut überein.

Global erkennbar ist ein Verbrauchsvorteil bei allen untersuchten Strategien im Vergleich zur Basis. Der niedrigste Kraftstoffverbrauch wurde mit der Strategie NEDC_FCOpt_Var2 mit einem Wert von rund 2,6 Liter/100km erreicht. Anzumerken ist jedoch, dass diese Strategie sehr hohe Werte in puncto NO_x -Emissionen liefert (vgl. Abbildung 76).

Die Vermessung der Strategie NEDC_FCOpt_Var3 ergab einen geringfügig höheren Kraftstoffverbrauch als NEDC_FCOpt_Var2, jedoch ergaben sich hier nur ein Drittel der NO_x -Emissionen.

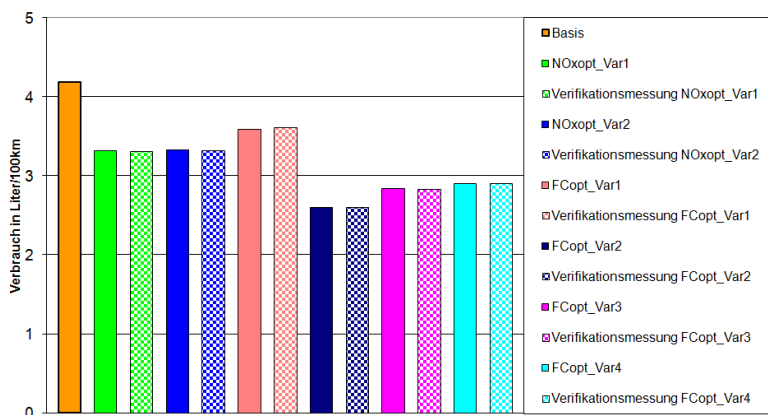


Abbildung 75: Vergleich Verbrauch – NEDC Hybridzyklen (warm)

Ein sehr geringer Wert an NO_x -Emissionen wurde durch Einsatz der Strategie NEDC_NO_xOpt_Var1 erreicht, welche jedoch wiederum einen relativ hohen Kraftstoffverbrauch, verglichen mit den anderen untersuchten Strategien aufweist.

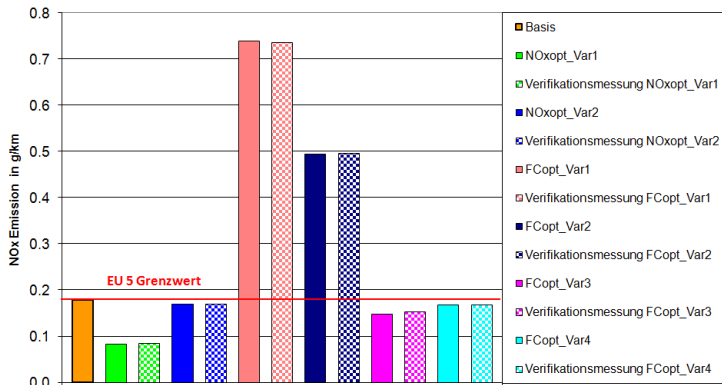


Abbildung 76: Vergleich NO_x -Emissionen – NEDC Hybridzyklen (warm)

Abbildung 77 gibt eine vergleichende Übersicht der jeweiligen Betriebsdauer des Verbrennungsmotors in den verschiedenen Strategien des NEDC wieder.

Am längsten wird der Verbrennungsmotor bei den Strategien NEDC_NO_x_Opt_Var2 betrieben. Bei dieser Strategie wird der Motor für eine Dauer 353 s betrieben.

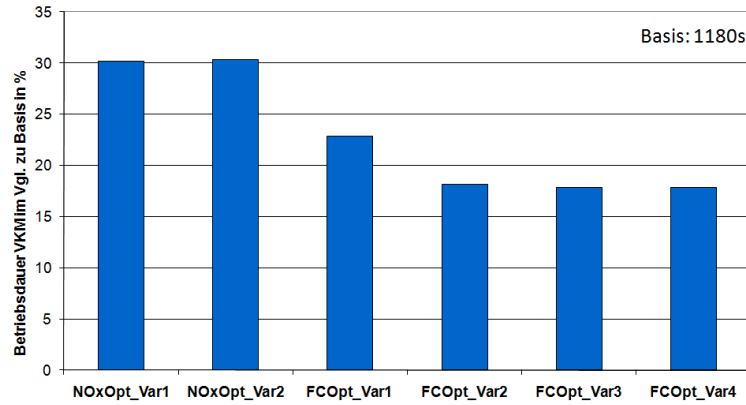


Abbildung 77: Vergleich der Betriebsdauern der VKM für die untersuchten NEDC Hybridzyklen

3.21.4 Hybridstrategien FTP75

Hybridstrategie FTP75_FCOpt_Var1

Die Strategie FTP75_FCOpt_Var1 ist durch eine eher transiente Betriebsweise am Beginn und im letzten Teil der verbrennungsmotorischen Betriebszeit gekennzeichnet.

Eine ungefähr 700 s andauernde Abstellphase während des verbrennungsmotorischen Betriebs ist Teil dieser Betriebsstrategie.

Nach dieser Abstellphase wird der Motor mehrmals abgestellt und bereits nach kurzer Zeit wieder gestartet. Zwischen diesen einzelnen kurzen Abstellphasen erfolgt der Betrieb der Verbrennungskraftmaschine stationär bei einem Betriebspunkt von 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck knapp unter 8 bar.

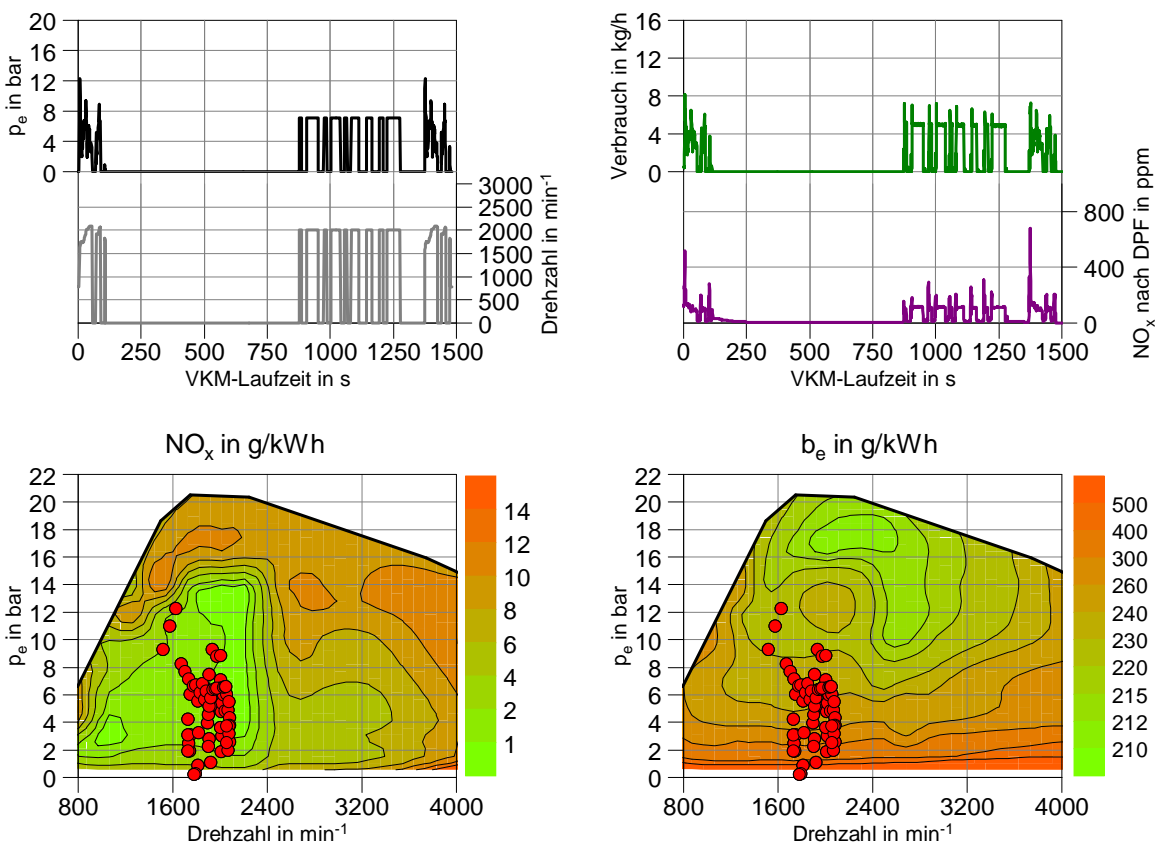


Abbildung 78: FTP75_FCOpt_Var1 (warm)

Tabelle 28: Ergebnisse Hybridstrategie FTP75_FCOpt_Var1

Betriebs- bedingungen	Emissionen nach DPF				Verbrauch	Laufzeit VKM vgl.	% von Basiszyklus	
	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km	Mittelwert L/100 km	Basiszyklus %	NO _x %	Verbrauch %
warm	0.102	73.2	0.004	0.001	2.78	20.9	45.3	64.3

Die Lasten des Verbrennungsmotors wurden bei der Strategie FTP75_FCOpt_Var1 zum Großteil hin zu einem Wert größer 6 bar des effektiven Mitteldrucks verschoben (vgl. Abbildung 78). Der Großteil der NO_x-Emissionen wird im p_e-Bereich von 6 - 8 bar und einer Drehzahl von 1500 - 2000 min⁻¹ emittiert.

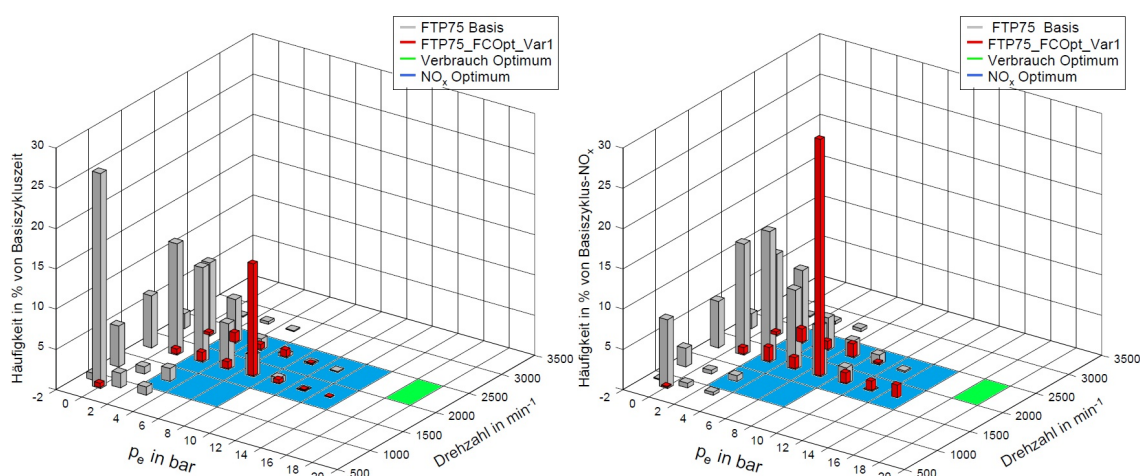


Abbildung 79: Vergleich der Häufigkeit der Betriebsbereiche für FTP75_FCOpt_Var1

Die stationäre Betriebsweise der Verbrennungskraftmaschine mit mehreren kurzen Abstellphasen dient der Wiederaufladung der Batterie über den E-Motor 1.

Bei dieser Strategie wird der Großteil der Zykluszeit elektrisch bewältigt. Die Hauptaufgabe des Verbrennungsmotors liegt auch hier in der Bereitstellung elektrischer Energie für die Batterie.

Am Beginn und am Ende des verbrennungsmotorischen Teils der Zykluszeit wird die Energie des Verbrennungsmotors für kurze Zeit direkt zum Vortrieb des Fahrzeuges verwendet.

In der ungefähr 700 s andauernden Abstellphase der Verbrennungskraftmaschine wird der Vortrieb des Fahrzeuges rein elektrisch bewältigt.

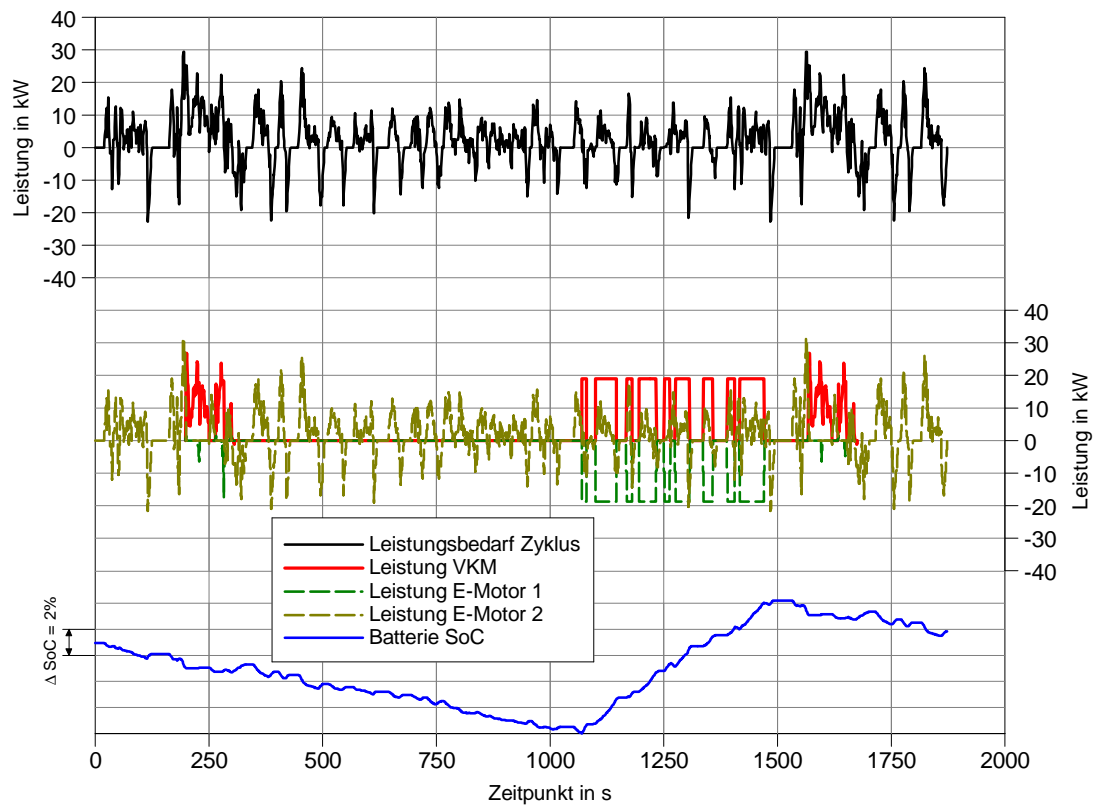


Abbildung 80: Hybridstrategie FTP75_FCOpt_Var1 (Gesamtzyklus) (Quelle: IVT)

3.21.5 Hybridstrategien US06

Hybridstrategie US06_NO_xOpt_Var1

Bis auf einige starke Lastsprünge weist die Betriebsstrategie US06_NO_xOpt_Var1 einen stationären Verlauf bei einem Betriebspunkt von 4 bar und 2250 min⁻¹ auf. Aufgrund der optimalen Lage dieses stationären Betriebspunkt im NO_x-Kennfeld ergeben sich, wie schon bei der Strategie NEDC_NO_xOpt_Var1 erkennbar, niedrige NO_x-Emissionen.

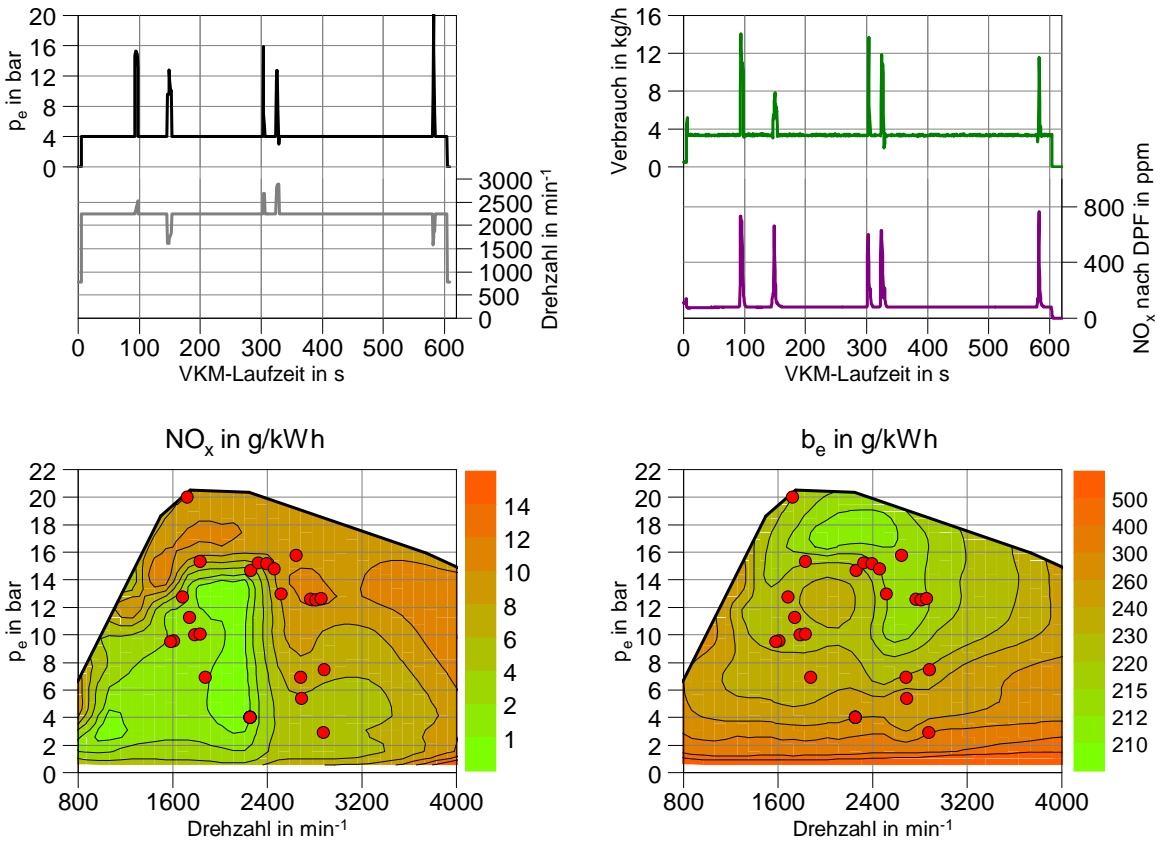


Abbildung 81: US06_NO_xOpt_Var1 (warm)

Tabelle 29: Ergebnisse Hybridstrategie US06_NO_xOpt_Var1

Betriebs- bedingungen	Emissionen nach DPF				Verbrauch	Laufzeit VKM vgl.	% von Basiszyklus	
	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km	Mittelwert L/100 km	Basiszyklus %	NO _x %	Verbrauch %
warm	0.201	136.1	0.035	0.003	5.17	100	51.3	105.1

Die Strategie US06_NO_xOpt_Var1 bewegt sich in Bezug auf die Last der Verbrennungskraftmaschine zu einem Großteil bei 4 bar des effektiven Mitteldrucks (vgl. Abbildung 82).

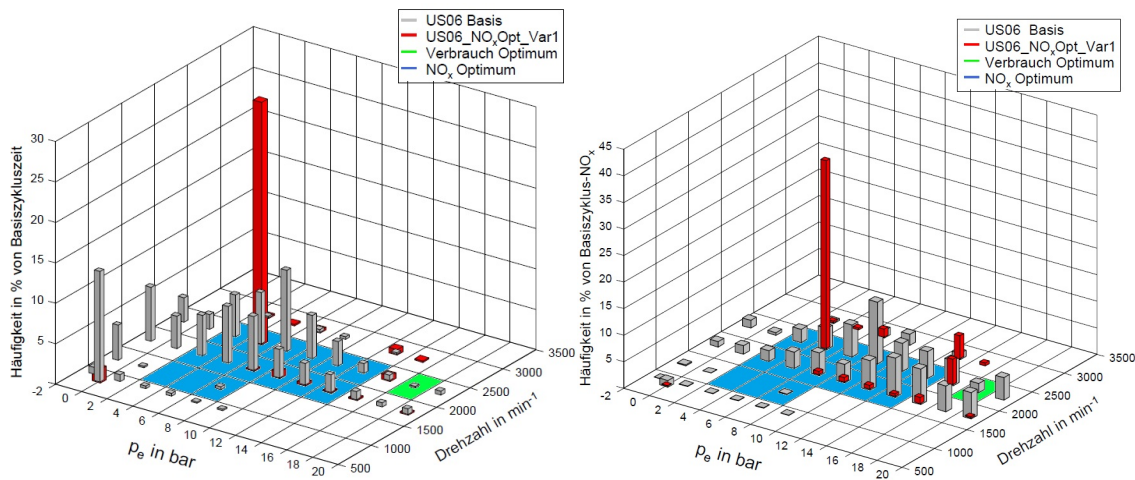


Abbildung 82: Vergleich der Häufigkeit der Betriebsbereiche für US06_NO_xOpt_Var1

Bei der Hybridstrategie US06_NO_xOpt_Var1 wird der Verbrennungsmotor fast zur Gänze entkoppelt vom Leistungsbedarf des Fahrzeuges betrieben. Erkennbar ist, dass die Batterie über die ganze Zykluszeit hindurch durch den E-Motor 1 geladen wird.

Der E-Motor 2 übernimmt die Bereitstellung der Antriebsleistung und wird in wenigen kurzen Phasen vom Verbrennungsmotor direkt unterstützt. Im Wesentlichen handelt es sich hierbei um Phasen, bei welchen innerhalb kurzer Zeiten sehr hohen Leistungen abgerufen werden.

Bei dieser Strategie besteht die Aufgabe des Verbrennungsmotors darin, als Range Extender zu fungieren und bis auf wenige Ausnahmen in einem stationären Betriebspunkt zu laufen.

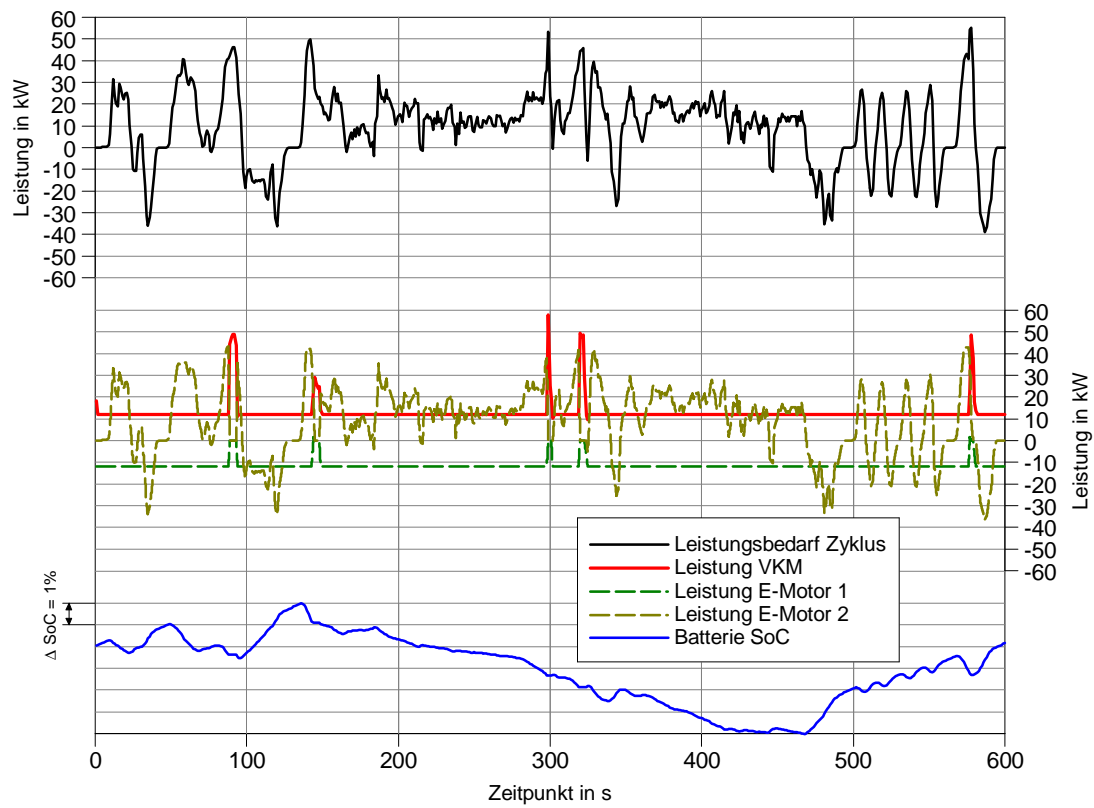


Abbildung 83: Hybridstrategie US06_NO_xOpt_Var1 (Gesamtzyklus) (Quelle: IVT)

3.21.6 Hybridstrategien HWFET

Hybridstrategie HWFET_FCOpt_Var1

Die Strategie HWFET_FCOpt_Var1 besitzt einen über die gesamte Betriebszeit des Verbrennungsmotors relativ gleichbleibenden transienten Verlauf.

Die effektiven Mitteldrücke, bei welchen der Verbrennungsmotor bei dieser Variante betrieben wird, befinden sich in der unteren Hälfte des Kennfelds und übersteigen somit kaum den Wert von 8 bar. Eine Vielzahl an Abstellphasen sind Teil dieser Betriebsstrategie.

