



TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN

Diplomarbeit

**Untersuchung des Emissions- und Verbrauchsverhaltens
eines hybriden Antriebsstrangs mit direkt einspritzendem Ottomotor
am Engine-in-the-Loop Prüfstand**

*ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades
eines Diplom-Ingenieurs unter der Leitung von*

Associate Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Peter Hofmann

und

Dipl.-Ing. Dr. techn. Philipp Teiner

E315

Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Felix Zahradnik

0325821

Erlachgasse 122/5, 1100 Wien

März 2012



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN
Vienna University of Technology



**Institut für Fahrzeugantriebe
und Automobiltechnik**
Getreidemarkt 9
A-1060 Wien
<http://www.ifa.tuwien.ac.at>

**Univ.-Prof. Dr. Dipl.-Ing.
Bernhard GERINGER**
Institutsvorstand
tel.: +43-1/ 58801-31500
fax: +43-1/ 58801-31599
bernhard.geringer@tuwien.ac.at

DIPLOMAUFGABE

Herrn **Felix Zahradnik**, Matr. Nr.: 0325824 Kennzahl E700, wird folgende Diplomaufgabe gestellt:

**„Untersuchung des Emissions- und Verbrauchsverhaltens eines
hybriden Antriebstrangs mit direkt einspritzendem Ottomotor am
Engine-in-the-Loop Prüfstand“**

Im Einzelnen sind folgende Punkte zu bearbeiten:

1. Literaturrecherche: Potenziale der Elektrifizierung eines Ottomotors mit geschichtetem Magerbrennverfahren und Herausforderungen bezüglich der Abgasnachbehandlung.
2. Aufbau und Inbetriebnahme des Versuchsträgers an einem hochdynamischen Motorprüfstand inkl. Messtechnik (Verbrauchs-, Emissions- und Indiziermesstechnik)
3. Untersuchung am Motorenprüfstand: Neben der stationären Basisvermessung des Versuchsträgers sollen instationäre Messungen zur Beurteilung der Emissionsentwicklung und zur Analyse des Temperaturverhaltens der Abgasnachbehandlungsanlage durchgeführt werden. Schließlich sollen Untersuchungen im NEFZ erfolgen, wobei die Verbrauchs- und Emissionsentwicklung sowohl bei einem konventionellen als auch bei einem hybriden Antriebsstrang bei unterschiedlichen Brennverfahren (homogen und geschichtet) miteinander verglichen werden.

4. Die Auswertung der Untersuchungen und die Ergebnisanalyse soll den Einfluss des Brennverfahrens (homogen oder geschichtet) in einem hybriden Antriebsstrang auf die Verbrauchs- und Emissionsentwicklung darlegen.
5. Empfehlung, mit welchem Brennverfahren ein minimaler Verbrauch und minimale Emissionsausstöße in einem hybriden Antriebsstrang erzielt werden können.

Ein gebundenes Exemplar, das ungebundene Original und eine Version der Diplomarbeit auf Datenträger sind am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der Technischen Universität Wien abzugeben.

Die Diplomarbeit soll Anfang Oktober 2011 beginnen und ist bis Ende März 2012 zu beenden.

Die Ergebnisse der Arbeit sind vertraulich zu behandeln und dürfen nur mit schriftlicher Genehmigung des Institutsvorstandes weitergegeben bzw. veröffentlicht werden.

Die Benutzung der Versuchseinrichtungen des Institutes hat in den Dienststunden und unter Anleitung des Betreuers zu erfolgen. Dabei dürfen alle Arbeiten nur unter besonderer Beachtung der geltenden Sicherheitsvorschriften durchgeführt werden.

Einverstanden:

.....
Felix Zahradnik

Betreuer am Institut:

.....
Dr. Philipp Teiner

.....
Assoc. Prof. Dr. Peter Hofmann

Eidesstattliche Erklärung

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

**Untersuchung des Emissions- und Verbrauchsverhaltens
eines hybriden Antriebsstrangs mit direkt einspritzendem Ottomotor
am Engine-in-the-Loop Prüfstand**

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin. Ich erkläre weiters an Eides, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Arbeiten selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch im Ausland (einer Beurteilerin/ einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, am 20.03.2012

Felix ZAHRADNIK

Sperrvermerk:

Ich weise darauf hin, dass die Diplomarbeit vertrauliche Informationen und unternehmensinterne Daten beinhaltet. Daher ist eine Veröffentlichung oder Weitergabe von Inhalten an Dritte ohne die vorherige Einverständniserklärung des Instituts für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik nicht gestattet.

Vorwort

Ich möchte mich besonders bei Herrn Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Bernhard Geringer für die Möglichkeit zur Durchführung dieser Arbeit an dem Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der TU Wien, bedanken. Mein besonderer Dank gilt auch Herrn Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Peter Hofmann für die Beurteilung meiner Arbeit und Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Philipp Teiner der mir mit seinem hohen Fachwissen jederzeit als Diskussionspartner zur Verfügung stand und damit entscheidend zum Erfolg dieser Arbeit beitrug.

Mein Dank gilt ebenfalls den Projektverantwortlichen der *Daimler AG* ohne deren großartige Unterstützung und Finanzierung, diese Arbeit nicht möglich gewesen wäre.

Bedanken möchte ich mich auch bei Herrn Ing. Matthias Knopf (Button Energy GmbH), in dessen Unternehmen ich, dank einer flexibleren Gestaltung der Arbeitszeiten, neben dem Studium viel Praxiserfahrung gesammelt habe.

Ganz besonders möchte ich mich bei meiner Freundin, Familie, Freunden und Kollegen für deren Unterstützung bedanken!

Kurzfassung

Durch zunehmende Ressourcenknappheit und immer restriktivere Abgasgesetzgebungen werden hohe Anforderungen an zukünftige Antriebskonzepte gestellt. Neben Downsizing und variablem Ventiltrieb zeigt sich die Direkteinspritzung als zielführende Möglichkeit, die Effizienz des Ottomotors zu steigern. Eine zusätzliche Erweiterung der Magerlaufgrenze durch Ladungsschichtung eröffnet darüber hinaus Wirkungsgradpotentiale. Im Gegensatz zur homogenen Einspritzung im Ansaughub findet beim Magerbrennverfahren die Einspritzung des Kraftstoffes im Kompressionshub statt und bildet dadurch ein zündfähiges Luft/Kraftstoffgemisch im Bereich der Zündkerze bei globalem Sauerstoffüberschuss. Zwar können auf diese Weise, bedingt durch den entdrosselten Betrieb die Ladungswechselperluste drastisch gesenkt werden, allerdings ergeben sich neue Herausforderungen in der Abgasnachbehandlung.

Ein weiteres vielversprechendes Antriebskonzept stellt der hybride Antriebsstrang dar. Durch die Erweiterung des konventionellen Antriebsstrangs mit einem Elektromotor ergeben sich neue Betriebsarten des Fahrzeuges. Je nach Leistung der E-Maschine und der Batteriegröße ist ein rein elektrisches Fahren bei niedrigen Geschwindigkeiten möglich. Zusätzliche Betriebsstrategien ermöglichen ein Abstellen des Verbrennungsmotors, wenn dessen Leistung nicht benötigt wird. Durch den generatorischen Betrieb des Elektromotors ist eine Rückgewinnung der Bremsleistung oder ein Betrieb der Verbrennungskraftmaschine bei Lastpunkten mit höherem Wirkungsgrad möglich. Diese neuen Betriebsweisen stellen neben Verbrauchs- und Emissionseinsparungspotentialen ebenfalls geänderte Anforderungen an die Abgasnachbehandlung.

Diese Arbeit beschäftigt sich einerseits mit dem Einsatz eines direkteinspritzenden Ottomotors mit homogenem Brennverfahren im Vergleich zu dem Betrieb mit geschichtetem Magerbrennverfahren in einem konventionellen Fahrzeug, wie auch mit den beiden unterschiedlichen Brennverfahren in einem hybriden Antriebsstrang. Neben der Eröffnung von Potentialen zur Verbrauchsabsenkung im neuen europäischen Fahrzyklus findet auch eine Analyse des Emissionsverhaltens statt. Da eine starke Temperaturabhängigkeit der Konvertierungseigenschaft der Abgasnachbehandlungsanlage besteht, wird das thermische Verhalten dieser detailliert untersucht.

Die Untersuchungen werden an einem Engine-in-the-Loop Prüfstand durchgeführt. Bei diesem hochdynamischen Prüfstand befindet sich der komplette Motor mit dem Motorsteuergerät als reale Hardware in einem Simulationskreislauf. Simulationsmodelle sind für eine kosteneffiziente und zeitoptimierte Entwicklung heute unverzichtbar. Eine zufriedenstellende Modellgüte des Verbrennungsmotors und des Emissionsentstehungsprozesses ist allerdings nur unter sehr hohem Aufwand realisierbar. Die Engine-in-the-Loop Simulation stellt hierbei ein probates Mittel zur Entwicklung zukünftiger Antriebsstränge dar.

Abstract

With increasing scarcity of resources and increasingly restrictive emissions legislation, there are high demands on future propulsion concepts. In addition to downsizing and variable valve train, direct injection is a purposeful way to increase the efficiency of a gasoline engine. An additional extension of the lean operating limit by charge stratification also opens efficiency potentials. In contrast to the homogeneous combustion, where the injection occurs during the intake stroke, for the lean combustion process, the injection of fuel takes place in the compression stroke and thus forms an ignitable air / fuel mixture near the spark plug in a global excess of oxygen. Though it is possible to reduce the charge exchange losses, challenges arise in the exhaust gas aftertreatment.

Another promising approach is the hybrid powertrain. The extension of a conventional powertrain with an electric motor results in new operation modes of the vehicle. Depending on the performance of the electric motors and the battery size, it is possible to drive solely on electrical power at low speeds. Additional operating strategies allow stopping the engine when the power is not needed. By using the electric motor as a generator, regenerative braking or the operation of the internal combustion engine at higher load points with a higher efficiency is possible. These new modes are responsible for fuel economy and emission reduction, but also changed the requirements for the exhaust aftertreatment.

This paper deals with the use of a direct-injection gasoline engine with homogeneous combustion process compared to the lean operation with stratified combustion process in a conventional vehicle on one hand. On the other hand it also examines the two different combustion processes in a hybrid powertrain. In addition to the opening of potentials for reducing consumption in the new European driving cycle, an analysis of the emission behavior has been done. Because of a strong temperature dependency of the conversion rate of the exhaust aftertreatment system, the thermal behavior of these is examined in detail.

The investigations were carried out at an engine-in-the-loop test bed. In this highly dynamic test, the engine and the engine control unit interacts as real hardware in a simulation cycle. Simulation models are indispensable for a cost-effective and time-optimized development. A satisfactory pattern quality of the combustion engine and

emission formation process, however, is feasible only under very high cost. The engine-in-the-loop simulation shows an effective way to develop future powertrains.

Abkürzungsverzeichnis

Allgemeine Abkürzungen

AG	Aktien Gesellschaft
AGR	Abgasrückführung
BMS	Battery Management System
CAE	Computer Aided Engineering
CAN	Controlled Area Network
ECU	Engine Control Unit
EiL	Engine-in-the-Loop
EMCU	Electric Motor Control Unit
E-Motor	Elektromotor
ESP	Electronic Stability Program
ETK	Emulatortastkopf
EU	Europäische Union
HCU	Hybrid Control Unit
HD	Hochdruck
HFM	Heißfilm-Luftmassenmesser
HiL	Hardware-in-the-Loop
HOM	Homogenes Brennverfahren
HOS	Homogenschicht Brennverfahren
HSP	Homogensplit Brennverfahren
IFA	Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik
KAT	Katalysator
Konv	Konventioneller Antriebsstrang
LKW	Lastkraftwagen
LPA	Lastpunktanhebung
MCU	Multicontrol Unit
MSI	Multi Spark Ignition
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NVH	Noise Vibration Harshness
PKW	Personenkraftwagen
PSM	Permanenterregte Synchronmaschine

RT-PC	Realtime Personal Computer
SCH	Geschichtetes Brennverfahren
SS	Start/Stopp
UNO	United Nation Organization
URAS	Ultrarotanalysator
VKM	Verbrennungskraftmaschine
VL	Volllast
ZEV	Zero Emission Vehicle

Chemische Kurzzeichen

CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid
Cr	Chrom
HC	Kohlenwasserstoff
Ni	Nickel
NO	Stickstoffmonoxid
NO ₂	Stickstoffdioxid
NO _x	Stickstoffoxid
O ₂	Sauerstoff
Pd	Palladium
PM	Particulate Matter
Pt	Platin
Rh	Rhodium

Technische Abkürzungen

ρ_A	[g/m ³]	Dichte des Abgases
ρ_K	[g/m ³]	Dichte der Schadstoffkomponente
[K]	[%]	Konzentration der Schadstoffkomponente im Abgas
°KW vZOT	[°]	Grad Kurbelwinkel vor dem oberem Zündtotpunkt
b_e	[g/h]	Kraftstoffverbrauch
H	[-]	Hybridisierungsgrad
K	[g/h]	Emission der Schadstoffkomponente
M	[Nm]	Drehmoment

MAF	[kg/h]	Luftmassenstrom
$M_{EM,soll}$	[Nm]	Sollmomentvorgabe an den Elektromotor
M_N	[Nm]	Nennmoment
M_{Welle}	[Nm]	Drehmoment am Messflansch zwischen VKM und E-Motor
n	[min ⁻¹]	Drehzahl
n_N	[min ⁻¹]	Nenndrehzahl
n_{soll}	[min ⁻¹]	Solldrehzahl
P_E	[kW]	Leistung des Elektromotors
p_{me}	[bar]	effektiver Mitteldruck
P_N	[kW]	Nennleistung
P_{VKM}	[kW]	Leistung des Verbrennungsmotors
T	[°C]	Temperatur
T_K	[°C]	Kühlmitteltemperatur
v_{Fzg}	[km/h]	aktuelle Fahrzeuggeschwindigkeit
$v_{Fzg,soll}$	[km/h]	Soll-Fahrzeug-Geschwindigkeit
α	[°]	Fahrpedalstellung
ε	[-]	Verdichtungsverhältnis
λ	[-]	Luftzahl

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
1.1	Gesellschaftliche Rahmenbedingungen.....	1
1.2	Politische und gesetzliche Rahmenbedingungen	2
2	Grundlagen	5
2.1	Hybrider Antriebsstrang mit Ottomotor.....	5
2.2	Ottomotorische Verbrennung.....	7
2.2.1	Strahlgeführtes Brennverfahren mit Ladungsschichtung	8
2.2.2	Schadstoffe.....	14
2.2.3	Abgasnachbehandlung bei magerer Verbrennung	15
2.3	Hybride Antriebsstrangkonzepete	20
2.3.1	Klassifizierungen nach Hybridisierungsgrad	21
2.3.2	Klassifizierung nach Struktur des Antriebsstrangs.....	23
2.3.3	Untersuchte Antriebsstränge	24
3	Versuchsaufbau	26
3.1	Motorenprüfstand.....	26
3.1.1	Versuchsträger	26
3.1.2	Belastungsmaschine	29
3.1.3	Prüfstands Aufbau	31
3.1.4	Messtechnik.....	32
3.2	Simulation	35
3.3	Engine-in-the-Loop Simulation	35
4	Versuchsdurchführung	40
4.1	Basisvermessung.....	40
4.2	Emissionsuntersuchungen bei Beschleunigungsvorgängen	41
4.3	Untersuchung des thermischen Verhaltens der Abgasanlage	43
4.4	Untersuchungen im NEFZ am Engine-in-the-Loop Prüfstand	45

5	Messergebnisse	48
5.1	Basisvermessung.....	48
5.1.1	Homogener Betrieb	48
5.1.2	Geschichteter Betrieb	52
5.2	Emissionsuntersuchungen bei Beschleunigungsvorgängen	56
5.3	Untersuchung des thermischen Verhaltens der Abgasanlage	60
5.3.1	Temperatur vor dem Drei-Wege-Katalysator	61
5.3.2	Temperatur im Drei-Wege-Katalysator	64
5.3.3	Temperatur nach dem Drei-Wege-Katalysator	68
5.3.4	Temperatur vor dem NO _x -Speicher-katalysator	70
5.3.5	Temperatur im NO _x -Speicher-katalysator	72
5.3.6	Zusammenfassung	73
5.4	Untersuchungen im NEFZ am Engine-in-the-Loop Prüfstand	74
5.4.1	Vergleich Drehmoment und Drehzahl am EiL-Prüfstand	74
5.4.2	Verbrauchspotentiale im NEFZ.....	78
5.4.3	Temperaturen in der Abgasanlage im NEFZ	83
5.4.4	Emissionen nach dem Drei-Wege-Katalysator im NEFZ	85
6	Zusammenfassung und Ausblick	95
7	Literaturverzeichnis	98

1 Einleitung

1.1 Gesellschaftliche Rahmenbedingungen

Der Personenkraftwagen ist seit langem ein unverzichtbarer Bestandteil unserer Gesellschaft. Der Bereich „Verkehr“ lieferte 2010 in Deutschland einen Anteil von 19% aller CO₂-Emissionen, welche in direktem Zusammenhang mit dem Kraftstoffverbrauch stehen. Der PKW ist hier für 12% [1] verantwortlich. Im Laufe der Zeit änderten sich allerdings die Anforderungen an die Mobilität und der damit verbundenen Technik. Gründe hierfür können zum Beispiel im Klimawandel, dem Energiepreisanstieg sowie den Einflüsse des weltweiten Trends zur Verstädterung und die dadurch bedingte zunehmende Lärmemission sowie der erhöhte lokale Schadstoffausstoß unmittelbar im Lebensraum des Menschen gefunden werden. Eine zunehmende Belastung auf den menschlichen Körper ist die unweigerliche Konsequenz. Viele dieser Einflüsse haben in den vergangenen Jahren Rückgänge der Fahrzeugverkäufe bewirkt und zu einer generellen Verschiebung zu einer kleineren Fahrzeugklasse geführt [2].

Die Kundenerwartungen steigen zum Teil weit über die technischen und finanziellen Möglichkeiten der Hersteller. Die derzeitige Kostenstruktur von hohen Fahrleistungen, geringen Verbrauchs- und Emissionswerten liegen für den Erzeuger oft unter der Marktfähigkeit. Grundsätzlich wird dem reinen Elektrofahrzeug langfristig das größte Zukunftspotential zugesprochen. Das durch die Vergangenheit und Gegenwart geformte Anwendungsgebiet von Personenkraftwagen, wie etwa die kontinuierliche Reichweitenverlängerung, lässt aber derzeit speziell auf Grund der geringen Kapazität und hohen Kosten der Batterien keine marktfähige Veräußerlichung von Elektrofahrzeugen zu.

Um langfristig lokal emissions- und nahezu geräuschlos individuell mobil zu sein, müssen aber in einigen Zwischenschritten auch neue Nutzungsszenarien wie Leasing-, Pooling- oder Sharingkonzepte Platz in unserer Gesellschaft finden. Jedoch bedarf es sowohl physischer als auch psychischer Prozesse, um solche Konzepte flächendeckend umzusetzen. Denn das „door-to-door“-Verkehrsmittel besitzt einen hohen Stellenwert und wird diesen nicht so bald abtreten [3]. Um nun diese langfristigen Ziele zu erreichen, hat sich als zukunftsweisende Brückentechnologie das Hybridfahrzeug eingeordnet. Neben dem geänderten Umweltbewusstsein durch eine

neue hochtechnisierte Fahrzeugsparte, in der Verbrauch und Emissionen mehr in den Mittelpunkt gerückt werden, kann mit einem Hybridfahrzeug auch die Gesamteffizienz gesteigert werden. Die Fahrleistung und Reichweite bleibt gegenüber einem konventionellen Fahrzeug unangetastet. Einzig die Kosten liegen auf einem sehr hohen Niveau. Nicht nur die Bauteile selbst sind mit hohen Kosten behaftet, auch die Entwicklung neuer Antriebsstränge stellt eine finanzielle Herausforderung dar. Als adäquates Mittel hat sich die Entwicklung auf einem „Engine-in-the-Loop“ (EiL)-Prüfstand herausgestellt. Mit diesem können die hohen Entwicklungskosten gesenkt werden, da nicht jeder Prototyp eines Konzeptes gebaut werden muss, sondern zu einem großen Teil softwareseitig simuliert werden kann. Bei der EiL-Entwicklungsumgebung liegt ausschließlich der Verbrennungsmotor als reale Hardware am Prüfstand vor. Der restliche Antriebsstrang des Hybridfahrzeuges wie etwa der Elektromotor und das Getriebe werden von einer Belastungsmaschine simuliert. Selbige Konfiguration liegt auch bei den in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen vor und wird in Kapitel 3.3 näher erläutert.

1.2 Politische und gesetzliche Rahmenbedingungen

Die politische Haltung beeinflusst Technologieentscheidungen wesentlich. Um die Umweltbelastung in den rapide wachsenden Großstädten sowie in deren Ballungsräumen zu senken wird die Abgasgesetzgebung an strengere Limits gebunden. Es lassen sich in [2] zwei Trends verfolgen. Einerseits die Förderung neuer Antriebskonzepte, zum Beispiel durch steuerliche Begünstigung wie sie etwa beim Dieselmotorkraftstoff in Europa zu beobachten ist, sowie durch staatliche Forschungseinrichtungen und Ausbildungszentren. Andererseits durch die Bindung an strenge Abgasgesetzgebungen, wie zum Beispiel die Zero-Emission-Vehicle (ZEV) - Gesetzgebung in Kalifornien. Hohe Fördersätze gelten zum Beispiel in Japan, wo seit langem sehr stark auf Hybridtechnik gesetzt wird. Diese können leider auch zur Marktverzerrung beitragen, die dem technischen und ökonomischen Entwicklungsstand nicht gerecht werden.

Da bei der Verbrennung fossiler Kraftstoffe für Mensch und Umwelt schädliche Substanzen entstehen, ist es notwendig diese an Limits zu binden. Durch die stets steigende Bedeutung der individuellen Mobilität wuchs die Menge dieser Schadstoffe und wurde zum Teil per Gesetz limitiert.

Die limitierten Werte, der derzeit gültigen Verordnung in Europa für einen Ottomotor mit Direkteinspritzung, welcher in einem PKW zum Einsatz kommt, sind in Tabelle 1.1 dargestellt. Die Limitierung der Partikelemissionen ist nur für direkteinspritzende Ottomotoren mit permanentem oder teilweisem Magerbetrieb bindend.

Tabelle 1.1: Abgasgesetzgebung EURO V [4]

Abgasgesetzgebung EURO V			
Kohlenmonoxid	(CO)	[mg/km]	1000
Kohlenwasserstoffe	(HC)	[mg/km]	100
Stickstoffoxide	(NO _x)	[mg/km]	60
Partikel	(PM)	[mg/km]	5

Eine weitere Absenkung der erlaubten PM-Emissionen bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung auf 4,5 mg/km tritt ab 2013/14 mit Einführung der Euro VI Norm in Kraft.

Neben der Limitierung der vier genannten Abgaskomponenten wurde in der EU Mitte 2009 eine weitere Verordnung [5] zur Limitierung der CO₂-Emissionen erlassen. In dieser wird der maximale Durchschnitt der spezifischen CO₂-Emissionen für alle neu zugelassene PKWs ab dem Jahr 2012 in der EU mit 120 gCO₂/km festgelegt. Die Erreichung des Limits für die gesamte Neuwagenflotte erfolgt allerdings stufenweise. So sind im Jahr 2012 nur 65 % der Neuwagenflotte an das Limit gebunden. Im Jahr 2013 dürfen bereits 75 % und im Jahr 2014 80 % der Fahrzeuge den Grenzwert nicht überschreiten. Erst 2015 sind alle neu zugelassenen Fahrzeuge an das Limit von 120 gCO₂/km gebunden. Die Absenkung der aktuellen CO₂-Emissionen auf 130 gCO₂/km hat durch entsprechende motortechnische Innovationen zu erfolgen. Die weitere Senkung auf die angestrebten 120 gCO₂/km ist durch technische Verbesserung bestehender Kraftstoffe sowie den Einsatz von Biokraftstoffen zu erreichen.

Können diese angegebenen Werte nicht erreicht werden, wurden entsprechende Strafzahlungen festgelegt.

Die CO₂-Emissionen und der Kraftstoffverbrauch stehen in einem direkten Verhältnis. Die Reduzierung der CO₂-Emissionen ist daher durch Absenkung des Kraftstoffverbrauches zu realisieren.

Auch mit dem Hintergrund der Prognosen der Internationalen Energieagentur (IEA), welche ein Sinken der Ölproduktion aus bekannten Förderquellen bereits im Jahr 2030 auf ca. ein Drittel der derzeitigen und einen genau gegenläufigen Bedarf prophezeien [6], müssen verbrauchs- und somit auch CO₂-senkende (siehe Kapitel 2.2.2) Maßnahmen getroffen werden. Diese sind mit einer Effizienzsteigerung des Gesamtsystems „Well to Wheel“ zu erreichen [7]. Für das effizienteste Konzept „Erneuerbare elektrische Energie -> Batteriespeicher -> Elektromotor“ [2] besteht allerdings speziell im Sektor der Energiespeicherung noch großer Handlungsbedarf, um größere Distanzen zurücklegen zu können. Für den innerstädtischen Gebrauch ist ein Serieneinsatz durchaus in näherer Zukunft denkbar. Als ganzheitlicher Ersatz für Fahrzeuge mit konventionellem Antriebsstrang kann das Elektrofahrzeug allerdings noch nicht dienen. Hier stellt das Hybridfahrzeug den notwendigen Zwischenschritt dar. Die Direkteinspritzung und der hybride Antriebsstrang bietet eine Vielzahl an Möglichkeiten, die CO₂-Emissionen bzw. den Verbrauch zu senken ohne dabei die vier eingangs erwähnten Emissionskomponenten zu vernachlässigen. Da sowohl der Einsatz einer Direkteinspritzung mit Ladungsschichtung als auch ein hybrider Antriebsstrang mit hohen Kosten verbunden ist und die Vorzüge beider Systeme sich teilweise überschneiden sind nachfolgende Untersuchungen von großem Interesse.

2 Grundlagen

2.1 Hybrider Antriebsstrang mit Ottomotor

Der Einsatz eines Ottomotors hat gegenüber einem Dieselmotor bei hybriden Antriebssträngen mehrere Gründe. Aufgrund geringerer Spitzendrücke kann das Einspritzsystem deutlich kostengünstiger ausgeführt werden und resultiert gemeinsam mit Materialeinsparungen in geringeren Kosten, geringerem Gewicht und geringerem Platzbedarf. Neben den verringerten Abmessungen bietet die geringere Masse des Ottomotors zudem die Möglichkeit, trotz schwerer Hybridkomponenten, das Gesamtgewicht in einem akzeptablen Bereich zu halten.

Aufgrund der Drosselverluste im Teillastbereich, bedingt durch unterschiedliche Regelungen (Quantitätsregelung beim Ottomotor und Qualitätsregelung beim Dieselmotor), arbeitet der Ottomotor in diesen Betriebsbereichen mit einem schlechteren Wirkungsgrad. Um den Betrieb im Teillastbereich einzuschränken, findet häufig ein „Downsizing“ des Hubraums statt. Durch die Verringerung des Hubvolumens läuft der Motor vermehrt in einem höheren Lastbereich und mit höherem spezifischem Wirkungsgrad. Bei Downsizing-Konzepten findet meist eine Reduzierung der Zylinderanzahl statt, wodurch sich neben den bewegten Massen im Motor, das Motorgewicht, der Platzbedarf und die Reibungsverluste signifikant verringern. Durch die Aufladung mittels Abgasturbolader können ähnliche Fahrleistungen wie bei hubraumgrößerem Motoren erzielt werden. Speziell die Drehmomentschwäche bei niederen Drehzahlen (bis ca. 1750 U/min) in denen ein deutlich geringeres Drehmoment im Vergleich zu Saugmotoren anliegt („Low-End-Torque“) [8] kann bei einem hybriden Antriebsstrang durch einen Elektromotor kompensiert werden. Zu einer Lastpunktanhebung kommt es auch bei „Downspeeding“-Konzepten. Hier sorgt eine lange Getriebeübersetzung für höhere Lasten an der VKM und dadurch den Betrieb bei einem höheren spezifischen Wirkungsgrad. Zusätzlich wird die Motordrehzahl abgesenkt und es treten geringere Reibungsverluste auf. Die fehlende Elastizität bei Beschleunigungsvorgängen kann bei einem hybriden Antriebsstrang durch den bereits bei niederen Drehzahlen, drehmomentstarken Elektromotor abgedeckt werden. Durch das Unterstützen der VKM mit einem E-Motor („Boosten“) besteht auch die Möglichkeit einer Verbrennung bei höheren Abgasrückführ (AGR) -Raten und folglich tieferen

Brennraumtemperaturen. Diese sind für niedrigere NO_x -Rohemissionen ausschlaggebend. Zur Lastpunktanhebung kommt es ebenfalls bei einer Auflastung mittels Elektromotor im Generatorbetrieb. Die in der Batterie gespeicherte Energie wird bei Betriebsmodi wie „Boosten“ oder „rein elektrischem Fahren“ wieder aufgebraucht. Die Verschiebung des Lastpunktes ist in Abbildung 2.1 dargestellt.

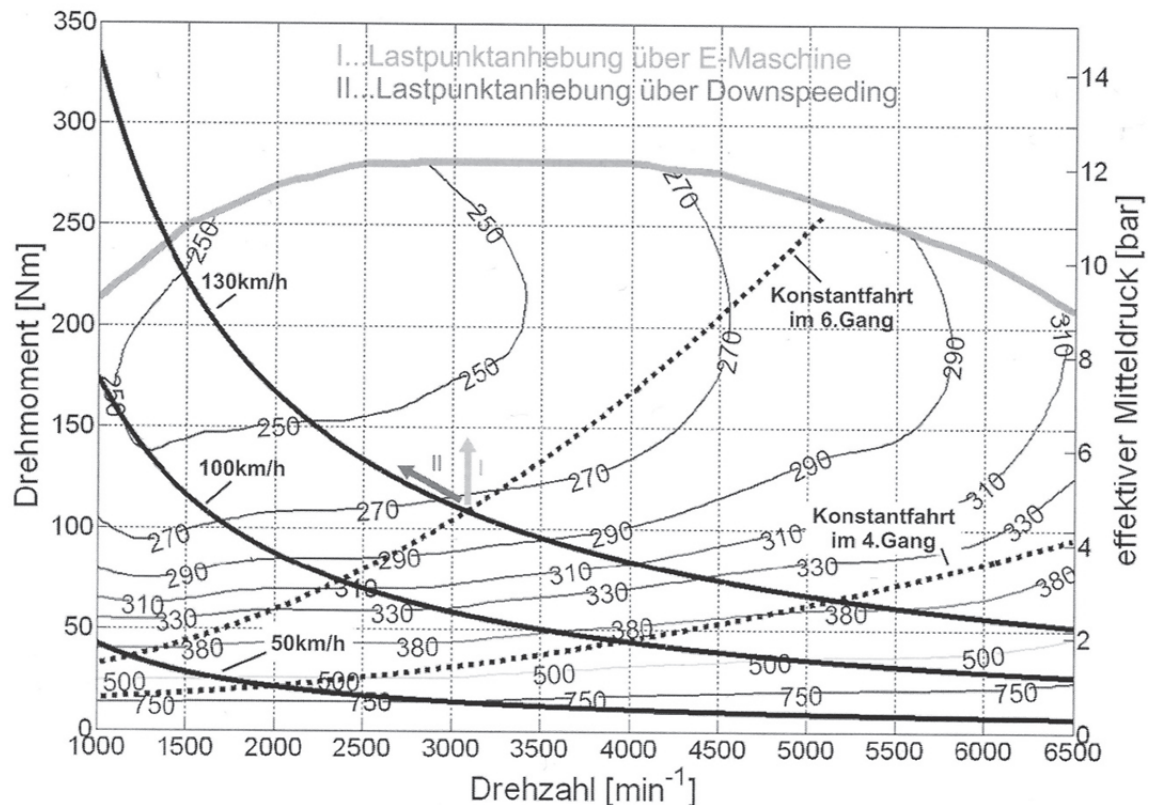


Abbildung 2.1: Prinzip der Lastpunktanhebung bei konstanter Drehzahl mittels E-Maschine oder über Downspeeding [9]

Entscheidend bei der Lastpunktanhebung ist, dass das Verbrauchseinsparungspotential durch den Betrieb der VKM in Betriebspunkten mit höherem Wirkungsgrad, durch die Umwandlungsverluste von der mechanischen Leistung in elektrische sowie Lade- und Entladeverluste nicht aufgebraucht wird. Bei Dieselmotoren ist eine Lastpunktanhebung, durch den bereits sehr guten Teillastwirkungsgrad, oft nicht effektiv. Ein westlicher Punkt für den Einsatz eines Ottomotors statt einem Dieselmotor ist auch die Verbreitung am nordamerikanischen und japanischen Markt [9]. Hier sind hauptsächlich Fahrzeuge mit Ottomotoren vertreten und die komplette Infrastruktur wie etwa das Tankstellennetz dementsprechend ausgebaut. Ein weiterer Grund von Ottomotoren in hybriden Antriebssträngen liegt in der geringeren Verdichtung. So sind Strategien wie „Start/Stop“ komfortabler umzusetzen und die Geräuschemissionen

können auf sehr niedrigem Niveau, auch ohne voluminöse Dämmmaßnahmen, gehalten werden. Auch in der Abgasnachbehandlung bietet der Ottomotor Vorzüge, da hierzu in den meisten Fällen nur ein Drei-Wege-Katalysator eingesetzt wird. Für den Dieselmotor bedarf es umfangreicher Maßnahmen zur Nachbehandlung von Stickoxiden und Partikel. Jedoch könnte das grundsätzlich kostengünstigere Abgasnachbehandlungssystem eines Ottomotors durch neue Brennverfahren wie die Ladungsschichtung und den Magerbetrieb ähnlich aufwändig wie bei einem Dieselmotor werden. Beim klassischen Ottomotor konnten seit Einführung des Drei-Wege-Katalysators die Emissionen (CO, HC, NO_x) deutlich gesenkt werden. Durch neuartige Brennverfahren wie dem Magerbetrieb kommt es allerdings zu einem Sauerstoffüberschuss im Abgas. Eine effiziente Konvertierung im Drei-Wege-Katalysator kann somit nicht mehr garantiert werden. Die Abgasnachbehandlungsanlage wird daher um einen NO_x-Speicherkatalysator erweitert. Dieser muss nach vollständiger Beladung regeneriert werden und setzt in dieser Phase einen Betrieb mit $\lambda < 1$ voraus, um die eingelagerten Stickoxide in Stickstoff umzusetzen. Hier ist das thermische Verhalten und die damit verbunden Konvertierungsrate der Katalysatoren bei einem hybriden Antriebsstrang von großem Interesse. Zusätzlich steht bei einem Hybridfahrzeug im neuen europäischen Fahrzyklus der Verbrennungsmotor für ca. 40% [10] der Dauer still und es findet somit kein kontinuierlicher Abgasmassenstrom statt. Dies kann ein Abkühlen der Abgasanlage und dadurch Verlassen des thermischen Konvertierungsfensters zur Folge haben. Auch häufige Startvorgänge können einen erhöhten Emissionsausstoß verursachen. Die Auswirkungen des hybriden Antriebsstrangs auf die Abgasemissionen sind ein Kernthema der vorliegenden Arbeit.

2.2 Ottomotorische Verbrennung

Seit dem ersten Prototypen von Nikolaus August Otto 1876 [11] fanden viele Entwicklungsschritte statt, um den Ottomotor mit höchstmöglicherer Effizienz als Fahrzeugantrieb einzusetzen. Durch die stetig steigende Zahl an Fahrzeugen liegt heute aber auch ein hohes Interesse an den bei der Verbrennung entstehenden Nebenprodukten. Die folgenden Kapitel sollen einen Überblick über die bei den nachfolgenden Untersuchungen zum Einsatz gekommenen Brennverfahren und die dabei entstehenden Emissionen sowie deren Nachbehandlung geben.

2.2.1 Strahlgeführtes Brennverfahren mit Ladungsschichtung

Zur Gemischbildung bei PKW Motoren kommen heutzutage nahezu ausschließlich Einspritzsysteme zum Einsatz. Die größte Verbreitung hat derzeit die Saugrohreinspritzung. Aktuelle Entwicklungen zeigen allerdings einen Trend zu Systemen mit Einspritzung des Kraftstoffes direkt in den Brennraum. Dieses Brennverfahren bietet zwar viele Vorteile, allerdings ergeben sich daraus auch neue Herausforderungen. Um die Einflüsse auf die Emissionen bzw. die Abgasnachbehandlung sowie die Kombination mit einem hybriden Antriebsstrang besser darstellen zu können, soll dieses Kapitel einen kurzen Überblick über den aktuellen Stand des Brennverfahrens mit Ladungsschichtung geben.

- *Direkteinspritzung*

Die Idee der Direkteinspritzung ist nicht neu, denn bereits Anfang der 1950er Jahre setzte *Daimler-Benz* die Benzin-Direkteinspritzung zur Leistungssteigerung auch in Fahrzeugmotoren ein (zum Beispiel 1954 im M198 Fahrzeugtyp 300SL Baureihe W198) [12]. Durch den bei der Direkteinspritzung erzielten Innenkühlungseffekt kann die Verdichtung deutlich angehoben und so ein höherer Zylinderdruck erzielt werden, ohne die Klopfgrenze zu überschreiten.

Grundsätzlich kann wie auch in [Abbildung 2.2](#) gezeigt, zwischen wandgeführtem, luftgeführtem und strahlgeführtem Brennverfahren unterschieden werden. Da das zündfähige Luft/ Kraftstoffgemisch erst im Brennraum gebildet wird, kommt es bei allen Brennverfahren zu einer so genannten „inneren Gemischbildung“.

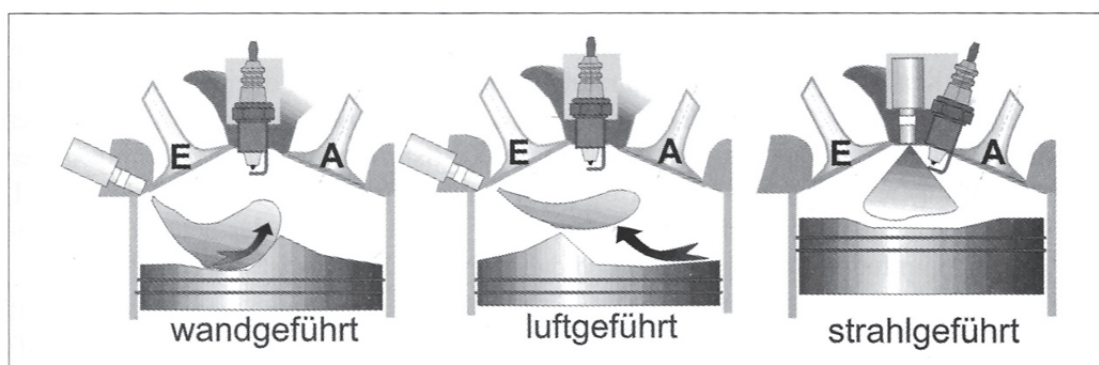


Abbildung 2.2: Unterschied der drei Brennverfahren beim direkteinspritzenden Ottomotor [13]

Beim wandgeführten Brennverfahren (findet Einsatz bei Systemen der „ersten Generation“ der Benzindirekteinspritzung) wird die Zündkerze zentral im Brennraum angeordnet. Der Injektor befindet sich in einer seitlichen Lage und sprüht auf die speziell ausgeführte Kolbenmulde. Dieser direkte Kontakt des Kraftstoffs mit der Kolbenoberfläche führt zu erhöhten Emissionen von unverbrannten Kohlenwasserstoffen [13]. Zusätzlich besteht beim wandgeführten Brennverfahren eine starke Abhängigkeit zwischen der Kolbenbewegung und der Gemischwolke sowie die Notwendigkeit ausgeprägter Einlassströmungen, um eine ausreichende Gemischbildung zu erzielen. Für eine ausgeprägte Durchmischung finden oft Tumbleklappen im Saugrohr Einsatz.

Das luftgeführte Brennverfahren zeichnet sich durch einen möglichst kontaktlosen Vorgang der Gemischbildung im Zylinder aus. Die einlassseitig generierte Ladungsbewegung ist für den Transport des Kraftstoffes zur Zündkerze zuständig. Häufig treten Mischformen, „wand-luftgeführte“ Verfahren auf [13]. Da ein Kontakt des Kraftstoffes mit der Zylinderwand bei diesem Verfahren nicht ausgeschlossen werden kann, kommt es in den Berührungspunkten zu einer unvollständigen Verdampfung und somit zu einem erhöhten Anteil unverbrannter Kohlenwasserstoffe im Abgas. Ebenso können HC-Anlagerungen bzw. Rußbildungen an dem Kolbenboden auftreten, welche ebenfalls für erhöhte HC-Emissionen sorgen.

Beim strahlgeführten Brennverfahren kommt ein meist zentral angeordneter Injektor für die Kraftstoffeinspritzung zum Einsatz. Als beste Position für die Zündkerze, hat sich laut [14] eine außermittige, zum Auslassventil geneigte, Lage erwiesen (siehe Abbildung 2.3).



Abbildung 2.3: Brennraumschnitt des M276 - Motors mit zentraler Injektorlage [15]

Die, für ein optimales Durchbrennen, relative Lage der Zündkerze ist allerdings auch von dem Zylindervolumen abhängig und muss entsprechend adaptiert werden. Beim strahlgeführten Brennverfahren kann der Kontakt des Kraftstoffes mit der Zylinderwand oder dem Kolben verhindert werden und so die Grundlage für eine schnelle und vollständige Verbrennung, mit geringer Klopfneigung gegen Ende der Verbrennung und niedrigen Emissionen gebildet werden [14]. Speziell in Kombination mit der Ladungsschichtung im Teillastbereich wird diesem Brennverfahren höchstes Zukunftspotential zugesprochen, nicht zuletzt weil bei Untersuchungen am Prüfstand oder im NEFZ spürbar niedrigere Realverbräuche erreicht werden [3], [13], [12], [14], [16], [17], [18], [19].

