

Entwicklungsbegleitende Anwendung eines echtzeitfähigen Motormodells, am Beispiel eines künftigen Euro 6 Nutzfahrzeugmotors

Diplomarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades eines Diplomingenieurs

verfasst von:

Anton Arnberger

Studienrichtung: Wirtschaftsingenieurwesen - Maschinenbau
Studienzweig Verkehrstechnik
Studienkennzahl: F748

betreut von:

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Stefan Hausberger, TU Graz
Dipl.-Ing. Dr.techn. Martin Rexeis, TU Graz

Dipl.-Ing. Helmut Theißl, AVL List GmbH

Eingereicht im Mai 2011, am:

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik



der Technischen Universität Graz

Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am.....

.....

Anton Arnberger

Danksagung

Seitens der AVL List GmbH danke ich Herrn DI Helmut Theißl sowie Herrn DI Michael Kordon für die engagierte Betreuung meiner Diplomarbeit. Weiters danke ich Herrn DI Florian Ansperger sowie Herrn DI Christian Kozlik, deren fachliche Unterstützung ich nicht missen möchte.

Ich danke Herrn Prof. Stefan Hausberger und Herrn Dr. Martin Rexeis für die Betreuung der Diplomarbeit seitens der Technischen Universität Graz.

Großer Dank gilt meinen Eltern Monika und Alois, die mich während meiner Studienzeit stets unterstützten.

Kurzfassung

Ziel dieser Arbeit war die entwicklungsbegleitende Anwendung eines echtzeitfähigen Motormodells, am Beispiel eines Euro 6 Nutzfahrzeugmotors. Hauptaugenmerk wurde auf die modellbasierte Abbildung der Stickoxid Rohemissionen, des Temperaturniveaus im Abgasstrang sowie des Kraftstoffverbrauchs gelegt. Dabei wurden gezielte Maßnahmen zur Steigerung der Abgastemperatur erarbeitet. Als Versuchsträger diente ein Nutzfahrzeugmotor mit 10.5 Liter Hubraum.

Zu Beginn der Diplomarbeit wurden stationäre und transiente Testläufe begleitet, deren Daten zum Abstimmen sowie zum Validieren des Motormodells dienten.

Es wurde ein vorabgestimmtes Motormodell übernommen, welches mittels stationärer Prüfstandsdaten feinabgestimmt wurde. Somit geschah eine Einarbeitung in die Handhabung des Motormodells.

Nach der Modellvalidierung im stationären Motorbetrieb, wurden Temperaturmanagementmaßnahmen, unter Berücksichtigung von Stickoxidemissionen und Kraftstoffverbrauch, für den Stationärbetrieb erprobt.

Die Validierung des Motormodells zeigte eine ausgezeichnete Abbildung von Abgastemperatur und Stickoxidemissionen im transienten Motorbetrieb. Somit konnten gezielte Maßnahmen zur Steigerung des Temperaturniveaus im Abgasstrang, mit Hauptaugenmerk auf den transienten Testzyklus WHTC, erprobt werden. Die Auswirkungen dieser Maßnahmen auf den realen Fahrbetrieb eines schweren Nutzfahrzeuges wurden ebenfalls untersucht.

Abstract

The aim of this diploma thesis was the simulation of the nitrogen oxide emissions, the exhaust gas temperature and the fuel consumption of an engine, via an engine model, developed at AVL in Graz. The modeled engine was a heavy duty diesel with a swept volume of 10.5 liters.

At the beginning stationary and transient test procedures were carried out on a test bench. The data from these tests were then used to adjust and validate the engine model.

The final adaptation of the pre-adjusted model was conducted with the help of stationary test bench data so the accuracy could be improved and experience of how to handle the engine model was acquired.

After the validation of the model in stationary modes, ways of raising the exhaust gas temperature were tested.

The validation of the engine model showed that it was possible to simulate the emissions of nitrogen oxides and the exhaust gas temperatures in a transient cycle with high precision. Therefore, selective ways of raising the exhaust gas temperature in the WHTC transient cycle could be examined. The influences of these changes on the real driving operation of a heavy duty truck were also investigated.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Stand der Technik.....	1
1.2	Aufgabenstellung	1
2	Grundlagen	2
2.1	Emissionen des Dieselmotors	2
2.2	Abgasnachbehandlung mittels SCR.....	3
2.2.1	<i>Einleitung</i>	3
2.2.2	<i>Grundlagen</i>	3
2.2.3	<i>Prozessschritte</i>	4
2.3	Abgastemperatur und Temperaturmanagement	5
2.4	EU6 Gesetzgebung	7
2.4.1	<i>Fahrzeugkategorie</i>	7
2.4.2	<i>Emissionsgrenzwerte</i>	8
2.4.3	<i>Relevante Testzyklen</i>	9
2.5	Das Motormodell.....	14
2.5.1	<i>Das Zylindermodell</i>	15
2.5.2	<i>Die elektronische Motorsteuerung</i>	16
2.5.3	<i>Gasführende Strukturen</i>	17
2.5.4	<i>Luftpfad und Abgasnachbehandlung</i>	19
2.6	Parametrierung und Kalibrierung.....	19
3	Der Versuchsträger	20
4	Voruntersuchungen am Versuchsträger	22
4.1	WHTC.....	22
4.2	Reale Fahrzyklen.....	23
4.3	ETC.....	24
4.4	Vergleich von WHTC mit realem Fahrbetrieb.....	25
4.5	Temperaturverhalten im WHTC	26
5	Validierung Motormodell im Stationärbetrieb	28
5.1	Abstimmung des Motormodells	28
5.1.1	<i>Abstimmung des Zylindermodells</i>	28
5.1.2	<i>Abstimmung des Gesamtmodells</i>	30
5.2	Validierung - Kennfeld	30
5.3	Validierung - Stationäre Testzyklen	33
5.3.1	<i>ESC</i>	33
5.3.2	<i>WHSC</i>	36
5.3.3	<i>EGR Swing</i>	38
6	Validierung Motormodell im Transientbetrieb.....	41
6.1	Validierung im WHTC	41
6.2	Erweiterung des Modells	42
7	Temperaturmanagement Maßnahmen im Stationärbetrieb	43
7.1	Simulation	43
7.1.1	<i>Verringern des Luftdurchsatzes</i>	43
7.1.2	<i>Variation - Einspritzzeitpunkt</i>	47
7.1.3	<i>Ungekühlte Abgasrückführung</i>	50
7.2	Resümee	55
8	Temperaturmanagement Maßnahmen im Transientbetrieb	56

8.1	Erstellung von ECU Datensatz	56
8.2	WHTC warm	57
8.2.1	<i>Basis Datensatz</i>	57
8.2.2	<i>Androsseln im Schleppbetrieb und Leerlauf</i>	59
8.2.3	<i>Androsseln im Lastbereich</i>	62
8.2.4	<i>EGR Kühler Bypass</i>	68
8.3	WHTC kalt	71
8.4	Resümee	73
8.5	Realer Fahrzyklus	74
8.5.1	<i>Simulation mit Basis Datensatz</i>	75
8.5.2	<i>Simulation mit adaptierten Datensätzen</i>	77
9	Zusammenfassung	79
10	Ausblick	80
	Quellenverzeichnis	81

Abkürzungen

Abkürzung	Beschreibung	Einheit
A	Fläche	m ²
BMEP	Effektiver Mitteldruck	kPa
BS_NOX	spezifische NOx Emission	g/kWh
BS_NOXEO	spezifische NOx Emission vor Abgasnachbehandlung	g/kWh
BS_NOXTP	spezifische NOx Emission nach Abgasnachbehandlung	g/kWh
BSFC	spezifischer Kraftstoffverbrauch	g/kWh
c _d	Durchflusskoeffizient	-
CO	Kohlenstoffmonoxyd	ppm, g/h
CO ₂	Kohlenstoffdioxid	ppm, g/h
c _p	Spezifische Wärmekapazität bei konst. Druck	kJ/kgK
c _v	Spezifische Wärmekapazität bei konst. Volumen	kJ/kgK
DOC	Diesel-Oxidationskatalysator	-
DPF	Diesel-Partikelfilter	-
ECU	Electronic Control Unit	-
EGR	Abgasrückführung	-
ESC	European Steady State Cycle	-
ETC	European Transient Cycle	-
H	Enthalpie	kJ
H ₂ O	Wasserdampf	ppm, g/h
HC	Kohlenwasserstoffe	ppm, g/h
HNCO	Isocyanensäure	mol
Lambda	Luftverhältnis	-
m	Masse	kg
MD	Motordrehmoment	Nm
MFB50	50% Umsatzpunkt der Verbrennung	°KW
N, n	Motordrehzahl	1/min, rpm
N ₂	Stickstoff	mol
NH ₃	Ammoniak	mol
NO	Stickstoffmonoxid	ppm, g/h
NO ₂	Stickstoffdioxid	ppm, g/h
NOX	Stickoxide	ppm, g/h
NTE	Not-To-Exceed Area	-
p	Druck	kPa
P_31	Abgasdruck vor Abgasturbolader	kPa
P_41	Abgasdruck nach Abgasturbolader	kPa
P_IM	Saugrohrdruck	kPa

PFP	Spitzendruck im Zylinder	bar
PM	Partikelmasse	g/h, g/kWh
PN	Partikelanzahl	#/kWh
PWR, P	Motorleistung	kW
R	Ideale Gaskonstante	kJ/kgK
SCR	Selektive katalytische Reduktion	-
T_31	Abgastemperatur vor Abgasturbolader	°C
T_41	Abgastemperatur nach Abgasturbolader	°C
T_IM	Saugrohrtemperatur	°C
U	Innere Energie	kJ
V	Volumen	m ³
VTG	Variable Turboladegerometrie	-
WHSC	World Harmonized Steady State Cycle	-
WHTC	World Harmonized Transient Cycle	-
WNTE	World Harmonized Not-To-Exceed Area	-
ϑ	Temperatur	K
ψ	Durchflussfunktion	-
ρ	Dichte	kg/m ³
(NH ₂) ₂ CO	Harnstoff	mol

1 Einleitung

1.1 Stand der Technik

Neben verschiedensten Anforderungen an den Motor, wie Kraftstoffverbrauch, Rohemissionsausstoß, stationäres Vollastverhalten, aber auch dynamischer Drehmomentaufbau, kommt bei Dieselmotoren mit Abgasnachbehandlung zum Zwecke der Stickoxidminimierung eine weitere Anforderung hinzu. Es müssen optimale Rahmenbedingungen geschaffen werden, um eine funktionierende Abgasnachbehandlung sicher zu stellen, d.h. ein genügend hohes Temperaturniveau im Abgas muss bereitgestellt werden.

Für die Entwicklung von Motoren, welche die künftige Euro 6 Gesetzgebung erfüllen sollen, wird das Thema Temperaturmanagement insofern ein interessantes sein, als eine Reihe neuer Bestimmungen zu tragen kommen. Neben der Senkung des erlaubten Emissionsausstoßes, werden die Testzyklen ESC und ETC durch die beiden, bei niedrigerer Drehzahl und Last betriebenen, Testzyklen WHSC und WHTC ersetzt. Erschwerend kommt hinzu, dass für die Bewertung des Ergebnisses des transienten Zyklus WHTC ein mit kaltem Motor gestarteter WHTC miteinbezogen wird.

In der AVL List GmbH werden derzeit Temperaturmanagementmaßnahmen für die Steigerung der Wirkungsgrade von Abgasnachbehandlungssystemen im Zuge der Prüfstandsentwicklung erprobt. Prüfstandsentwicklung ist stets mit hohen Kosten verbunden. Durch Anwendung von Motormodellen können auf kostengünstige Weise verschiedenste Motorkonzepte simuliert und bewertet und sogar Vorbedatungen für den späteren Prüfstandsbetrieb erarbeitet werden.

Aus den genannten Gründen ist man in der AVL List GmbH derzeit bestrebt, Modelle zu entwickeln, welche insbesondere Schadstoffemissionen und Enthalpieströme im Abgas sowie den Kraftstoffverbrauch in Echtzeit abbilden können, um diese entwicklungsbegleitend einzusetzen und somit Entwicklungszeit und Prüfstandszeit einzusparen.

1.2 Aufgabenstellung

Ziel dieser Arbeit ist die modellbasierte Abbildung der Stickoxid Rohemissionen, des Temperaturniveaus im Abgasstrang sowie des Kraftstoffverbrauchs anhand eines in der AVL List GmbH entwickelten Motormodells. Diese Größen sollen, bei Variation verschiedener Motorparameter, sowohl im stationären, als auch im transienten Motorbetrieb untersucht werden. Als Versuchsträger dient ein Nutzfahrzeugmotor mit 10.5 Liter Hubraum.

Zu Beginn der Diplomarbeit erfolgt eine Begleitung der stationären und transienten Testläufe am Motorprüfstand. Deren Daten dienen später zum Abstimmen sowie zum Validieren des Motormodells. Das bereits vorabgestimmte Motormodell soll mittels stationärer Prüfstandsdaten feinabgestimmt werden. Somit erfolgt eine Einarbeitung in die Handhabung des Motormodells. Anschließend wird eine Validierung des Motormodells anhand verschiedener Stationärpunkte sowie des transienten Zyklus WHTC durchgeführt. Dies soll nähere Information über die Genauigkeit des Modells liefern.

Nach erfolgreicher Validierung des Motormodells werden gezielte Maßnahmen zur Steigerung des Temperaturniveaus im Abgasstrang, unter Berücksichtigung von Kraftstoffverbrauch und Emissionsausstoß, erprobt. Dabei wird das Hauptaugenmerk auf den transienten Testzyklus WHTC gelegt. Am Ende werden Auswirkungen der besagten Maßnahmen auf den realen Fahrbetrieb eines schweren Nutzfahrzeuges untersucht.

2 Grundlagen

2.1 Emissionen des Dieselmotors

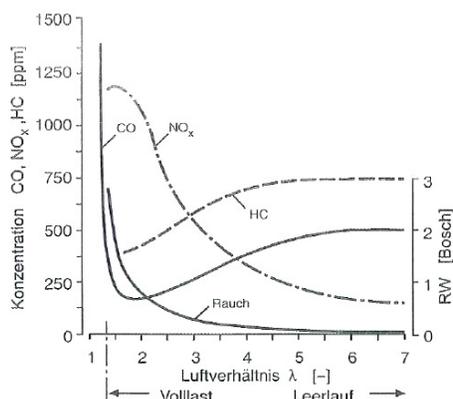


Abbildung 1: Schadstoffe im Dieselmotor über dem Luftverhältnis [1]

Wie in Abbildung 1 zu sehen, ist die Entstehung der Schadstoffe (NO_x, HC, CO und Partikel) in einer Verbrennungskraftmaschine stark vom Luftverhältnis, und der damit in Verbindung stehenden lokalen Verbrennungstemperaturen, abhängig.

Es haben sich Stickoxide und Partikel als die problematischeren Emissionen des Dieselmotors herausgestellt. Da Dieseloxydationskatalysatoren sehr hohe Oxidationsraten aufweisen, müssen keine motorinternen Maßnahmen für die Minderung von Kohlenmonoxid und Kohlenwasserstoffe getroffen werden. Mit der weiteren Senkung der Partikelmasse sowie der neu eingeführten Limitierung der Partikelanzahl, wird für die EU6 Motorgeneration der Einsatz von Diesel-Partikelfiltersystemen notwendig.

Bei der motorischen Stickoxidbildung entsteht primär Stickstoffmonoxid (NO). NO kann im Motor auf drei verschiedene Wege gebildet werden: „Thermisches NO“ wird bei hohen Temperaturen aus dem Luftstickstoff und Sauerstoff gebildet. „Brennstoff NO“ wird durch Stickstoffanteile im Kraftstoff gebildet. „Promtes NO“ bildet sich aufgrund einer komplexen Reaktion in der Flammenfront der Verbrennung. [2]

NO wird durch langes Verweilen in der Atmosphäre oder auch schon im Oxydationskatalysator der Abgasanlage in Stickstoffdioxid (NO₂) umgewandelt. NO₂ ist ein hochgiftiges Reizgas, welches die Lungentätigkeit stark beeinflussen kann, was die strenge Emissionslimitierung der Stickoxide erklärt. [2]

Beim Dieselmotor haben sich zwei wirkungsvolle Maßnahmen zur Reduzierung der Stickoxide durchgesetzt: als motorinterne Maßnahme die Abgasrückführung (engl.: EGR = Exhaust Gas Recirculation) sowie die selektive katalytische Reduktion (engl.: SCR = Selective Catalytic Reduction) als Möglichkeit der Abgasnachbehandlung. Gründe für die Wirksamkeit der EGR sind die erhöhte Wärmekapazität der Zylinderladung, durch das rückgeführte H₂O sowie die reduzierte Sauerstoffkonzentration zufolge der rückgeführten Inertgase H₂O und CO₂, was auf die Verbrennungstemperatur senkenden Einfluss hat. [3] Das SCR System nutzt ein Reduktionsmittel (NH₃) unter Zuteilnahme eines Katalysators zur Beseitigung der Stickoxide aus dem Abgas.

Bei dem in dieser Arbeit untersuchten EU6 Nutzfahrzeugmotor wird in Anbetracht der anspruchsvollen Testzyklen sowie der strengen Limitierung des Schadstoffausstoßes, eine Kombination beider Technologien Anwendung finden.

2.2 Abgasnachbehandlung mittels SCR

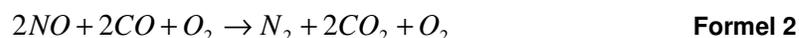
2.2.1 Einleitung

Seit einigen Jahren findet die selektive katalytische Reduktion (SCR), welche ein Reduktionsmittel zur Beseitigung der Stickoxide im Abgas nutzt, in der mobilen Anwendung immer mehr Verwendung. Gerade im Nutzfahrzeugsbereich hat sich dieses System in den letzten Jahren bewährt.

Wie später noch im Kapitel 2.4: EU6 Gesetzgebung beschrieben, werden die erlaubten NOx Emissionen von Euro 5 auf Euro 6 auf ein Fünftel gesenkt. Dies gilt allerdings für veränderte Testzyklen. Da das Funktionieren eines solch komplexen Abgasnachbehandlungssystems wesentlich von bestimmten Umständen abhängig ist, welche durch den Motorbetrieb bestimmt sind, sei es in diesem Kapitel beschrieben.

2.2.2 Grundlagen

Aufgrund des Luftüberschusses im Abgas eines Dieselmotors gelingt es nicht, wie bei einem Dreiwegekatalysator, die ohnehin im Abgas vorhandenen Kohlenmonoxide und Kohlenwasserstoffe als Reduktionsmittel heranzuziehen. Aus diesem Grund laufen im Abgas vor allem Reaktionen nach Formel 1 ab. [4]



Deswegen wird beim SCR Verfahren das Reduktionsmittel Ammoniak (NH₃) verwendet, welches in einem SCR Katalysator fast ausschließlich die Sauerstoffatome der Stickoxide nutzt, um zu oxidieren (siehe Formel 3). [4]

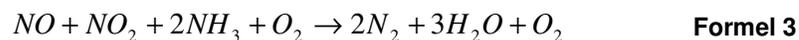


Abbildung 2 zeigt die typische Form einer NOx Umsatzkurve über der Abgastemperatur. Diese Kurve, welche rein qualitativ zu betrachten ist, da bereits Umsatzraten jenseits der 95% erreicht werden können, zeigt die starke Abhängigkeit der Umsatzrate von der Abgastemperatur. Besonders bei niedrigen Temperaturen sinkt diese besonders stark ab. Auch bei zu hohen Abgastemperaturen, jenseits der 450 °C, verschlechtert sich das Reduktionsverhalten. [4]

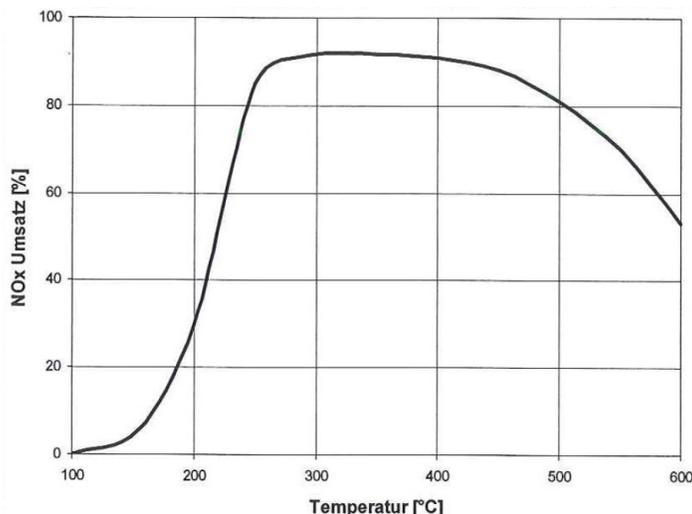


Abbildung 2: Umsatzkurve von NOx über der Abgastemperatur für SCR [4]

2.2.3 Prozessschritte

Da der Transport von Ammoniak aus sicherheitstechnischen Gründen im Fahrzeug aufwändig ist, kommt zum Transport eine wässrige Harnstofflösung zur Anwendung (32.5 Massen-% Harnstoff – engl.: Urea Solution). Diese wird in einem Tank mitgeführt und bei Bedarf über eine Dosiereinheit in das Abgasmachbehandlungssystem eingespritzt. [4]

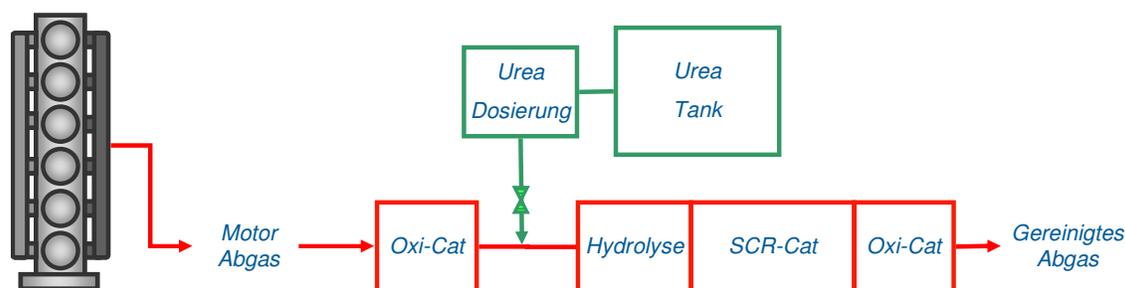
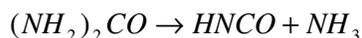


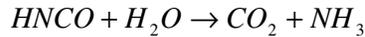
Abbildung 3: Prozessschritte eines SCR Systems

Abbildung 3 zeigt das Schema eines SCR Systems. In der Regel ist dem SCR System ein Oxidationskatalysator vorgeschaltet. Vor dem SCR Katalysator wird, nach der Eindosierung der wässrigen Harnstofflösung, diese in Ammoniak und Kohlendioxid umgewandelt. [5] Dabei kommt es nach Formel 4 (Thermolyse) zur Aufspaltung des Harnstoffs in Ammoniak (NH₃) und Isocyanensäure (HNCO). In der Regel reagiert diese Isocyanensäure mit Wasser nach Formel 5 (Hydrolyse). [4]

Bereitstellung von NH₃ aus Harnstoff:

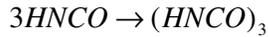


Formel 4



Formel 5

Die beschriebene Zersetzung des Harnstoffs in Ammoniak erfordert ein Mindesttemperaturniveau, welches in einem Bereich von 180 bis 210°C liegt. Werden die gewünschten Zustände nicht erreicht, so kann die Isocyan säure komplexere Moleküle nach Formel 6 bilden, welche als Feststoffe abgelagert werden. [4]



Formel 6

Dem SCR Katalysator ist in aller Regel ein so genannter Slip-Katalysator, dies ist ein Oxidationskatalysator, nachgeschaltet. Dieser soll verhindern, dass Ammoniak unoxidiert durch das SCR System gelangt (NH₃-Schlupf), da es sich hierbei um ein giftiges Gas handelt. Außerdem sind NH₃ Emissionen gesetzlich begrenzt.

2.3 Abgastemperatur und Temperaturmanagement

In Abbildung 4 ist der Druck- und Temperaturverlauf eines Dieselmotors über Grad Kurbelwinkel, für drei verschiedene Lastzustände zu sehen.

Bei steigender Last erkennt man, dass trotz des sehr viel höheren Verdichtungsendrucks, der auf den sich bei steigender Last erhöhenden Ladedruck zurückzuführen ist, die Verdichtungsendtemperatur annähernd gleich ist. Jedoch steigen Spitzentemperatur sowie die Temperatur am Ende des Arbeitstaktes rapide an, was auf den sinkenden Luftüberschuss zurückzuführen ist.

Somit wird der Vorteil des hohen Luftverhältnisses an der Teillast mit der sinkenden Verbrennungsendtemperatur zum Nachteil für die Abgasnachbehandlung. Nicht zuletzt da das warme Gas in der Turbine des Turboladers nochmals entspannt wird und wiederum an Temperatur verliert. Bei zweistufiger Aufladung wirkt sich dieses Phänomen noch extremer aus.