Diese Strategie bringt jedoch nur sehr geringe Vorteile in Bezug auf den Kraftstoffverbrauch mit sich. Durch die modal-transiente Betriebsweise ergeben sich gleich hohe Emissionen an NO_x verglichen mit der Basis.

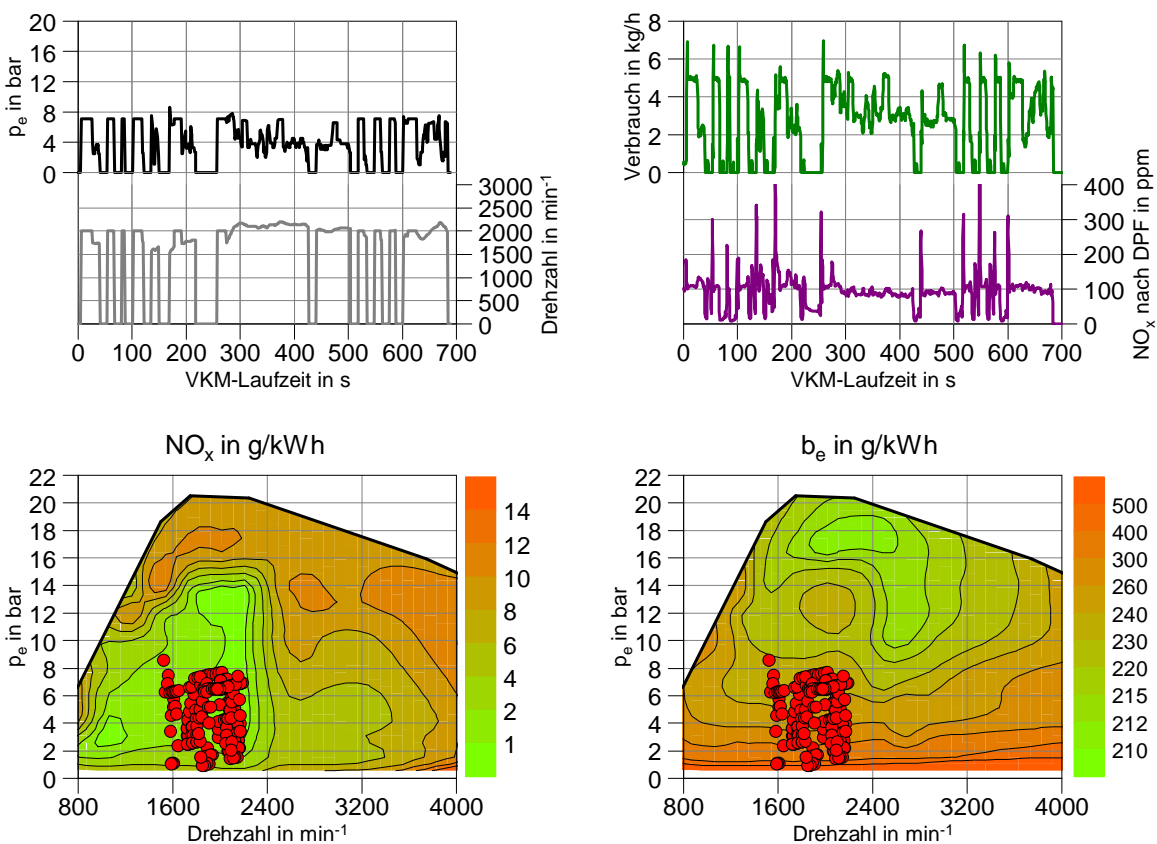


Abbildung 84: HWFET_FCOpt_Var1 (warm)

Tabelle 30: Ergebnisse Hybridstrategie HWFET_FCOpt_Var1

Betriebs- bedingungen	Emissionen nach DPF				Verbrauch	Laufzeit VKM vgl.	% von Basiszyklus	
	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km	Mittelwert L/100 km	Basiszyklus %	NO _x %	Verbrauch %
warm	0.116	86.9	0.000	0.002	3.29	65.6	100	92.5

Bei einem Vergleich der Motorlasten über der gesamten Zykluszeit der Variante HWFET_FCOpt_Var1 und der Basisvariante (vgl. Abbildung 85) stellt man eine deutliche Anhebung der effektiven Mitteldrücke der hybridisierten Variante fest. Der Großteil der Stickoxid-Emissionen wird im Bereich von 6 - 8 bar und einer Drehzahl von 1500 - 2000 min⁻¹ emittiert.

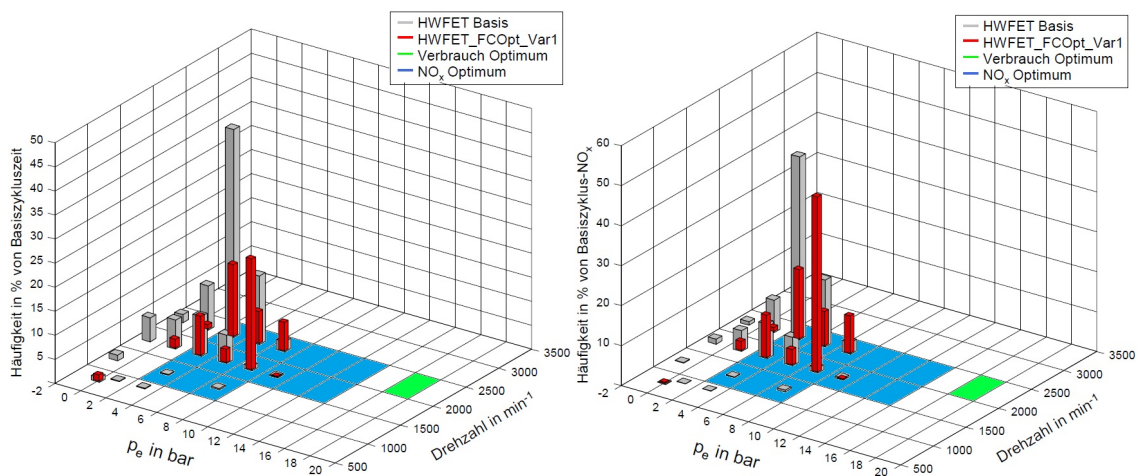


Abbildung 85: Vergleich der Häufigkeit der Betriebsbereiche für HWFET_FCOpt_Var1

Die Strategie HWFET_FCOpt_Var1 weist einen höheren Anteil jener Betriebszeit auf, in welcher der Leistungsbedarf für den Vortrieb des Fahrzeuges direkt von der Verbrennungskraftmaschine gedeckt wird. Diese Betriebsweise wird speziell in Phasen angewandt, in welchen der Leistungsbedarf zur Bewältigung des Zyklus eher konstant verläuft.

In stärker transienten Betriebsbereichen erfolgt der Antrieb des Fahrzeuges elektrisch über E-Motor 2.

Bei Betrachtung des Ladezustands der Batterie über die gesamte Zykluszeit, stellt man fest, dass dieser einen relativ konstanten Wert behält.

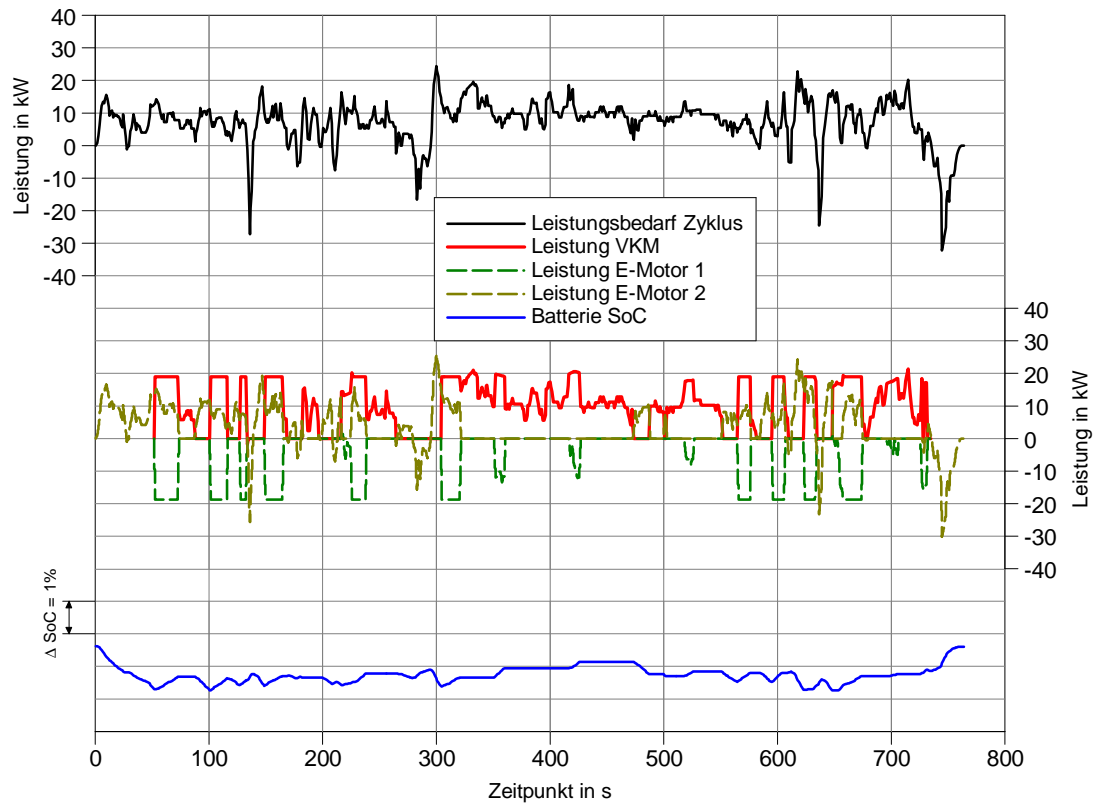


Abbildung 86: Hybridstrategie HWFET_FCOpt_Var1 (Gesamtzyklus) (Quelle: IVT)

3.21.7 Hybridstrategien JC08A

Hybridstrategie JC08A_FCOpt_Var1

Die Strategie JC08A_FCOpt_Var1 zeigt aus verbrennungsmotorischer Sicht den Betrieb bei einem stationären Betriebspunkt von 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von knapp unter 8 bar. Teil dieser Betriebsstrategie sind insgesamt 3 Abstellphasen des Verbrennungsmotors.

Diese Strategie weist sowohl in puncto NO_x -Emissionen, als auch in puncto Verbrauch große Vorteile gegenüber der Basis auf.

Diese Tatsachen werden durch den stationären Betriebsbereich in den in Abbildung 87 dargestellten Kennfeldern verdeutlicht. Die Betriebspunkte des Verbrennungsmotors stellen das Optimum für die Erreichung geringer NO_x -Emissionswerte dar.

Die Betriebspunkte des Verbrennungsmotors dieser Strategie befinden sich auch für den Kraftstoffverbrauch in einem durchaus akzeptablen Bereich des Verbrauchskennfelds. Zu erwähnen ist hierbei jedoch die geringe Betriebszeit der Verbrennungskraftmaschine von ungefähr 19 % der Basisvariante (vgl. Kap. 3.13).

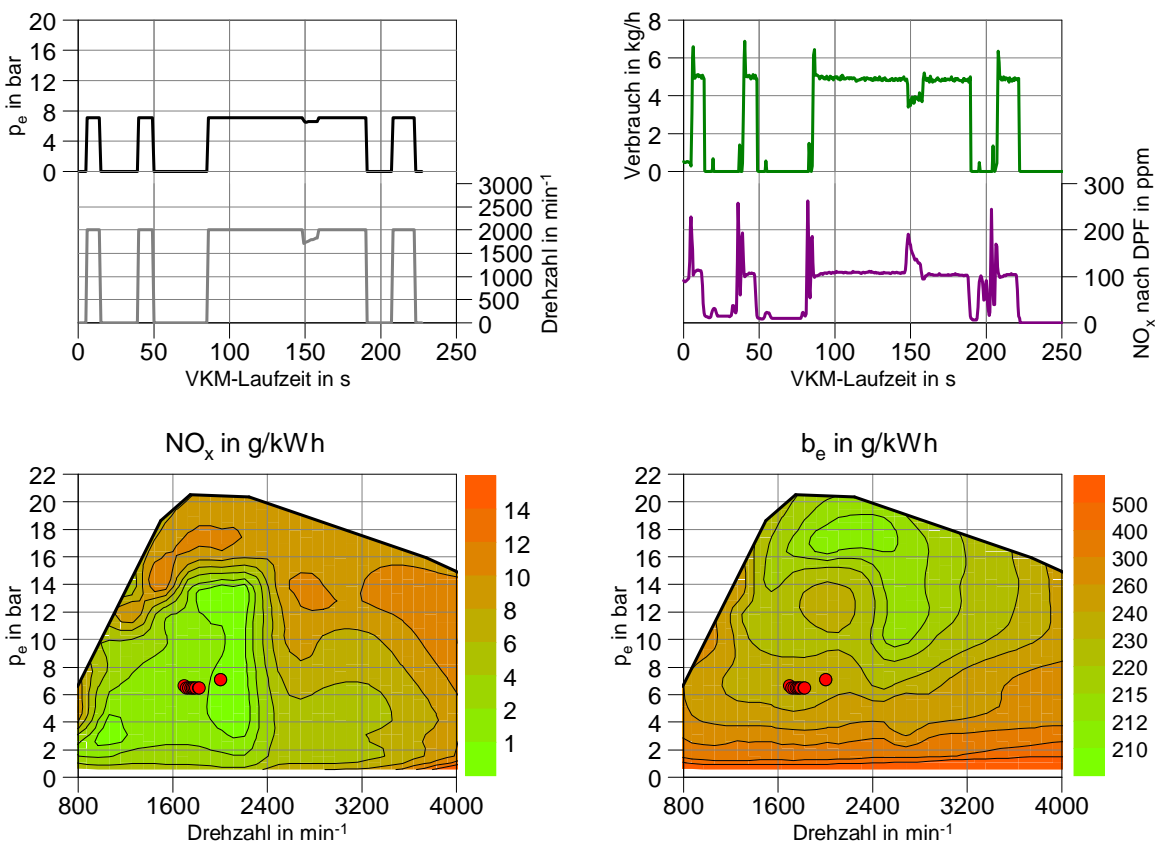


Abbildung 87: JC08A_FCOpt_Var1 (warm)

Die Hybridstrategie JC08A_FCOpt_Var1 bewegt sich zur Gänze in einem Bereich zwischen 6 - 8 bar des effektiven Mitteldrucks und einer Drehzahl von $1500 - 2000 \text{ min}^{-1}$ (vgl. Abbildung 88). Auch die Stickoxidemissionen werden zur Gänze in einem Bereich emittiert, in dem der Basiszyklus keine Betriebspunkte aufweist.

Tabelle 31: Ergebnisse Hybridstrategie JC08A_FCOpt_Var1

Betriebs- bedingungen	Emissionen nach DPF				Verbrauch	Laufzeit VKM vgl.	% von Basiszyklus	
	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km	Mittelwert L/100 km	Basiszyklus %	NO _x %	Verbrauch %
warm	0.078	65.5	0.000	0.001	2.51	18.7	36.1	59.6

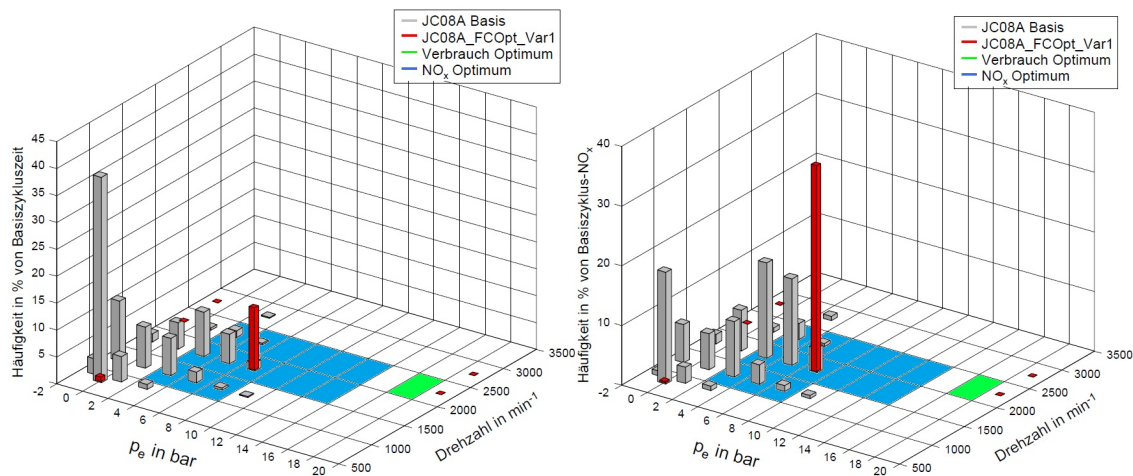


Abbildung 88: Vergleich der Häufigkeit der Betriebsbereiche für JC08A_FCOpt_Var1

Bei der Hybridstrategie JC08A_FCOpt_Var1 wird der gesamte Zyklus über den Antrieb durch den E-Motor 2 bewältigt.

Die Verbrennungskraftmaschine wird erst im letzten Teil des Zyklus zugeschaltet um den Ladezustand der Batterie wieder auf ein dem Anfangszustand entsprechendes Niveau zu bringen.

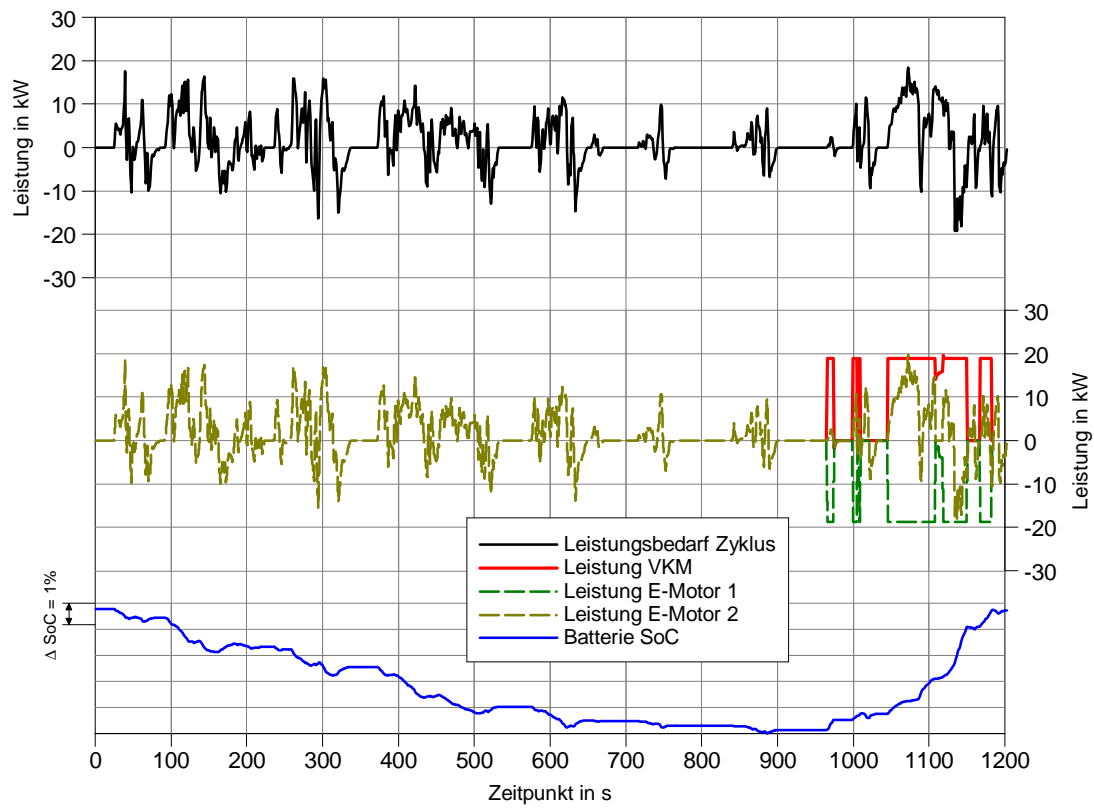


Abbildung 89: Hybridstrategie JC08A_FCOpt_Var1 (Gesamtzyklus) (Quelle: IVT)

3.21.8 Hybridstrategien Transient-Zyklus

Hybridstrategie Transient-Zykl_FCOpt_Var1

Die Strategie Transient-Zykl_FCOpt_Var1 weist eine Vielzahl an Abstellphasen des Verbrennungsmotors auf. Das Lastkollektiv dieser Strategie bewegt sich, verglichen mit den bisherigen Strategien, auf einem höheren Niveau.

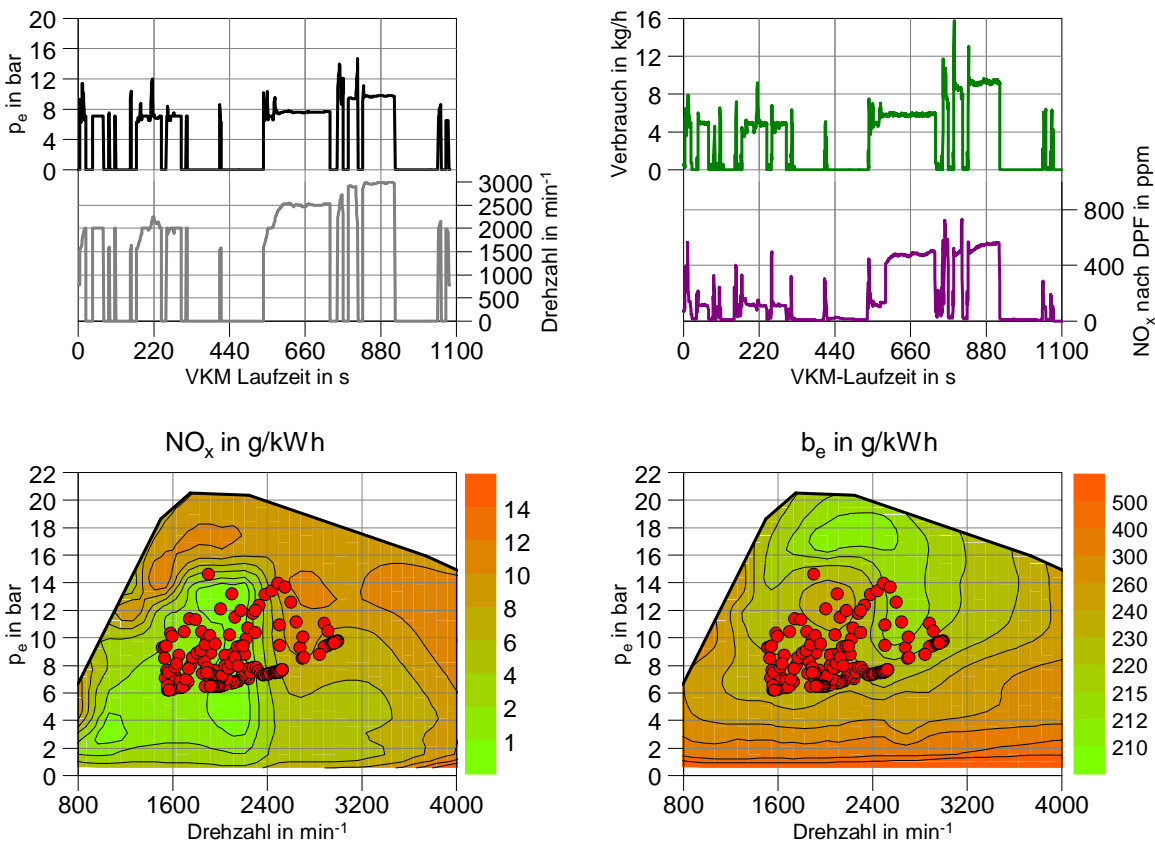


Abbildung 90: Transient-Zykl_FCOpt_Var1 (warm)

Tabelle 32: Ergebnisse Hybridstrategie Transient-Zykl_FCOpt_Var1

Betriebs- bedingungen	Emissionen nach DPF				Verbrauch	Laufzeit VKM vgl.	% von Basiszyklus	
	NO_x g/km	CO_2 g/km	CO g/km	HC g/km	Mittelwert L/100 km	Basiszyklus %	NO_x %	Verbrauch %
warm	0.469	86.5	0.006	0.001	3.33	28.4	151.3	77.7

Bei Betrachtung der Lastverteilung über der Zykluszeit stellt man fest, dass sich die Strategie Transient-Zykl_FCOpt_Var1 zu einem großen Teil in einem Bereich zwischen 6 - 8 bar des effektiven Mitteldrucks bewegt. Ein größerer Anteil an Lasten über 8 bar ist Teil dieser Betriebsstrategie. Deutlich erkennbar ist jedoch auch bei dieser Hybridstrategie eine Verschiebung der Betriebspunkte des Verbrennungsmotors hin zu höheren Lasten. Wesentlichen Anteil an den Stickoxidemissionen haben Betriebsbereiche außerhalb des NO_x -Optimums.