- *Magerbetrieb durch Ladungsschichtung*

Die Direkteinspritzung mit Ladungsschichtung wurde erstmals 2001 von *Mercedes-Benz* mit dem Motor M271 eingeführt. Werden in einer thermodynamischen Analyse mit adiabater Prozessführung ein direkteinspritzender Ottomotor mit Ladungsschichtung und ein klassischer Kanaleinspritzmotors mit stöchiometrischem Betrieb verglichen, zeigt sich, dass durch die Direkteinspritzung ein deutlich höheres Potential zur Verbrauchsabsenkung besteht [12]. Durch die Ladungsverdünnung liegen niedrigere Gastemperaturen vor und es kommt dadurch zu geänderten kalorischen Gaseigenschaften. Aufgrund des Kraftstoffmangels im Brennraum, findet teilweise kein Durchbrennen der Flamme bis an die Zylinderwand statt [16]. Dies bewirkt bei einer

schnellen Verbrennung eine Verringerung der Wandwärmeverluste und somit einen Wirkungsgradanstieg. Aufgrund des Luftüberschusses bei der Gemischzusammensetzung ändern sich die kalorischen Eigenschaften und es findet eine stärkere Annäherung an ein ideales Gas statt.

Bei der Ladungsschichtung bzw. dem Magerbrennverfahren, herrscht ein zündfähiges Luft/ Kraftstoffgemisch (Lokales Luft/ Kraftstoffverhältnis von λ ca. 1 [13] bis maximal λ ca. 1,6 [3]) nur in unmittelbarer Nähe der Zündkerze. Mit zunehmendem Abstand von dieser verbrennt der Kraftstoff mit Sauerstoffüberschuss (Globales Luft/ Kraftstoffverhältnis von $\lambda=3$ [13] bis $\lambda>5$ [3]). Die Gemischverteilung für einen mageren Betriebspunkt ist in Abbildung 2.4 dargestellt. In einem weiten Bereich des Brennraums befindet sich fast ausschließlich reine Luft [19].

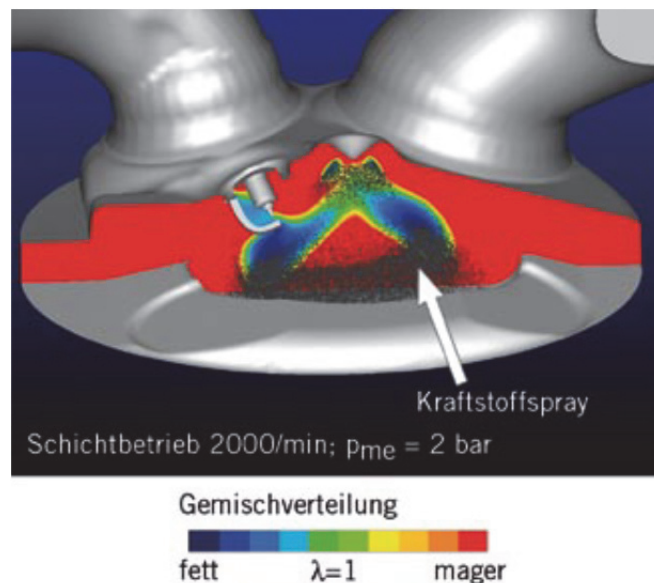


Abbildung 2.4: Gemischbildung zum Zündzeitpunkt bei Schichtbetrieb bei 2000/min und 2 bar Mitteldruck [15]

Somit kann ein bis jetzt systembedingter Nachteil des Ottomotors, im Vergleich zum Dieselmotor, egalisiert werden, da die Optimierung im Teillastbereich durch die teilweise voll geöffnete Drosselklappe die sonst auftretenden hohen Drosselverluste minimiert. Es wird bei diesem Brennverfahren von der aus der dieselmotorischen Verbrennung bekannten Qualitätssteuerung gesprochen.

- Einspritzung und Zündung

Die Schlüsselstellen dieses komplexen Brennverfahrens liegen aufgrund der sehr kurzen Verweilzeit im Brennraum, durch das Einspritzen im Kompressionshub, in der Gemischbildung und der Zündung. Der robuste Schichtbetrieb ohne Zündaussetzer über einen großen Kennfeldbereich stellt hierbei eine besondere Herausforderung dar. Bei Motoren mit geschichtetem Brennverfahren der Firma *Daimler* kommen ausschließlich Piezo-Injektoren zum Einsatz. Durch die hohe Öffnungs- und Schließgeschwindigkeit der Injektoren ist eine stabile und reproduzierbare Strahlentwicklung bei einer Mehrfacheinspritzung in den Kompressionshub möglich. Die bei *Mercedes-Benz* eingesetzte nach außen öffnende A-Düse erzeugt, durch einen äußerst geringen Nadelhub von nur ca. 7 μm [20], eine hohlkegelähnliche Flüssigkeitslamelle und erlaubt, durch die hervorragende Primäraufbereitung, einen Verzicht auf den Einsatz einer Tumbleklappe [12]. Durch die Aufteilung der Einspritzmenge in mehrere Einspritzungen, können Wand- und Kolbenbenetzung deutlich reduziert werden. Derzeit werden Piezo A-Düsen mit bis zu acht Einspritzungen eingesetzt, wodurch einer Reduktion der relativen Partikelanzahl, verglichen mit einer dreifacheinspritzenden Mehrlochdüse, von über 95 % erreicht werden kann [14]. Die hohe Einspritzrate ermöglicht eine schnelle Flammenausbreitung über einen deutlich breiteren Zündbereich als diese bei einer Einfacheinspritzung vorliegt und trägt so zu einer hohen Verbrennungsrobustheit bei [12], [19]. Nur in Kombination mit einer Mehrfachfunkenzündung ist ein ausfallsicherer Betrieb möglich [14]. Es besteht ein großer Einfluss des Zündzeitpunktes und dessen relative Lage zum Einspritzbeginn. Ein zu frühes Zünden führt zu einer deutlich fetteren und rußhaltigeren Verbrennung, wodurch eine vermehrte Bildung von Partikeln [16] und Zündaussetzer [19] durch Gleitfunkenbildung und Funkenabriss zu beobachten sind. Bei später Zündung hingegen kommt es zu einer sehr langen Verweilzeit des Einspritzstrahls im Brennraum, und dadurch zu einer unerwünschten Ausbreitung bis in sehr magere Brennraumbereiche, was wiederum unvollständige Durchbrenneigenschaften zur Folge hat. Der Forderung nach optimalen Entflammungseigenschaften und nach einem zufriedenstellenden Durchbrennverhalten kann daher mit einer Mehrfachzündung Folge geleistet werden. Diese basiert auf einer Flexibilisierung der Energiezufuhr. Dadurch wird die Energie des Zündtransformators zuerst auf jene für den ersten

Funkendurchbruch der Zündkerze beschränkt und erst anschließend in kurzer zeitlicher Abfolge die Brennphase des Funkens mit der nachgelieferten Energie aus der Spule unterstützt. Die „Multi-Spark-Ignition“ (MSI) ist mit einem gewöhnlichen 12 V-Bordnetz zu realisieren. Durch die flexible Ansteuerung der MSI kann die Brenndauer für den jeweiligen Betriebspunkt optimal angepasst sowie bei Gefahr eines sporadischen Erlöschens des Zündfunkens, durch die Ausbildung eines Folgefunkens, die Verbrennung stabilisiert werden. Dadurch können Applikationspunkte in thermodynamisch günstigere und verbrauchs- wie auch emissionsoptimalere Bereiche verlegt werden [12], [14]. Die Variabilität der Einspritzung und der Zündung ermöglichen nicht nur einen höchst effizienten Betrieb bei homogenem stöchiometrischen Gemisch und dem zuvor vorgestellten mager geschichtetem, sondern auch Mischformen aus den beiden genannten Betriebsarten. Diese Modi sind anhand des Versuchsträgers in Kapitel 3.1.1 näher beschrieben. Der Wechsel zwischen geschichtetem und homogenem Betrieb ist ohne nennenswerte Auswirkungen auf den Fahrbetrieb möglich. Weiters haben Untersuchungen in [14] bestätigt, dass das entwickelte Einspritzsystem auch für zukünftige Kraftstoffe mit geringeren Heizwerten bereits jetzt geeignet ist. Für den Fall schlechter Kraftstoffqualität wird der Motor homogen betrieben und es findet keine Ladungsschichtung statt [3].

- *Herausforderungen*

Die Existenz zusätzlicher Freiheitsgrade bei der Gemischbildung eröffnet eine Vielzahl von Optimierungsmöglichkeiten, allerdings ergeben sich auch neue Problemstellungen. Durch Verlassen des global stöchiometrischen Betriebs, können speziell die NO_x -Emissionen, deren Konzentration aufgrund der geringen Verbrennungstemperatur grundsätzlich niedriger ausfallen als bei stöchiometrischem Betrieb, nicht im Drei-Wege-Katalysator konvertiert werden (siehe Kapitel 2.2.3). Es ist daher ein zusätzlicher NO_x -Speicher-Katalysator notwendig. Solange sich dieser außerhalb des aktiven Temperaturfensters befindet, muss in den homogenen Betrieb geschaltet werden, um eine lückenlose Konvertierung und somit Erfüllung der Abgasgesetzgebung, zu gewährleisten.

2.2.2 Schadstoffe

Der Verbrennungsvorgang im Motor basiert auf einer Oxidation der als Kraftstoffe eingebrachten Kohlenwasserstoffe mit Sauerstoff. Da die Verbrennung aber nicht vollständig erfolgt, entstehen neben Kohlendioxid und Wasser noch weitere Schadstoffkomponenten. Die Konzentration der drei limitierten Schadstoffe in Abhängigkeit der Gemischzusammensetzung ist in [Abbildung 2.5](#) dargestellt.

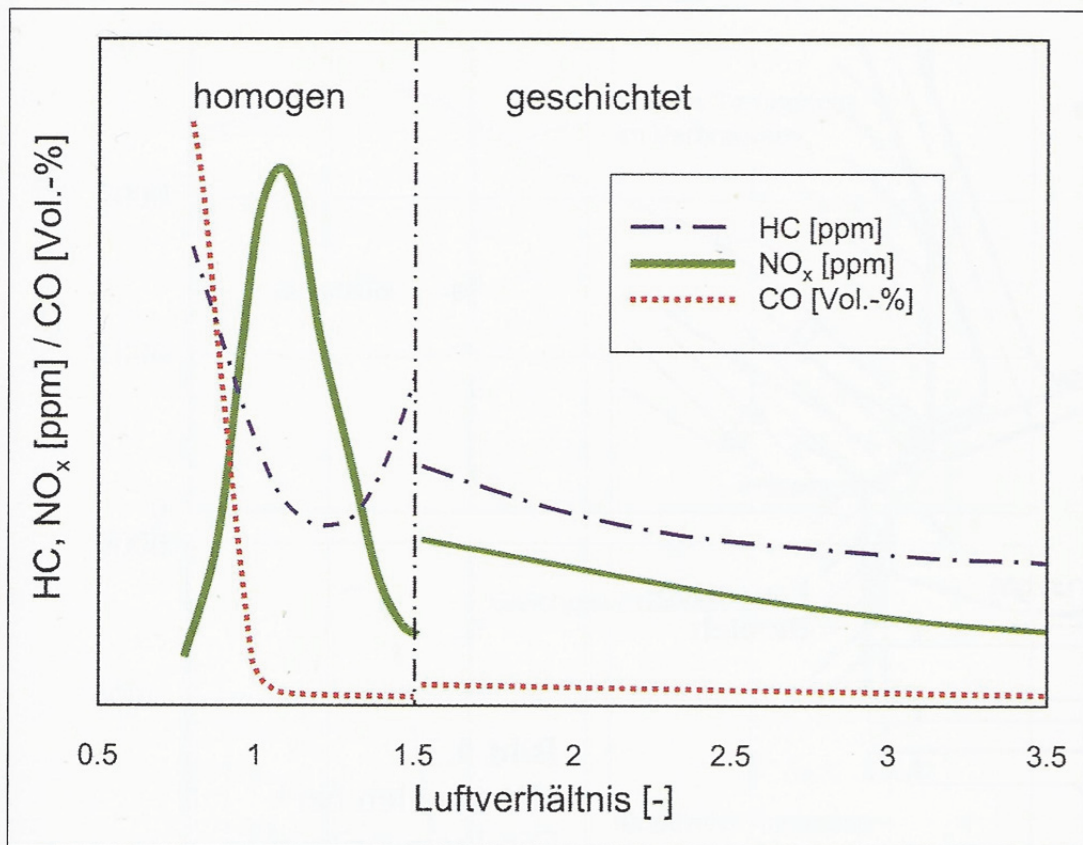


Abbildung 2.5: Schadstoffkonzentrationen im Ottomotor mit Direkteinspritzung im homogenen und im geschichteten Betrieb [13]

Speziell für den homogenen Betrieb ist eine starke Abhängigkeit vom Luftverhältnis gegeben. Im geschichteten Magerbetrieb befinden sich die Konzentrationen auf einem deutlich geringeren Niveau. Bei der Berechnung der Emissionen ist der Luftmassenstrom nach [Formel 2.1](#) zu berücksichtigen. Dieser fällt beim ungedrosselten Magerbrennverfahren deutlich höher aus.

$$K = \frac{b_e + \text{MAF}}{\rho_A} * \frac{[K]}{10^6} * \rho_K * 10^3$$

Formel 2.1: Berechnung der emittierten Schadstoffmasse pro Stunde [g/h] aus der Konzentration des Schadstoffes [ppm] im Abgas

K	Emission der Schadstoffkomponente	[g/h]
[K]	Konzentration der Schadstoffkomponente im Abgas	[ppm]
b_e	Kraftstoffverbrauch	[kg/h]
MAF	Luftmassenstrom	[kg/h]
ρ_A	Dichte des Abgases	[kg/m ³]
ρ_K	Dichte der reinen Schadstoffkomponente	[kg/m ³]

2.2.3 Abgasnachbehandlung bei magerer Verbrennung

- *Drei-Wege-Katalysator*

Hauptschadstoffe der ottomotorischen Verbrennung sind unverbrannte Kohlenwasserstoffe, Kohlenmonoxid und Stickstoffoxid. CO und HC werden im Drei-Wege-Katalysator durch Oxidation nahezu vollständig umgesetzt. Die bei der Verbrennung entstandenen Stickoxide werden bei stöchiometrischer Verbrennung im Katalysator reduziert. Für die Reduktion sind die Edelmetalle Platin (Pt), Palladium (Pd) und Rhodium (Rh) im Washcoat des Katalysators eingelagert. Zur Sauerstoffspeicherung, um auch bei geringen Lambdaschwankungen zu konvertieren, wird zusätzlich Ceroxid eingesetzt [11]. Es ist daher für eine optimale Konvertierungsrate des Drei-Wege-Katalysators, sehr wichtig in einem engen Lambdafenster (siehe [Abbildung 2.6](#)) zu bleiben. Dieses verlässt man auf Grund des Magerbetriebs jedoch deutlich.

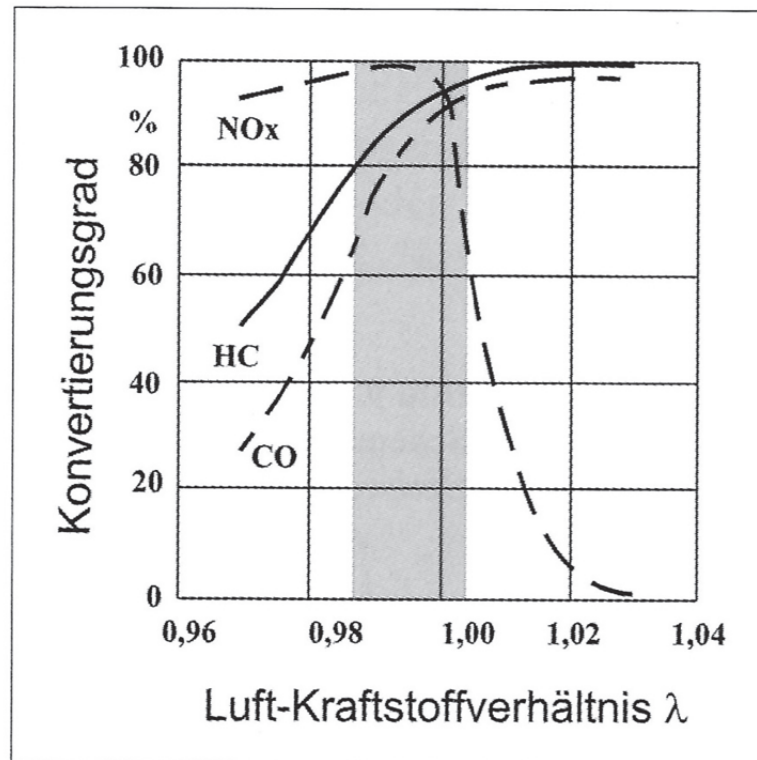


Abbildung 2.6: Konvertierungsgrad in Abhängigkeit des Luft-Kraftstoffverhältnisses im Drei-Wege-Katalysator [13]

Da zur Oxidation von CO ein Sauerstoffüberschuss notwendig ist, stellt diese Komponente kein Problem bei der Umsetzung im grundsätzlich CO-armen Magerbetrieb dar. Etwas schwieriger gestaltet sich die Umsetzung der HC-Emissionen. Bei der mageren Verbrennung entsteht ein höherer Anteil schwer oxidierbarer HC-Bestandteile wie etwa Methan. Diese sind besonders kritisch bei geringen Lasten und geringen Abgastemperaturen. Eine Umsetzung durch die heute verwendeten Materialien ist aber möglich [21]. Eine besondere Herausforderung liegt in der Konvertierung der NO_x-Emissionen im Magerbetrieb. Läuft die Verbrennung zu mager ab, können in Folge der Reaktionskinetik die NO_x-Emissionen nicht umgesetzt werden. Durch den Umstand der höheren Reaktionsgeschwindigkeit von unverbrannten Kohlenwasserstoff und Kohlenmonoxid mit dem Sauerstoff, werden diese bevorzugt konvertiert und es fehlt an Reaktionspartnern zur Konvertierung der Stickoxide. Bei unterstöchiometrischer Verbrennung würden unverbrannte Kohlenwasserstoffe und vor allem Kohlenmonoxid schlecht konvertieren. Dadurch werden weitere Vorkehrungen zur Konvertierung der NO_x-Emissionen notwendig. Eine sinnvolle Möglichkeit ist eine Ergänzung der Abgasanlage um einen NO_x-Speicherkatalysator.

Eine zusätzliche Problemstellung neben dem Verlassen des λ -Fensters im Magerbetrieb liegt beim Erreichen der Light-Off Temperatur, also jene, ab welcher der Katalysator zu konvertieren beginnt. Im Magerbetrieb treten teilweise Temperaturen unter 300 °C auf. Noch tiefere Temperaturen sind bei aufgeladenen Motoren [17] aufgrund des Temperaturabfalles am Abgasturbolader zu erwarten. Zusätzlich muss eine Konvertierung auch bei unterstöchiometrischem Betrieb (Luftverhältnis zwischen 0,85 und 0,95 [19] bei homogenem [22] Gemisch) bei Regenerationsphasen des NO_x -Speicher-katalysators erfolgen. Für den Einsatz in einem hybriden Antriebsstrang kommen Stillstandsphasen bei Start/Stopp-Betrieb sowie Schubphasen bei nicht entkoppeltem Antriebsstrang erschwerend hinzu. Die Light-Off Temperatur liegt je nach Alterungszustand und Bauart bei ca. 350 °C [17] und sollte im Betrieb möglichst nicht unterschritten werden. Um die Light-Off Temperatur rasch zu erreichen, wird der Katalysator motornah und mit möglichst geringer thermischer Masse ausgeführt. Nachteile eines motornahen und kleinen Katalysators liegen in Bereichen höherer Lasten, da hier eine hohe Raumgeschwindigkeiten und Temperaturen von 1050 °C die vollständige Konvertierung erschweren [17], [21].

- *NO_x -Speicher-katalysator*

Im Betriebsbereich außerhalb des Fensters um $\lambda=1$ ergeben sich wie bereits erwähnt neue Herausforderungen in der Abgasnachbehandlung, da der klassische Drei-Wege-Katalysator hier nicht mehr zufriedenstellend konvertieren kann. Zur Reduzierung der NO_x -Emissionen kommen bei derzeit allen Ottomotoren mit Magerbrennverfahren NO_x -Speicher-katalysatoren zum Einsatz. Die Reduktion im NO_x -Speicher-katalysator erfolgt in zwei Schritten: Im ersten Schritt findet eine NO-Oxidation und Nitrat Bildung während des Magerbetriebs statt. Kommt es zu einem NO_x -Durchbruch, wird dieser von einem NO_x -Sensor nach dem NO_x -Speicher-katalysator registriert und der zweite Schritt eingeleitet. In diesem kommt es zum Nitrat Zerfall sowie zur Konvertierung zu N_2 wozu allerdings eine Anreicherung des Gemischs notwendig ist. Das Ende der Regeneration ist entweder durch einen NO_x -Sensor [22], [23] (siehe Abbildung 2.7) oder anhand des Sauerstoffmangels hinter dem NO_x -Speicher-katalysator mittels Lambdasonde [18] erkennbar und der Magerbetrieb ist wieder möglich. Diese Vorgänge wiederholen sich periodisch je nach Lastpunkt bzw. aktuellem Beladungszustand des Katalysators.

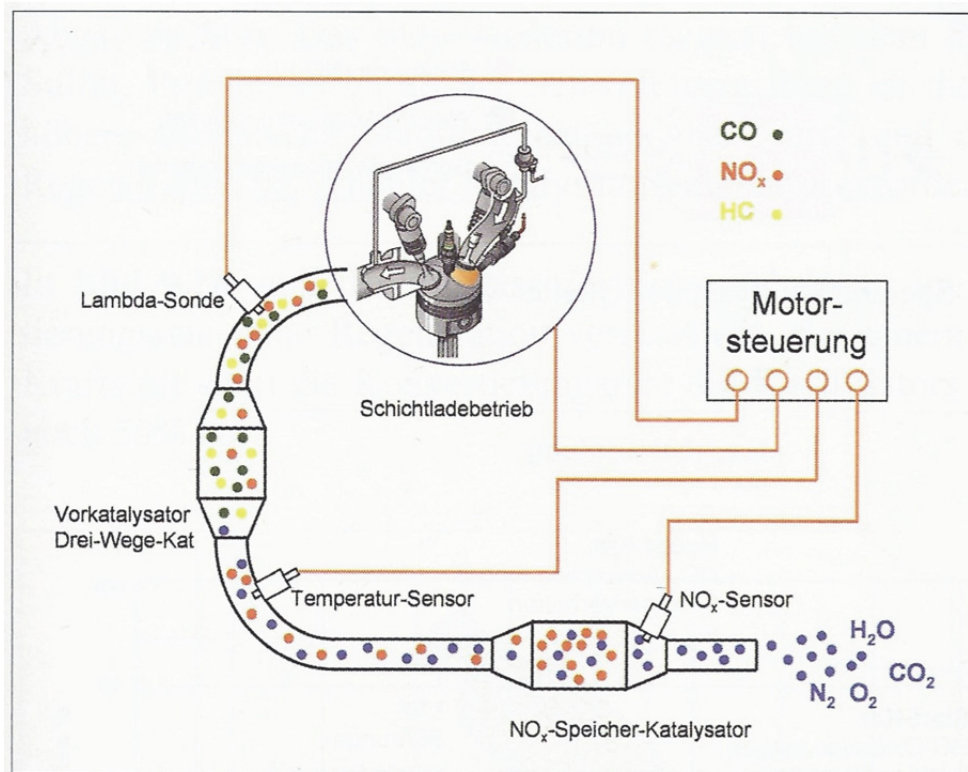


Abbildung 2.7: Schematische Darstellung der Abgasnachbehandlung beim direkteinspritzenden Ottomotor im Magerbetrieb mittels NO_x-Speicherkatalysator [13]

Grundsätzlich wäre auch ein Katalysator mit einer Kombination aus den Eigenschaften eines Drei-Wege-Katalysators und eines NO_x-Speicherkatalysators in Zukunft denkbar. Jedoch ergeben sich unterschiedlichste Zielkonflikte speziell in den eingesetzten Temperaturbereichen [17] und sehr hohe Kosten. Als bewährteste Anordnung für Fahrzeuge, welche nach der EURO V Gesetzgebung zertifiziert sind, hat sich ein motornaher Drei-Wege-Katalysator und ein im Unterboden befindlicher Speicherkatalysator durchgesetzt [17], [18], [21]. Die Ausführung kann auch derart erfolgen, dass ein zur Kühlung eingesetzter Rohrabschnitt, mit Bypass für niedrige Abgastemperaturen, zwischen Drei-Wege-Katalysator und NO_x-Speicherkatalysator vorgesehen wird. Gründe für die Aufteilung in zwei Katalysatoren gibt es mehrere. Zum einen besteht eine starke Temperaturempfindlichkeit aufgrund des Deaktivierungsprozesses bei ca. 800 °C [17], [18] des NO_x-Speicherkatalysators. Ein Betrieb oberhalb dieser Temperatur bewirkt ein rasches Altern und muss vermieden werden. Durch einen motornahen Drei-Wege-Katalysator findet an diesem bereits ein Temperaturabfall statt und es kommt folglich zu geringeren Betttemperaturen des NO_x-Speicherkatalysators. Für einen Ottomotor mit Direkteinspritzung ist ein

Temperaturabfall zwischen den beiden Katalysatoren von mindestens 100 °C [18] zu erzielen, um ein Überhitzen des NO_x-Speicher-katalysators zu vermeiden. Durch den „vorgeswitcheten“ Drei-Wege-Katalysator finden bereits in diesem exotherme Reaktionen statt, welche dadurch nicht mehr im nachfolgenden NO_x-Speicher-katalysator stattfinden können. Es kommt daher aufgrund der durch die Reaktion freigesetzten Wärme lediglich zu einem Temperaturanstieg von ca. 10 °C bis 20 °C [21] im NO_x-Speicher-katalysator. Zum anderen liegt der Vorteil dieser Aufteilung auch darin, beim Kaltstart den motornahen Drei-Wege-Katalysator schnell bei stöchiometrischer Verbrennung auf Betriebstemperatur zu bringen und erst dann in den Magerbetrieb zu schalten. Nachteilig wirkt sich diese Anordnung allerdings auf die Regenerationsphasen aus. Der kurzzeitige Betrieb bei unterstöchiometrischem Gemisch muss länger andauern und etwas stärker angereichert ausfallen, da die Oxidationsmechanismen im Drei-Wege-Katalysator nicht unterbunden werden können. Dies führt zu einem erhöhten Kraftstoffverbrauch [17]. Um ein „Vergiften“ des NO_x-Speicher-katalysators zu verhindern, ist neben dem Betrieb mit schwefelarmem Kraftstoff (bereits 10ppm führen zu einer Deaktivierung der katalytischen Funktion [17], [19]), ein regelmäßiger Desulfatisierungsvorgang notwendig. Dieser setzt sehr hohe Temperaturen von ca. 600 °C [18] bis 700 °C [17] voraus. Durch die längere Wegstrecke zum NO_x-Speicher-katalysator kommt es hier ebenfalls zu leichten Verbrauchsanstiegen.

Um die aktuellen Grenzwerte der geltenden EURO V - Norm zu halten bzw. zu unterschreiten, müssen 85 % bis 95 % [21] der Rohemissionen konvertiert werden. Neben der NO_x-Speicher- bzw. Regenerationsfähigkeit (kurzes und möglichst „geringes Anreichern“ des Gemischs) ist auch das Arbeitstemperaturfenster eine entscheidende Größe zur Beurteilung eines NO_x-Speicher-katalysators. Der Arbeitsbereich erstreckt sich hierbei von ca. 220 °C [17] bis ca. 550 °C [21]. Für einen hybriden Antriebsstrang besteht die Herausforderung, trotz Motorstillstandsphasen die Temperatur über der Light-Off-Temperatur zu halten.

Ebenso ist die Alterungseigenschaft des Katalysators von Bedeutung. Untersuchungen in [21] haben gezeigt, dass eine rasche Alterung speziell unter sehr starkem Sauerstoffüberschuss, wie etwa bei Schubabschaltung, zu beobachten ist. Speziell die thermische Alterung [18] und das Auftreten niedriger Abgastemperaturen im

Magerbetrieb gefolgt von hohen Abgastemperaturen bei Volllast bei stöchiometrischer Verbrennung stellte lange Zeit eine unüberwindbare Herausforderung dar [18].

Aufgrund der Komplexität der Abgasnachbehandlungsanlage, nicht nur durch bauliche sondern auch applikationsseitige Maßnahmen (intermittierte Regeneration des NO_x-Speicher-katalysators) und den damit verbundenen Kosten, stellt diese einen nicht unwesentlichen Einflussfaktor für den Durchbruch des strahlgeführten Magerbrennverfahrens dar. Das beim Brennverfahren teuer erkaufte Verbrauchseinsparungspotential darf nicht durch die Abgasnachbehandlungsanlage wieder aufgebraucht werden. Um kostengünstig NO_x-Speicher-katalysatoren herzustellen, muss der Edelmetallanteil gesenkt werden. Das Volumen des Katalysators hat hierbei höhere Auswirkungen auf die Konvertierung, als die Edelmetalldichte. In absehbarer Zeit wird daher laut [17] eine Abgasanlage eines direkteinspritzenden Ottomotors mit Magerbetrieb nur noch ca. die 1,5-fache Menge an Edelmetall benötigen, als vergleichbare Systeme für rein homogene Brennverfahren.

2.3 Hybride Antriebsstrangkonzeppte

Ein Hybridfahrzeug ist laut UNO [24] „ein Fahrzeug, bei dem mindestens zwei Energiewandler und zwei Energiespeichersysteme im Fahrzeug vorhanden sind, um es anzutreiben“. Grundsätzlich sind viele Ansätze zur hybriden Antriebsweise denkbar. Die Kombination einer Verbrennungskraftmaschine mit einem Elektromotor ist allerdings die häufigste Ausführung. In den gängigen Hybridfahrzeugen kommen heute fast ausschließlich Ottomotoren und permanent erregte Synchronmaschinen (PSM) zum Einsatz [4]. Das bereits bei niedrigen Drehzahlen vorhandene, hohe Drehmoment eines Elektromotors stellt eine hervorragende Ergänzung zu einem Ottomotor, welcher durch „Downsizing“ eine deutliche Drehmomentschwäche in diesem Bereich aufweist, dar. Jedoch müssen noch diverse Verluste berücksichtigt werden. Wie zum Beispiel Stator-Stromwärmeverluste, Ummagnetisierungsverluste, Verluste in den Magneten und Läufer, Ventilations- u. Lagerreibungsverluste und Zusatzverluste bei Wechselrichter-Betrieb. Der Systemwirkungsgrad streut je nach Betriebspunkt von über 93 % bis 80 % [25]. Der Vergleich mit einem Wirkungsgraddiagramm eines modernen Ottomotors lässt erkennen, dass ein Zusammenspiel trotz Wirkungsgradkette durchaus sinnvoll ist. Auch bei Berücksichtigung der leistungsabhängigen Lade- und Entladeverluste.

2.3.1 Klassifizierungen nach Hybridisierungsgrad

Eine Einteilung erfolgt nach der Höhe der eingesetzten elektrischen Leistung im Bezug zur Leistung des Verbrennungsmotors, dem Hybridisierungsgrad H .

$$H = \frac{P_E}{P_E + P_{VKM}} * 100$$

Formel 2.2: Berechnung des Hybridisierungsgrad [26]

H	Hybridisierungsgrad
P_E	Leistung des Elektromotors
P_{VKM}	Leistung des Verbrennungsmotors

Einige typische Vertreter der einzelnen Klassen sind in [Abbildung 2.8](#) dargestellt.

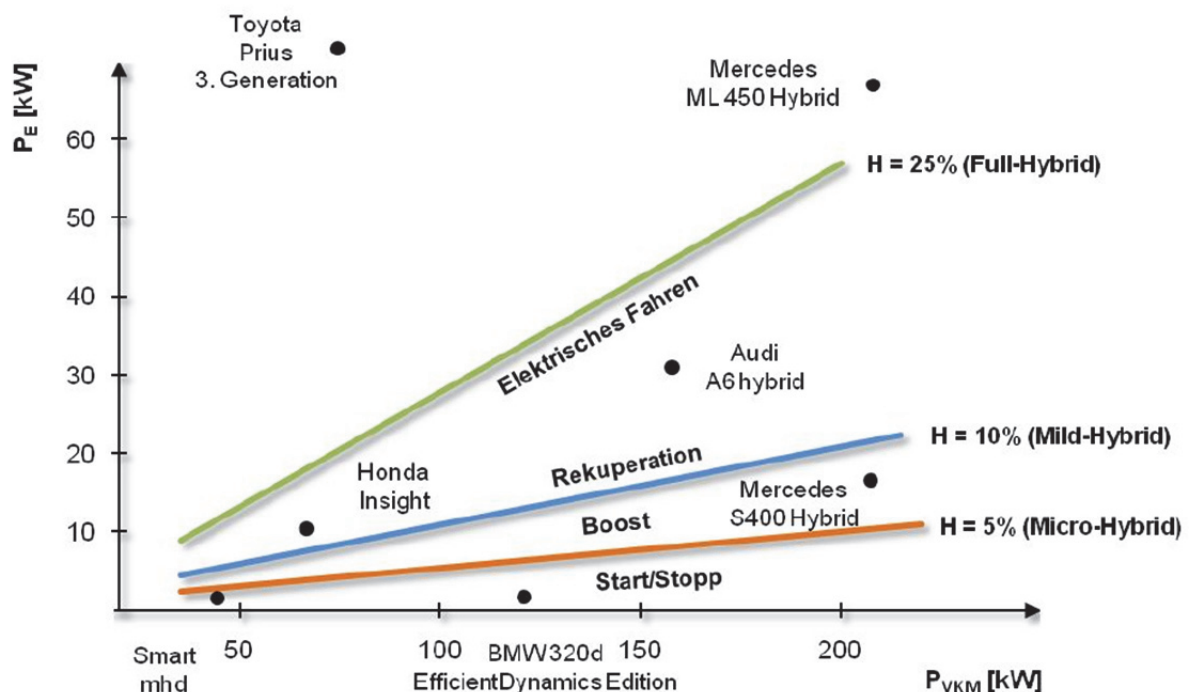


Abbildung 2.8: Vergleich unterschiedlicher Hybridfahrzeuge in Abhängigkeit des Hybridisierungsgrades [9], [26], [27], [28], [29], [30], [31], [32], [33]

Für die, in dieser Arbeit, durchgeführten Untersuchungen wurde ein Full-Hybrid Konzept nachgebildet.

- *Full-Hybrid*

Die allgemeine Definition sieht einen E-Motor mit einer Leistung von über 15 kW und ein Spannungsniveau von 60 V bis 800 V vor. Die Betriebsmodi umfassen jene des

Micro-Hybrid (CO₂-Reduktion im NEFZ von 5 % [4] bis 8 % [34]) wie das automatisierte Abstellen des Motors bei Fahrzeugstillstand und Starten bei neuerlichem Anfahren (Start/Stop-Funktion, CO₂-Ersparnis von ca. 4-5 % im NEFZ [35]) zum Beispiel bei Ampelphasen oder im Stop-and-Go Verkehr sowie die Ladung der Batterie durch Rekuperation der Bremsenergie [36]. Zusätzlich können Modi des Mild-Hybrid (CO₂-Reduktion im NEFZ 15 % [4]) wie zum Beispiel Lastpunktverschiebung der VKM, etwa durch eine Auflastung mittels Elektromotor im Generatorbetrieb, und eine Unterstützung der VKM durch den Elektromotor (Boosten) bei Beschleunigungsvorgängen realisiert werden. Mit entsprechenden Betriebsstrategien ist, wie auch beim Mild-Hybrid, durch den Elektromotor eine „Phlegmatisierung“ des Verbrennungsmotors möglich. Aufgrund des weniger dynamischen Betriebs eröffnet sich ein weiteres Potential zur Emissionsreduktion [10]. Durch die deutlich höhere Leistung des Elektromotors ist beim Full-Hybrid Konzept der Betriebsmodus des „rein elektrischen Fahrens“ möglich.

Die Betriebsmodi sind in Abbildung 2.9 dargestellt.

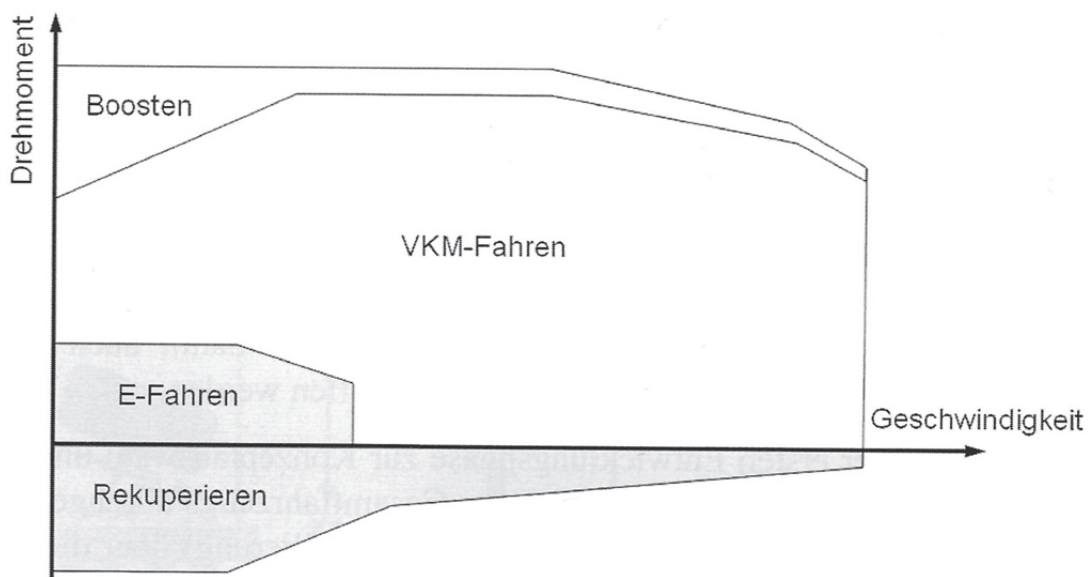


Abbildung 2.9: Darstellung der einzelnen Betriebsmodi eines Full-Hybrid Fahrzeuges in Abhängigkeit von Fahrzeuggeschwindigkeit und erforderlichem Drehmoment [9]

Das größte Potenzial zur Kraftstoffverbrauchsreduzierung liegt in dieser Klasse, da sie eine Vielzahl von Möglichkeiten zu Optimierung bietet. Durch den drehmomentstarken Elektromotor können Downsizing und Downspeeding der VKM konsequent umgesetzt werden, ohne Fahrleistungseinbußen zu verzeichnen. Durch gezielte

Lastpunktverschiebung kann die VKM in Bereichen mit geringerem spezifischem Verbrauch betreiben, und die generierte Energie in der deutlich vergrößerten Batterie gespeichert werden. Aufgrund der erhöhten elektrischen Leistung im Fahrzeug können Nebenaggregate elektrisch betrieben werden. Direkt mechanisch mit der Motordrehzahl gekoppelte Nebenaggregate (z.B. Servopumpe, Klimakompressor aber auch Wasserpumpe und Ölpumpe) benötigen nicht immer der Drehzahl entsprechende Leistungen. Durch eine Entkoppelung ist eine bedarfsgerechte Regelung und Minimierung der Verluste möglich und weiteres Verbrauchseinsparungspotential steht zur Verfügung.

2.3.2 Klassifizierung nach Struktur des Antriebsstrangs

Je nach Aufbau des Antriebsstrangs kann eine weitere Klassifizierung der Hybridantriebe erfolgen.

- *Seriell*

Bei dieser Struktur besteht keine mechanische Verbindung zwischen Verbrennungsmotor und den Antriebsrädern. Der eigentliche Antriebsmotor ist der Elektromotor, welcher „elektrisch“ in Serie mit dem Verbrennungsmotor geschaltet ist. Die Fahrleistung hängt also von der Leistung des E-Motors sowie der Ladegruppe und der Batterie ab. Die Vorteile liegen in der Tatsache, dass die Ladegruppe ganz unabhängig vom Radantrieb geregelt werden kann. Dadurch kann die VKM bei bestem spezifischem Wirkungsgrad stationär betrieben werden. Nachteilig wirkt sich bei dieser Anordnung die mehrmalige Energieumwandlung aus, welche mit bis zu elf [4] Einzelverlusten behaftet ist.

- *Parallel*

Charakteristisch für diese Bauart ist die Möglichkeit des mechanischen Durchtriebs vom Verbrennungsmotor bis zum Rad. Parallel dazu läuft der elektrische Pfad. Bei dieser Anordnung ist nur noch eine elektrische Maschine notwendig, welche als E-Motor oder Generator eingesetzt werden kann. Die maximale Fahrleistung kann von der VKM geboten werden, während der Leistungsbedarf im Stadtbetrieb zum Beispiel vom E-Motor erfüllt wird. Für höhere Geschwindigkeitsbereiche kann der rein mechanische

Antrieb verwendet werden und es entfallen so elektrische Umwandlungsverluste. Die VKM kann allerdings im Vergleich zum Seriellhybrid nicht mehr stationär im optimalen Lastpunkt betrieben werden [4].

- *Leistungsverzweigt*

Hier wird die zu übertragende mechanische Leistung in einen mechanischen und einen elektrischen Pfad aufgeteilt. Das elektrisch leistungsverzweigte Getriebe besteht aus der Kopplung von Getriebeelementen mit einem elektrischen Variator. Dargestellt wird dieser zum Beispiel mit zwei elektrischen Maschinen in Verbindung mit einem Radsatz bestehend aus Planetensätzen, einfachen Übersetzungen und Kupplungen. Mit der Wandlung von mechanischer in elektrische Energie wird die Einstellung unterschiedlicher Drehzahlen und Drehmomente der Welle des Variators ermöglicht [4].

2.3.3 Untersuchte Antriebsstränge

Da im Zuge dieser Arbeit zwei unterschiedliche Antriebsstränge untersucht wurden, sollen diese im Folgenden näher erläutert werden.