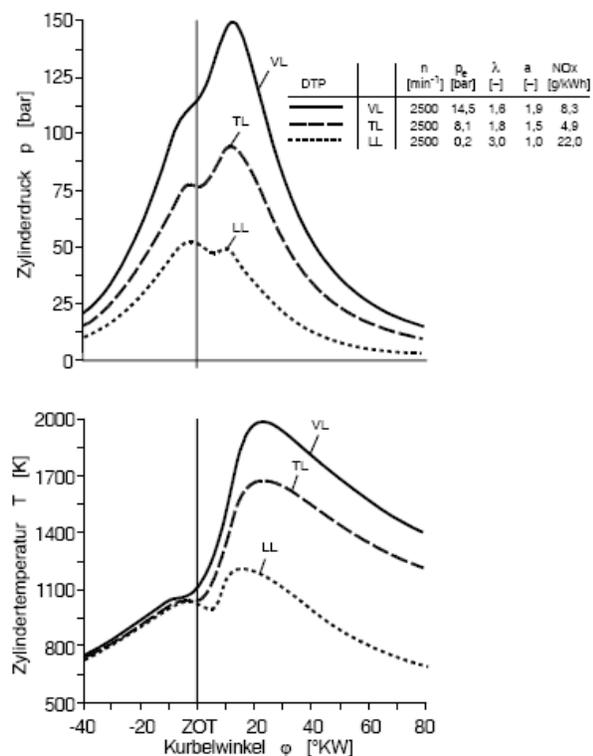


Abbildung 4: Temperatur- und Druckindizierung eines Dieselmotors [6]

Folgende Randbedingungen beeinflussen das Temperaturniveau im Abgasstrang:

- Luftverhältnis λ
- Ansauglufttemperatur
- EGR Rate (durch Erwärmung der Ansaugluft und Verlangsamung der Verbrennung)

- Einspritzbeginn (bestimmt hauptsächlich die Lage des Verbrennungsschwerpunkts)
- Wandwärmeverlust im Zylinder
- Wärmeverlust im Abgasstrang
- Enthalpieverlust durch die Verrichtung von Arbeit an der (den) Turbine(n)

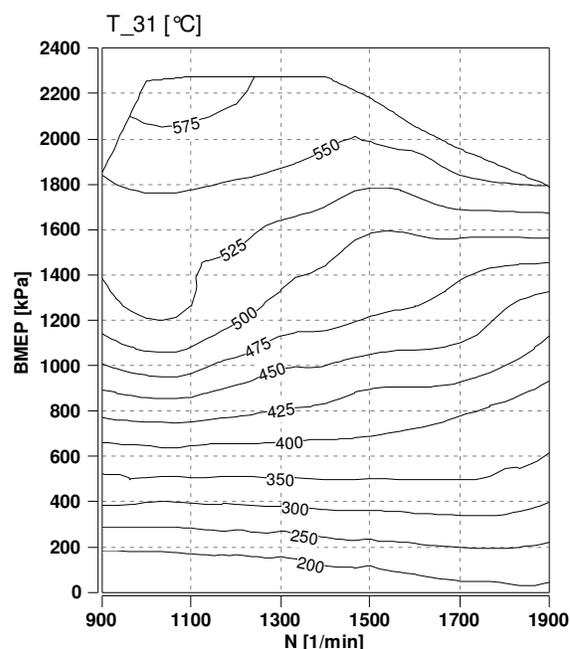


Abbildung 5: Kennfeld der Abgastemperatur vor Turbine

Abbildung 5 zeigt ein Kennfeld der Abgastemperatur vor Turbine, in Abhängigkeit von Drehzahl und Mitteldruck.

Es handelt sich um einen schweren Nutzfahrzeug Dieselmotor mit einstufiger Aufladung, bei welchem keinerlei Maßnahmen zur Erhöhung der Abgastemperatur vorgenommen wurden.

Man erkennt die Abhängigkeit der Abgastemperatur von der Last. Die steigende Abgastemperatur bei höherer Last resultiert in erster Linie aus dem sinkenden Verhältnis von eingebrachter Ladungsmasse zu eingespritzter Kraftstoffmenge.

2.4 EU6 Gesetzgebung

2.4.1 Fahrzeugkategorie

Der in dieser Arbeit als Versuchsträger gewählte Dieselmotor, wird als Antrieb für schwere Nutzfahrzeuge eingesetzt. Hierbei handelt es sich um die Verwendung in einem Kraftfahrzeug der Klasse N3, nach der Europäischen Richtlinie 2007/47/EG.

A. BEGRIFFSBESTIMMUNGEN FÜR FAHRZEUGKLASSEN	
Fahrzeugklassen werden gemäß der folgenden Einteilung festgelegt: (In den nachstehenden Begriffsbestimmungen ist unter „zulässiger Gesamtmasse“ die „technisch zulässige Gesamtmasse in beladenem Zustand“ gemäß Abschnitt 2.8 des Anhangs I zu verstehen.)	
1.	<p>Klasse M: Für die Personenbeförderung ausgelegte und gebaute Kraftfahrzeuge mit mindestens vier Rädern.</p> <p>Klasse M₁: Für die Personenbeförderung ausgelegte und gebaute Kraftfahrzeuge mit höchstens acht Sitzplätzen außer dem Fahrersitz.</p> <p>Klasse M₂: Für die Personenbeförderung ausgelegte und gebaute Kraftfahrzeuge mit mehr als acht Sitzplätzen außer dem Fahrersitz und einer zulässigen Gesamtmasse bis zu 5 Tonnen.</p> <p>Klasse M₃: Für die Personenbeförderung ausgelegte und gebaute Kraftfahrzeuge mit mehr als acht Sitzplätzen außer dem Fahrersitz und einer zulässigen Gesamtmasse von mehr als 5 Tonnen.</p> <p>Die einschlägigen Arten des Aufbaus und die Kodierungen für Fahrzeuge der Klasse M werden in Teil C Abschnitt 1 dieses Anhangs (Fahrzeuge der Klasse M₁) und Abschnitt 2 (Fahrzeuge der Klassen M₂ und M₃) für die Zwecke dieses Teils definiert.</p>
2.	<p>Klasse N: Für die Güterbeförderung ausgelegte und gebaute Kraftfahrzeuge mit mindestens vier Rädern.</p> <p>Klasse N₁: Für die Güterbeförderung ausgelegte und gebaute Kraftfahrzeuge mit einer zulässigen Gesamtmasse bis zu 3,5 Tonnen.</p> <p>Klasse N₂: Für die Güterbeförderung ausgelegte und gebaute Kraftfahrzeuge mit einer zulässigen Gesamtmasse von mehr als 3,5 Tonnen bis zu 12 Tonnen.</p> <p>Klasse N₃: Für die Güterbeförderung ausgelegte und gebaute Kraftfahrzeuge mit einer zulässigen Gesamtmasse von mehr als 12 Tonnen.</p>

Abbildung 6: Bestimmung der Fahrzeugklassen nach Richtlinie 2007/47/EG [7]

Die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen der Klassen M1, M2, N1 und N2, mit einer Bezugsmasse von mehr als 2610kg, sowie der Klassen M3 und N3, bezüglich ihres Emissionsausstoßes, sind in der Verordnung (EG) Nr. 595/2009 des europäischen Parlaments und europäischen Rates vom 18. Juni 2009 über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen und Motoren, hinsichtlich der Emissionen von schweren Nutzfahrzeugen (Euro 6), geregelt.

Laut Verordnung (EG) Nr. 595/2009 müssen die nationalen Behörden der EU Mitgliedsstaaten eine Typgenehmigung ab dem 31. Dezember 2012 versagen, falls neue Fahrzeug- und Motorentypen dieser Verordnung nicht entsprechen.

Es müssen die nationalen Behörden der EU Mitgliedsstaaten eine Zulassung ab dem 31. Dezember 2013 versagen, falls ein neues Fahrzeug der Verordnung nicht entspricht.

2.4.2 Emissionsgrenzwerte

	Limit values							
	CO (mg/kWh)	THC (mg/kWh)	NMHC (mg/kWh)	CH ₄ (mg/kWh)	NO _x ⁽¹⁾ (mg/kWh)	NH ₃ (ppm)	PM mass (mg/kWh)	PM ⁽²⁾ number (#/kWh)
WHSC (CI)	1500	130			400	10	10	8,0 x 10 ¹¹
WHTC (CI)	4000	160			460	10	10	6,0 x 10 ¹¹
WHTC (PI)	4000		160	500	460	10	10	⁽³⁾
Note: PI = Positive Ignition, CI = Compression Ignition (1) The admissible level of NO ₂ component in the NO _x limit value may be defined at a later stage (2) A new measurement procedure shall be introduced before 31 December 2012. (3) A particle number limit shall be introduced before 31 December 2012*								

Abbildung 7: Euro 6 Emissionsgrenzwerte nach Verordnung (EG) 595/2009 [8] [9]

Schadstofflimitierungen für Zyklusergebnisse aus WHSC und WHTC sind in der Verordnung (EG) Nr. 595/2009 aufgelistet. In einem Entwurf einer Verordnung der Europäischen Kommission welche die Umsetzung der Verordnung (EG) Nr. 595/2009 vorsieht, werden diese Grenzwerte ersetzt durch jene in Abbildung 7.

Abbildung 8 zeigt übersichtlich die Limitierung des Schadstoffausstoßes von Euro 4 bis Euro 6.

Gravierende Änderungen von Euro 5 auf Euro 6 sind:

- Die Test Prozeduren ESC & ETC werden durch WHSC & WHTC ersetzt.
- Senkung der NO_x Emissionen von 2 g/kWh auf 0.4 bzw. 0.46 g/kWh, was den Einsatz einer Abgasnachbehandlung zur NO_x Reduktion nahezu unmöglich macht.
- Senkung der Partikelmasse.
- Limitierung der Partikelanzahl.
- Einführung einer „Not-To-Exceed Area“.
- Dokumentation von Kraftstoffverbrauch und emittiertem CO₂.

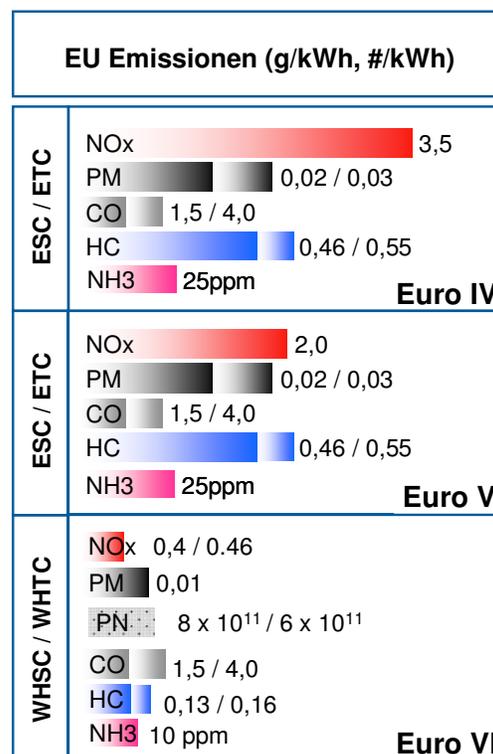


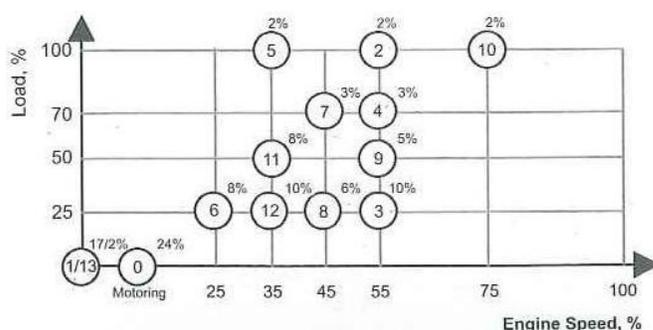
Abbildung 8: Emissionsgrenzwerte für Euro IV-VI

2.4.3 Relevante Testzyklen

2.4.3.1 WHSC

WHSC steht für World Harmonized Stationary test Cycle und ist ein stationärer Testzyklus, welcher aus 14 Betriebspunkten besteht. Mode 0, welcher den Schleppebetrieb repräsentiert, wird nicht gefahren, sondern nur einkalkuliert mit einem Wichtungsfaktor von 0.24, null Emissionen und null Leistung.

Neben den unterschiedlichen Betriebspunkten unterscheidet sich der WHSC zu früheren stationären Testzyklen insofern, als der Motor in jedem Mode unterschiedlich lang betrieben wird. Auch die 20 Sekunden langen Last-Drehzahl Änderungen zwischen den einzelnen Betriebspunkten müssen mitgemessen werden. Insofern handelt es sich um gar keinen rein stationären Zyklus, im früheren Sinn mehr.



Mode	Speed [%]	Load	WF ¹⁾	Mode length [s] Incl. 20 s ramp
0	Motoring	-	24%	-
1	0	0	17%/2	210
2	55	100	2%	50
3	55	25	10%	250
4	55	70	3%	75
5	35	100	2%	50
6	25	25	8%	200
7	45	70	3%	75
8	45	25	6%	150
9	55	50	5%	125
10	75	100	2%	50
11	35	50	8%	200
12	35	25	10%	250
13	0	0	17%/2	210
Sum			100%	1895

¹⁾ WF = Weighting Factor

Abbildung 9: WHSC Betriebspunkte [10]

2.4.3.2 WHTC

WHTC steht für World Harmonized Transient test Cycle, und ist eine, in Sekunden aufgelöste, Abfolge von Werten normierter Drehzahl und Last. Der Test dauert 1800 Sekunden.

Für die Berechnung der spezifischen Emissionen muss die Zyklusarbeit berechnet werden, indem die positive Momentanleistung über die Zykluszeit aufintegriert wird. Die online gemessenen Schadstoffkonzentrationen werden mithilfe des Abgasmassenstroms in einen Emissionsmassenstrom umgerechnet und ebenfalls zeitlich integriert. Hiermit kann wiederum ein spezifisches Zyklusergebnis für die einzelnen Abgaskomponenten sowie den Kraftstoffverbrauch in g/kWh errechnet werden.

Die Euro 6 Gesetzgebung wird zwei verschiedene Startprozeduren für den transienten Testzyklus vorsehen. Die WHTC Testprozedur kann in drei Phasen unterteilt werden:

1. kalt gestarteter WHTC: Der Motor darf nur gestartet werden falls Motoröl, Kühlwasser und Abgasmachbehandlungssystem eine Temperatur zwischen 20 und 30 °C aufweisen.
2. Verweilzeit: Zwischen den zwei Tests soll eine Zeit, von voraussichtlich zehn Minuten, verstreichen.
3. warm gestarteter WHTC: Es soll wiederum ein WHTC, mit den nach der Verweildauer verbliebenen Anfangsbedingungen, durchfahren werden.

Das schlussendliche Zyklusresultat soll eine Wichtung aus Einzelresultate der beiden Tests sein:

$$e = \frac{(0.14 \times m_{\text{cold}}) + (0.86 \times m_{\text{hot}})}{(0.14 \times W_{\text{act,cold}}) + (0.86 \times W_{\text{act,hot}})}$$

Formel 7: WHTC Wichtung: warm/kalt [11]

m....Massenemission der Komponente (g/Test)

W....Zyklusarbeit (kWh)

egewichtetes Zyklusergebnis aus warm und kalt (g/kWh)

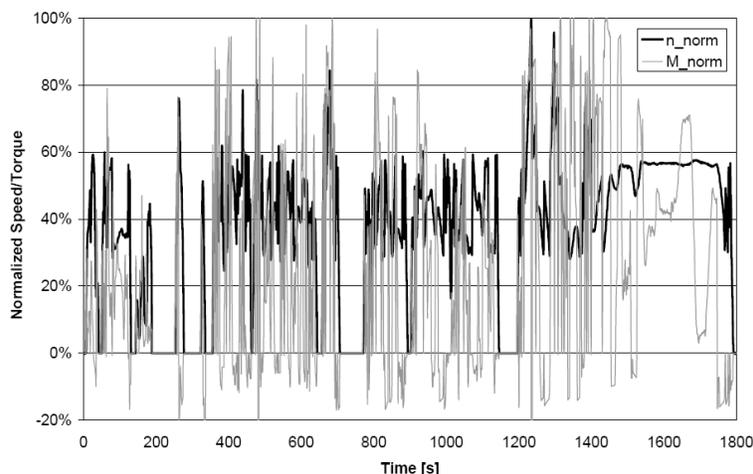


Abbildung 10: WHTC Test Zyklus über der Zeit [11]

2.4.3.3 Referenzdrehzahlen

Es müssen die Testdrehzahlen, welche als normierte Drehzahlen vorgegeben werden, abhängig von der Volllastkurve denormiert werden. Hierzu werden folgende Drehzahlen definiert: [11]

- n_{norm} Normalisierte, für jede Sekunde des WHTC vorgegebene Drehzahl.
- n_{ref} Gesuchte Testdrehzahl für einen bestimmten Motor.
- n_{lo} Niedrigste Drehzahl, bei der 55% der maximalen Leistung möglich ist
- n_{pref} Drehzahl, bei der das Integral des maximalen Drehmoments, 51% des Gesamtintegrals ist
- n_{hi} Höchste Drehzahl, bei der 70% der maximalen Leistung möglich ist
- n_{idle} Leerlaufdrehzahl
- n_{95h} Höchste Drehzahl, bei der 95% der maximalen Leistung möglich ist.

$$n_{\text{ref}} = n_{\text{norm}} \times (0.45 \times n_{\text{lo}} + 0.45 \times n_{\text{pref}} + 0.1 \times n_{\text{hi}} - n_{\text{idle}}) \times 2.0327 + n_{\text{idle}}$$

Formel 8: Denormierte Referenzdrehzahl für WHSC/WHTC [11]

Graphisch sind die Definitionen der einzelnen Drehzahlen in Abbildung 11 dargestellt.

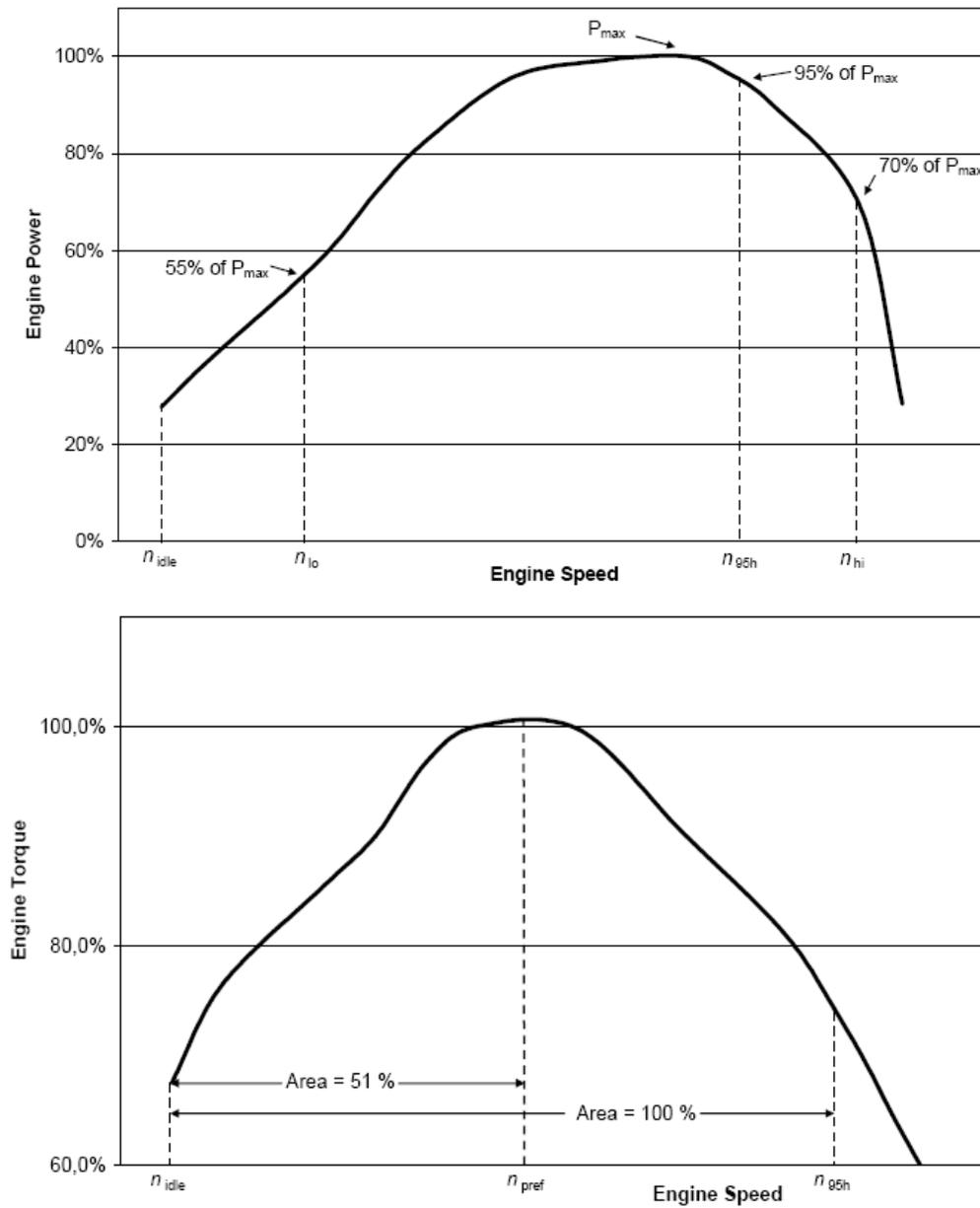


Abbildung 11: Definition der Test Drehzahlen [11]

2.4.3.4 Not-To-Exceed Area

Für Nutzfahrzeuge ist auch eine „Not-To-Exceed Area“ in Diskussion. Das heißt es wird ein bestimmter Kennfeldbereich abgegrenzt, in welchem man für den stationären Messbetrieb ein gewisses Maß an Emissionen nicht überschreiten darf.

Eine vorläufige Fassung der geplanten WNTe (World Harmonized Not-To-Exceed Area) ist in der ECE-Regelung R49 (Economic Commission for Europe) der United Nations beschrieben.

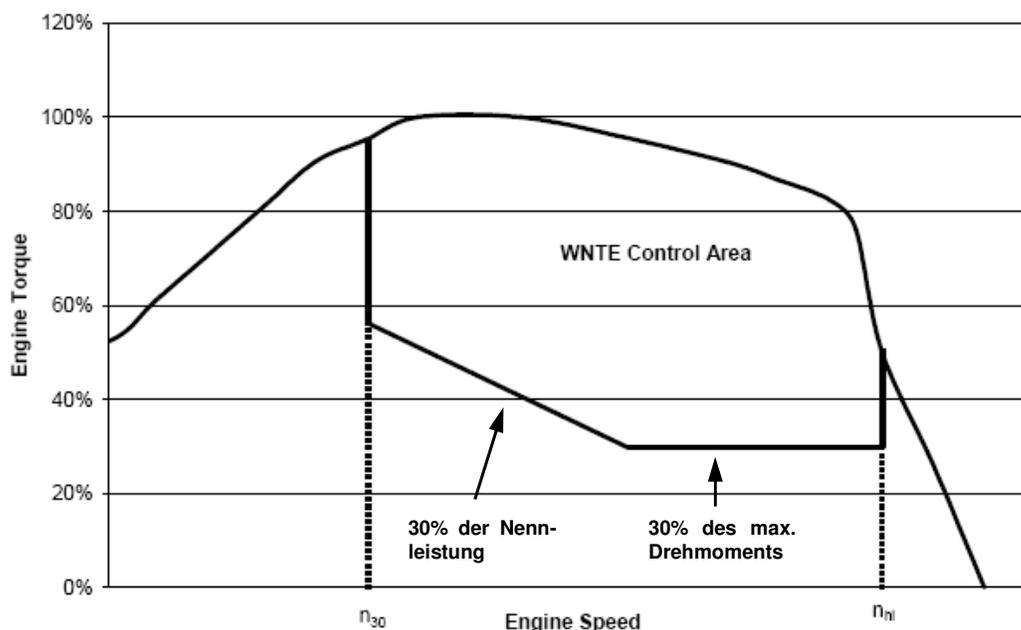


Abbildung 12: WNTe Bereich im Motorkennfeld [12]

Abbildung 12 zeigt den WNTe Bereich. Dieser ist eingegrenzt durch:

- Die Volllastkurve
- Zwei Drehzahlen (n_{30} und n_{hi})
- Ein Mindestdrehmoment von 30% des maximalen Drehmoments
- Eine Mindestleistung von 30% der Nennleistung

Die Einhaltung des WNTe Bereichs soll nach ECE-Regelung R49, Anhang 10, am Motorprüfstand überprüft werden. Abhängig von der Nenndrehzahl des Motors soll der WNTe Bereich in neun, bzw. zwölf Bereiche unterteilt werden. Nach einer dreiminütigen Vorkonditionierung im Mode 9 des WHSC sollen in jedem dieser Bereiche der Motor für zwei Minuten betrieben werden. In diesen zwei Minuten ist jeweils eine zwanzig Sekunden lange, lineare Last-Drehzahl Änderung miteinbezogen.

Für den Not-To-Exceed Bereich wurden eigene Emissionslimits festgelegt, welche sich aus der maximalen Zyklusemission des WHTC, plus einem Emissionsaufschlag für jede Schadstoffkomponente errechnen lassen. Die Berechnung erfolgt nach den Gleichungen, welche in Formel 9 bis Formel 13 dargestellt sind.

Emissionslimit für die WNTe: [12]

$$WNTe_Emission_Limit = WHTC_Emission_Limit + WNTe_Component \quad \text{Formel 9}$$

Aufschläge für die Emissionen im NTE Bereich: [12]

$$\text{NOx} \quad WNTe_Component = 0.25 * WHTC_Emission_Limit + 0.1 \quad \text{Formel 10}$$

$$\text{HC} \quad WNTe_Component = 0.15 * WHTC_Emission_Limit + 0.07 \quad \text{Formel 11}$$

$$\text{CO} \quad WNTe_Component = 0.20 * WHTC_Emission_Limit + 0.2 \quad \text{Formel 12}$$

$$\text{PM} \quad WNTe_Component = 0.25 * WHTC_Emission_Limit + 0.03 \quad \text{Formel 13}$$

Für eine NOx Zyklusemission von 0.46 g/kWh im WHTC ergibt das nach obigen Formeln eine maximal erlaubte Zyklusemission von rund **0.68 g/kWh NOx** im NTE Bereich:

$$WNTe_Component = 0.25 * 0.46 + 0.1 = 0.215 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$$

$$WNTe_Emission_Limit = 0.46 + 0.215 = \underline{\underline{0.675 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}}}$$

2.5 Das Motormodell

Das in dieser Arbeit angewandte Motormodell besteht aus drei Bereichen: dem virtuellen Motor, der virtuellen ECU sowie den virtuellen Sensoren und Aktoren. Jeder dieser Bereiche ist auf Basis von Matlab/Simulink Blöcken aufgebaut (siehe Abbildung 13). Der virtuelle Motor umfasst Verbrennung, Aufladung, EGR und die Abgasnachbehandlung. Gasführende Strukturen sind auf nulldimensionale Systeme reduziert, d.h. sie bestehen aus Volumina und Strömungswiderständen. [13]

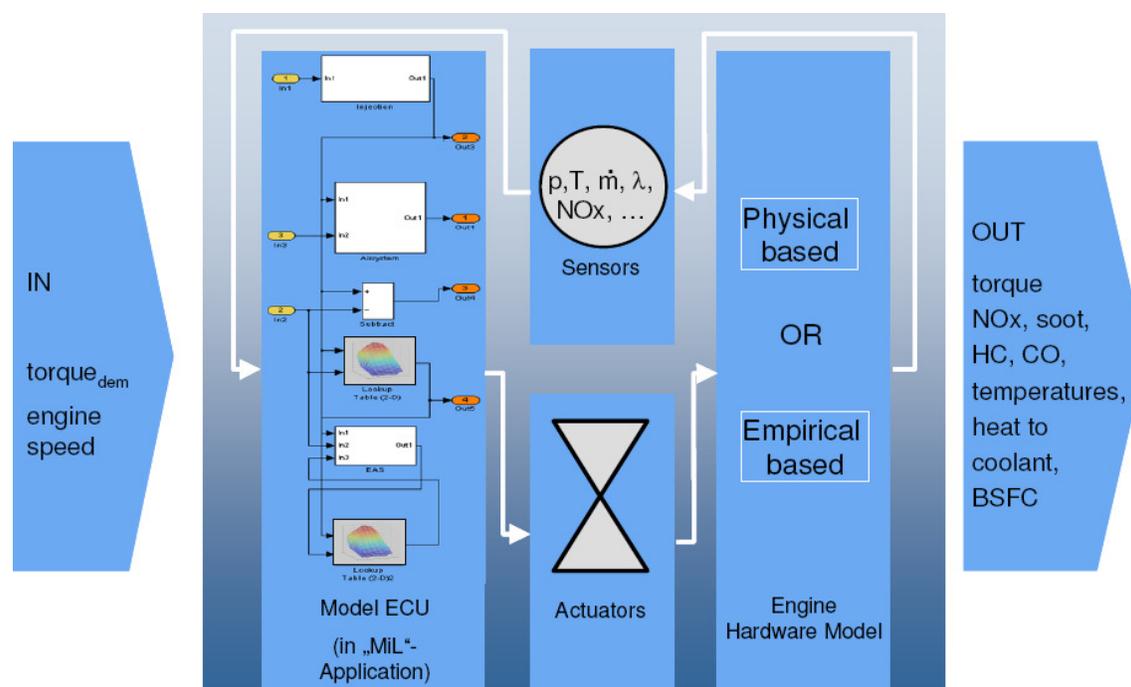


Abbildung 13: Gesamtmodell mit Ein- und Ausgangsgrößen [14]

Eingangsgrößen des Gesamtmodells sind Drehzahl und gewünschtes Drehmoment, mit den Randbedingungen Temperatur, Druck und Luftfeuchtigkeit der Ansaugluft sowie Kühlwassertemperatur. Mithilfe dieser Eingangsgrößen ist eine Simulation sowohl im stationären, als auch im transienten Motorbetrieb möglich. Die wichtigsten Ergebnisgrößen sind Motoremission, Kraftstoffverbrauch, Abwärme in das Kühlwasser sowie dynamisch erzielbares Drehmoment bei Simulation eines transienten Motorbetriebs. [13]

Eingangsgrößen in das Motormodell:

- Drehzahl
- Gewünschtes Drehmoment oder eingespritzte Kraftstoffmasse
- Druck, Temperatur und Luftfeuchtigkeit der Außenluft
- Kühlwassertemperatur

Die genannten Eingangsgrößen setzen einen Simulationsbetrieb mit einem Steuergeräte-Modell (virtueller ECU) voraus. Die virtuelle ECU gibt je nach Bedatung Werte für Einspritzzeitpunkt, Einspritzdruck und Aktuator Stellungspositionen in Abhängigkeit von Einspritzmenge und Motordrehzahl aus. Wie in Kapitel 2.5.2 noch beschrieben, sind auch Funktionen wie Momentenbegrenzung zur Emissionsreduktion (Rauchbegrenzung) oder Ladedruckrege-

lung mittels VTG implementiert.