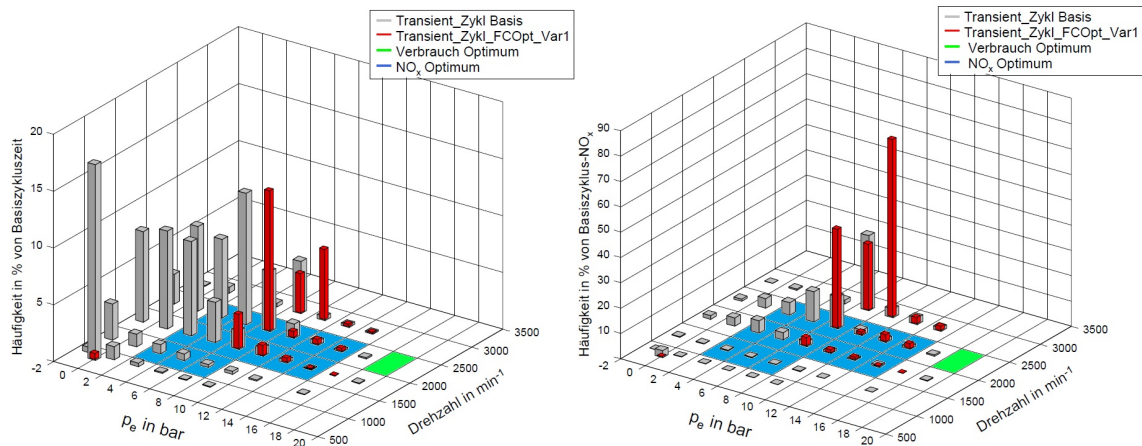


Abbildung 91: Vergleich der Häufigkeit der Betriebsbereiche für Transient-Zykl_FCOpt_Var1

Bei Betrachtung der Leistungsverläufe aller Antriebsmotoren des Fahrzeuges (vgl. Abbildung 92) wird verdeutlicht, dass die Verbrennungskraftmaschine zum Großteil stationär zum Wiederaufladen der Batterie verwendet wird. In einzelnen Phasen wird der Antrieb des Fahrzeuges bei kurzfristig hohen Leistungsanforderungen direkt vom Verbrennungsmotor unterstützt. Erkennbar bei dieser Strategie ist, dass während des gesamten Betriebs des Verbrennungsmotors der E-Motor 1 die Aufgabe des Generierens übernimmt und dadurch die Batterie mit elektrischer Energie versorgt wird.

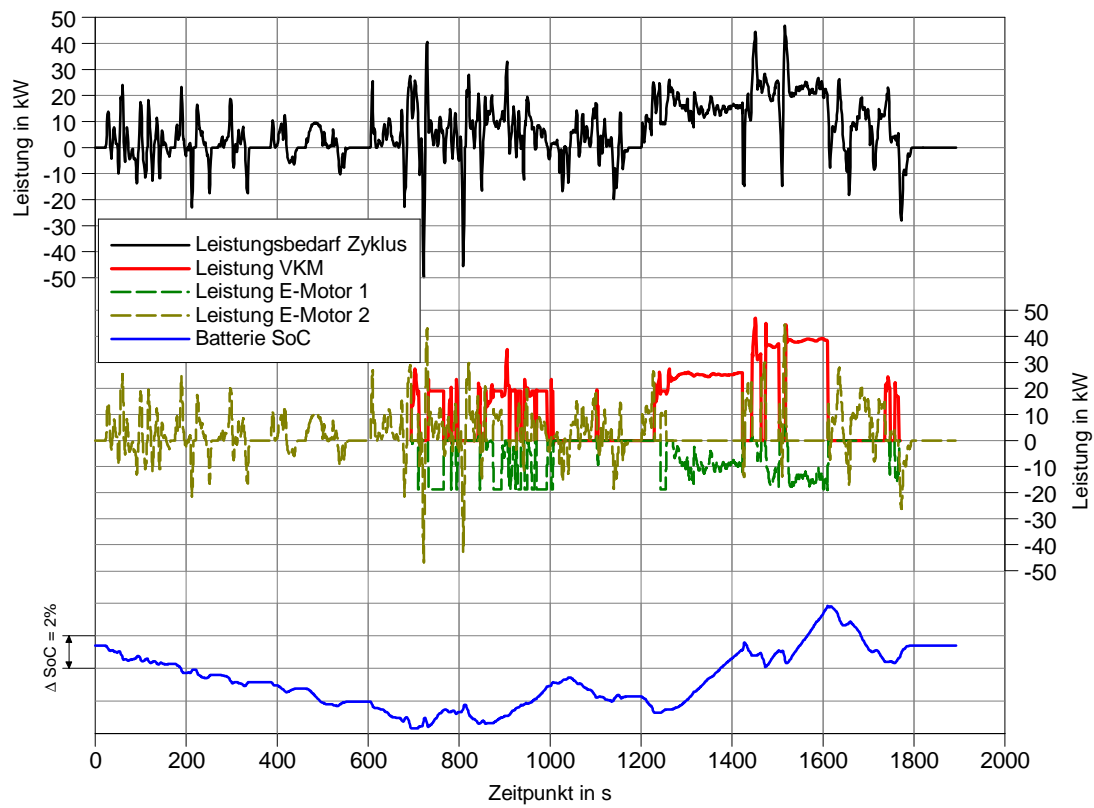


Abbildung 92: Hybridstrategie Transient-Zykl_FCOpt_Var1 (Gesamtzyklus) (Quelle: IVT)

3.21.9 Hybridstrategien Hochlast-Zyklus

Hybridstrategie Hochlast-Zykl_FCOpt_Var1

Die Hybridstrategie Hochlast-Zykl_FCOpt_Var1 weist ein eher transientes Verhalten bei hohen Lasten auf. Verdeutlicht wird dies durch die Betrachtung der Betriebspunkte des Verbrennungsmotors im Kennfeld, in welchem ein relativ hoher Volllastanteil erkennbar ist.

Eine Vielzahl an Abstellphasen des Verbrennungsmotors ist, ähnlich wie bei der zuvor gezeigten Hybridstrategie, Teil dieser Strategie. Trotz dieses relativ hohen Volllastanteils weist diese Strategie sowohl in den NO_x -Emissionen als auch im Kraftstoffverbrauch große Vorteile im Vergleich zur Basis auf.

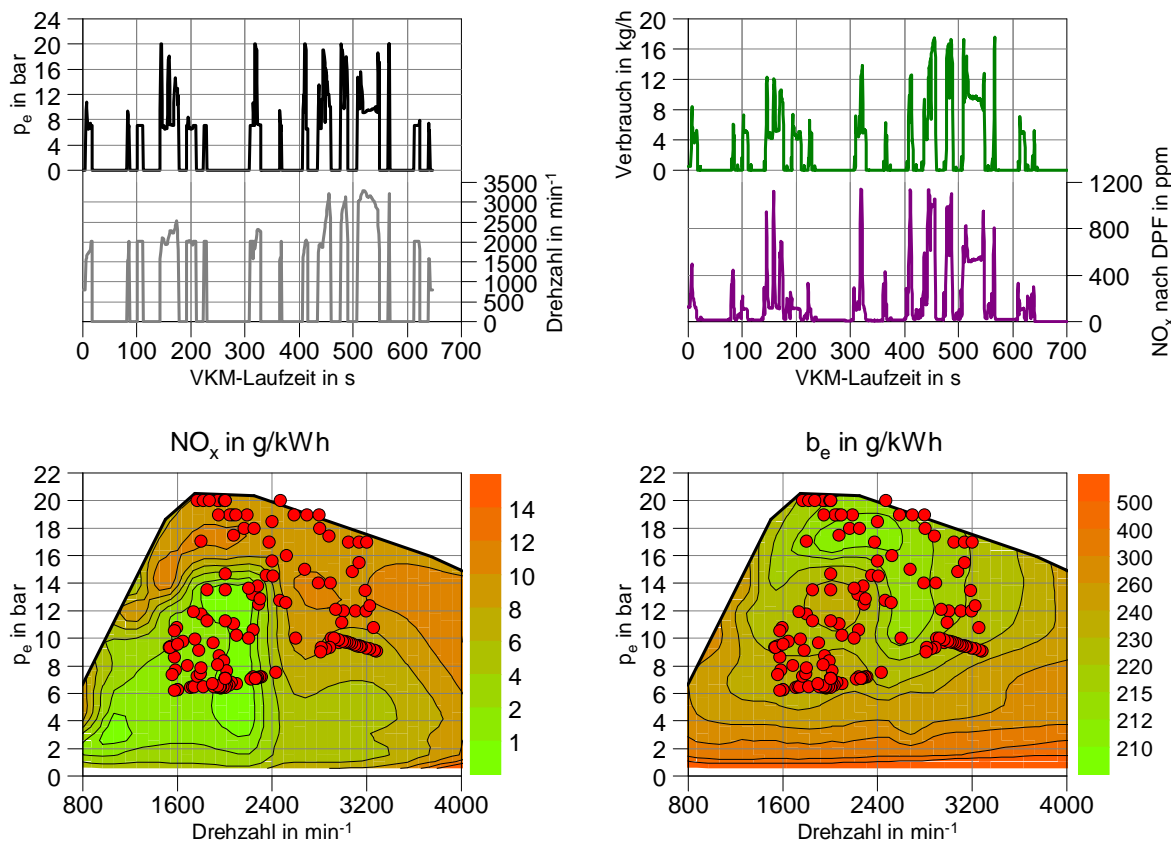


Abbildung 93: Hochlast-Zykl_FCOpt_Var1 (warm)

Tabelle 33: Ergebnisse Hybridstrategie Hochlast-Zykl_FCOpt_Var1

Betriebs- bedingungen	Emissionen nach DPF				Verbrauch	Laufzeit VKM vgl.	% von Basiszyklus	
	NO_x g/km	CO_2 g/km	CO g/km	HC g/km	Mittelwert L/100 km	Basiszyklus %	NO_x %	Verbrauch %
warm	0.552	85.1	0.072	0.001	3.36	25.4	71.6	64.6

Die Strategie Hochlast-Zykl_FCOpt_Var1 zeigt eine deutliche Verschiebung der effektiven Mittel- drücke des Verbrennungsmotors hin zu höheren Lasten (vgl. Abbildung 94). Die Betriebsbereiche der Verbrennungskraftmaschine bei Lasten zwischen Leerlauf und 6 bar entfallen fast zur Gänze. Bei dieser Strategie ist erkennbar, dass ein Großteil der NO_x -Emissionen in einem für diese ungünstigen Betriebsbereich, liegt.

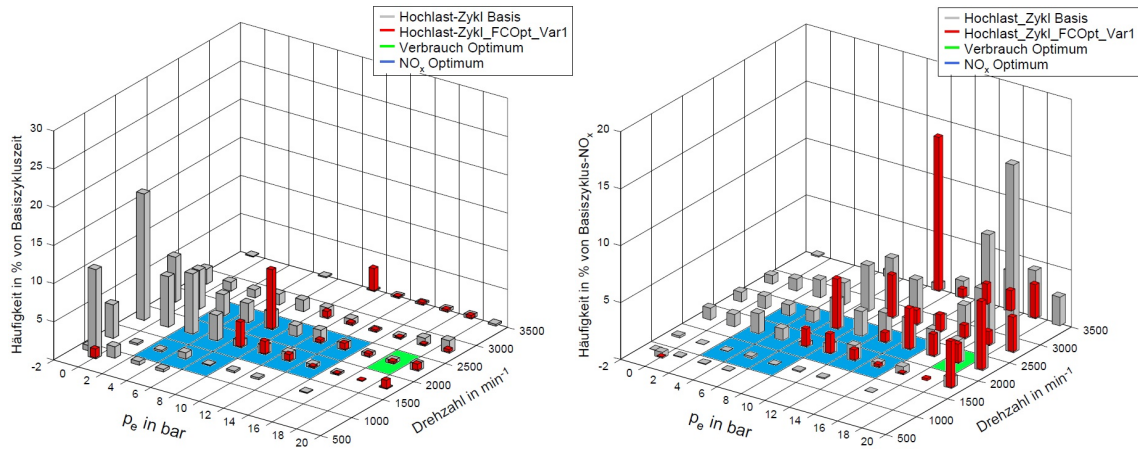


Abbildung 94: Vergleich der Häufigkeit der Betriebsbereiche für Hochlast-Zykl_FCOpt_Var1

Die Strategie Hochlast-Zykl_FCOpt_Var1 zeigt eine relativ lange Betriebszeit der Verbrennungskraftmaschine im Gesamtzyklus. Der Verbrennungsmotor hat im Wesentlichen die Aufgaben den Antrieb des Fahrzeuges bei starken Lastsprüngen zu unterstützen und die Batterie über den E-Motor 1 wiederaufzuladen. In Abbildung 95 ist erkennbar, dass der Vortrieb des Fahrzeuges speziell bei hohen Lasten direkt vom Verbrennungsmotor unterstützt wird.

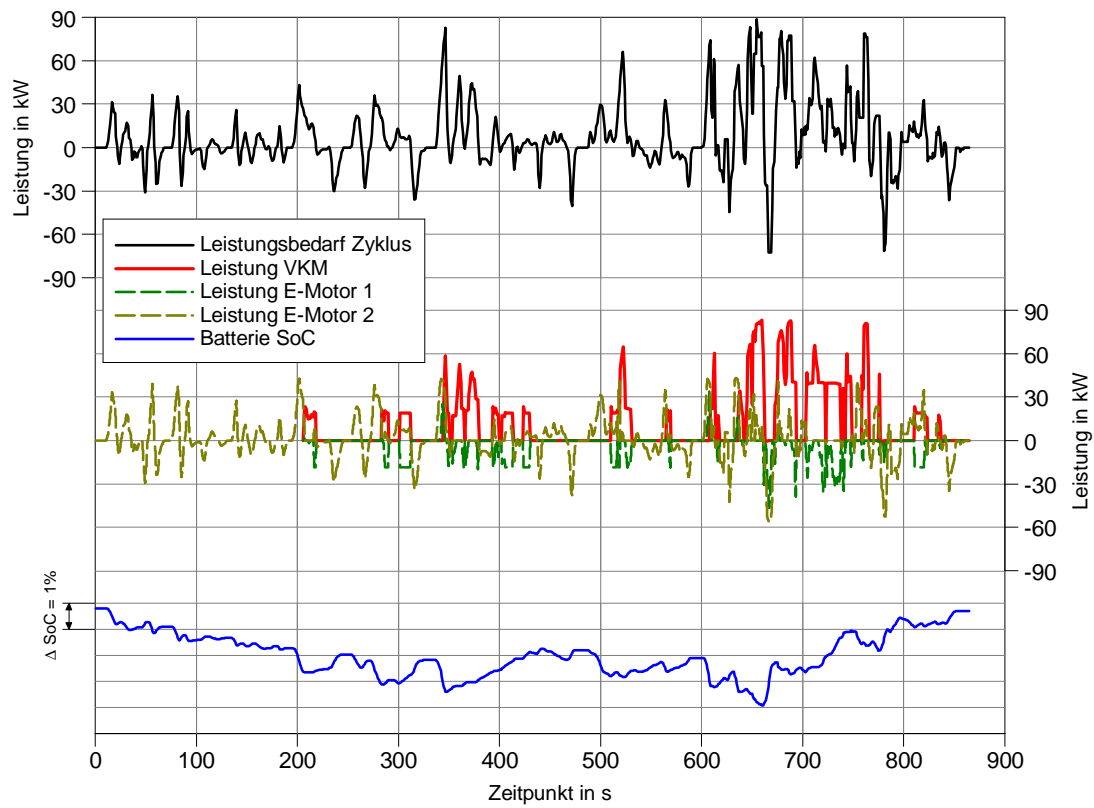


Abbildung 95: Hybridstrategie Hochlast-Zykl_FCOpt_Var1 (Gesamtzyklus) (Quelle: IVT)

4 Bewertung der Hybridstrategien

4.1 Auswertung der Potenziale verschiedener Hybridstrategien

In diesem Kapitel sollen die Potenziale einiger zuvor untersuchter Hybridstrategien miteinander durch Bezug auf deren jeweilige Basiszyklen verglichen werden. Die Vergleichskriterien stellen wiederum Kraftstoffverbrauch und NO_x -Emissionen dar.

Abbildung 96 zeigt den Potenzialvergleich hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs. In diesem Vergleich ist erkennbar, dass die Strategien im NEDC, FTP75, JC08A und im Hochlast-Zyklus großes Potenzial aufweisen. Betrachtet man Abbildung 97, in welcher die Laufzeiten der Verbrennungskraftmaschine in % der jeweiligen Basiszyklen dargestellt sind, so ist ein deutlicher Zusammenhang zwischen VKM-Laufzeit und Kraftstoffverbrauch erkennbar.

In puncto Kraftstoffverbrauch zeigte die Strategie JC08A_FCOpt_Var1 knapp die größten Potenziale.

Eine Verschlechterung des Kraftstoffverbrauchs im Vergleich zur Basisvariante zeigte die Variante US06_NO_xOpt_Var1. Der Grund für diese Verschlechterung liegt in der Zieldefinition dieser Strategie, da es sich hierbei um eine in Bezug auf NO_x -Emissionen handelte.

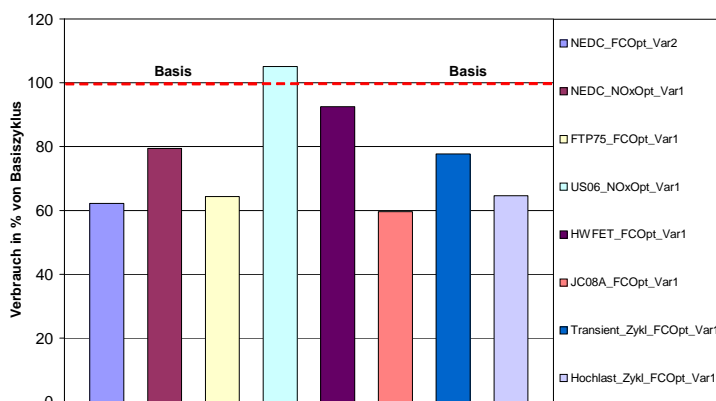


Abbildung 96: Potenzialvergleich verschiedener Hybridstrategien bzgl. Kraftstoffverbrauch

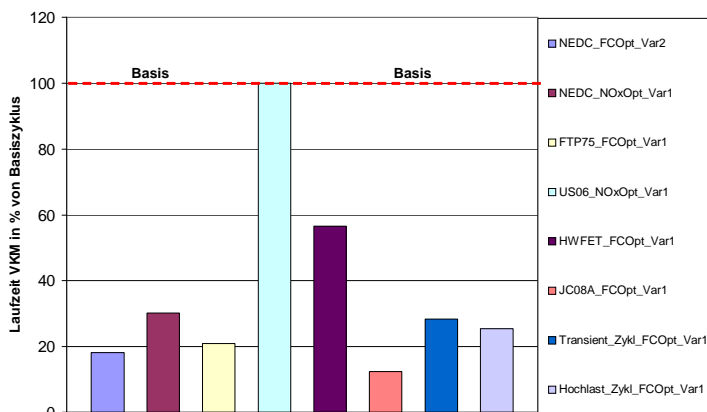


Abbildung 97: Vergleich der VKM-Laufzeit verschiedener Hybridstrategien

Eine wesentliche Tatsache ist, dass die durchschnittliche Last der Verbrennungskraftmaschine bei den Hybridstrategien höher ist als jene der Basisvarianten. Aus diesem Grund ergibt sich eine wesentlich geringere Verbrauchseinsparung im Vergleich zur Laufzeitverringerung.

Abbildung 98 zeigt den Potenzialvergleich der untersuchten Hybridstrategien hinsichtlich NO_x-Emissionen. Auch in diesem Vergleich ist erkennbar, dass die Strategie JC08A_FCOpt_Var1 die größten Potenziale hinsichtlich geringer NO_x-Emissionen aufweist. Der Grund dafür liegt in dem für geringe NO_x-Emissionen optimalen Betriebsbereich dieser Strategie.

Geringe NO_x-Emissionen werden auch von den Strategien NEDC_NO_xOpt_Var1, FTP75_FCOpt_Var1 und US06_FCOpt_Var1 erreicht.

Die Strategie HochlastZykl_FCOpt_Var1 zeigt mittleres Potenzial hinsichtlich geringer NO_x-Emissionen. Der Grund dafür liegt im teilweisen Betrieb außerhalb des NO_x-optimalen Betriebsbereichs (HochlastZykl_FCOpt_Var1).

Unveränderte Werte hinsichtlich NO_x-Emissionen im Vergleich zum rein verbrennungsmotorischen Betrieb wurden von der Hybridstrategie HWFET_FCOpt_Var1 erreicht.

Durch deutlich höhere NO_x-Emissionen im Vergleich zum jeweiligen Basiszyklus sind die Varianten NEDC_FCOpt_Var2 sowie die Variante TransientZykl_FCOpt_Var1 gekennzeichnet. Diese beiden Varianten bewirken also eine deutliche Verschlechterung der NO_x-Emissionen im Vergleich zur rein verbrennungsmotorisch gefahrenen Basisvariante. Der Grund für diese Verschlechterung liegt in der Zieldefinition eines geringen Kraftstoffverbrauchs dieser Strategien.

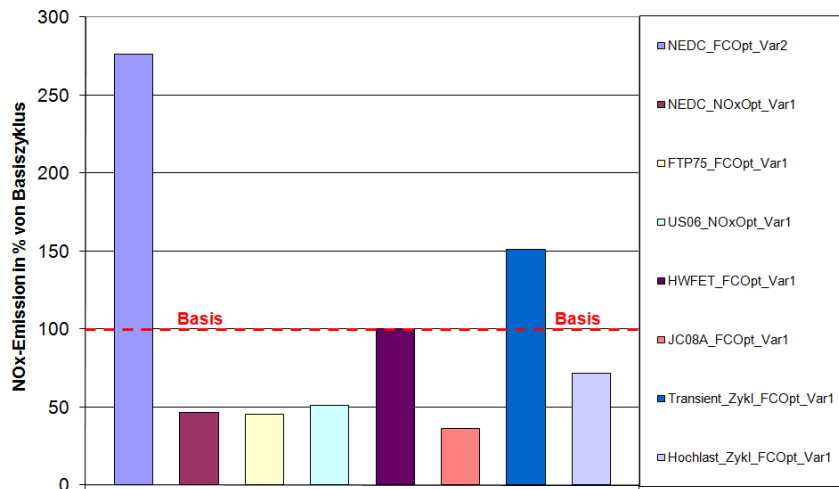


Abbildung 98: Potenzialvergleich verschiedener Hybridstrategien bzgl. NO_x-Emissionen

4.2 Häufigkeitsbewertung aller vermessenen Hybridstrategien

Dieser Abschnitt widmet sich Häufigkeitsbewertungen aller in den vorangegangenen Kapitel vermessenen Hybridstrategien. In Abbildung 99 sind die gemittelten Häufigkeitsverteilungen in Bezug auf die jeweilige Basiszykluszeit sowie auf die NO_x -Emissionswerte dargestellt.

Hierbei ist erkennbar, dass in Betriebsbereichen außerhalb des NO_x -Optimums bzw. des AGR-Bereichs ein maßgeblicher Anteil an NO_x -Emissionen emittiert wird. Auch in Bereichen um den Bestpunkt bezüglich Kraftstoffverbrauch wird ein großer Anteil an NO_x -Emissionen emittiert.

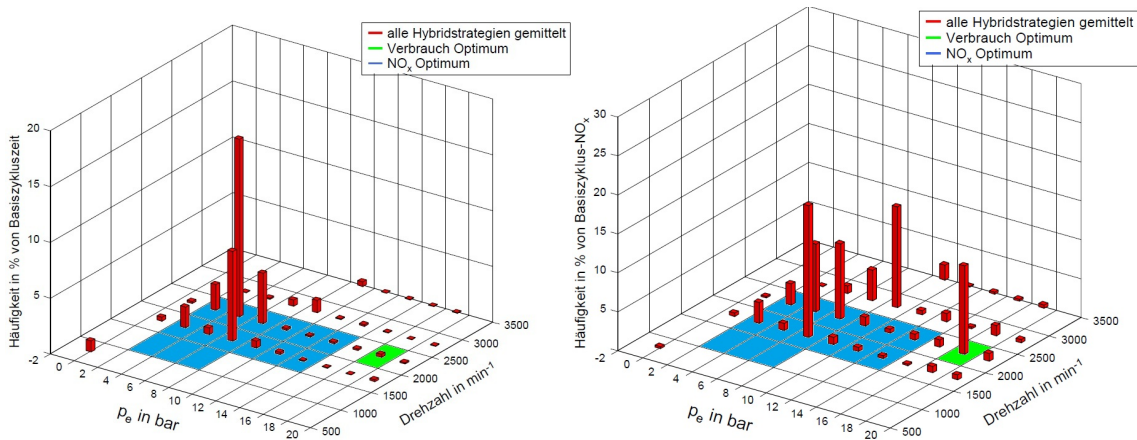


Abbildung 99: Häufigkeit Betriebsbereiche aller Hybridstrategien gemittelt

Eine wesentliche Erkenntnis aus Abbildung 99 ist, dass geringe Aufenthaltszeiten in Betriebsbereichen außerhalb des NO_x -Optimums bzw. des AGR-Bereichs einen sehr großen Anteil an NO_x -Emissionen verursachen. Im Besonderen ist der Betriebsbereich des Verbrauchsoptimums von dieser Tatsache geprägt.

Aus diesem Grund wurde im folgenden Kapitel versucht die NO_x -Emissionen innermotorisch durch eine Ausweitung des AGR-Bereichs zu minimieren.

5 Reduktion Stickoxidemissionen

5.1 Optimierungsprozess NO_x-Minimierung

Dieser Abschnitt soll kurz die Vorgehensweise für eine Optimierung der NO_x-Emissionen überblicksmäßig erläutern.

Es erfolgte eine grundlegende Differenzierung einer innermotorischen Optimierung durch Anpassung bzw. Ausweitung des AGR-Bereichs und einer Optimierung der Abgasnachbehandlung durch den Einsatz eines SCR-Systems.