- *Konventioneller Antriebsstrang*

Der konventionelle Antriebsstrang ist in Abbildung 2.10 dargestellt. Die VKM ist über einen Drehmomentwandler mit dem Automatikgetriebe (ATM) verbunden. Der Motorstart erfolgt über einen Ritzelstarter. In dieser Konfiguration wurde sowohl das konventionelle Fahrzeug als auch der Start/Stop (SS)-Betrieb untersucht.

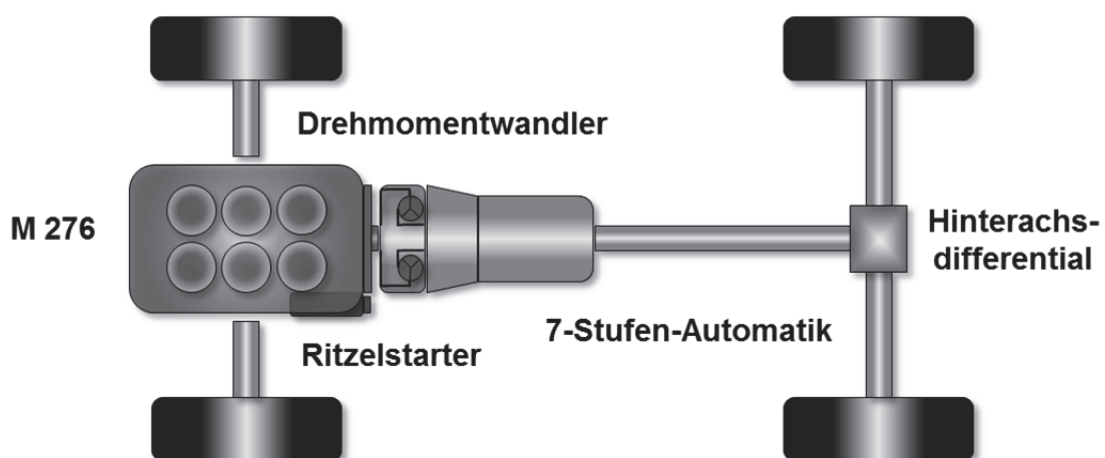


Abbildung 2.10: Konfiguration des konventionellen Antriebsstrangs

- *P2-Hybrid:*

Die zweite untersuchte Antriebsstrangkonfiguration entspricht einem Parallelhybrid-Konzept. Um Hybridfunktionen darzustellen, wurde der Antriebsstrang um eine E-Maschine mit einer Leistung von 21 kW und eine Batterie mit einer Kapazität von 0,86 kWh ergänzt. Durch eine Kupplung zwischen VKM und E-Motor lässt sich der mechanische Durchtrieb der VKM zu den Antriebsrädern unterbrechen und somit eine effizientere Rekuperation der Bremsenergie, sowie der Modus des rein elektrischen Fahrens ohne Schleppmomentverluste der VKM, realisieren. Der Motorstart erfolgt bei geöffneter Kupplung mit einem Ritzelstarter. Der Aufbau ist in [Abbildung 2.11](#) schematisch dargestellt.

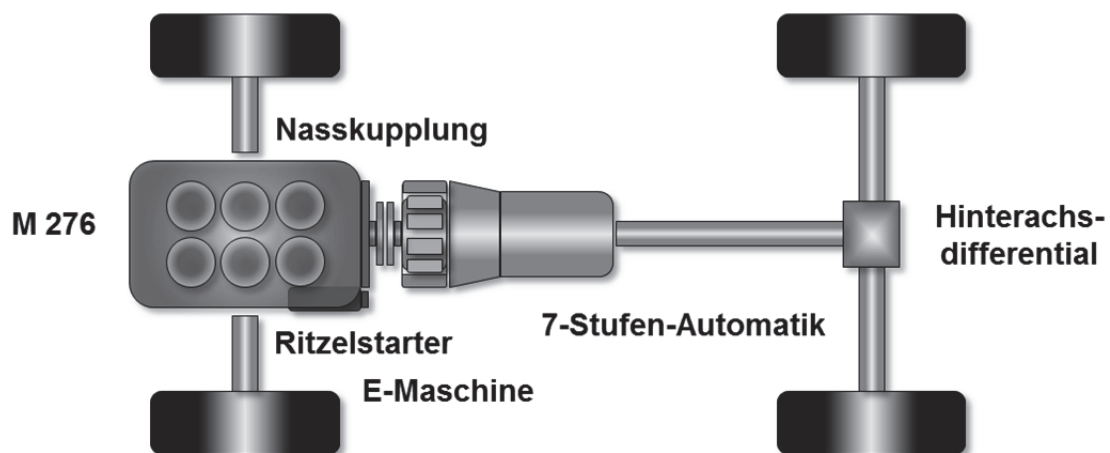


Abbildung 2.11: Konfiguration des P2-Hybridantriebsstrangs

3 Versuchsaufbau

3.1 Motorenprüfstand

3.1.1 Versuchsträger

Die Untersuchungen wurden an einem V6 Ottomotor von *Mercedes-Benz*, dem M276 DE35, durchgeführt. Der M276 löste den M272, beginnend mit der S-Klasse (S350 BlueDIRECT) und dem S-Klasse Coupé, im Herbst 2010 ab. Diese neue Motorengeneration zeichnet sich durch einige wesentlichen Unterschiede zu den Vorgängermodellen aus [14], [37]. Der Bankwinkel wurde von 90° auf 60° verringert, um so eine Verbesserung der Packingsituation als auch des NVH-Verhaltens zu erzielen. Dadurch konnte auf die Ausgleichswelle erster Ordnung verzichtet und ein neuer zweistufiger Kettentrieb mit Zahnkette eingesetzt werden. Durch diesen neuen Kettentrieb wurde ein sehr kompaktes Konzept des stufenlosen hydraulischen Nockenwellenverstellers für Ein- und Auslass möglich gemacht. Dank der Reduzierung der Triebwerksreibung um 23 % (bei 2000 min⁻¹) konnten die Leistungsdaten im Vergleich zum Vorgänger, bei rund 10 kg Gewichtersparnis, weiter gesteigert werden. Die Entwicklungsschwerpunkte zur CO₂-Senkung lagen bei der, bereits in Serie eingeführten und nun weiterentwickelten, strahlgeführten Direkteinspritzung mit Piezo-Injektoren. Zusätzlich wurde die Leistungsaufnahme der Nebenaggregate (Verkleinerung der Wasserpumpe, stufenlos geregelte Flügelzellen-Ölpumpe, mengengeregelte Kraftstoffhochdruckpumpe) sowie ein neues Generatormanagement und Drei-Phasen-Wärmemanagement der zweiten Generation eingesetzt. Speziell zu erwähnen ist das komplett neue Ansaugsystem in Verbindung mit einem schaltbaren Resonanzsaugrohr. Kennfeldabhängig werden zwei Resonanzklappen und/ oder eine Schaltwalze angesteuert, welche entsprechende „Resonanz“-Kammern verbinden oder trennen.

Die Direkteinspritzung der dritten Generation weißt zusätzlich zu den bekannten Merkmalen wie zum Beispiel der mageren Schichtladeverbrennung und der externen Abgasrückführung zwei weitere Entwicklungsschritte auf. Durch den Einsatz der Multi-Spark-Ignition ist eine Ausweitung des Applikationsspielraums für eine optimale Verbrennungsschwerpunktlage auch in Bereichen mit hoher AGR-Rate möglich. Kritische Entflammungsbedingungen durch hohe Strömungsgeschwindigkeiten oder

durch hohen Kraftstoffeintrag an der Zündkerze können durch die schnelle Ausbildung von Folgefunken stabilisiert werden. Durch den Einsatz von Piezo-Einspritztechnik mit der Fähigkeit zur Mehrfacheinspritzung und Kleinstmengenfähigkeit konnte der nutzbare Kennfeldbereich ausgeweitet, und weitere Betriebsarten erschlossen werden. Unterschieden werden drei Betriebsmodi die in Abbildung 3.1 dargestellt sind:

- Schichtbetrieb $\lambda \gg 1$
- Homogen-Schicht Betrieb (HOS) $\lambda > 1$
- Homogen-Split (HSP) bzw. Homogenbetrieb $\lambda = 1$

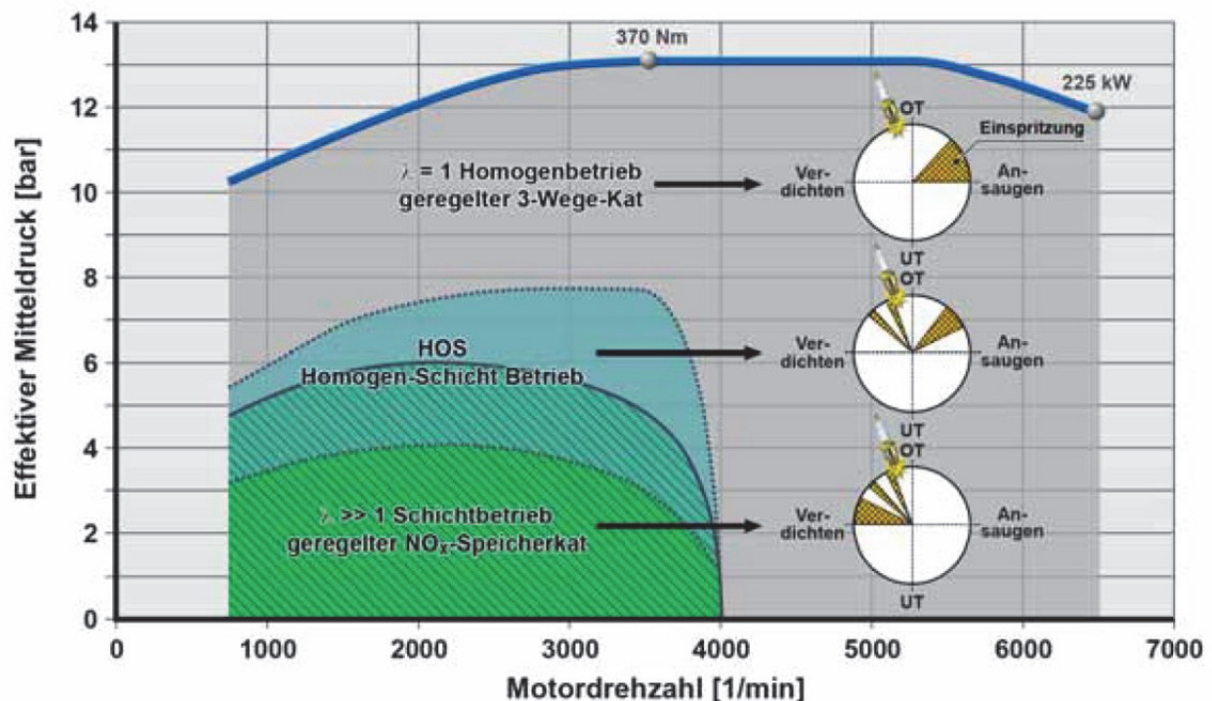


Abbildung 3.1: Betriebsbereich für homogenes, geschichtetes und homogen-geschichtetes Brennverfahren beim M276 [19]

Im mageren Betrieb (bis zu einer Drehzahl von ca. 4000 min^{-1} und einem Mitteldruck von 6 bar) erfolgt die Einspritzung in zwei oder drei Stufen im Kompressionshub. Mit steigender Last muss der Kraftstoffanteil zunehmen und es kommt zu einer sehr inhomogenen Gemischverteilung. Um innerhalb eines mageren Grundgemisches im Kerzenbereich ein zündfähiges Gemisch zu erzeugen, steht eine weitere Betriebsart, der Homogen-Schicht-Betrieb, zur Verfügung. In diesem (bis ca. 4000 min^{-1} und zwischen 4 und 8 bar Mitteldruck) erfolgt, bei entdrosseltem Motor, die erste

Einspritzung während dem Ansaughub. Dadurch wird ein homogenes mageres Basisgemisch gebildet. Zusätzlich erfolgt eine „Schicht“-Einspritzung im Kompressionshub, welche je nach Kennfeldbereich als Einfach- oder Zweifach- Einspritzung erfolgt. Sowohl beim Schicht- als auch beim HOS-Betrieb wird zur NO_x -Absenkung inertes Abgas durch die externe AGR beigemischt. Bereits ab einer Last von 4 bar effektivem Mitteldruck wird im HOS-Betrieb der gleiche Verbrauch erzielt wie im klassischen Schicht-Betrieb. Die Wahl des Betriebsmodus für den Bereich zwischen 4 und 6 bar Mitteldruck erfolgt daher unter Berücksichtigung der Abgasnachbehandlung und des harmonischeren Motorlaufs [3]. Bei der Betriebsart HSP (bei hoher Last und im gesamten Drehzahlbereich) handelt es sich um eine homogene stöchiometrische Verbrennung, bei der über 95 % der Einspritzmenge während des Ansaughubs durch Einfach- oder Mehrfacheinspritzung eingebracht wird. Eine sehr geringe „Zünd“-Einspritzung dient lediglich zur Stabilisierung der Verbrennung und verbessert die stochastischen Zyklusschwankungen signifikant. Die wichtigsten Leistungsdaten des Versuchsträgers sind in der Tabelle 3.1 aufgelistet.

Tabelle 3.1: Technische Daten des M276 DE 35 [37]

M276 DE 35 (Mercedes-Benz)		
Bauart/ Zylinderzahl	[-]	V6
Bankwinkel	[°]	60
Ventile pro Zylinder	[-]	4
Hubraum	[cm ³]	3499
Zylinderabstand	[mm]	106
Bohrung	[mm]	92,9
Hub	[mm]	86
Hub/ Bohrungsverhältnis	[-]	0,93
Nennleistung bei Drehzahl	[kW] [min ⁻¹]	225 6500
Max. Drehmoment bei Drehzahl	[Nm] [min ⁻¹]	370 3500-5250
Verdichtungsverhältnis	[-]	12,2
Max. Mitteldruck	[bar]	13,29
Gewicht nach DIN 70020 GZ	[kg]	170,6

3.1.2 Belastungsmaschine

Um die Fahrwiderstände zu simulieren, kam eine fremdbelüftete Drehstrom-Asynchronmaschine (ASM) mit Kurzschlussläufer (Massenträgheit: 0,29 kgm²) des Typs HS 315 der Firma *Kristl & Seibt* zum Einsatz. Durch den Einsatz der ASM im motorischen und im generatorischen Betrieb war es möglich, die VKM sowohl zu schleppen als auch zu bremsen, sowie dank der hohen Dynamik der E-Maschine, schnelle und exakte Regeleingriffe für den EIL-Betrieb durchzuführen. Die Regelung von Drehzahl und Drehmoment erfolgte mittels eines Frequenzumrichters der Firma *ABB* (Typ ACS800). Die technischen Daten der Belastungsmaschine sind in Tabelle 3.2 und Tabelle 3.3 dargestellt.

Tabelle 3.2: Technische Daten Belastungsmaschine HS 315 (generatorisch) [38]

Drehstrom-Asynchronmaschine HS 315 (Kristl & Seibt)				
Frequenz	[Hz]	5	90	163,5
Mechanische Leistung	[kW]	23	315	315
Drehmoment	[Nm]	550	550	305
Spannung	[V]	19	400	400
Strom	[A]	560	560	500
Drehzahl	[min ⁻¹]	407	5505	10004
Wirkungsgrad	[%]	56,9	94,7	95,5
Max. Überlaststrom	[A]	640		
Max. Spannung ab	[Hz]	90		

Tabelle 3.3: Technische Daten Belastungsmaschine HS 315 (motorisch) [38]

Drehstrom-Asynchronmaschine HS 315 (Kristl & Seibt)				
Frequenz	[Hz]	5	90	170
Mechanische Leistung	[kW]	11	305	305
Drehmoment	[Nm]	550	550	290
Spannung	[V]	26	400	400
Strom	[A]	560	570	520
Drehzahl	[min ⁻¹]	199	5290	9987
Wirkungsgrad	[%]	55,1	94,6	95,3
Max. Überlaststrom	[A]	740		
Max. Spannung ab	[Hz]	90		

3.1.3 Prüfstandsaufbau

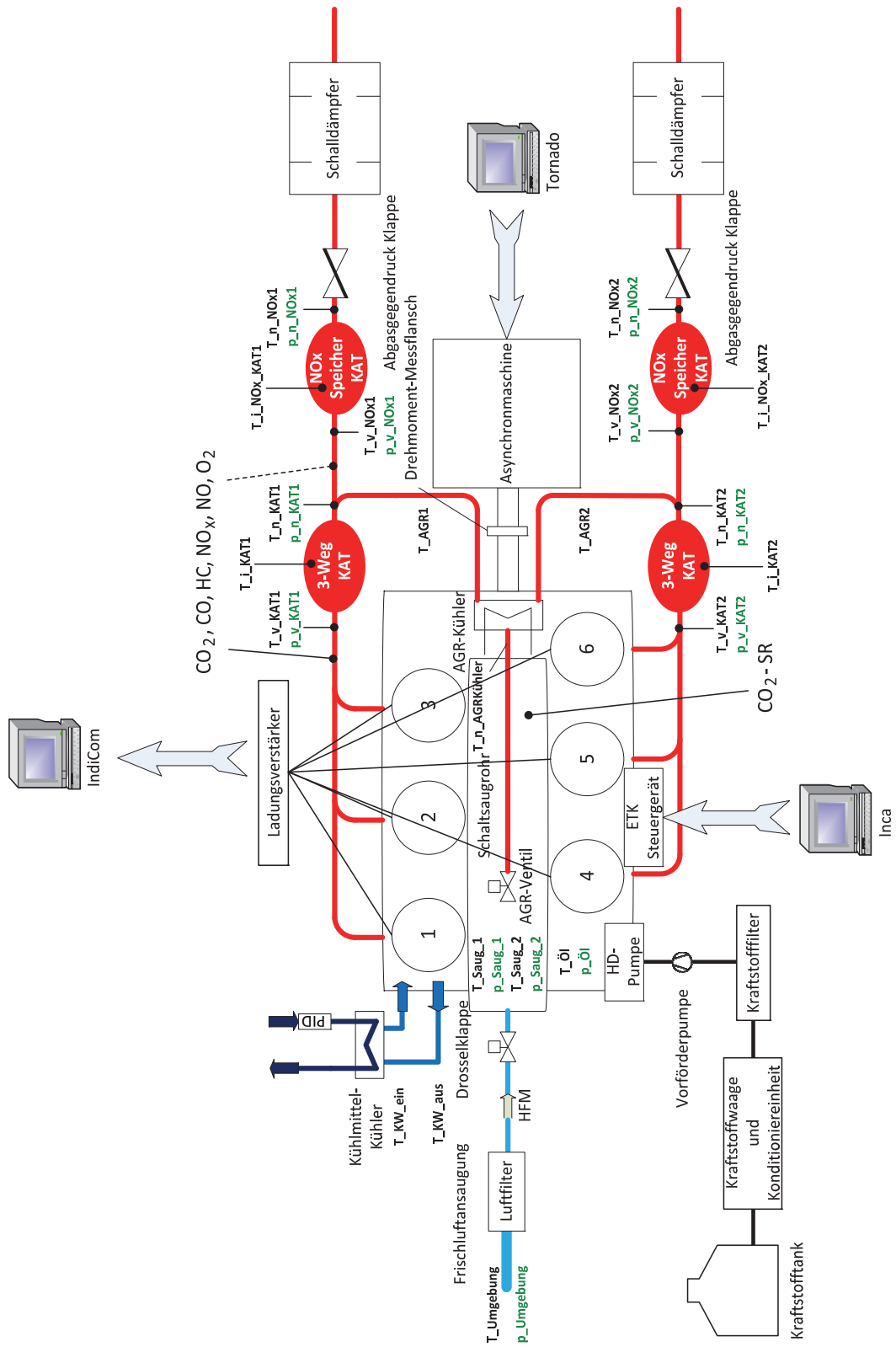


Abbildung 3.2: Schematischer Prüfstandsaufbau

Die VKM wurde auf vier Punkten elastisch gelagert und auf einem Maschinenfundament aufgestellt. Da das Automatikgetriebe bereits Baustein der Simulation war, wurde an der Abtriebswelle lediglich ein Schwungrad angeflanscht. Die Verbindung zur Belastungsmaschine erfolgte direkt mittels einer starren Verbindungswelle. Zur Drehmomentmessung diente ein Drehmomentmessflansch, welcher ein drehmomentabhängiges Frequenzsignal ausgibt. Die Kühlung der Verbrennungskraftmaschine und der Indizierquarze erfolgte jeweils mittels eines Wasser/ Wasser – Gegenstromwärmetauschers, welcher mit Frischwasser versorgt wurde. Die Regelung der Motorkühlung erfolgte durch eine PID-Regler und einem Ventil der Firma *Bürkert*. Die Ansaugluft wurde aus einem konditionierten Raum mit konstantem Temperaturniveau entnommen. Da aus Platzgründen nicht der komplette Abgasstrang der *S-Klasse* untergebracht werden konnte, wurden Abgasgegendruckklappen vorgesehen, um den seriennahen Zustand herzustellen.

3.1.4 Messtechnik

- *Luftpfad*

Vor dem Eintritt in den Luftfilter wurden Druck und Temperatur gemessen und bei den Emissionsberechnungen als Umgebungsbedingung berücksichtigt. Der Messung des Luftmassenstroms erfolgte über einen Heißfilm-Luftmassenmesser (HFM) dessen Werte direkt aus dem Motorsteuergerät ausgelesen wurden. Ebenso wurden Druck und Temperatur im Schaltsaugrohr mitgemessen.

- *Kraftstoffpfad*

Die Kraftstoffmess- und -konditionierung erfolgte mittels eines *Fuel Mass Flow Meter AVL 735* und einer Konditioniereinheit *AVL 753C*, welche direkt mit dem Kraftstoffhochtank verbunden waren. Der konditionierte Kraftstoff wurde über einen Filter, eine Vorförderpumpe mit Druckregulierung zur motorinternen Hochdruckpumpe geleitet. Um bei längerem Motorstillstand und dadurch ausbleibendem Kraftstoffbedarf die Pumpe nicht zu überlasten, wurde ein Rücklauf zur Konditioniereinheit vorgesehen.

- *Abgaspfad*

Die Bestimmung der CO-, CO₂-, O₂- und NO_x-Rohemissionen erfolgte, nach Entnahme an den Messstellen vor bzw. nach dem Drei-Wege-Katalysator, über einen Abgasmessschrank. Zur CO- und CO₂-Messung wurde je ein Ultrarotanalysator (URAS) verwendet. Die Messung der NO_x-Emissionen wurde mittels Chemolumineszenzdetektor durchgeführt. Das Abgas wurde über eine elektrisch beheizte Leitung mit einer beheizten Pumpe zu den Messgeräten gefördert. Die HC-Emissionen wurden mittels eines Flammenionisationsdetektors erfasst. Die Zuleitung erfolgte ebenfalls über eine beheizte Leitung mit zugehöriger beheizter Pumpe. Um die Messgeräte vor Verschmutzung zu schützen, wurde das Messgas durch beheizte Filter geleitet, welche regelmäßig gereinigt bzw. ausgetauscht wurden. Die beheizten Pumpen, Leitungen und Filter wurden mit Hilfe einer Regelung konstant auf 190 °C gehalten, um eine Kondensation des Messgases zu verhindern. Zusätzlich kam je eine λ-Sonde vor und nach den Drei-Wege-Katalysatoren zum Einsatz. Um die Menge des extern zurückgeführten Abgases (AGR) zu bestimmen, wurde die CO₂-Konzentration im Saugrohr mit einem weiteren Ultrarotanalysator gemessen. Die Abgasanalysegeräte mit zugehörigen Kalibriergasen sind in Tabelle 3.4 angeführt.

Tabelle 3.4: Abgasanalysegeräte und verwendete Kalibriergase

Abgaskomponente	Messgerät	Kalibriergas*
Kohlenmonoxid CO	ULTRAMAT 6 von Siemens	5,03 Vol%
Kohlendioxid CO ₂	ULTRAMAT 5E von Siemens	12,3 Vol%
Kohlendioxid CO ₂ (Saugrohr)	ULTRAMAT 6 von Siemens	6,02 Vol%
Sauerstoff O ₂	OXYMAT 6 von Siemens	11,9 Vol%
Stickoxide NO, NO _x	CLD 700 EL ht von ECO Physics	2220 vpm NO
Unverbr. Kohlenwasserstoffe HC	FID 123 I-S von TESTA	2300 ppm C ₃ H ₈

* Konzentration in N₂

- *Temperatur- und Drucksensoren*

Bei den verwendeten Temperatursensoren handelte es sich um Ni-Cr-Ni Thermoelemente vom Typ K. Zur Druckmessung wurden piezoresistive Drucksensoren eingesetzt.

- *Indiziermesstechnik*

Zur Erfassung der Zylinderdrücke wurden sechs gekühlte piezoelektrische Druckquarze der Firma *Kistler (Type 6041A)* eingesetzt. Der Messquarz gibt eine dem Zylinderdruck proportionale Ladung ab, welche über Ladungsverstärker des *Typs 5011B00 Charge Amplifier* der Firma *Kistler* in eine elektrische Spannung umgewandelt wird. Der Winkelmarkengeber der Firma *AVL* funktioniert nach dem optischen Prinzip. Ausgewertet und aufgezeichnet wurden die Messsignale mit einem *AVL Indimodul 1.4.1.001*. Als Software am Indizierrechner wurde *AVL IndiCom Version 1.5* eingesetzt.

- *Datenerfassung*

Die Bedienung und Datenerfassung des Motorenprüfstands erfolgte mit vier Mess- bzw. Steuerungssystemen.

- Zur Bedienung des Prüfstands wurde das Programm *TORNADO Version 3.3* in Kombination mit der Bedieneinheit *MCU 634* der Firma *K&S* eingesetzt. Die Einstellung des gewünschten Lastpunktes erfolgte über je zwei der Größen Drehzahl (n), Drehmoment (M) oder Fahrpedalstellung (α). Die Pedalstellung entspricht im homogenen Betrieb des Motors im Wesentlichen der Drosselklappenstellung. Für das geschichtete Brennverfahren repräsentiert die Fahrpedalstellung die Einspritzmenge. Anzumerken ist an dieser Stelle, dass der Pedalwert bei den Untersuchungen an hybriden Antriebssträngen nicht immer der Leistungsanforderung an die VKM entspricht. Details hierzu sind in Kapitel 3.2 angeführt. Die dritte Größe ergab sich durch das Gleichgewicht im Lastpunkt. Des Weiteren konnten Messdaten wie Temperatur, Druck und Emissionen aufgezeichnet werden.
- Mit Hilfe der Applikationssoftware *INCA v5.4* bzw. *INCA v7* und der Schnittstelle *ES590.1* der Firma *ETAS*, welches mit dem Emulatorastkopf (ETK) am Steuergerät kommuniziert, konnten Motordaten aus dem Steuergerät ausgelesen sowie unterschiedliche Bedatungen, wie auch modifizierte Parameter, eingespielt werden.

- Für die Auswertung der Zylinderdruckindizierung wurde das Programm *IndiCom Version 1.5 der Firma AVL* eingesetzt.

3.2 Simulation

Für die Untersuchungen des Emissions- und Verbrauchsverhaltens am EiL-Prüfstand standen drei virtuelle Modelle des Antriebsstrangs zur Verfügung [39]. Eines für den konventionellen Antriebsstrang ohne Start/Stop-Funktion, eines für den konventionellen Antriebsstrang mit Start/Stop-Funktion und ein weiteres für den hybriden Antriebsstrang in P2-Konfiguration. Diese Modelle wurden jeweils mit der CAE-Software *GT-SUITE (GT Power v7.1)* von der Simulationsabteilung des *Institutes für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik (IFA)* an der *TU-Wien* erstellt und beinhalten fahrzeugspezifische Daten wie Motorkennfeld, Getriebeübersetzungen, aerodynamische Eigenschaften, Fahrzeuggewicht etc. Die Betriebsstrategien, welche Zeitpunkt und Dauer der unterschiedlichen Betriebszustände (siehe Kapitel 2.3.1) für den hybriden Antriebsstrang festlegen, basierten einerseits auf vorgegebenen Randbedingungen der *Daimler AG* und andererseits auf komplexen Optimierungsalgorithmen. Im Zuge der interdisziplinären Zusammenarbeit mit der Simulationsabteilung des *IFA* wurden von diesem unterschiedliche Strategien entwickelt. Details zu der entwickelten Strategie sind unter Kapitel 4.4 angeführt.

3.3 Engine-in-the-Loop Simulation

Um dem heute herrschenden Zeit- und Kostendruck nachzukommen, finden in der Fahrzeugentwicklung vermehrt Simulationsmodelle Einsatz. Reine Computersimulationen liefern nur unter hohem Aufwand akzeptable Ergebnisse, da die Verbrennung und der Emissionsentstehungsprozess sehr komplex ablaufen. Bereits geringe Einflüsse des Antriebsstrangs können zu einer erhöhten Emissionsentstehung beitragen. Besonders für eine Hybrid-Betriebsstrategien ist die Modellgüte einer Verbrennungskraftmaschine oft nicht ausreichend, da größtenteils Einflüsse des nichtlinearen, realen Verhaltens der VKM fehlen [40]. Eine Kombination aus Computersimulation und realer Hardware am Prüfstand stellt eine leistungsfähige Entwicklungsumgebung dar und soll im Folgenden näher erläutert werden.

Die Hardware-in-the-Loop (HiL) Simulation gehört schon seit langem zum Industriestandard für den Test und die Validierung von Steuergeräten [41]. Speziell bei

Steuergeräten für Hybridfahrzeuge ist ein Prüfstandsbetrieb ohne modelbasierter Restbussimulation mittlerweile unverzichtbar [42]. Hierbei liegt lediglich das Steuergerät selbst als reale Hardware vor, der Rest des Fahrzeuges wird durch Simulationsmodelle nachgebildet. Eine relativ neue Möglichkeit zur Antriebsstrangentwicklung ist der Einsatz eines Engine-in-the-Loop Prüfstands. Hierbei wird der komplette Motor mit dem Motorsteuergerät als reale Hardware in einen Simulationskreislauf (siehe [Abbildung 3.4](#)) eingebunden. Um die Lasten an der Kurbelwelle des Motors am Prüfstand darzustellen, kommt eine Elektromaschine zum Einsatz, welche sowohl im motorischen als auch im generatorischen Betrieb arbeitet. Es wird von einer Motorenprüfstandsregelung in Echtzeit mit realem Verbrennungsmotor und einer virtuellen Fahrzeugsimulation im geschlossenen Regelkreis gesprochen [40]. Die Signalflüsse und der Aufbau des Regelkreises ist in [Abbildung 3.3](#) dargestellt.

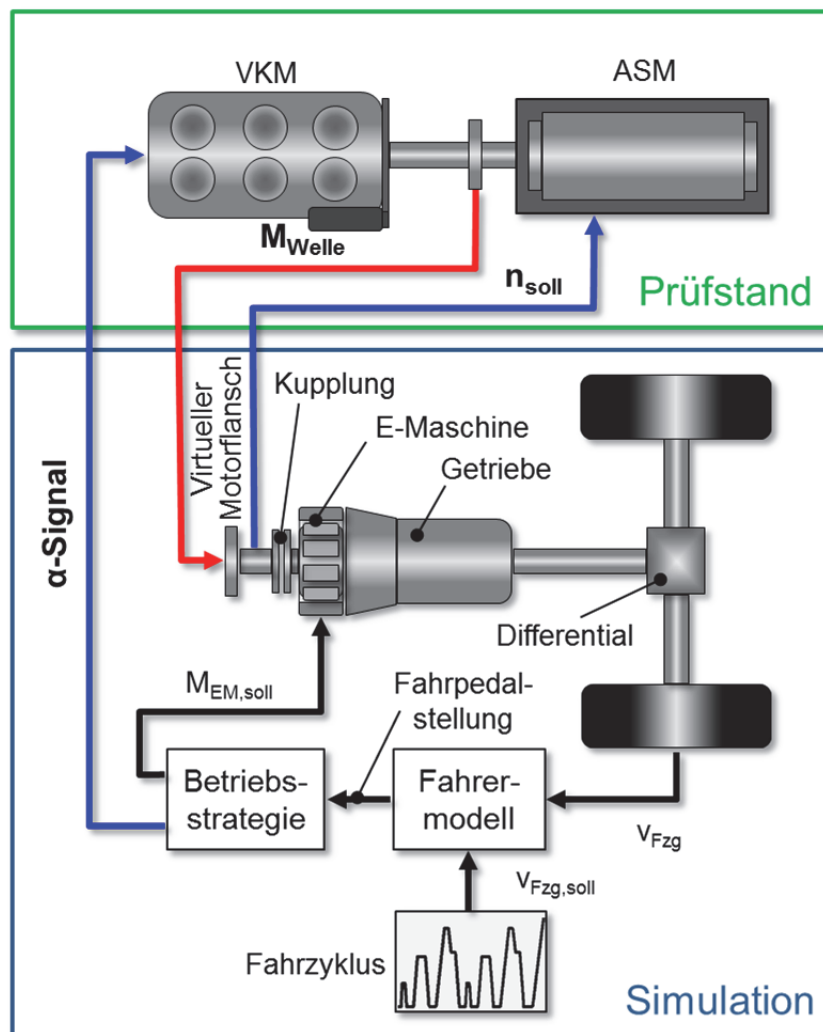


Abbildung 3.3: Schematische Darstellung der Kommunikation zwischen Simulationsmodell und Motorprüfstand im EiL Verbund [27], [40]

Das Fahrermodell bildet aus aktueller simulierter Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} und der im Fahrzyklus hinterlegten Fahrzeug-Soll-Geschwindigkeit $v_{Fzg,soll}$ den Wunsch eines virtuellen Fahrers, das Fahrzeug zu beschleunigen oder abzubremesen. Aus dem sich daraus ergebenden „Fahrerwunschmoment“ wird die notwendige Fahrpedalstellung, um die gewünschte Geschwindigkeit zu erreichen, generiert. Bevor diese jedoch an den Motor gesendet wird, erfolgt die Aufteilung, je nach Betriebsstrategie und Getriebeübersetzung in die Drehmomentanforderung an den Elektromotor $M_{EM,soll}$ und jene an den Verbrennungsmotor. Das an die VKM gesendete α -Signal entspricht der Fahrpedalstellung (Drosselklappe, Einspritzmenge) eines konventionellen Fahrzeuges. Die Fahrpedalstellung im Hybridfahrzeug, wie sie in [Abbildung 3.3](#) dargestellt ist, repräsentiert somit nicht mehr direkt die Leistungsanforderung an die VKM. Als Steuersignal für den Verbrennungsmotor dient ausschließlich das α -Signal. Die Drehzahlvorgabe n_{soll} der Asynchronmaschine errechnet sich aus den aktuellen Fahrwiderständen sowie der Trägheit des Fahrzeuges und dem jeweiligen Anteil der Leistungsanforderung an die VKM je nach Betriebsstrategie und Getriebeübersetzung. Das sich einstellende Drehmoment M_{Welle} zwischen VKM und Asynchronmaschine (ASM) dient wieder als Eingangssignal für den virtuellen Motorflansch in das Simulationsmodell und schließt den Regelkreis.

Die realistische Darstellung des motorischen Instationärverhaltens, wie sie durch die Interaktion zwischen Motor und Antriebsstrang im Fahrzeug auftritt, kann damit am EiL-Prüfstand berücksichtigt werden. Im Unterschied zum „gesteuerten Betrieb“, bei dem der VKM ein Drehzahl- und Lastprofil vorgegeben wird, bilden auf einem EiL-Prüfstand eine Geschwindigkeitsvorgabe und simulierten aktuellen Widerstände im Fahrzeugmodell die Lastanforderung an die VKM. Für eine realistische Simulation muss daher die Echtzeitfähigkeit des Fahrzeugmodells gewährleistet sein. Als Indiz für eine zufriedenstellende Güte ist eine weitgehende Entkoppelung des Prüfstandsbaus auf durch Verbrennungsstöße verursachte Drehungleichförmigkeit an der Kurbelwelle. An einem klassischen, dynamischen Prüfstand beeinflusst der mechanische Prüfaufbau das motorische Verhalten, und damit die Drehungleichförmigkeiten. Gründe hierfür liegen einerseits in dem relativ großen Trägheitsmoment der elektrischen Belastungsmaschine, andererseits in dem üblichen Ansatz, die mechanische Eigenfrequenz des Prüfaufbaus zwischen die Starter- und Leerlaufdrehzahl des Verbrennungsmotors zu legen [43]. Geschwindigkeit und Stabilität

der Regelung der Belastungsmaschine ist maßgebend für dynamische Vorgänge. Speziell bei geringer Trägheit des simulierten Antriebsstrangs, z.B. bei geöffneter Kupplung, verursachen bei zu langsamer Regelung, bereits geringe Drehmomentschwankungen sehr hohe Drehzahlgradienten. Um die Einflüsse der Belastungsmaschine, z.B. die Massenträgheit bei Motorstart und bei Schaltvorgängen, auf den Verbrennungsmotor gänzlich auszuschließen, ist eine zusätzliche Nullmomentenregelung notwendig [40].

Ein weiterer Vorteil des EiL-Prüfstandes liegt in der Möglichkeit, Ergebnisse aus der reinen Simulation, am Prüfstand, ohne Einfluss äußerer Umstände, wie etwa dem Fahrerverhalten, zu verifizieren. Durch die hohe Modularität lässt sich eine EiL-Simulation auch rasch für veränderte Antriebskonzepte wiederverwenden [42] und bietet die Basis für eine effiziente Abschätzung („Frontloading“) von Kraftstoffverbrauch, Abgasemissionen und Fahrverhalten für Antriebsstrangkonzeppte.

Neben der Entwicklung anhand eines Prototypen am Rollenprüfstand, welche wie eingangs erwähnt, mit hohen Kosten und großem Aufwand verbunden ist und der ebenfalls aufwändigen und mit nicht ausreichender Systemgüte behafteten reinen Simulation, stellt sich die EiL-Simulation als hervorragendes Entwicklungstool für alternative Antriebsstränge heraus. So kann schon sehr früh das Emissions- und Verbrauchsverhalten von unterschiedlichen Antriebssträngen ermittelt werden. Es ist also möglich, mit minimalem Zeit- und Kostenaufwand unterschiedlichsten Antriebsstrangkonfigurationen zu untersuchen und mit höchster Ergebnisgenauigkeit zu bewerten [40].

Da es auch möglich ist, weitere Komponenten zusätzlich zur Verbrennungskraftmaschine am Prüfstand hinzuzufügen, wie etwa Elektromotoren, Batterien, Getriebe, Kupplungen etc. besteht die Möglichkeit, die Kommunikation zwischen Steuergerät und dem abgebildeten Fahrzeug bzw. den Steuergeräten untereinander im EiL-Verbund nachzubilden. Speziell für die stark vernetzten Hybridantriebsfunktionen ist dies bedeutsam, da hier die unterschiedlichsten Steuergeräte (HCU, Transmission ECU, EMCU, BMS, ESP, ...) [41] miteinander kommunizieren. Diese Bauteile können physisch eingebunden werden oder in der Simulation (Restbussimulation) abgebildet werden. Für nachfolgende Untersuchungen befand sich ausschließlich die Verbrennungskraftmaschine mit zugehörigem Steuergerät als reale Hardware im Regelkreis. Das in *GT-Power* erstellte

Antriebsstrangmodell wurde über eine *Matlab-Simulink* Schnittstelle in eine *LabCar* Umgebung eingebettet und kommunizierte über den CAN-Bus mit dem *ETAS* Messsystem. Um den hohen Geschwindigkeitsanforderungen gerecht zu werden, wurde *GT-Power* auf einem eigenen Echtzeitrechner (RT-PC) ausgeführt, welcher wiederum mit der, auf einem separaten Rechner (Steuer-PC) befindlichen *LabCar*-Umgebung, kommunizierte. Zum besseren Verständnis des Kommunikationsablaufs dient Abbildung 3.4.

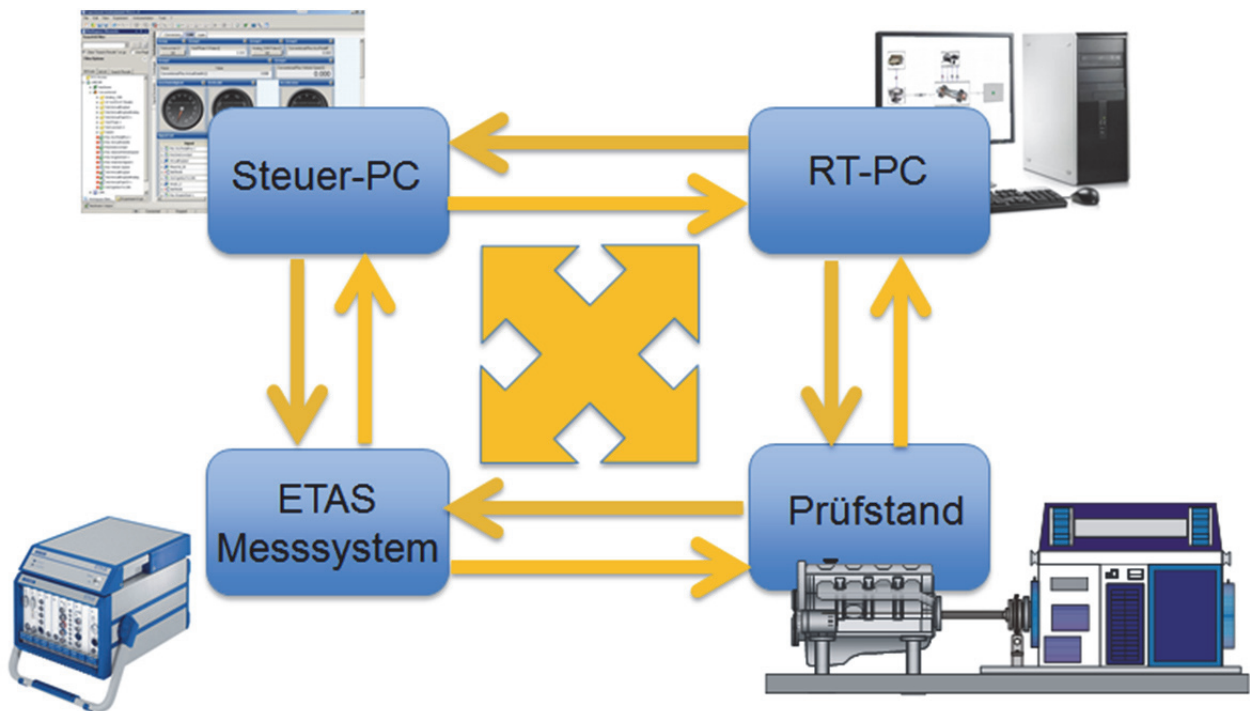


Abbildung 3.4: Schematischer Kommunikationsablauf zwischen den vier Komponenten des EIL-Prüfstands [39]

4 Versuchsdurchführung

4.1 Basisvermessung

Um einerseits die Verbrauchs- und Rohemissionswerte unterschiedlicher stationärer Lastpunkte zu erhalten, und andererseits die Basis der simulierten P2-Hybridbetriebsstrategien zu schaffen, diente die Kennfeldvermessung. Hierzu wurde der Motor betriebswarm (Kühlwassertemperatur $T_K=95\text{ °C}$) gefahren und danach in dem jeweiligen Lastpunkt so lange betrieben, bis sich ein quasistationärer Zustand einstellte. Die Messung erfolgte jeweils über eine Dauer von 60 s mit einer Abtastrate von 10 Hz. Diese 600 Messwerte je Lastpunkt wurden anschließend gemittelt. Die Wahl der einzelnen Messpunkte war vom Drehzahl- und Lastbereich abhängig und ist in Tabelle 4.1 angeführt. Die Abgasentnahmestellen (Kohlenmonoxid, unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Stickoxide) für die Messung der Rohemissionen befanden sich vor dem Drei-Wege-Katalysator. Untersucht wurde sowohl das homogene Brennverfahren, als auch das geschichtete Brennverfahren.