Das Motormodell kann auch ohne Steuergeräte-Modell betrieben werden. In diesem Fall muss die Modelleingabe für jeden einzelnen Betriebspunkt um folgende Werte erweitert werden:

- Einspritzzeitpunkt
- Einspritzdruck (Raildruck)
- Stellerpositionen der Aktuatoren (VTG-, EGR Ventil- und Drosselklappenposition)

Ergebnisgrößen des Motormodells:

- Drehmomentenverlauf für den dynamischen Motorbetrieb
- Kraftstoffverbrauch
- Wärmeeintrag in das Kühlwasser
- 50% Umsatzpunkt der Verbrennung
- Zylinderspitzenndruck
- Zylinderdruck- und Temperatur bei Einspritzbeginn
- Abgastemperaturen
- Schadstoffemissionen (NOx Emissionen)

Haupteinflussgrößen für die Berechnung der NOx Emissionen, des im Kapitel 2.5.1 noch näher beschriebenen Zylindermodells, sind die Sauerstoffkonzentration im Zylinder, der 50% Umsatzpunkt der Verbrennung, die Ladungsmasse und Ladungstemperatur sowie die Motordrehzahl.

2.5.1 Das Zylindermodell

Die Verbrennung wird im Zylindermodell nicht kurbelwinkelaufgelöst, sondern als diskretes Ereignis behandelt, d.h. sie wird als statisches Mittelwertmodell durch thermodynamische Kenngrößen beschrieben. Weiters enthält der Modellansatz nicht rein physikalische, sondern auch empirische Ansätze. [15] Empirisch ermittelte Anteile ersetzen räumlich, oder zeitlich komplexe Phänomene durch Mittelwerte, zum Beispiel den Wärmeübergangskoeffizient im Brennraum [13]. Durch den Verzicht von kurbelwinkelaufgelösten Berechnungen, wird eine sehr hohe Rechengeschwindigkeit erreicht, wodurch Echtzeitfähigkeit ermöglicht wird. D.h. eine Simulation eines Lastkollektivs dauert weniger lang, oder allenfalls gleich lang, wie der gleiche Test am Prüfstand.

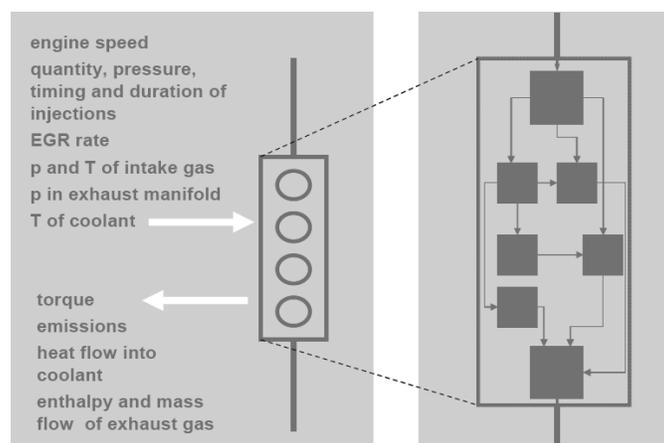


Abbildung 14: Modellnetzwerk des Zylinders mit Ein- und Ausgangsgrößen [13]

Das Zylindermodell beinhaltet drei verschiedene Arten von Parameter:

- Geometrische Parameter
- Verbrennungsspezifische Parameter
- Reibungsparameter

Geometrische Parameter müssen bekannt sein. Für Reibungsparameter und verbrennungsspezifische Parameter gibt es Standardwerte, mit welchen die Berechnung, auch ohne vorhergehende Abstimmung, gut möglich ist. Eine Feinabstimmung kann mithilfe gemessener, stationärer Prüfstandsdaten vorgenommen werden. Die Abstimmung von Zylinder- und Gesamtmodell wird in Kapitel 5.1: Abstimmung des Motormodells noch konkret beschrieben.

2.5.2 Die elektronische Motorsteuerung

Das Steuergeräte-Modell (ECU) beinhaltet die wichtigsten Steuer- und Regelfunktionalitäten einer realen ECU. Mit dessen Hilfe stellt das Motormodell eine Art virtuellen Prüfstand dar. D.h. neben der ECU Bedatung, müssen lediglich Drehzahl und Drehmoment mit den Randbedingungen Druck, Temperatur und Luftfeuchtigkeit der Außenluft und die Kühlwassertemperatur vorgegeben werden.

Beispiele für ECU Funktionen sind Momentenbegrenzung zur Emissionsreduktion (Rauchbegrenzung), Luftmassenregelung mittels Luftmassenmesser, Stellung von EGR Ventil und Drosselklappe oder Ladedruckregelung mittels VGT. [13]

2.5.3 Gasführende Strukturen

Wie bereits erwähnt, sind gasführende Strukturen physikalisch nulldimensional abgebildet, d.h. sie bestehen aus Volumen und Durchflusselemente. In nulldimensionalen Berechnungsmodellen gibt es keine räumliche Auflösung thermodynamischer Zustandsgrößen. Lediglich eine Zeitabhängigkeit wird berücksichtigt.

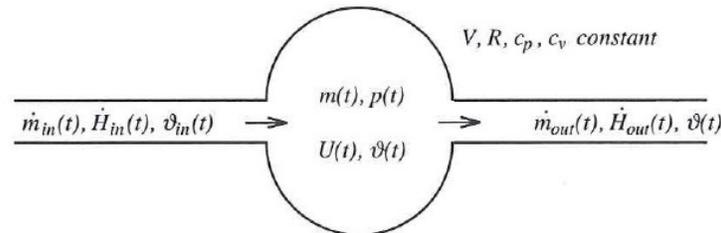


Abbildung 15: Eingänge, Ausgänge und Zustände eines Volumens [16]

Jedes Volumenelement hat ein fixes Volumen in dem überall die gleichen thermodynamischen Zustände (Druck und Temperatur) herrschen. Ein- und Ausgabegrößen sind Massenströme, Enthalpieströme sowie die im Volumen gespeicherte Masse und Innere Energie. Die Variablen sind Druck und Temperatur (siehe Abbildung 15). Unter Annahme der Massen- und Energieerhaltung sowie der Annahme dass die potentiellen und kinetischen Energien vernachlässigt werden können und ein adiabates System vorliegt, kann für ein Volumen Formel 14 und Formel 15 angeschrieben werden. [16]

$$\frac{d}{dt} m(t) = \dot{m}_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t) \quad \text{Formel 14}$$

$$\frac{d}{dt} U(t) = \dot{H}_{in}(t) - \dot{H}_{out}(t) \quad \text{Formel 15}$$

m Masse (kg)
 U Innere Energie (kJ)
 H Enthalpie (kJ)

Wird über das Volumen Wärme nach außen abgegeben, so muss dies nach Formel 16 berücksichtigt werden.

$$\frac{d}{dt} U(t) = \dot{H}_{in}(t) - \dot{H}_{out}(t) - \dot{Q}(t) \quad \text{Formel 16}$$

Q abgegebene Wärmemenge (kJ)

Unter der Annahme, dass es sich beim betrachteten Fluid um ein ideales Gas handelt, können folgende Formeln angeschrieben werden: [16]

$$p(t) \cdot V = m(t) \cdot R \cdot \vartheta(t) \quad \text{Formel 17}$$

$$U(t) = c_v \cdot \vartheta(t) \cdot m(t) \quad \text{Formel 18}$$

$$\dot{H}_{in}(t) = c_p \cdot \vartheta_{in}(t) \cdot \dot{m}_{in}(t) \quad \text{Formel 19}$$

$$\dot{H}_{out}(t) = c_p \cdot \vartheta_{out}(t) \cdot \dot{m}_{out}(t) \quad \text{Formel 20}$$

- p Druck (kPa)
- V Volumen (m³)
- R ideale Gaskonstante (kJ/kgK)
- ϑ Temperatur (K)
- c_p spezifische Wärmekapazität bei konst. Druck (kJ/kgK)
- c_v spezifische Wärmekapazität bei konst. Volumen (kJ/kgK)

Werden Formel 17 bis Formel 20 in Formel 14 und Formel 15 eingesetzt, so können Druck und Temperatur im Volumen errechnet werden.

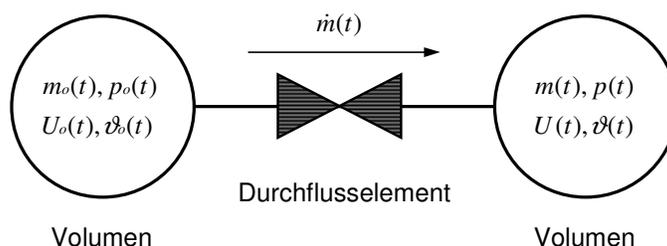


Abbildung 16: Massenstrom zwischen zwei Volumina

Der Massenstrom, welcher zwischen zwei Volumina auftritt, wird bestimmt durch dem dazwischen befindlichen Durchflusselement sowie den Drücken in den Volumina (siehe Abbildung 16). Ist das betrachtete Fluid inkompressibel, so kann die folgende Gleichung zur Berechnung des Massenstroms herangezogen werden: [16]

$$\dot{m}(t) = c_d \cdot A(t) \cdot \sqrt{2\rho} \cdot \sqrt{p_0(t) - p(t)} \quad \text{Formel 21}$$

Handelt es sich beim betrachteten Fluid um ein kompressibles, was in der Regel der Fall ist, wird die folgende Formel unter Ausnutzung der Durchflussgleichung für die Berechnung des Massenstroms verwendet: [16]

$$\dot{m}(t) = c_d \cdot A(t) \cdot \frac{p_0(t)}{\sqrt{R \cdot \vartheta_0(t)}} \cdot \psi\left(\frac{p(t)}{p_0(t)}\right) \quad \text{Formel 22}$$

$$\psi\left(\frac{p(t)}{p_0(t)}\right) = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad \text{Formel 23}$$

- A Durchflussfläche des Durchflusselements (m²)
- c_d Durchfluss Koeffizient des Durchflusselements (-)
- ρ Dichte (kg/m³)

ψ Durchflussfunktion (-)

2.5.4 Luftpfad und Abgasnachbehandlung

Wie zuvor erwähnt sind alle gasführenden Strukturen nulldimensional abgebildet. Der Abgasstrang kann auch katalytische Komponenten beinhalten, die viele Phänomene abbilden: [13]

Oxidationskatalysator:

- Erwärmung und Wärmeverlust
- Kinetik für HC und CO Oxidation
- NO-NO₂ Umwandlung
- HC-Speicherung und Desorption

SCR Katalysator:

- Erwärmung und Wärmeverlust
- NO_x Reduktion als Funktion von Temperatur und Raumgeschwindigkeit

In dem für diese Arbeit verwendeten Modell sind keinerlei katalytische Komponenten implementiert. Das am realen Versuchsträger angebrachte Abgasnachbehandlungssystem ist lediglich in Form von Volumina und Strömungswiderständen im Motormodell vorhanden.

Um dynamische Temperaturspuren im Abgassystem mit jenen von Prüfstandsmessdaten vergleichen zu können, ist für die Temperatursensoren eine Sensorcharakteristik mitabgebildet. Berücksichtigt werden das Aufheizen sowie das Abkühlen des Sensors vom strömenden Medium über Konvektion. Auch der Wärmefluss im Sensor wird berücksichtigt.

2.6 Parametrierung und Kalibrierung

Die Parametrierung des Motormodells kann in der Konzeptphase ohne Messdaten, durch Verwendung von Standardparameter, erfolgen. Zu diesem Zeitpunkt müssen Motoreigenschaften wie geometrische Eigenschaften (Hub, Bohrung, Rohrlängen,...), Eigenschaften der Injektoren, Kennfelder von Turbine und Kompressor, Masse und Material der Katalysatoren und vieles mehr bekannt sein. Wenn erste Prüfstandsmessungen verfügbar sind, kann das Modell dann weiter abgestimmt werden. Somit wird die Qualität des Motormodells weiter erhöht. [13]

Die Abstimmung von Zylinder- und Gesamtmodell wird in Kapitel 5.1: Abstimmung des Motormodells noch konkret beschrieben.

3 Der Versuchsträger

Beim gewählten Versuchsträger handelt es sich um einen Sechszylinder Dieselmotor mit 10.5 Liter Hubraum, welcher als Antrieb eines schweren Nutzfahrzeuges dient. Motorseitig wurde als Euro 6 Konzept, eine einstufige Aufladung mittels VTG Abgasturbolader sowie eine gekühlte Hochdruck Abgasrückführung gewählt. Seitens Abgasnachbehandlung werden ein Oxidationskatalysator (DOC) in Verbindung mit einem Dieselpartikelfilter (DPF) sowie ein SCR Systems eingesetzt.

Abbildung 17 zeigt schematisch den Aufbau des Versuchsträgers. Unter anderem wird der Bereich gekennzeichnet, welcher vom eingesetzten Motormodell abgebildet wird.

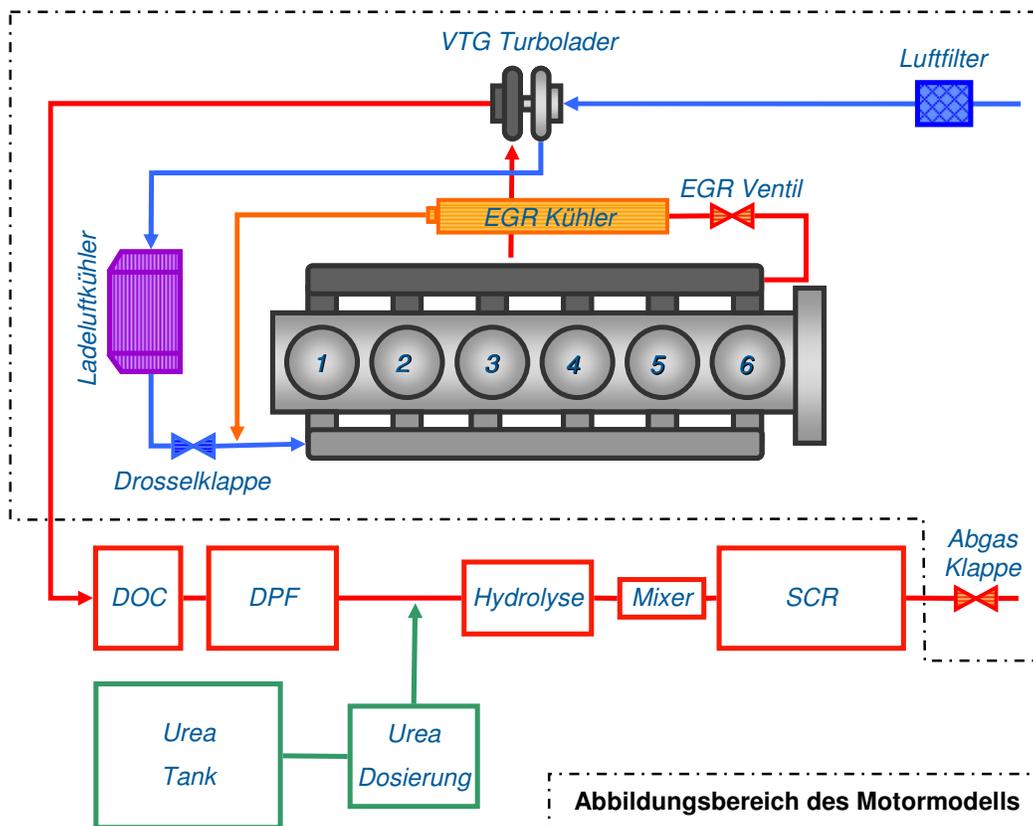


Abbildung 17: Prüfstands Aufbau des Motors mit Abbildungsbereich des Motormodells

Im Folgenden werden einige charakteristische Daten von Motor und Motorhardware gezeigt:

Motor:

- Bauart: Sechszylinder Reihenmotor
- Hubraum: 10.5l
- Hubraum je Zylinder: 1.75l

Leistungsdaten:

- Nennleistung: 300kW bei 1900rpm
- Max. Drehmoment: 1900Nm bei 1000-1400rpm
- Max. eff. Mitteldruck: 22.7bar bei 1000-1400rpm
- Max. Spitzendruck: 195bar

Aufladung:

- Abgasturbolader mit variabler Turbinen Geometrie
- Ladeluftkühlung

Abgasrückführung:

- Hochdruck EGR
- EGR Kühler

Kraftstoffsystem:

- 1800 bar Common-Rail Einspritzsystem

Abgasnachbehandlung:

- Dieseloxidationskatalysator
- Dieselpartikelfilter
- SCR System

4 Voruntersuchungen am Versuchsträger

Für eine sinnvolle Entwicklung von Temperaturmanagementmaßnahmen ist eine detaillierte Betrachtung relevanter Last-Drehzahlprofile des Versuchsträgers notwendig. Da Maßnahmen, welche die Abgastemperatur erhöhen, in der Regel auch negative Auswirkungen, wie eine Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs, mit sich ziehen, möchte man diese nur anwenden falls dies unbedingt notwendig ist.

Für diesen Zweck wurden ein ETC, ein WHTC sowie ein im Fahrzeug aufgezeichneter Fahrzyklus näher betrachtet: ETC und WHTC werden durch eine in Sekunden aufgelöste Abfolge von Werten normierter Drehzahl und Last definiert. Die Tests dauern 1800 Sekunden. Über die Vollastkurve wurden für die 1800 Punkte die normierten Drehzahl- und Drehmomentwerte in Sollwerte umgerechnet.

Anschließend folgte eine Rasterung des Kennfelds. Mittels eines einfachen Excel Visual Basic Programms wurde eine zeitliche Häufigkeit über den Raster errechnet. Mittels dem AVL Datenauswertungsprogramm Concerto wurden daraus Muscheldiagramme erstellt.

4.1 WHTC

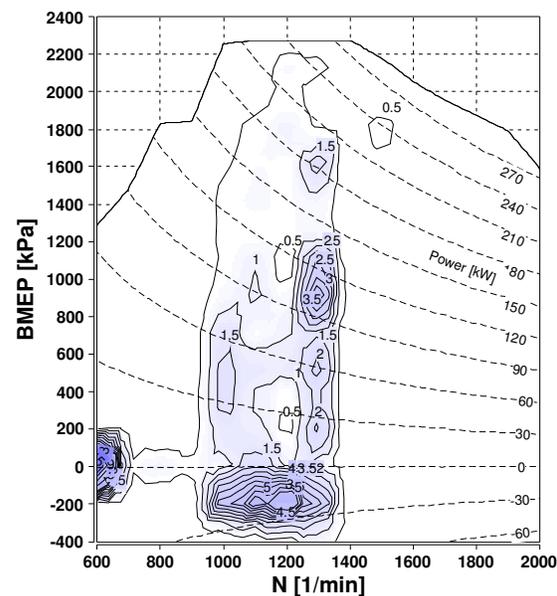


Abbildung 18: Zeitliche Häufigkeitsverteilung des WHTC in %/Zyklus

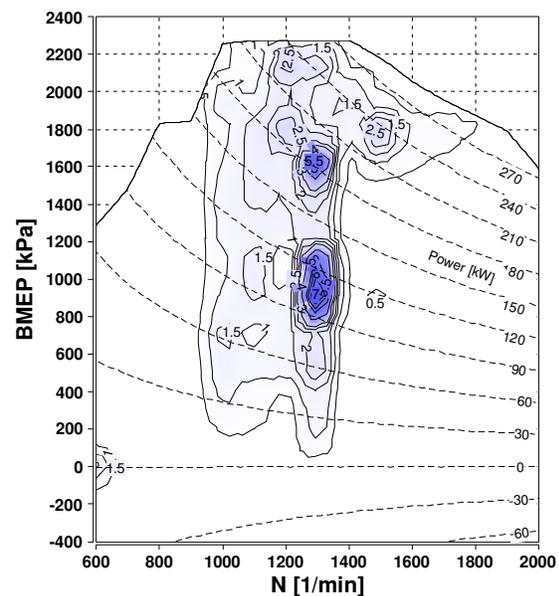


Abbildung 19: Verbrauchsverteilung des WHTC in %/Zyklus

Wie Abbildung 18 zeigt, ist der WHTC durch lange Schlepp- und Leerlaufphasen geprägt. Weiters wird der hier betrachtete Motor häufig bei einer Drehzahl von 1300rpm, im mittleren und unteren Lastbereich, betrieben. Dies ist ebenfalls ein stark gewichteter Kennfeldbereich im stationären Testzyklus WHSC.

Die alleinige Betrachtung der zeitlichen Häufigkeitsverteilung im Kennfeld hat jedoch nur bedingt Aussagekraft. Um den Kennfeldbereich kenntlich zu machen, welcher bezüglich Zyklusverbrauch hohe Relevanz zeigt und somit von temperaturerhöhenden Maßnahmen verschont bleiben sollte aufzuzeigen, wurde das Produkt aus zeitlicher Häufigkeit und Kraftstoffverbrauch (in g/h) für das gesamte Kennfeld gebildet und prozentuell normiert. Das Ergebnis daraus ist in Abbildung 19 zu sehen. Man sieht beispielsweise, dass der zeitlich so hoch gewichtete Leerlauf, aufgrund des geringen Kraftstoffmassenstroms in diesem Bereich des Kennfelds, sehr an Bedeutung verliert.

4.2 Reale Fahrzyklen

Als Vergleichszyklus für den realen Betrieb eines schweren Nutzfahrzeuges wurde der folgende Fahrzyklus gewählt. Er wurde während des Fahrbetriebes eines 40t schweren Nutzfahrzeuges auf primär hügeliger Autobahn im Zuge eines EU 6 Fahrversuches aufgezeichnet. Wie in Abbildung 20 zu sehen ist, beschränkt sich sein Aufenthalt fast ausschließlich auf einen Drehzahlbereich von 1300rpm, was bei einem schweren Nutzfahrzeug einer Fahrgeschwindigkeit von etwa 90km/h entspricht.

Abbildung 21 zeigt wiederum den Kraftstoffverbrauch in %/Zyklus. Man erkennt, dass primär der Halb- und Volllastbereich hohe Bedeutung für den realen Kraftstoffverbrauch hat.

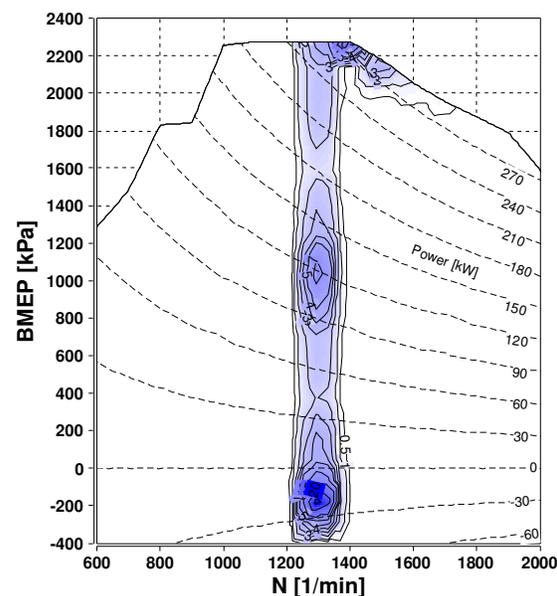


Abbildung 20: Zeitliche Häufigkeitsverteilung eines realen Fahrzyklus in %/Zyklus

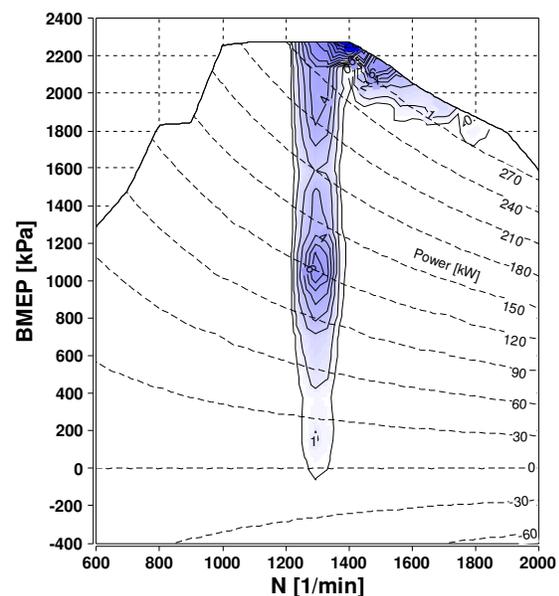


Abbildung 21: Verbrauchsverteilung eines realen Fahrzyklus in %/Zyklus

Dieser Fahrzyklus soll später dazu dienen, eine Aussage über den Kraftstoffverbrauch für verschiedene motorische Maßnahmen im Autobahnbetrieb zu liefern.