Im ersten Schritt erfolgte eine Veränderung des Basisdatenstands des Motorsteuergeräts seitens BMW, welchem die vorangegangenen Häufigkeitsverteilungen zu Grunde lagen. Im nächsten Schritt erfolgte die Vermessung eines neuen, optimierten Stationärkennfeldes, welchem der optimierte Datenstand zugrunde lag. Mit den Ergebnissen dieser Kennfeldvermessung wurden parallel zur stationären Optimierung des SCR-Systems weitere Simulationen zur Vorgabe neuer, optimierter Hybridstrategien durchgeführt. Durchführung dieser Simulationen war jedoch, wiederum, nicht Teil dieser Diplomarbeit.

Der letzte Schritt in der Optimierungskette sollte sowohl „alte“ als auch „neue“, optimierte Hybridstrategien mit dem SCR-System vereinen. Es erfolgte die dynamische Vermessung dieser Strategien unter Einsatz des SCR-Systems.

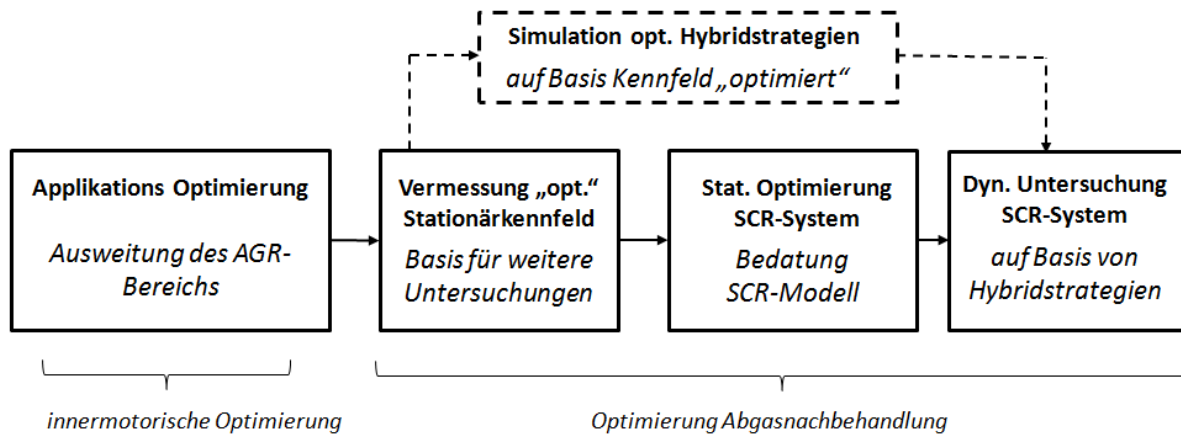


Abbildung 100: Optimierungsprozess NO_x-Emissionen

5.2 Optimierung NO_x -Emissionen innermotorisch

Dieser Abschnitt beschäftigt sich mit der innermotorischen Optimierung der NO_x -Emissionen auf Basis der Häufigkeitsverteilungen der zuvor vermessenen Hybridstrategien. Im Wesentlichen wurde hierbei eine Erweiterung des AGR-Bereichs seitens BMW vorgenommen.

5.2.1 AGR-Bereichserweiterung – Vermessung Kennfeld

Um eine Basis für weitere Untersuchungen zu schaffen wurde erneut ein stationäres Kennfeld vermessen, welchem der veränderte Datenstand zu Grunde lag.

Abbildung 101 zeigt eine vergleichende Darstellung des AGR-Bereichs ohne und mit optimierten Datenstand. Bei Betrachtung der optimierten Variante ist eine Ausweitung des AGR-Bereichs um etwa 500 min^{-1} erkennbar.

In Abbildung 102 sind die spezifischen NO_x -Kennfelder ohne und mit AGR-Bereichsausweitung dargestellt. Die Variante mit AGR-Bereichsausweitung zeigt im Bereich der Ausweitung ein deutlich niedriges Niveau an NO_x -Emissionen.

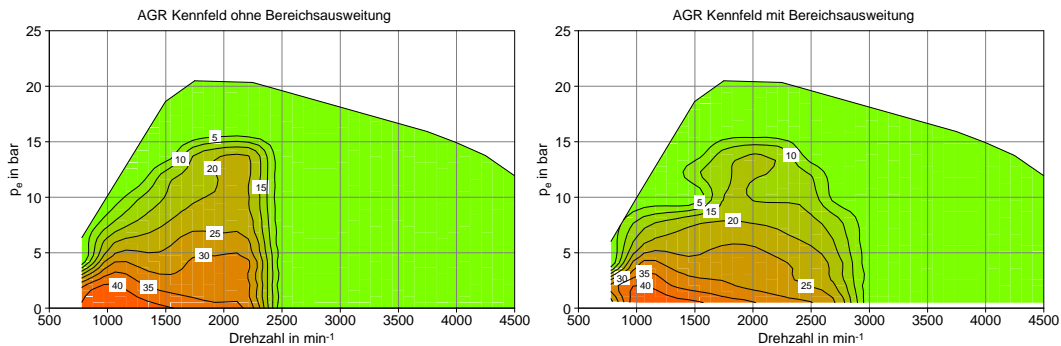


Abbildung 101: AGR-Bereich ohne und mit Bereichsausweitung

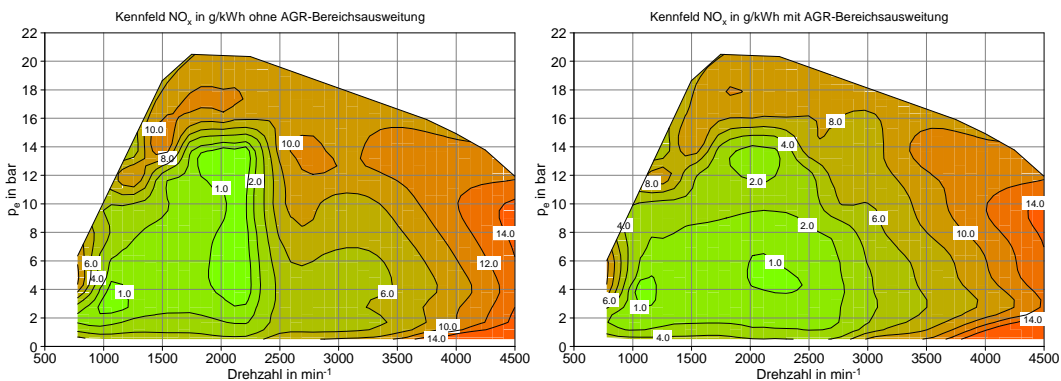


Abbildung 102: Spezifische NO_x -Emissionen ohne und mit AGR-Bereichsausweitung

5.2.2 Vermessung Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var3 mit erweitertem AGR-Bereich

Nachfolgend sind die Ergebnisse der Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var3 mit dem erweitertem AGR-Bereich dargestellt. Die Anhebung des AGR-Bereichs um eine Drehzahl von 500 min^{-1} brachte bei dieser Strategie bereits große Vorteile mit sich.

Durch den Einsatz der AGR-Bereichsausweitung konnten die NO_x -Emissionen um weitere 33 % im Vergleich zur Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var3 ohne Optimierung gesenkt werden. Die optimierte Applikation brachte in Bezug auf den Kraftstoffverbrauch keine merkbare Verbrauchserhöhung mit sich.

Tabelle 34: Ergebnisse der Applikations-Optimierung für Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var3

Applikation	Emissionen nach DPF				Verbrauch Mittelwert L/100 km	% von Basiszyklus	
	NO_x g/km	CO_2 g/km	CO g/km	HC g/km		NO_x %	Verbrauch %
Basis	0.148	75.1	0.000	0.000	2.83	82.7	67.6
optimiert	0.099	74.9	0.000	0.000	2.84	55.3	67.9

In Abbildung 103 ist ein Vergleich der Entwicklung der NO_x -Emissionen und des Kraftstoffverbrauchs der Strategie NEDC_FCOpt_Var3 über die verschiedenen Optimierungsstufen dargestellt. Dabei ist erkennbar, dass die Applikationsoptimierung einen erheblichen Teil zur Minderung der NO_x -Emissionen beiträgt.

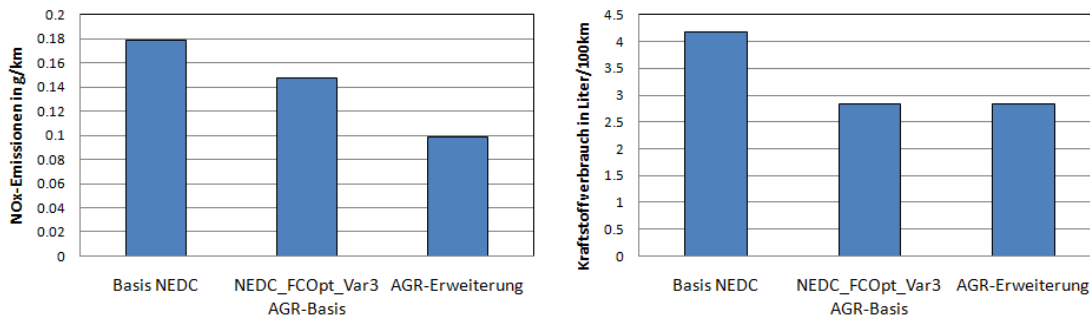


Abbildung 103: NO_x -Emissionen und Kraftstoffverbrauch Vergleich NEDC_FCOpt_Var3

5.3 Untersuchungen mit SCR-Abgasnachbehandlungssystem

Eines der Hauptziele in der heutigen Motorenentwicklung ist die Minimierung der NO_x -Emissionen. Abbildung 104 zeigt die Entwicklung der NO_x -Emissionsgrenzwerte für den europäischen, amerikanischen und japanischen Raum. Deutlich erkennbar sind die immer strenger werdenden Grenzwerte. Einen möglichen Weg zur Erreichung der geforderten Zielwerte stellt die Abgasnachbehandlung von Stickoxiden dar.

Ein mögliches Mittel zur Senkung der Stickoxide besteht im Einsatz eines SCR-Systems („Selective Catalytic Reduction“-System). Sollen diese strengen Emissionsgrenzwerte eingehalten werden, so wird künftig der Einsatz eines SCR-Systems unumgänglich werden.

Aus diesem Grund beschäftigt sich der zweite Teil der vorliegenden Diplomarbeit mit der Untersuchung eines SCR-Abgasnachbehandlungssystems für den eingesetzten 4-Zylinder Dieselmotor.

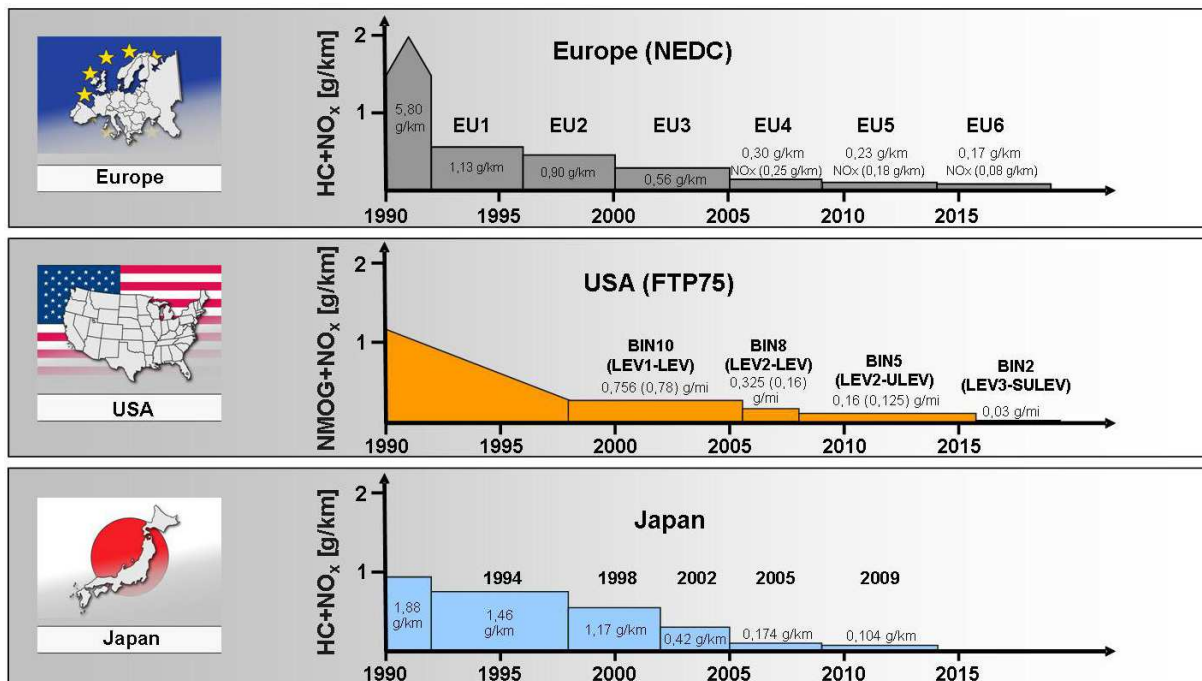


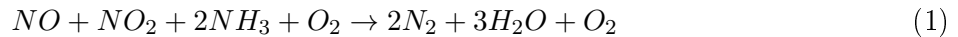
Abbildung 104: Entwicklung der NO_x -Emissionsgrenzwerte für Dieselmotoren [2]

5.3.1 Wirkungsweise eines SCR-Systems

Die Grundlage aller NO_x -Abgasnachbehandlungssysteme liegt in der Reduktion von NO_x zu N_2 mithilfe eines Reduktionsmittels. Dieses Reduktionsmittel muss dem Abgas kontrolliert zugeführt werden. Das gebräuchlichste Reduktionsmittel ist Ammoniak (NH_3).

Die folgende Beschreibung der Wirkungsweise eines SCR-System wurde aus [13] entnommen.

Die folgende Reaktionsgleichung beschreibt die wesentliche Grundlage der selektiven katalytischen Reduktion mit Ammoniak und wird auch als so genannte „schnelle SCR-Reaktion“ bezeichnet.

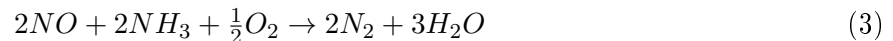


Die Umwandlung von NO zu NO_2 läuft dabei gemäß folgender Reaktion ab:



Dieser Schritt ist der schnellen SCR-Reaktion vorgeschaltet und bestimmt die Reaktionsgeschwindigkeit, wenn nicht ohnehin genügend NO_2 im vorgeschalteten Oxidationskatalysator erzeugt wurde.

Die als „Standard-SCR Reaktion“ bezeichnete Reaktion setzt sich als Brutto-Reaktion aus den beiden zuvor gezeigten Reaktionen zusammen.



Als Katalysatoren für die Reduktion mit Ammoniak verwendet man extrudierte oder beschichtete Wabenkörper. Als katalytisch wirksame Substanzen werden entweder Vanadiumpentoxid (V_2O_5) oder Eisen-Zeolithe verwendet. Diese werden in den porösen Wänden des Wabenkörpers verteilt.

Die Reaktionsgeschwindigkeit eines SCR-Katalysators hängt maßgeblich von folgenden Faktoren ab:

- Temperatur des Katalysators
- NO_x -Konzentration
- Konzentrationsverhältnis von NO_2 zu NO_x
- auf dem Katalysator gespeicherter Ammoniak-Menge

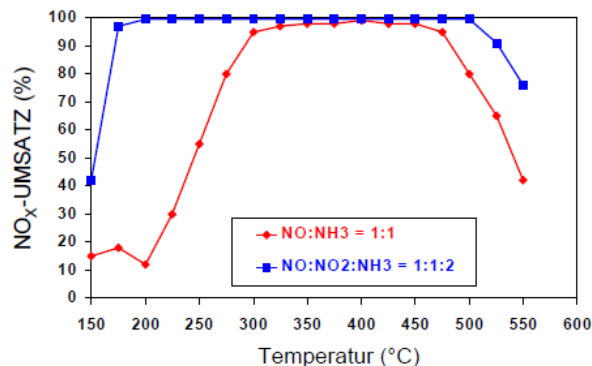


Abbildung 105: Einfluss des $\frac{\text{NO}_2}{\text{NO}_x}$ -Verhältnis auf die SCR-Reaktion [5]

Abbildung 105 zeigt einen Vergleich des NO_x -Umsatzes für die Reaktion von NO mit NH_3 mit einer $\text{NO}:\text{NO}_2:\text{NH}_3$ -Gasmischung im Verhältnis 1:1:2.

Speziell bei niedrigen Abgastemperaturen wirkt sich ein geringes NO_2/NO_x -Verhältnis eher nachteilig auf die NO_x -Umsatzrate des SCR-Katalysators aus.

5.3.2 Prüfstandsaufbau SCR-System

Dieses Kapitel soll den Prüfstandsaufbau des untersuchten SCR-Systems erläutern.

Abbildung 106 zeigt den Aufbau, der für das SCR-System adaptierten Abgasanlage am 4-Zylinder Dieselmotor.

Das SCR-System besteht im Wesentlichen aus drei Einheiten. Im vorderen Bereich (Abgasstromabwärts) ist ein Dieselpartikelfilter integriert. Der nächste Teil wird von der Mischkammer (siehe auch Abbildung 107), in welche gasförmiges NH_3 eindosiert wird, gebildet.

Der hintere Teil des SCR-Systems besteht aus dem eigentlichen SCR-Katalysator.

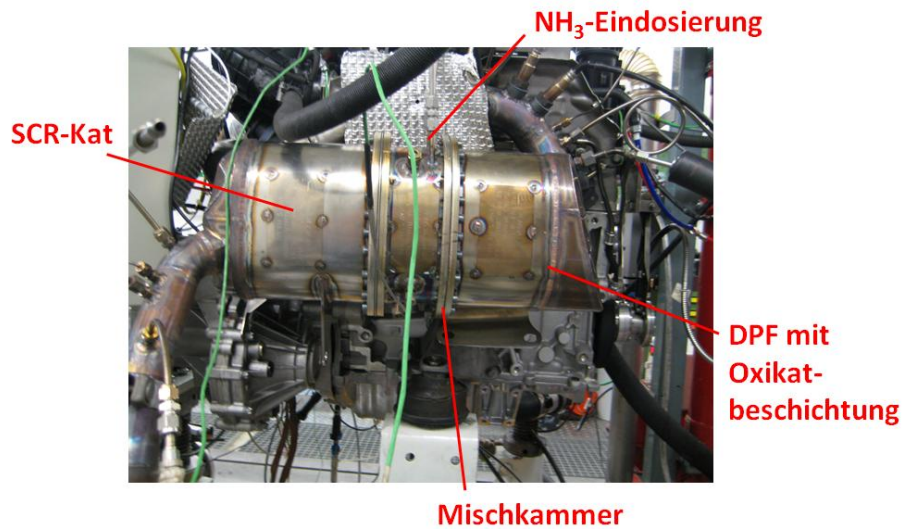


Abbildung 106: Prüfstandsaufbau SCR-System

Die Eindosierung von gasförmigem NH_3 erfolgt über 5 Dosierleitungen mit quer zur Strömungsrichtung liegenden Austrittsbohrungen.

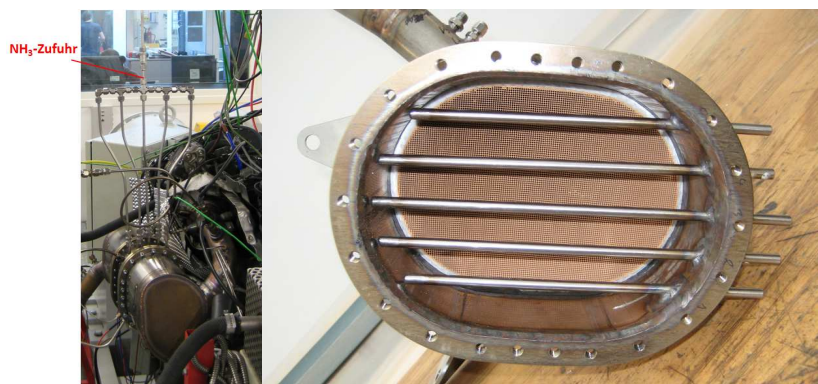


Abbildung 107: NH_3 -Eindosierung (Blick in Richtung SCR-Katalysator)

Zur besseren Durchmischung bzw. SCR-Katalysator-Benetzung des eindosierten NH_3 wurde ein Mischmodul in die Mischkammer eingebaut, welches in Abbildung 108 dargestellt ist.

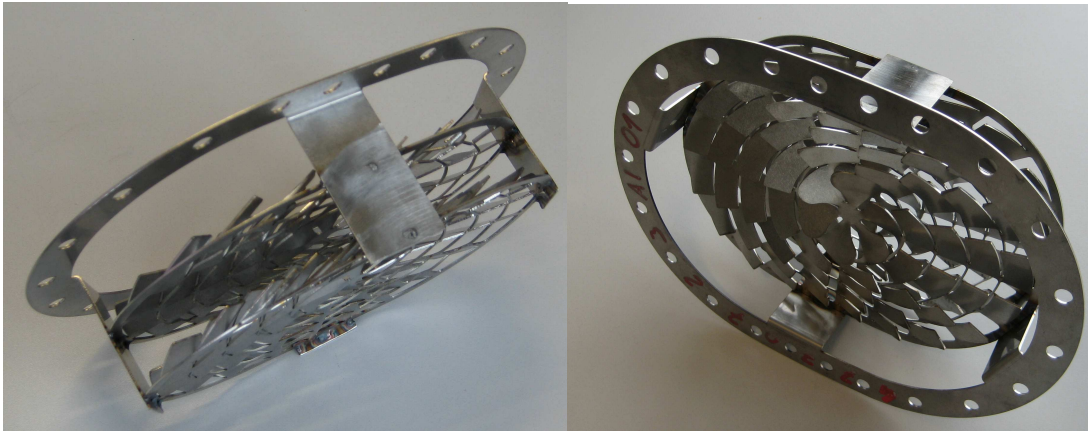


Abbildung 108: NH₃-Mischmodul

5.3.3 Stationäre Optimierung SCR-System

Dieser Abschnitt beschäftigt sich mit der stationären Optimierung des SCR-Systems am 4-Zylinder Dieselmotor. Dabei stand die Fertigstellung der Bedatung eines von BMW zur Verfügung gestellten SCR-Modells im Vordergrund. Auf die Funktion dieses SCR-Modells wird hier nicht näher eingegangen.

Da die genaue Ermittlung der NO_x- und NH₃-Emissionen in den zu bedatenden Kennfeldern besonders wichtig war, wurde ein FTIR als zusätzliches Emissionsmessgerät in die Messkette integriert.

Kennfeldbedatung SCR-Modell

Dieser Abschnitt widmet sich der Bedatung des SCR-Modells in der Motorsteuerung. Die folgenden Abbildungen zeigen die ermittelten Kennfelder, welche in das Modell integriert wurden.

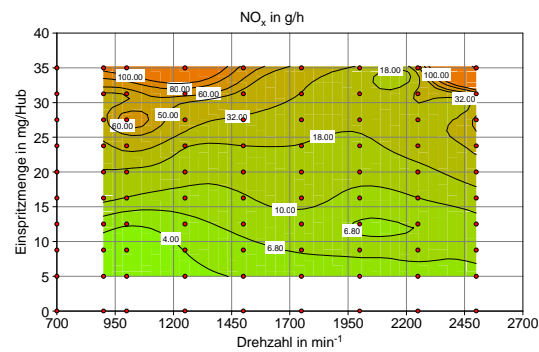


Abbildung 109: NO_x-Kennfeld für SCR-Modell

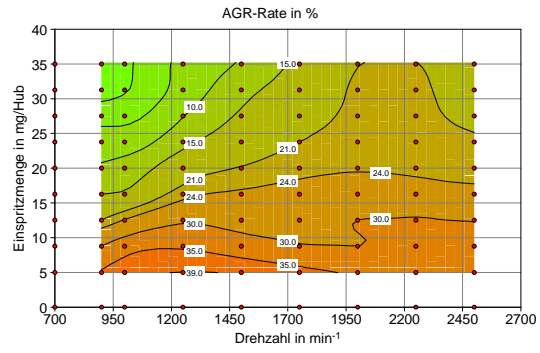


Abbildung 110: AGR-Raten-Kennfeld für SCR-Modell

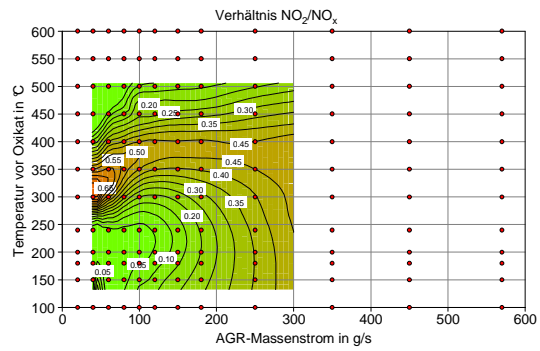


Abbildung 111: $\frac{NO_2}{NO_x}$ -Kennfeld für SCR-Modell

5.3.4 Dynamische Untersuchung SCR-System

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit der dynamischen Untersuchung des SCR-Systems auf Basis verschiedener Hybridstrategien. Zu erwähnen ist, dass die im Folgenden untersuchten Strategien mit der AGR-Bereichserweiterung (vgl. Kap. 5.2.1) und der Abgasanlage mit SCR-System durchgeführt wurden, und aus diesem Grund nur beschränkt mit den Ergebnissen aus Kap.3.21.2 - 3.21.9 vergleichbar sind. Zum besseren Vergleich wurden sämtliche Zyklen ohne (im Folgenden als „ohne SCR“ bezeichnet) und mit NH_3 -Eindüsung vermessen. Aufgrund dessen wurden sämtliche Vermessungen von Hybridstrategien erneut durchgeführt.