Tabelle 4.1: Messpunkte für die Basisvermessung bei homogenem Brennverfahren

Homogen	Drehzahlbereich [min^{-1}]		Mitteldruck [bar]	
	750 - 2500	2500 - 6500	1 - 5	5 - VL
Rasterung	250	500	0,5	1

Da der Schichtbetrieb des Motors nur in einem begrenzt Kennfeldbereich zum Einsatz kommt (siehe Kapitel 3.1.1), wurden auch hier nur Lastpunkte in einem eingeschränkten Bereich erfasst. Diese sind in Tabelle 4.2 dargestellt.

Tabelle 4.2: Messpunkte für die Basisvermessung bei geschichtetem Brennverfahren

Geschichtet	Drehzahlbereich [min^{-1}]	Mitteldruck [bar]
	750 - 3000	1 - 5
Rasterung	250	0,5

Obwohl das geschichtete Brennverfahren bis 4000 U/min in der Serienapplikation zum Einsatz kommt, wurde die maximale Drehzahl für diese Untersuchungen seitens der *Daimler AG* auf 3000 min^{-1} limitiert.

Anhand der Ergebnisse kann das Verbrauchs- und Emissionsverhalten des Motors in den folgenden Untersuchungen in Fahrzyklen besser nachvollzogen werden. Ebenso dienen die gemessenen Werte als Eingangsparameter für die seitens der Simulationsabteilung des *IFA* entwickelten Betriebsstrategien für den P2-Hybridantriebsstrang.

4.2 Emissionsuntersuchungen bei Beschleunigungsvorgängen

Um die Emissionsentwicklung an einem P2-Hybridantriebsstrang beim Zuschalten der VKM während der rein elektrischen Fahrt zu untersuchen, wurden drei Lastniveaus aus dem Motorstillstand angefahren. Die Leistungsanforderung an die VKM erfolgt über eine sprunghafte Änderung der Fahrpedalstellung ohne Berücksichtigung der realen Fahrzeugträgheit bzw. Einflüsse des Antriebsstrangs. Der Drehzahl- und Drehmomentverlauf ist in [Abbildung 4.2](#) dargestellt. Die Untersuchungen erfolgten sowohl bei kalter als auch bei warmer Abgasanlage. Bei warmer Messung wurde der Motor nach konstantem Betrieb bei einer Drehzahl von 2000 U/min und einem effektiven Mitteldruck von 2 bar von der Last entkoppelt (ausgekuppelt) und die Zündung deaktiviert und dadurch das Verhalten eines P2-Hybridantriebsstrangs nachgebildet. Der Neustart für den Beschleunigungsvorgang erfolgte somit unmittelbar nach einer kurzen Schubphase. Der Motorstart erfolgte grundsätzlich mit dem motorinternen Ritzelstarter, jedoch bestand eine permanente mechanische Verbindung zur Belastungsmaschine. Dieser wurde ein dem Start entsprechender Drehzahlverlauf vorgegeben.

Die Abgasanalyse wurde nach dem Drei-Wege-Katalysator durchgeführt. Untersucht wurde bei diesen Versuchen ausschließlich der homogene Betriebsmodus. Die ausgewählten Lastpunkte ergaben sich aus dem Stadtzyklus des NEFZ aus dem 15 km/h, 32 km/h und 50 km/h Geschwindigkeitsplateau und sind in Abbildung 4.1 dargestellt.

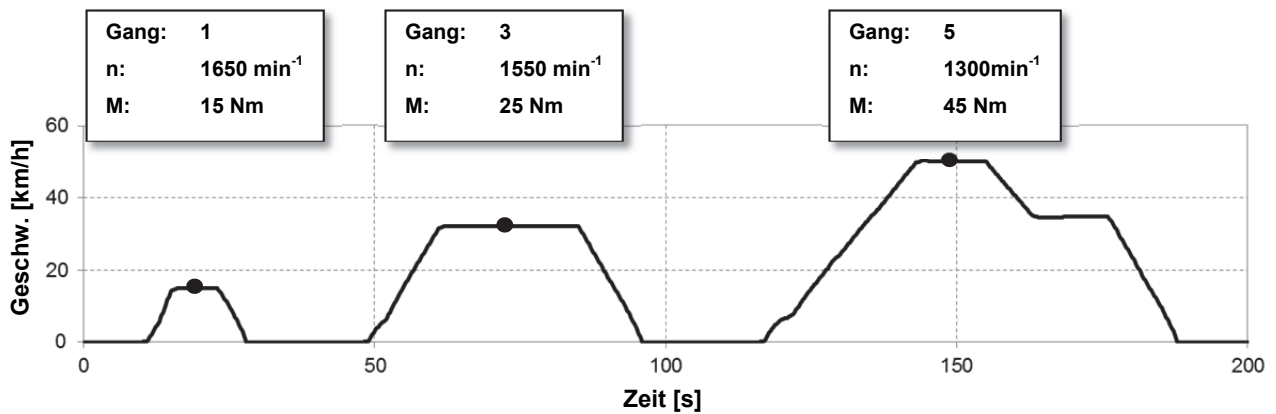


Abbildung 4.1: Geschwindigkeitsprofil aus dem Stadtteil des NEFZ mit zugehöriger Gangwahl sowie Drehzahl- und Drehmoment der VKM

n Drehzahl
n Drehzahl
M Drehmoment

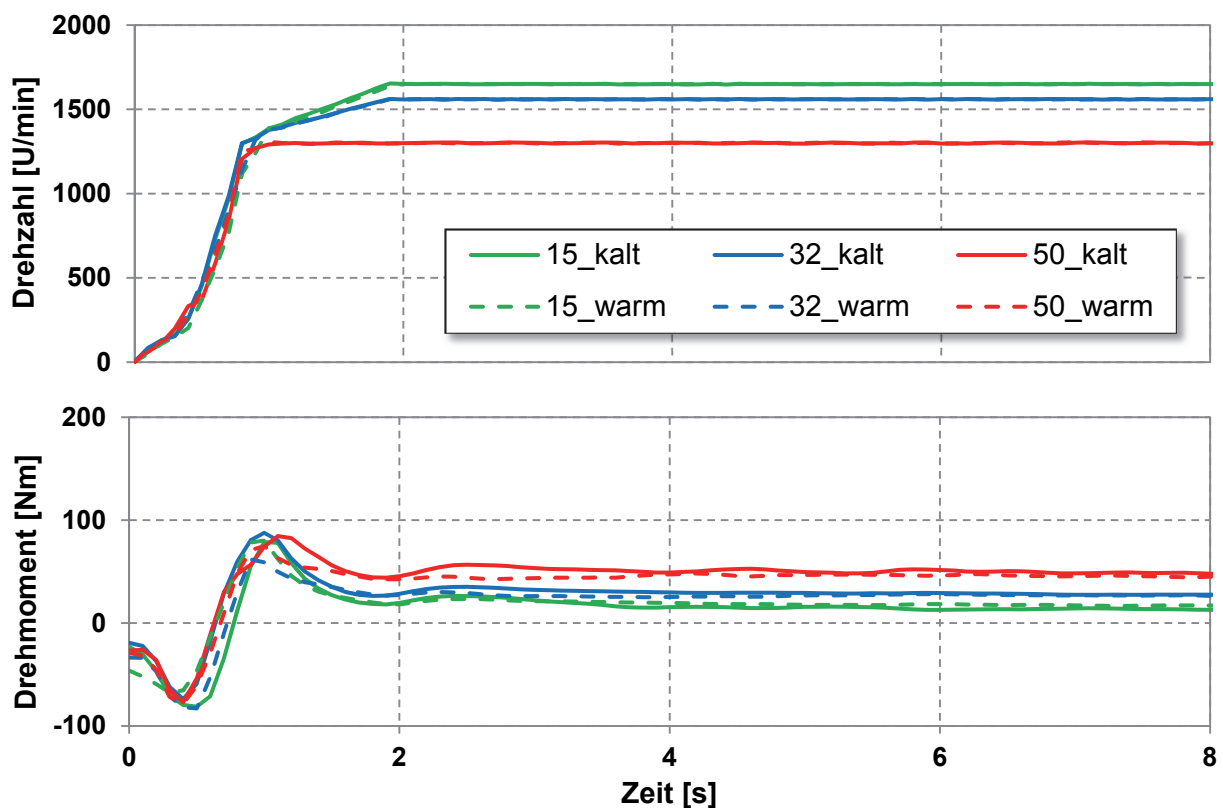


Abbildung 4.2: Verlauf Drehzahl und Drehmoment bei Beschleunigungsuntersuchungen auf ein Geschwindigkeitsplateau von 15 km/h, 32 km/h und 50 km/h aus dem Stillstand. Verglichen wird sowohl der warme ($T_K=95\text{ °C}$) als auch kalte ($T_K=22\text{ °C}$) Zustand des Motors sowie der Abgasnachbehandlungsanlage.

4.3 Untersuchung des thermischen Verhaltens der Abgasanlage

Für die Abgasnachbehandlung des M276 werden, wie bereits erwähnt, ein motornaher Drei-Wege-Katalysator und ein im Unterboden befindlicher NO_x-Speicherkatalysator eingesetzt. Durch das niedrigere Abgastemperaturniveau im Magerbetrieb und den erhöhten Abgasmassenstrom, kann die Temperatur vor dem Drei-Wege-Katalysator speziell im Leerlauf absinken und somit zu reduzierten Konvertierungseigenschaften führen. Um dies zu vermeiden, müssen entsprechende Strategien verfolgt werden. Da die Konvertierung der Katalysatoren temperaturabhängig ist, werden anhand der durchgeführten Untersuchungen bei unterschiedlichen Betriebszuständen die Abgastemperaturverläufe in unterschiedlichen Abschnitten der Abgasanlage analysiert. Für die Untersuchungen des konventionellen Antriebsstrangs wurde dem Motor im betriebswarmen Zustand (Kühlwassertemperatur $T_K=95\text{ °C}$) ein Drehzahl- und Lastprofil vorgegeben, welches mit einer 45 s andauernden Leerlaufphase (Bereich A in

Abbildung 4.3) mit einem Drehmoment von 25 Nm startet. Diese Last bildet das Wandlermoment des im Serienfahrzeug befindlichen Automatikgetriebes ab. Anschließend wurde der Motor auf 2500 min^{-1} und eine Last von 50 Nm beschleunigt (Bereich B in Abbildung 4.3). Diese Last- und Drehzahlsteigerung erfolgte kontinuierlich innerhalb von 15 s. Der erreichte Lastpunkt wurde für 45 s gehalten, ehe über eine abermals 15 s andauernde Rampe (Bereich C in Abbildung 4.3) die Drehzahl auf das Leerlaufniveau gebracht wurde. Die Lastzyklen wurden, um einen quasistationären Zustand zu erhalten, zehnmal durchfahren bevor die Messung, welche über drei Zyklen lief, startete.

Um die Auswirkungen auf ein Fahrzeug mit konventionellem Antriebsstrang und Start/Stopp – Funktion zu untersuchen, wurde bei einer weiteren Untersuchung der Motor in den Fahrzeugstillstandsphasen ausgeschaltet.

Für die Untersuchungen eines P2-Hybridantriebsstrang wurde bereits vor der abfallenden Drehzahlrampe, am Ende des konstanten Lastpunktes, der Motor abgestellt und zum Stillstand gebracht. Dies stellt ein sofortiges Auskuppel der VKM in Schubphasen dar. Das Drehzahlprofil und die unterschiedlichen Phasen sind in Abbildung 4.3 dargestellt.

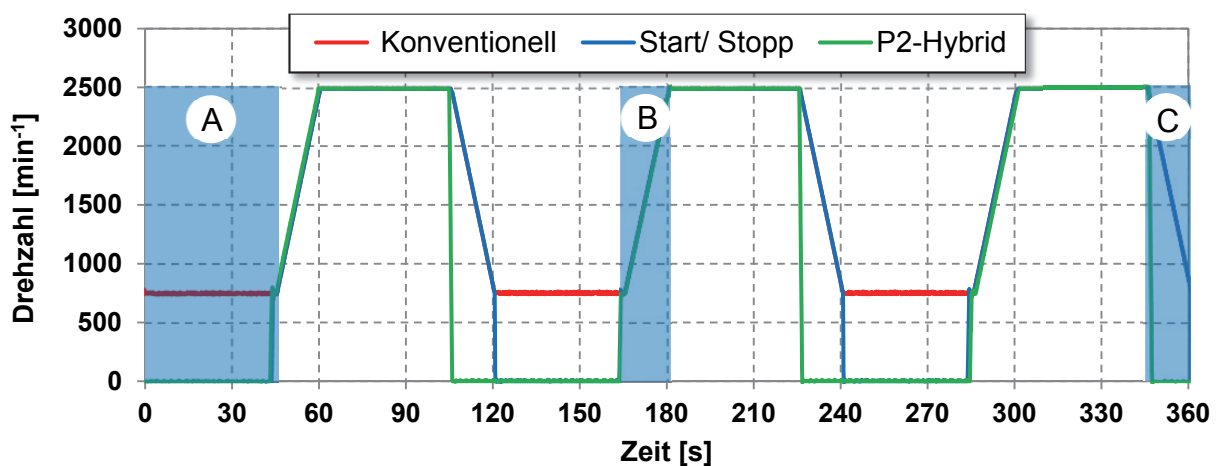


Abbildung 4.3: Drehzahlprofil der Lastzyklen für den konventionellen Antriebsstrang ohne und mit Start/Stopp-Funktion, sowie für den P2-Hybridantriebsstrang. Bereich A kennzeichnet die Leerlaufphase, Bereich B die Beschleunigungsphase und Bereich C die abfallende Drehzahlrampe.

Die am Prüfstand vorliegende Konfiguration der Abgasanlage ist in Abbildung 4.4 skizziert. Aus Platzgründen wurden die Abgasrohre zwischen dem Drei-Wege-

Katalysator und dem NO_x-Speicherkatalysator um 180° umgelenkt. Die Länge der Rohre wurde dem Serienzustand der Abgasanlage nachempfunden. Die zur Motorkühlung notwendigen Gebläse sind ebenfalls dargestellt.

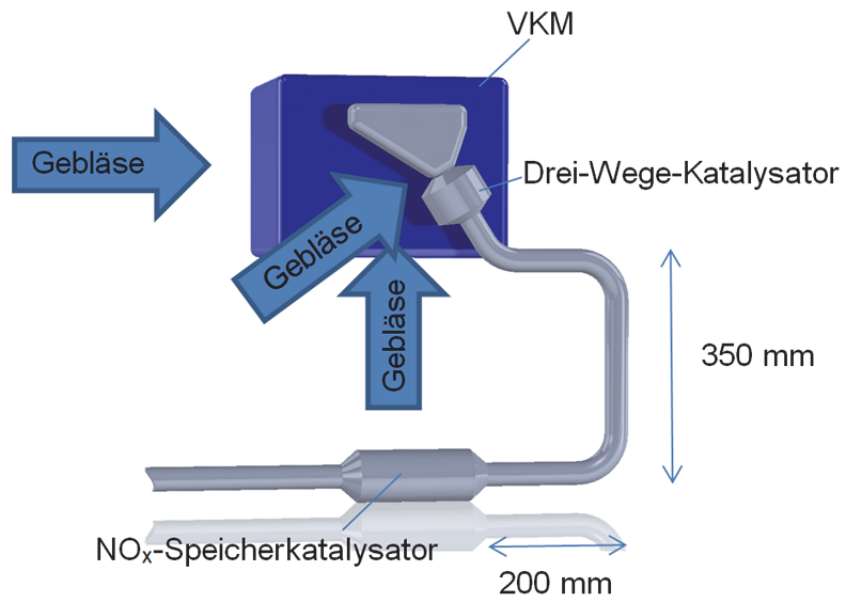


Abbildung 4.4: Längenangaben und Positionierung der Gebläse bei vorliegender Abgasanlage

4.4 Untersuchungen im NEFZ am Engine-in-the-Loop Prüfstand

Um Verbrauchs- und Emissionspotentiale der Antriebsstränge zu vergleichen, wurde der neue europäische Fahrzyklus (NEFZ) als standardisierter Zyklus gewählt. Dieser teilt sich in vier wiederkehrende Stadtzyklen, mit je einem Geschwindigkeitsplateau von 15 km/h und 32 km/h, welche aus dem Fahrzeugstillstand angefahren werden, auf. Darauf folgt ein Plateau bei 50 km/h mit darauffolgender 35 km/h Konstantphase. Jeder dieser vier Teilzyklen dauert 195 s. Zwei aufeinanderfolgende Stadtzyklen sind in [Abbildung 4.5](#) dargestellt. Der anschließende Überlandteil ist in [Abbildung 4.6](#) dargestellt. Dieser dauert 400 s und beinhaltet zwei Konstantphasen von 70 km/h und je eine Konstantphase von 50 km/h, 100 km/h und 120 km/h. Die Gesamtdauer des NEFZ beträgt 1180 s, in welcher 11,007 km zurückgelegt werden. Die Durchschnittsgeschwindigkeit errechnet sich zu 33,6 km/h.

Die Zyklen wurden „kalt“ bei Umgebungsbedingungen von $T_{\text{Umgebung}} \sim 23 \text{ } ^\circ\text{C}$, $p_{\text{Umgebung}} \sim 1 \text{ bar}$ und einer Luftfeuchtigkeit von rund 30% durchgeführt.

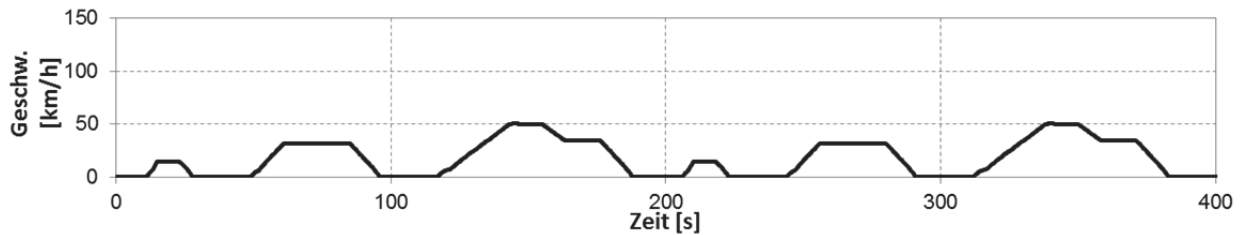


Abbildung 4.5: Geschwindigkeitsprofil NEFZ innerorts

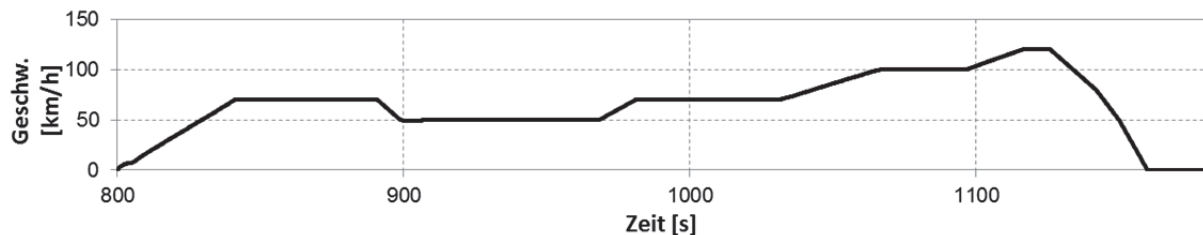


Abbildung 4.6: Geschwindigkeitsprofil NEFZ außerorts

Von besonderem Interesse sind neben den Kraftstoffverbrauchswerten, die Auswirkungen der unterschiedlichen Brennverfahren und Antriebsstrangkonzeppte auf die Abgasemissionen. Eingangs sei erwähnt, dass die Randbedingungen für die reine Verbrauchsoptimierung der Betriebsstrategie des hybriden Antriebsstrangs wie folgt festgelegt wurden:

- Bereits im ersten Stadtzyklus wird die VKM mit Last-Punkt-Anhebung (LPA) betrieben, obwohl dies aufgrund des noch kalten Drei-Wege-Katalysators erhöhte Emissionen zur Folge hat.
- Im zweiten, dritten und vierten Stadtzyklus wird der erste und zweite Hügel rein elektrisch gefahren. Der dritte Hügel wird bis 32 km/h elektrisch und anschließenden mit LPA durchfahren.
- Für den Überlandzyklus wird bis 15 km/h rein elektrisch gefahren, ebenso wird die Konstantfahrt des 50 km/h Plateaus ohne VKM durchfahren. In den sonstigen Bereichen des Überlandzyklus kommt es zur LPA.
- Aus Gründen der Fahrbarkeit wird im Stadtzyklus maximal in den 5. Gang geschaltet.
- Zu Beginn des NEFZ steht die VKM für den Start/Stop-Betrieb und den P2-Hybridantriebsstrang still.

Die unterschiedlichen Betriebszustände sind in [Abbildung 4.7](#) farblich dargestellt.

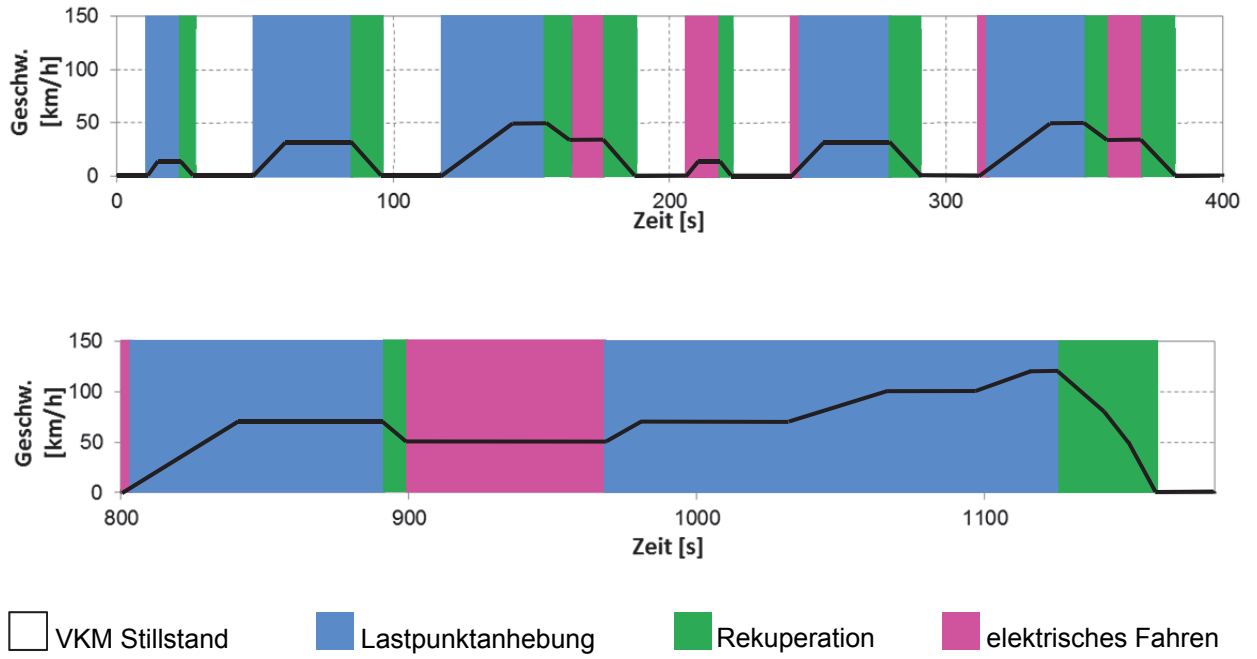


Abbildung 4.7: Betriebszustände des hybriden P2-Hybridantriebsstrangs im NEFZ

5 Messergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse aus den in Kapitel 4 beschriebenen Untersuchungen dargestellt.

5.1 Basisvermessung

5.1.1 Homogener Betrieb

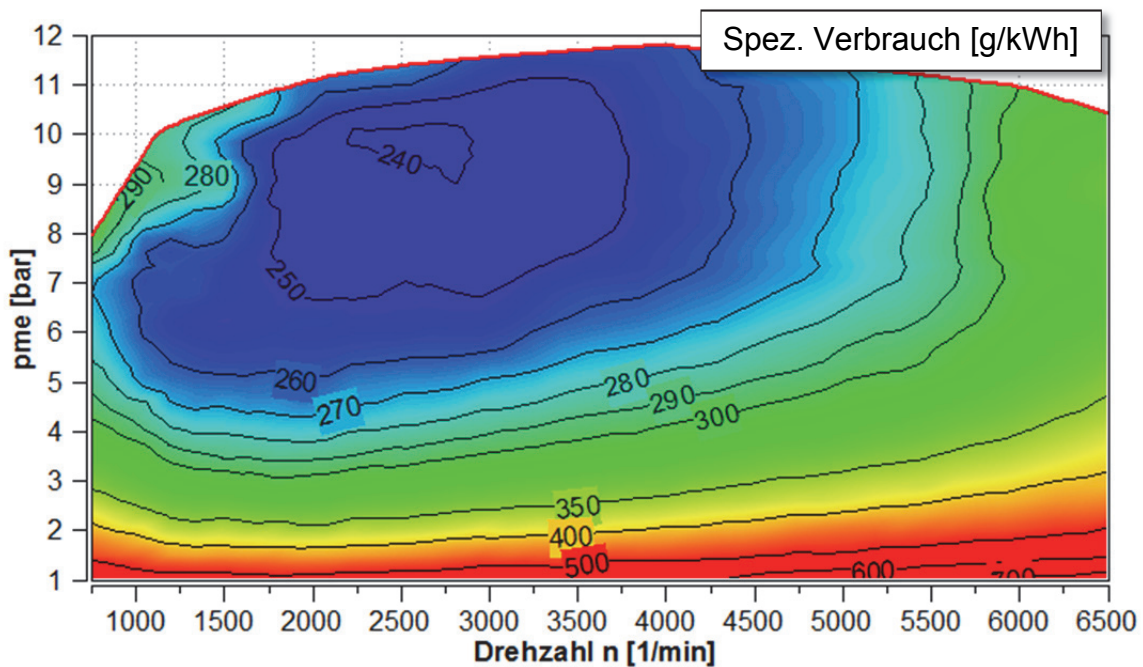


Abbildung 5.1: Spezifischer Verbrauch bei homogenem Brennverfahren, $T_K=95\text{ °C}$

Im Bereich der mittleren Drehzahl und höheren Lasten liegen die besten spezifischen Verbrauchswerte vor. Gründe hierfür sind einerseits die geringeren Ladungswechselerluste aufgrund der Entdrosselung, wie auch die Verringerung des Anteils der Reibleistung an der Gesamtleistung bei höheren Lasten. Andererseits steigt die Reibleistung mit zunehmender Drehzahl und führt daher zu einem Anstieg des spezifischen Verbrauches. Der Versuchsmotor *M276* weist bereits knapp über Lehlauddrehzahl und einem effektiven Mitteldruck ab 5,5 bar spezifische Verbrauchswerte von 260 g/kWh auf. Dieser Wert erstreckt sich über einen Bereich bis zu 4000 min^{-1} bei maximalem Mitteldruck bis zu fast 12 bar. Mit diesem Hintergrund ist es naheliegend, ein Hybridkonzept derart zu betreiben, dass eine Lastpunktanhebung zur Batterieladung in diesem Bereich erfolgt.

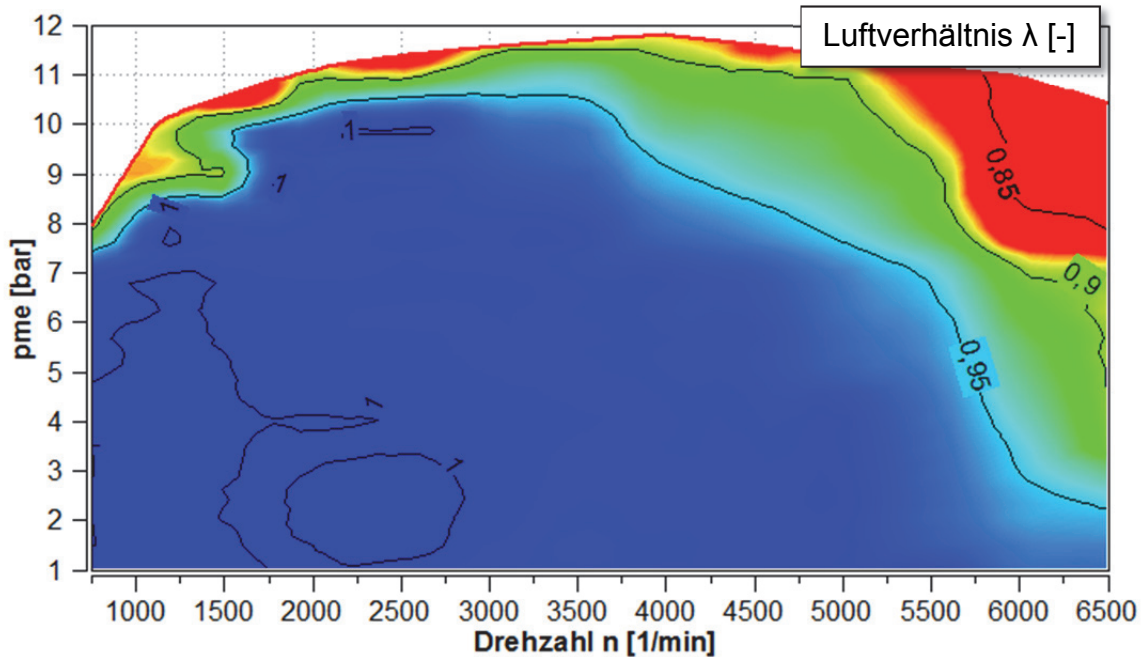


Abbildung 5.2: Luftverhältnis bei homogenem Brennverfahren, $T_K=95$ °C

Das Luftverhältnis im homogenen Betrieb des Motors, bleibt über fast den kompletten Betriebsbereich nahezu konstant stöchiometrisch. Dies ermöglicht eine höchst effiziente Umsetzung der Emissionen im Drei-Wege-Katalysator. In Bereichen nahe der Vollastlinie, speziell bei hohen Drehzahlen, kommt es zur Anreicherung des Gemisches. Dies geschieht einerseits aus Bauteilschutzmaßnahmen, speziell um den Drei-Wege-Katalysator vor zu hohen Abgastemperaturen zu schützen, wie auch zur Erzielung der Höchstleistung.

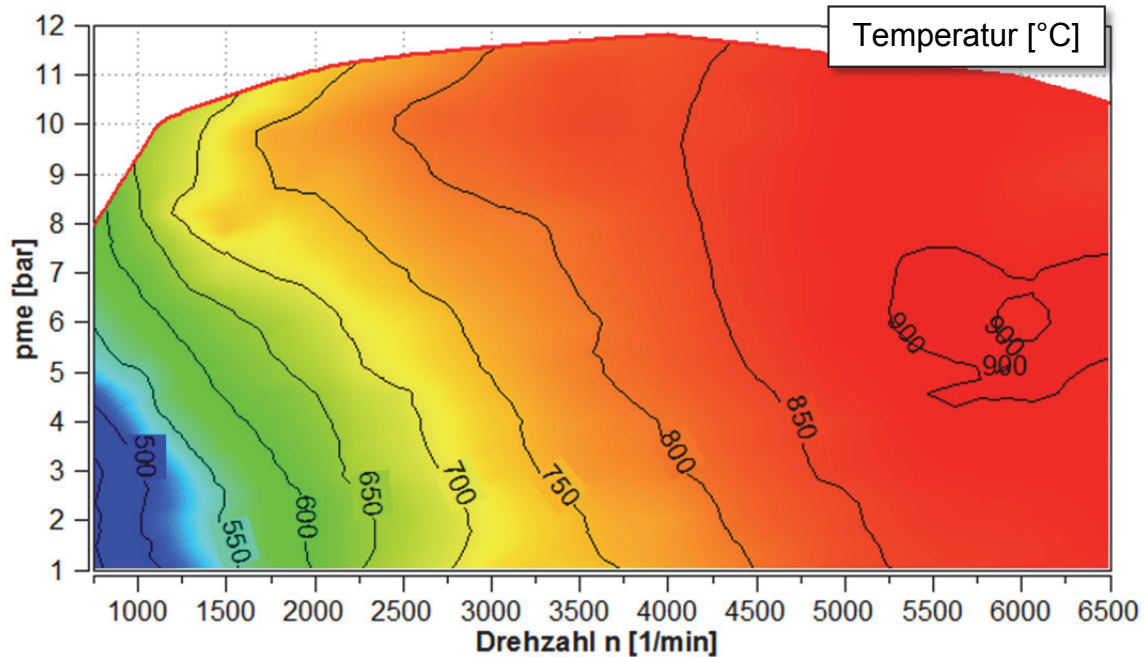


Abbildung 5.3: Temperatur vor dem Drei-Wege-KAT bei homogenem Brennverfahren, $T_K=95\text{ °C}$

Die Temperatur vor dem Drei-Wege-Katalysator erstreckt sich von ca. 500 °C bis ca. 900 °C. Neben dem linearen Anstieg mit steigender Drehzahl, ist auch der Einfluss der Anreicherung im Volllastbereich zu erkennen. So herrschen etwa bei 10 bar Mitteldruck und eine Drehzahl von 2750 min^{-1} höhere Temperaturen als bei selber Drehzahl und 11 bar Mitteldruck. Selbiges ist auch bei höheren Drehzahlen in Nähe der Volllast zu beobachten. Allerdings ist der Temperaturabfall, durch die Anreicherung, im Brennraum aufgrund der späteren Zündung, zur Vermeidung von Klopfen, und der dadurch verschleppten Verbrennung bei der Messung der Temperatur vor dem Drei-Wege-Katalysator nicht so deutlich zu erkennen.

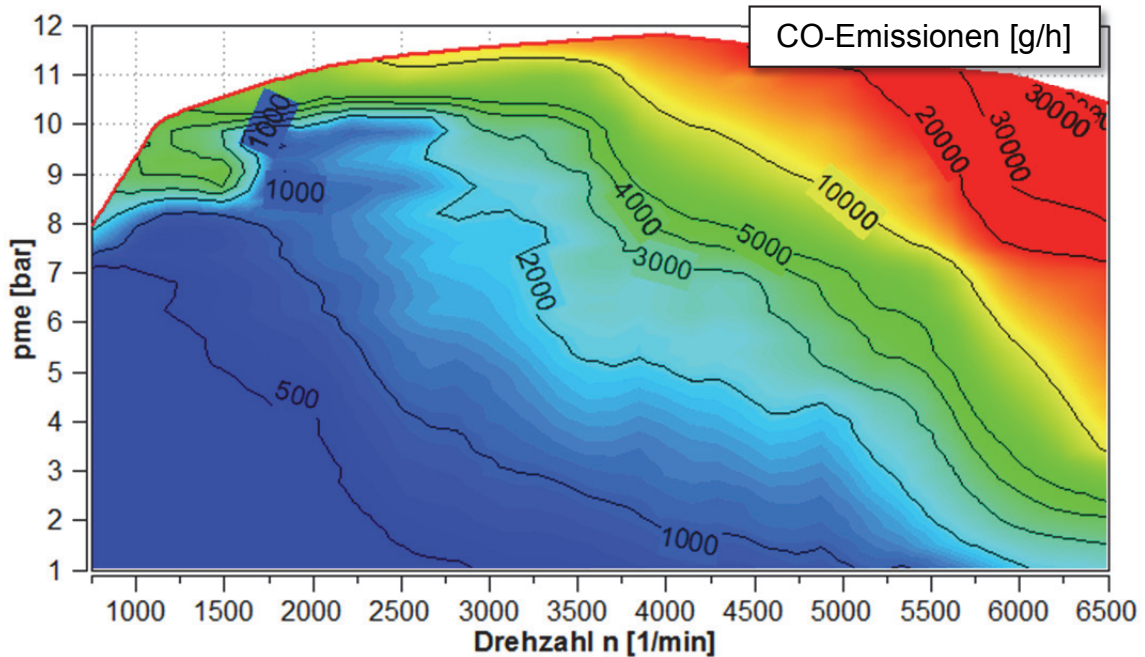


Abbildung 5.4: CO-Emissionen vor dem Drei-Wege-Katalysator bei homogenem Brennverfahren, $T_K=95\text{ °C}$

Das Maximum der CO-Emissionen liegt in sauerstoffarmen Bereichen. In der Nähe der Vollastlinie sowie bei höheren Drehzahlen. Hier treten aufgrund des angereicherten Gemischs (siehe [Abbildung 5.2](#)) die höchsten CO-Emissionen auf.

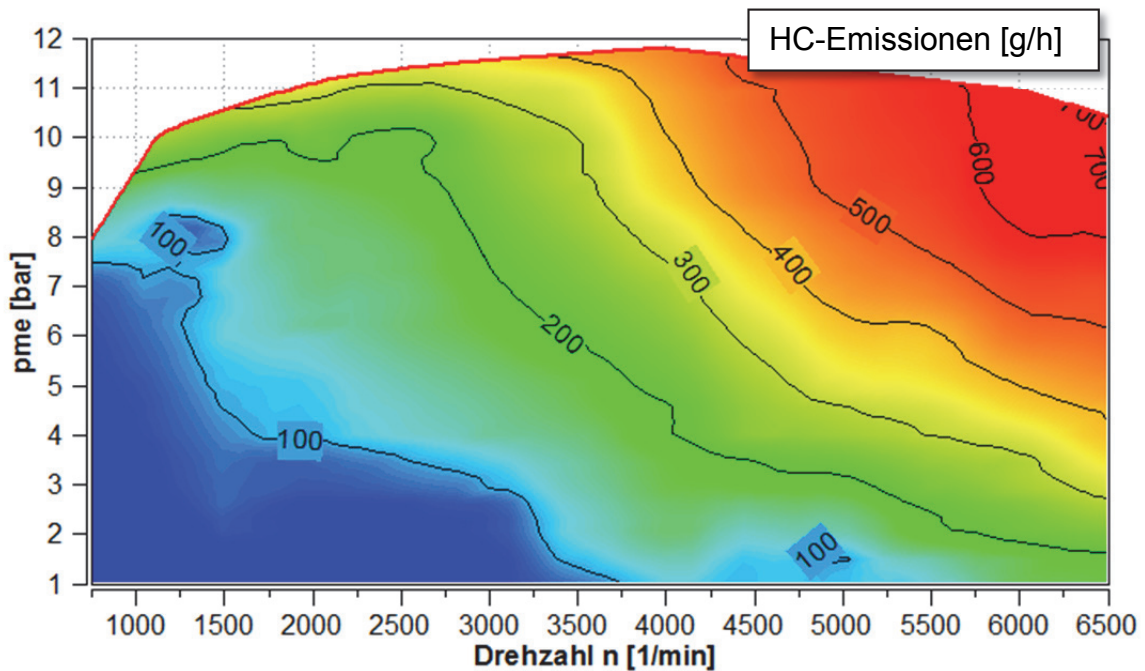


Abbildung 5.5: HC-Emissionen vor dem Drei-Wege-Katalysator bei homogenem Brennverfahren, $T_K=95\text{ °C}$

Wie auch bei der Entstehung von CO-Emissionen (siehe [Abbildung 5.4](#)) besteht ein starker Zusammenhang zwischen den HC-Emissionen und dem Luftverhältnis. Infolge einer unvollständigen Verbrennung unter Sauerstoffmangel treten in den unterschöchiometrischen Betriebspunkten erhöhte HC-Emissionen auf.

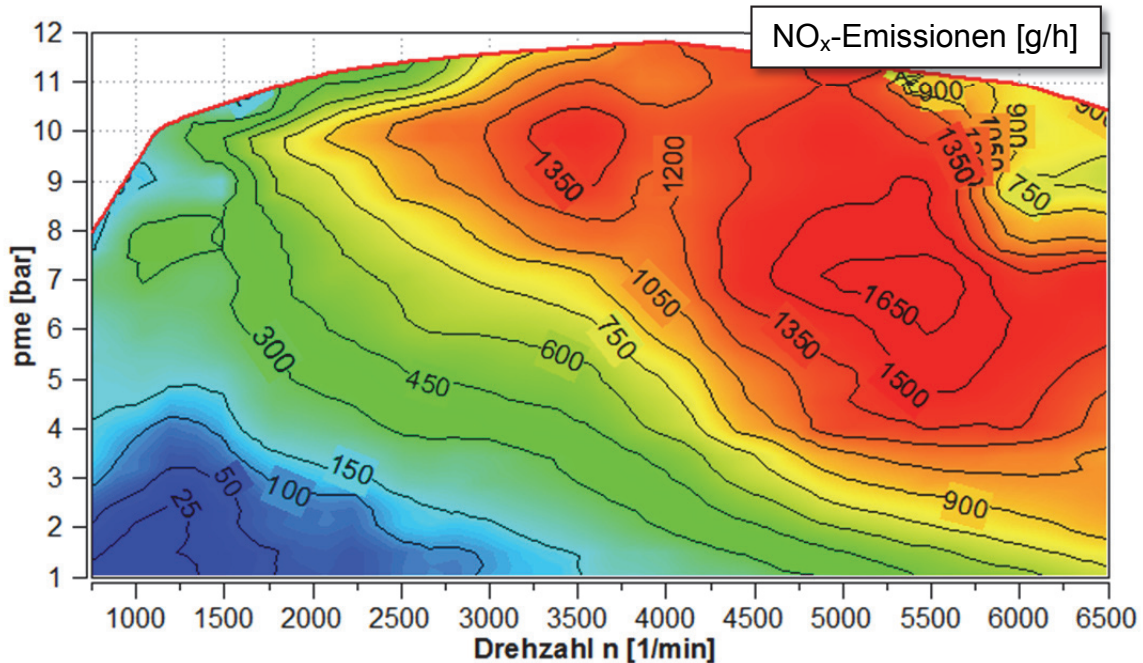


Abbildung 5.6: NO_x-Emissionen vor dem Drei-Wege-Katalysator bei homogenem Brennverfahren, T_K=95 °C

Die höchsten NO_x-Emissionen treten bei den höchsten Verbrennungstemperaturen auf (vgl. Kapitel 2.2.2). Aufgrund der Gemischanreicherung bei sehr hohen Drehzahlen und Mitteldrücken sinkt die Verbrennungstemperatur und infolge auch die NO_x-Emissionen.