4.3 ETC

Abbildung 22 und Abbildung 23 zeigen eine Häufigkeitsverteilung und ein Verbrauchskennfeld von, für den für Euro 5 relevanten, transienten Zyklus ETC. Dieser besteht aus einem Stadt-, einem Überland- und einem Autobahnteil.

Verglichen mit WHTC und realem Zyklus wird dieser transiente Testzyklus bei wesentlich höherer Drehzahl betrieben. (hohe Wichtung auf 1500rpm, dies entspricht der B-Drehzahl des ESC).

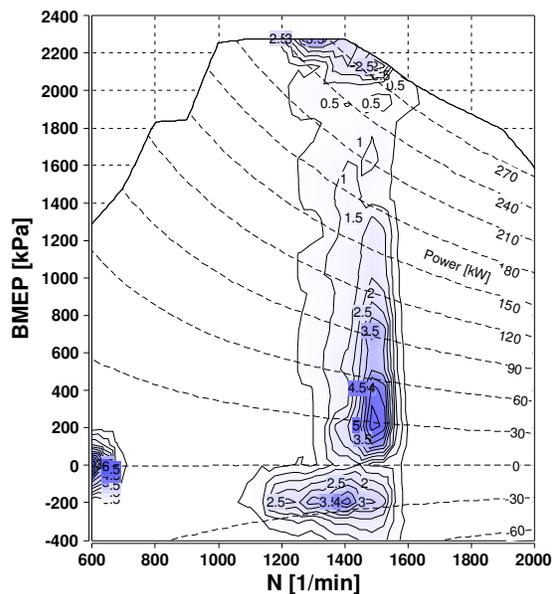


Abbildung 22: Zeitliche Häufigkeitsverteilung des ETC in %

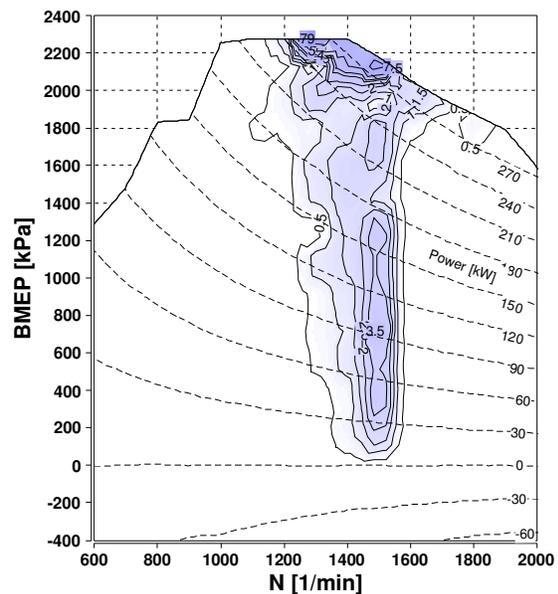


Abbildung 23: Verbrauchsverteilung des ETC in %/Zyklus

Aufgrund des starken Unterschieds im Last- und Drehzahlbereich, verglichen mit dem WHTC, müssen Temperaturmanagementmaßnahmen aus der Vergangenheit neu erarbeitet werden werden.

4.4 Vergleich von WHTC mit realem Fahrbetrieb

Wie bereits angemerkt stimmt jener Teil des WHTC, welcher einem Überland- und Autobahnteil gleicht, äußerst gut mit dem zuvor schon gezeigten realen Fahrzyklus überein.

Um Kennfeldbereiche kenntlich zu machen, welche Einfluss auf die Zyklusergebnisse im WHSC und WHTC haben, gleichzeitig aber wenig Kraftstoffverbrauchseinfluss auf den realen Fahrbetrieb haben, wurden in Abbildung 24 und Abbildung 25 die Aufenthaltshäufigkeit von WHTC und WHSC (orange eingezeichnet) mit dem Zyklusverbrauchskennfeld des realen Fahrzyklus (blau eingezeichnet) verglichen.

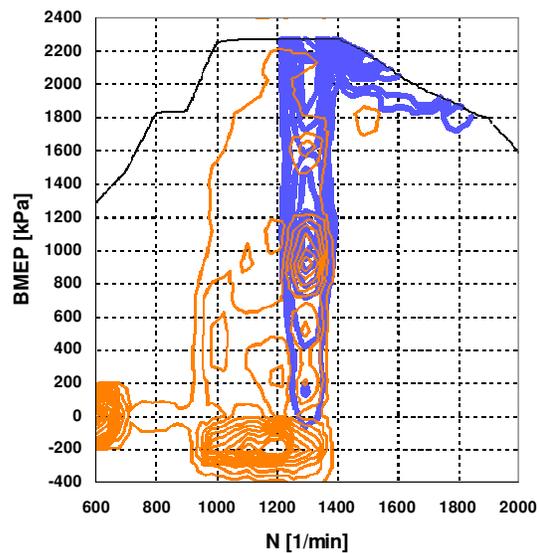


Abbildung 24: Häufigkeit des WHTC (orange), Verbrauchskennfeld eines realen Fahrzyklus (blau)

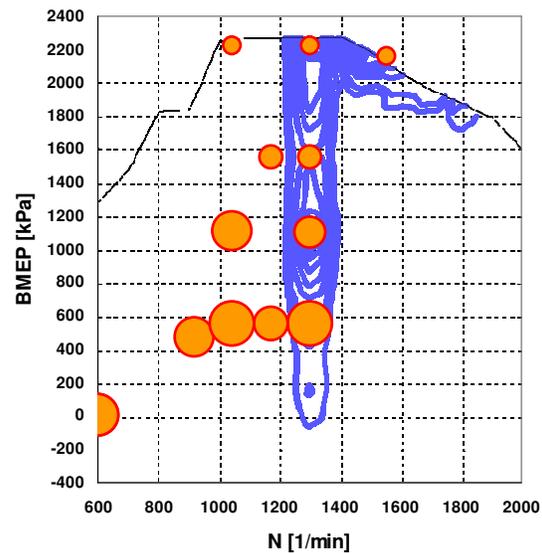


Abbildung 25: Stationärpunkte des WHSC (orange), Verbrauchskennfeld eines realen Fahrzyklus (blau)

Wie zu erwarten erkennt man, dass Temperaturmanagement im Leerlauf, im Schleppbetrieb sowie bei niedriger Drehzahl forciert werden sollte. In diesen Bereichen des Kennfelds ist scheinbar kaum mit Auswirkungen auf den Autobahnbetrieb zu rechnen.

4.5 Temperaturverhalten im WHTC

Abbildung 26 zeigt den zeitlichen Verlauf des Mitteldrucks und der Drehzahl für den transienten Testzyklus WHTC. Orange und Blau eingezeichnet sind die Abgastemperaturen nach Turbine, für einen kalt und einen warm gestarteten WHTC.

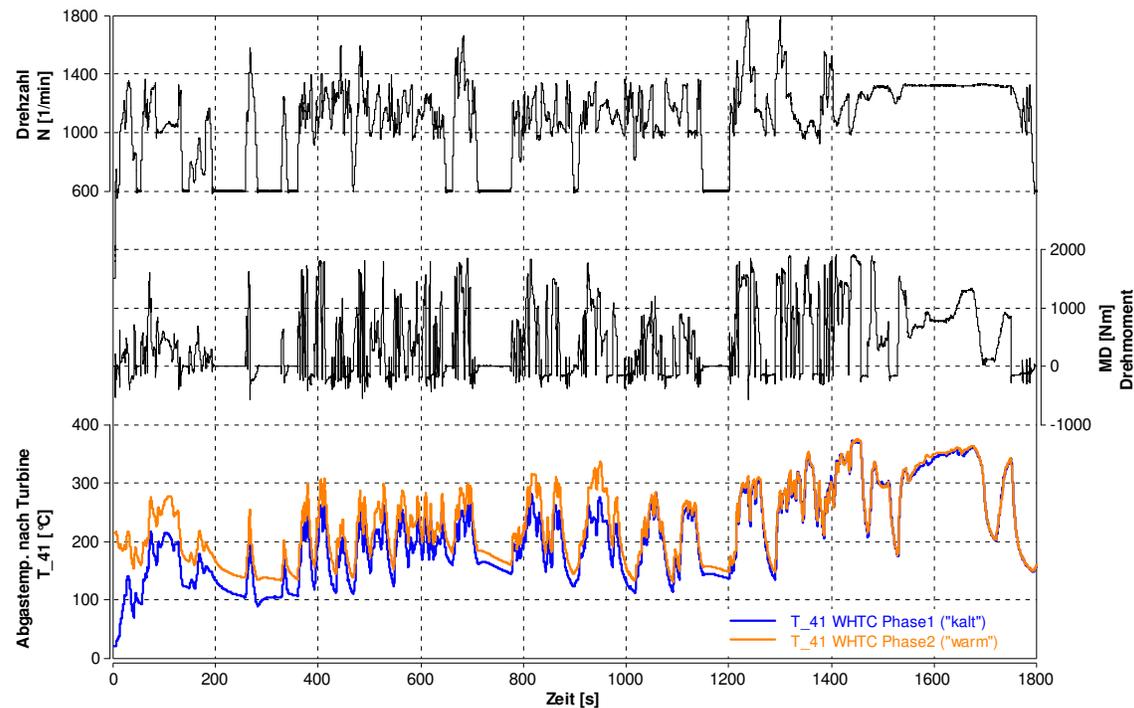


Abbildung 26: Temperaturspur nach Turbine, Mitteldruck und Drehzahl für WHTC

Die Temperaturspur des Abgases ist gekennzeichnet durch vier lange Phasen niedriger Temperatur, welche aus Leerlaufphasen resultieren. Drei der genannten Phasen sind von zuvor auftretendem Schleppbetrieb begleitet. Dadurch wird Frischluft durch den Motor und durch die gesamte Abgasanlage gefördert, was ein zusätzliches Auskühlen von Motor und Abgasstrang bewirkt. Dies ist aus Sicht der Abgasnachbehandlung unerwünscht.

Vor allem wenn der Testzyklus mit kaltem Motor gestartet wird hat dies zur Folge, dass sich die Abgasanlage, vor allem im ersten Viertel des Zyklus, nur sehr unbefriedigend rasch erwärmt.

Da in dem verwendeten Motormodell keinerlei katalytische Komponenten implementiert sind, werden solche Temperaturspuren später zur Bewertung von Temperaturmanagementmaßnahmen dienen. Auch Temperatur-Häufigkeitsverteilungen, wie Abbildung 27, können die Bewertung erleichtern.

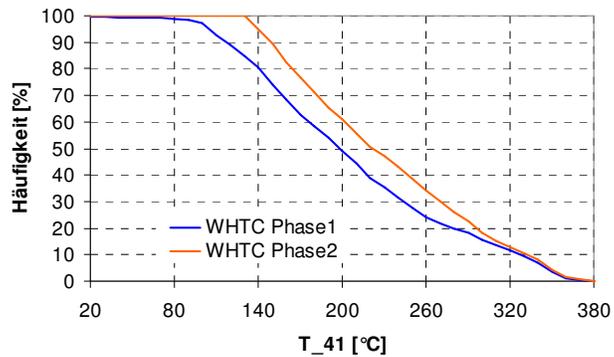


Abbildung 27: Häufigkeitsverteilung von Abgastemperatur nach Turbine für WHTC

Abbildung 27 zeigt Häufigkeitsverteilungen der Abgastemperatur nach Turbine, für einen am Prüfstand gemessenen WHTC.

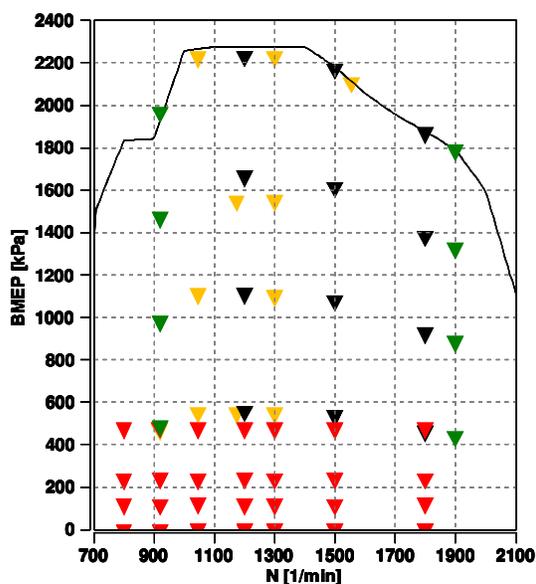
Die Art der hier gezeigten Häufigkeitsverteilungen werden im Zuge dieser Arbeit noch öfter erscheinen und sind folgendermaßen zu lesen: Betrachtet man die Abszisse der Abbildung 27 bei 200°C, so sieht man an der Ordinate, dass in der Phase 1 etwa 50%, in der Phase 2 etwa 60% aller Punkte eine höhere Abgastemperatur als 200°C haben.

5 Validierung Motormodell im Stationärbetrieb

5.1 Abstimmung des Motormodells

Die Abstimmung des Motormodells teilte sich im Wesentlichen in zwei Schritte auf: Abstimmung des Zylindermodells und Abstimmung des Gesamtmodells.

Die Abstimmung des Motormodells erfolgte anhand stationärer Messpunkte. Üblicherweise wird hierfür ein fein gerastertes Kennfeld herangezogen. Da in diesem Fall ein solches nicht vorhanden war, wurden folgende stationäre Messpunkte genutzt:



ESC

WHSC

Niedriglastpunkte 0-200Nm

Lastschnitte bei 920 und 1900rpm

Die hier gezeigten Stationärpunkte waren für zwei verschiedene Datensätze (Unterschiede in Einspritzzeitpunkt und EGR Rate) vorhanden.

Es sei bemerkt, dass es sich beim WHSC um stationäre Messpunkte mit korrekter Drehzahl und korrektem Drehmoment, ohne Berücksichtigung der Rampen, handelte.

Abbildung 28: Stationärpunkte für Modellabstimmung

5.1.1 Abstimmung des Zylindermodells

Das Zylindermodell kann unabhängig vom Gesamtmodell abgestimmt werden. Es gibt drei verschiedene Arten von Parameter:

- Geometrische Parameter
- Verbrennungsspezifische Parameter
- Reibungsparameter

Geometrische Parameter müssen bekannt sein. Für Reibungsparameter und verbrennungsspezifische Parameter gibt es Standardwerte, mit welchen die Berechnung, auch ohne vorhergehende Abstimmung, gut möglich ist.

In diesem Fall konnte eine Feinabstimmung mithilfe gemessener, stationärer Prüfstandsdaten vorgenommen werden. Hierzu wurden die thermodynamischen Bedingungen am Zylindereinlass sowie am Zylinderauslass vorgegeben. Weitere Inputs sind Drehzahl, Kraftstoff-

menge sowie Einspritzbeginn. Somit kann das Zylindermodell, unabhängig vom Gesamtmodell des Versuchsträgers, eigens abgestimmt werden.

Mittels Streudiagrammen wurden dann Messungs- Rechnungsvergleiche durchgeführt. (Vergleich der Übereinstimmung von Größen wie Mitteldruck, Emissionen, Verbrennungsschwerpunkt, usw.).

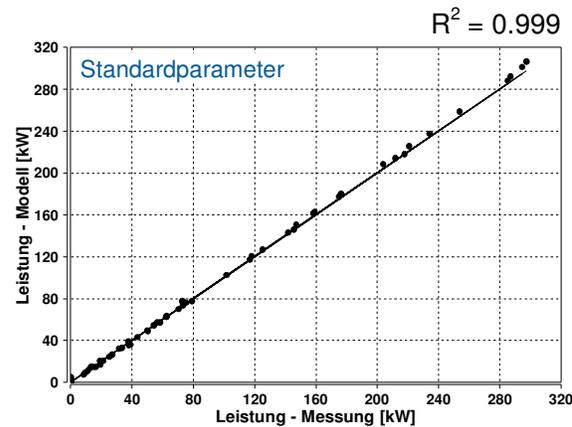


Abbildung 29: Streudiagramm der Leistung - Standardparameter

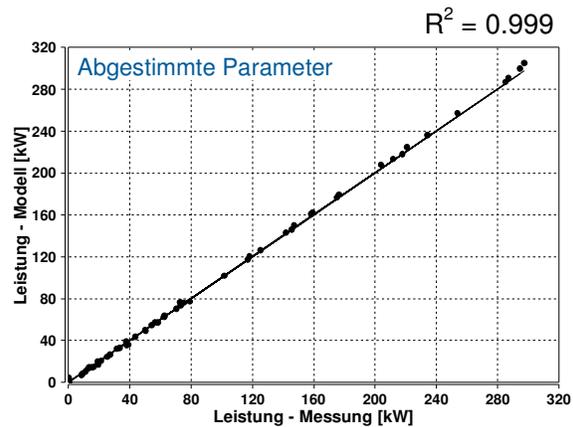


Abbildung 30: Streudiagramm der Leistung - abgestimmte Parameter

Durch iterative Anpassung der Parameter und gleichzeitiger Kontrolle der Streudiagramme, erfolgte eine Optimierung der Rechenparameter. Abbildung 29 und Abbildung 30 zeigen solche Streudiagramme. Hier ist zu sehen, dass in diesem Fall die empfohlenen Standardparameter des Modells sehr gut für den Versuchsträger übereinstimmen.

Abbildung 33 und Abbildung 34 zeigen Streudiagramme für Abgastemperaturen vor Turbine, vor und nach Abstimmung der Zylinderparameter. Man erkennt die Wichtigkeit einer korrekten Abstimmung, um gute Übereinstimmungen von Messung und Rechnung, über den gesamten Kennfeldbereich, zu erhalten.

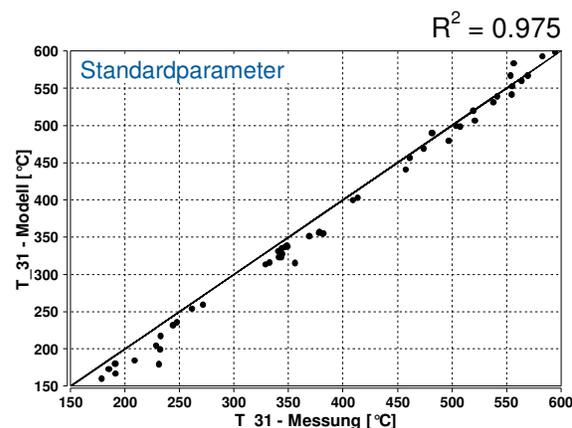


Abbildung 31: Streudiagramm der Abgastemperatur vor Turbine – Standardparameter

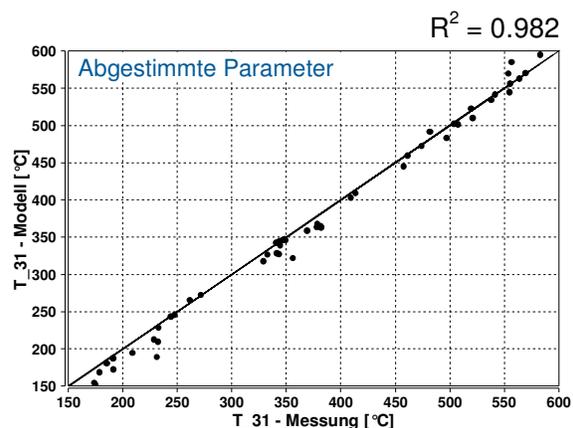


Abbildung 32: Streudiagramm der Abgastemperatur vor Turbine - abgestimmte Parameter

5.1.2 Abstimmung des Gesamtmodells

Das Zylindermodell, welches in einem Gesamtmodell des Versuchsträgers integriert ist, wurde mit den abgestimmten Zylinderparameter bedatet.

Es wurde ein weitgehend vorgefertigtes Gesamtmodell übernommen. Dennoch mussten noch verschiedene Parameteranpassungen, teilweise mithilfe von Prüfstandsergebnissen, vorgenommen werden:

- Geometrie von Bauteilen: Durchmesser, Längen, Volumina
- Einbau Turboladerkennfelder
- Abstimmung der Druckverluste
- Abstimmung der Kühlerwirkungsgrade

Eine weitere Abstimmungsaufgabe war das Einstellen der Reglergeschwindigkeiten von EGR-Ventil, VTG-Steller und Drosselklappen-Steller.

5.2 Validierung - Kennfeld

Im Folgenden wird die korrekte Modellabstimmung mittels Muscheldiagrammen dargelegt. Diese zeigen eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung über den gesamten Kennfeldbereich.

Für die Simulation eines jeden Motorbetriebspunktes mussten im Wesentlichen folgende Eingaben getätigt werden:

- Drehzahl und Kraftstoffmenge
- Raildruck
- Einspritzzeitpunkt
- Umgebungszustände (Temperatur, Druck, Luftfeuchte)
- Stellungspositionen der verschiedenen Aktuatoren

In diesem Fall wurden auch Sollwerte für Lambda sowie Ladedruck vorgegeben. Der Ladedruck diente als Regelgröße für die VTG Stellung, der Luftüberschuss der Verbrennung als Regelgröße für die Stellung des EGR-Ventils. Somit wurde das Lambda durch die Höhe der EGR Rate geregelt.

Abbildung 33 und Abbildung 34 zeigen Muscheldiagramme der spezifischen Stickoxid Rohemissionen über Drehzahl und Mitteldruck, für Messung und Simulation. Hier ist zu sehen, dass die Simulation äußerst gut mit der Messung korreliert.

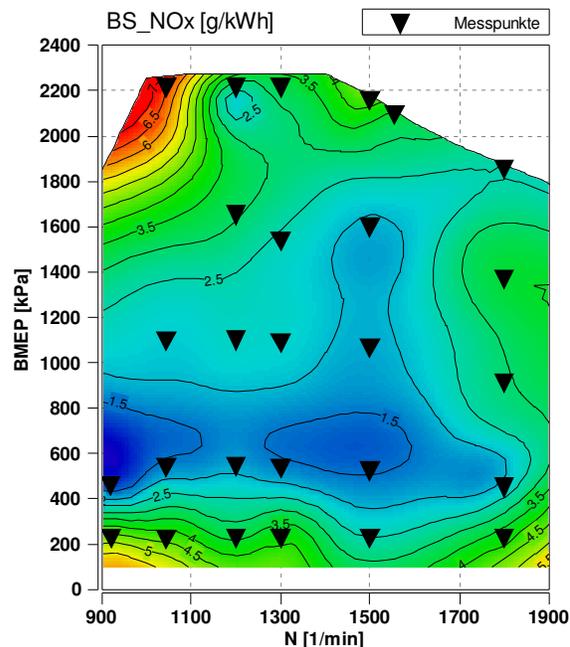


Abbildung 33: NOx Kennfeld - Prüfstandsdaten

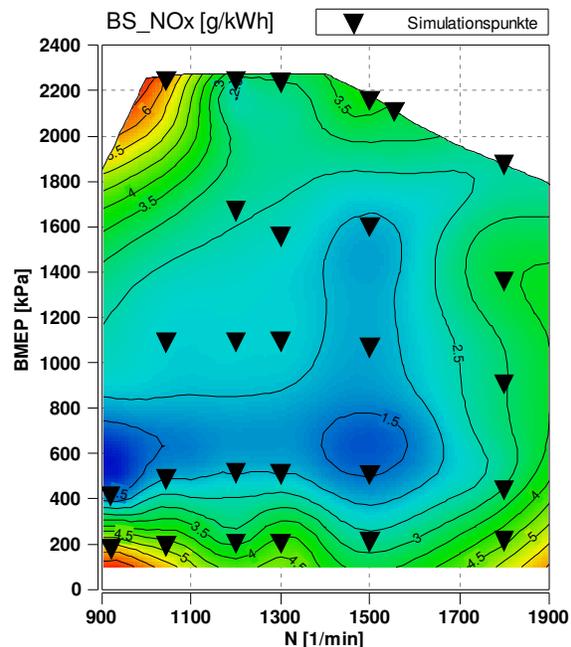


Abbildung 34: NOx Kennfeld - Simulation

Abbildung 35 und Abbildung 36 zeigen Muscheldiagramme der Abgastemperaturen nach Turbine über Drehzahl und Mitteldruck, für Messung und Simulation. Es ist zu erkennen, dass in einem Lastbereich, von größer drei bar Mitteldruck, eine Toleranz von etwa zehn Grad Celsius durchaus eingehalten werden kann. Im Bereich sehr niedriger Last kann die Abweichung 20 Grad Celsius betragen, wobei hier die Stabilisierungszeit der stationären Messpunkte maßgeblich das Ergebnis beeinflusst. Die genaue Stabilisierungs- und Messdauer der Messdaten war jedoch nicht genau bekannt.

Beim spezifischen Kraftstoffverbrauch, dargestellt in Abbildung 37 und Abbildung 38, nimmt die Ungenauigkeit mit sinkendem Mitteldruck, und ganz besonders mit sinkender Drehzahl, stark zu. Grund dafür ist das Reibungsmodell, welches so abgestimmt wurde, dass im Mittel eine gute Übereinstimmung des Reibmitteldrucks über einen weiten Bereich des Kennfelds gegeben ist. Lediglich bei niedriger Last und Drehzahl unterstellt das Motormodell eine höhere Reibung als die Messwerte des realen Motors zeigen. Eine Korrektur dieses Phänomens ist im vorhandenen Motormodell nicht vorgesehen.