Die in den nachstehenden Tabellen in „% von Basiszyklus“ ermittelten Werte (für NO_x und Verbrauch) beziehen sich auf die in Kap.3.9 bis Kap.3.16 durchgeführten Grundvermessungen (ohne AGR-Bereichsausweitung und mit „Original“-Abgasanlage).

Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var1 mit SCR

Die Ergebnisse der Potenzialuntersuchung eines SCR-Systems bezogen auf die Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var1 sind in Abbildung 112 und Tabelle 35 dargestellt.

Abbildung 112 zeigt die gemessenen NO_x -Verläufe nach dem Dieselpartikelfilter in ppm und kumuliert in g jeweils mit und ohne Eindüsung von NH_3 . Weiters ist in dieser Abbildung der kumulierte Verlauf jener NH_3 -Emissionen in g dargestellt, welche direkt durch den SCR-Katalysator strömen (im Folgenden als NH_3 -Schlupf bezeichnet), ohne an einer Reaktion teilzunehmen. Auch der zeitliche Verlauf der Temperatur vor dem SCR-Katalysator ist in dieser Abbildung dargestellt.

Erkennbar ist ein stärkerer Anstieg des kumulierten NH_3 -Schlupfes bei höheren Temperaturen vor dem SCR-Katalysator.

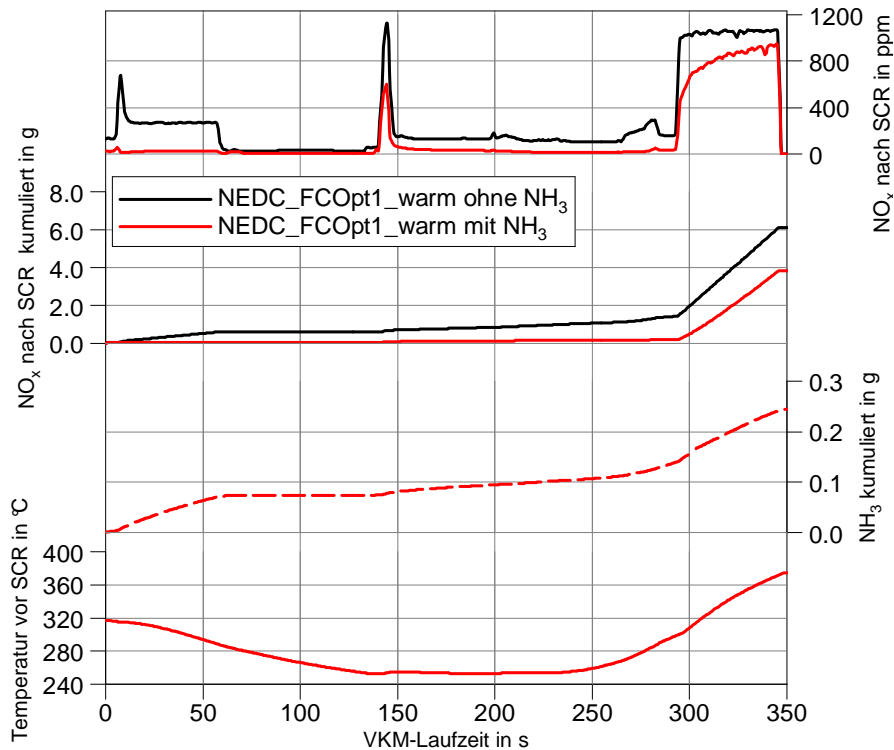


Abbildung 112: Gemessene NO_x - und NH_3 -Emissionen für Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var1 (warm)

Zur Vermeidung von Ammoniakslupf aus nicht verbrauchtem Ammoniak können Ammoniaksperrkatalysatoren hinter SCR-Katalysatoren eingesetzt werden. Die primäre Funktion von Ammoniaksperrkatalysatoren ist die Beseitigung von NH_3 durch Oxidation, idealerweise zu elementarem Stickstoff.

Da es sich bei diesen Messungen um Grundsatzuntersuchungen handelt, verfügt das verwendete SCR-System über keinen Ammoniak-Sperrkatalysator, weshalb die NH_3 -Schlüpfe relativ große Werte annehmen. Für einen Serieneinsatz des SCR-Systems wären diese hohen NH_3 -Schlüpfe mit großer Sicherheit nicht tragbar bzw. würde dies die Verwendung eines solchen Ammoniaksperrkatalysators erforderlich machen.

Das Ergebnis dieser Untersuchung war eine Verminderung der NO_x -Emissionen um 37% bei einer Eindüsung von NH_3 (in Tabelle 35 als „warm mit SCR“ bezeichnet) im Vergleich zur Variante ohne eine solche.

Tabelle 35: Ergebnisse Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var1 mit SCR

Betriebs- bedingungen	Emissionen nach SCR				Verbrauch	% von Basiszyklus	
	NO_x g/km	CO_2 g/km	CO g/km	HC g/km	Mittelwert L/100 km	NO_x %	Verbrauch %
warm ohne SCR	0.556	85.7	0.025	0.002	3.43	310.6	82.1
warm mit SCR	0.348	84.4	0.009	0.001	3.41	194.4	81.6

Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var2 mit SCR

Die Ergebnisse einer Untersuchung des Einsatzes eines SCR-Systems für die Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var2 sind in Abbildung 113 und Tabelle 36 dargestellt.

Erkennbar ist eine deutliche Abnahme des NH_3 -Schlupfes im Vergleich zur zuvor gezeigten Strategie NEDC_FCOpt_Var1. Diese Variante zeigt in Bezug auf die Konvertierung der NO_x -Emissionen geringeres Potenzial als die zuvor dargestellte Hybridstrategie. Da sich der Temperaturverlauf vor dem SCR-Katalysator nur unwesentlich von jenem der Strategie NEDC_FCOpt_Var1 unterscheidet liegt ein maßgebliches Indiz für die geringere Konvertierung im NH_3 -Beladungsmodell (geringere NH_3 -Beladung) des SCR-Katalysators begründet.

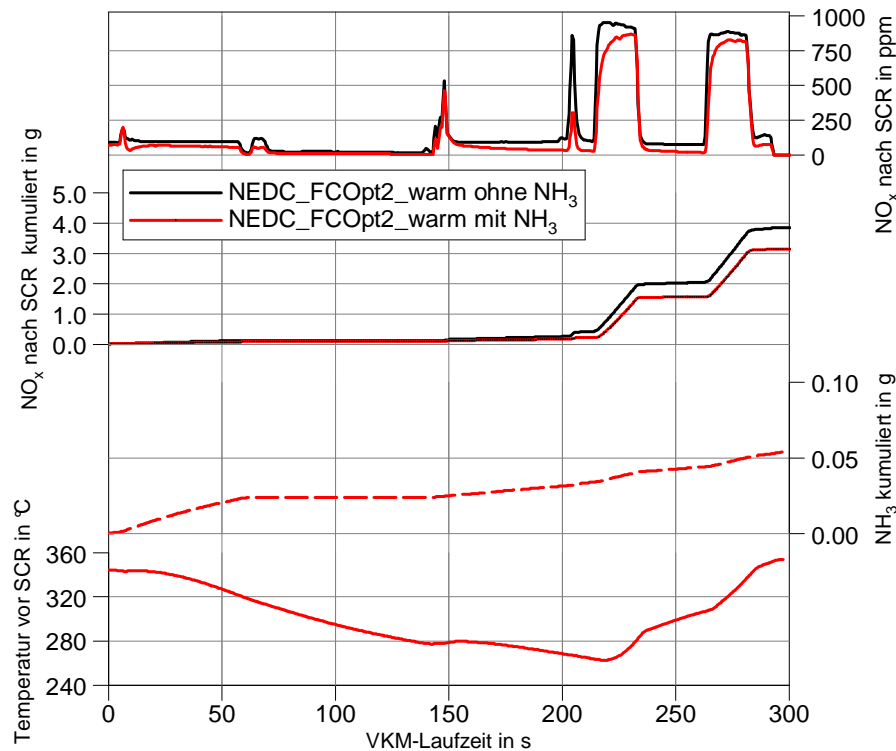


Abbildung 113: Gemessene NO_x - und NH_3 -Verläufe Hybridstrategie für NEDC_FCOpt_Var2 (warm)

Tabelle 36: Ergebnisse Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var2 mit SCR

Betriebs- bedingungen	Emissionen nach SCR				Verbrauch Mittelwert L/100 km	% von Basiszyklus	
	NO_x g/km	CO_2 g/km	CO g/km	HC g/km		NO_x %	Verbrauch %
warm ohne SCR	0.348	61.2	0.030	0.001	2.33	194.4	55.7
kalt mit SCR	0.285	61.3	0.023	0.001	2.33	159.2	55.7

Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var3 mit SCR

Großes Potenzial zeigte der Einsatz eines SCR-Systems bei der Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var3. Hier konnte eine zusätzliche Reduktion (betrifft NEDC_FCOpt_Var3 warm mit und ohne SCR) der NO_x -Emissionen um 79,3 % erzielt werden. In Abbildung 114 ist erkennbar, dass der NH_3 -Schlupf bei der Variante mit SCR im warmen Betriebszustand im Vergleich zu den beiden zuvor untersuchten Varianten (NEDC_FCOpt_Var1 und NEDC_FCOpt_Var2) einen eher hohen Wert annimmt.

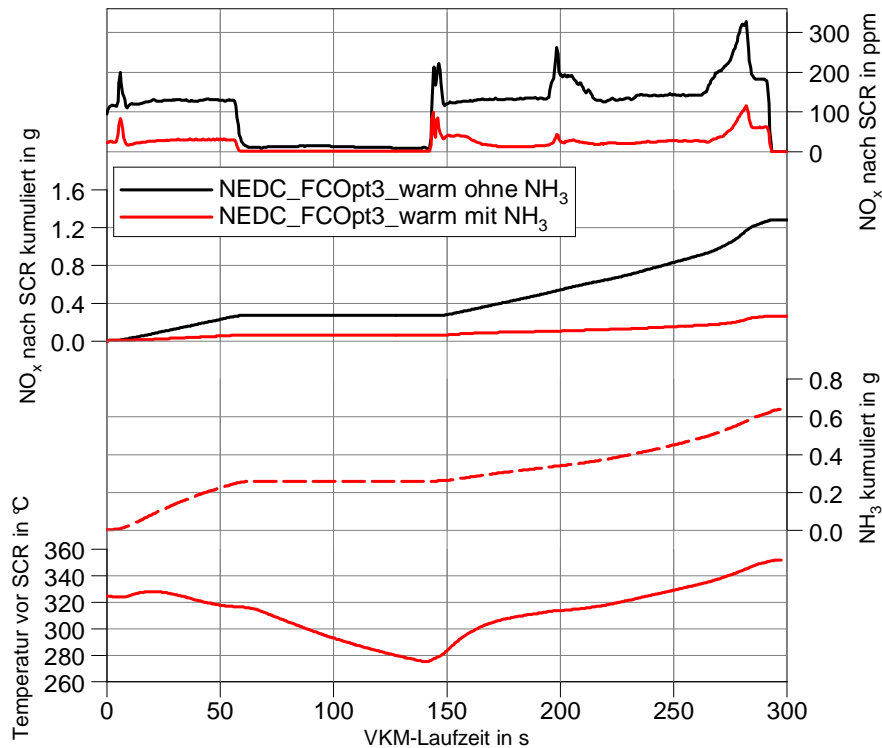


Abbildung 114: Gemessene NO_x - und NH_3 -Verläufe Hybridstrategie für NEDC_FCOpt_Var3 (warm)

Abbildung 115 zeigt einen Vergleich bezüglich der Auswirkungen der gespeicherten NH_3 -Menge im SCR-Katalysator auf die NO_x -Emissionen. Diese Untersuchungen wurden unter kalten Betriebsbedingungen (Kaltstart) durchgeführt.

Ergebnis dieser Untersuchungen war, dass die am Beginn gespeicherte NH_3 -Menge kaum Einfluss auf die Konvertierungsrate der NO_x -Emissionen besitzt.

Für die „beladene SCR-Variante“ sind die NH_3 -Messungen nicht verfügbar.

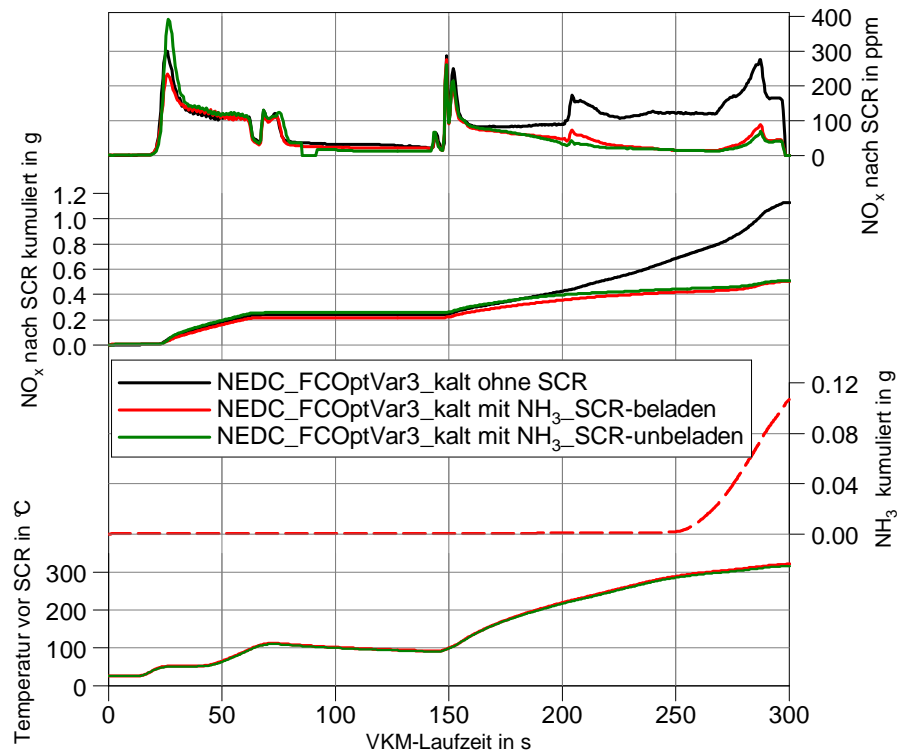


Abbildung 115: Gemessene NO_x - und NH_3 -Verläufe für Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var3 (kalt)

Tabelle 37: Ergebnisse Hybridstrategie NEDC_FCOpt_Var3 mit SCR

Betriebs- bedingungen	Emissionen nach SCR				Verbrauch	% von Basiszyklus	
	NO_x g/km	CO_2 g/km	CO g/km	HC g/km	Mittelwert L/100 km	NO_x %	Verbrauch %
warm ohne SCR	0.116	69.7	0.006	0.001	2.76	64.8	66.0
warm mit SCR	0.024	69.6	0.009	0.001	2.73	13.4	65.3
kalt ohne SCR	0.102	78.7	0.101	0.003	3.09	63.8	67.9
kalt mit SCR*	0.046	75.8	0.112	0.003	3.01	28.8	66.2
kalt mit SCR**	0.046	76.1	0.000	0.003	2.99	28.8	65.8

* SCR-Katalysator zu Beginn der Messung voll mit NH_3 beladen

** SCR-Katalysator zu Beginn der Messung nicht mit NH_3 beladen

Hybridstrategie FTP75_FCOpt_Var1 mit SCR

Ein ungefähr gleich großes Potenzial wie bei der zuvor gezeigten Strategie ergab der Einsatz eines SCR-Systems bei der Hybridstrategie FTP75_FCOpt_Var1. Hierbei konnte eine Absenkung der NO_x -Emissionen von rund 76 % erzielt werden.

Während der relativ langen Stillstandsphase der Verbrennungskraftmaschine in diesem Zyklus ist eine Verringerung der Temperatur vor dem SCR-Katalysator um ungefähr 100 °C ersichtlich.

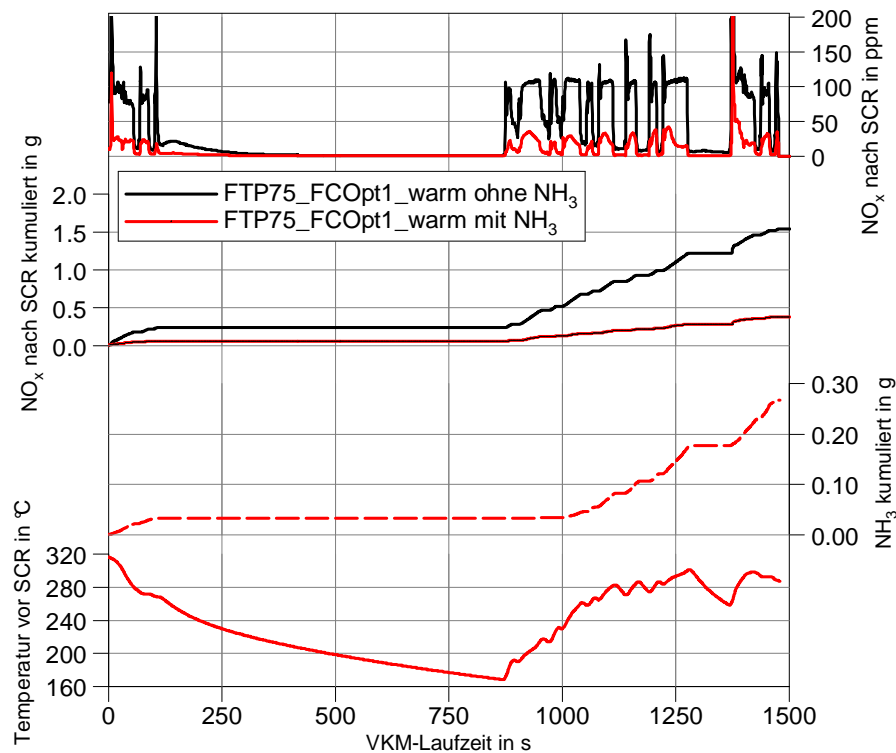


Abbildung 116: Gemessene NO_x - und NH_3 -Verläufe für Hybridstrategie FTP75_FCOpt_Var1 (warm)

Tabelle 38: Ergebnisse Hybridstrategie FTP75_FCOpt_Var1 mit SCR

Betriebs- bedingungen	Emissionen nach SCR				Verbrauch	% von Basiszyklus	
	NO_x g/km	CO_2 g/km	CO g/km	HC g/km	Mittelwert L/100 km	NO_x %	Verbrauch %
warm ohne SCR	0.086	69.7	0.017	0.001	2.65	38.2	61.2
warm mit SCR	0.021	69.9	0.017	0.001	2.66	9.3	61.4

Hybridstrategie US06_NO_xOpt_Var1 mit SCR

Der Einsatz eines SCR-Systems zeigte bei der Strategie US06_NO_xOpt_Var1 aufgrund der relativ stationären Betriebsweise einen annähernd konstanten Verlauf der Konvertierungsrate. Der Einsatz des SCR-Systems brachte bei dieser Hybridstrategie eine zusätzliche Reduzierung der NO_x-Emissionen um etwa 75 %.

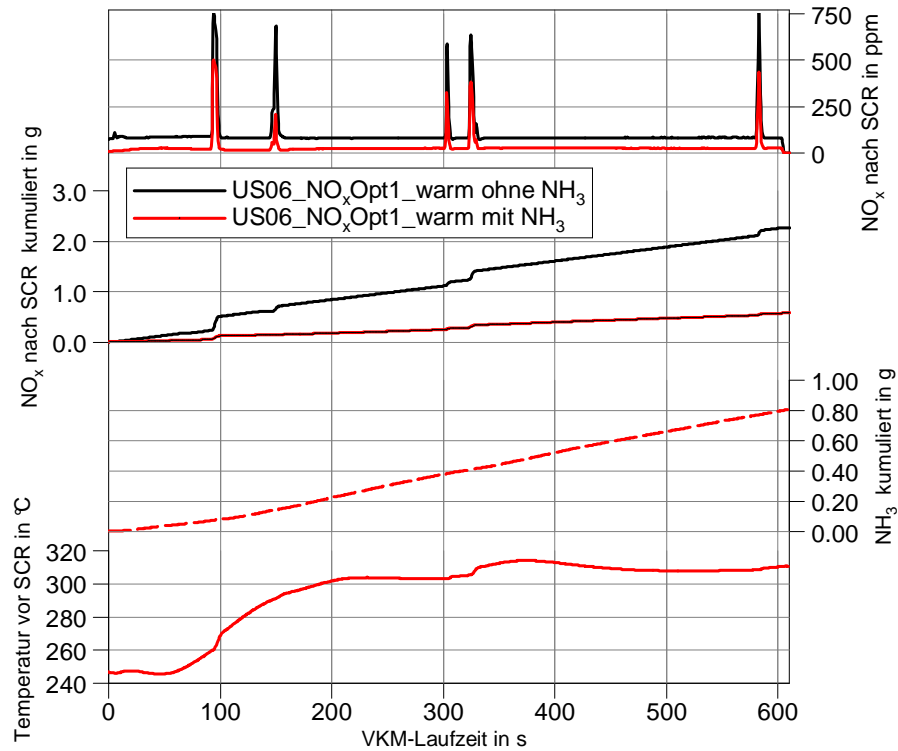


Abbildung 117: Gemessene NO_x- und NH₃-Verläufe für Hybridstrategie US06_NO_xOpt_Var1 (warm)

Tabelle 39: Ergebnisse Hybridstrategie US06_NO_xOpt_Var1 mit SCR

Betriebs- bedingungen	Emissionen nach SCR				Verbrauch Mittelwert L/100 km	% von Basiszyklus	
	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km		NO _x %	Verbrauch %
warm ohne SCR	0.176	124.4	0.003	0.003	4.90	45.6	99.4
warm mit SCR	0.044	108.9	0.004	0.003	5.10	11.2	103.5

Hybridstrategie JC08A_FCOpt_Var1 mit SCR

Der Einsatz eines SCR-Systems ergab bei der Hybridstrategie JC08A_FCOpt_Var1 eine weitere Verringerung der NO_x -Emissionen um etwa 75 %.

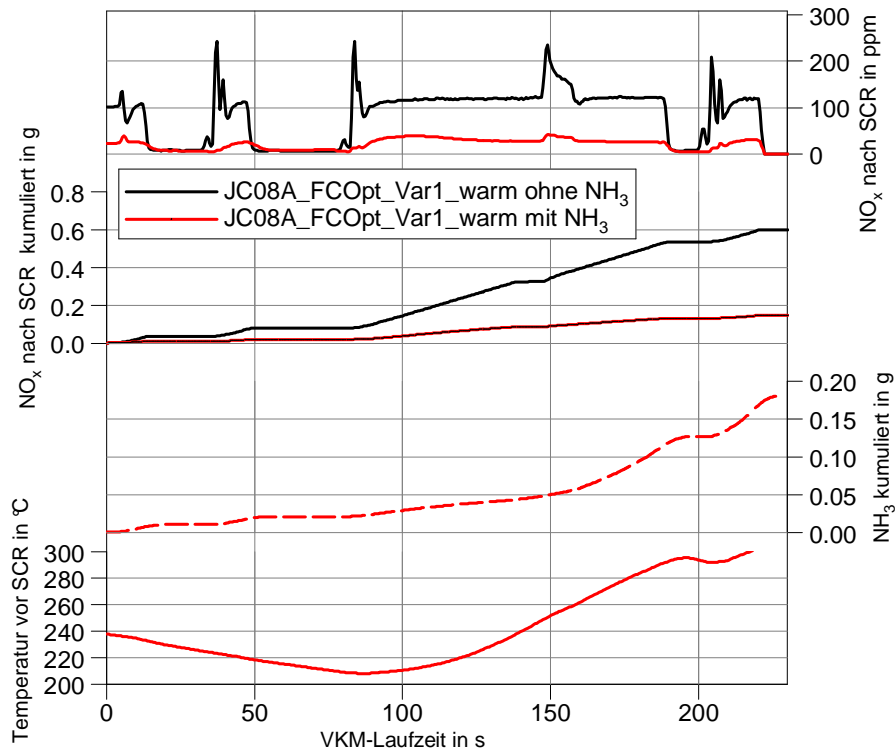


Abbildung 118: Gemessene NO_x - und NH_3 -Verläufe für Hybridstrategie JC08A_FCOpt_Var1 (warm)

Tabelle 40: Ergebnisse Hybridstrategie JC08A_FCOpt_Var1 mit SCR

Betriebs- bedingungen	Emissionen nach SCR				Verbrauch	% von Basiszyklus	
	NO_x g/km	CO_2 g/km	CO g/km	HC g/km	Mittelwert L/100 km	NO_x %	Verbrauch %
warm ohne SCR	0.073	57.7	0.002	0.001	2.32	33.8	54.8
warm mit SCR	0.018	58.8	0.004	0.001	2.23	8.3	52.7

Hybridstrategie HochlastZykl_FCOpt_Var1 mit SCR

Im Vergleich zu den bisher untersuchten Hybridstrategien zeigte der Einsatz eines SCR-Systems bei der Strategie HochlastZykl_FCOpt_Var1 ein eher geringes Potenzial hinsichtlich NO_x -Reduktion. Bei dieser Strategie konnten die NO_x -Emissionen zusätzlich um etwa 24 % reduziert werden. Maßgebliches Indiz für die eher geringe Konvertierungsrate des SCR-Systems bei dieser Hybridstrategie liegt in deren stark instationären Betriebsweise begründet. Hierbei wird keine optimale NH_3 -Beladung des SCR-Katalysators durch das Beladungsmodell erzielt.