5.1.2 Geschichteter Betrieb

Für den geschichteten Betrieb wurde nach Vorgaben der *Daimler AG* nur der Lastbereich von 1 bis 5 bar in einem Drehzahlband von 750 min⁻¹ bis 3000 min⁻¹ untersucht. Bei einer Drehzahl von etwa 2000 min⁻¹ wird durch die Entdrosselung bereits bei 3 bar ein spezifischer Verbrauch von 260 g/kWh erreicht. Bei homogenem Brennverfahren wird dieser Wert erst bei rund 5 bar erreicht (siehe [Abbildung 5.7](#)).

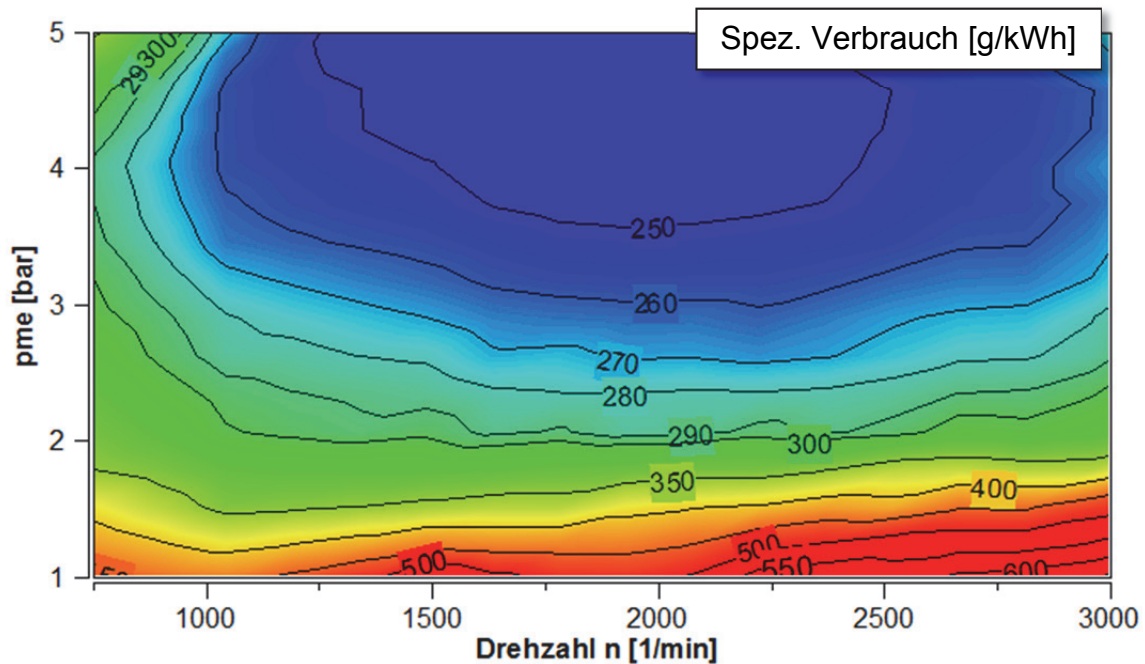


Abbildung 5.7: spezifischer Verbrauch bei geschichtetem Brennverfahren, $T_K=95\text{ °C}$

Das Luftverhältnis für den Schichtbetrieb ist in [Abbildung 5.8](#) dargestellt. Die Verbrennung findet in Bereichen mit geringer Last mit einem Luft/ Kraftstoffverhältnis von $\lambda > 3$ statt. Bei höheren Lasten wird mehr Kraftstoff benötigt und das Gemisch weist nahe der 5 bar Grenze einen deutlich geringeren Luftüberschuss auf.

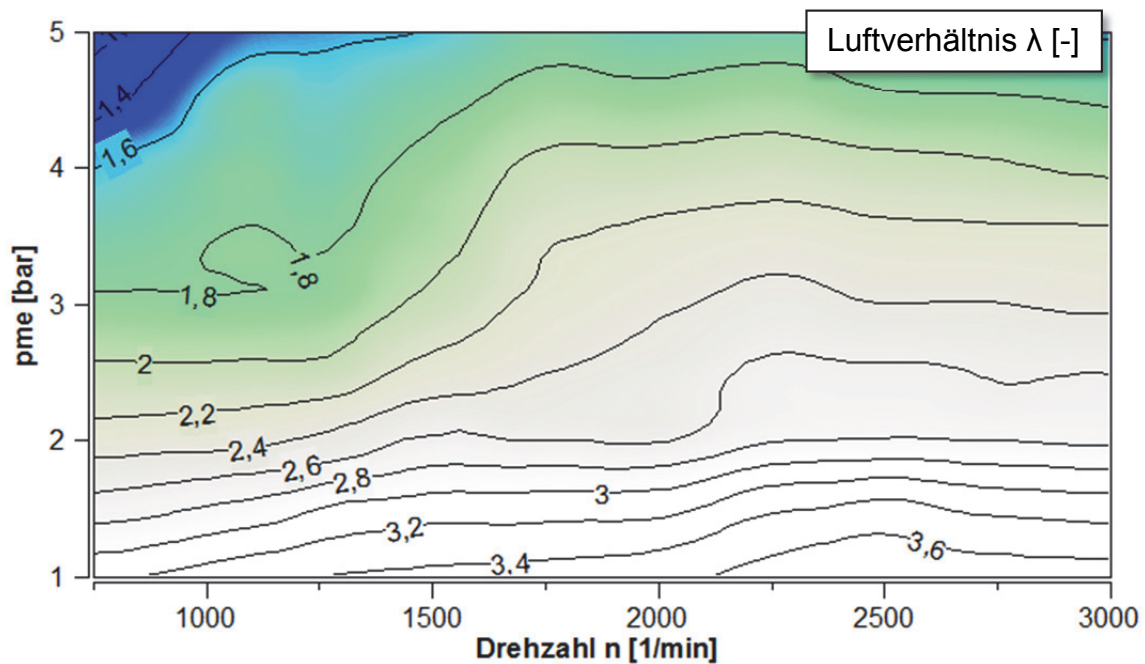


Abbildung 5.8: Luftverhältnis bei geschichtetem Brennverfahren, $T_K=95\text{ °C}$

Die Temperaturen vor dem Drei-Wege-Katalysator liegen beim geschichteten Brennverfahren deutlich unter jenen im Homogenbetrieb. Bei gleicher Farbskalierung wie in [Abbildung 5.3](#) lassen sich in [Abbildung 5.9](#) fast ausschließlich blau gefärbte Bereiche finden.

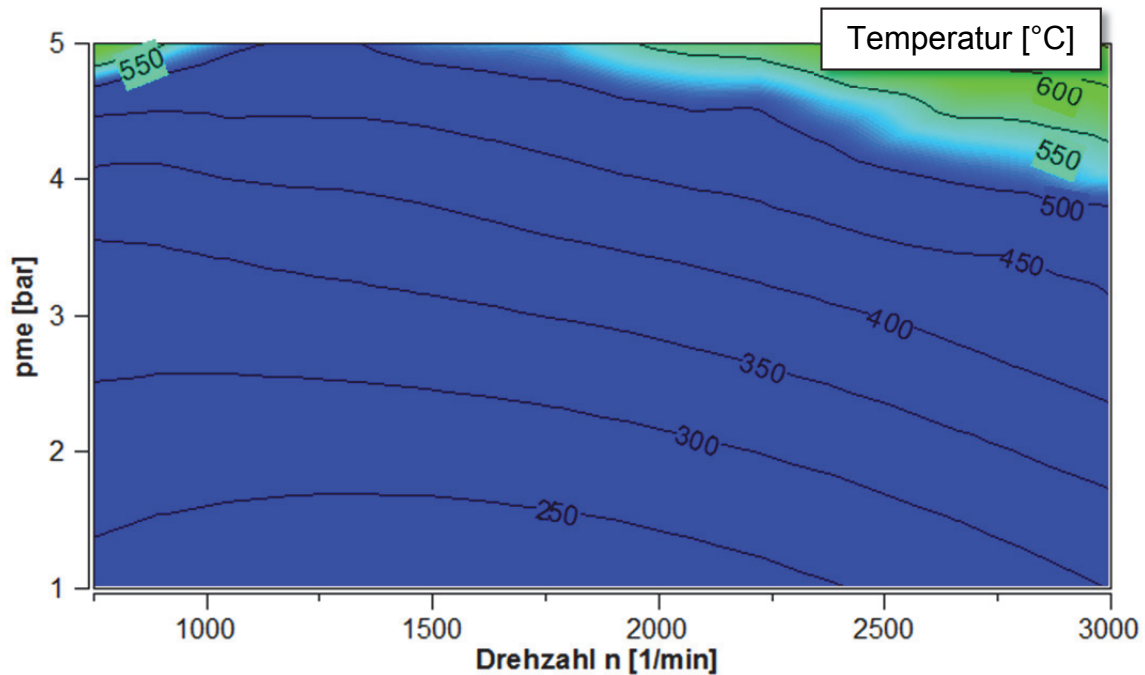


Abbildung 5.9: Temperatur vor Drei-Wege-Katalysator bei geschichtetem Brennverfahren, $T_K=95$ °C

Einen großen Einfluss zeigt die Drehzahl auf die Entstehung von CO-Emissionen in [Abbildung 5.10](#). Bei höheren Drehzahlen und dadurch kürzerer Zeit zur Gemischbildung kommt es zu zusätzlichen Inhomogenitäten des Gemischs und höhere CO- und auch HC-Emissionen (siehe [Abbildung 5.11](#)). Aufgrund des geringeren Luftüberschusses des Gemisches bei höheren Lasten (siehe [Abbildung 5.8](#)) kommt es in diesen Bereichen ebenfalls zu einem Anstieg der CO-Emissionen. Aber auch bei niedrigen Drehzahlen und hohen Lasten treten aufgrund unzureichender Gemischbildung erhöhte CO- und HC-Emissionen auf.

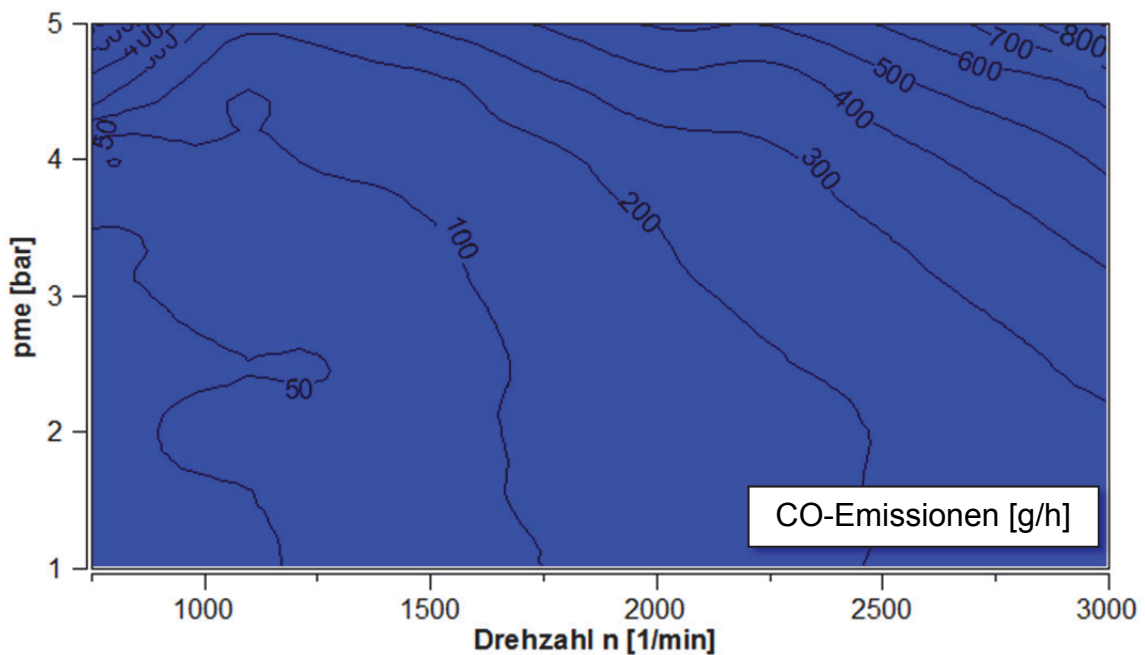


Abbildung 5.10: CO-Emissionen vor Drei-Wege-Katalysator bei geschichtetem Brennverfahren, $T_K=95\text{ °C}$

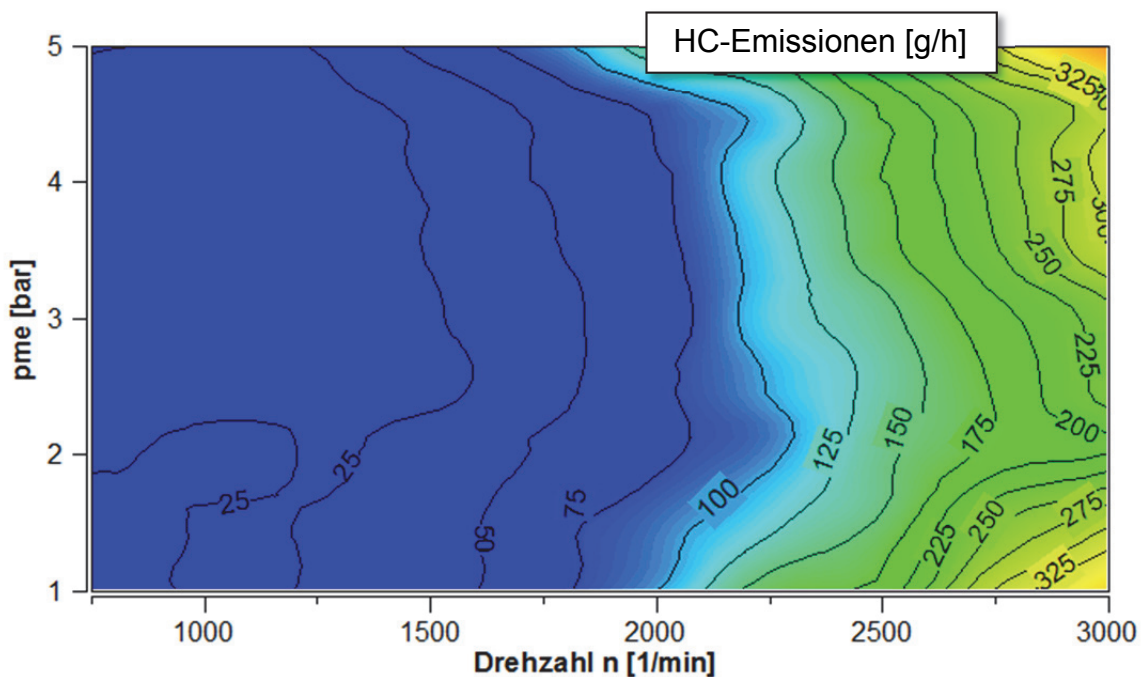


Abbildung 5.11: HC-Emissionen g/h vor Drei-Wege-Katalysator bei geschichtetem Brennverfahren, $T_K=95\text{ °C}$

Bei Betrachtung der HC-Emissionen in [Abbildung 5.11](#) ist eine starke Abhängigkeit von der Drehzahl zu erkennen. Mit steigenden Drehzahlen sinkt die Zeit zur Gemischbildung wodurch es zu einer unvollständigen Verbrennung kommt.

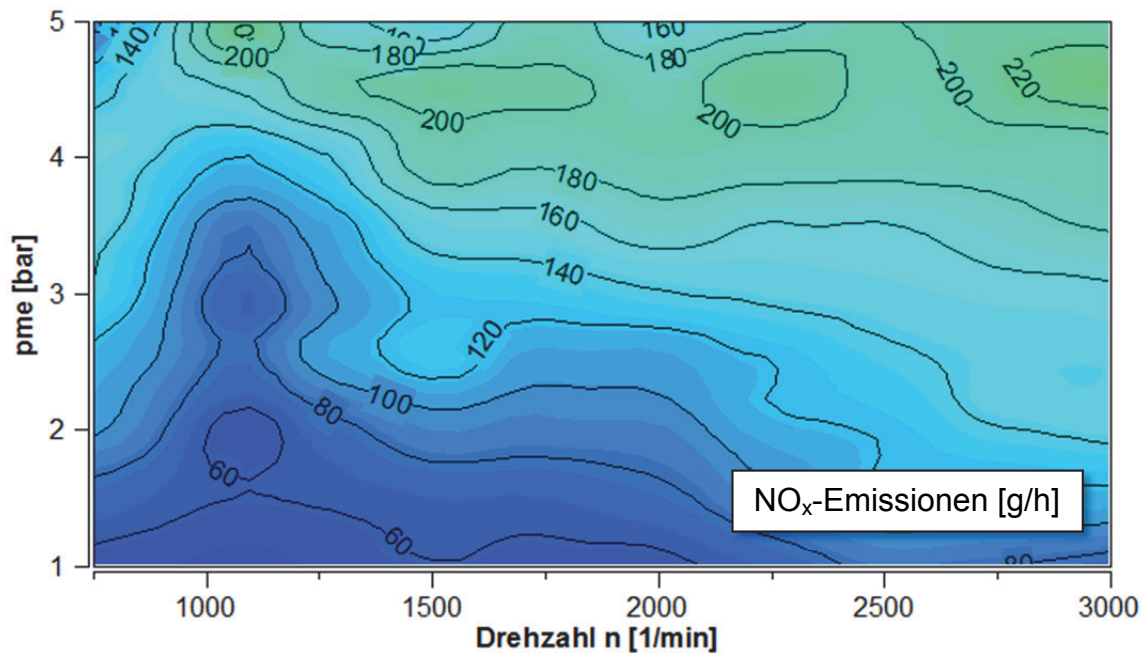


Abbildung 5.12: NO_x-Emissionen g/h vor Drei-Wege-Katalysator bei geschichtetem Brennverfahren, T_K=95 °C

Die in [Abbildung 5.12](#) dargestellten NO_x-Emissionen im Magerbetrieb befinden sich aufgrund der geringeren Temperaturen auf etwa der Hälfte verglichen mit jenen im Homogenbetrieb. Sie sind lastabhängig und nahezu unabhängig von der Drehzahl. Dies ist auf die ebenfalls lastabhängigen Verbrennungstemperaturen zurückzuführen, da der thermische Entstehungsprozess (Zeldovich Mechanismus) den größten Einfluss auf die Bildung der NO_x-Emissionen hat.

5.2 Emissionsuntersuchungen bei Beschleunigungsvorgängen

Wie in Kapitel 4.2 beschrieben, dienen die durchgeführten Untersuchungen der Beschleunigungsvorgänge zur Ermittlung des Emissionsverhaltens bei einem Zuschalten der VKM bei einer rein elektrischen Fahrt eines Hybridfahrzeuges. Das Zuschalten wird sowohl bei kalter als auch warmer Abgasanlage und bei unterschiedlichen Lastpunkten untersucht.

Sowohl die CO-Emissionen als auch die HC-Emissionen werden wie in [Abbildung 5.13](#) und [Abbildung 5.14](#) ersichtlich, bei warmer Abgasanlage von Beginn an komplett konvertiert. Durch die O₂-Speichereigenschaft des Drei-Weg-Katalysators können diese auch nach der Schubphase und dem kurzen Motorstillstand sofort oxidieren. Dadurch fehlen CO- wie auch HC-Bestandteile im Abgas allerdings als Reaktionspartner zur

Konvertierung der NO_x -Emissionen. Es ist daher ein kurzer Durchbruch dieser, in Abbildung 5.15, zu beobachten. Um die NO_x -Emissionen zu minimieren, wird das Gemisch, wie in Abbildung 5.16 ersichtlich, kurzzeitig angereichert.

Für die Beschleunigungsvorgänge bei kalter Abgasanlage ist in Abbildung 5.16 ein Betrieb mit angereichertem Gemisch zu erkennen.

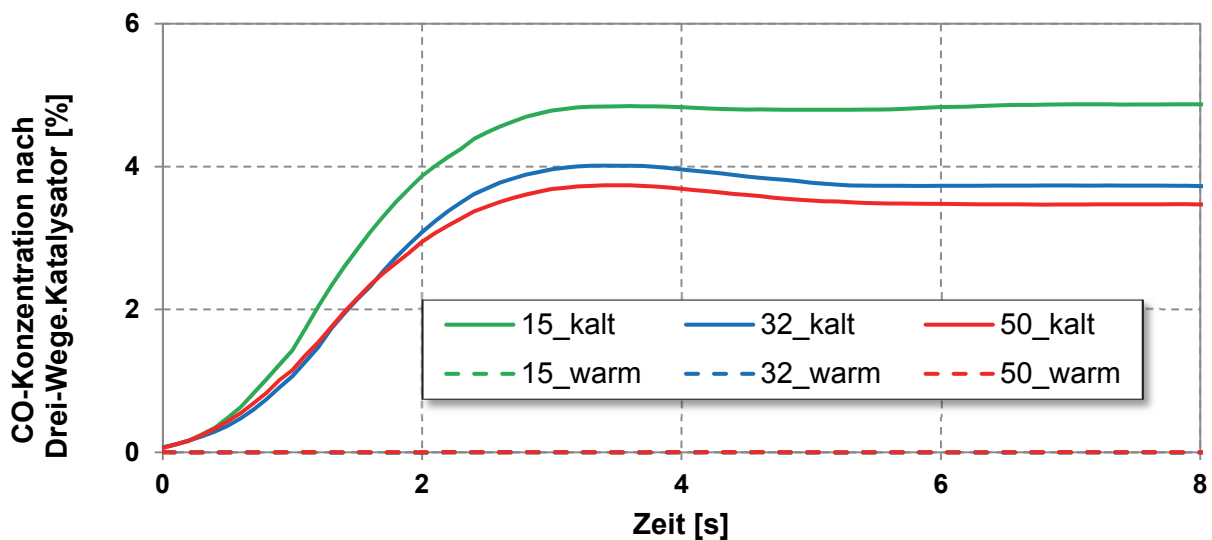


Abbildung 5.13: CO-Konzentration nach dem Drei-Wege-Katalysator bei Beschleunigungsuntersuchungen auf ein Geschwindigkeitsplateau von 15 km/h, 32 km/h und 50 km/h aus dem Stillstand. Verglichen wird sowohl der warme ($T_K=95\text{ °C}$) als auch kalte ($T_K=22\text{ °C}$) Zustand des Motors sowie der Abgasnachbehandlungsanlage.

Bei kaltem Motor lässt sich ein massiver Schadstoffausstoß feststellen, da der Katalysator noch nicht auf Betriebstemperatur (Light-Off-Temperatur) ist und somit noch keine Konvertierungseigenschaften besitzt. Hier muss für minimale Emissionspeaks eine Maßnahme zur raschen Aufheizung des Katalysators getroffen werden.

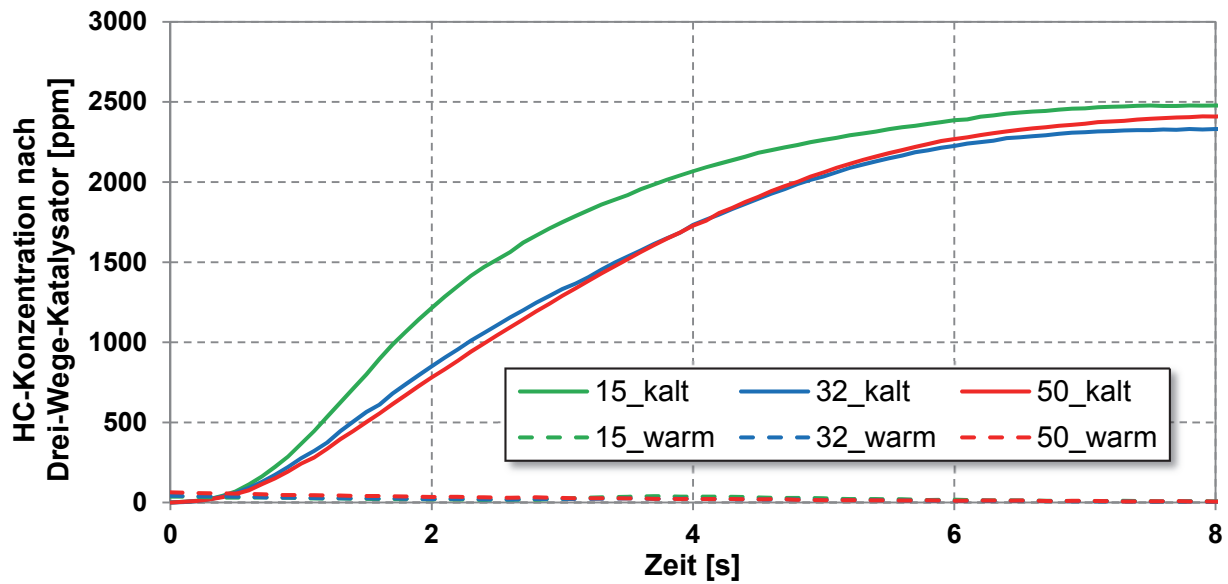


Abbildung 5.14: HC-Konzentration nach dem Drei-Wege-Katalysator bei Beschleunigungsuntersuchungen auf ein Geschwindigkeitsplateau von 15 km/h, 32 km/h und 50 km/h aus dem Stillstand. Verglichen wird sowohl der warme ($T_K=95\text{ °C}$) als auch kalte ($T_K=22\text{ °C}$) Zustand des Motors sowie der Abgasnachbehandlungsanlage.

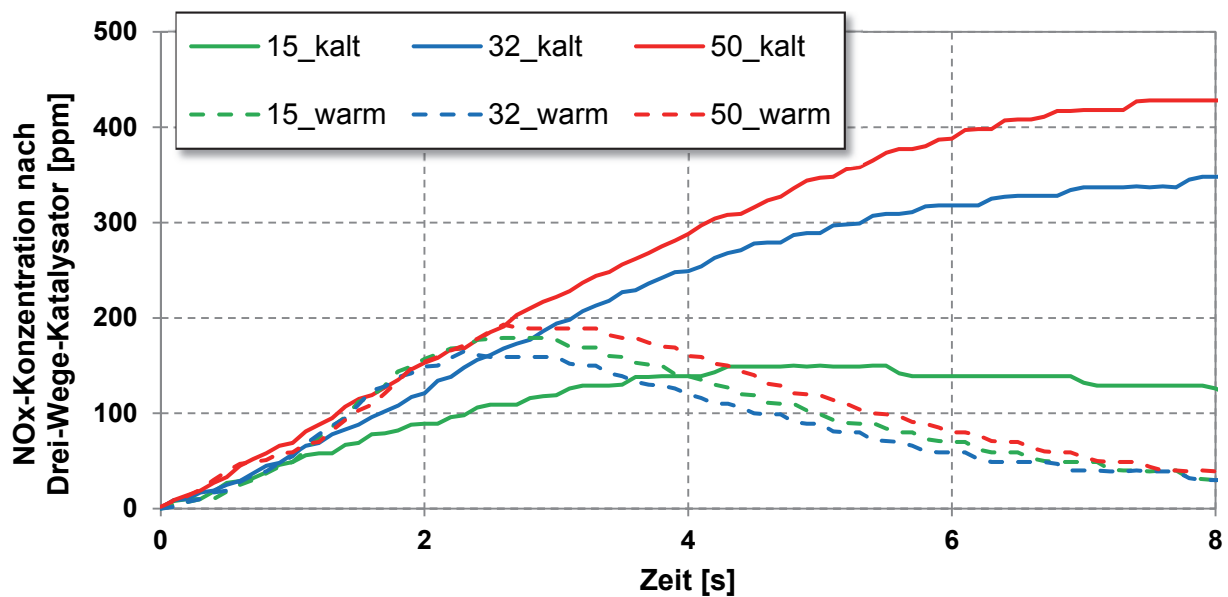


Abbildung 5.15: NO_x -Konzentration nach dem Drei-Wege-Katalysator bei Beschleunigungsuntersuchungen auf ein Geschwindigkeitsplateau von 15 km/h, 32 km/h und 50 km/h aus dem Stillstand. Verglichen wird sowohl der warme ($T_K=95\text{ °C}$) als auch kalte ($T_K=22\text{ °C}$) Zustand des Motors sowie der Abgasnachbehandlungsanlage.

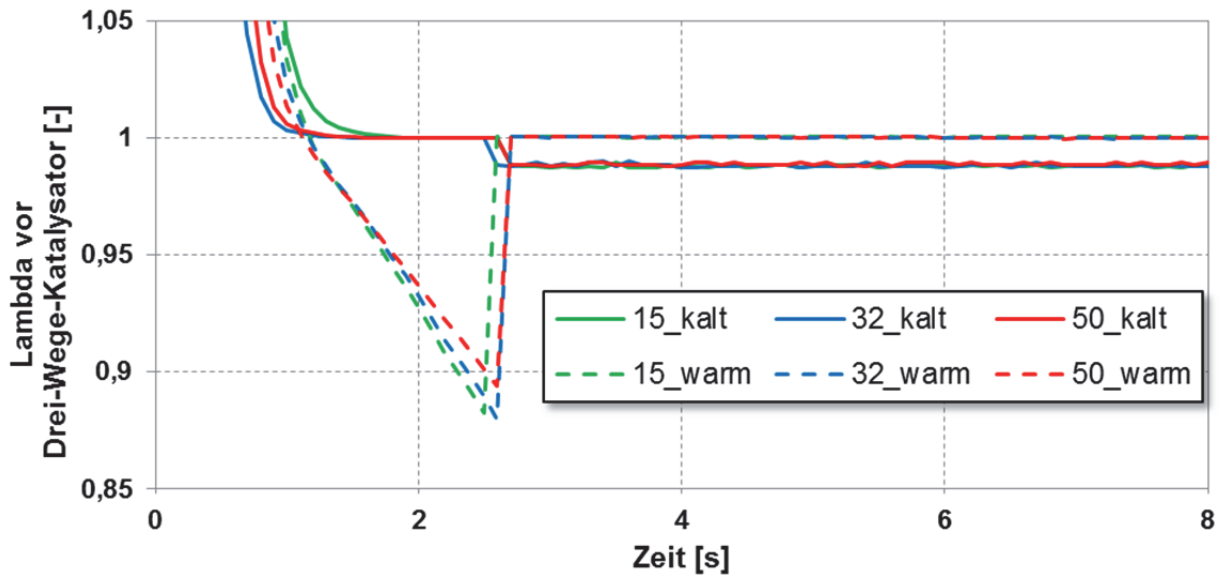


Abbildung 5.16: Lambda vor dem Drei-Wege-Katalysator bei Beschleunigungsuntersuchungen auf ein Geschwindigkeitsplateau von 15 km/h, 32 km/h und 50 km/h aus dem Stillstand. Verglichen wird sowohl der warme ($T_K=95\text{ °C}$) als auch kalte ($T_K=22\text{ °C}$) Zustand des Motors sowie der Abgasnachbehandlungsanlage.

Die grundsätzlich höheren CO- und HC-Konzentrationen bei der Beschleunigung auf das 15 km/h Plateau sind durch die in diesem niedrigen Lastpunkt, schlechte Durchbrenneigenschaft zurückzuführen. Dieser Lastpunkt stellt sich als ungünstig, speziell unter der Berücksichtigung minimaler CO-Emissionen, für ein Zuschalten der VKM heraus und könnte durch Lastpunktanhebung oder durch rein elektrisches Fahren vermieden werden. Die niedrige NO_x -Konzentration in diesem Lastpunkt lässt sich durch die geringe Verbrennungstemperatur erklären.

Ein Zuschalten der VKM bei warmer Abgasanlage zeigt daher nur im Bereich der NO_x -Nachbehandlung Handlungsbedarf. Abhilfe könnte in einer geeigneten Startoptimierung, durch eine frühere Anreicherung des Gemisches beim Start der VKM, gefunden werden. Eine andere Möglichkeit bei einem hybriden Antriebsstrang stellt die Phlegmatisierung der Laständerung dar. Ebenso ist es mit einem P2-Hybridantriebsstrang möglich, die Lastanforderung rein durch die E-Maschine zu decken und den mechanischen Durchtrieb zur noch kalte VKM zu entkoppeln, um diese ausschließlich zum Aufheizen des Katalysators zu nutzen.

Für ein Motorkonzept mit Magerbetrieb und NO_x -Speicher-katalysator, könnten die entstandenen NO_x -Emissionen in diesem eingelagert werden, sofern dieser schon seine Betriebstemperatur erreicht hat.

5.3 Untersuchung des thermischen Verhaltens der Abgasanlage

Aufgrund der Temperaturabhängigkeit des Konvertierungsverhaltens der Abgasnachbehandlungsanlage wurden in den folgende Untersuchungen die Temperatur vor, im und nach dem Drei-Wege-Katalysator, sowie vor und im NO_x -Speicherkatalysator gemessen. Der Motor wurde betriebswarm aus der Leerlaufdrehzahl ($n=750$ U/min) und bei anliegendem Wandlermoment ($M=25$ Nm) über eine Rampe auf einen Drehzahl von $n=2500$ U/min und ein Drehmoment von $M=50$ Nm beschleunigt. Dieser Lastpunkt wurde für 45 s gehalten, ehe der Motor wieder im Leerlauf betrieben wurde (vgl. Kapitel 4.3). Das Drehzahlprofil für den konventionellen Antriebsstrang ist in den folgenden Abbildungen auf der Sekundärachse der Diagramme dargestellt. Untersucht wird der konventionelle Antriebsstrang ohne und mit Start/Stop-Funktion, sowie der P2-Hybridantriebsstrang. Die im Detail untersuchten Bereiche unterteilen sich in die Leerlaufphase (Bereich A), die Beschleunigungsphase (Bereich B) und die Schubphase (Bereich C).

5.3.1 Temperatur vor dem Drei-Wege-Katalysator

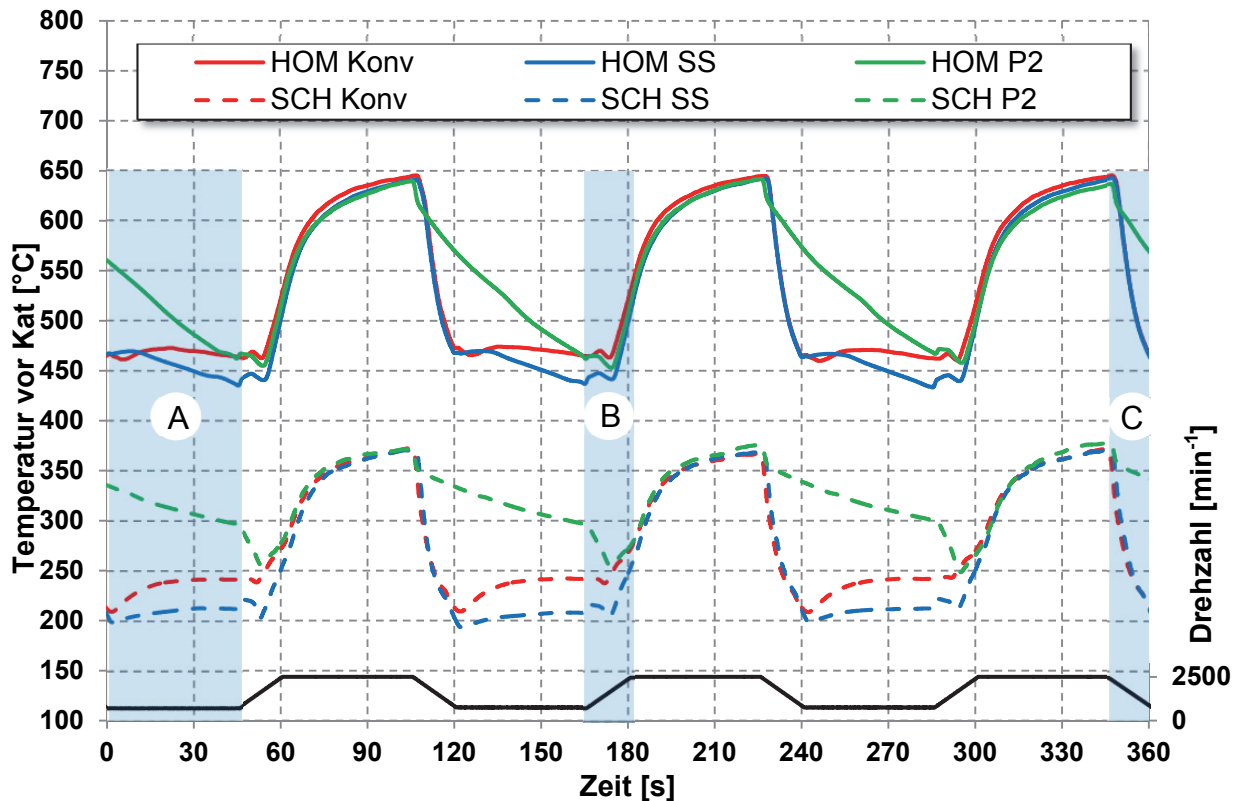


Abbildung 5.17: Abgastemperatur vor dem Drei-Wege-Katalysator bei mehrmaligem Durchfahren der Lastzyklen bei warmem Motor und Abgasnachbehandlungsanlage ($T_K=95\text{ °C}$). Verglichen sind der homogene Antriebsstrang ohne (Konv) und mit (SS) Start/Stop-Funktion, sowie der P2-Hybridantriebsstrang (P2), jeweils mit homogenem (HOM) und geschichtetem (SCH) Brennverfahren.

Gut zu erkennen ist das deutlich unterschiedliche Temperaturniveau zwischen dem geschichteten und dem homogenen Brennverfahren. So lassen sich rund 300 °C Temperaturdifferenz feststellen, wodurch das Ansprechverhalten des Drei-Wege-Katalysators empfindlich beeinflusst wird. Speziell bei kaltem Motor sollte daher ein Betrieb mit stöchiometrischem Gemisch stattfinden, um den Katalysator möglichst schnell über die Light-Off Temperatur zu bringen.

Bereich A – Leerlaufphase:

In den Leerlaufphasen bleibt für den homogenen Betrieb beim konventionellen Antriebsstrang die Temperatur in einem Bereich von ca. 470 °C und steigt beim Schichtbetrieb aufgrund der wieder startenden Verbrennung nach der Schubabschaltung leicht auf ca. 245 °C an. Beim konventionellen Antriebsstrang mit

Start/Stopp-Betrieb und homogenem Brennverfahren ist aufgrund des Motorstillstandes in der Leerlaufphase ein zusätzliches Auskühlen erkennbar. Hier findet kein Wärmetransport durch das Abgas statt und Wärme wird über die Abgaskrümmer an die Umgebung abgegeben. Zur Kühlung des Motors am Motorenprüfstand wurden Lüfter vorgesehen, welche für einen erhöhten Wärmeabtransport speziell in den Fahrzeugstillstandsphasen verantwortlich sind (siehe Abbildung 4.4). Für den P2-Hybridantriebsstrang ist das Abkühlverhalten in der Leerlaufphase ebenfalls zu beobachten. Anhand der unterschiedlichen negativen Steigungen der Temperaturverläufe ist zu erkennen, dass die Abkühlung bei Motorstillstand geringer ausfällt, als jene in den Schubphasen, in denen der hohe Massenstrom mit geringer Temperatur die Abgasanlage zusätzlich auskühlt. Der Wärmeverlust in der Stillstandsphase ist aufgrund des niedrigeren Temperaturniveaus im Schichtbetrieb beim P2-Hybridantriebsstrang vermindert und beim Start/Stopp-Betrieb nicht festzustellen. In diesem Fall bleibt die Temperatur nahezu konstant auf ca. 200 °C.

Bereich B – Beschleunigungsphase:

Zu Beginn der Beschleunigungsphase wird sowohl beim konventionellen Antriebsstrang mit Start/Stopp-Funktion als auch beim P2-Hybridantriebsstrang der Motor gestartet. Speziell sei auf das Temperaturverhalten beim Starten des Motors für den P2-Hybridantriebsstrang im Schichtbetrieb hingewiesen. Die Abgastemperatur im Leerlauf beträgt für den Schichtbetrieb, wie oben erwähnt, ca. 245 °C. Das, aufgrund des Motorstillstands, noch im Abgasstrang stehende Gas besitzt zum Zeitpunkt des Startes aber noch rund 300 °C. Daher kommt es zu einem raschen Abfall der Temperatur, ehe sie auf Grund des Beschleunigungsvorganges wieder ansteigt.

Bereich C – Schubphase:

Beim konventionellen Antriebsstrang sowohl ohne als auch mit Start/Stopp-Funktion kommt es zu einer starken Abkühlung aufgrund der Schubabschaltung in den Schubphasen. Die Zylinder und der Abgasstrang werden in diesen Phasen mit Frischluft „gespült“. Nach der Schubphase im homogenen Betrieb folgt applikationsseitig eine, in der Regel kurze, Phase der Anreicherung. Dies dient dem „Entleeren“ des Katalysators. Durch den hohen Sauerstoffanteil in der Schubphase werden HC- und CO-Emissionen benötigt, um NO_x-Emissionen konvertieren zu können.