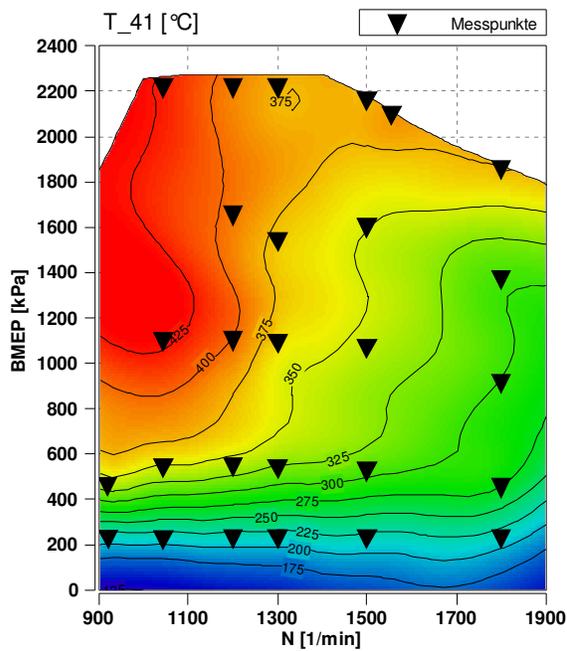


Abbildung 35: Kennfeld der Abgastemperatur nach Turbine - Prüfstandsdaten

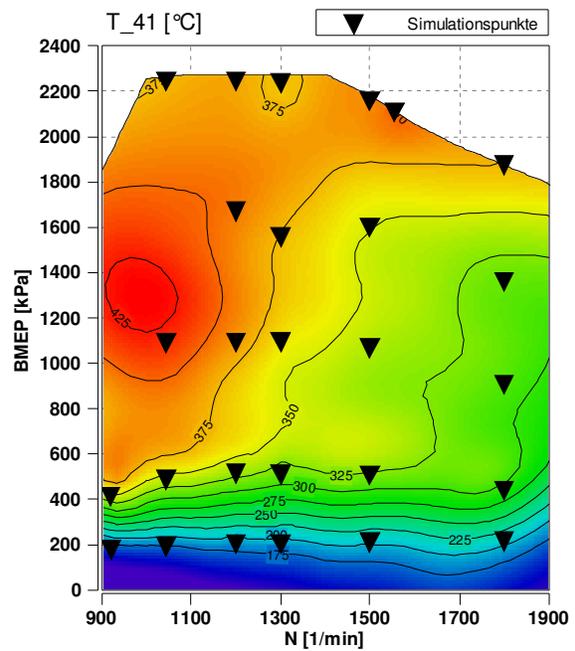


Abbildung 36: Kennfeld der Abgastemperatur nach Turbine - Simulation

Abbildung 37 und Abbildung 38 zeigen Muscheldiagramme des spezifischen Kraftstoffverbrauchs über Drehzahl und Mitteldruck, für Messung und Simulation.

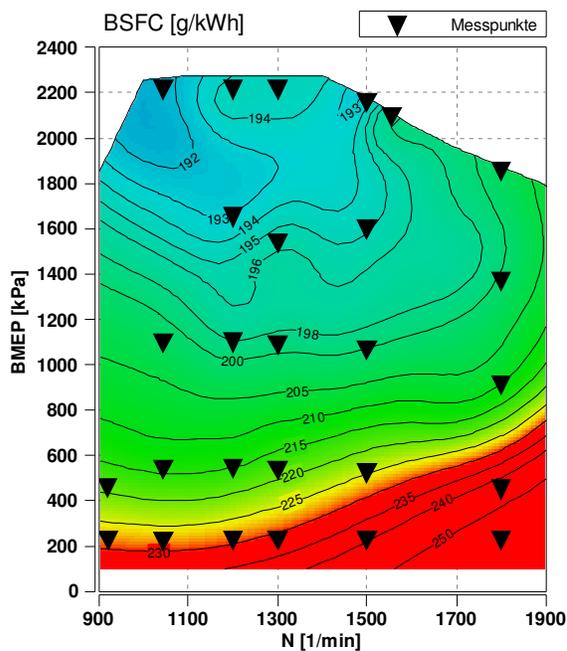


Abbildung 37: Kennfeld des spezifischen Kraftstoffverbrauchs - Prüfstandsdaten

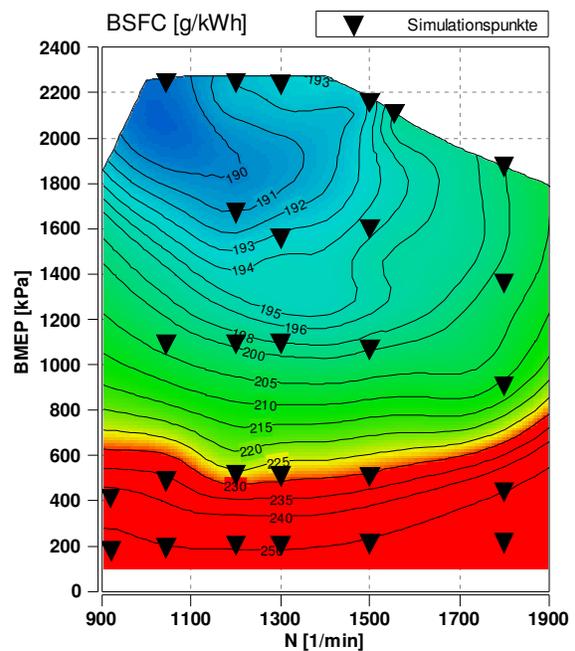


Abbildung 38: Kennfeld des spezifischen Kraftstoffverbrauchs - Simulation

5.3 Validierung - Stationäre Testzyklen

Für die Validierung des Motormodells im Stationärbetrieb, wurden die stationären Testzyklen ESC und WHSC herangezogen, welche als eine Folge stationärer Messpunkte dargestellt wurden.

Modelleingabe und Regelung geschah, wie in Kapitel 5.2 beschrieben.

5.3.1 ESC

Der ESC deckt einen großen Teil des Kennfelds ab und dient heute noch, obwohl für Euro 6 nicht mehr relevant, als ein Testzyklus, für den aus der Vergangenheit viele Daten und Erfahrungen gesammelt wurden. Dies sind Gründe dafür, dass dieser Zyklus zum Validieren des Modells herangezogen wird.

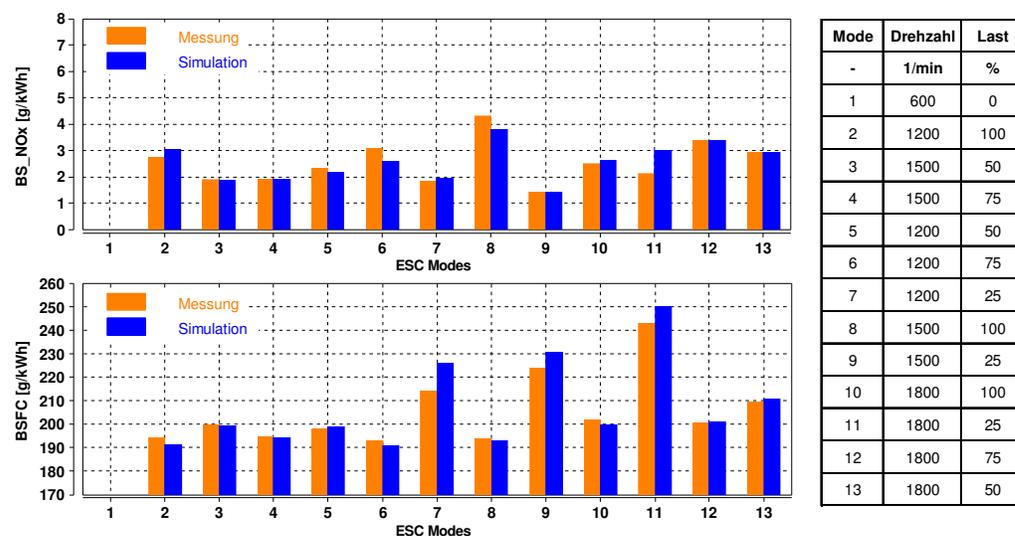


Abbildung 39: Stickoxidemissionen und spezifischer Kraftstoffverbrauch der ESC Punkte

Abbildung 39 zeigt die spezifischen NO_x Emissionen sowie den spezifischen Kraftstoffverbrauch für die einzelnen ESC Punkte. Wie in Kapitel 5.2 bereits erwähnt, kann in der Niedriglast eine erhöhte Abweichung erkannt werden. Da die Kraftstoff-Einspritzmenge vorgegeben wird, ist die Leistungsabgabe, aufgrund etwas zu hoher Reibung im unteren Lastbereich, zu niedrig, was auf die spezifischen Größen hohen Einfluss hat.

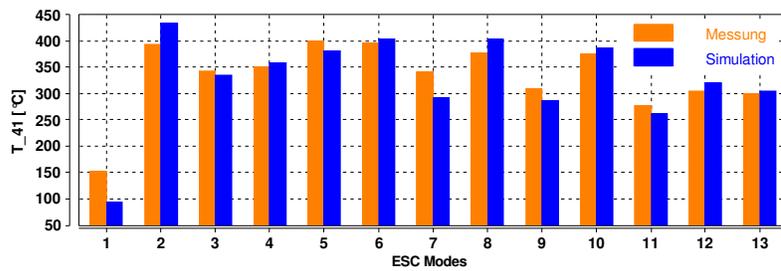


Abbildung 40: Abgastemperatur nach Turbine für ESC nach langer Stabilisierung

Abbildung 40 zeigt die Abgastemperaturen nach Turbine der einzelnen ESC Punkte. Man erkennt, dass die Rechenwerte teilweise deutlich von der Messung abweichen. In der Simulation wurde der ESC durch eine Abfolge stationärer Betriebspunkte angenähert. Eine Analyse der Messwerte ließ allerdings erkennen, dass für deren Messung eine ungefähr zweiminütige Stabilisierungsdauer, wie für den ESC vorgesehen, vorgenommen wurde.

Die zu niedrige Abgastemperatur im Leerlauf lässt sich durch zu niedrige Initialisierungstemperaturen des Modells erklären.

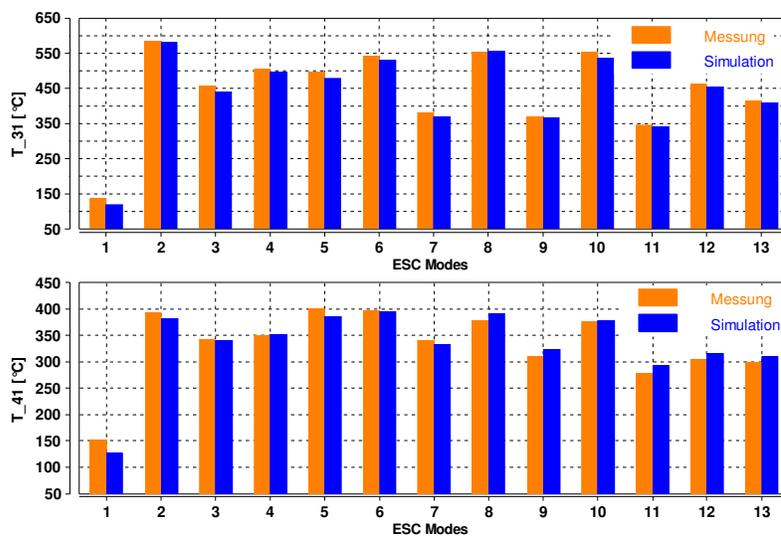


Abbildung 41: Abgastemperatur nach Turbine für ESC nach 120s Stabilisierung

Abbildung 41 zeigt Abgastemperaturen vor und nach Turbine für eine Stabilisierungsdauer von 120 Sekunden. Man erkennt, dass die Temperaturen deutlich besser übereinstimmen.

Messung

Kraftstoffverbrauch BSFC			
	g/kWh		
100%	194	193	202
75%	193	195	200
50%	198	200	210
25%	214	224	243
-	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

Stickoxide BS NOXEO			
	g/kWh		
100%	2.8	4.3	2.5
75%	3.1	2.0	3.4
50%	2.3	1.9	2.9
25%	1.8	1.4	2.1
-	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

Abgastemp. nach Turbine T 41			
	°C		
100%	392	377	375
75%	395	350	305
50%	400	343	299
25%	341	310	277
151	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

Rechnung

Kraftstoffverbrauch BSFC			
	g/kWh		
100%	192	193	200
75%	191	195	201
50%	199	199	211
25%	226	230	249
-	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

Stickoxide BS NOXEO			
	g/kWh		
100%	3.0	3.8	2.6
75%	2.6	1.9	3.4
50%	2.2	1.9	3.0
25%	2.0	1.4	3.0
-	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

Abgastemp. nach Turbine T 41			
	°C		
100%	380	391	377
75%	394	351	316
50%	386	339	310
25%	337	327	296
132	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

Offset

Kraftstoffverbrauch BSFC			
	g/kWh		
100%	-3	0	-2
75%	-2	0	1
50%	1	-1	1
25%	11	6	6
-	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

Stickoxide BS NOXEO			
	g/kWh		
100%	0.3	-0.5	0.1
75%	-0.5	0.0	0.0
50%	-0.1	0.0	0.0
25%	0.1	0.0	0.9
-	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

Abgastemp. nach Turbine T 41			
	°C		
100%	-12	14	2
75%	-1	1	11
50%	-14	-4	11
25%	-4	17	19
-19	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

Messung - Zyklusergebnisse

PWR	150	kW
BSFC	201	g/kWh
NOX	2.8	g/kWh

Rechnung - Zyklusergebnisse

PWR	150	kW
BSFC	201	g/kWh
NOX	2.7	g/kWh

Offset - Zyklusergebnisse

PWR	0	kW
BSFC	0	g/kWh
NOX	0.0	g/kWh

Tabelle 1: Auflistung von ESC Zyklusergebnissen aus Messung und Simulation

In Tabelle 1 sind sowohl Einzelergebnisse, als auch Zyklusergebnisse aus Messung und Simulation zusammengefasst. Für jede der drei Drehzahlen sind Werte der Viertellast-, der Halblast-, der Dreiviertellast- und der Vollastpunkt eingetragen. Das Lastniveau ist links mit 25, 50, 75 und 100% gekennzeichnet. In den Kästchen links unten sind die Werte für den Leerlauf eingetragen.

5.3.2 WHSC

Im Folgenden wird ein WHSC durch eine Folge stationärer Messpunkte dargestellt. Es wurden alle Betriebspunkte 120 Sekunden lang stabilisiert. Es sei erwähnt, dass weder bei den Messdaten, noch bei der Simulation, die Drehzahl-Drehmoment Rampen mitberücksichtigt wurden.

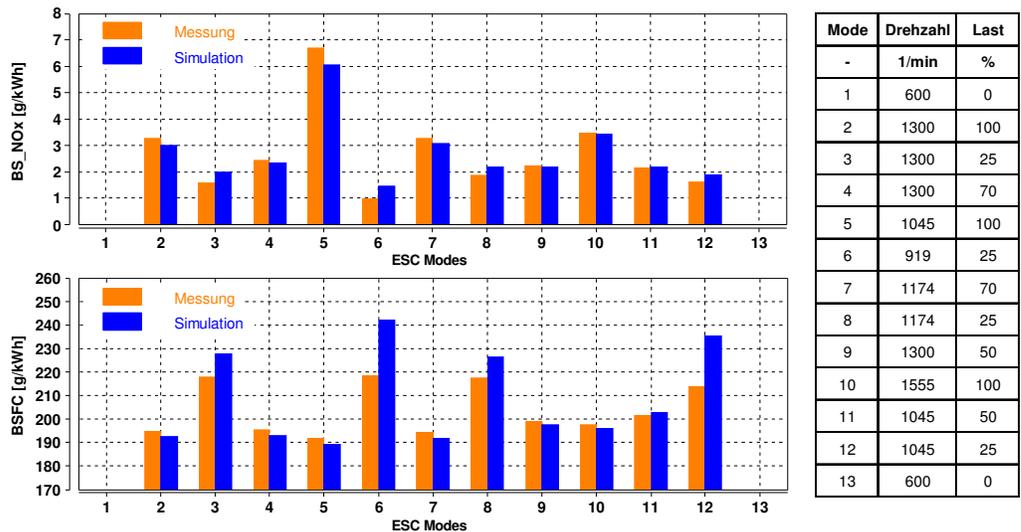


Abbildung 42: Stickoxidemissionen und spezifischer Kraftstoffverbrauch der WHSC Punkte

Abbildung 42 zeigt die spezifischen NOx Emissionen sowie den spezifischen Kraftstoffverbrauch für die einzelnen WHSC Modes. In den Modes 6 und 12, welche Niedriglastpunkt repräsentieren, ist eine erhöhte Abweichung des Kraftstoffverbrauchs zu erkennen. Grund dafür ist die in Kapitel 5.2 beschriebene Unvollkommenheit des Reibungsmodells in diesem Kennfeldbereich.

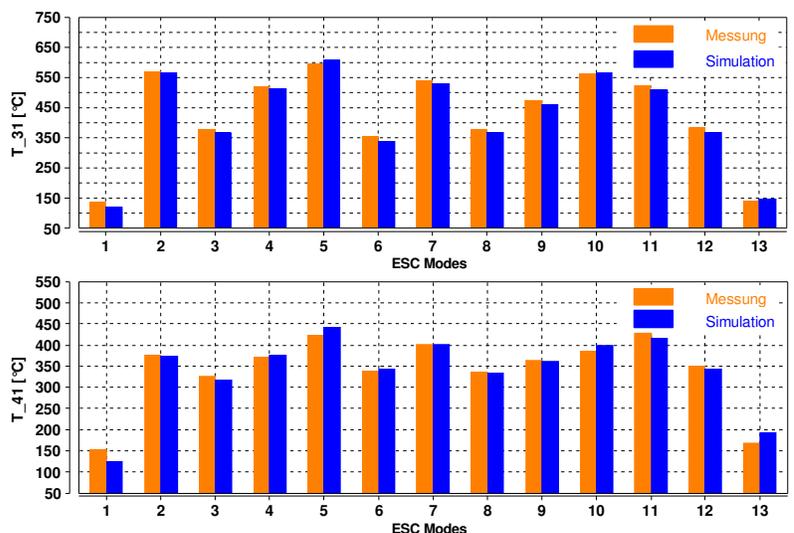


Abbildung 43: Abgastemperatur nach Turbine für ESC nach 120s Stabilisierung

Abbildung 43 zeigt die gute Übereinstimmung der Abgastemperaturen vor und nach Turbine

für Messung und Rechnung.

Messung						Rechnung						Offset								
Kraftstoffverbrauch						Kraftstoffverbrauch						Kraftstoffverbrauch								
BSFC						BSFC						BSFC								
g/kWh						g/kWh						g/kWh								
100%		192		195	198	100%		189		193	196	100%		-3		-2	-2			
70%			194	196		70%			192	193		70%			-2	-3				
50%		202		199		50%		203		198		50%		1		-1				
25%		219	214	218	218	25%		242	235	227	228	25%		24	21	10	10			
-	919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm	-	919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm	-	919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm			
Stickoxide						Stickoxide						Stickoxide								
BS NOXEO						BS NOXEO						BS NOXEO								
g/kWh						g/kWh						g/kWh								
100%		6.7		3.3	3.5	100%		6.0		3.0	3.5	100%		-0.6		-0.3	0.0			
70%			3.3	2.4		70%			3.1	2.3		70%			-0.2	-0.1				
50%		2.2		2.2		50%		2.2		2.2		50%		0.0		-0.1				
25%		1.0	1.6	1.9	1.6	25%		1.5	1.9	2.2	2.0	25%		0.5	0.3	0.3	0.4			
-	919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm	-	919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm	-	919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm			
Abgastemp. nach Turbine						Abgastemp. nach Turbine						Abgastemp. nach Turbine								
T 41						T 41						T 41								
°C						°C						°C								
100%		423		377	386	100%		442		372	399	100%		19		-5	13			
70%			401	371		70%			402	375		70%			1	4				
50%		430		364		50%		419		362		50%		-11		-2				
25%		340	351	351	326	25%		352	347	347	320	25%		12	-4	-4	-6			
-	153	919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm	-	130	919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm	-	-23	919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm

Messung - Zyklusergebnisse

PWR	57	kW
BSFC	206	g/kWh
NOX	2.7	g/kWh

Rechnung - Zyklusergebnisse

PWR	56	kW
BSFC	210	g/kWh
NOX	2.8	g/kWh

Offset

PWR	-1	kW
BSFC	3	g/kWh
NOX	0.0	g/kWh

Tabelle 2: Auflistung von WHSC Zyklusergebnissen aus Messung und Simulation

In Tabelle 2 sind sowohl Einzelergebnisse, als auch Zyklusergebnisse, aus Messung und Simulation zusammengefasst. Die erhöhte Abweichung des Zyklusergebnisses des Kraftstoffverbrauchs, im Vergleich zum ESC, kommt durch den Betrieb bei niedrigerer Drehzahl und Last zustande.

5.3.3 EGR Swing

Aus vielen EGR Variationen, die zur Validierung des Motormodells dienen, sollen hier zwei näher beschrieben werden.

Hierzu wurden zwei charakteristische Betriebspunkte gewählt:

- WHSC Mode 9: Halblastpunkt bei einer Drehzahl von 1300rpm (typischer Road Load Point)
- WHSC Mode 6: Niedriglastpunkt bei niedriger Drehzahl

Sie sind in Abbildung 44 dargestellt.

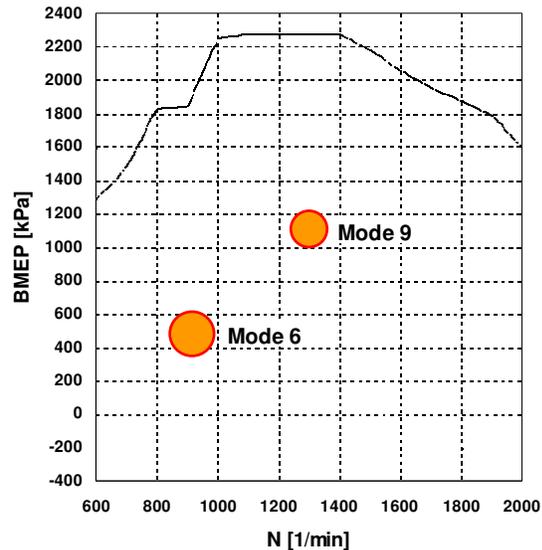


Abbildung 44: WHSC Mode 6 und Mode 9

5.3.3.1 WHSC Mode 9

Abbildung 45 zeigt, dass die Abhängigkeit der Stickoxidemissionen von der EGR Rate gut abgebildet wird.

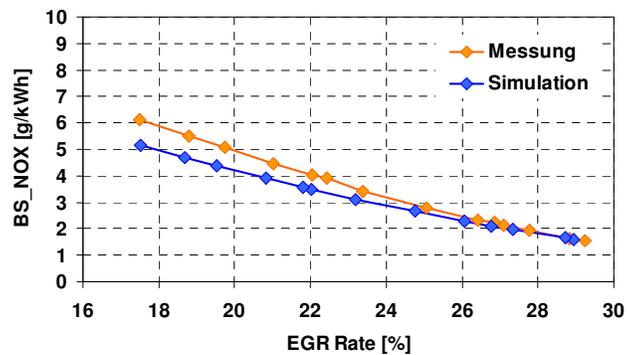


Abbildung 45: Spezifische NOx Emissionen über Abgasrückführrate

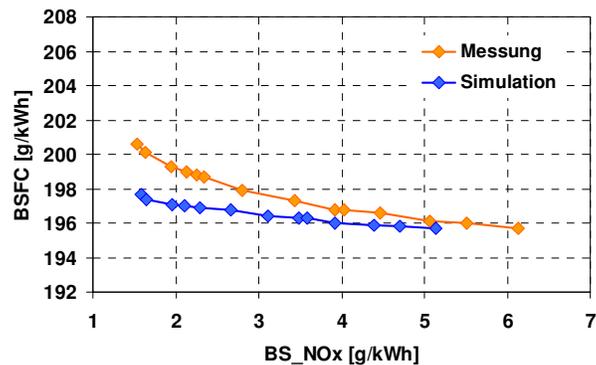


Abbildung 46: Spezifischer Kraftstoffverbrauch über spezifische NOx Emissionen

Abbildung 46 zeigt den Trade-Off zwischen spezifischem Kraftstoffverbrauch und spezifischen NOx Emissionen. Es ist zu erkennen, dass bei stark steigender EGR Rate eine zunehmende Abweichung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs auftritt. Hierfür sind im Folgenden zwei Erklärungen angeführt.

Erstens: Der Ladungswechsel. Die Druckdifferenz zwischen Ansaug- und Abgaskrümmer ist zwischen Messung und Simulation etwas unterschiedlich. Bei durchgeführter VTG-Regelung auf gleichen Ladedruck, stellt sich im Modell ein etwas geringerer Abgasgedruck ein, was zu einer niedrigeren Ladungswechselarbeit führt. Eine grobe rechnerische Abschätzung ergab allerdings, dass dies nur etwa ein Fünftel des zu niedrigen Kraftstoffverbrauchs ausmachen kann.

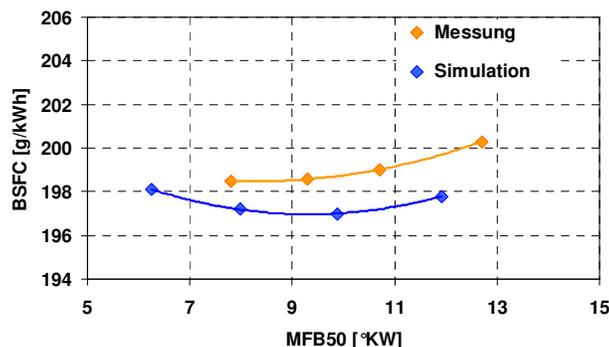


Abbildung 47: Spezifischer Kraftstoffverbrauch über Schwerpunkt der Verbrennung

Zweitens: Die Lage des Verbrennungsschwerpunkts: In Abbildung 47 ist der spezifische Kraftstoffverbrauch, für Betriebspunkte mit unterschiedlichem Einspritzzeitpunkt und gleichen NOx Emissionen, über dem Schwerpunkt der Verbrennung aufgetragen. Wie zu erkennen ist, befindet sich der Bestpunkt des Kraftstoffverbrauchs im Zylindermodell bei einem späteren Verbrennungsschwerpunkt als bei der Messung. Dies lässt sich durch Unterschiede im Wärmeübergang des Zylinders erklären.

Wenn nun die EGR Rate steigt, so verlagert sich der Verbrennungsschwerpunkt in Richtung „spät“ und der Kraftstoffverbrauch steigt. Durch die Spätlage der Verbrennung nimmt das Motormodell jedoch einen weniger hohen Verbrauchsanstieg an, als der reale Motor zeigt.

Betrachtet man Abbildung 46 jedoch rein quantitativ, so erkennt man, dass die maximale Verbrauchsabweichung lediglich 1.5 Prozent beträgt.

5.3.3.2 WHSC Mode 6

Wie bereits erwähnt, sinkt die Modellgenauigkeit mit sinkender Drehzahl und Last. Mode 6 des WHSC repräsentiert einen typischen Niedriglastpunkt (920rpm Motordrehzahl und 25% der Volllast).

Abbildung 48 zeigt die Abhängigkeit der spezifischen NO_x Emissionen von der Abgasrückführrate, welche auch bei diesem Niedriglastpunkt sehr gut abgebildet wird. Der Versatz der beiden Kurven resultiert aus einer Unvollkommenheit in der Liefergrad Bedatung des Motormodells. D.h. um im gleichen Betriebspunkt dasselbe Lambda zu erhalten, benötigt das Modell eine niedrigere EGR Rate, da der Liefergrad zu niedrig ist.