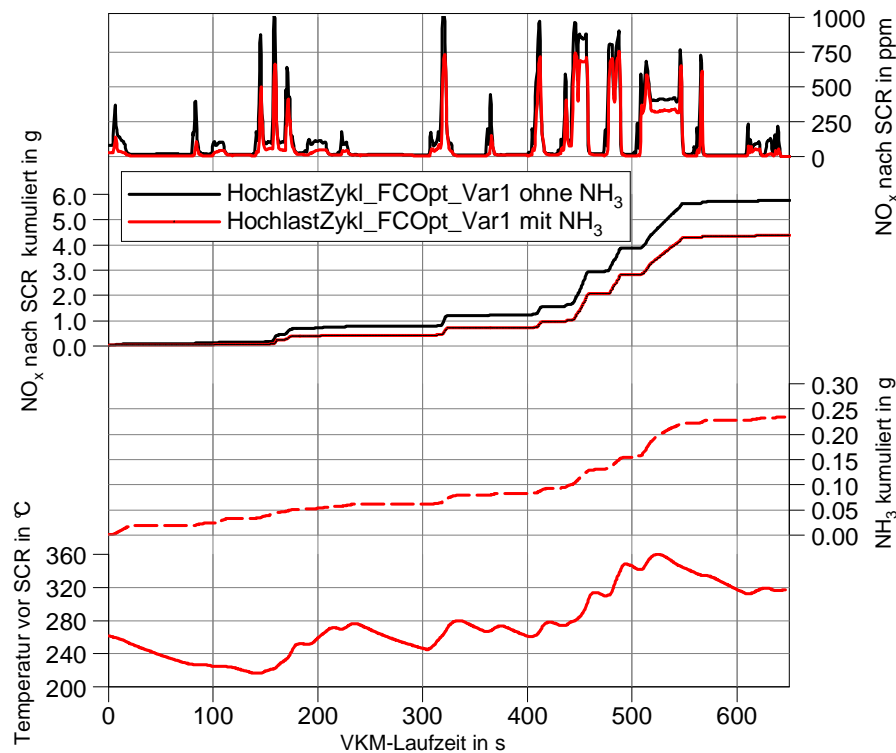


Abbildung 119: Gemessene NO_x - und NH_3 -Verläufe für Hybridstrategie HochlastZykl_FCOpt_Var1 (warm)

Tabelle 41: Ergebnisse Hybridstrategie HochlastZykl_FCOpt_Var1 mit SCR

Betriebs- bedingungen	Emissionen nach SCR				Verbrauch	% von Basiszyklus	
	NO_x g/km	CO_2 g/km	CO g/km	HC g/km	Mittelwert L/100 km	NO_x %	Verbrauch %
warm ohne SCR	0.389	75.5	0.018	0.001	2.93	50.5	56.3
warm mit SCR	0.295	77.3	0.035	0.001	2.94	38.3	56.5

Hybridstrategie TransientZykl_FCOpt_Var1 mit SCR

Großes Potenzial zeigte der SCR-Einsatz bei der Hybridstrategie TransientZykl_FCOpt_Var1.

Erkennbar ist eine erhebliche Reduzierung der NO_x -Emissionen um etwa 43 % im Vergleich zur Variante ohne SCR.

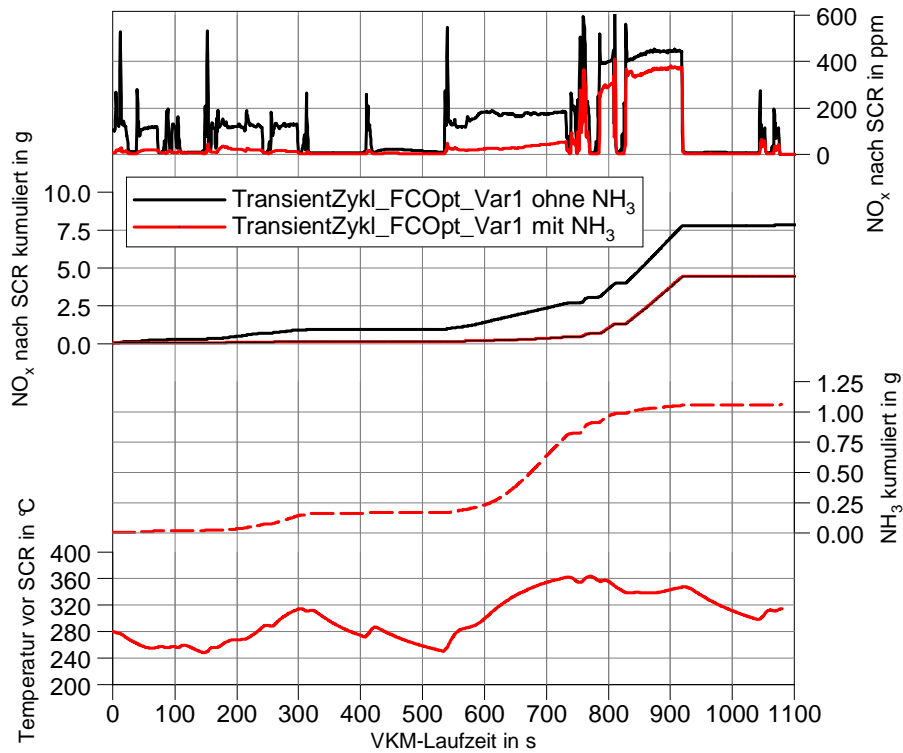


Abbildung 120: Gemessene NO_x - und NH_3 -Verläufe für Hybridstrategie TransientZykl_FCOpt_Var1 (warm)

Tabelle 42: Ergebnisse Hybridstrategie TransientZykl_FCOpt_Var1 mit SCR

Betriebs- bedingungen	Emissionen nach SCR				Verbrauch Mittelwert L/100 km	% von Basiszyklus	
	NO_x g/km	CO_2 g/km	CO g/km	HC g/km		NO_x %	Verbrauch %
warm ohne SCR	0.259	79.3	0.001	0.000	3.01	83.5	70.2
warm mit SCR	0.147	81.4	0.006	0.001	3.09	47.4	72.0

5.4 Vermessung überarbeiteter Hybridstrategien auf Basis von AGR-Bereichsausweitung und SCR-System

In diesem Kapitel sollen optimierte Hybridzyklen (auf Basis des geänderten Kennfeldes vgl. Kap. 5.2.1) am Prüfstand inklusive Einsatz des SCR-Systems vermessen werden. Die Vermessung solcher optimierter Hybridzyklen erfolgte jeweils für den NEDC- und den FTP75-Fahrzyklus. Im Wesentlichen erfolgte nun der Einsatz des SCR-Systems und des ausgedehnten AGR-Bereichs in Verbindung mit den (für NEDC und FTP75) neu simulierten Hybridstrategien. Als Beispiel für diese Messungen soll im Folgenden die (neu simulierte) Hybridstrategie FTP75_NO_xOpt_Var1 dienen.

5.4.1 Hybridstrategie FTP75_NO_xOpt_Var1

Abbildung 121 zeigt die Strategie FTP75_NO_xOpt_Var1. Erkennbar ist, dass sich diese Strategie im NO_x-Optimum bewegt und damit sehr geringe NO_x-Emissionswerte von nur rund 4 % des Basiswertes erreichbar sind. Diese Strategie verdeutlicht die Potenziale einer Hybridisierung, kombiniert mit den verschiedenen Optimierungsstufen am besten. Die durch den Einsatz dieser Strategie erreichten NO_x-Emissionen (Vermessung warm) liegen unter dem amerikanischen SULEV-Grenzwert von 0,012 g/km.

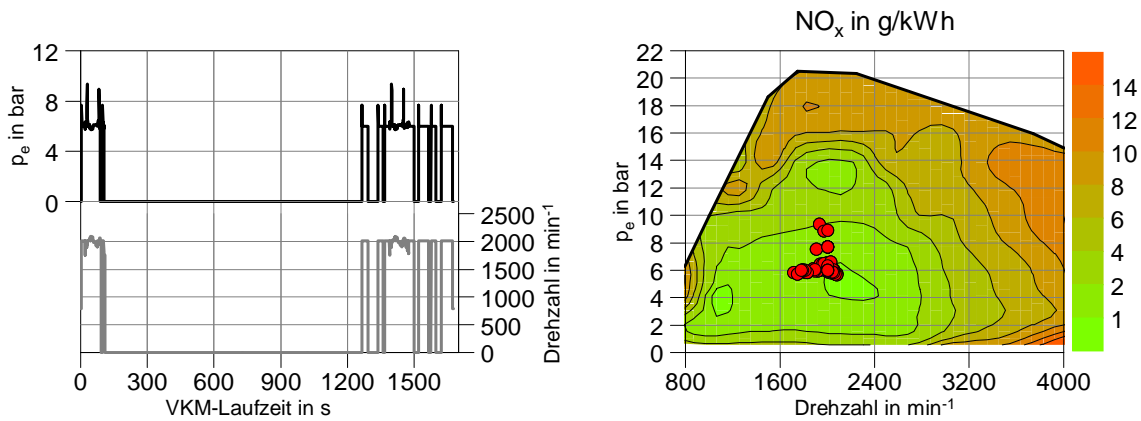


Abbildung 121: FTP75_NO_xOpt_Var1

Tabelle 43: Ergebnisse Hybridstrategie FTP75_NO_xOpt_Var1

Betriebs- bedingungen	Emissionen nach SCR				Verbrauch	% von Basiszyklus	
	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km	Mittelwert L/100 km	NO _x %	Verbrauch %
warm mit SCR	0.008	70.9	0.005	0.001	2.76	3.5	63.7

6 Potenzialvergleich aller Optimierungsmaßnahmen

In diesem Kapitel soll abschließend ein Potenzialvergleich aller im Zuge dieser Diplomarbeit analysierten Optimierungsmaßnahmen dargestellt werden. Abbildung 122 soll alle getroffenen Optimierungsmaßnahmen in Form eines Blockschaltbildes zusammenfassend erläutern. Die im Folgenden dargestellten Vergleiche beziehen sich jeweils auf Messungen, welche im warmen Betriebszustand durchgeführt wurden.

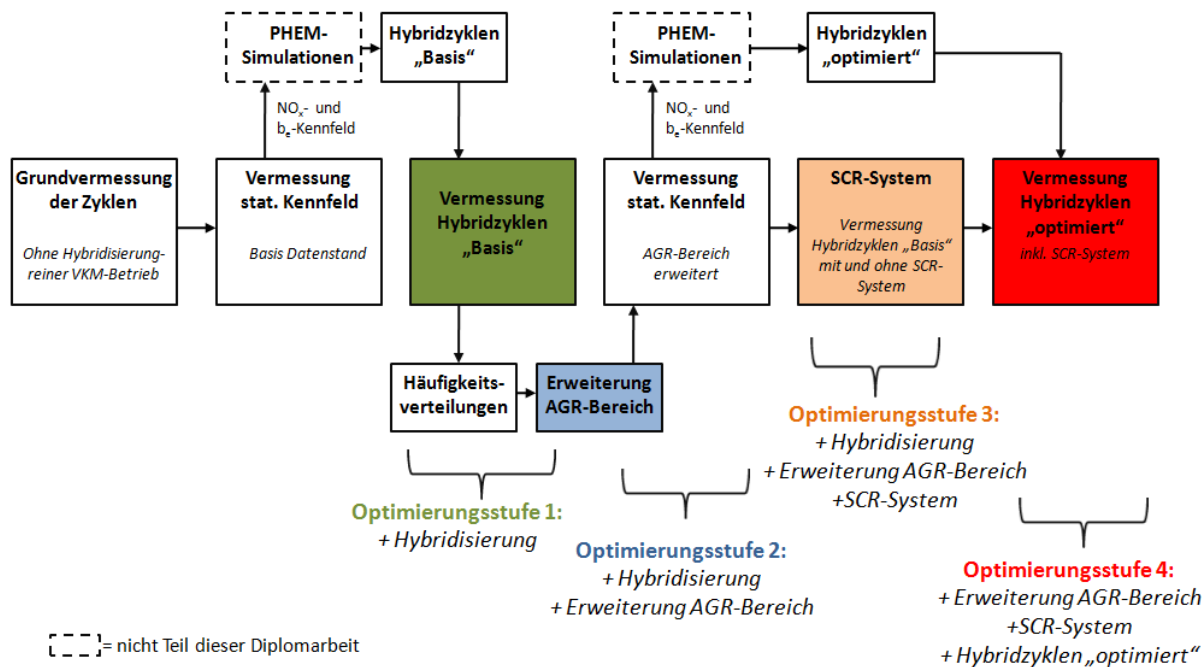


Abbildung 122: Gesamtdarstellung Optimierungsprozess

Die folgenden Kapitel sollen die jeweiligen Potenziale der verschiedenen Optimierungsstufen in den verschiedenen Fahrzyklen zeigen. Um Verbesserungen bzw. Verschlechterungen darstellen zu können, wurde in jedem der folgenden Vergleiche die Basis (jeweiliger Fahrzyklus – rein verbrennungsmotorisch bewältigt) ebenfalls dargestellt.

6.1 Potenzialvergleich NEDC

Dieses Kapitel widmet sich einem Vergleich der Potenziale der verschiedenen Optimierungsstufen im NEDC. Als Basis sei hierbei wiederum ein NEDC-Fahrzyklus herangezogen, welcher mit rein verbrennungsmotorisch zur Verfügung gestellter Antriebsleistung bewältigt wird. Zu erwähnen ist, dass dieser Potenzialvergleich in der Betriebsart „warm“ durchgeführt wurde.

Erkennbar ist, dass bereits die erste Optimierungsstufe, die Hybridisierung, erhebliche Vorteile in puncto NO_x -Emissionen und Kraftstoffverbrauch mit sich bringt.

Einen maßgeblichen Anteil in Richtung geringe NO_x -Emissionen sowie geringen Kraftstoffverbrauch wird auch von der zweiten Optimierungsstufe erzielt. Der zusätzliche Einsatz eines SCR-Systems (Optimierungsstufe 3) konnte die NO_x -Emissionen erneut auf ein sehr geringes Niveau reduzieren.

Die letzte Optimierungsstufe brachte eine starke Erhöhung der NO_x -Emissionen im Vergleich zur Basis mit sich. Der Grund für diese starke Verschlechterung der NO_x -Emissionen lag im Verlassen des AGR-Bereichs der (neu) optimierten Hybridstrategie (NEDC_FCOpt_Var5). Bezogen auf den Kraftstoffverbrauch konnte mit jeder der vier dargestellten Optimierungsstufen ein Vorteil im Vergleich zur Basis erzielt werden.

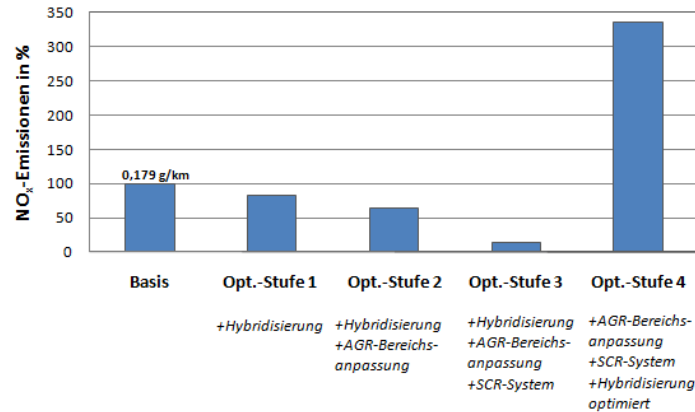


Abbildung 123: Potenzialvergleich NEDC – NO_x -Emissionen (warm)

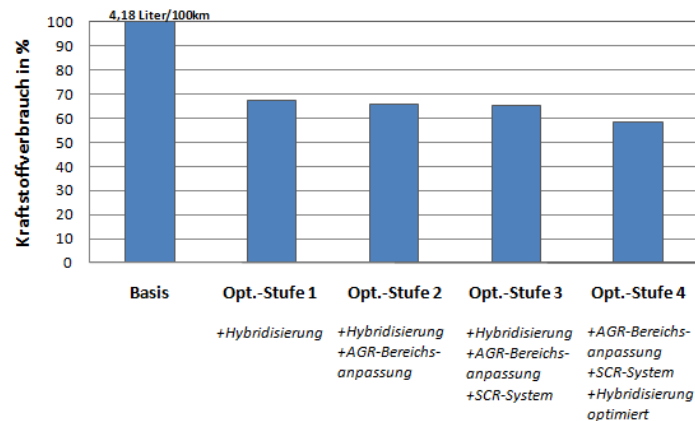


Abbildung 124: Potenzialvergleich NEDC – Kraftstoffverbrauch (warm)

6.2 Potenzialvergleich FTP75

In den folgenden Abbildungen ist ein Potenzialvergleich für den FTP75-Fahrzyklus in der Betriebsart „warm“ dargestellt. Erkennbar sind bereits große Vorteile in puncto NO_x -Emissionen und Kraftstoffverbrauch durch die Hybridisierung.

Die zweite Optimierungsstufe bringt nur geringe zusätzliche Vorteile mit sich. Eine weitere starke Verringerung der NO_x -Emissionen konnte durch den zusätzlichen Einsatz des SCR-Systems (Optimierungsstufe 3) erzielt werden. Sehr gute Werte in puncto NO_x -Emissionen konnte die Optimierungsstufe 4 erreichen, da in diesem Fall die Zieldefinition der simulierten Hybridstrategie in der Erreichung geringer NO_x -Emissionen lag. Interessant ist, dass diese Strategie einen mit den ersten drei Optimierungsstufen vergleichbaren Verbrauch liefert.

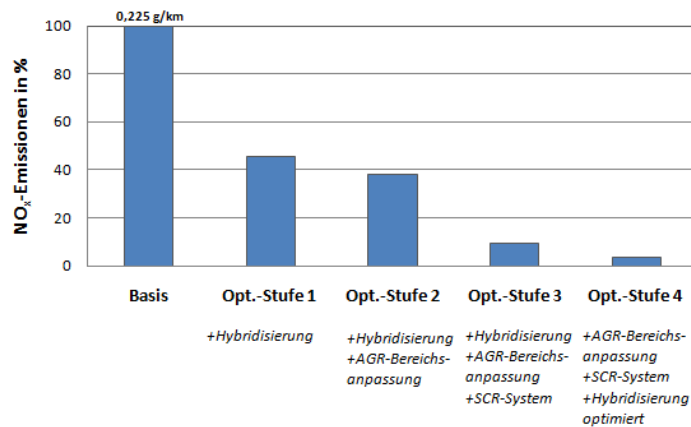


Abbildung 125: Potenzialvergleich FTP75 – NO_x -Emissionen (warm)

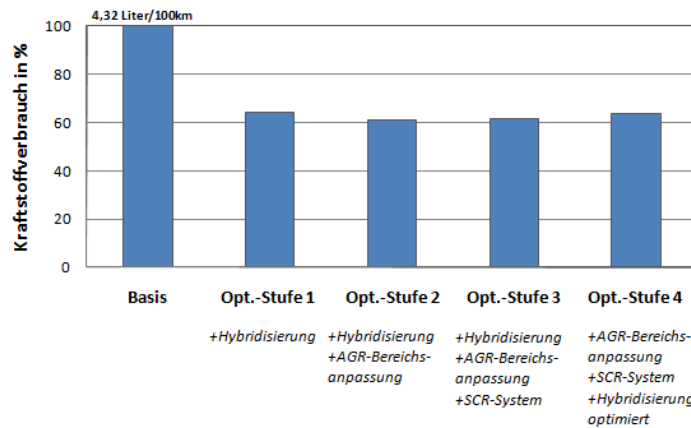


Abbildung 126: Potenzialvergleich FTP75 – Kraftstoffverbrauch (warm)

6.3 Potenzialvergleich US06

In diesem Kapitel soll ein Vergleich der Potenziale aller durchgeführten Optimierungsschritte im US06-Fahrzyklus gezeigt werden. Abbildung 127 und 128 zeigen zwar eine erhebliche Reduzierung der NO_x -Emissionen durch den Einsatz der drei Optimierungsstufen, jedoch ist damit keine Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs erreichbar. Der Grund dafür liegt in der Zieldefinition geringer NO_x -Emissionen der untersuchten Hybridstrategie.

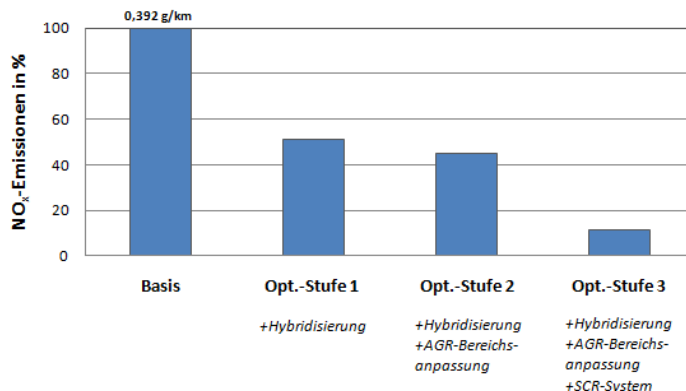


Abbildung 127: Potenzialvergleich US06 – NO_x -Emissionen (warm)

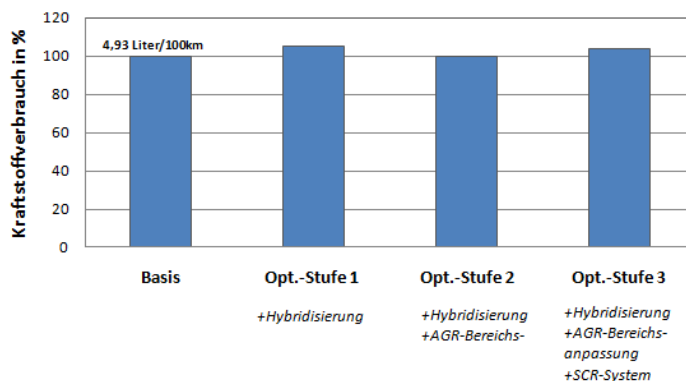


Abbildung 128: Potenzialvergleich US06 – Kraftstoffverbrauch (warm)

6.4 Potenzialvergleich HWFET

Die Potenziale der verschiedenen Optimierungsstufen sind in den folgenden Abbildungen dargestellt. Verglichen mit den bisher gezeigten Potenzialanalysen besitzen die untersuchten Optimierungsstufen im HWFET-Fahrzyklus geringere Potenziale.

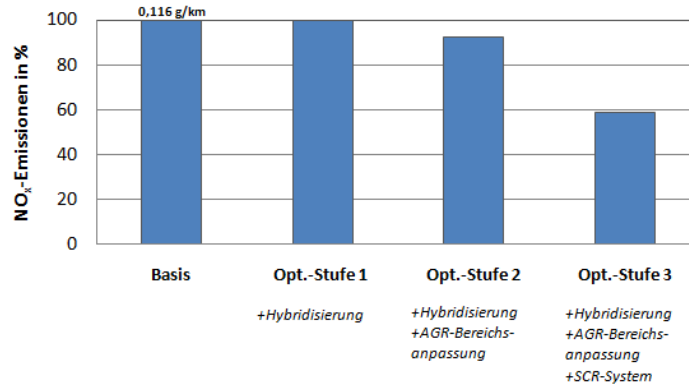


Abbildung 129: Potenzialvergleich HWFET – NO_x-Emissionen (warm)

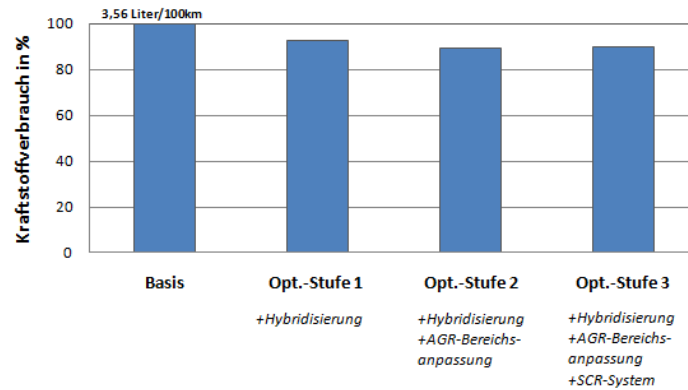


Abbildung 130: Potenzialvergleich HWFET – Kraftstoffverbrauch (warm)

6.5 Potenzialvergleich JC08

Der JC08-Fahrzyklus bietet die höchsten Potenziale hinsichtlich der untersuchten Optimierungsstufen. Bereits durch die alleinige Hybridisierung konnte eine beträchtliche Absenkung der NO_x -Emissionen sowie des Kraftstoffverbrauchs erzielt werden.

Durch den Einsatz des SCR-Systems konnten die NO_x -Emissionen zusätzlich um einen großen Anteil reduziert werden.