5.3.2 Temperatur im Drei-Wege-Katalysator

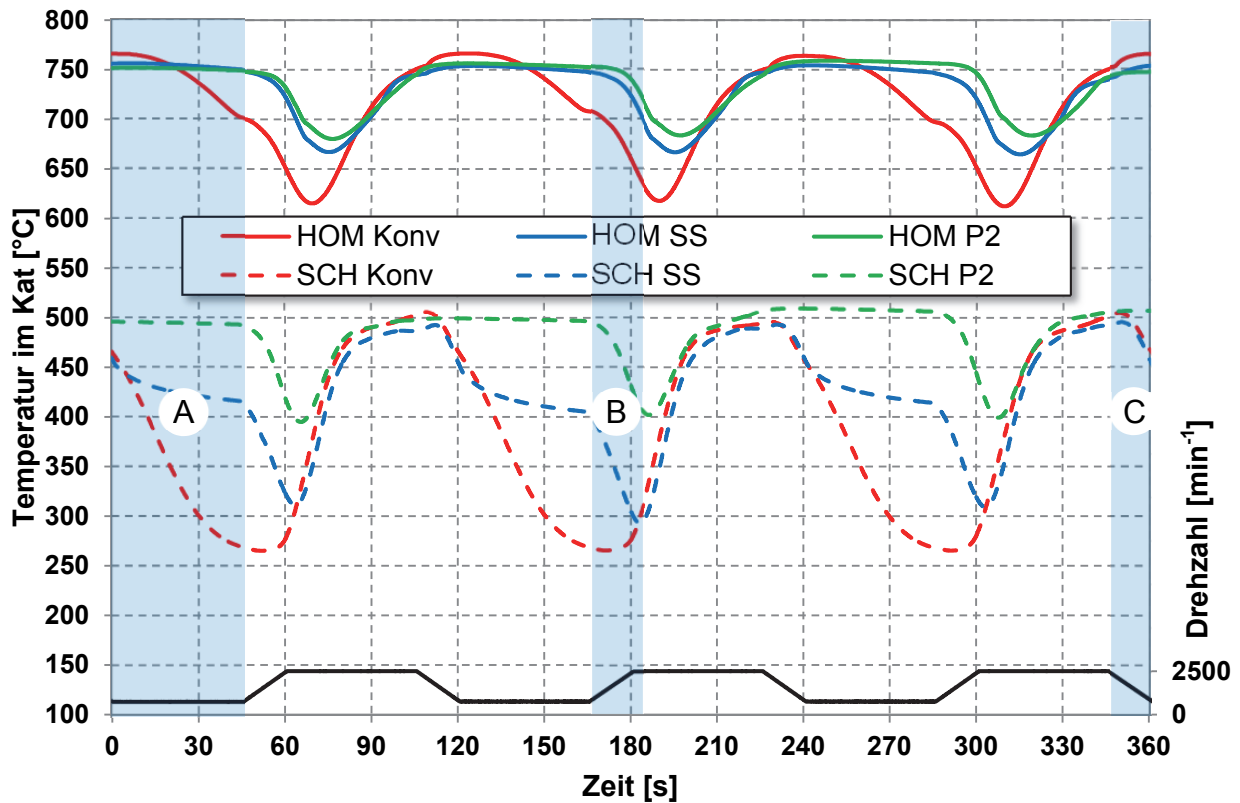


Abbildung 5.19: Abgastemperatur im Drei-Wege-Katalysator bei mehrmaligem Durchfahren der Lastzyklen bei warmem Motor und Abgasnachbehandlungsanlage ($T_K=95\text{ °C}$). Verglichen sind der homogene Antriebsstrang ohne und mit Start/Stop-Funktion, sowie der P2-Hybridantriebsstrang, jeweils mit homogenem und geschichtetem Brennverfahren.

Die Temperaturen im Katalysator liegen deutlich über jenen vor dem Katalysator. Dies ist auf die exotherme Reaktion (Oxidation) von CO und HC zurückzuführen.

Bei Betrachtung der Verläufe im homogenen Betrieb und Berücksichtigung der thermischen Trägheit aufgrund der Katalysatormasse lassen sich folgende Aussagen formulieren:

Bereich A – Leerlaufphase – homogenes Brennverfahren:

Beim konventionellen Antriebsstrang sinkt die Temperatur im Leerlauf infolge der niedrigen Abgastemperatur und des kontinuierlichen Abgasmassenstroms, welcher dem Katalysator die gespeicherte Wärme entzieht, ab. Da ein in der Regel geringer Massenstrom und somit geringe Masse an CO- und HC-Emissionen sowie Sauerstoff vorliegen, kommt es zu keinen starken exothermen Reaktionen. In den

Motorstillstandsphasen bleibt die Wärme beim konventionellen Antriebsstrang mit Start/Stopp-Funktion und beim P2-Hybridantriebsstrang im Katalysator gespeichert.

Bereich A – Leerlaufphase – geschichtetes Brennverfahren:

Die Temperaturverläufe im Schichtbetrieb weichen von jenen bei homogenem Brennverfahren deutlich ab. Gründe hierfür liegen im permanenten Sauerstoffüberschuss, sowie dem deutlich höheren Massenstrom und dem fehlenden Anreichern nach der Schubphase beim konventionellen Antriebsstrang. Wegen dem hohen Sauerstoffanteil ist ein höherer relativer Anstieg der Temperaturen gegenüber jenen vor dem Katalysator festzustellen. Allerdings sinkt die Temperatur in Folge des hohen Massenstroms mit geringer Abgastemperatur in den Leelaufphasen beim konventionellen Antriebsstrang um fast 250 °C ab.

Bereich B – Beschleunigungsphase – homogenes Brennverfahren:

Zu Beginn des Beschleunigungsvorganges findet eine Erhöhung des Massenstroms statt. Dadurch strömt das kühle Abgas vor dem Katalysator durch diesen und kühlt ihn kurzzeitig zusätzlich weiter ab. Dieses Verhalten ist bei beiden Brennverfahren für den konventionellen Antriebsstrang ohne und mit Start/Stopp-Funktion und den P2-Hybridantriebsstrang zu Beginn des Beschleunigungsvorgangs zu beobachten. Die Verläufe des Massenstroms sind in Abbildung 5.20 dargestellt. Etwa 10 s nach dem Ende der Beschleunigung (Sekunde 70 nach Start des NEFZ) kommt es in allen untersuchten Fällen durch die verstärkte Umsetzung und den damit verbundenen exothermen Reaktionen und den erhöhten Abgastemperaturen zu einem starken Temperaturanstieg im Katalysator.

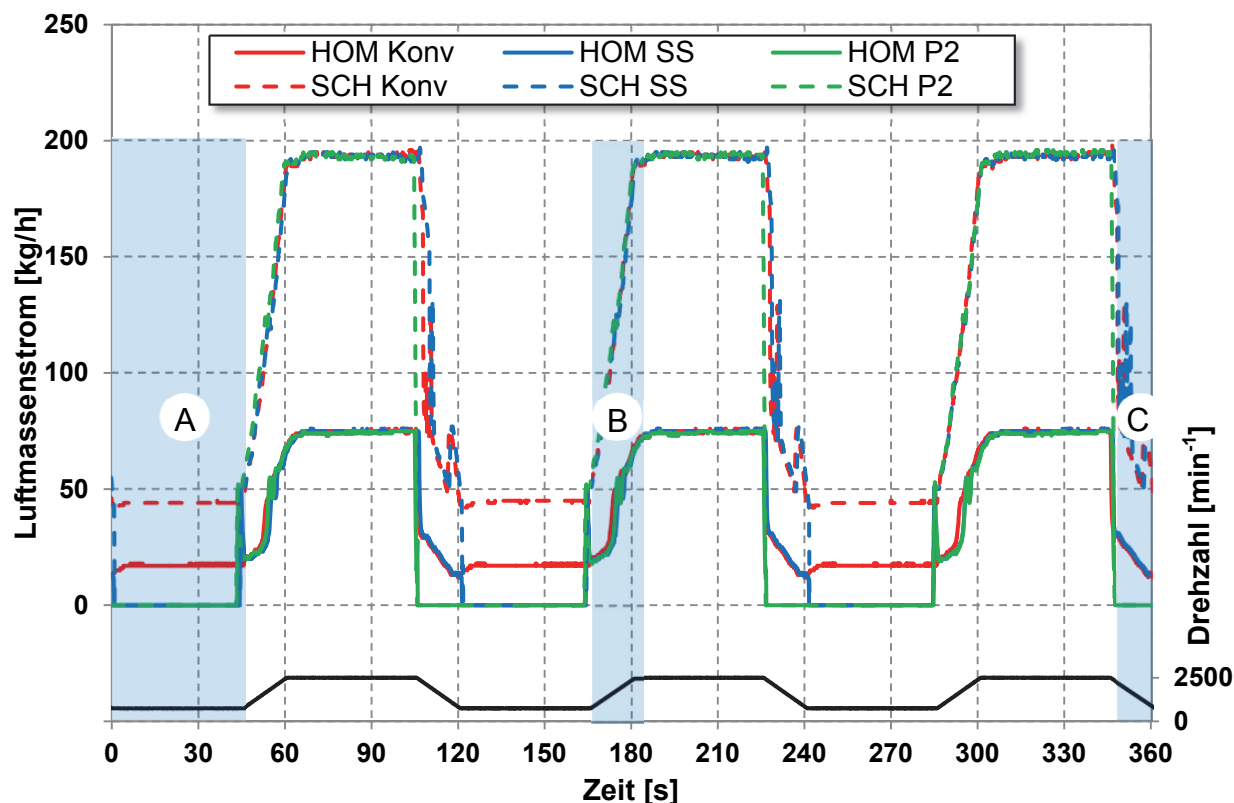


Abbildung 5.20: Luftmassenstrom bei mehrmaligem Durchfahren der Lastzyklen bei warmem Motor und Abgasnachbehandlungsanlage ($T_K=95\text{ °C}$). Verglichen sind der homogene Antriebsstrang ohne und mit Start/Stop-Funktion, sowie der P2-Hybridantriebsstrang, jeweils mit homogenem und geschichtetem Brennverfahren.

Bereich B – Beschleunigungsphase – geschichtetes Brennverfahren:

Bei dem neuerlichen Starten im Fall des konventionellen Antriebsstrangs mit Start/Stop-Funktion und dem P2-Hybridantriebsstrang sorgt die kühle Abgassäule vor dem Katalysator sowie die niedrige Verbrennungstemperatur und das anfängliche Fehlen von CO- und HC-Emissionen für den mit Sauerstoff beladenen Katalysator, für einen kurzen Temperaturabfall auf ca. 300 °C bzw. 400 °C . Die Temperatur steigt dann aber aufgrund der erhöhten Verbrennungstemperatur und der exothermen Reaktionen rasch an.

Bereich C – Schubphase:

Beim konventionellen Antriebsstrang mit und ohne Start/Stop-Funktion im homogenen Betrieb ist in der Schubphase ein leichter Temperaturanstieg festzustellen. Die im Katalysator eingelagerten HC und CO oxidieren aufgrund des höheren Sauerstoffanteils und des verringerten Abgasmassenstroms in der Schubphase (siehe Abbildung 5.20),

verbunden mit einem verringerten Wärmetransport aus dem Katalysator, erreicht die Temperatur hier ihr Maximum. Durch den erhöhten vorliegenden Sauerstoffgehalt finden verstärkte exothermen Reaktionen statt [44] und sorgen für ein „Verbrennen“ von HC und CO. Beim konventionellen Antriebsstrang mit Start/Stop-Funktion sinkt die Temperatur in der Leerlaufphase teilweise etwas unter jene des P2-Hybridantriebsstrangs ab. Grund hierfür liegt in dem früheren Ende der exothermen Oxidation von CO und HC. Diese finden aufgrund des hohen Sauerstoffgehalts, wie oben erwähnt, bereits in der Schubphase statt. Das höhere Niveau des P2-Hybridantriebsstrangs ist auch durch die geringere Abkühlung bereits vor dem Katalysator zu erklären (siehe [Abbildung 5.17](#)). Durch den fehlenden Abgasmassenstrom in Motorstillstandsphasen bleibt die Wärme im Katalysator gespeichert. Für den konventionellen Antriebsstrang mit Start/Stop-Funktion und den P2-Hybridantriebsstrang im homogenen Betrieb bleibt die Temperatur im Katalysator daher sehr lange auf einem Niveau von ca. 750 °C und bietet dadurch die thermische Voraussetzung für eine vollständige Konvertierung der Abgasemissionen im Katalysator.

Bereich C – Schubphase – geschichtetes Brennverfahren:

Bei geschichtetem Brennverfahren ist im Gegensatz zum homogenen Brennverfahren beim konventionellen Antriebsstrang ohne Start/Stop-Funktion ein deutliches Auskühlen der Katalysatortemperatur aufgrund des erhöhten Massenstroms (siehe [Abbildung 5.20](#)) zu beobachten. Durch den permanenten Sauerstoffüberschuss kommt es bereits in den Beschleunigungsphasen zur Nachoxidation der HC-Emissionen. Im Schubbetrieb liegen daher keine Reaktionspartner für eine etwaige exotherme Nachreaktion vor und der Katalysator wird mit Frischluft „gespült“. Für den konventionellen Antriebsstrang mit Start/Stop-Funktion ist eindeutig eine verminderte Abkühlung bei Motorstillstand zu erkennen.

Zusammenfassung:

Für die Temperatur im Katalysator sind unter den Testbedingungen bei homogenem Betrieb Leerlaufphasen zu vermeiden und ein Abstellen des Motors zu bevorzugen. Kurze Schubphasen sind hierbei nicht besonders ausschlaggebend. Die Temperatur im Katalysator liegt beim P2-Hybridantriebsstrang auf einem ähnlichen Niveau wie beim

konventionellen Antriebsstrang mit Start/Stopp-Funktion. Diese beiden Konfigurationen weisen somit gute Voraussetzungen für eine hohe Konvertierungsrate des Katalysators auf.

Beim Brennverfahren mit Ladungsschichtung ist der Einfluss der Schubphasen deutlich größer. Die minimalen Temperaturen fallen mit einem P2-Hybridantriebsstrang um ca. 100 °C höher aus, als bei einem konventionellen Antriebsstrang mit Start/Stopp-Funktion. Für den Schichtbetrieb ist daher ein Auskuppeln und Abstellen vor der Schubphase für eine hohe Temperatur im Katalysator essentiell. Die Leerlaufphasen sind für den konventionellen Antriebsstrang auch bei geschichtetem Brennverfahren zu vermeiden.

5.3.3 Temperatur nach dem Drei-Wege-Katalysator

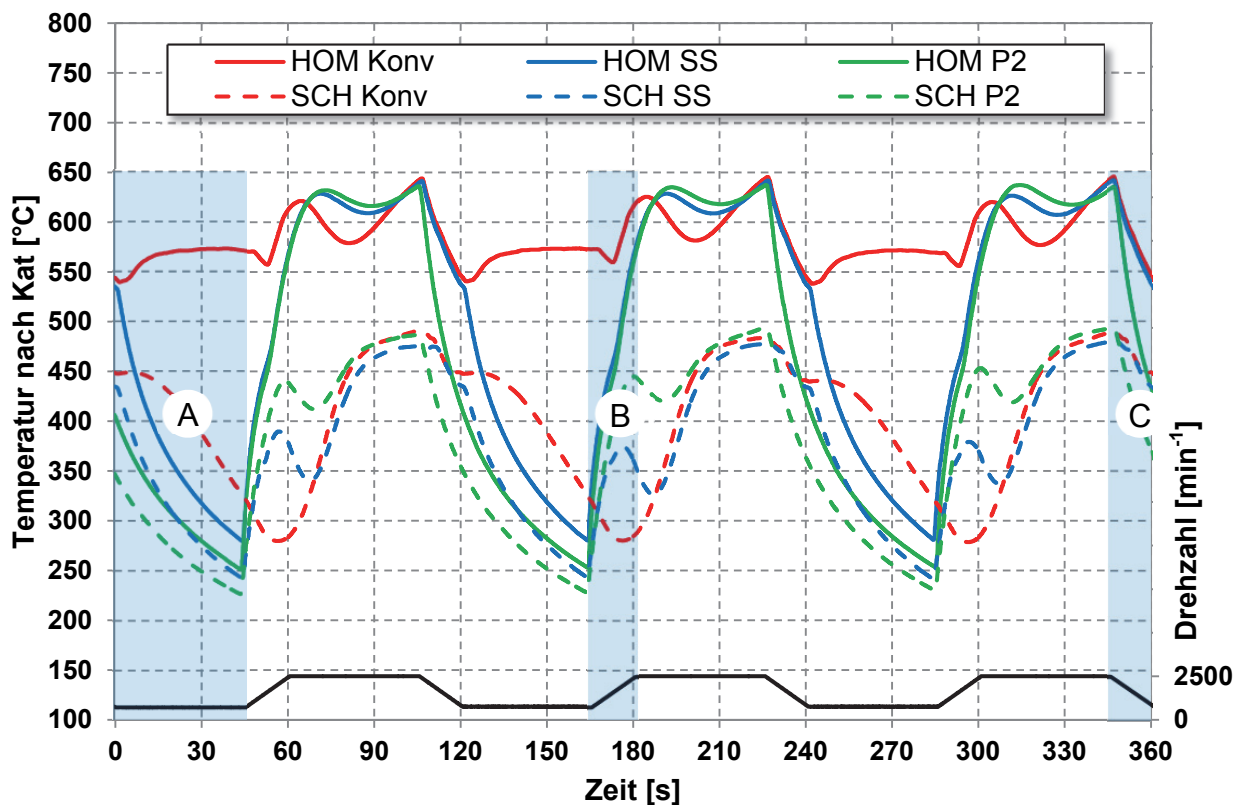


Abbildung 5.21: Abgastemperatur nach dem Drei-Wege-Katalysator mehrmaligem Durchfahren der Lastzyklen bei warmem Motor und Abgasnachbehandlungsanlage ($T_K=95$ °C). Verglichen sind der homogene Antriebsstrang ohne und mit Start/Stopp-Funktion, sowie der P2-Hybridantriebsstrang, jeweils mit homogenem und geschichtetem Brennverfahren.

Bereich A – Leerlaufphase:

Bei der Untersuchung des Temperaturverlaufs nach dem Drei-Wege-Katalysator sind die Auswirkungen der zusätzlichen Lüfter zur Kühlung der Motors (siehe Abbildung 4.4) am Prüfstand besonders zu berücksichtigen. Durch das dünnwandige Abgasrohr zwischen dem Drei-Wege-Katalysator und dem NO_x-Speicherkatalysator (siehe auch Kapitel 3.1.3), kühlt das heiße Abgas durch die erzwungene Konvektion, speziell bei stillstehendem Gas in der Abgasanlage stark ab.

In der Leerlaufphase des Motors bleibt die Temperatur beim konventionellen Antriebsstrang mit homogenem Gemisch aufgrund des kontinuierlichen Abgasmassenstroms auf einem konstanten Niveau von ca. 570 °C. Durch die exothermen Reaktionen im Katalysator wird das Abgas in diesem aufgeheizt. Für den konventionellen Antriebsstrang mit Start/Stopp-Funktion und den P2-Hybridantriebsstrang steht der Motor still, und das Gas im Abgasstrang kühlt sehr stark ab, da durch die Abgasrohre so gut wie keine Isolierung vorhanden ist. Der P2-Hybridantriebsstrang weist durch die längste Zeit im Motorstillstand auch die tiefsten Temperaturen auf.

Bereich B – Beschleunigungsphase:

Beim Start des Motors steigt die Temperatur für den konventionellen Abgasstrang mit Start/Stopp-Funktion und den P2-Hybridantriebsstrang rasch an, da das Gas durch den heißen Katalysator zusätzlich erwärmt wird. Der darauf folgende kurze Einbruch verläuft zeitverzögert, aber konform zu jenem im Katalysator und ist bei allen untersuchten Kombinationen außer dem konventionellen Antriebsstrang im Schichtbetrieb zu beobachten. Bei diesem kommt es aufgrund des allgemein niedrigen Temperaturniveaus im Katalysator bereits während des Leerlaufs zu keiner weiteren Abkühlung. Für das geschichtete Brennverfahren ist dieses Verhalten durch die höhere Strömungsgeschwindigkeit des Abgases etwas früher festzustellen. Danach steigt aufgrund der exothermen Reaktionen im Katalysator auch die Temperatur nach dem Katalysator.

Bereich C – Schubphase:

In der Schubphase kühlt das Abgas beim konventionellen Antriebsstrang ohne und mit Start/Stopp-Funktion stärker aus als bei Motorstillstand. Dies ist auf die höhere

Temperaturdifferenz zur Umgebung und dadurch steileren Temperaturgradienten zu schließen. Im Stillstand wird, wie eingangs erwähnt, auch durch erzwungene Konvektion, bedingt durch die zusätzlichen Lüfter (siehe [Abbildung 4.4](#)), Wärme an die Umgebung abgegeben. Essentiell für die Konvertierung des NO_x-Speicherkatalysators ist die Temperatur in diesem. Durch die Betrachtung der Temperaturen nach dem Drei-Wege-Katalysator bzw. vor dem NO_x-Speicherkatalysator können die Temperaturen im NO_x-Speicherkatalysator besser nachvollzogen werden.

5.3.4 Temperatur vor dem NO_x-Speicherkatalysator

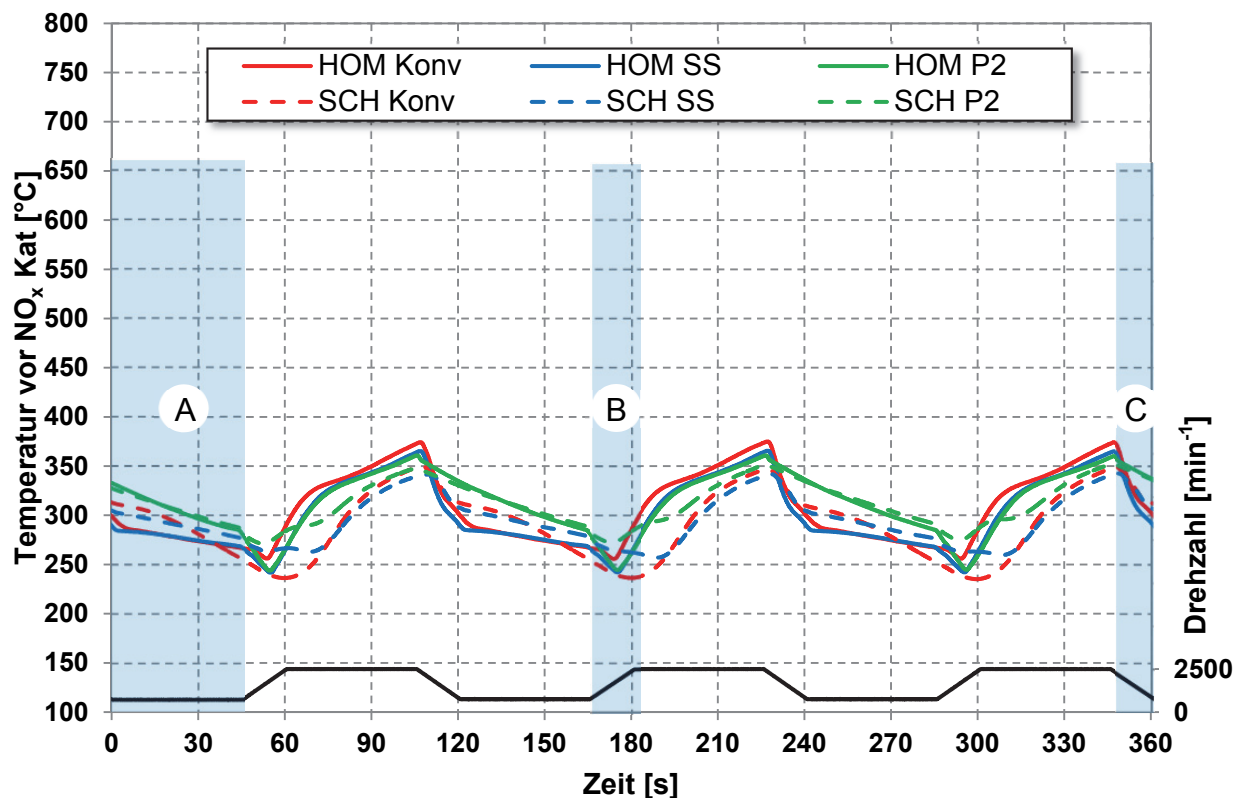


Abbildung 5.22: Abgastemperatur vor dem NO_x-Speicherkatalysator mehrmaligem Durchfahren der Lastzyklen bei warmem Motor und Abgasnachbehandlungsanlage ($T_K=95\text{ °C}$). Verglichen sind der homogene Antriebsstrang ohne und mit Start/Stop-Funktion, sowie der P2-Hybridantriebsstrang, jeweils mit homogenem und geschichtetem Brennverfahren.

Zwischen der Temperatur nach dem Drei-Wege-Katalysator ([Abbildung 5.21](#)) und jenen vor dem NO_x-Speicherkatalysator ([Abbildung 5.22](#)) befindet sich bei der vorliegenden Prüfstandskonfiguration ein nicht isolierter Abgasrohrbogen. Beim Homogenbetrieb findet die Abkühlung aufgrund der größeren Temperaturdifferenz in einem höheren Ausmaß statt, als jene im Schichtbetrieb. Die Temperaturverläufe des homogenen und

des geschichteten Betriebs befinden sich aus diesem Grund vor dem NO_x-Speicherkat auf etwa dem gleichen Niveau.

Anzumerken ist, dass die installierten Lüfter zur Kühlung des Motors am Prüfstand (siehe Abbildung 4.4), vermehrt auf die Abgasanlage in Motornähe ausgerichtet sind. Es ist daher zu beobachten, dass die Temperatur des stehenden Abgases, wie es bei dem konventionellen Antriebsstrang mit Start/Stop-Funktion und P2-Hybridantriebsstrang der Fall ist, in dem Messpunkt nach dem Drei-Wege-Katalysator stärker abgekühlt wird, als jenes vor dem NO_x-Speicherkatalysator.

Bereich A – Leerlaufphase:

Im Leerlauf kühlt das Abgas bei laufendem Motor im Homogenbetrieb in gleicher Weise aus, wie im Motorstillstand. Beim geschichteten Brennverfahren sinkt die Temperatur im Leerlauf allerdings aufgrund des hohen Massenstroms deutlich stärker ab als dies in der Motorstillstandsphase zu beobachten ist. Der bei den vorigen Messstellen beobachtete Temperatureinbruch in der Beschleunigungsphase ist hier aufgrund des geringen Temperaturniveaus nur sehr stark geglättet zu erkennen.

Bereich B – Beschleunigungsphase:

Für den Beschleunigungsvorgang kommt es beim konventionellen Antriebsstrang mit Start/Stop-Funktion und P2-Hybridantriebsstrang wieder zuerst zu einem Absinken der Temperatur, ehe diese rasch ansteigt. Die Beschleunigungs- und Konstantfahrphasen sorgen für einen kurzen Temperaturanstieg, bevor durch die Schubphasen wieder stark abgekühlt wird.

Bereich C – Schubphase:

Die Schubphasen verursachen durch das „Durchspülen“ des über den Abgasstrang abgekühlten Abgases, einen Abfall der Temperaturen. Im homogenen Betrieb findet in den Leerlaufphasen eine schwächere Abkühlung statt als in den Schubphasen. Für den geschichteten Betrieb, und nur hier kommt der NO_x-Speicherkatalysator serienmäßig zum Einsatz, zeigt sich wie bereits bei an den vorigen Messstellen ein positiver Einfluss der P2-Betriebsweise auf den Temperaturverlauf. Durch die längste Stillstandsphase des Abgases sinkt die Temperatur nie unter 325 °C. Entscheidend für die Konvertierung

sind allerdings die Temperaturen im NO_x -Speicherkatalysator, welche im folgenden Kapitel behandelt werden.

5.3.5 Temperatur im NO_x -Speicherkatalysator

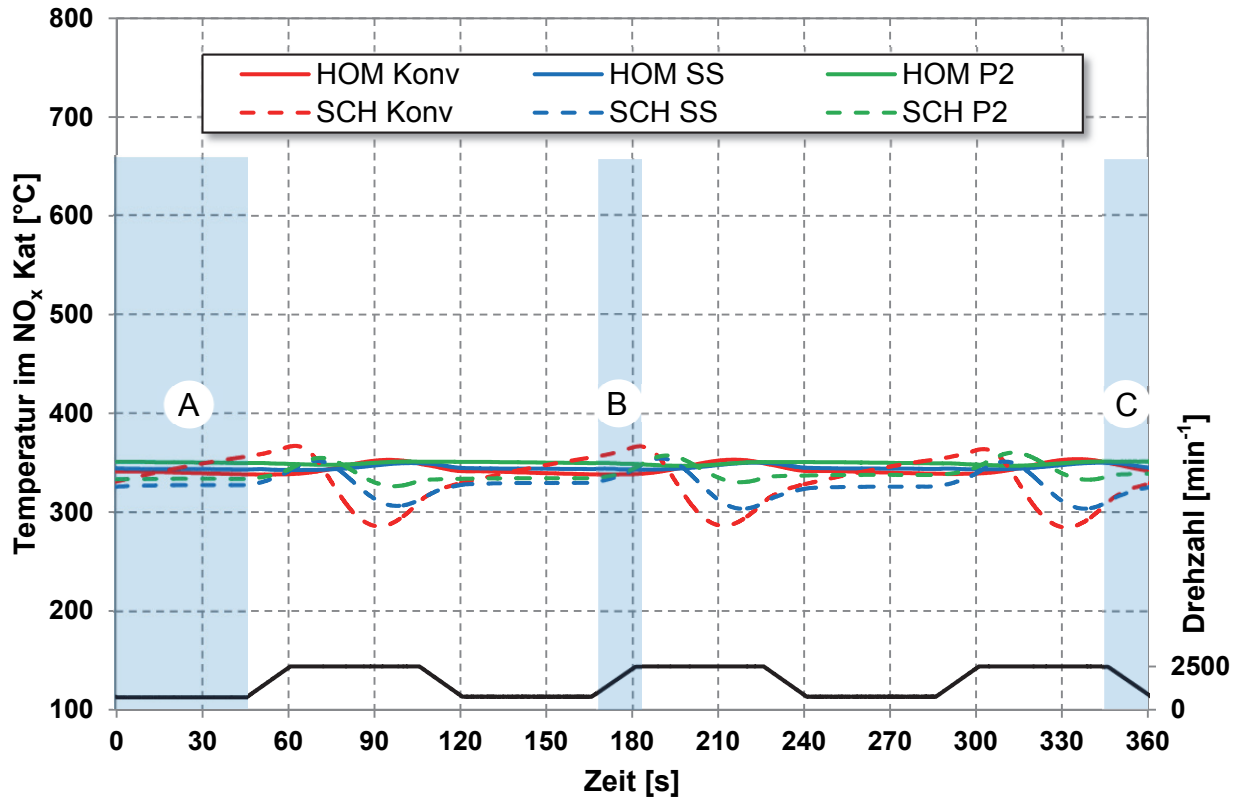


Abbildung 5.23: Abgastemperatur in dem Drei-Wege-Katalysator mehrmaligem Durchfahren der Lastzyklen bei warmem Motor und Abgasnachbehandlungsanlage ($T_K=95\text{ }^\circ\text{C}$). Verglichen sind der homogene Antriebsstrang ohne und mit Start/Stop-Funktion, sowie der P2-Hybridantriebsstrang, jeweils mit homogenem und geschichtetem Brennverfahren.

Die Temperaturen im NO_x -Speicherkatalysator sollten, um eine optimale Konvertierung zu gewährleisten, nicht unter $300\text{ }^\circ\text{C}$ abfallen. Im homogenen Betrieb kommt es infolge exothermer Reaktionen und guter Wärmespeicherfähigkeit zu einer nahezu konstanten Temperatur von ca. $350\text{ }^\circ\text{C}$ für alle untersuchten Antriebskonzepte. Für den Schichtbetrieb ist eindeutig zu erkennen, dass bei einem konventionellen Antriebsstrang ohne Start/Stop-Funktion, durch den konstanten Massenstrom die Temperaturverläufe etwas verzögert und durch die exothermen Reaktionen im Katalysator etwas höher im Vergleich zu den Temperaturen vor dem NO_x -Speicherkatalysator, ausfallen. Hier kann die Forderung, das Temperaturniveau stets über $300\text{ }^\circ\text{C}$ zu halten, nicht erfüllt werden. Der stetige Massenstrom kühlt den Katalysator unter den vorliegenden

Prüfstandsbedingungen in den Leerlaufphasen stark aus. Für den Start/Stop-Betrieb zeigt sich ebenfalls eine ähnliche Tendenz wie beim Temperaturverlauf vor dem NO_x-Speicherkatalysator. Das höchste Temperaturniveau weist auch hier wieder der P2-Hybridantriebsstrang auf. Durch das frühe Auskuppeln bleibt die Wärme im Katalysator und die Temperatur kann im geforderten Bereich gehalten werden.

5.3.6 Zusammenfassung

Durch den P2-Hybridantriebsstrang kann sowohl im homogenen als auch im geschichteten Betrieb das höchste Temperaturniveau gehalten werden. Schubphasen, welche den Abgasstrang stark auskühlen, können bei dieser Antriebskonfiguration vermieden werden. Der konventionelle Antriebsstrang mit Start/Stop-Funktion zeigt aufgrund des Motorstillstands in Fahrzeugstillstandsphasen bei beiden Brennverfahren einen signifikant geringeren Temperaturabfall gegenüber dem konventionellen Antriebsstrang ohne Start/Stop-Funktion.

Neben der geringeren Verbrennungstemperatur sorgt auch der fast dreifachen Massenstrom beim Schichtbetrieb für einen stärkeren Einfluss der Leerlaufphasen auf das thermische Verhalten der Abgasanlage. Zusätzlich lässt sich durch die Qualitätsregelung im Schichtbetrieb eine stärkere Abhängigkeit der Abgastemperatur von der Last (siehe auch [45]) erkennen. Speziell bei kaltem Motor sollte daher in den HOS oder HOM Betrieb geschaltet werden. Um den Massenstrom zu senken, kann weiters der Motor im geschichteten Betrieb leicht angedrosselt werden. Jedoch sind mit diesen Maßnahmen entsprechende Verbrauchsnachteile verbunden. Hier können die Eigenschaften des P2-Hybridantriebsstrangs effizient eingesetzt werden. Speziell bei dem geschichteten Brennverfahren sorgt der ruhende Massenstrom beim konventionellen Antriebsstrang mit Start/Stop-Funktion bzw. beim P2-Hybridantriebsstrang für einen geringeren Wärmeverlust aus dem Katalysator. Zusätzlich kann bei einem P2-Hybridkonzept durch Lastpunktanhebung schnell die für die Abgaskonvertierung erforderlichen Temperaturen erreicht und zum anderen der spezifische Verbrauch reduziert werden. Die dabei generierte Energie kann je nach Strategie beliebig eingesetzt werden und zu einer weiteren Verbrauchsreduzierung beitragen. Ein hybrider Antriebsstrang bietet neben üblichen Katheizmaßnahmen durch spätere Verbrennung oder zusätzliche Sauerstoff-Einbringung in die Auslasskanäle für eine exotherme Oxidationsreaktion [11] energieeffiziente Möglichkeiten, zum Beispiel

durch eine Phlegmatisierung der Lastanforderung. Durch eine vollständige Entkoppelung der kalten VKM von den Antriebsrädern, könnte der Motor rein zur Erwärmung der Abgasanlage genutzt werden.

5.4 Untersuchungen im NEFZ am Engine-in-the-Loop Prüfstand

5.4.1 Vergleich Drehmoment und Drehzahl am EiL-Prüfstand

Für die Untersuchungen der unterschiedlichen Konfigurationen (Konventioneller Antriebsstrang ohne und mit Start/Stop-Funktion sowie P2-Hybridantriebsstrang, jeweils mit homogenem und geschichtetem Brennverfahren) im NEFZ am EiL-Prüfstand standen unterschiedliche Simulationsmodelle zur Verfügung. Aufgrund der abweichenden Regelparameter weisen die einzelnen Modelle eine unterschiedliche Güte auf, welche auch anhand des in [Abbildung 5.24](#) und [Abbildung 5.25](#) dargestellten Drehmomentverlaufs zu erkennen ist. Diese Abweichungen haben auf die im Folgenden untersuchten Emissionsverläufe Auswirkungen. Im Rahmen dieser Arbeit war es nicht möglich, eine, über alle Bereiche des NEFZ, zufriedenstellende Modellgüte zu erzielen. Jedoch trugen die durchgeführten Untersuchungen wesentlich zu einer Optimierung für zukünftige Folgeversuche bei.

Als Referenz dient jeweils die aus der Computersimulation vorliegende Drehzahl bzw. das Drehmoment, welches bei der aktuellen Lastanforderung an die VKM rein theoretisch vorliegen sollte. Diese simulierten Verläufe sind in [Abbildung 5.24](#) und [Abbildung 5.25](#) ebenfalls dargestellt. Anhand der beiden Abbildungen sind auch jene Bereiche, in denen sich der Motor beim Einsatz der Start/Stop-Funktion bzw. beim P2-Hybridantriebsstrang im Stillstand befindet, schnell zu erkennen. Ebenfalls gut erkennbar ist die Downspeedingstrategie des P2-Hybridkonzepts, da hier deutlich geringere Drehzahlen und höhere Drehmomente vorliegen, sowie der Abschnitt in dem rein elektrisch gefahren wird und die VKM still steht (siehe z.B. [Abbildung 5.24](#) „Bereich 1“).

Hinzuweisen ist auf die fehlerhafte Regelung im Simulationsmodell des Antriebsstrangs zu Beginn des NEFZ in den ersten beiden Leerlaufphasen. Speziell die mit „Bereich 2“ markierte Stelle in [Abbildung 5.24](#) zeigt für den konventionellen Antriebsstrang ohne Start/Stop-Funktion im Besonderen beim homogenen Brennverfahren sowohl eine deutlich höhere Drehzahl als auch ein höheres Drehmoment, als dieses vorliegen sollte

(Konv. SIM). Dies ist auf die, bei kaltem Motor, erhöhte Leerlaufdrehzahl zurück zu führen, welche bei Erstellung des Simulationsmodells für den EiL-Prüfstand nicht berücksichtigt wurde. Auswirkungen lassen sich bei der Verbrauchsanalyse feststellen. Weiters ist ein leichtes Schwingen des Drehmoments für den konventionellen Antriebsstrang mit Start/Stop-Funktion und homogenem Brennverfahren im Bereich des 50 km/h Plateaus zu beobachten (siehe [Abbildung 5.25](#) „Bereich 3“). Die Schwankungen des Drehmoments spiegeln sich auch in den Verläufen des Verbrauchs (siehe [Abbildung 5.27](#)) wieder. Dies ist auf eine noch nicht optimal ausgelegte Regelung im Modell beim einem Gangwechsels zurückzuführen, hat aber auf die in dieser Arbeit getroffenen relativen Aussagen keine großen Auswirkung, da die Phasen nur sehr kurz andauern.

Die einzelnen gekennzeichneten Bereiche werden in den folgenden Kapiteln unter Berücksichtigung deren Auswirkungen auf die durchgeführten Untersuchungen näher behandelt.

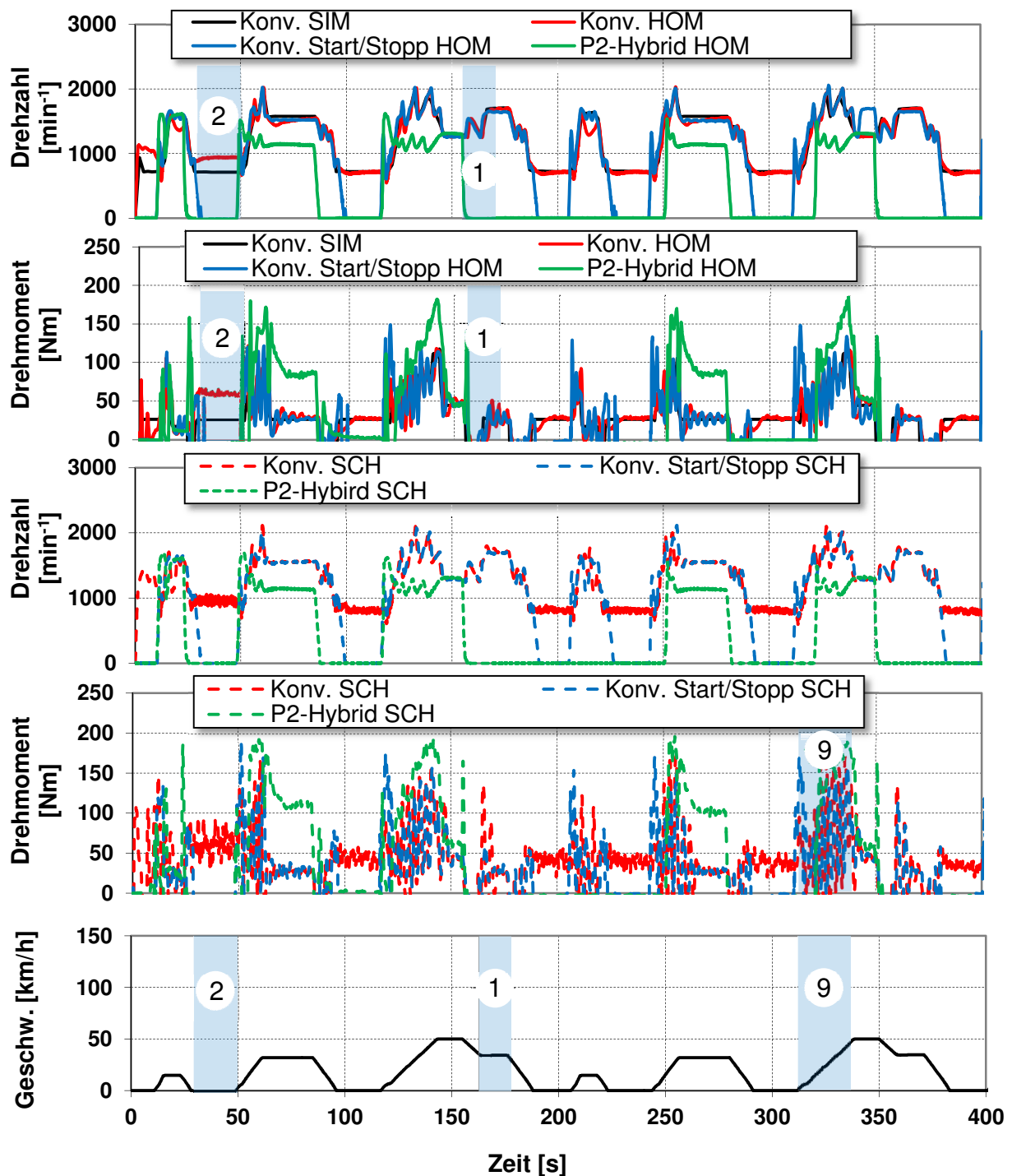


Abbildung 5.24: Vergleich Drehzahl und Drehmoment im Stadtteil des NEFZ zwischen den simulierten Werten des konventionellen Antriebsstrangs (Konv. SIM), dem konventionellen Antriebsstrang ohne (Konv.) und mit (Konv. Start/Stop) Start/Stop-Funktion und dem P2-Hybridantriebsstrang (P2-Hybrid) für homogenes (HOM) und geschichtetes (SCH) Brennverfahren am EIL-Prüfstand.