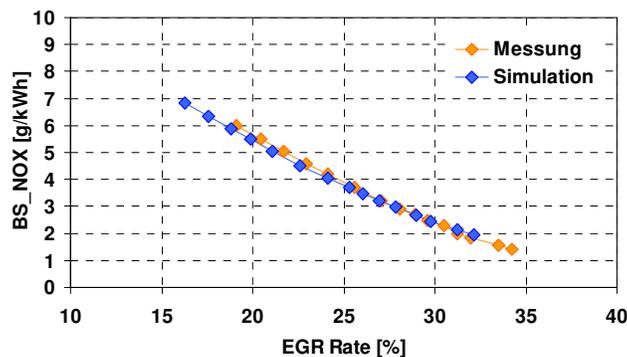


Abbildung 48: Spezifische NO_x über Abgasrückführrate

Abbildung 49 zeigt den spezifischen Kraftstoffverbrauch über den spezifischen Stickoxidemissionen. In diesem niedrigen Last- und Drehzahlbereich zeigt eine Erhöhung der EGR Rate nahezu keinen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch. Dies wird korrekt abgebildet, wenngleich das Niveau, aufgrund des hohen Einflusses der Reibung in der Teillast, zu hoch liegt.

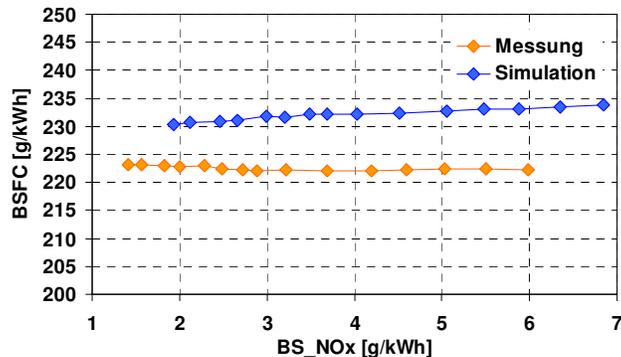


Abbildung 49: Spezifischer Kraftstoffverbrauch über spezifische NO_x Emissionen

6 Validierung Motormodell im Transientbetrieb

6.1 Validierung im WHTC

Für die erste Validierung im transienten Motorbetrieb wurden sämtliche Eingabegrößen als Datenreihe eingelesen. Dabei wurden die Werte für Drehzahl, Kraftstoffmenge, Einspritzzeitpunkt, Raildruck sowie alle Aktuatorpositionen, wie VTG Position, EGR-Ventil Position und Drosselklappe, für jede zehntel Sekunde vorgegeben. Das Modell stellte die Aktuatoren auf die jeweiligen gewünschten Positionen.

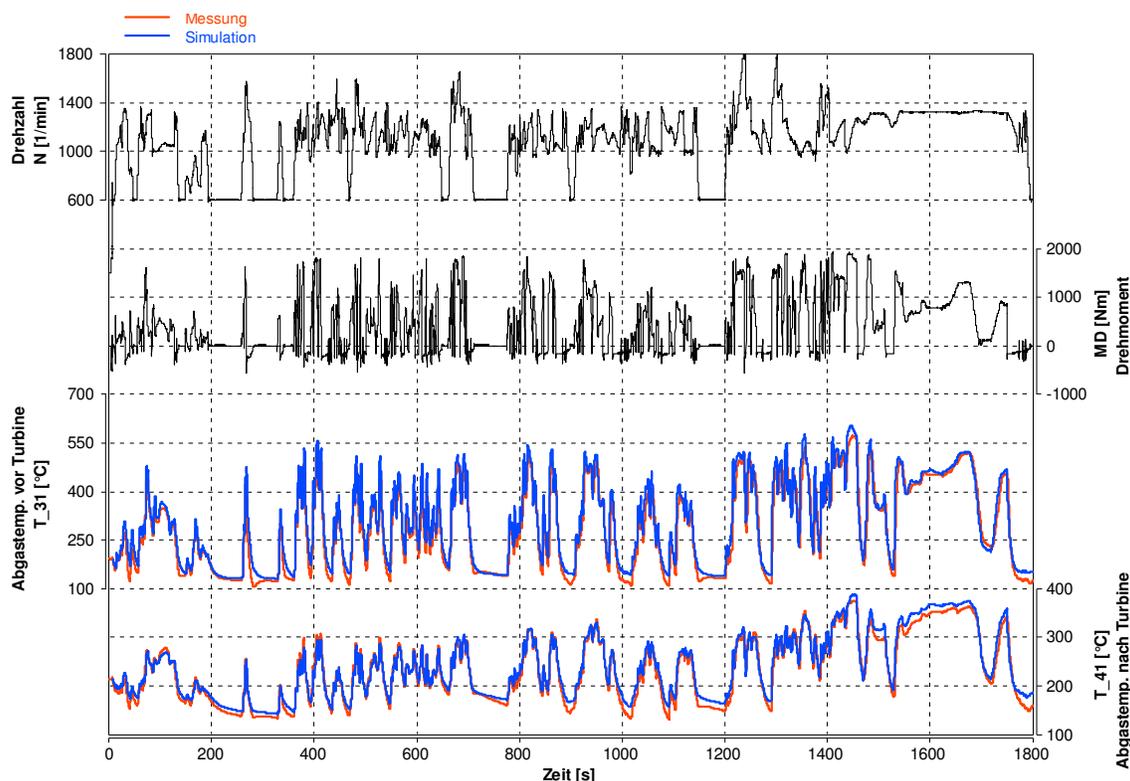


Abbildung 50: Zeitliche Verläufe von Drehzahl, Drehmoment und Abgastemperaturen für WHTC

Abbildung 50 zeigt die Abgastemperaturen vor und nach Turbine, für Simulation und Messung im WHTC. Um die Form des Temperaturverlaufs verständlich zu machen, sind ebenfalls die zeitlichen Verläufe von Drehzahl und Drehmoment dargestellt.

Bedenkt man, dass ausschließlich Stellgrößen vorgegeben wurden, repräsentiert dieser Temperaturverlauf ein mehr als befriedigendes Ergebnis.

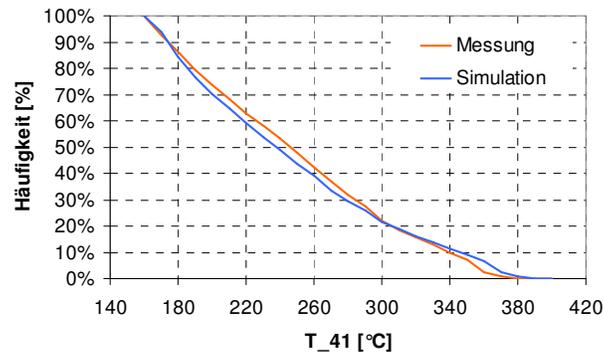


Abbildung 51: Häufigkeitsverteilung der Abgastemperatur nach Turbine für den WHTC

Auch Abbildung 51, welche eine Häufigkeitsverteilung der Abgastemperatur nach Turbine für den gestellt betriebenen WHTC zeigt, spiegelt die Genauigkeit der errechneten Temperaturspur wieder.

6.2 Erweiterung des Modells

Die beschriebene Vorgehensweise, Aktuatorpositionen rein auf Vorgabewerte zu stellen, hat mit dem realen Prüfstandsbetrieb denkbar wenig zu tun. Deshalb wurde das Motormodell um eine Modell ECU erweitert, von welcher folgende wesentliche Funktionen im transienten Motorbetrieb genutzt wurden:

- Regelung der Kraftstoffmenge auf ein Soll-Moment
- Regelung des EGR-Ventils auf ein Soll-Lambda Kennfeld
- Vorgabe von Kennfelder für Einspritzzeitpunkt, Einspritzdauer, Raildruck und anderer Betriebsparameter in Abhängigkeit von Drehzahl und Kraftstoffmenge

Für die Vergleichbarkeit von Temperaturmanagementmaßnahmen im transienten Motorbetrieb, sind die ersten beiden Funktionen unumgänglich. Erstens braucht man eine Drehmomentregelung um gleiche Zyklusarbeiten zu erhalten, um weiters vergleichbare spezifische Zyklusergebnisse errechnen zu können. Zweitens ist eine Lambdae Regelung erforderlich, um vergleichbare Verbrennungsbedingungen sicher zu stellen.

Im Zuge dieser Arbeit wurde diese Modell ECU noch erweitert.

- Vorgabe von Kennfelder für VTG Position und EGR-Ventil Position in Abhängigkeit von Drehzahl und Kraftstoffmenge

7 Temperaturmanagement Maßnahmen im Stationärbetrieb

7.1 Simulation

Es wurden im Zuge dieser Arbeit Temperaturmanagementmaßnahmen, welche für den transienten Motorbetrieb angewendet werden sollten, zunächst stationär erprobt.

Dieses Kapitel soll Auszüge aus Ergebnissen, für die zwei in der Abbildung nebenan ersichtlichen, charakteristischen Betriebspunkten wiedergeben.

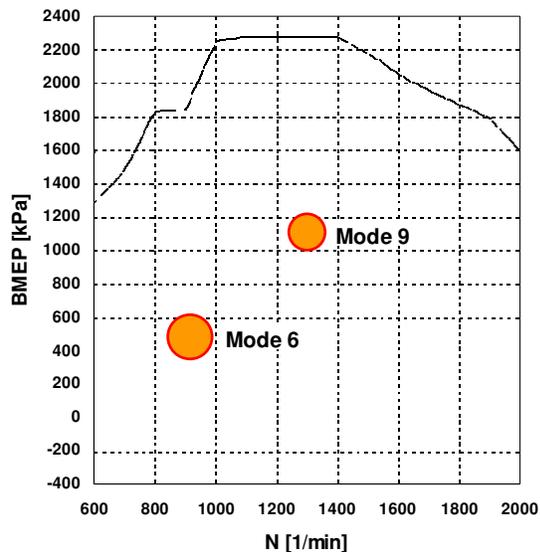


Abbildung 52: WHSC Mode 6 und 9

7.1.1 Verringern des Luftdurchsatzes

Durch Androsseln der angesaugten Luftmasse oder Erhöhen des Abgasgedrucks, wird die durch den Motor geförderte Luftmasse verringert. Bei gleicher Einspritzmenge an Kraftstoff hat dies einen Anstieg der Abgastemperatur zur Folge.

Da die Wärmezufuhr ein Produkt aus Masse, spezifischer Wärmekapazität und Temperaturänderung ist, kann bei gleich bleibender Wärmezufuhr, durch Reduktion der Masse, die Temperatur erhöht werden.

WHSC Mode 9

In Abbildung 53 sind die Größen Kraftstoffverbrauch, Spülgefälle, Lambda und spezifische NOx Emissionen über der Abgastemperatur nach Turbine aufgetragen.

Es werden zwei verschiedene Variationen bei gleicher Motordrehzahl und Einspritzmenge gezeigt. Die Variation der Drosselklappenstellung in grün, welche eine Verringerung des Ansaugdrucks bewirkt sowie die Variation der Abgasklappenstellung in türkis, welche die Erhöhung des Abgasgedrucks bewirkt. Beide Swings starten im gleichen Betriebspunkt, was bedeutet, dass hier die beiden Klappen vollständig geöffnet sind. Die EGR Klappen Regelung des Motormodells wurde so modifiziert, dass diese auf einen konstante spezifischen NOx Wert regelte.

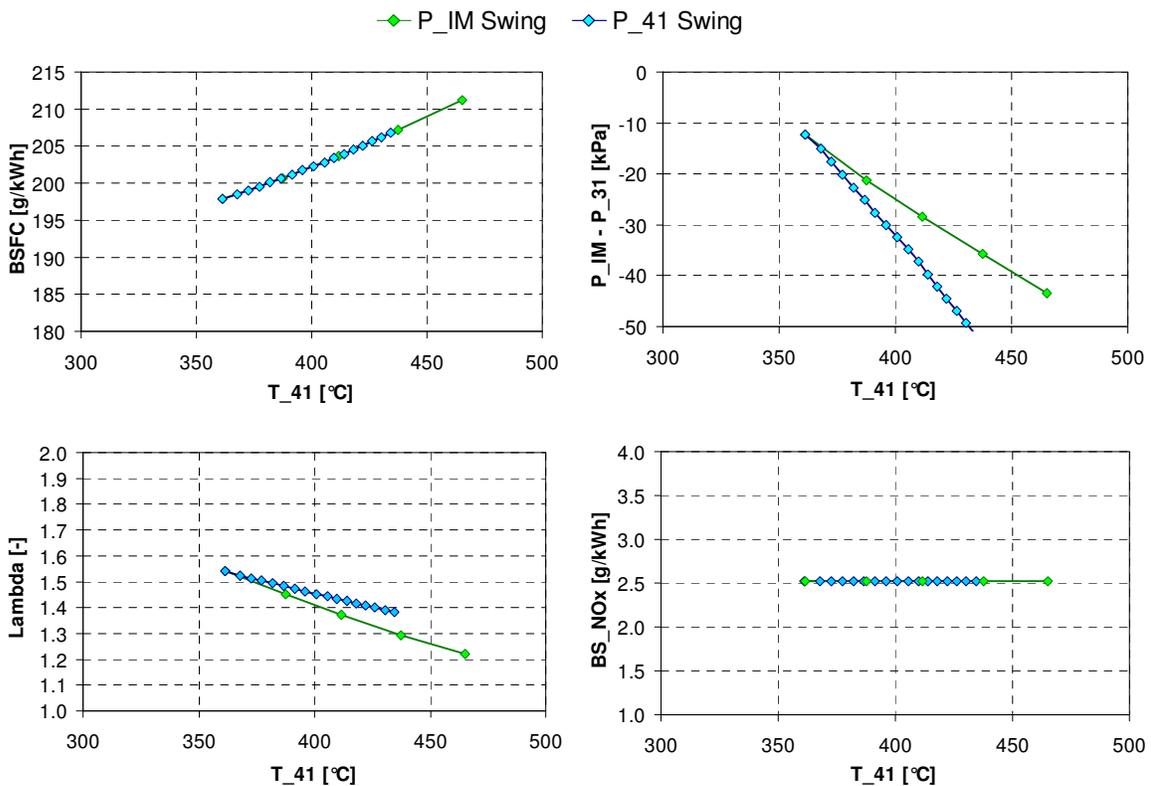


Abbildung 53: Verringerung des Ansaugdrucks und Erhöhung des Abgasgedrucks

Trotz des stärker fallenden Spülgefälles zwischen Ansaug- und Abgaskrümmer, weist die Variation des Abgasgedrucks den gleichen Anstieg an Kraftstoffverbrauch auf. Dieser resultiert in beiden Fällen hauptsächlich aus dem Anstieg der Ladungswechselerbeit. Grund für den leichten Vorteil der Abgasklappe ist das höhere Lambda. Dies hat in erster Linie eine Verringerung der Wandwärmeverluste im Zylinder zur Folge.

Die Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs in Abbildung 53 resultiert hauptsächlich aus der Erhöhung der Ladungswechselarbeit.

Abbildung 54 zeigt zwei weitere Swings bei denen, bei Variation von Drosselklappen- und Abgasklappenstellung, die VTG nachgeregelt wurde, sodass ein konstantes Spülgefälle zwischen Ansaug- und Abgaskrümmen herrschte. Dieses negative Spülgefälle wird benötigt, um die gewünschte Menge an EGR Rate treiben zu können.

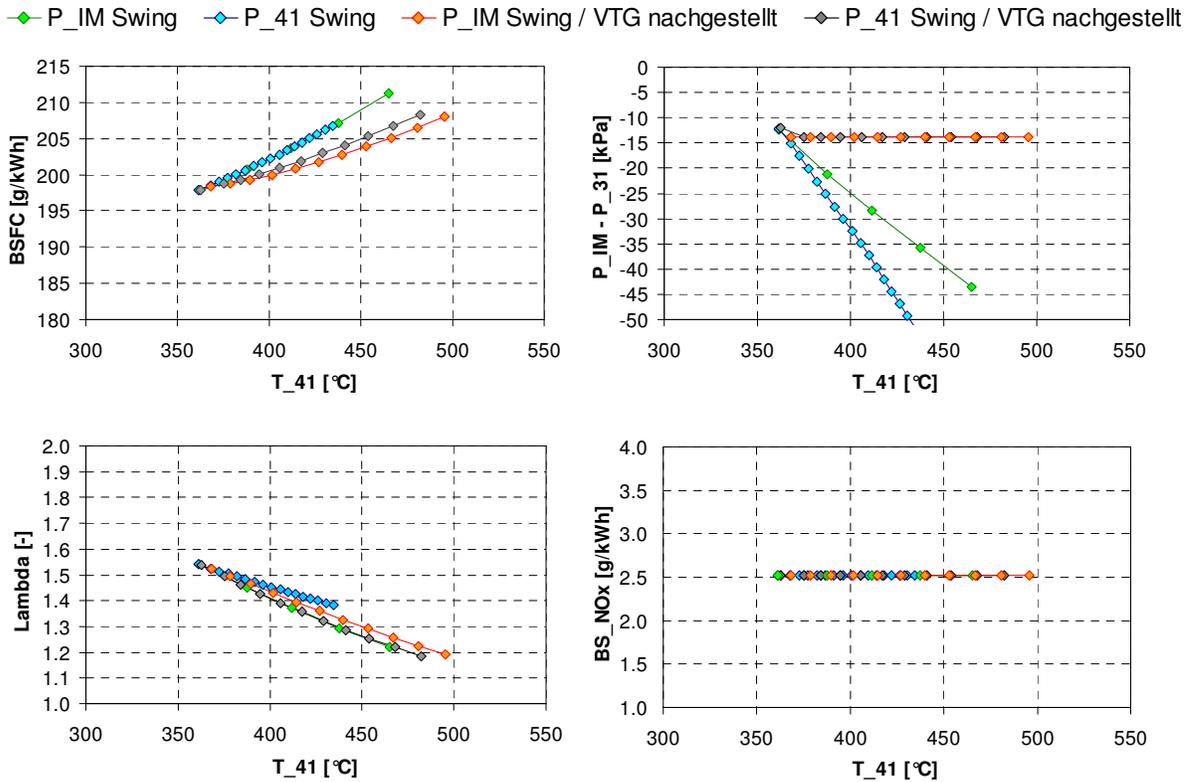


Abbildung 54: Verringerung des Ansaugdrucks und Erhöhung des Abgasgedrucks mit nachgestellter VTG

WHSC Mode 6

In Abbildung 55 sind die Größen Kraftstoffverbrauch, Spülgefälle, Lambda und spezifische NOx Emissionen, für den WHSC Mode 6, über der Abgastemperatur nach Turbine aufgetragen.

Grundsätzlich haben die Variationen die gleiche Charakteristik wie beim Mode 9, bei etwas höherem Verbrauchsanstieg.

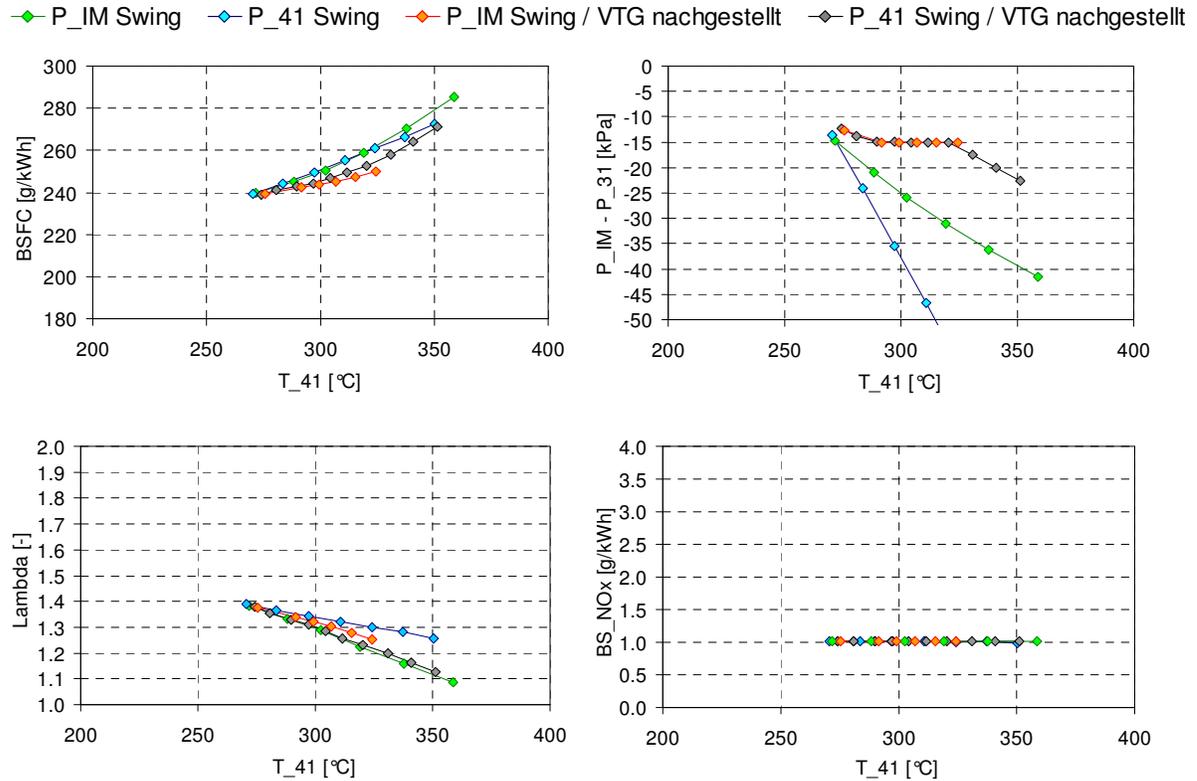


Abbildung 55: Verringerung des Ansaugdrucks und Erhöhung des Abgasgedrucks mit nachgestellter VTG

7.1.2 Variation - Einspritzzeitpunkt

In dem verwendeten Motormodell sind die Funktionen einer Vor- und Nacheinspritzung nicht implementiert. Eine Nacheinspritzung, zum Zwecke der Erhöhung der Abgastemperatur, kann also nicht erprobt werden. Der Einspritzzeitpunkt der Haupteinspritzung kann allerdings frei variiert werden.

WHSC Mode 9

Bei dem in Abbildung 56 abgebildeten Swing wurde, ausgehend vom Basis Einspritzzeitpunkt, dieser in Richtung „früh“ und in Richtung „spät“ gestellt. Dabei wurde die EGR Ventil Position wiederum auf einen Vorgabewert für spezifische NOx Emissionen geregelt.

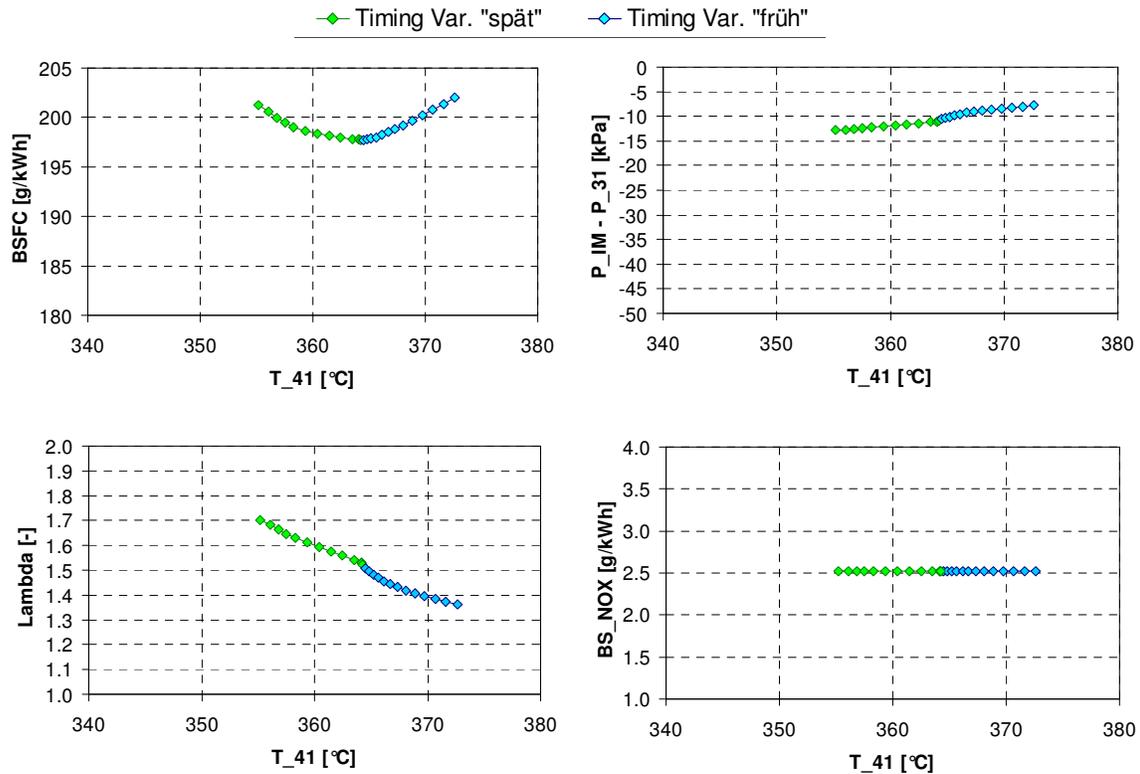


Abbildung 56: Timing bei konst NOx Swing im WHSC Mode 9

Das Motormodell bildet diese Variation wie erwartet ab. Bei gleichen NOx Emissionen erhält man beim frühesten Einspritzzeitpunkt die höchste Temperatur im Abgas. Grund dafür ist, dass bei früherem Timing mehr EGR Rate benötigt wird um die gleichen NOx Emissionen zu erhalten. Diese verursacht ein Ansteigen der Saugrohrtemperatur und verschleppt den Verbrennungsschwerpunkt in Richtung spät.

Gibt man der EGR Ventil Regelung ein Soll-Lambda als Regelwert vor, so erhält man, wie in Abbildung 57 zu sehen, die zu erwartenden Verläufe von Kraftstoffverbrauch und NOx Emissionen über der Abgastemperatur. Durch die späte Einspritzung sinken die NOx Emissionen, der Kraftstoffverbrauch und die Abgastemperatur steigen an.