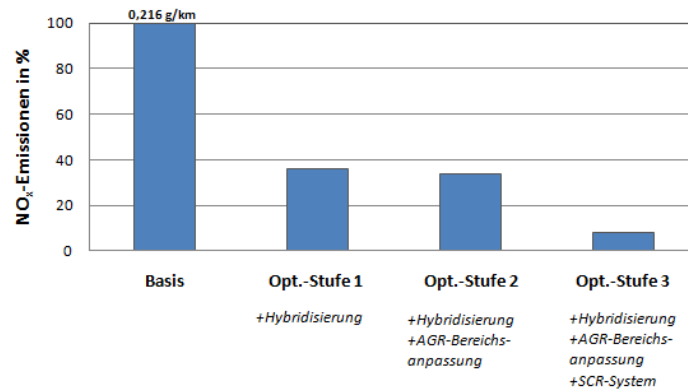


Abbildung 131: Potenzialvergleich JC08 – NO_x -Emissionen (warm)

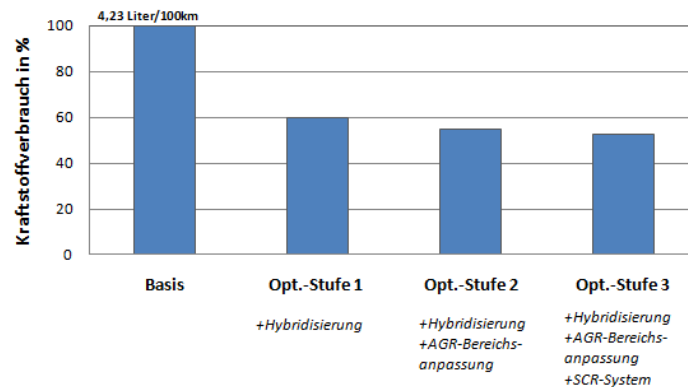


Abbildung 132: Potenzialvergleich JC08 – Kraftstoffverbrauch (warm)

6.6 Potenzialvergleich Transient-Zyklus

Der Potenzialvergleich aller getroffenen Optimierungsmaßnahmen im Transient-Zyklus ist in Abbildung 133 und 134 dargestellt. Erkennbar ist ein erhöhter Wert der NO_x -Emissionen der Optimierungsstufe 1 im Vergleich zur Basis. Der Grund für diese Tatsache liegt in Betriebsbereichen dieser Hybridstrategie, welche sich zum Teil außerhalb des AGR-Kennfelds befinden. In den weiteren Optimierungsstufen (Stufe 2 und 3) konnten die NO_x -Emissionen abgesenkt werden.

Bezüglich des Kraftstoffverbrauchs sind maßgebliche Potenziale in der Optimierungsstufe 1, also der Hybridisierung vorhanden. Sämtliche weitere getätigte Optimierungsstufen konnten den Kraftstoffverbrauch nur mehr mäßig verbessern.

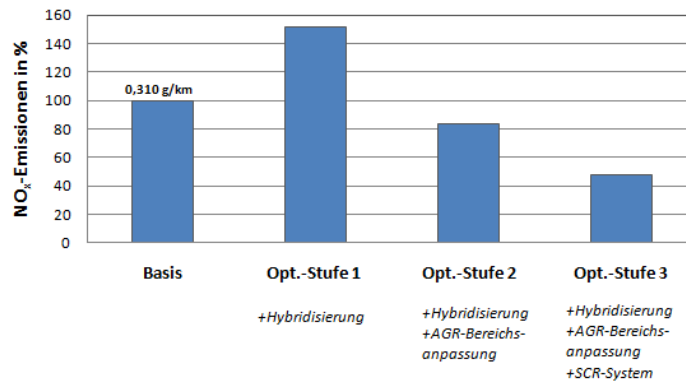


Abbildung 133: Potenzialvergleich Transient Zyklus – NO_x -Emissionen (warm)

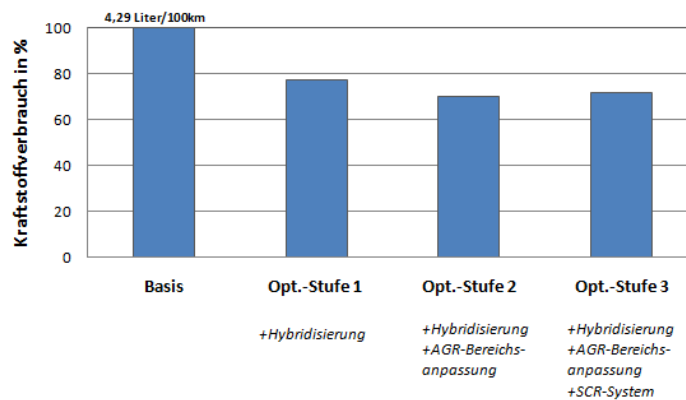


Abbildung 134: Potenzialvergleich Transient Zyklus – Kraftstoffverbrauch (warm)

6.7 Potenzialvergleich Hochlast-Zyklus

Dieses Kapitel widmet sich der Analyse der Potenziale verschiedener Optimierungsstufen im Hochlast-Zyklus. Betrachtet man die Entwicklung der NO_x -Emissionen so ist ein annähernd gleiches Reduktionspotenzial der Optimierungsstufen 1 bis 3 erkennbar.

Das größte Potenzial bezüglich eines geringen Kraftstoffverbrauchs bietet die Optimierungsstufe 1. Die Stufen 2 und 3 konnten hierbei nur noch geringe Vorteile erzielen.

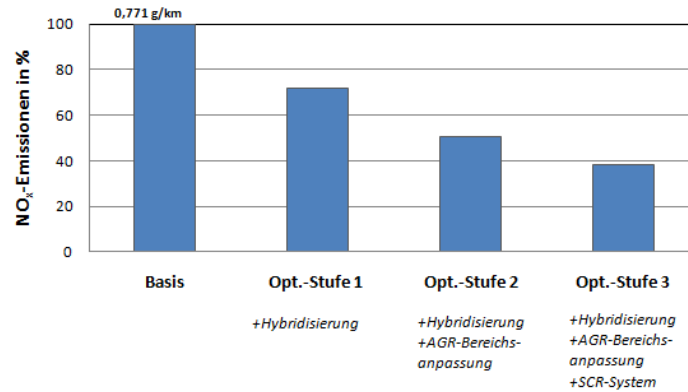


Abbildung 135: Potenzialvergleich Hochlast Zyklus – NO_x -Emissionen (warm)

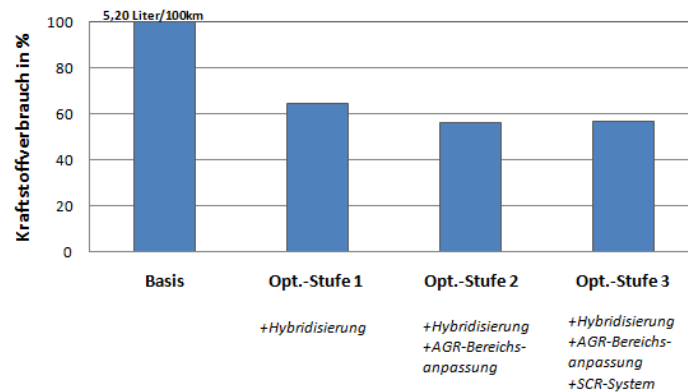


Abbildung 136: Potenzialvergleich Hochlast Zyklus – Kraftstoffverbrauch (warm)

7 Zusammenfassung und Ausblick

Die im Zuge dieser Diplomarbeit durchgeführten Untersuchungen zur Hybridisierung eines Pkw-Dieselmotors ergaben großes Verbesserungspotenzial in puncto Kraftstoffverbrauch und NO_x -Emissionen.

Durch verschiedene Optimierungsstufen wurde eine Analyse des Potenzials eines hybriden Antriebskonzepts durchgeführt.

Durch die Möglichkeit des entkoppelten Betriebs der Verbrennungskraftmaschine vom aktuellen Leistungsbedarf des Fahrzeuges konnte eine wesentliche Verringerung des Kraftstoffverbrauchs erreicht werden. Verbrauchsreduktionen um bis zu 47 %, im Vergleich zu einem reinen VKM-Betrieb konnten dadurch realisiert werden.

Auch das Potenzial zur Erreichung geringer NO_x -Emissionen konnte mit diesem Konzept verdeutlicht werden. Bereits die alleinige Hybridisierung brachte zum Großteil Vorteile in Bezug auf die NO_x -Emissionen mit sich. Durch die Anpassung des AGR-Bereichs des Dieselmotors konnten die Stickoxidemissionen weiter gesenkt werden.

Das größte Potenzial zur Reduktion der Stickoxidemissionen zeigte der zusätzliche Einsatz eines SCR-Systems. In der untersuchten Konfiguration im FTP75-Fahrzyklus gelang damit eine Reduktion der NO_x -Emissionen um 97 % im Vergleich zur Basisvariante ohne Hybridisierung.

Die Entkopplung der Verbrennungskraftmaschine vom aktuellen Leistungsbedarf des Fahrzeugs eröffnet auch für die Thematik der Abgasnachbehandlungssysteme neue Möglichkeiten. Beispielsweise kann das Temperaturverhältnis des Abgassystems durch die Betriebsweise der Verbrennungskraftmaschine beeinflusst werden. Themen wie das Aufheizverhalten des Abgassystems, speziell im Kaltstart, können damit maßgeblich positiv beeinflusst werden.

Diese Diplomarbeit brachte auch typische Zielkonflikte der Motorenentwicklung zum Ausdruck. Im Speziellen sei hierbei der Zielkonflikt eines geringen Kraftstoffverbrauchs bei gleichzeitiger Einhaltung geringer NO_x -Emissionen erwähnt. Gezeigt wurde, dass Hybridstrategien, welche die Zieldefinition eines geringen Kraftstoffverbrauchs hatten, Nachteile in Bezug auf die NO_x -Emissionen besaßen.

Als Ziel weiterer Untersuchungen auf diesem Sektor sollte die Vereinigung der beiden Zieldefinitionen zu optimalen Hybridstrategien angestrebt werden. Die optimale Kombination eines geringen Kraftstoffverbrauchs, bei gleichzeitig niedrigen Stickoxidemissionen wird das Ziel künftiger Entwicklungen im Themengebiet Hybridisierung sein.

Zur Erzielung geringer Emissionen sollte das Aufheizverhalten des Abgassystems in künftig untersuchten Hybridstrategien einen wichtigen Stellenwert einnehmen.

Die Kombination der Verbrennungskraftmaschine mit Elektromotoren ist ein Beispiel für die immer wichtiger werdende Verbindung des Maschinenbaus mit der Elektrotechnik. Durch diese Kombination ergeben sich viele technisch interessante Aufgabenstellungen.

Zusammenfassend soll an dieser Stelle festgehalten werden, dass die Integration eines modernen Dieselmotors in einem Hybridkonzept einen, meiner Meinung nach, technisch interessanten und somit wichtigen Beitrag zur Erreichung künftiger Mobilitätsziele leistet.

8 Quellenverzeichnis

- [1] Bechmann O. : Partikelemission und -messung aus Sicht des Anwenders: heute und morgen, Volkswagen AG Wolfsburg, oica.net/wp-content/uploads/annex-5-6-vw.pdf, letzter Zugriff 30.07.2010
- [2] Bitto R. : Weiterentwicklung von PKW-SCR-Systemen mit Hilfe von Motorprüfstandsuntersuchungen und CFD-Simulationsrechnungen, Technische Universität Wien, Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik, Wien, Austria, 19. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2010
- [3] Eichlseder H., Klüting M., Piock F.: Grundlagen und Technologien des Ottomotors, Buchreihe: Der Fahrzeugantrieb, ISBN: 978-3-211-25774-6 (Print) 978-3-211-47104-3 (Online), 2008
- [4] Energieanwendungstechnik, VDI-Buch, DOI: 10.1007/978-3-540-79022-8_6, 2008
- [5] Görsmann C., NO_x- und PM-Abgasnachbehandlungstechnologien zur Erfüllung künftiger Emissionsanforderungen, MTZ Heavy Duty 2009
- [6] Hausberger S., PHEM User Guide for Version 10, TU-Graz, Jänner 2010
- [7] Hohenberg G.: Ausgewählte Kapitel aus Verbrennungskraftmaschinen - Dozentvorlesung Hybrid, Skriptum, TU Graz, 2010
- [8] Kemper H. : Elektrische Energiespeichersysteme für zukünftige Hybridfahrzeuge, 17.Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2008
- [9] Kirchner E. : Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben, VDI-Buch, ISBN 978-3-540-35288-4 (Print) 978-3-540-35292-1 (Online), Verlag Springer Berlin Heidelberg
- [10] Mollenhauer K., Tschöke H. : Handbuch Dieselmotoren, 3. neubearbeitete Auflage, Springer Berlin Heidelberg, 2007, ISBN 978-3-540-72164-2 (Print) 978-3-540-72165-9 (Online)
- [11] Pischinger R., Klell M., Sams Th. : Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, Buchreihe: Der Fahrzeugantrieb, ISBN: 978-3-211-99276-0 (Print) 978-3-211-99277-7 (Online), 2010
- [12] PriceWaterHouseCoopers: Homepage, <http://www.pwc.com/at/de/presse/2006/studie-dieselaautos-in-europa.jhtml>, Pressemitteilung vom 30.01.2006
- [13] Sams Th.: Schadstoffbildung und Emissionsminimierung bei Kfz Teil I, Vorlesungsskriptum, Oktober 2007

- [14] Spurk P.: Abgasnachbehandlung bei Hybridfahrzeugen - welche Anforderungen ergeben sich daraus?; 31. Internationales Wiener Motorensymposium 2010
- [15] Statistik Austrian : Homepage Statistik Austria, www.statistik.at, letzter Zugriff 12.01.2011
- [16] Tecson : Homepage, www.tecson.de, letzter Zugriff: 15.07.2010
- [17] Thiebes P., Geimer M. : Potenziale von Hybridantrieben, Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen der Universität Karlsruhe (TH) digbib.ubka.uni-karlsruhe.de/volltexte/documents/1022249, letzter Zugriff 16.07.2010
- [18] Wachter W. : Ausgewählte Kapitel aus Verbrennungskraftmaschinen - Dozentvorlesung Umweltaspekte des motorisierten Verkehrs, Skriptum, TU Graz, 2010
- [19] Wimmer A. : Thermodynamik der VKM, Vorlesungsfolien, TU Graz, 2010

9 Anhang

9.1 Abgasproblematik

Die ersten Abgasvorschriften für Dieselfahrzeuge wurden Anfang der 1970er Jahre in den USA und etwas später auch in Europa und Japan eingeführt.

Das Ziel eines Abgastests ist es, eine quantitative Aussage über die Emissionen eines Fahrzeuges zu liefern.

Das Fahrverhalten der Bevölkerung weicht in den unterschiedlichen Ländern bzw. Kontinenten oft stark voneinander ab. Aus diesem Grund erfolgte die Entwicklung unterschiedlicher Fahrzyklen für die Abgas- und Verbrauchsmessung [10].

Für die Typprüfung eines Pkw-Neufahrzeuges sind die Emissionen von HC, CO, NO_x und Partikel auf einem Rollenprüfstand (in g/km bzw. g/Meile) zu ermitteln.

9.1.1 Abgastestzyklen

Grundsätzlich ist das Ziel unterschiedlicher Testzyklen ein möglichst reales Fahrverhalten der Fahrzustände in den jeweiligen Regionen zu simulieren.

Abgasvorschriften EU

In Europa ist die Abgasgesetzgebung in den sogenannten EURO-Abgasstufen festgelegt.

Derzeit gültig ist die Abgasstufe EURO 5 (gültig seit 01.09.2009), welche ab 01.09.2014 von der Stufe EURO 6 abgelöst wird [10].

Mit der Einführung der Abgasstufe EURO 3 (2000) erfolgte die Einführung einer OBD (On Board Diagnose). Hierbei enthält das Motorsteuergerät Diagnosefunktionen, welche abgasrelevante Fehler im System erkennen. Alle Komponenten die beim Ausfall eine Erhöhung der Schadstoffemissionen mit sich bringen werden hierbei überwacht.

Die Abgasvorschriften in der EU werden durch die EU-Kommission vorgeschlagen und durch Institutionen bestätigt.

Der aktuell in Europa geltende Testzyklus ist der NEDC bzw. NEFZ (New European Driving Cycle bzw. Neuer Europäischer Fahrzyklus), welcher in Abbildung 137 dargestellt ist. Dieser Testzyklus setzt sich aus dem früheren City Zyklus nach ECE 15-04 und dem EUDC-Zyklus (Extra Urban Driving Cycle) zusammen. Der NEDC-Fahrzyklus besitzt eine Länge von 11,007km und hat eine Gesamtdauer von 1180 s. Die in diesem Zyklus erreichte Maximalgeschwindigkeit liegt bei 120 km/h und die Durchschnittsgeschwindigkeit beträgt 33,6 km/h.

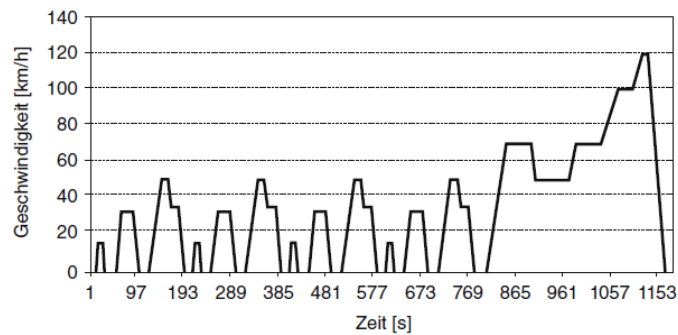


Abbildung 137: NEDC-Fahrzyklus [3]

Derzeit gelten in den EURO-Abgasstufen noch unterschiedliche Emissionsgrenzwerte für Benzin- und Dieselfahrzeuge. Eine weitere Differenzierung erfolgt bezüglich der zulässigen Gesamtmassen der jeweiligen Fahrzeuge.

	Europäischer Fahrzyklus NEDC			
	CO g/km	HC + NO _x g/km	NO _x g/km	PM g/km
Euro 4	0.5	0.30	0.25	0.025
Euro 5	0.5	0.23	0.18	0.005
Euro 6*	0.5	0.17	0.08	0.005

* gem. Verordnung 715/2007/EG

Abbildung 138: EURO 4/5/6 Grenzwerte für Dieselfahrzeuge [10]

Abgasvorschriften USA

In den USA werden die verschiedenen Abgasgrenzwertstufen als sogenannte „Tier“ (Stufen) bezeichnet. Die jeweils aktuelle Stufe unterscheidet wiederum verschiedene Grenzwertsätze (bin). Dem Hersteller steht nun die Möglichkeit offen zwischen mehreren bin zu wählen. Beachten muss dieser jedoch, dass der NO_x -Wert seiner Fahrzeugflotte einen bestimmten Grenzwert nicht überschreitet. Dadurch wird die Auswahl stark eingeschränkt, da im Mittel bin 5 erreicht werden muss. Den am wenigsten strengen Grenzwert stellt der Grenzwertsatz bin 8 dar. Im Weiteren wird die Einhaltung von Emissionsgrenzwerten in Zusatzzyklen, den sogenannten SFTP-Zyklen gefordert [10].

Von großer Bedeutung ist, dass dieselben Abgasgrenzwerte in den USA sowohl für Diesel- als auch für Benzinfahrzeuge gelten. Dies bringt hohe Anforderungen an die Abgasnachbehandlung des Dieselmotors mit sich. Auch ein OBD-System ist in den USA verpflichtend.

Als Grundlage des Emissionsstandards in den USA wurde das „Low Emission Vehicle“- (LEV)-Programm definiert. Bestandteil dieses Programms war die Definition der Emissionskategorien TLEV, LEV, ULEV. Des Weiteren wurde auch das „Zero Emission Vehicle“- (ZEV) beschlossen. Diese Regelung schreibt vor, dass ab 2005 ein gewisser Anteil aller verkauften Neufahrzeuge emissionsfrei sein muss [3].

Durch die besondere Situation betreffend Klima, Bevölkerungs- und Verkehrsdichte haben sich bis heute eigene Emissionsvorschriften für den Bundesstaat Kalifornien gehalten. Die Abgasgrenzwerte für Kalifornien sind in der CARB-Gesetzgebung (California Air Resources Board) festgelegt.

CARB legt folgende Grenzwerte fest:

- Kohlenmonoxid (CO)
- Stickoxide (NO_x)
- NMOG (nicht methanhaltige Gase)
- Formaldehyd
- Partikel (Diesel, Otto geplant)

Der Automobilhersteller kann nun unterschiedliche Fahrzeugkonzepte einsetzen, die ihren Emissionsgrenzwerten für die oben genannten Emissionskomponenten in folgende Abgaskategorien eingeteilt werden:

- **TLEV** – Transient Low Emission Vehicle
- **LEV** – Low Emission Vehicle
- **ULEV** – Ultra Low Emission Vehicle
- **SULEV** – Super Ultra Low Emission Vehicle
- **EZEV** – Equivalent Zero Emission Vehicle
- **PZEV** – Partial Zero Emission Vehicle (entspricht im Wesentlichen SULEV, jedoch höhere Anforderungen bezüglich Verdunstungsemissionen und Dauerhaltbarkeit)
- **ZEV** – Zero Emission Vehicle (Fahrzeuge ohne Abgas- und Verdunstungsemissionen)

Die kalifornischen Abgasgrenzwerte sind die strengsten weltweit.

Die der US-Gesetzgebung zugrunde gelegten Prüfzyklen sind der FTP75 (Federal Test Procedure) (siehe Abbildung 139), sowie der US-Highway Zyklus (siehe Abbildung 140) mit den Zusätzen SC03 (Klimaanlage) und US06 (Hochlast) [3].

Der US-Testzyklus FTP75 weist ein deutlich höheres Geschwindigkeitsniveau mit geringeren Leerlaufanteilen als der europäische und der japanische Testzyklus auf. Ziel dieses Tests ist die Nachbildung eines deutlich stärker transienten Fahrverhaltens. Die Gesamtlänge des FTP75-Zyklus beträgt 17,77 km bei einer Dauer von 1874 s. Die Maximalgeschwindigkeit beträgt 91,2 km/h. Die mittlere Geschwindigkeit in diesem Test liegt bei 34,2 km/h.

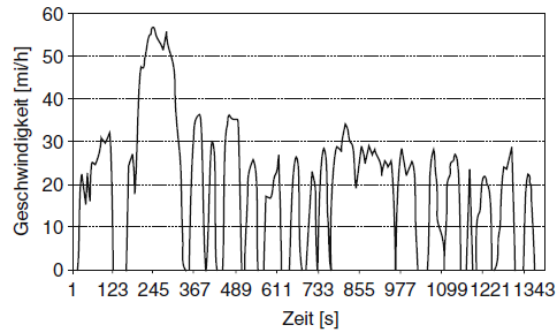


Abbildung 139: FTP75-Fahrzyklus [3]

Der US-Highway-Fahrzyklus (HWFET = High way fuel economy test) hat eine Länge von 16,5 km bei einer Dauer von 765 s. Die Maximalgeschwindigkeit in diesem Zyklus liegt bei 96,4 km/h, während die erreichte Durchschnittsgeschwindigkeit 77,7 km/h beträgt.

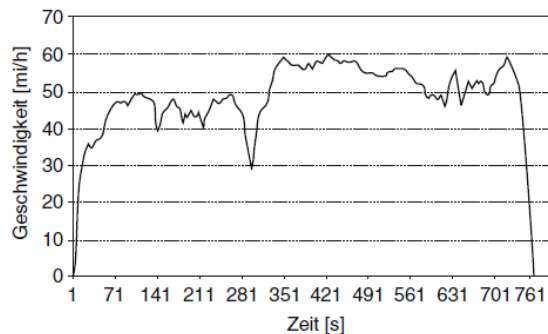


Abbildung 140: US-Highway-Fahrzyklus (HWFET) [3]

Der US06-Zyklus ist in Abbildung 141 dargestellt. Dieser Zyklus besitzt eine Länge von 12,86 km und eine Dauer von 596 s. Die hierbei erreichte Maximalgeschwindigkeit beträgt 129 km/h, während die im Mittel erreichte Geschwindigkeit 77,2 km/h beträgt.

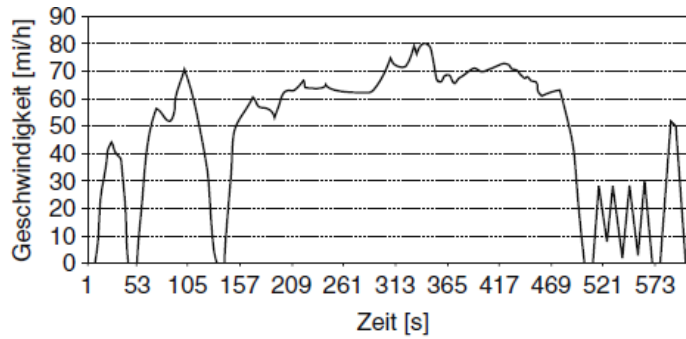


Abbildung 141: US06-Fahrzyklus (Hochlast) [3]

Abgasvorschriften Japan

Ein großes Problem japanischer Großstädte stellt bereits seit langer Zeit die Smog Thematik dar. Smog wird verursacht durch hohe Konzentrationen an Kohlenwasserstoffen und Stickoxiden in der Umgebungsluft. Wesentliche Emittenten dieser Schadstoffe stammen aus dem Straßenverkehr. Besonderes Augenmerk bei der Entwicklung der japanischen Abgasgesetzgebung lag daher bei der Reduktion der NO_x -Emissionen.

Eine Verringerung dieser Emissionen gelang in Japan bereits 1976 mit der Einführung der Katalysatorpflicht [3].

Die seit 2008 in Japan gültige Vorschrift für Emissions- und Verbrauchsmessung ist der JC08-Testzyklus (siehe Abbildung 142). Dieser Zyklus besitzt eine Länge von 8,2 km und dauert 1205 s. Die maximale Geschwindigkeit im JC08 Testzyklus beträgt 80 km/h. Im Mittel wird dieser Test mit einer Geschwindigkeit von 24,4 km/h absolviert.