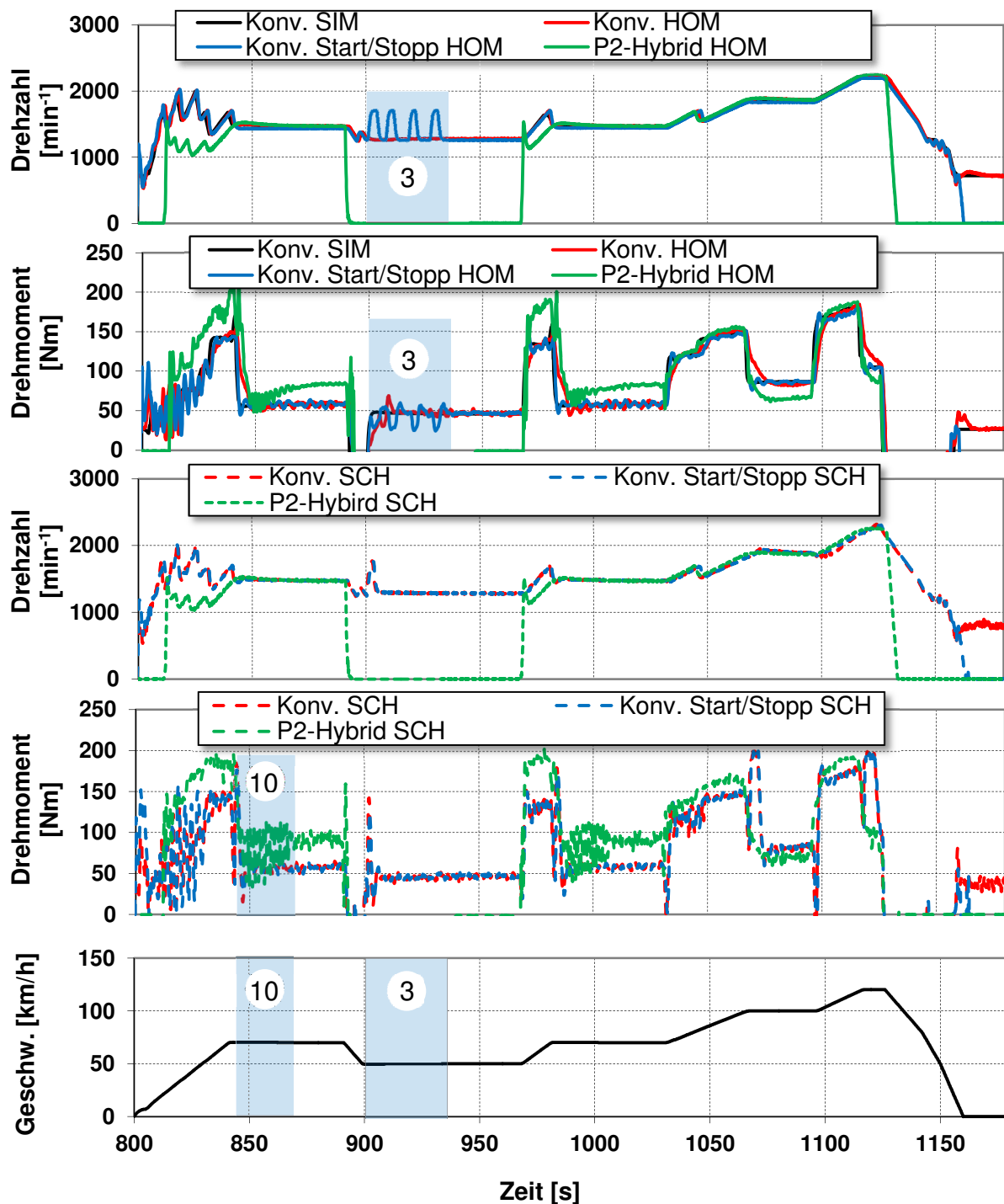


Abbildung 5.25: Vergleich Drehzahl und Drehmoment im Überlandteil des NEFZ zwischen den simulierten Werten des konventionellen Antriebsstrangs (Konv. SIM), dem konventionellen Antriebsstrang ohne (Konv.) und mit (Konv. Start/Stopp) Start/Stopp-Funktion und dem P2-Hybridantriebsstrang (P2-Hybrid) für homogenes (HOM) und geschichtetes (SCH) Brennverfahren am eIL-Prüfstand.

5.4.2 Verbrauchspotentiale im NEFZ

Die Verbrauchsverläufe des konventionellen Antriebsstrangs ohne und mit Start/Stopp-Funktion sowie des P2-Hybridantriebsstrangs mit jeweils homogenem und geschichtetem Brennverfahren sind in [Abbildung 5.26](#) dargestellt.

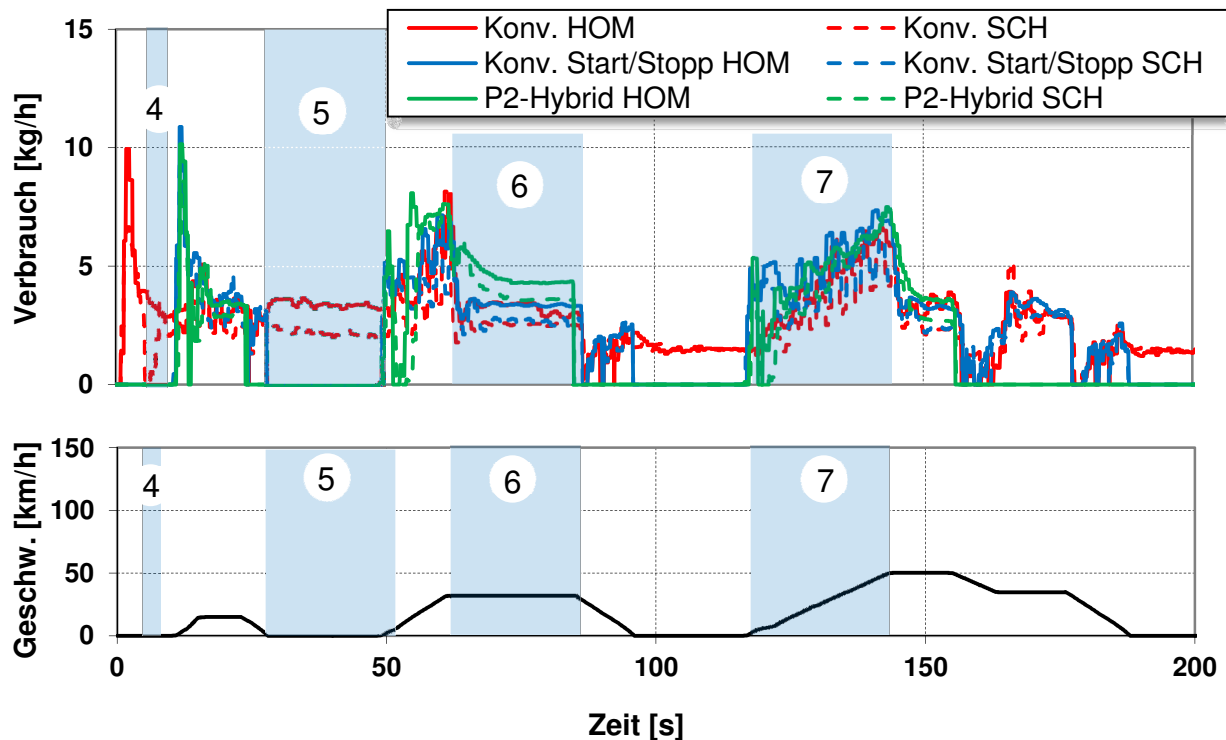


Abbildung 5.26: Kraftstoffverbrauch im ersten Stadtteil des NEFZ für den konventionellen Antriebsstrang (ohne und mit Start/Stopp-Funktion) sowie des P2-Hybridantriebsstrang jeweils im Homogen- und Schichtbetrieb

Für den konventionellen Antriebsstrang mit Start/Stopp-Funktion, sowie den P2-Hybridantriebsstrang wird die VKM am Prüfstand erst 10 s nach Beginn des NEFZ gestartet, da in der davorliegenden Fahrzeugstillstandsphase dieser, aufgrund der im Simulationsmodell hinterlegten Betriebsstrategie, nicht läuft. Es sei vorweggenommen, dass zur Einhaltung der Emissionslimits ein Betrieb der VKM für ein rasches Erreichen der Katalysatorbetriebstemperatur, im Serienfahrzeug ab Beginn des NEFZ vorzusehen ist. Das kurze Verbrauchsminimum („Bereich 4“ in [Abbildung 5.26](#)) nach etwa fünf Sekunden ab dem Start beim konventionellen Antriebsstrang bei geschichtetem Brennverfahren ist auf den unrunder Motorlauf nach dem Kaltstart sowie die nicht für den Schichtbetrieb optimierte Regelung im Modell zurückzuführen. An dieser Stelle sei angemerkt, dass der Schichtbetrieb bei kaltem Motor und kalter Abgasanlage in einem Serieneinsatz nicht sinnvoll erscheint, da zu Beginn des NEFZ der Katalysator so

schnell als möglich auf Betriebstemperatur gebracht werden muss, um die Emissionsgrenzwerte nicht zu überschreiten. In den zur Verfügung stehenden Prüfstandsstrategien fand allerdings eine reine Optimierung des Kraftstoffverbrauchs, ohne Berücksichtigung der Emissionen statt. Die in Kapitel 5.4.1 beschriebene Regelungsgenauigkeit in der Leerlaufphase des konventionellen Antriebsstrangs ohne Start/Stopp-Funktion (Abbildung 5.24 „Bereich 2“) wirkt sich durch die hohen Drosselverluste besonders beim homogenen Brennverfahren negativ auf den Verbrauch aus (vgl. Abbildung 5.26 „Bereich 5“). Aufgrund des hohen Teillastanteils ist sowohl in den Konstantfahrphasen (Abbildung 5.26 „Bereich 6“) als auch in den Beschleunigungsphasen (Abbildung 5.26 „Bereich 7“) der deutlich geringere Verbrauch des geschichteten Betriebs zu erkennen. In Fahrzeugstillstandsphasen steht der Motor für den konventionellen Antriebsstrang mit Start/Stopp-Funktion und den P2-Hybridantriebsstrang still und es wird kein Kraftstoff verbraucht (Abbildung 5.26 „Bereich 5“). Die Lastpunktanhebung (LPA) für den P2-Hybridantriebsstrang ist anhand höherer Absolutverbräuche (z.B. Abbildung 5.26 „Bereich 6“) zu erkennen.

Anhand des in Abbildung 5.27 dargestellten Überlandabschnittes des NEFZ kann die Auswirkung der Betriebsstrategie des P2-Hybridantriebsstrangs auf den Verbrauch nachvollzogen werden. Durch stetige LPA wird genügend Energie in der Batterie gespeichert, um das komplette 50 km/h Plateau (Abbildung 5.27 „Bereich 8“) rein elektrisch fahren zu können. Im Überlandteil sind die Verbräuche bei geschichtetem Brennverfahren nahezu ident mit jenen bei homogenem Brennverfahren. Die Drosselverluste spielen hier aufgrund der höheren Lastpunkte eine untergeordnete Rolle. Die Vorteile des ungedrosselten Magerbetriebs liegen wie zu erwarten war im Teillastbereich. Die Schwankungen beim 50 km/h Plateau (Abbildung 5.27 „Bereich 8“) im homogenen Betrieb, sind wie in Kapitel 5.4.1 erwähnt, auf die Drehmomentschwankungen infolge unzureichender Modellgüte bei dem Schaltvorgang zurückzuführen. Für Aussagen hinsichtlich des kumulierten Verbrauchs haben diese jedoch aufgrund der kurzen Dauer nur einen geringen Einfluss.

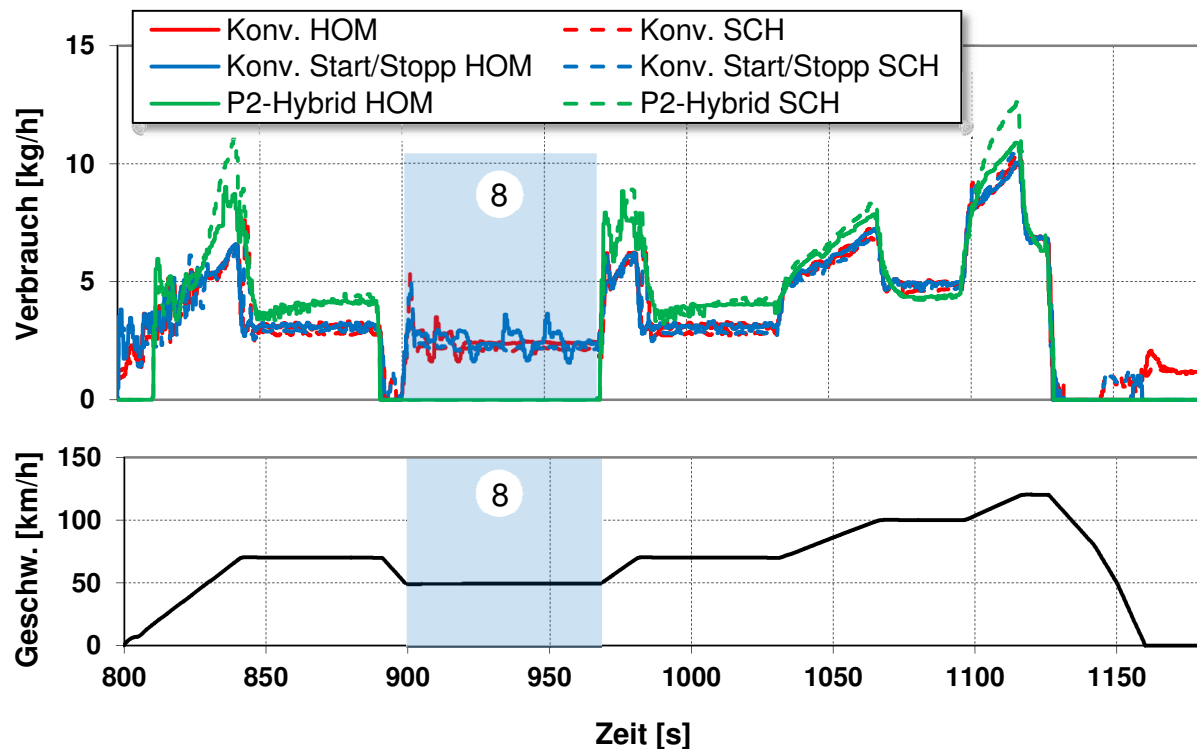
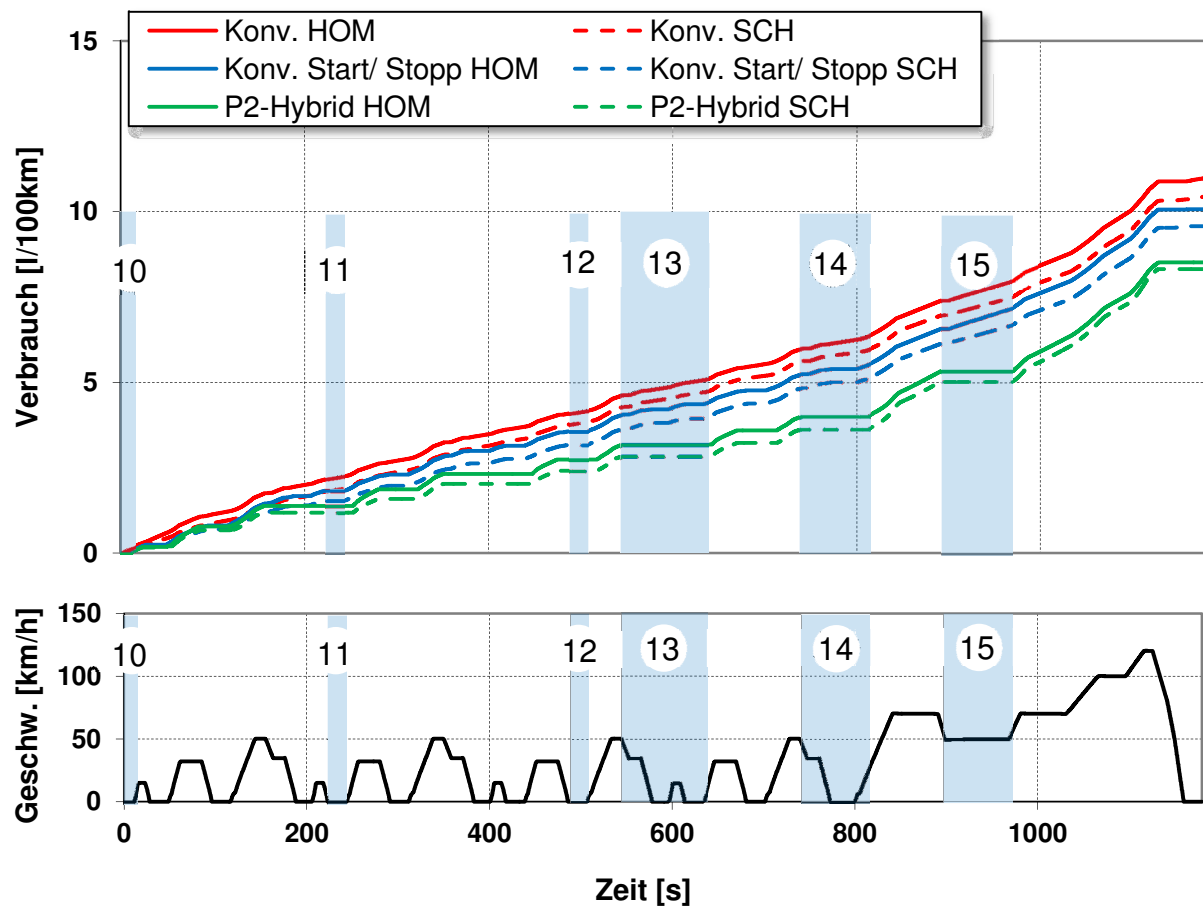


Abbildung 5.27: Kraftstoffverbrauch im Überlandteil des NEFZ für den konventionellen Antriebsstrang (ohne und mit Start/Stopp-Funktion) sowie des P2-Hybridantriebsstrang jeweils im Homogen- und Schichtbetrieb

Das Potential des P2-Hybridantriebsstrangs zur Verbrauchseinsparung ist anhand [Abbildung 5.28](#) erkennbar. Durch das geschichtete Brennverfahren kann aufgrund des hohen Teillastanteils im NEFZ, speziell in den Stadtteilen eine Absenkung des Verbrauchs im Vergleich zu dem konventionellen Antriebsstrang mit homogenem Brennverfahren, um ca. 5% erzielt werden. Durch den Einsatz einer Start/Stopp-Funktion beim konventionellen Antriebsstrang mit homogenem Brennverfahren kann der Verbrauch, gegenüber einer Ausführung ohne Start/Stopp-Funktion, um ca. 8,5 % gesenkt werden. In den Leelaufphasen (z.B. „Bereich 10“, „Bereich 11“ und „Bereich 12“ in [Abbildung 5.28](#)) steht der Motor still und es wird kein Kraftstoff verbraucht. Wird nun das geschichtete Brennverfahren mit einer Start/Stopp-Funktion kombiniert, kann der Kraftstoffverbrauch gegenüber dem konventionellen Fahrzeug um ca. 14,3 % gesenkt werden.



Antriebsstrang/ Brennverfahren	Verbrauch	Ersparnis
Konventionell HOM	10,98 [l/100km]	0%
Konventionell SCH	10,44 [l/100km]	4,9%
Konv. Start/Stopp HOM	10,06 [l/100km]	8,4%
Konv. Start/Stopp SCH	9,56 [l/100km]	12,9%
P2-Hybrid HOM	8,51 [l/100km]	22,5%
P2-Hybrid SCH	8,32 [l/100km]	24,3%

Abbildung 5.28: Kumulierter Kraftstoffverbrauch je 100 km im NEFZ für den konventionellen Antriebsstrang (ohne und mit Start/Stopp-Funktion) sowie des P2-Hybridantriebsstrang jeweils im Homogen- und Schichtbetrieb

Durch den hybriden Antriebsstrang lässt sich bei homogenem Betrieb eine Absenkung des Verbrauchs um ca. 22,5 % erzielen. Hier kann zusätzlich zum Motorstillstand in den Fahrzeugstillstandsphasen die VKM in weiteren Bereichen des rein elektrischen Fahrens oder elektrischen Anfahrens abgeschaltet werden bzw. bleiben (z.B. „Bereich 13“, „Bereich 14“ und „Bereich 15“ in [Abbildung 5.28](#)). Eine zusätzliche

Minimierung des Kraftstoffverbrauchs ist durch das magere Brennverfahren zu erzielen. Aufgrund der höheren Lasten durch die LPA, speziell im Überlandbereich des NEFZ können durch den Schichtbetrieb allerdings nur noch weniger als 2 % zusätzlich eingespart werden. An dieser Stelle ist anzumerken, dass die Regelung im Antriebsstrangmodell am EiL Prüfstandes im geschichteten Betrieb eine besondere Herausforderung darstellt. Speziell bei höheren Lasten ist eine umfangreiche Reglerabstimmung nötig. Für das geschichtete Brennverfahren tritt ein deutliches Schwingen des Drehmoments über einen längeren Zeitraum bei mehreren Lastpunkten (z.B. Abbildung 5.24 „Bereich 9“ und Abbildung 5.25 „Bereich 10“) auf. Dies muss bei der Ergebnisbeurteilung berücksichtigt werden. Die Tendenz einer weiteren Verbrauchseinsparung durch den Einsatz der Ladungsschichtung bei einem P2-Hybridantriebsstrang kann trotzdem gezeigt werden. Zusätzlich zu dem in dieser Arbeit um ca. 24,3 % gesenktem Verbrauch gegenüber dem konventionellen Fahrzeug sind durch eine verbesserte Reglerabstimmung am HiL-Prüfstand weitere Potentiale zu erwarten.

5.4.3 Temperaturen in der Abgasanlage im NEFZ

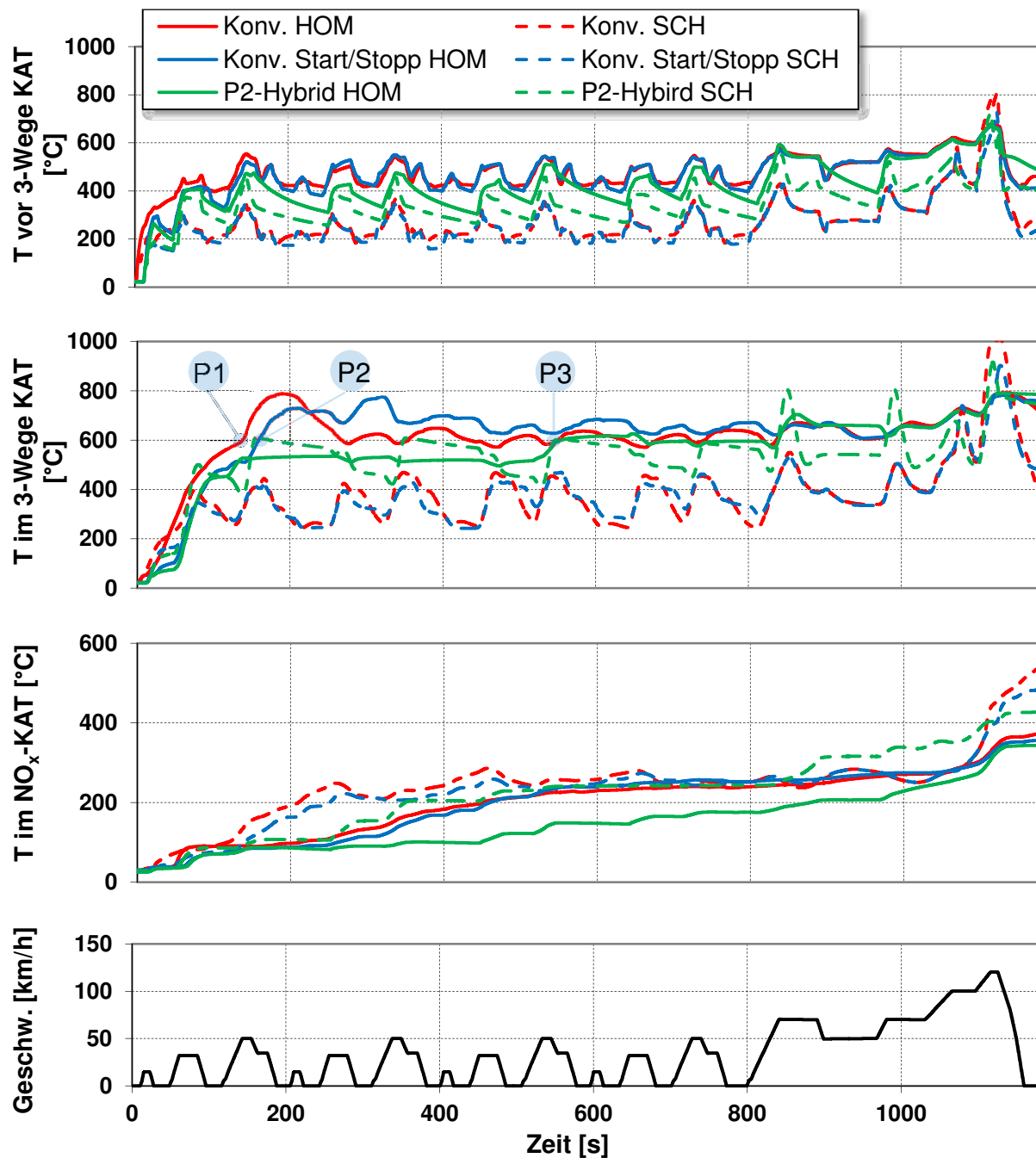


Abbildung 5.29: Abgastemperatur in der Abgasanlage des konventionellen Antriebsstrangs (ohne und mit Start/Stopp-Funktion) sowie des P2-Hybridantriebsstrangs jeweils im Homogen- und Schichtbetrieb im NEFZ

Entscheidend für eine gute Konvertierung der Rohemissionen in der Abgasnachbehandlungsanlage sind die Temperaturen im Katalysator. Die detaillierten Ergebnisse der Untersuchungen der Temperaturverläufe in den Lastzyklen aus Kapitel 5.3 sind auch in den Verläufen über dem NEFZ in [Abbildung 5.29](#) zu erkennen.

Für den konventionellen Antriebsstrang im homogenen Betrieb werden bereits nach 90 s ab Start des NEFZ Temperaturen von über 500 °C im Katalysator erreicht (siehe [Abbildung 5.30](#)). Durch die Stillstandsphasen beim Start/Stopp-Betrieb verzögert sich das Aufheizen des Katalysators. Ist die Temperatur jedoch einmal erreicht, kühlt der Katalysator nicht mehr unter 600 °C (siehe „P1“ und „P2“ in [Abbildung 5.29](#)) ab. Für den P2-Hybridantriebsstrang wird die Temperatur von 600 °C erst nach etwa 550 s (siehe „P3“ in [Abbildung 5.29](#)) erreicht. Auffällig zeigt sich ein Betrieb bei leicht angereicherterem Gemisch (siehe [Abbildung 5.31](#)), dessen Ende durch den Temperaturanstieg ab den jeweiligen Punkten „P1“, „P2“ und „P3“ kennzeichnet. Es ist daher bis zu diesen Punkten eine schlechtere Konvertierung der Rohemissionen zu erwarten. Die Temperaturen des NO_x-Speicherkatalysators sind ausschließlich für den geschichteten Betrieb relevant, da nur hier NO_x eingelagert wird. Es zeigt sich, dass bei geschichtetem Brennverfahren eine Temperatur von 200 °C am schnellsten erreicht wird. Durch die am Prüfstand vorliegende Anordnung und den Einsatz mehrerer Lüfter zur Kühlung des Motors (siehe [Abbildung 4.4](#)) werden über den größten Bereich des NEFZ kaum Temperaturen über 250 °C im NO_x-Speicherkatalysator erreicht. Auch ist an dieser Stelle anzumerken, dass keinerlei Strategien zur Regenerierung des NO_x-Speicherkatalysators untersucht wurden. In den durchgeführten Versuchen wurde daher das Abgas nie nach dem NO_x-Speicherkatalysator (Tailpipe Emissions) entnommen (siehe [Abbildung 3.2](#)).

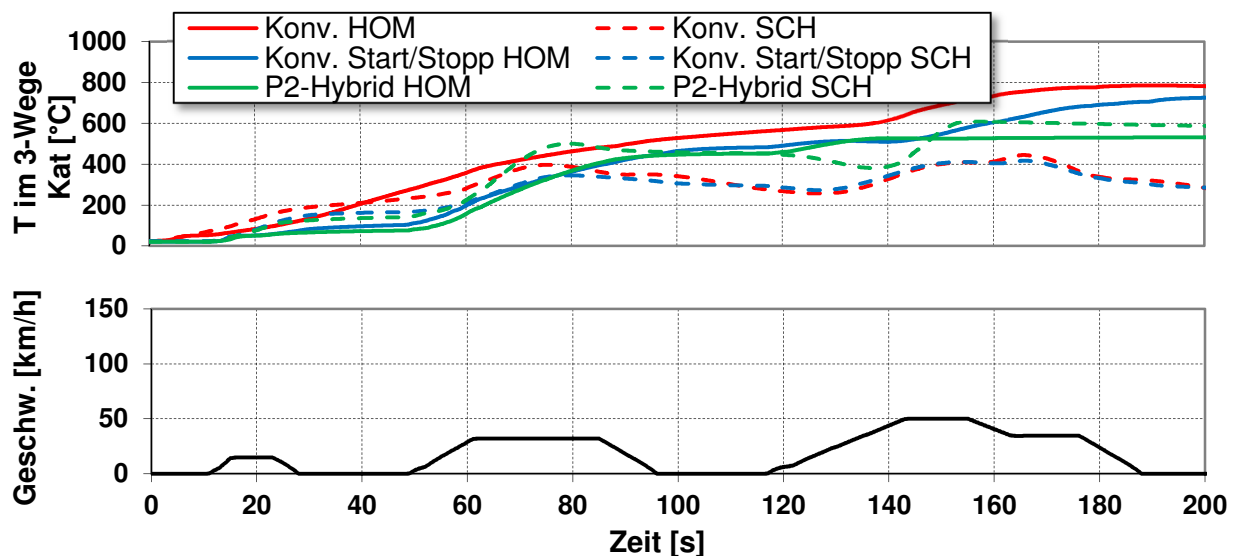


Abbildung 5.30: Abgastemperatur im Drei-Wege-Katalysator des konventionellen Antriebsstrangs (ohne und mit Start/Stopp-Funktion) sowie des P2-Hybridantriebsstrangs jeweils im Homogen- und Schichtbetrieb in den ersten 200 Sekunden im NEFZ

5.4.4 Emissionen nach dem Drei-Wege-Katalysator im NEFZ

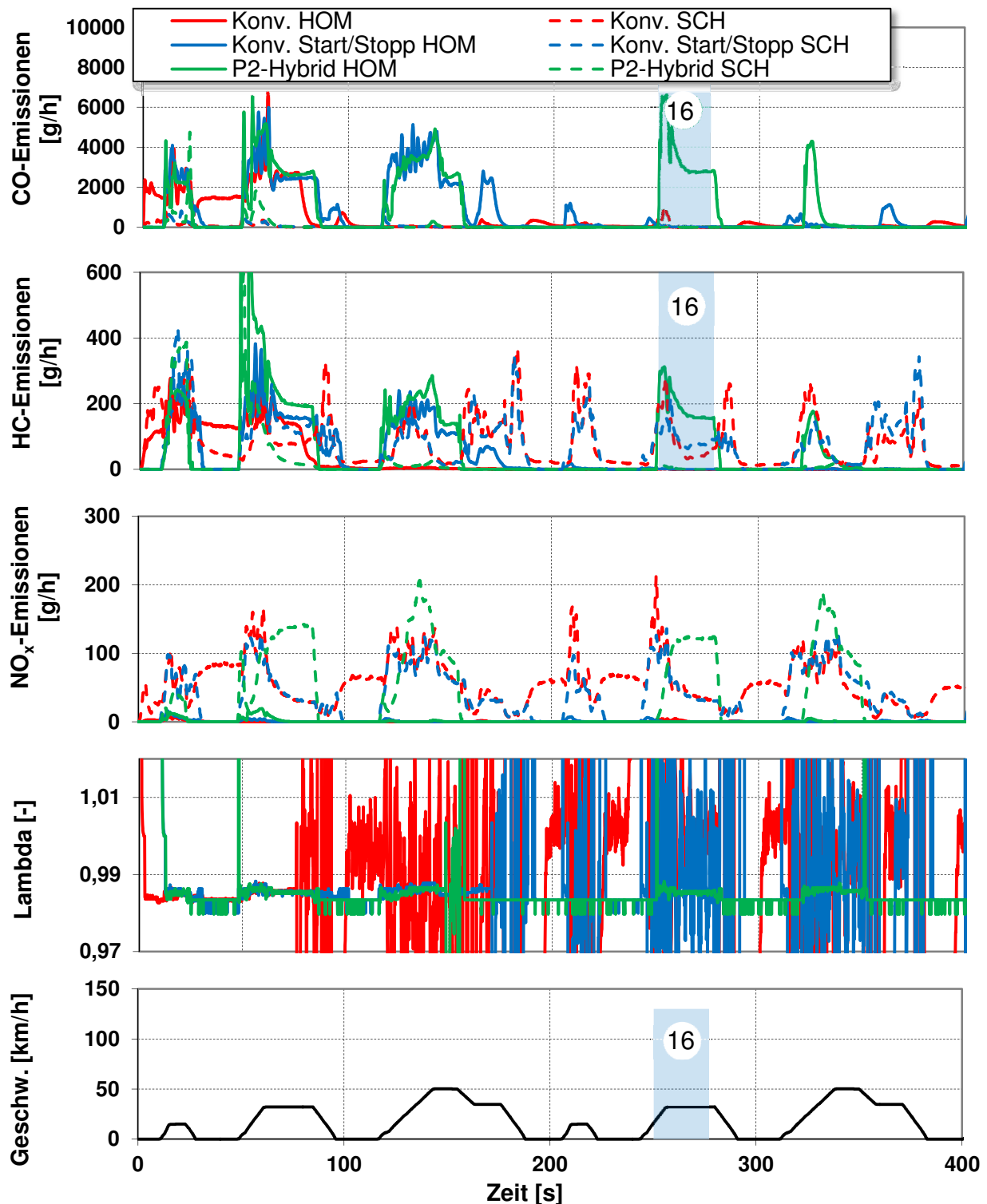


Abbildung 5.31: Emissionen nach dem Drei-Wege-Katalysator des konventionellen Antriebsstrangs (ohne und mit Start/Stopp-Funktion) sowie des P2-Hybridantriebsstrangs jeweils im Homogen- und Schichtbetrieb und Luftverhältnis des konventionellen Antriebsstrangs (ohne und mit Start/Stopp-Funktion) sowie des P2-Hybridantriebsstrangs im Homogenbetrieb in den ersten beiden Stadtzyklen des NEFZ

Die in [Abbildung 5.31](#) dargestellten Emissionen nach dem Drei-Wege-Katalysator für den Stadtteil des NEFZ zeigen, dass in den ersten 90 s nach Start des NEFZ so gut wie keine Konvertierung der Rohemissionen stattfindet.

CO- und HC-Emissionen:

Sehr deutlich ist das Light-Off-Verhalten anhand der CO- und HC-Emissionen bei homogenen Brennverfahren zu erkennen. Aufgrund der längeren Stillstandsphasen und dadurch niedriger Temperaturen im Katalysator, durch den fehlenden heißen Abgasmassenstrom, werden CO- und HC-Emissionen bei homogenem Brennverfahren für den konventionellen Antriebsstrang mit Start/Stop-Funktion erst nach etwa 180 s ab Start des NEFZ nahezu vollständig konvertiert. Auffällig zeigt sich die sehr späte Konvertierung beim P2-Hybridantriebsstrang trotz Temperaturen im Katalysator von ca. 500 °C. Die CO- und HC-Emissionen können hier selbst nach 300 s ab Motorstart noch nicht vollständig konvertiert werden (siehe [Abbildung 5.31](#) „Bereich 16“). Bei den durchgeführten Untersuchungen ist eine Anreicherung des Gemisches, wie bereits in Kapitel 5.4.3 erwähnt, beim P2-Hybridantriebsstrang bis etwa 550 s nach Start des NEFZ zu beobachten (siehe [Abbildung 5.31](#)). Durch die Anreicherung des Gemisches finden eine sehr eingeschränkte Konvertierung (siehe [Abbildung 2.6](#)) der CO- und HC-Emissionen statt.

Bei geschichtetem Brennverfahren liegen einerseits geringere CO-Rohemissionen vor und zum anderen findet trotz geringerer Temperaturen, aufgrund des Sauerstoffüberschusses, eine frühere Konvertierung statt. Ein ähnliches Verhalten ist auch bei Betrachtung der HC-Emissionen zu erwarten. Für den P2-Hybridantriebsstrang lässt sich dieses auch bestätigen, jedoch kommt es aufgrund der regelungsbedingten Drehmomentschwankungen und dadurch hohen HC-Rohemissionen, auch nach dem Katalysator zu erhöhten HC-Emissionen.

NO_x-Emissionen:

Die NO_x-Konzentrationen sind bei beiden Brennverfahren aufgrund der geringen Temperaturen infolge niedriger Lasten im Stadtteil des NEFZ sehr gering. Für den homogenen Betrieb findet zudem bereits nach ca. 65 s nach Start des Zyklus eine vollständige Konvertierung der NO_x-Emissionen statt. Im geschichteten Betrieb sind durch den hohen Massenstrom erhöhte NO_x-Emissionen zu beobachten, welche

aufgrund des überstöchiometrischen Betriebs nicht im Katalysator konvertiert werden. Die NO_x -Emissionen nach Katalysator entsprechen bei geschichtetem Brennverfahren jenen vor dem Katalysator. Zur effizienten Abgasnachbehandlung müssen diese in dem NO_x -Speicherkatalysator umgesetzt werden.

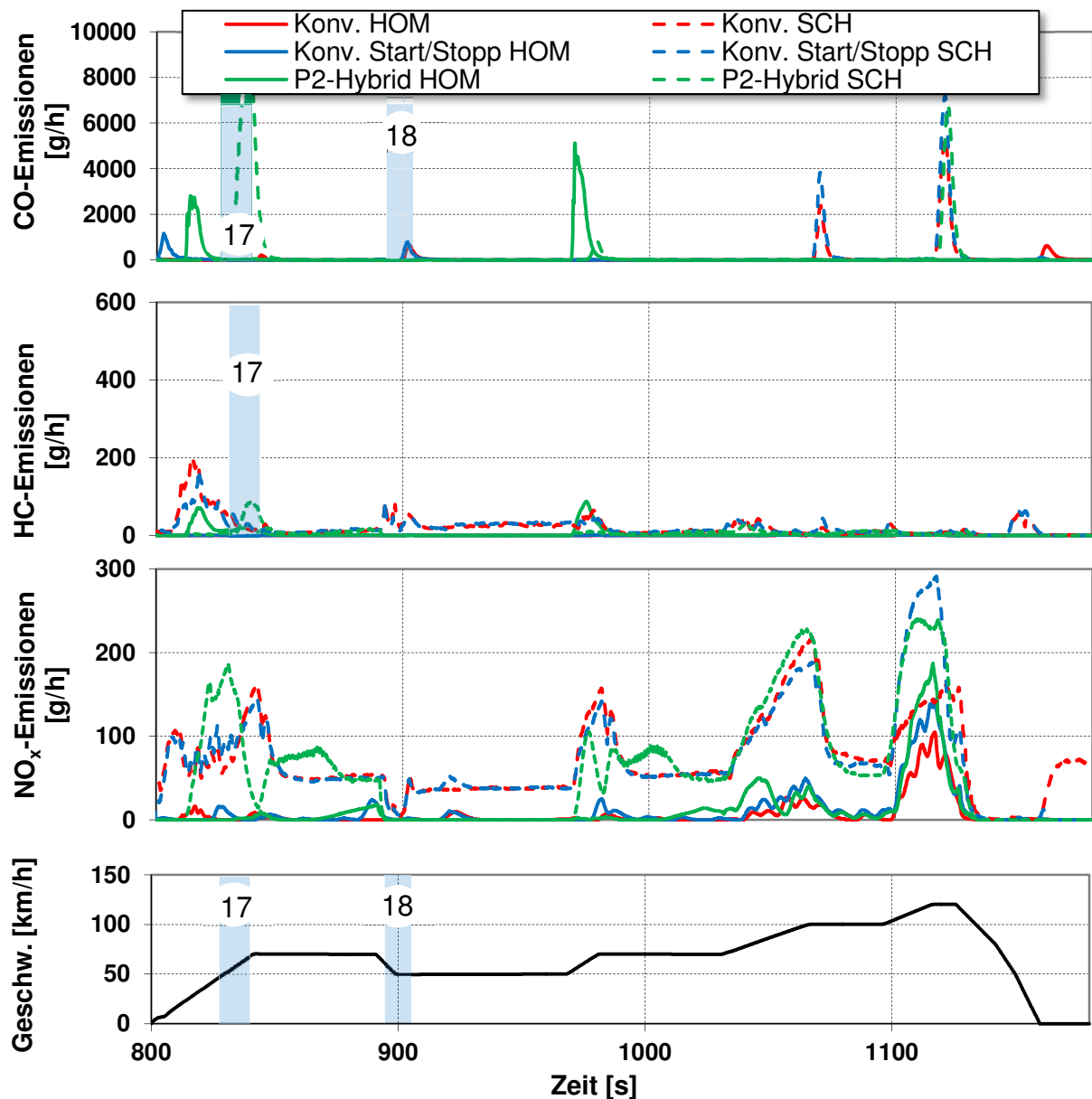


Abbildung 5.32: Emissionen nach dem Drei-Wege-Katalysator des konventionellen Antriebsstrangs (ohne und mit Start/Stopp-Funktion) sowie des P2-Hybridantriebsstrangs jeweils im Homogen- und Schichtbetrieb im Überlandteil des NEFZ

In [Abbildung 5.32](#) sind die Emissionen nach dem Drei-Wege-Katalysator für den Überlandteil im NEFZ dargestellt. Die Katalysatortemperatur befindet sich für den

homogenen Betrieb immer über ca. 600 °C (siehe [Abbildung 5.33](#) oben) und es findet eine fast vollständige Konvertierung der Rohemissionen statt.