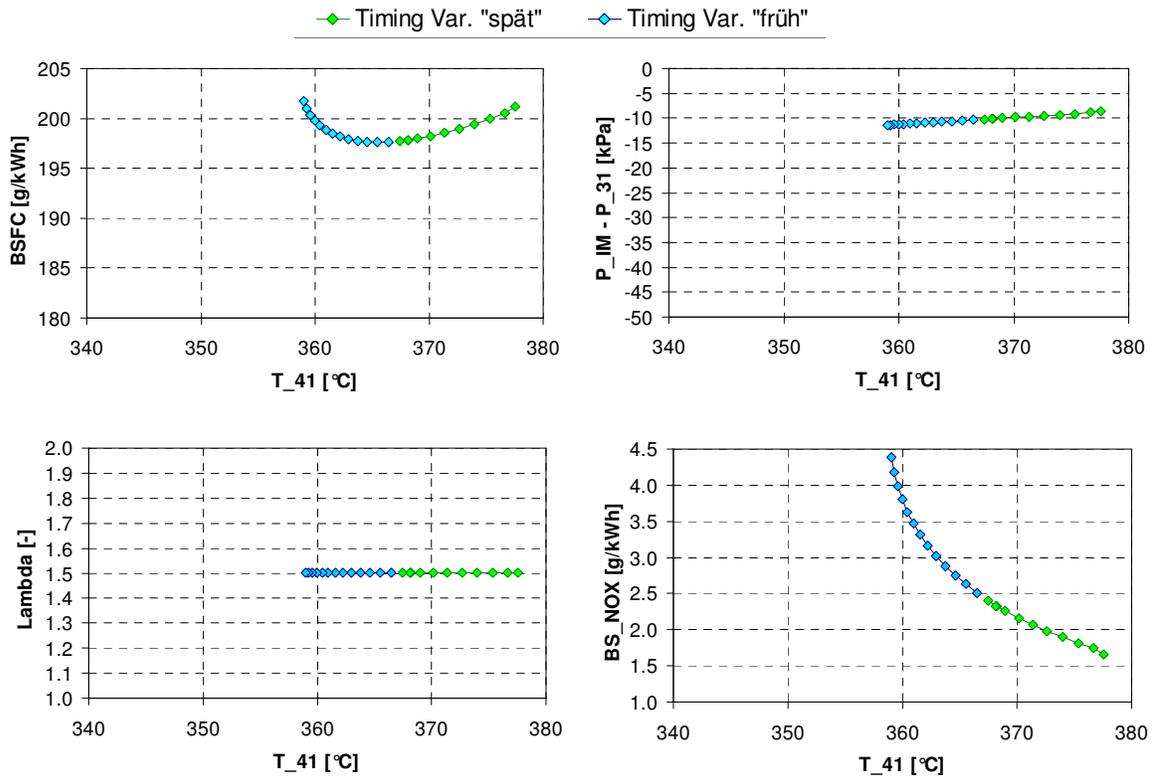


Abbildung 57: Timing Swing bei konst. Lambda im WHSC Mode 9

WHSC Mode 6

Abbildung 58 und Abbildung 59 zeigen ähnliche Timing Variationen für den WHSC Mode 6. Auffällig in diesem Betriebspunkt ist, dass mit dem Motormodell ein späterer Einspritzzeitpunkt als im Basis Datensatz vorgesehen, als für den Motorwirkungsgrad optimal errechnet wird.

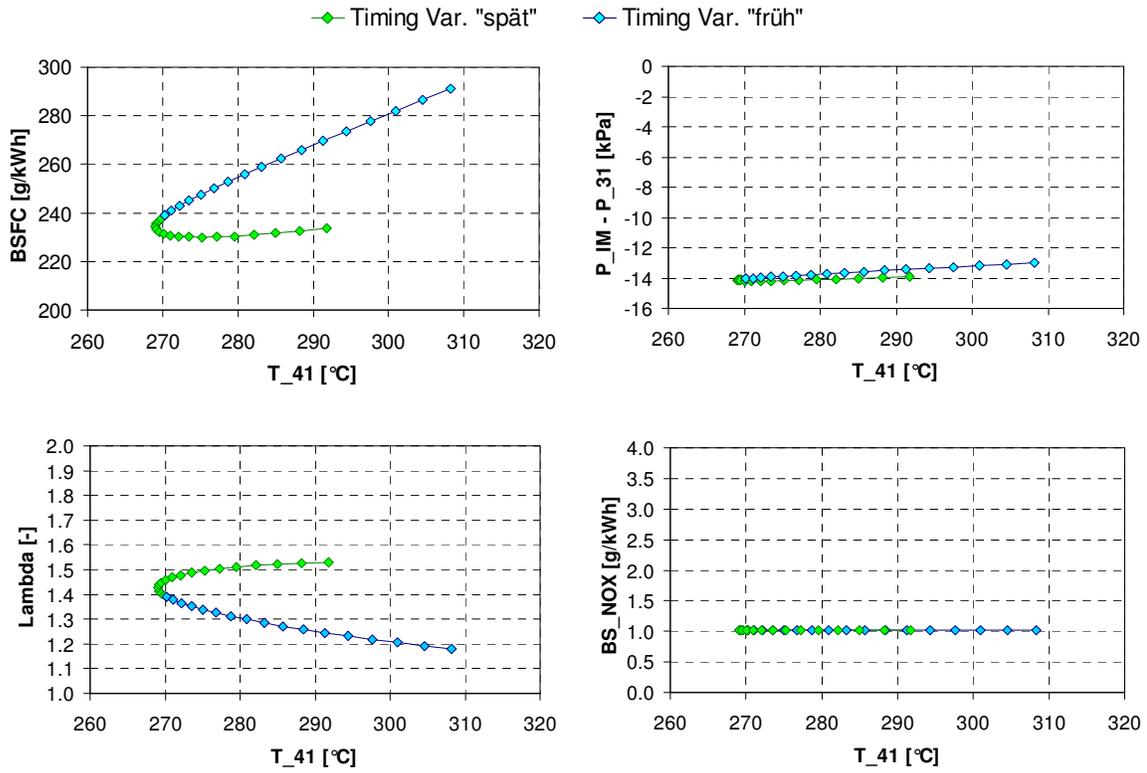


Abbildung 58: Timing Swing bei konst. NOx im WHSC Mode 6

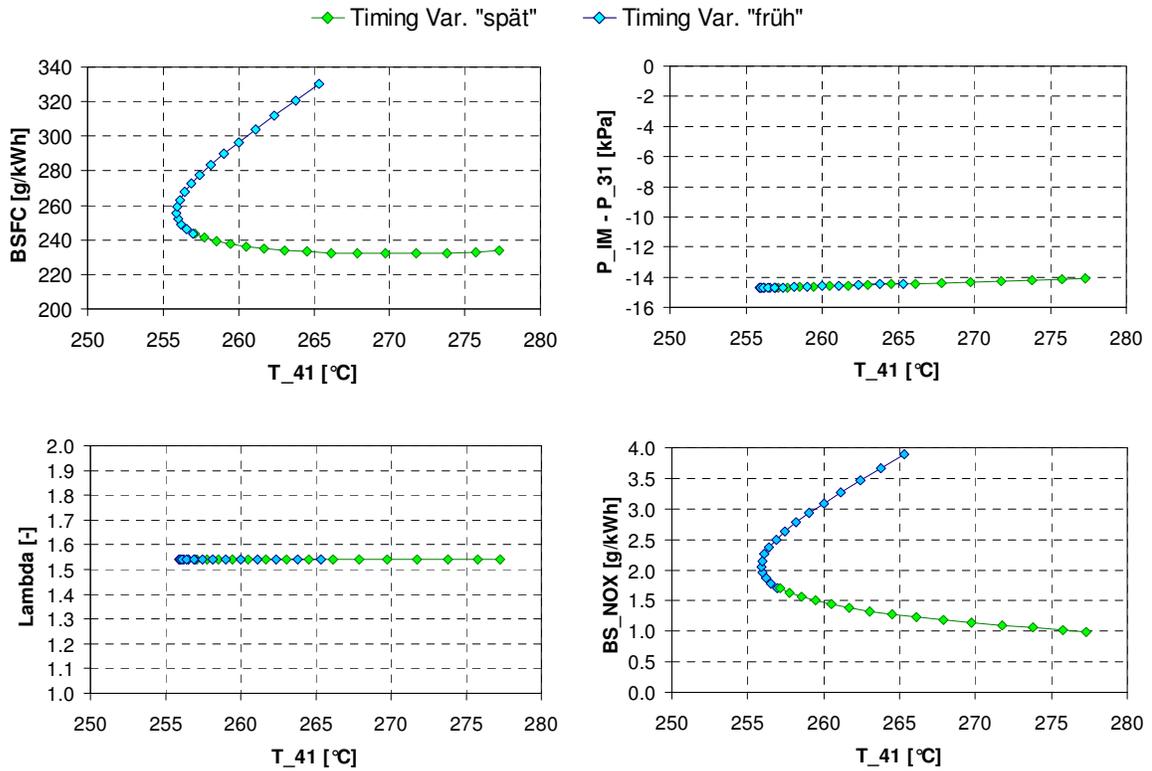


Abbildung 59: Timing Swing bei konst. Lambda im WHSC Mode 6

7.1.3 Ungekühlte Abgasrückführung

Ungekühlte Abgasrückführung hat, gegenüber gekühlter Abgasrückführung, folgende wesentliche Vorteile:

- Weniger Hardwarekosten am Motor
- Weniger Wärmeeintrag in den Kühlkreislauf
- Erhöhung der Abgastemperatur

Da das Weglassen eines EGR Kühlers, anders wie bei den übrigen beschriebenen Maßnahmen, Auswirkungen auf den gesamten Kennfeldbereich hat, wurde dies anhand mehrerer Betriebspunkte erprobt. Hierzu wurden wieder die Betriebspunkte von WHSC und ESC herangezogen.

Um die Vergleichbarkeit der Verbrennung mit ungekühlter und gekühlter EGR sicherzustellen, wurde das EGR-Ventil auf gleiche Lambda Werte geregelt.

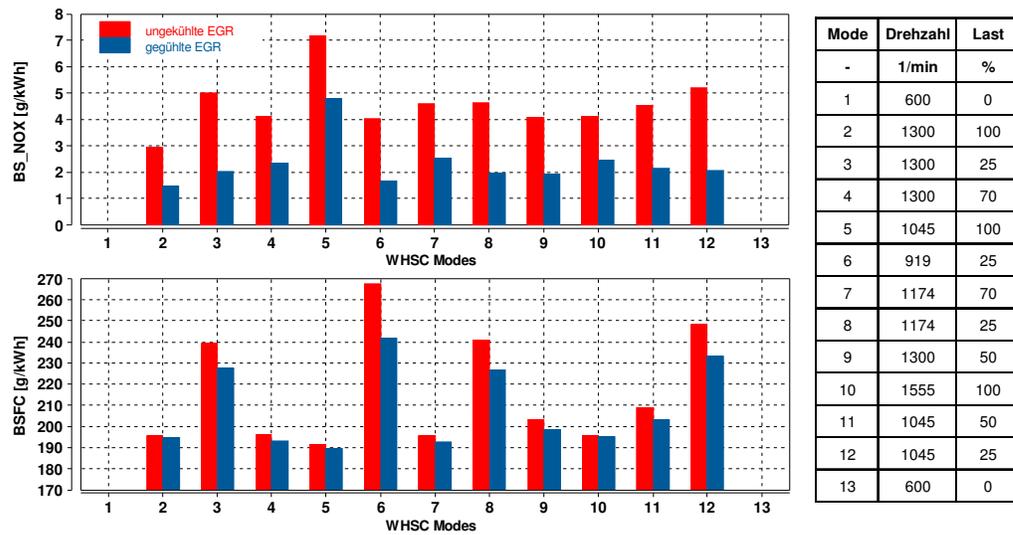


Abbildung 60: spezifische NOx und spezifischer Kraftstoffverbrauch im WHSC

Abbildung 60 zeigt die spezifischen Stickoxidemissionen sowie den spezifischen Kraftstoffverbrauch im WHSC, für den Betrieb mit gekühlter und ungekühlter EGR. Die stark erhöhten Stickoxidemissionen resultieren aus der bei gleichem Lambda gesunkenen Abgasrückführ-rate sowie aus den gestiegenen Verbrennungstemperaturen.

Der stark gestiegene Kraftstoffverbrauch ist in erster Linie ein Resultat aus dem erheblich gestiegenen Wärmeübergang im Zylinder. Dieser ist in Abbildung 61 dargestellt und resultiert aus der höheren Brennraumtemperatur. Diese wiederum, steigt zufolge der deutlich heißeren Ladung an.

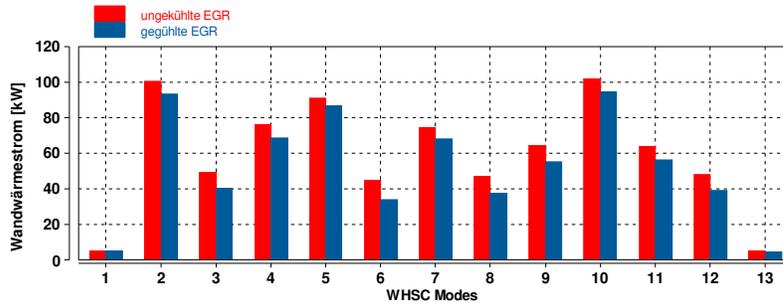


Abbildung 61: Wandwärmestrom im Zylinder für gekühltes und ungekühltes EGR

Abbildung 62 zeigt die Saugrohrtemperatur sowie die Zylindertemperatur bei Spritzbeginn im WHSC. Zum Beispiel wird im Mode 9 die Ladungstemperatur, aufgrund der ungekühlten EGR, um 57 K erhöht. Bei Spritzbeginn beträgt der Temperaturunterschied, zufolge der Verdichtung der Ladung, bereits 156 K. Dies erklärt die erhöhte Verbrennungstemperatur, die steigende Abgastemperatur sowie den erhöhte Wandwärmestrom im Zylinder.

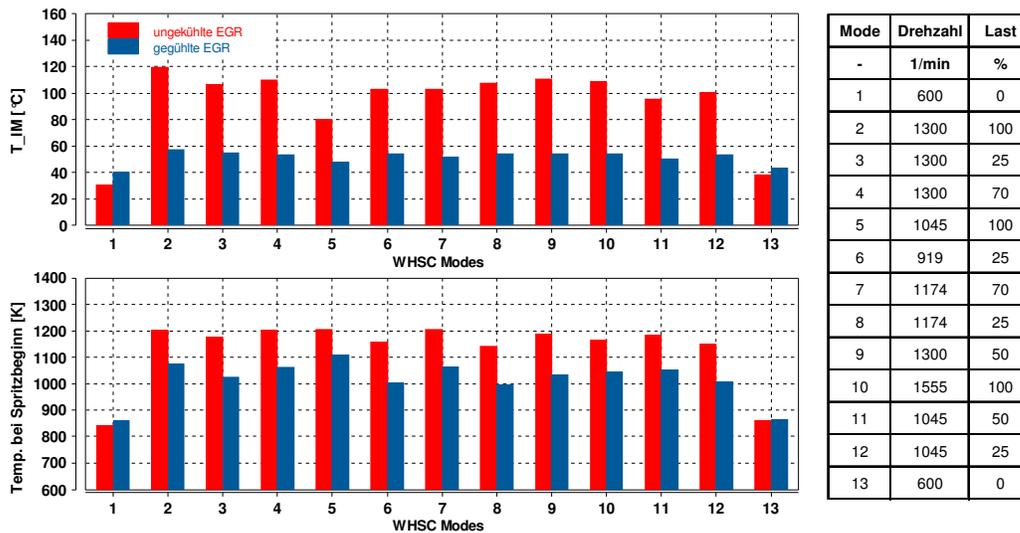


Abbildung 62: Saugrohrtemperatur und Zylindertemperatur bei Spritzbeginn

Wie in Abbildung 63 ersichtlich, kann eine deutliche Erhöhung der Abgastemperatur, über einen weiten Bereich des Kennfelds, erreicht werden.

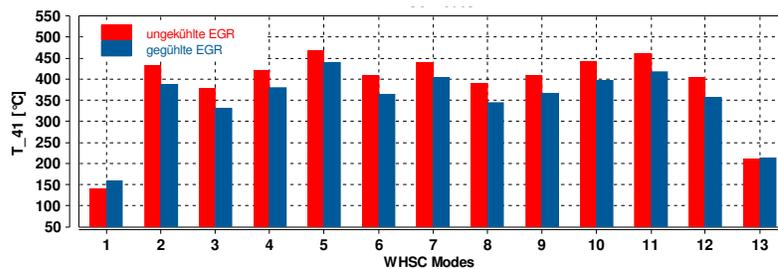


Abbildung 63: Abgastemperatur nach Turbine für gekühltes und ungekühltes EGR

Die Nachteile des stark gestiegenen Kraftstoffverbrauchs, in Verbindung mit den stark gestiegenen NOx Emissionen, überwiegen den Vorteilen der hohen Abgastemperatur bei weitem. Nicht zuletzt, da die Erhöhung der Abgastemperatur zwar die NOx Reduktion im SCR System anhebt, die stark gestiegenen Emissionen dem Gesamtziel eines geringen Schadstoffausstoßes des Fahrzeuges jedoch entgegenwirken.

Ein weiterer erkannter Nachteil ist die Steigerung des Spitzendrucks bei hohen Lasten. Dies resultiert aus einem sehr viel höheren Temperatur- und Druckniveau bei Spritzbeginn. In Tabelle 3 sind Spitzendrücke der ESC Modes, für gekühlte und ungekühlte EGR, dargestellt. An der Vollast wird der maximal zulässige Spitzendruck von 195 bar überschritten.

gekühlte EGR				ungekühlte EGR			
Spitzendruck im Zylinder				Spitzendruck im Zylinder			
	pfp				pfp		
	bar				bar		
100%	184	193	187	100%	194	204	200
75%	158	169	171	75%	169	182	189
50%	127	137	136	50%	135	150	144
25%	94	99	101	25%	101	108	107
64	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm	66	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

Tabelle 3: Zylinder Spitzendruck für gekühltes und ungekühltes EGR im ESC

Auswege des Effekts des zu hohen Spitzendrucks bei Vollast wären, einerseits eine Reduktion der EGR Rate, was in erster Linie zur Erhöhung der NOx Emissionen führen würde. Andererseits könnte man den Einspritzzeitpunkt in Richtung „spät“ verlegen, was eine Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs zur Folge hätte.

Eine Möglichkeit viele der beschriebenen Nachteile zu umgehen, wäre der Einsatz eines EGR Kühler Bypasses, welcher in Abhängigkeit von Einspritzmenge und Drehzahl die Durchflutung des EGR Kühlers umgehen kann.

Tabelle 4 und Tabelle 5 zeigen eine Auflistung von Einzel- und Zyklusergebnissen aus WHSC und ESC, für gekühlte und ungekühlte EGR.

gekühlte EGR						ungekühlte EGR						Offset											
Saugrohrtemperatur						Saugrohrtemperatur						Saugrohrtemperatur											
T IM						T IM						T IM											
100%		48		57	54	100%		80		120	109	100%		32		63	54						
70%			52	53		70%			103	110		70%			51	57							
50%			50	54		50%			95	111		50%			45	57							
25%			54	54	55	25%			103	100	107	106	25%			49	47	53	51				
-			919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm	-			919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm	-			919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm
Luftverhältnis						Luftverhältnis						Luftverhältnis											
Lambda						Lambda						Lambda											
100%		1.26		1.30	1.51	100%		1.26		1.30	1.51	100%		0.0		0.0	0.0						
70%			1.33	1.43		70%			1.33	1.43		70%			0.0	0.0							
50%			1.29	1.45		50%			1.28	1.45		50%			0.0	0.0							
25%			1.46	1.56	1.60	25%			1.38	1.44	1.53	1.59	25%			-0.1	0.0	0.0	0.0				
-			919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm	-			919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm	-			919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm
EGR Rate						EGR Rate						EGR Rate											
RT EGR						RT EGR						RT EGR											
100%		13		24	21	100%		9		18	16	100%		-4		-6	-5						
70%			22	24		70%			17	19		70%			-5	-5							
50%			23	28		50%			16	22		50%			-7	-7							
25%			35	33	35	25%			26	23	26	26	25%			-9	-10	-8	-9				
-			919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm	-			919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm	-			919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm
Kraftstoffverbrauch						Kraftstoffverbrauch						Kraftstoffverbrauch											
BSFC						BSFC						BSFC											
100%		190		195	195	100%		191		196	196	100%		1		1	1						
70%			193	193		70%			195	196		70%			2	3							
50%			203	199		50%			209	203		50%			6	4							
25%			242	233	227	228	25%			268	248	241	240	25%			26	15	14	12			
-			919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm	-			919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm	-			919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm
Stickoxide						Stickoxide						Stickoxide											
BS NOXEO						BS NOXEO						BS NOXEO											
100%		4.8		1.5	2.5	100%		7.2		3.0	4.1	100%		2.4		1.5	1.6						
70%			2.6	2.3		70%			4.6	4.1		70%			2.0	1.8							
50%			2.2	1.9		50%			4.6	4.1		50%			2.4	2.2							
25%			1.7	2.1	2.0	2.0	25%			4.0	5.2	4.7	5.0	25%			2.3	3.1	2.7	3.0			
-			919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm	-			919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm	-			919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm
Abgastemp. nach Turbine						Abgastemp. nach Turbine						Abgastemp. nach Turbine											
T 41						T 41						T 41											
100%		439		388	399	100%		468		433	441	100%		28		44	42						
70%			404	380		70%			440	421		70%			37	41							
50%			418	366		50%			461	409		50%			43	43							
25%			365	356	332	25%			410	403	403	377	25%			45	47	47	45				
153			919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm	139			919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm	-14			919 rpm	1045 rpm	1174 rpm	1300 rpm	1555 rpm
Zyklusergebnisse						Zyklusergebnisse						Offset											
PWR						PWR						PWR											
BSFC						BSFC						BSFC											
NOX						NOX						NOX											
			57	kW					57	kW						0	kW						
			210	g/kWh					218	g/kWh						7	g/kWh						
			2.4	g/kWh					4.6	g/kWh						2.3	g/kWh						

Tabelle 4: Auflistung von WHSC Ergebnissen für gekühltes und ungekühltes EGR

gekühlte EGR

Saugrohrtemperatur			
T IM	°C		
100%	53	54	57
75%	53	57	55
50%	53	56	54
25%	54	58	54
-	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

Luftverhältnis			
Lambda	-		
100%	1.30	1.50	1.55
75%	1.35	1.49	1.76
50%	1.33	1.49	1.87
25%	1.57	1.64	2.07
-	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

EGR Rate			
RT EGR	%		
100%	20	20	26
75%	23	29	27
50%	28	33	30
25%	35	39	34
-	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

Kraftstoffverbrauch			
BSFC	g/kWh		
100%	192	192	198
75%	191	194	200
50%	200	200	210
25%	225	231	247
-	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

Stickoxide			
BS NOXEO	g/kWh		
100%	2.4	2.8	2.1
75%	2.4	1.8	3.4
50%	1.9	1.8	3.1
25%	1.9	1.6	3.1
-	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

Abgastemp. nach Turbine			
T 41	°C		
100%	385	394	375
75%	398	355	320
50%	388	345	313
25%	344	331	298
154	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

ungekühlte EGR

Saugrohrtemperatur			
T IM	°C		
100%	111	107	120
75%	104	124	126
50%	110	125	111
25%	109	121	111
-	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

Luftverhältnis			
Lambda	-		
100%	1.30	1.50	1.55
75%	1.35	1.49	1.76
50%	1.32	1.49	1.87
25%	1.55	1.61	2.03
-	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

EGR Rate			
RT EGR	%		
100%	17	16	19
75%	17	22	25
50%	20	27	24
25%	27	31	29
-	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

Kraftstoffverbrauch			
BSFC	g/kWh		
100%	193	193	199
75%	195	196	204
50%	206	205	211
25%	239	245	254
-	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

Stickoxide			
BS NOXEO	g/kWh		
100%	3.6	4.5	3.9
75%	4.9	3.6	4.4
50%	4.2	3.9	5.3
25%	4.6	4.2	4.9
-	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

Abgastemp. nach Turbine			
T 41	°C		
100%	417	434	427
75%	442	407	354
50%	439	393	355
25%	392	386	345
139	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

Offset

Saugrohrtemperatur			
T IM	°C		
100%	59	53	63
75%	52	67	71
50%	57	69	56
25%	54	64	57
-	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

Luftverhältnis			
Lambda	-		
100%	0.0	0.0	0.0
75%	0.0	0.0	0.0
50%	0.0	0.0	0.0
25%	0.0	0.0	0.0
-	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

EGR Rate			
RT EGR	%		
100%	-3	-5	-6
75%	-6	-7	-2
50%	-7	-7	-6
25%	-8	-9	-5
-	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

Kraftstoffverbrauch			
BSFC	g/kWh		
100%	1	1	1
75%	4	2	4
50%	6	5	1
25%	14	14	7
-	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

Stickoxide			
BS NOXEO	g/kWh		
100%	1.3	1.7	1.8
75%	2.5	1.9	1.0
50%	2.3	2.1	2.2
25%	2.7	2.6	1.7
-	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

Abgastemp. nach Turbine			
T 41	°C		
100%	32	41	52
75%	44	51	33
50%	51	48	42
25%	49	55	47
-14	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm

Zyklusergebnisse

PWR	150	kW
BSFC	201	g/kWh
NOX	2.4	g/kWh

Zyklusergebnisse

PWR	150	kW
BSFC	204	g/kWh
NOX	4.2	g/kWh

Offset

PWR	0	kW
BSFC	3	g/kWh
NOX	1.8	g/kWh

Tabelle 5: Auflistung von ESC Ergebnissen für gekühltes und ungekühltes EGR

7.2 Resümee

Die Verringerung des Luftdurchsatzes ist eine gängige Methode die Abgastemperatur zu erhöhen. Die Modellergebnisse zeigen, dass eine Anhebung der Abgastemperatur in hohem Maße möglich ist. Der Anstieg des Kraftstoffverbrauchs, zufolge der erhöhten Ladungswechselerarbeit, kann durch anpassen der VTG Stellung weitgehend auf erträglichem Niveau gehalten werden.

Da in dem verwendeten Motormodell eine Vor- und Nacheinspritzung nicht implementiert ist, wurde lediglich eine Variation der Haupteinspritzung erprobt. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass durch die Variation der Haupteinspritzung die Abgastemperatur in überschaubarem Maße gehoben werden kann. Vor allem führt ein nach „spät“ gehen der Verbrennung zu einer Steigerung des Kraftstoffverbrauchs.

Die Rückführung von ungekühltem Abgas hat, neben der Erhöhung der Abgastemperatur, vor allem negative Folgen. Die Simulationen haben gezeigt, dass die Folgen ein Ansteigen des Kraftstoffverbrauchs, der NO_x Emissionen sowie des Spitzendrucks an der Vollast sind.

Für die weitere Erprobung von Temperaturmanagementmaßnahmen im transienten Motorbetrieb, sollen vor allem das Androsseln sowie die ungekühlte EGR, in Form eines EGR Kühler Bypasses, untersucht werden.