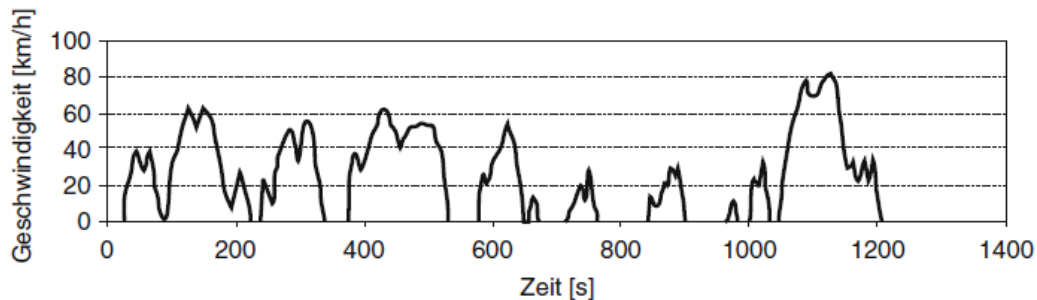


Abbildung 142: JC08-Fahrzyklus [3]

Emissionsgesetzgebung für Hybridfahrzeuge

Die folgende Beschreibung des Zertifizierungsablaufs für Hybridfahrzeuge wurde aus Veröffentlichungen [7, 14] entnommen.

Der NEDC-Fahrzyklus bildet die Grundlage für die Zertifizierung von Hybridfahrzeugen in Europa. Im Gegensatz zu den für konventionelle Antriebe geltenden Regelungen muss bei einem Hybridfahrzeug auch der aktuelle Ladezustand (SoC) der Batterie miteinbezogen werden. Das Ziel dieser Betrachtung ist es eine Abweichung des Ladezustandes am Anfang und am Ende des Tests zu berücksichtigen. Eine wesentliche Bewertungsgröße bei dieser Betrachtungsweise stellt die elektrische Reichweite (D_e) dar. Der Ablauf der Zertifizierung eines Plug-In-Hybridfahrzeuges ist in Abbildung 143 dargestellt.

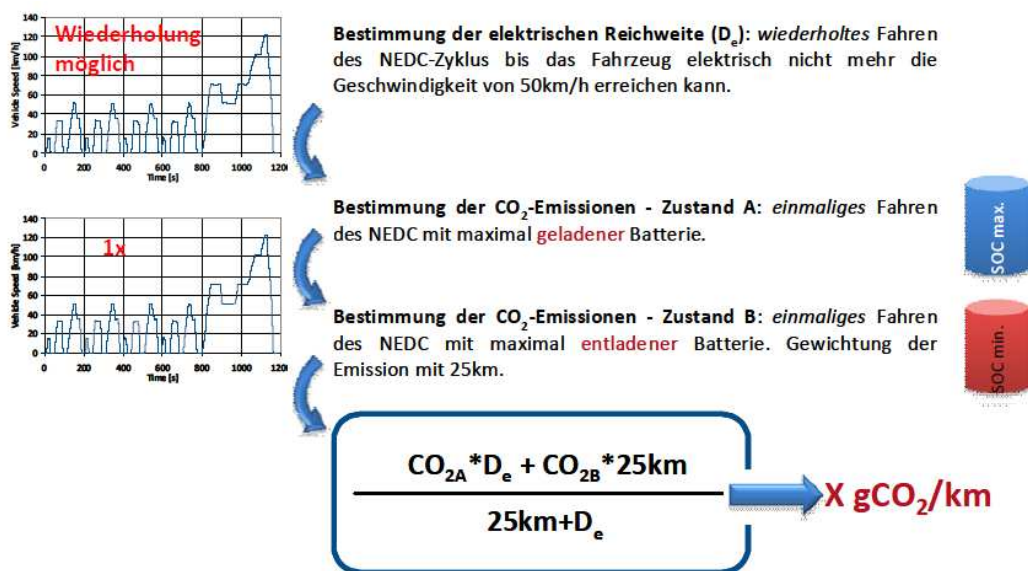


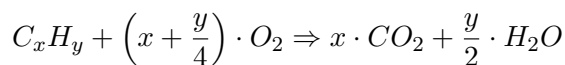
Abbildung 143: Ablauf der Plug-In Zertifizierung [14]

Zunächst erfolgt die Bestimmung der elektrischen Reichweite im NEDC-Zyklus. Hierbei erfolgt wiederholtes elektrisches Fahren des Zyklus bis das Fahrzeug innerorts die Geschwindigkeit von 50 km/h nicht mehr erreichen kann. Das Abbruchkriterium ist hierbei das Nicht-Erreichen der 50 km/h Marke. Im nächsten Schritt wird der NEDC-Fahrzyklus einmal mit maximal geladener Batterie durchfahren (Zustand A). Danach wird dieser Zyklus mit maximal entladener Batterie (Zustand B) durchlaufen. Die CO_2 -Emissionen der beiden Zyklen werden danach entsprechend Abbildung 143 berechnet. Festgestellt werden kann, dass vorteilhafte Testergebnisse bezüglich der Abgasemissionen speziell dann erreicht werden, wenn ein Durchfahren von zumindest einem Zyklus rein elektrisch möglich ist. In diesem Fall beträgt die elektrische Reichweite D_e mehr als 11km und der Anteil der Emissionen von Zustand A wird dann zu „0“ ($CO_{2A} \cdot D_e = 0$). Eine wichtige Schlussfolgerung aus dieser Tatsache ist, dass die elektrische Reichweite maßgeblich den Zertifizierungswert beeinflusst. Eine möglichst hohe elektrische Reichweite ist damit Grundlage für die Erreichung eines guten Zertifizierungswertes.

9.1.2 Abgaszusammensetzung des Dieselmotors

Bei der ideal ablaufenden Verbrennung von Kohlenwasserstoffen entstehen seitens des Abgases lediglich Wasser (H_2O) und Kohlendioxid (CO_2).

Die ideale, stöchiometrisch ablaufende Verbrennung wird bei vollständiger Umsetzung durch Formel 3 beschrieben.



Formel 3: Stöchiometrisch ablaufende Verbrennung

Da die reale Verbrennung jedoch nicht ideal abläuft kommt es zur Entstehung von Nebenprodukten, die zum Teil umweltschädlich sind.

Beim konventionellen Dieselmotor läuft der Großteil der Verbrennung nicht vorgemischt ab (siehe Abbildung 144)

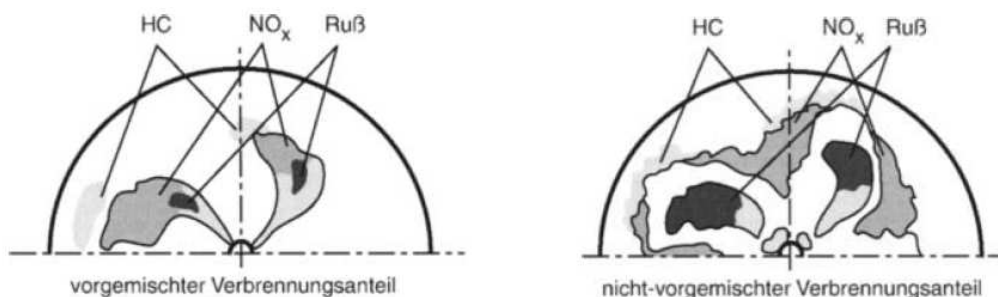


Abbildung 144: Schadstoffbildung im direkt einspritzenden Dieselmotor [11]

Bei der dieselmotorischen Verbrennung kommt es zur Bildung der Schadstoffe HC, CO, NO_x und Partikel. Abbildung 145 zeigt den typischen Verlauf der Schadstoffkonzentrationen über dem Luftverhältnis.

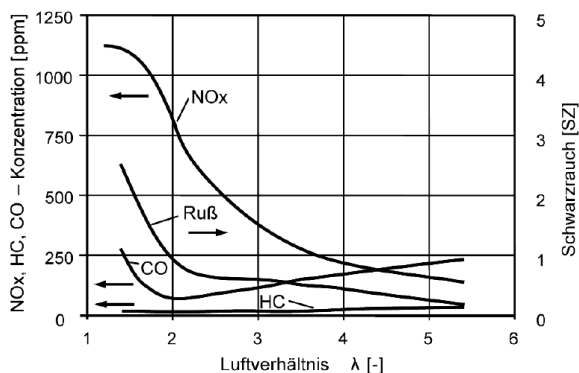


Abbildung 145: Schadstoffkonzentration im Abgas eines Dieselmotors [10]

Konventionelle dieselmotorische Brennverfahren sind durch örtlich stark schwankende Luftverhältnisse gekennzeichnet. Dies bedeutet das gleichzeitige Auftreten von Gebieten in welchen Luftmangel herrscht ($\lambda < 1$) und jenen, in denen Luftüberschuss ($\lambda > 1$) vorherrscht.

Russ entsteht in Gebieten des Luftmangels, wo hingegen die Stickoxidbildung Luftüberschuss, sowie gewisse Temperaturen (z.B.: an heißen Flammenfronten) erfordert. Eine Übersicht über die Bildungsbereiche von NO_x und Ruß ist in Abbildung 146 dargestellt.

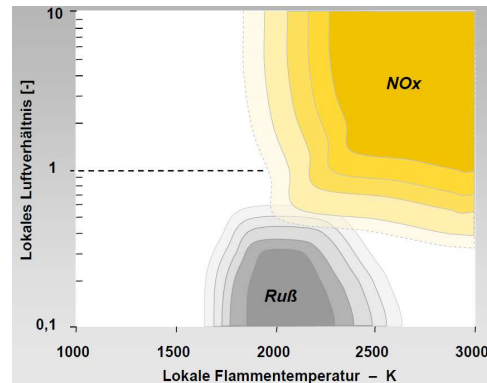


Abbildung 146: Bildungsraten für NO_x und Russ [19]

In den folgenden Kapiteln soll auf die Eigenschaften und die Entstehung der verschiedenen Schadstoffe eingegangen werden.

Stickoxid

Abkürzend für die Summe aus Stickstoffmonoxid (NO) und Stickstoffdioxid (NO_2) wird häufig die Bezeichnung NO_x verwendet. Im verbrennungsmotorischen Arbeitsprozess werden zwar eine Vielzahl verschiedener Stickoxidverbindungen produziert, jedoch in nennenswerter Menge nur Verbindungen von NO und NO_2 . Den Großteil der produzierten Stickoxid-Emissionen des Verbrennungsmotors stellt jedoch NO dar, welches in der Atmosphäre zu NO_2 oxidiert wird.

Stickoxide entstehen bei Luftüberschuss durch Oxidation von Stickstoff bei sehr hohen Temperaturen (z.B. an Flammenfronten). Ihre Konzentration erreicht nahe dem stöchiometrischen Betrieb ihr Maximum (vgl. Abbildung 145). NO_2 ist ein ausgeprägtes Atem- und Reizgift. Stickoxide spielen eine große Rolle bei Versauerungsvorgängen und sind auch die Vorläufersubstanz für bodennahes Ozon [18].

Hinsichtlich der Bildung von Stickoxid unterscheidet man 3 Arten [18]:

- **Brennstoff-NO**

Beim Verbrennungsprozess kommt es zum Zerfall des im Kraftstoff befindlichen Stickstoffs. Bei diesem Zerfall kommt es zur Bildung einfacher Amine und Cyanide. Diese gebildeten sekundären Stickstoffverbindungen reagieren mit Sauerstoff weiter zu NO .

Der im Rohöl vorhandene Stickstoff bleibt bei der Destillation zum Großteil im Schweröl zurück. Außerdem wird bei der Verbrennung nur ein Teil des im Dieselkraftstoff enthaltenen Stickstoffs zu NO umgewandelt. Aufgrund dieser Tatsachen kann der Anteil an Brennstoff NO der gesamten Stickoxidemission heutiger Dieselmotoren vernachlässigt werden.

- **Promptes NO**

Speziell bei vorgemischten sauerstoffarmen Flammen entstehen in den dünnen Flammenfronten Kohlenwasserstoff-Radikale, die mit Stickstoffmolekülen Cyanide bilden, woraus in Nebenreaktionen mit Sauerstoff NO entsteht [18].

Eine komplette Vernachlässigung des prompten NO erweist sich jedoch als problematisch, denn dessen Aktivierungsenergie beträgt nur 57 kJ/mol im Vergleich zu den 319 kJ/mol für die Bildung des thermischen NO. Aus diesem Grund tritt die Bildung von promptem NO auch bei viel tieferen Temperaturen (ca. ab 1000 K) als das thermische NO auf. Aus diesem Grund trägt es in vielen technischen Anwendungen maßgeblich zur Gesamt-NO-Bildung bei [13].

- **Thermisches NO**

Thermisches NO wird in einer stark endothermen Reaktion aus den Elementen Stickstoff und Sauerstoff gebildet.



Die Bildung von NO ist sowohl zeit- als auch temperaturabhängig und wurde erstmals vereinfacht 1946 von Zeldovich beschrieben. Der hier dargestellte Mechanismus wird auch als erweiterter Zeldovich-Mechanismus beschrieben.



Aufgrund der starken Temperaturabhängigkeit wird diese NO-Bildung als „thermisch“ bezeichnet. Die Temperatur ist aufgrund der hohen Aktivierungsenergie vor allem bei der Bildung von thermischen NO von großer Bedeutung.

Dominierende Einflussfaktoren bei der Bildung von thermischen NO sind:

- Temperatur
- Sauerstoffkonzentration am Ort der Verbrennung
- Verweilzeit am Ort der Verbrennung

Kohlenmonoxid

Kohlenmonoxid (CO) entsteht bei der Verbrennung unter Luftmangel und ist ein farb-, geruch- und geschmackloses Atemgift.

CO besitzt eine hohe Affinität zum Hämoglobin im Blut und vermindert dadurch den Sauerstofftransport. Im Extremfall kann dies zum Tod durch Erstickung führen. Kohlenmonoxid trägt auch in mäßigem Umfang zur Bildung von bodennahem Ozon bei.

Die CO-Problematik ist bei heutigen Dieselmotoren, bedingt durch die Verbrennung mit Luftüberschuss, relativ gering. Auch der Einsatz von Oxidationskatalysatoren wirkt sich positiv aus.

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC) können bei Dieselmotoren emittiert werden, wenn unzureichend aufbereiteter Kraftstoff in Gebiete gelangt in denen eine Verbrennung nicht mehr möglich ist (z.B.: aufgrund niedriger Temperatur). Solche Szenarien können bei hohem Luftüberschuss (was bei Dieselmotoren im unteren bzw. im Teillastbereich der Fall ist) auftreten. Weitere Quellen von HC-Emissionen können Flammenlöschung in Wandnähe (erhöhte Wärmeabfuhr und Zerstörung aktiver Radikale), sowie Flammenlöschung durch Streckung infolge zu hoher Turbulenz sein.

Die Emissionen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen können speziell im Kaltstart aufgrund der unvollständigen Verdampfung des Kraftstoffes ansteigen.

Eine weitere HC-Quelle beim Dieselmotor ist der im Sackloch der Einspritzdüse verbleibende Kraftstoff.

Eine Möglichkeit zur Reduktion von HC-Emissionen bietet der Einsatz von Oxidationskatalysatoren. Nicht direkt dem Verbrennungsmotor zuzuschreiben sind die Verdampfungsemissionen aus dem Kraftstofftank. Hier weisen Dieselfahrzeuge im Vergleich zu benzinbetriebenen Fahrzeugen einen Vorteil auf, da Dieselkraftstoff, im Vergleich zu Benzin, bei Umgebungstemperatur nicht verdampft [18].

Russ und Partikel

Russ entsteht bei der Verbrennung unter örtlichem Luftmangel. Die Russbildung ist ein wesentliches Merkmal der inhomogenen, nicht vorgemischten Verbrennung. Charakteristisch dafür ist ein gelbliches Leuchten der Flamme.

Während der Russbildung laufen physikalische und chemische Prozesse ab, bei denen sich Kohlenwasserstoffe mit wenigen Kohlenstoffatomen von der Gasphase in ein festes Agglomerat mit einer Vielzahl von Kohlenstoffatomen um, das Graphit ähnelt. Die Russbildung weist eine deutliche Temperaturabhängigkeit auf, da die dafür notwendigen Radikale erst ab einer Temperatur von etwa 1000 K gebildet werden[11].

Unter der Partikelemission eines Fahrzeuges wird im Allgemeinen die Gesamtmasse von Feststoffen und flüchtigen oder angelagerten Bestandteilen verstanden [10].

Abbildung 147 zeigt ein typisches Russpartikel wie es beim dieselmotorischen Verbrennungsprozess entsteht.

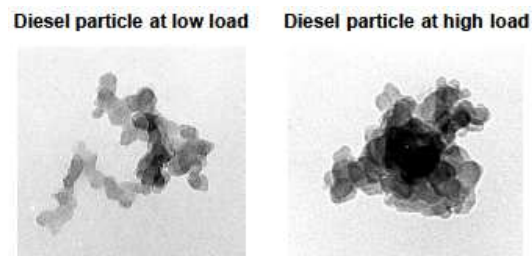


Abbildung 147: TEM-Analyse der Morphologieänderung der Partikel im Teil- und Vollast. [1]

Wie aus der Zusammensetzung eines Partikels (siehe Abbildung 148) zu entnehmen ist, besteht dieser zum überwiegenden Teil aus Russ (elementarem Kohlenstoff) besteht. Auch organische Verbindungen (unverbrannten Kohlenwasserstoffen) bilden einen großen Anteil. Diese können aus dem Kraftstoff oder aus dem Schmieröl stammen.

Der Anteil an Sulfaten in Partikeln wird im Wesentlichen durch den Schwefelgehalt im Kraftstoff und im Motoröl bestimmt [10].

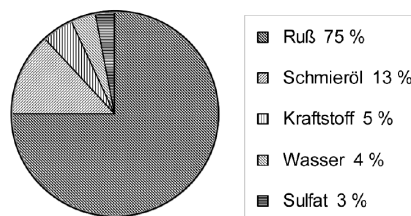


Abbildung 148: Partikelzusammensetzung eines Dieselmotors mit Oxikat [10]

Ein viel diskutiertes Thema ist die gesundheitsschädigende Wirkung von Partikeln.

Die Gefährlichkeit von Russpartikeln liegt im Durchmesser von 20 nm bis $1\ \mu\text{m}$, da diese Teilchen hier eine lungengängige Größe besitzen. An den Partikeln angelagerte Kohlenwasserstoffatome können direkt auf menschliches und tierisches Gewebe einwirken [18].

9.2 Übersicht aller Messergebnisse

In diesem Kapitel sollen sämtliche, im Rahmen dieser Diplomarbeit, durchgeführten Messungen in Form einer Tabelle erläutert werden. Die Spalte SCR/DPF unterscheidet sich um das am Motor applizierte Abgasnachbehandlungssystem. Bei der Bezeichnung DPF handelt es sich um das serienmäßige Abgasnachbehandlungssystem, mit welchem auch die gesamte Grundvermessung sowie die ersten Hybridstrategien vermessen wurden (vgl. Kap. 3 - 4). Bei Messungen mit der Bezeichnung SCR handelt es sich um Untersuchungen, welche mit dem SCR-Abgasnachbehandlungssystem (auch dieses besitzt einen Partikelfilter) vermessen wurden (vgl. Kap. 5).

Zyklus	Variante	warm/ kalt	SCR/ DPF	AGR-Bereich	Eindüsung	Beladung	NO _x	CO ₂	CO	HC	Verbrauch
							g/km	g/km	g/km	g/km	L/100 km
NEDC	Basis	warm	DPF				0.179	111.8	0.001	0.004	4.18
NEDC	Basis	kalt	DPF				0.160	117.4	0.298	0.032	4.55
NEDC	FCOpt1	warm	DPF				0.738	93.7	0.020	0.001	3.58
NEDC	FCOpt2	warm	DPF				0.494	66.8	0.022	0.001	2.60
NEDC	FCOpt3	warm	DPF				0.148	75.1	0.000	0.000	2.83
NEDC	FCOpt3	kalt	DPF				0.140	81.2	0.052	0.003	3.17
NEDC	FCOpt4	warm	DPF				0.168	76.4	0.000	0.000	2.90
NEDC	NO _x Opt1	warm	DPF				0.083	87.8	0.000	0.003	3.32
NEDC	NO _x Opt2	warm	DPF				0.169	86.6	0.000	0.002	3.33
NEDC	FCOpt1	warm	SCR				0.556	85.7	0.025	0.002	3.43
NEDC	FCOpt1	warm	SCR	erw.	NH ₃ voll		0.348	84.4	0.009	0.001	3.41
NEDC	FCOpt2	warm	SCR	erw.			0.348	61.2	0.030	0.001	2.33
NEDC	FCOpt2	warm	SCR	erw.	NH ₃ voll		0.285	61.3	0.023	0.001	2.33
NEDC	FCOpt3	warm	SCR	erw.			0.116	69.7	0.006	0.001	2.76
NEDC	FCOpt3	warm	SCR	erw.	NH ₃ voll		0.024	69.6	0.009	0.001	2.73
NEDC	FCOpt3	kalt	SCR	erw.			0.102	78.7	0.101	0.003	3.09
NEDC	FCOpt3	kalt	SCR	erw.	NH ₃ unb.		0.046	76.1	0.070	0.003	2.99
NEDC	FCOpt3	kalt	SCR	erw.	NH ₃ voll		0.046	75.8	0.112	0.003	3.01
NEDC	FCOpt5	warm	SCR	erw.	NH ₃ voll		0.601	64.2	0.029	0.000	2.44

Zyklus	Variante	warm/kalt	SCR/DPF	AGR-Bereich	Eindüsung	Beladung	NO _x	CO ₂	CO	HC	Verbrauch
							g/km	g/km	g/km	g/km	L/100 km
FTP75	Basis	warm	DPF				0.225	115.3	0.004	0.005	4.33
FTP75	Basis	kalt	DPF				0.231	117.8	0.141	0.015	4.47
FTP75	FCOpt1	warm	DPF				0.102	73.2	0.004	0.001	2.78
FTP75	FCOpt1	warm	SCR	erw.			0.086	69.7	0.017	0.001	2.65
FTP75	FCOpt1	warm	SCR	erw.	NH ₃ voll		0.021	69.9	0.017	0.001	2.66
FTP75	FCOpt1	kalt	SCR	erw.	NH ₃ voll		0.036	75.0	0.104	0.007	2.86
FTP75	NO _x Opt1	warm	SCR	erw.	NH ₃ voll		0.008	70.9	0.005	0.001	2.76
FTP75	NO _x Opt1	kalt	SCR	erw.	NH ₃ voll		0.028	75.4	0.062	0.004	2.99
US06	Basis	warm	DPF				0.392	130.1	0.094	0.002	4.92
US06	Basis	kalt	DPF				0.381	132.7	0.295	0.006	5.03
US06	NO _x Opt1	warm	DPF				0.201	136.1	0.035	0.003	5.17
US06	NO _x Opt1	warm	SCR				0.176	124.4	0.003	0.003	4.90
US06	NO _x Opt1	warm	SCR	erw.	NH ₃ voll		0.044	108.9	0.004	0.003	5.10
JC08A	Basis	warm	DPF				0.216	111.2	0.001	0.003	4.22
JC08A	Basis	kalt	DPF				0.185	121.3	0.258	0.024	4.63
JC08A	FCOpt1	warm	DPF				0.078	65.5	0.000	0.001	2.51
JC08A	FCOpt1	warm	SCR	erw.			0.073	57.7	0.002	0.001	2.32
JC08A	FCOpt1	warm	SCR	erw.	NH ₃ voll		0.018	58.8	0.004	0.001	2.23
JC08B	Basis	warm	DPF				0.220	107.7	0.176	0.002	4.07
JC08B	Basis	kalt	DPF				0.195	115.4	0.467	0.024	4.41

Zyklus	Variante	warm/kalt	SCR/DPF	AGR-Bereich	Eindüsung	Beladung	NO _x g/km	CO ₂ g/km	CO g/km	HC g/km	Verbrauch L/100 km
HWFET	Basis	warm	DPF				0.116	95.0	0.001	0.003	3.56
HWFET	Basis	kalt	DPF				0.108	99.0	0.024	0.005	3.73
HWFET	FCOpt1	warm	DPF				0.116	86.9	0.000	0.002	3.29
HWFET	FCOpt1	warm	SCR	erw.			0.107	81.4	0.001	0.002	3.18
HWFET	FCOpt1	warm	SCR	erw.	NH ₃ voll		0.068	82.4	0.003	0.002	3.20
Hochlast	Basis	warm	DPF				0.771	136.8	0.087	0.003	5.20
Hochlast	Basis	kalt	DPF				0.732	140.0	0.330	0.010	5.33
Hochlast	FCOpt1	warm	DPF				0.552	85.1	0.072	0.001	3.36
Hochlast	FCOpt1	warm	SCR	erw.			0.389	75.5	0.018	0.001	2.93
Hochlast	FCOpt1	warm	SCR	erw.	NH ₃ voll		0.295	77.3	0.035	0.001	2.94
Transient	Basis	warm	DPF				0.310	113.6	0.065	0.003	4.29
Transient	Basis	kalt	DPF				0.305	115.4	0.170	0.009	4.38
Transient	FCOpt1	warm	DPF				0.469	86.5	0.006	0.001	3.33
Transient	FCOpt1	warm	SCR	erw.			0.259	79.3	0.001	0.000	3.01
Transient	FCOpt1	warm	SCR	erw.	NH ₃ voll		0.147	81.4	0.006	0.001	3.09