CO-Emissionen:

Aufgrund der Startvorgänge treten CO-Peaks für den Start/Stop-Betrieb und den P2-Hybridantriebsstrang zu Beginn des Überlandteils auf. Da der P2-Hybrid rein elektrisch anfährt tritt der CO-Durchbruch, durch das angereicherte Startgemisch und somit Verlassen des stöchiometrischen Konvertierungsbereichs, etwas später auf. Für den Schichtbetrieb sind diese nicht zu erkennen, da im Gemisch selbst beim Start (Mager-Start) Sauerstoffüberschuss herrscht (siehe [Abbildung 5.33](#) mitte). Durch die Auflastung ($p_{me} > 7$ bar siehe [Abbildung 5.33](#) unten) beim P2-Hybridantriebsstrang auch im geschichteten Betrieb, wird der eigentlich Einsatzbereich der mageren Verbrennung verlassen. Das Gemisch wird trotz geschichteten Brennverfahren in kurzen Bereichen unterstöchiometrisch. Durch den Sauerstoffmangel kann keine Konvertierung der CO-Emissionen erfolgen und es kommt zu einem CO-Durchbruch (vgl. [Abbildung 5.32](#) „Bereich 17“ und [Abbildung 5.33](#) „Bereich 17“). Die sauerstoffarme Verbrennung in diesem Punkt zeigt auch einen Durchbruch der HC-Emissionen, sowie wiederum eine gute Konvertierung der NO_x-Emissionen. Die kleinen Durchbrüche der CO-Emissionen für den homogenen Betrieb bei konventionellem Antriebsstrang (vgl. [Abbildung 5.32](#) „Bereich 18“) sind auf die Anreicherung nach der Schubphase (siehe auch [Abbildung 5.33](#) „Bereich 19“) zurückzuführen. Da das komplette 50 km/h Plateau des Überlandteils beim P2-Hybridantriebsstrang rein elektrisch gefahren wird, ist ein CO-Peak beim Beginn der neuerlichen Rampe auf das 75 km/h Plateau aufgrund des Motorstarts und sofortiger Auflastung zu erkennen. Zwei weitere CO-Durchbrüche für den geschichteten Betrieb sind ebenfalls auf eine angereicherte Verbrennung zurückzuführen. An dieser Stelle sei vorweggenommen, dass der geschichtete Betrieb bei hohen Lasten keine Vorteile bietet und wie auch im Serienfahrzeug, vermieden werden sollte. Ein lastpunktabhängiges Umschalten der Brennverfahren war am Prüfstand zur Zeiten dieser Untersuchungen noch nicht möglich.

Der letzte CO-Peak für den konventionellen Antriebsstrang im homogenen Betrieb im NEFZ resultiert wieder aus einer Anreicherung nach der Schubphase und entfällt für den bereits stillstehenden konventionellen Antriebsstrang mit Start/Stop-Funktion und den P2-Hybridantriebsstrang.

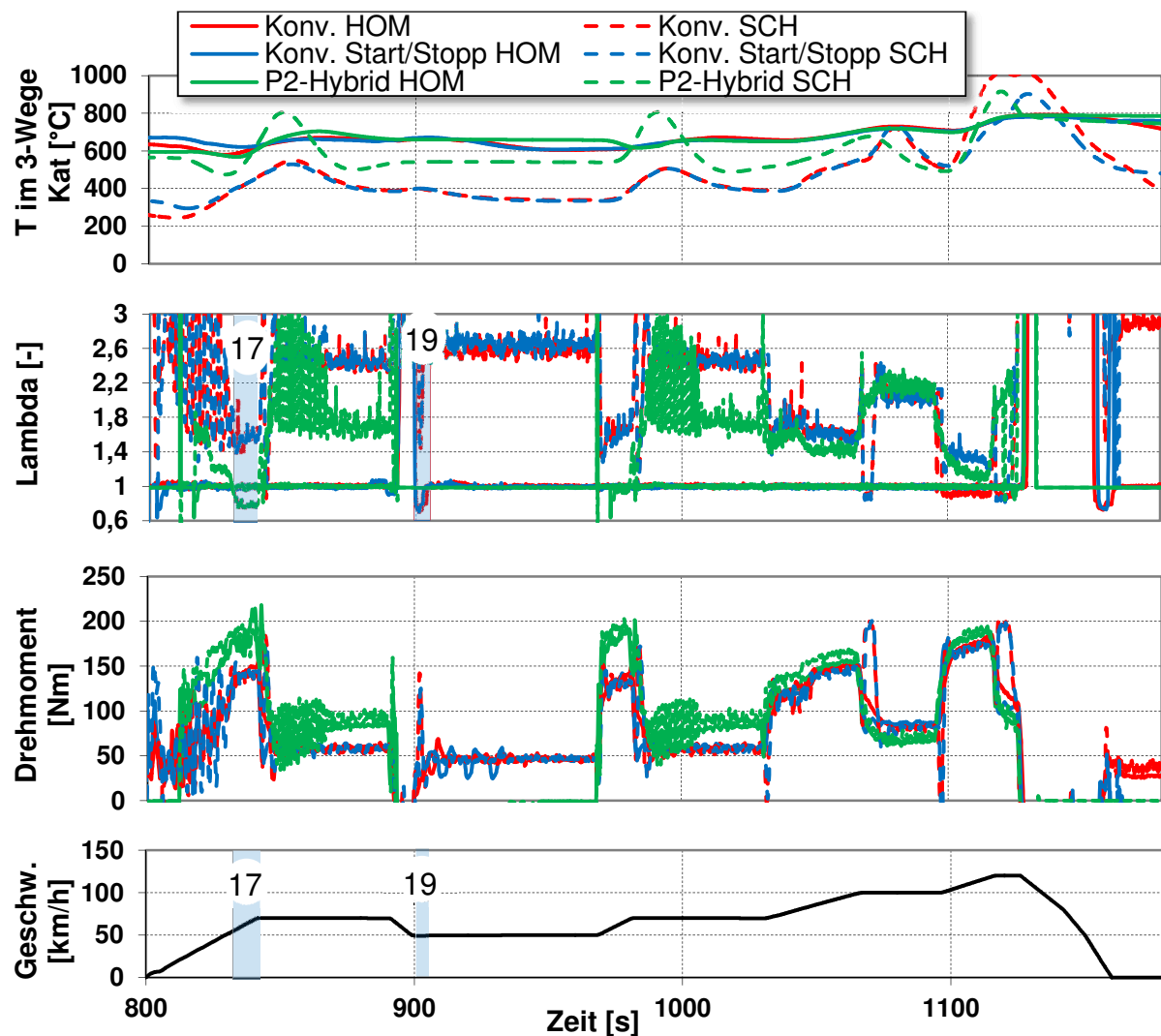


Abbildung 5.33: Luftverhältnis vor dem Drei-Wege-Katalysator sowie Drehmomentverlauf und Temperaturen im Katalysator des konventionellen Antriebsstrangs (ohne und mit Start/Stopp-Funktion) sowie des P2-Hybridantriebsstrangs jeweils im Homogen- und Schichtbetrieb im Überlandteil des NEFZ

HC-Emissionen:

Bei Betrachtung der HC-Emissionsverläufe sind im homogenen Betrieb lediglich kleine Durchbrüche bei den Startvorgängen des P2-Antriebsstrangs aufgrund hoher Auflastung zu beobachten. Für den geschichteten Betrieb zeigen sich Durchbrüche zu Beginn des Überlandzyklus für den konventionellen Antriebsstrang, da hier die Temperaturen (siehe [Abbildung 5.33](#) oben) nur knapp über 200 °C liegen und der Katalysator in diesem Temperaturbereich schlechte Konvertierungseigenschaften besitzt. Im Bereich des 50 km/h Plateaus steigt die Temperatur im Katalysator kaum über 330 °C. Es findet

daher in dieser Phase keine vollständige Konvertierung der unverbrannten Kohlenwasserstoffe statt. Für den P2-Hybridantriebsstrang liegen die Temperaturen aufgrund der höheren Lasten bei rund 500 °C und somit im thermischen Konvertierungsfenster. Der HC-Peak (Abbildung 5.32 „Bereich 17“) ist wie oben erwähnt der Gemischanreicherung (Abbildung 5.33 „Bereich 17“) zuzuordnen. In Bereichen hoher Lasten, speziell bei den Drehmomentspitzen aufgrund erschwerter Regelung im Schichtbetrieb z.B. nach der Beschleunigung auf 100 km/h bzw. 120 km/h findet ebenfalls eine leicht unterstöchiometrische Verbrennung statt. Diese ist verantwortlich für das Auftreten geringe HC-Emissionen im letzten Abschnitt des Überlandteils. Durch die Anreicherung nach der Schubphase ist auch bei Betrachtung der HC-Emissionen ein Peak nach etwa 1150 s nach Start des NEFZ zu erkennen.

NO_x-Emissionen:

Die NO_x-Emissionen für den homogenen Betrieb werden fast zur Gänze im Drei-Wege-Katalysator konvertiert. Einzig die letzten beiden Beschleunigungsphasen führen durch die höherer Drehmomente und damit verbundene höhere Verbrennungstemperaturen zu erhöhten NO_x-Rohemissionen (ca. 650 g/h). Für den geschichteten Betrieb findet aufgrund des überstöchiometrischen Luftverhältnisses keine Konvertierung im Drei-Wege-Katalysator statt. Die NO_x-Emissionen nach dem Katalysator weisen idente Verläufe zu jenen vor dem Katalysator auf. Speziell in den Beschleunigungsphasen treten aufgrund des hohen Luftmassenstroms erhöhte NO_x-Emissionen auf. Die Regelung in Bereichen sehr hoher Mitteldruckwerte wie sie speziell bei dem untersuchten P2-Hybridantriebsstrang häufig auftreten, bedarf für den Schichtbetrieb noch weiterer Optimierung. Hier treten Drehmomentschwankungen auf, welche sich direkt in den NO_x-Verläufen widerspiegeln.

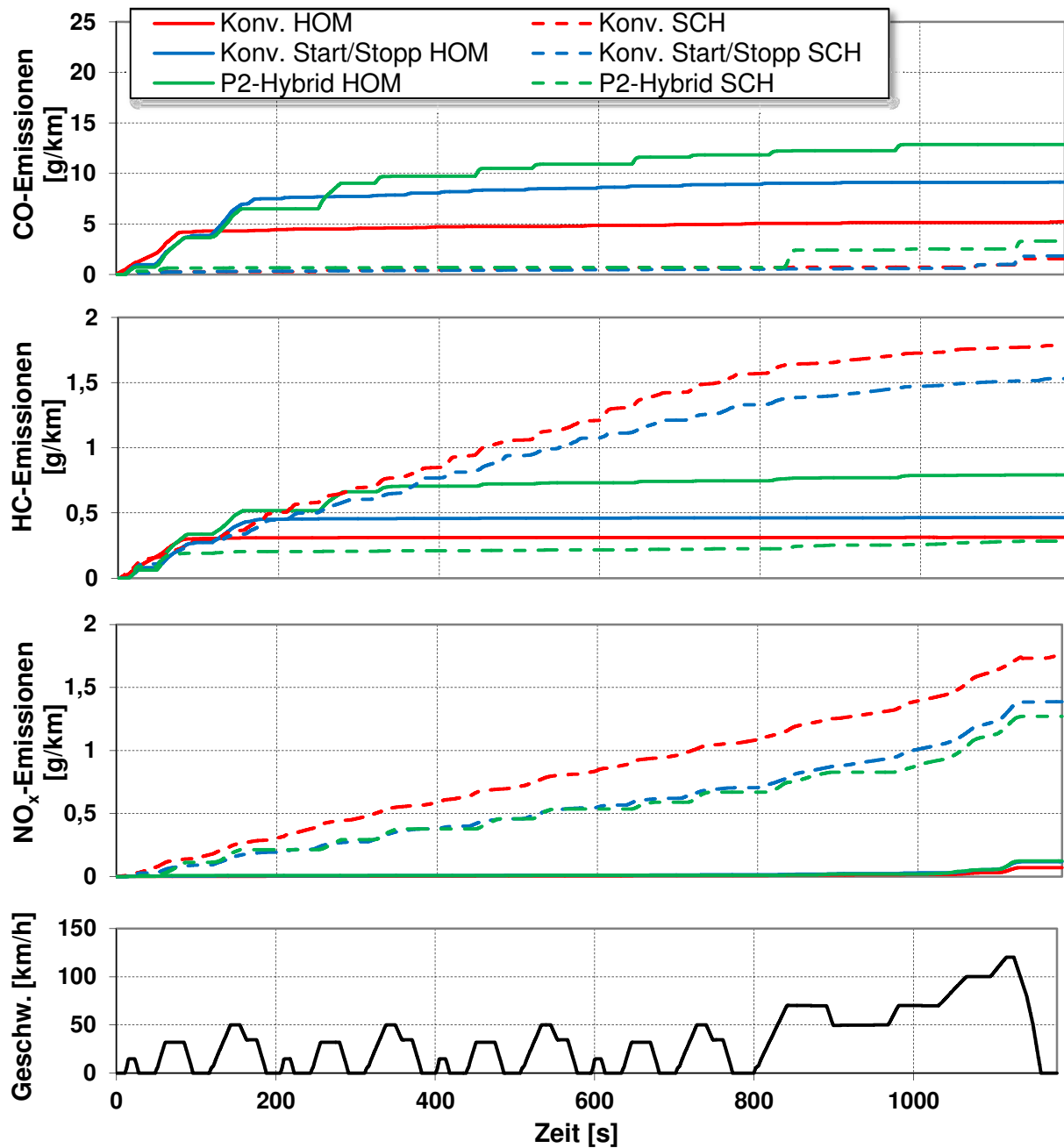


Abbildung 5.34: Kumulierte Emissionen nach dem Drei-Wege-Katalysator des konventionellen Antriebsstrangs (ohne und mit Start/Stopp-Funktion) sowie des P2-Hybridantriebsstrangs jeweils im Homogen- und Schichtbetrieb im NEFZ

Die kumulierten Emissionen nach dem Drei-Wege-Katalysator sind in [Abbildung 5.34](#) dargestellt. Für den homogenen Betrieb und konventionellen Antriebsstrang ohne Start/Stopp-Funktion werden nach etwa 90 s schlagartig alle Emissionskomponenten konvertiert. Hier ist auch eine applikationsseitige Veränderung der Betriebsparameter anhand des Luftverhältnisses (siehe [Abbildung 5.31](#)) zu beobachten. Für den Start/Stopp-Betrieb bei homogenem Brennverfahren dauert es etwas länger, bis dieser

Applikationspunkt erreicht wird und nahezu alle Emissionen, durch den Betrieb bei stöchiometrischem Luftverhältnis, konvertiert werden. Für den P2-Hybridantriebsstrang ist dieser Punkt erst nach rund 550 s nach Start des NEFZ erreicht. Die CO-Konvertierung weist hierbei die größte Abhängigkeit zur Gemischanreicherung auf.

Um die Konvertierungseigenschaften des Katalysators für die unterschiedlichen Antriebskonzepte und Brennverfahren einfacher vergleichen zu können, dient die Einführung der gemittelten Konvertierungsrate. Sie errechnet sich aus den Rohemissionen und jenen nach dem Drei-Wege-Katalysator über den gesamten NEFZ. Werden alle Rohemissionen im NEFZ konvertiert, liegt die gemittelte Konvertierungsrate bei 100 %. Die unterschiedlichen Antriebskonzepte sind in Tabelle 5.1 hinsichtlich der gemittelten Konvertierungsrate des Drei-Wege-Katalysators verglichen.

Tabelle 5.1: Gemittelte Konvertierungsrate des konventionellen Antriebsstrangs (ohne und mit Start/Stopp-Funktion) sowie des P2-Hybridantriebsstrangs jeweils im Homogen- und Schichtbetrieb im NEFZ

Antriebsstrang/ Brennverfahren	Gemittelte Konvertierungsrate		
	CO	HC	NO _x
Konventionell HOM	63 %	85 %	95 %
Konventionell SCH	89 %	72 %	1 %
Konv. Start/Stopp HOM	44 %	80 %	91 %
Konv. Start/Stopp SCH	81 %	74 %	0 %
P2-Hybrid HOM	31 %	61 %	89 %
P2-Hybrid SCH	79 %	82 %	3 %

Durch Startvorgänge der VKM treten auch im dritten und vierten Stadtzyklus des NEFZ, beim konventionellen Antriebsstrang mit Start/Stopp-Funktion und speziell durch die Auflastung direkt nach dem Startvorgang beim P2-Hybridantriebsstrang vermehrt CO-Durchbrüche auf. Im geschichteten Betrieb findet aufgrund des Sauerstoffüberschusses (siehe Abbildung 2.6) trotz geringer Temperaturen eine hervorragende Konvertierung von CO- und HC-Emissionen statt. Bei hohen Lasten gegen Ende des Überlandzyklus kommt es, wie zuvor erwähnt, für den Schichtbetrieb zu Durchbrüchen in Folge der Regelungsproblematik am EiL-Prüfstand.

Aufgrund der hohen HC-Rohemissionen für den geschichteten Betrieb bei konventionellem Antriebsstrang, ergeben sich trotz gemittelter Konvertierungsraten von über 70 %, deutlich höhere HC-Emissionen als diese bei homogenem Betrieb auftreten. Für den P2-Hybridantriebsstrang befinden sich die Rohemissionen aufgrund der, im Vergleich zum konventionellen Antriebsstrang ohne und mit Start/Stop-Funktion, besseren Regelung am Prüfstand, des geringeren Drehzahl-niveaus (vgl. [Abbildung 5.5](#)) als auch aufgrund besserer Konvertierung im Drei-Wege-Katalysator in Folge höherer Temperatur der Abgasanlage durch Lastpunktanhebung, bereits ab Beginn des NEFZ auf einem niedrigen Niveau. Die HC-Emissionen nach dem Katalysator fallen daher bei den durchgeführten Untersuchungen für den P2-Hybridantriebsstrang mit geschichtetem Brennverfahren sehr niedrig aus.

Die NO_x-Konvertierung bei homogenem Brennverfahren liegt bei allen drei untersuchten Konzepten auf etwa dem gleichen Niveau. Durch die Stillstandsphasen können die NO_x-Emissionen bei einer Start/Stop-Funktion etwas gesenkt werden. Eine weitere Absenkung ist speziell durch die rein elektrische Fahrt des 50 km/h Plateaus im Überlandteil des NEFZ zu erkennen. Dieser Vorteil des P2-Hybridantriebsstrangs könnte jedoch je nach Konvertierungstemperatur des NO_x-Speicher-katalysators durch die deutlich tieferen Temperaturen (siehe [Abbildung 5.29](#)) und somit unzureichende Konvertierung zu Beginn des NEFZ egalisiert werden. Für den konventionellen Antriebsstrang mit Start/Stop-Funktion und den P2-Hybridantriebsstrang ergeben sich gegenüber dem konventionellen Antriebsstrang ohne Start/Stop-Funktion erhöhte NO_x-Emissionen. Zwar können die NO_x-Rohemissionen durch den Motorstillstand in den Leerlaufphasen für den konventionellen Antriebsstrang mit Start/Stop-Funktion und den P2-Hybridantriebsstrang gesenkt werden, jedoch kommt es durch tiefere Temperaturen im Katalysator sowie durch häufige Startvorgänge und damit verbundene kurze Durchbrüche zu einer Erhöhung der NO_x-Emissionen. An dieser Stelle sei aber erwähnt, dass bis zum Abschluss dieser Arbeit sporadische NO_x-Durchbrüche selbst in stationären Lastpunkten festzustellen waren. Speziell im 120 km/h Plateau treten für den P2-Hybridantriebsstrang die höchsten NO_x-Emissionen auf, welche hohen Einfluss auf die Gesamtsumme haben. Auch für den konventionellen Antriebsstrang mit Start/Stop-Funktion treten höhere NO_x-Emissionen auf, als diese beim Antriebsstrang ohne Start/Stop-Funktion zu beobachten sind. Dieses Verhalten ist bei der Beurteilung der aufsummierten Ergebnisse zu berücksichtigen.

Eine Übersicht der gemessenen Verbrauchs- und Emissionswerte ist in Abbildung 5.35 dargestellt.

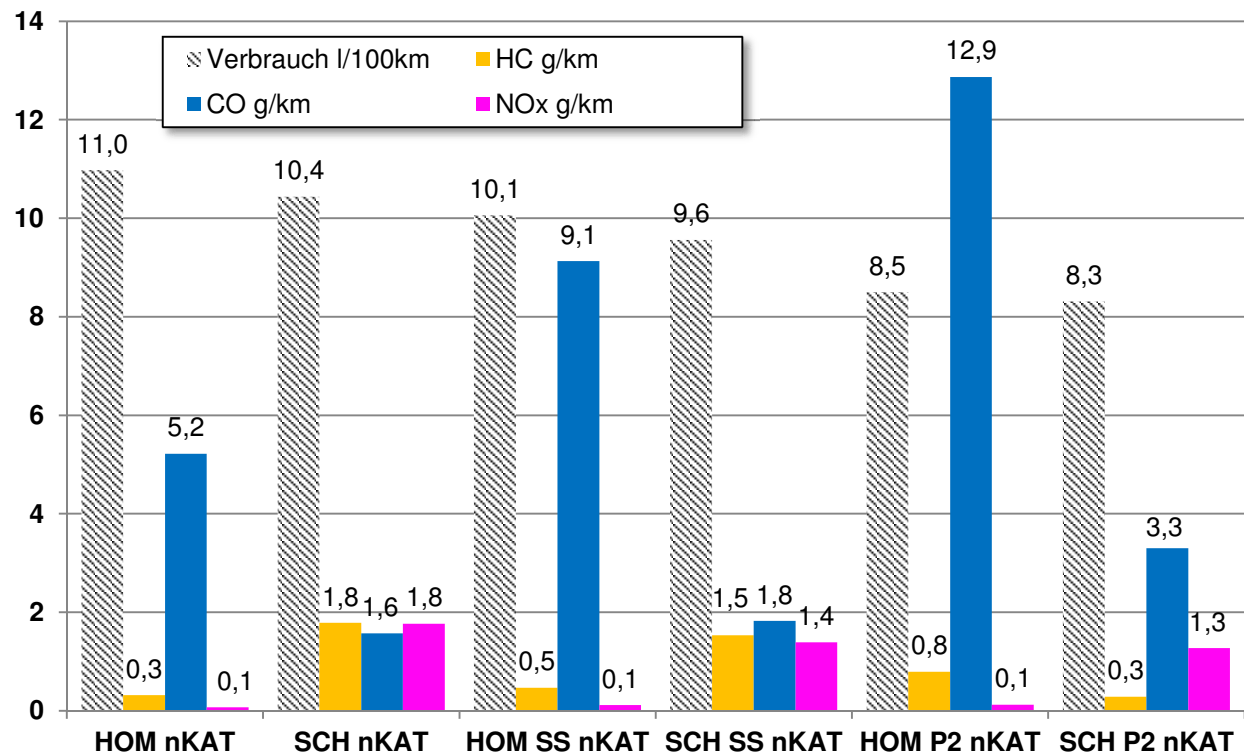


Abbildung 5.35: Verbrauch und Emissionen des konventionellen Antriebsstrangs (ohne und mit Start/Stop-Funktion) sowie des P2-Hybridantriebsstrangs jeweils im Homogen- und Schichtbetrieb im NEFZ nach dem Drei-Wege-Katalysator

6 Zusammenfassung und Ausblick

Durch die steigende Emissionsbelastung und Ressourcenknappheit treten zunehmend restriktivere Abgasgesetzgebungen in Kraft, die es zu erfüllen gilt. Die dabei entstehenden hohen Anforderungen an ein modernes Antriebskonzept stellen neue Herausforderungen an die Entwicklung. Diese Arbeit beschäftigte sich einerseits mit dem Einsatz des geschichteten Magerbrennverfahrens im Vergleich zum homogenen Brennverfahren bei einem Ottomotor mit Direkteinspritzung, andererseits mit der Erweiterung des konventionellen Antriebsstrangs um eine Start/Stopp-Funktion, als auch mit einem hybriden Antriebsstrang. Des Weiteren wurden Untersuchungen zur Kombination der unterschiedlichen Brennverfahren und Antriebskonzepten für eine Verbrauchs- und Emissionsabsenkung durchgeführt. Zusätzlich wurde die „Engine-in-the-Loop“-Simulation (EiL) als Entwicklungstool eingesetzt und hinsichtlich ihrer Regelgüte validiert.

Die erzielten Verbrauchsabsenkungen der unterschiedlichen Antriebskonzepte im NEFZ sind in Abbildung 6.1 dargestellt.

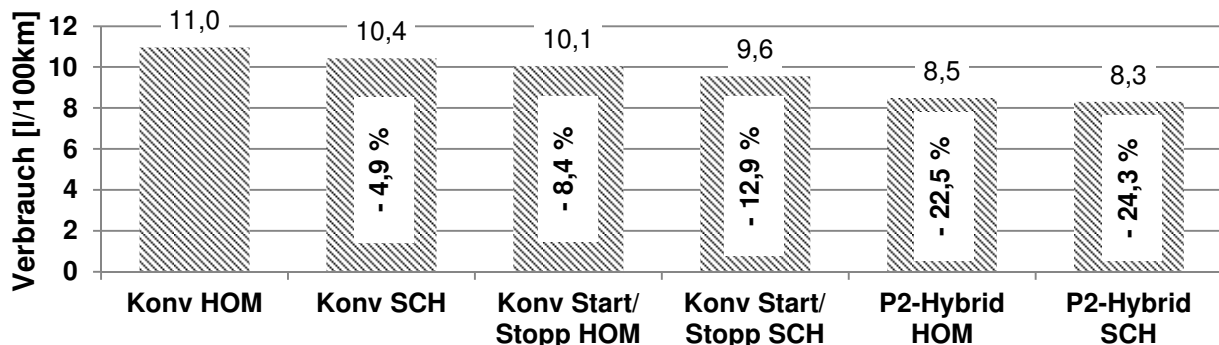


Abbildung 6.1: Vergleich des Kraftstoffverbrauchs im NEFZ des konventionellen Antriebsstrangs (ohne und mit Start/Stopp-Funktion) sowie des P2-Hybridantriebsstrangs jeweils im Homogen- und Schichtbetrieb

Aufgrund des hohen Teillastanteils im NEFZ ergibt sich durch die Entdrosselung bei geschichtetem Brennverfahren eine deutliche Verbrauchersparnis. Bei einem konventionellen Antriebsstrang mit Start/Stopp-Funktion wird die VKM in Fahrzeugstillstandsphasen nicht befeuert und benötigt in diesen daher keinen Kraftstoff. Eine Kombination der Start/Stopp-Funktion und dem geschichteten Brennverfahren eröffnete eine weitere signifikante Verbrauchersenkung. Bei dem untersuchten P2-Hybridantriebsstrang handelte es sich um ein Parallelhybrid-Konzept, bei dem ein

E-Motor mit einer Leistung von 21 kW eingesetzt wurde. Durch effektive Rekuperation der Bremsenergie, Lastpunktanhebung, Downspeeding und rein elektrisches Fahren konnte der Verbrauch signifikant abgesenkt werden.

Neben der Verbrauchs- bzw. CO₂-Absenkung wurde bei den durchgeführten Untersuchungen das Emissionsverhalten (CO, HC und NO_x) der unterschiedlichen Antriebskonzepte analysiert. Ein objektiver Vergleich der Gesamtemissionen im NEFZ war allerdings aufgrund mangelhafter Steuergeräteapplikation nicht möglich.

Für das geschichtete Brennverfahren zeigten sich geringere Rohemissionen und, aufgrund des Sauerstoffüberschusses, eine gute Konvertierung von CO- und HC-Emissionen im Drei-Wege-Katalysator. Allerdings konnten diese Vorzüge aufgrund unzureichender Regelung im HiL-Modell nicht im NEFZ validiert werden.

Die NO_x-Emissionen werden bei geschichtetem Brennverfahren durch das Verlassen des stöchiometrischen Betriebs nicht im Drei-Wege-Katalysator konvertiert. Diese müssen daher zu Gänze in einem NO_x-Speicherkatalysator umgesetzt werden. Die Untersuchungen zum thermischen Verhalten des im Unterboden befindlichen NO_x-Speicherkatalysators zeigten, dass durch den hohen Massenstrom aufgrund des entdrosselten Betriebs beim Magerbrennverfahren, ein deutlich schnellerer Wärmetransport stattfindet und somit gute Voraussetzungen für eine effektive Nachbehandlung der NO_x-Emissionen gegeben sind.

Bei Untersuchungen des konventionellen Antriebsstrangs mit Start/Stop-Funktion erwies sich der Motorstillstand in Fahrzeugstillstandsphasen als günstig für das Temperaturverhalten im Katalysator. Durch das Entfallen des kontinuierlichen Abgasmassenstroms mit niedrigerer Abgastemperatur im Leerlauf konnte ein höheres Temperaturniveau im Katalysator gehalten werden. Ein starker Anstieg der CO-Emissionen war bei dem P2-Hybridantriebsstrang durch Lastpunktanhebung und Downspeeding zu Beginn des NEFZ bei kalter Abgasnachbehandlungsanlage zu beobachten. Der verbrauchsoptimale Betrieb bei sehr hohen Drehmomenten und niedrigen Drehzahlen sollte bei kaltem Motor vermieden werden. Im Unterschied zu einer verbrauchsoptimierten Betriebsstrategie ist unter Berücksichtigung der Emissionen sowohl bei einem konventionellen Antriebsstrang mit Start/Stop-Funktion als auch einem hybriden Antriebsstrang ein Start der VKM ab der ersten Sekunde im NEFZ zu empfehlen. Dadurch könnten die Emissionen aufgrund rascheren Erreichens

der Betriebstemperatur der Abgasnachbehandlungsanlage, durch Katheizmaßnahmen, gesenkt werden.

Das Potential zur Verbrauchsreduktion eines P2-Hybridantriebsstrangs mit homogenem Brennverfahren konnten am EiL-Prüfstand nachgewiesen werden. Die kostenintensive Kombination eines hybriden Antriebsstrangs und dem geschichteten Brennverfahren mit zugehöriger Abgasnachbehandlungsanlage konnte bei den durchgeführten Untersuchungen nur eine geringfügige zusätzliche Absenkung des Kraftstoffverbrauchs, zu jenem des hybriden Antriebsstrangs mit homogenem Brennverfahren, aufweisen, außerdem wurden keine Strategien zur Regenerierung des NO_x-Speicherkatalysators berücksichtigt. Als essentielle Anmerkung sei erwähnt, dass der geschichtete Betrieb bei hohen Lasten keine Vorteile bietet und bei diesen vermieden werden sollte. Bei den durchgeführten Untersuchungen wurde der Motor allerdings jeweils über den gesamten Zyklus im geschichteten Modus betrieben. Ein lastpunktabhängiges Umschalten war am Prüfstand zur Zeiten dieser Untersuchungen noch nicht möglich und stellt somit einen äußerst interessanten Ausblick dar.

7 Literaturverzeichnis

- [1] **DAT Deutsche Automobil Treuhand GmbH.:** *Leitfaden zu Kraftstoffverbrauch und CO₂-Emissionen.* Ostfildern : VDA, 2011.
- [2] **Steiger, W.:** *Technische, gesellschaftliche und politische Rahmenbedingungen zukünftiger Möbilität.* s.l. : 31. Internationales Wiener Motorensymposium, 29. - 30. April 2010. ISBN 978-3-18-371612-8.
- [3] **Waltner, A., et al.:** *Second-Generation Gasoline Direct Injection - Combination of Stratified-Charge and Homogeneous Combustion Systems.* Stuttgart : 10. Internationales Stuttgarter Symposium, 2010.
- [4] **Hofmann, P.:** *Skriptum Hybridfahrzeuge.* Wien : TU Wien Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik, 2010.
- [5] **Amtsblatt der Europäischen Union.:** *Verordnung (EG) Nr. 443/2009.* Straßburg : Der Rat der Europäischen Gemeinschaft, 23. April 2009.
- [6] **International Energy Agency.:** *World Energy Outlook 2009.* France : International Energy Agency, 2009.
- [7] **Friedrich, H. E. und Treffinger, P.:** *Zukünftige Antriebstechniken im Vergleich.* 2006. Bd. Jahrgang 108.
- [8] **Winter, S., et al.:** *Effizienz- und Dynamiksteigerung eines Hybridantriebsstranges durch gezielte Synergiemaßnahmen in Kombination mit einem direkt einspritzenden aufgeladenen Ottomotor.* s.l. : Expert-Verlag, Juni 2005. S. Wien, IVK der TU; Graz, AVL List GmbH. ISBN-10: 3816927165.
- [9] **Hofmann, P.:** *Hybridfahrzeuge - Ein alternatives Antriebskonzept für die Zukunft.* Wien : Springer Wien NewYork, 2010. ISBN 978-3-211-89190-2.
- [10] **Spurk, P., et al.:** *Abgasnachbehandlung bei Hybridfahrzeugen - welche Anforderungen ergeben sich daraus?* Hanau, Darmstadt : Umicore AG & Co KG, TU Darmstadt, IDV Prof. Hohenberg, 2010.
- [11] **van Basshuysen, R. und Schäfer, F.:** *Handbuch Verbrennungsmotore.* Wiesbaden : Vieweg, 2002. ISBN 3-528-03933-7.
- [12] **Schaupp, U., et al.:** *Thermodynamisches Potenzial bim strahlgeführten Brennverfahren für Ottomotoren bei Mercedes-Benz.* Aachen : 16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, September 2007.

- [13] **van Basshuysen, R.:** *Ottomotoren mit Direkteinspritzung. Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial.* Wiesbaden : Vieweg, 2007. ISBN 978-3-8348-0202-6.
- [14] **Lückert, P., et al.:** *Die Schwerpunkte der Otto-Motoren-Entwicklung von Mercedes-Benz.* Aachen : 19. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik, Oktober 2010.
- [15] **Waltner, A., et al.:** *Der neue 3,5-L-V6-Ottomotor mit Direkteinspritzung von Mercedes-Benz.* s.l. : MTZ - Motortechnische Zeitschrift 71. Jahrgang, September 1010.
- [16] **Koch, T., Schänzlin, K. und Boulouchos, K.:** *Verbrennungsablauf im Ottomotor mit Direkteinspritzung.* 7-8. s.l. : MTZ - Motortechnische Zeitschrift Jahrgang 64, August 2009. Bd. Jahrgang 64.
- [17] **Pauly, T., et al.:** *Cost an Fuel economy Driven Aftertreatment Solutions -for Lean GDI-.* s.l. : Umicore AG & Co KG SAE International, Dezember 2010. 2010-01-0363.
- [18] **Enderle, C., et al.:** *Aftertreatment Catalyst Design for the New DaimlerChrysler Supercharged 4-Cylinder engine with Direct Gasoline Injection.* Detroit, Michigan : SAE International, 2003. 2003-01-1161.
- [19] **Enderle, C., et al.:** *Herausforderungen bei der Entwicklung von Antriebsträngen für Ottomotoren mit Magerbrennverfahren.* Graz : 13. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors", 22.-23. September 2011.
- [20] **Tremmel, O.:** *Potenziale variabler Einspritzsysteme für die Benzin-Direkteinspritzung.* Göttingen : Cuvillier Verlag, 2007. ISBN-10: 3867272468.
- [21] **Brandt, S., et al.:** *Entwicklungsfortschritte bei NOx-Adsorber-katalysatoren für DI-Ottomotoren.* s.l. : MTZ - Motortechnische Zeitschrift Jahrgang 63, Februar 2002. Bd. Jahrgang 63.
- [22] **Hertzberg, A.:** *Betriebsstrategien für einen Ottomotor mit Direkteinspritzung und NOx-Speicher-Katalysator.* Stuttgart : Dissertation an der Fakultät für Maschinenbau der Universität Karlsruhe, 2001.
- [23] **Schwarz, C., et al.:** *Die neuen Vier- und Sechszylinder-Ottomotoren von BMW mit Schichtbrennverfahren.* s.l. : MZT - Motortechnische Zeitschrift Jahrgang 68, Mai 2007.
- [24] : <http://www.greenmotorsblog.de>. [Online] zeozweineutral ug. [Zitat vom: 29. November 2011.] <http://www.greenmotorsblog.de>.

- [25] **Binder, A.:** *Elektromotorische Antriebe für Hybrid- und Elektrofahrzeuge*. Frankfurt/Main : Technische Universität Darmstadt, 2009.
- [26] **Hohenberg, G., et al.:** *Anforderungen an Prüfstände für Hybridfahrzeuge*. Wiesbaden : Tagung - Motorenentwicklung auf dynamischen Prüfständen, 23. - 24. November 2006.
- [27] **Teiner, P.:** *Einsatz der Engine-in-the-Loop Simulation zur Validierung des Verbrauchs- und Emissionsverhaltens von parallelen Diesel-Hybrid Antriebssträngen*. Wien : Dissertation am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik Technische Universität Wien, 2011.
- [28] **Killmann, G. und Takaoka, T.:** *Der Hybridantrieb des neuen Toyota Prius*. Aachen : Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik , 5.-7. Oktober 2009.
- [29] **Weiss, M.:** *Hybridantrieb mit höchster elektrischer Leistungsdichte für den ML 450 BlueHYBRID*. Wien : 30. Internationales Wiener Motorensymposium, 7. - 8. Mai 2009. ISBN 978-3-18-369712-0.
- [30] **Vollrath, O.:** *S400 BlueHYBRID - erstes Hybridfahrzeug mit Li-Ionen-Technologie*. Wien : 30. Internationales Wiener Motorensymposium , 7. - 8. Mai 2009. ISBN 978-3-18-369712-0.
- [31] : <http://www.audi.de>. [Online] [Zitat vom: 17. Jänner 2012.]
http://www.audi.de/de/brand/de/neuwagen/a6/a6_limousine/informieren/a6-hybrid/antrieb.html.
- [32] : <http://www.bmw.com>. [Online] [Zitat vom: 17. Jänner 2012.]
http://www.bmw.com/com/de/newvehicles/3series/sedan/2008/allfacts/engine/technical_data.html.
- [33] **Weiss, M.:** *Konsequente Elektrifizierung des Antriebsstrangs bei Mercedes-Benz Cars - vom Micro-Hybrid bis zum Plug-In*. Wien : 31. Internationales Wiener Motorensymposium, 29. - 30. April 2010. ISBN 978-3-18-371612-8.
- [34] **Blumenröder, K., et al.:** *Chance des Dieselhybrid*. Wiesbaden : ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift Jahrgang 109, September 2007. S. 724-732.
- [35] **Göschl, B.:** *Skriptum: Elektrifizierung Antrieb*. [Hrsg.] Magna Steyr. s.l. : TU Graz, 2008.
- [36] **Liebl, J., et al.:** *Intelligente Generatorregelung - Ein Weg zur effizienten Dynamik*. 2006.

- [37] **Waltner, A., et al.:** *Der neue V6-Ottomotor mit Direkteinspritzung von Mercedes-Benz.* Wien : 31. Internationales Wiener Motorensymposium, 29. - 30. April 2010. ISBN 978-3-18-371612-8.
- [38] **Kristl & Seibt.:** *Bedienungsanleitung: HS 315 - Drehstrom-Asynchronmaschine mit Kurzschlußläufer.* Graz : s.n., November 2002.
- [39] **Planer, M.:** *Zwischenpräsentation Daimler AG.* Stuttgart : Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik, TU Wien, 2011.
- [40] **Schneeweiss, B. und P., Teiner.:** *Hardware-in-the-Loop-Simulation am Motorenprüfstand für realitätsnahe Emissions- und Verbrauchsanalysen.* Automotive Engineer Partners. Wiesbaden : ATZ extra - Automobiltechnische Zeitschrift extra - Automotive Engineering Partners, Mai 2010.
- [41] **Schulze, T., Schulte, T. und Sauer, J.:** *Hybrid Drivetrain Simulation for Hardware-in-the-Loop Applications.* Stuttgart : 10th Stuttgart International Symposium, 16. - 17. März 2010. ISBN 978-3-8348-1301-5.
- [42] **Mayer, C., Müller, M. und Reißling, P.:** *Mit MiL, SiL und HiL den Antrieb unter Kontrolle eine Simulationsplattform für alle Fälle aus einer Hand.* Berlin : Simulation und Test für Automobilelektronik III, 2010.
- [43] **Denger, D., et al.:** *Das virtuelle Fahrzeug am Motorprüfstand.* s.l. : MTZ - Motortechnische Zeitschrift Jahrgang 71, September 2010.
- [44] **Spicher, U.:** *Direkteinspritzung im Ottomotor IV - Forschungsergebnisse und aktueller Entwicklungsstand bei der Benzin-Direkteinspritzung.* Renningen, Deutschland : Expert Verlag, 2003. ISBN 3-8169-2255-4.
- [45] **Gerhard, S.:** *Start-Stopp Betrieb beim Pkw-Dieselmotor.* Darmstadt : Shaker Verlag, September 2009. ISBN 978-3-8322-8708.