8 Temperaturmanagement Maßnahmen im Transientbetrieb

Um Temperaturmanagementmaßnahmen im transienten Motorbetrieb zu erproben, war es unumgänglich das Motormodell um eine Modell ECU zu erweitern, von welcher folgende wesentliche Funktionen im transienten Motorbetrieb genutzt wurden:

- Regelung der Kraftstoffmenge auf ein Soll-Moment
- Regelung des EGR-Ventils auf ein Soll-Lambda Kennfeld
- Vorgabe von Kennfeldern für Einspritzzeitpunkt, Einspritzdauer, Raildruck und anderer Betriebsparameter, in Abhängigkeit von Drehzahl und Kraftstoffmenge

Im Zuge dieser Arbeit wurde diese ECU noch erweitert:

- Vorgabe von Kennfeldern für Drosselklappen Position, VTG Position und EGR-Ventil Position in Abhängigkeit von Drehzahl und Kraftstoffmenge

8.1 Erstellung von ECU Datensatz

Für die Vorgabe von ECU Datensätzen wurden Excel Datenblätter verwendet. Es wurden die Soll-Kennfelder über der Einspritzmenge und der Drehzahl für folgende Betriebsparameter vorgegeben:

- Einspritzzeitpunkt
- Lambda Kennfeld für die EGR Regelung
- Lambda Kennfeld für die Kraftstoffmenge (als Smoke Limit)
- Raildruck

Im Zuge der Erarbeitung von Temperaturmanagementmaßnahmen wurden weiters hinzugefügt:

- EGR-Ventil Position für Niedriglasten
- Drosselklappen Position
- Kennfeld für EGR Kühler Bypass

Für jede der in den folgenden Kapiteln gezeigten Temperaturmanagementmaßnahmen, wurde ein eigener Datensatz erstellt.

8.2 WHTC warm

Durch die Modell ECU braucht dem Motormodell ein beliebiger Testzyklus nur noch anhand eines zeitliche Drehzahl und Drehmoment Verlaufs (siehe Abbildung 64) vorgegeben werden. Diese Verläufe werden, mittels eines Excel Datenblatts, in das Motormodell eingelesen.

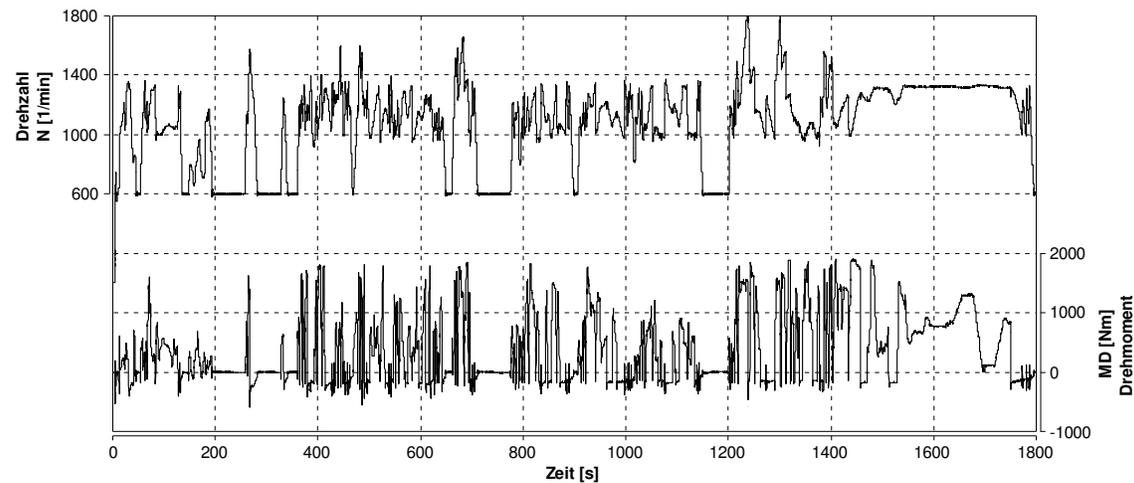


Abbildung 64: WHTC - Drehzahl und Drehmomentverlauf

8.2.1 Basis Datensatz

Mit Basis Datensatz ist gemeint, dass der ECU Datensatz des Versuchsträgers übernommen wurde. Mittels dieses Datensatzes wurde die Validierung der Modell ECU vorgenommen.

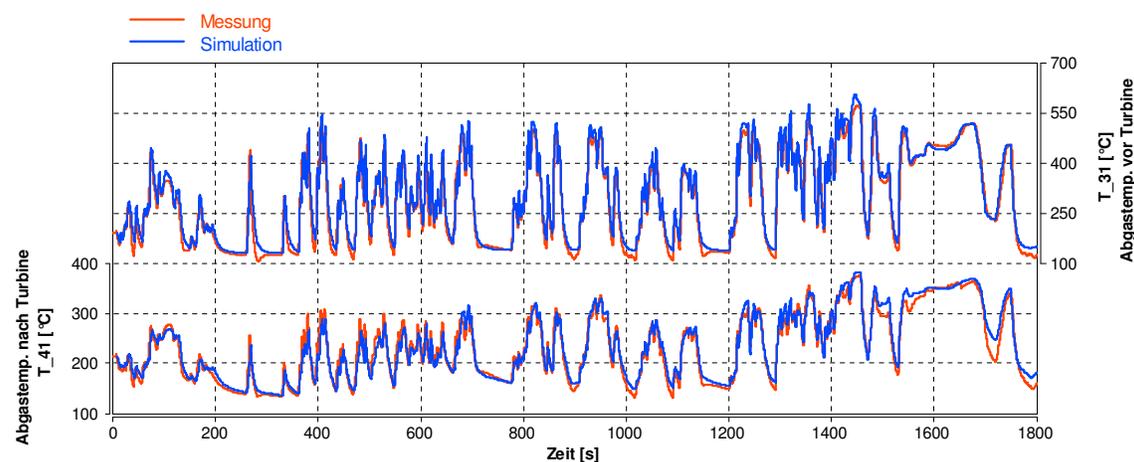


Abbildung 65: Abgastemperaturspuren für geregelten WHTC mit Standard Datensatz

Abbildung 65 zeigt einen Messungs-Rechnungsvergleich der Abgastemperaturspuren vor und nach Turbine. Im Gegensatz zu den schon in Kapitel 6.1 gezeigten Ergebnissen, es handelte sich um eine WHTC Simulation, in welcher die Aktuatoren nur auf Vorgabewerte gestellt wurden, kann nun sichergestellt werden, dass durch die Lambda Regelung keinerlei

unrealistischen Rauchspitzen, durch Überfettung des Luft- Kraftstoffgemisches, auftreten.

Besonders erwähnenswert ist die gute Übereinstimmung der Temperaturen in den Leerlaufphasen. Man sieht, dass der Grund für die Ungenauigkeiten in den stationären Betriebspunkten von ESC und WHSC, fast ausschließlich auf eine nicht dem realen Versuchsträger entsprechende Initialisierungstemperatur zurückzuführen ist. Da im transienten Motorbetrieb die Initialisierung von einem Zeitpunkt zum nächsten nahezu optimal stimmt, fallen viele Ungenauigkeiten weg.

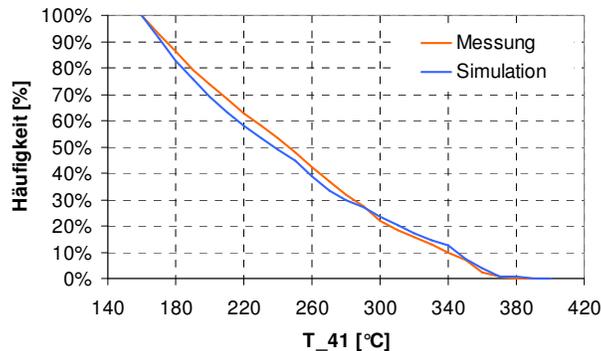


Abbildung 66: Häufigkeitsverteilung der Abgastemperatur nach Turbine für WHTC

Abbildung 66 zeigt die Häufigkeitsverteilung der Abgastemperatur nach Turbine für den geregelt betriebenen WHTC. Man erkennt die im Mittel sehr gute Übereinstimmung von Messung und Rechnung.

Da nun die eingespritzte Kraftstoffmenge auf ein vorgegebenes Drehmoment geregelt wird und, wie schon erwähnt, eine Lambda Regelung vorliegt, hat es nun Sinn Zyklusergebnisse zu betrachten. Es sei allerdings erwähnt, dass Unterschiede in der Lambda Regelung, im Vergleich zum realen Motor, hohen Einfluss auf die NOx Emissionen und wenig Einfluss auf die Abgastemperatur haben.

Die zeitaufgelösten Modellergebnisse wurden in ein Excel Datenblatt exportiert. Hier wurden die mathematisch positiven Werte der Motorleistung numerisch aufintegriert. Somit erhält man die Zyklusarbeit in kWh. Die Massenströme für NOx Emissionen und Kraftstoff wurden ebenfalls numerisch aufintegriert. Somit konnten die spezifischen Zyklusergebnisse errechnet werden.

Messung		Simulation	
Leistung	55.9 kW	Leistung	55.6 kW
BS_NOx	5.2 g/kWh	BS_NOx	4.9 g/kWh
BSFC	214.4 g/kWh	BSFC	213.3 g/kWh

Tabelle 6: Zyklusergebnisse für WHTC

Tabelle 6 zeigt die Zyklusergebnisse für Stickoxid Rohemissionen und Kraftstoffverbrauch, für den geregelt betriebenen WHTC. Man betrachte die gute Übereinstimmung der Stickoxidemissionen durch die erwähnte EGR Regelung.

8.2.2 Androsseln im Schleppbetrieb und Leerlauf

Der Testzyklus WHTC ist geprägt durch langen Aufenthalt im Schlepp- und Leerlaufbetrieb. Die Schleppphasen bewirken eine Förderung von Frischluft durch Motor und Abgasnachbehandlungssystem. Wird dies unterbunden, so kann ein Auskühlen der Abgasanlage wesentlich verringert werden. Das Androsseln im Leerlauf, in welchem ein hohes Maß an Luftüberschuss herrscht, kann durch verringern der Luftmenge, bei gleichem Eintrag an Kraftstoffmenge, eine höhere Abgastemperatur erreicht werden.

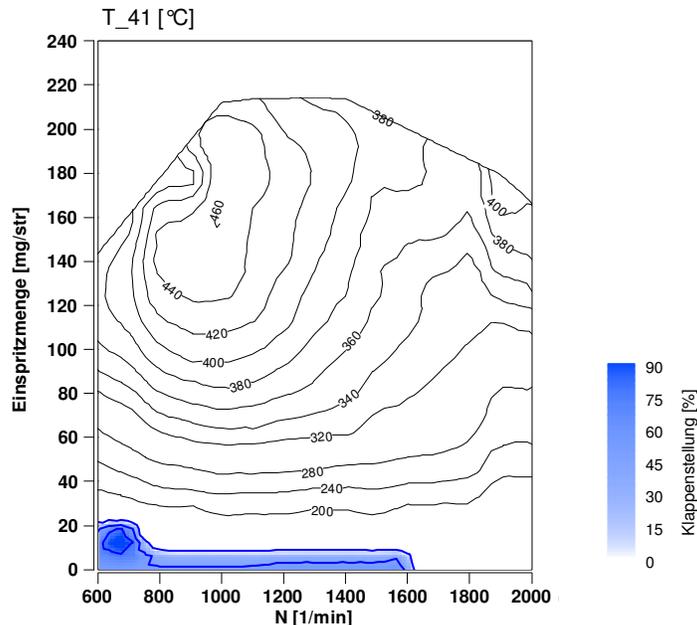


Abbildung 67: Drosselkennfeld (blau) im Schlepp- und Leerlaufbetrieb

Abbildung 67 zeigt eine graphische Darstellung des Drosselkennfelds, für die Bedienung der Modell ECU (blau eingezeichnet). D.h. die Drosselklappe wird, in Abhängigkeit von Kraftstoffmenge und Drehzahl, auf einen vorgegebenen Wert gestellt. Im Unterschied zur EGR Klappe, welche auf eine verbrennungsspezifische Kenngröße, dem Luftverhältnis, geregelt wird.

Ein entsprechender Datensatz war schon vorhanden, da diese Temperaturmanagementmaßnahme am Prüfstand bereits erprobt wurde. Allerdings konnten die entsprechenden Aktuatorstellungen des realen Motors nicht exakt übernommen werden, weswegen ein neues Drosselkennfeld erstellt werden musste. Grund dafür ist, dass ein bestimmter Anstellwinkel der virtuellen Klappe nicht exakt die Auswirkungen auf den virtuellen Motor hat, wie die reale Klappe auf den realen Motor. Es kann somit zu einem leichten Stellungsunterschied zwischen realer und virtueller Klappe kommen. Als Parameter für die Abstimmung des Drosselkennfelds wurden Saugrohrdruck und Luftmassenstrom verwendet.

Im Zuge dieses Temperaturmanagements wurden auch die Stell-Kennfelder von VTG und EGR leicht modifiziert. Die VTG wird im Schleppbetrieb, ebenso wie die EGR Klappe, geöffnet. Dies ist möglich, da bei einer Einspritzmenge unter 15 mg die EGR Klappe auf einen Sollwert gestellt wird.

Für diese Temperaturmanagementmaßnahme waren Prüfstandsdaten vorhanden, die für eine weitere Validierung herangezogen wurden. Abbildung 68 zeigt einen Vergleich von Messung und Simulation der Abgastemperaturen für einen WHTC über der Zeit.

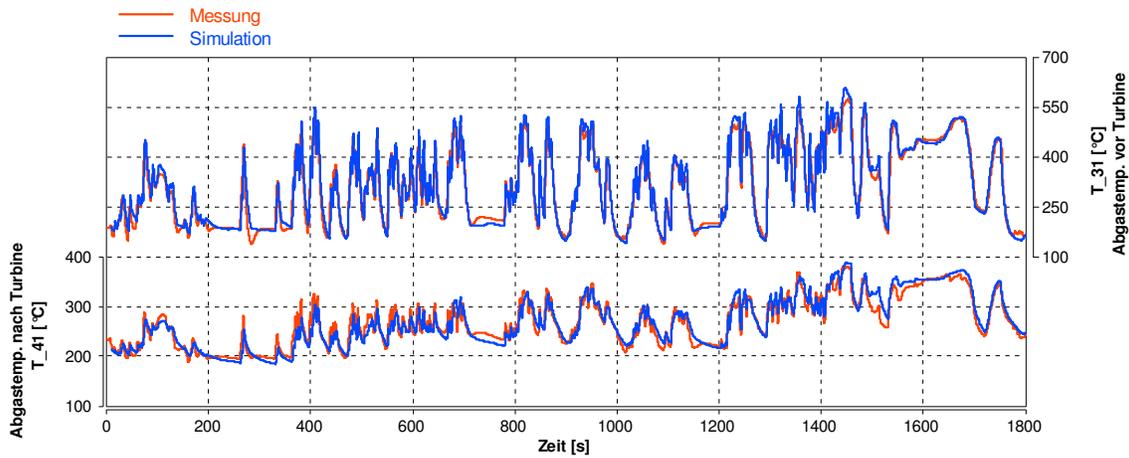


Abbildung 68: Simulationsergebnisse der Abgastemperaturen vor und nach Turbine

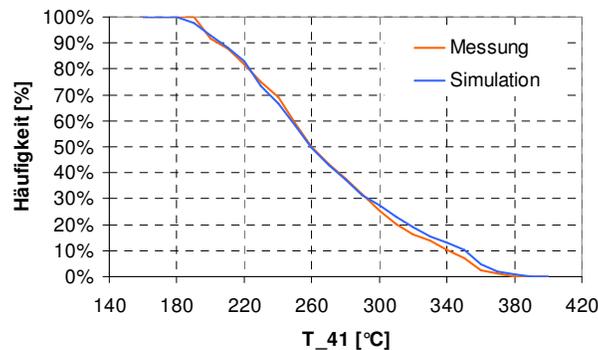


Abbildung 69: Häufigkeitsverteilung der Abgastemperatur nach Turbine für WHTC

Abbildung 69 zeigt die gute Übereinstimmung der Häufigkeitsverteilungen der Abgastemperatur nach Turbine für den WHTC, von Messung und Simulation.

In Tabelle 7 sind die Zyklusergebnisse von Messung und Simulation dargestellt. Der niedrigere Kraftstoffverbrauch der Simulation ist durch die Anpassung des VTG Kennfelds und einer daraus resultierenden Verringerung des Ladungswechsels in manchen Kennfeldbereichen zu erklären.

Messung		Simulation	
Leistung	54.9 kW	Leistung	55.6 kW
BS_NOx	4.9 g/kWh	BS_NOx	5.1 g/kWh
BSFC	216.2 g/kWh	BSFC	213.0 g/kWh

Tabelle 7: Zyklusergebnisse für WHTC

Da keine Prüfstandsergebnisse weiterer Temperaturmanagementmaßnahmen vorliegen, werden von nun an die Simulationsergebnisse untereinander verglichen.

Wie man aus Abbildung 70 entnehmen kann, wurde durch das besagte Temperaturmanagement eine enorme Erhöhung Temperaturspur des Abgases erreicht.

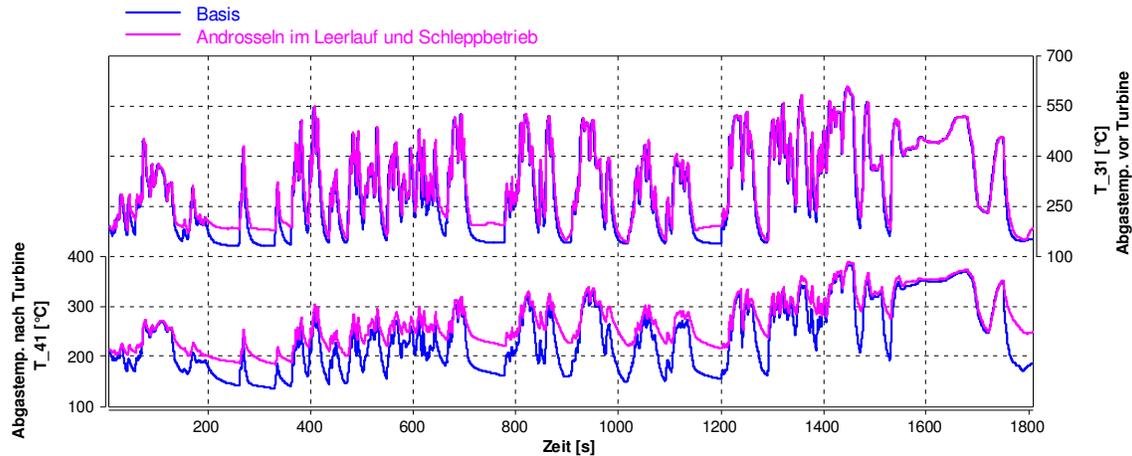


Abbildung 70: Simulationsergebnisse der Abgastemperaturen vor und nach Turbine

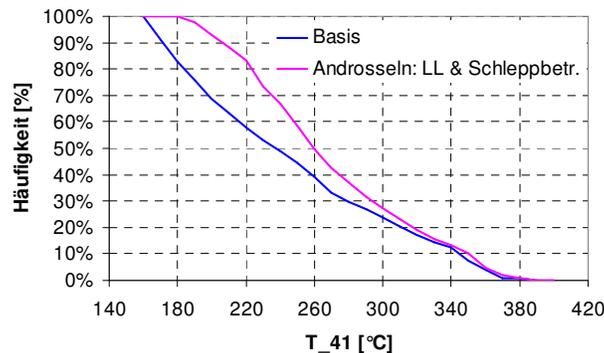


Abbildung 71: Häufigkeitsverteilung der Abgastemperaturen nach Turbine

Wie Abbildung 71 zeigt, kann gerade im Bereich des Motorbetriebs bei niedriger Abgastemperatur, diese enorm angehoben werden. Man erkennt, dass die Abgastemperatur nach Turbine nicht mehr unter 180 °C fällt.

Basis		Androsseln: LL & Schleppbetr.	
Leistung	55.6 kW	Leistung	55.6 kW
BS_NOx	4.9 g/kWh	BS_NOx	5.1 g/kWh
BSFC	213.3 g/kWh	BSFC	213.0 g/kWh

Tabelle 8: Zyklusergebnisse für WHTC

8.2.3 Androsseln im Lastbereich

Erster Versuch

Das erste Drosselkennfeld, welches eine teilweise Drosselung im Lastbereich vorsieht, wurde auf Basis des Drosselkennfelds für Leerlauf und Schleppbetrieb erstellt.

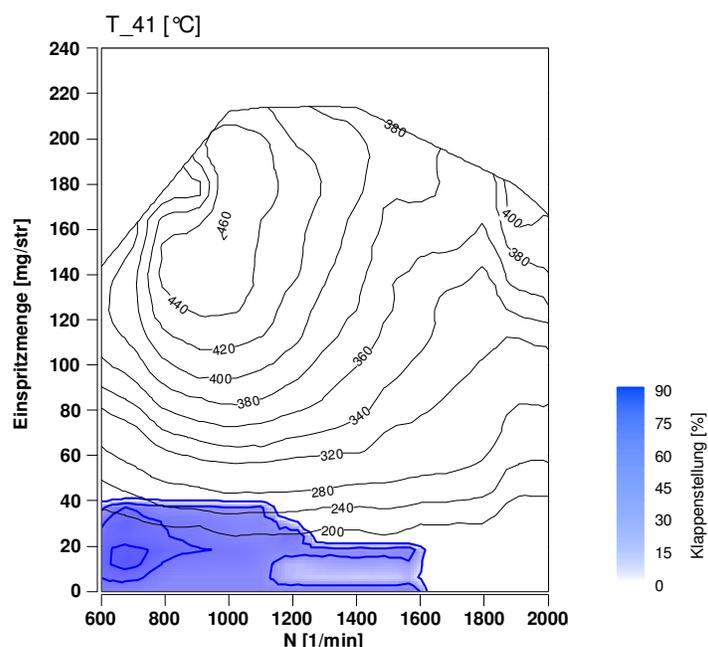


Abbildung 72: Drosselkennfeld (blau) im Schlepp-, Leer- und Niedriglastbereich

Beim ersten Versuch unter Niedriglast anzudrosseln, wurde die Ansaugdrossel, wie in Abbildung 72 zu sehen, lediglich bis zu einer sehr niedrigen Einspritzmenge aktiviert. Es sollten nur die Bereiche des Kennfeldes von Drosselung betroffen sein, welche nicht im Bereich des realen Fahrzyklus liegen und eine sehr niedrige Abgastemperatur aufweisen.

In Abbildung 73, in welcher die Temperaturspuren über der Zeit aufgetragen sind, erkennt man jedoch, dass das Androsseln im untersten Lastbereich nicht ausreicht um die Temperaturen in den Leerlauf- und Schleppphasen wesentlich zu erhöhen. Wie in Abbildung 74, anhand der Häufigkeitsverteilung zu sehen ist, kann die Abgastemperatur nach Turbine im Mittel ein wenig gehoben werden.

Verfolgt man die Temperaturmanagementmaßnahme Androsseln weiter, so führt nichts daran vorbei, sie dann einzusetzen, wenn ein höheres Maß an Enthalpiestrom im Abgas vorhanden ist, um über die thermischen Trägheiten von Abgaskrümmer, Turbolader und Abgasnachbehandlungssystem, thermische Reserven für die Leerlauf und Niedriglastbereiche bereitzustellen.

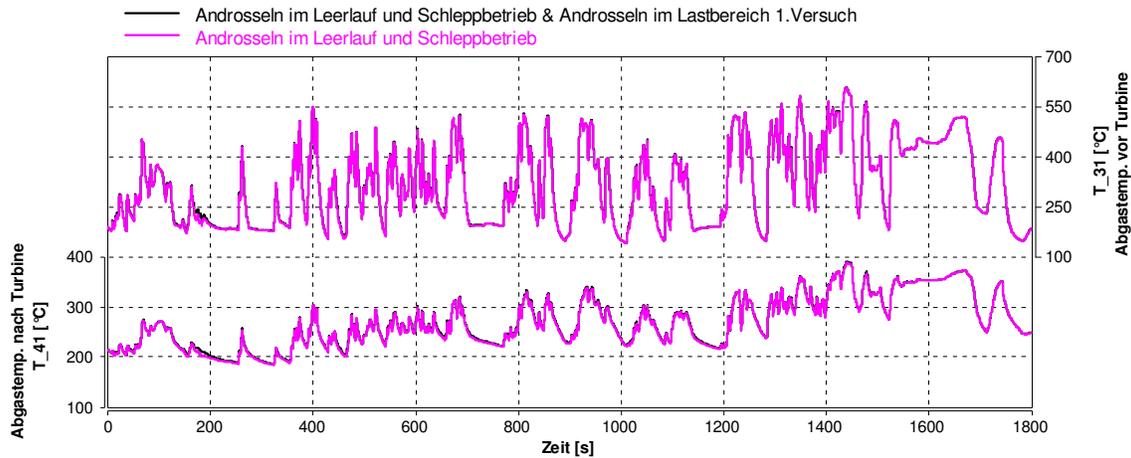


Abbildung 73: Simulationsergebnisse der Abgastemperaturen vor und nach Turbine

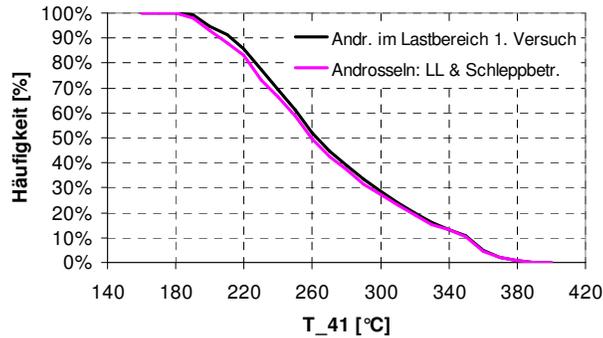


Abbildung 74: Häufigkeitsverteilung der Abgastemperaturen nach Turbine

Beim Androsseln wird lediglich der Luftmassenstrom, bei gleich bleibendem Massenstrom des Kraftstoffs, erhöht. D. h. man erhöht vor allem die Temperatur, den Enthalpiestrom des Abgases allerdings nur in geringerem Maße. In Niedriglastbereichen, in denen der Enthalpiestrom ohnehin niedrig ist, sollten andere Temperaturmanagementmaßnahmen, wie Nacheinspritzung, ergänzt werden um weitere Erfolge zu erzielen.

<u>Androsseln: LL & Schleppbetr.</u>		<u>Andr. im Lastbereich 1. Versuch</u>	
Leistung	55.6 kW	Leistung	55.6 kW
BS_NOx	5.1 g/kWh	BS_NOx	5.1 g/kWh
BSFC	213.0 g/kWh	BSFC	213.3 g/kWh

Tabelle 9: Zyklusergebnisse für WHTC

In Tabelle 9 sind Zyklusergebnisse der beiden WHTC zusammengefasst. Es ist kaum ein Einfluss auf Kraftstoffverbrauch und NOx Rohemissionen zu erkennen.

Androsseln bis zur Viertellast

Abbildung 75 zeigt die graphische Darstellung der Bedatung des Drosselkennfelds, welche etwa bis zu einer Einspritzmenge von 60mg pro Arbeitsspiel und Zylinder reicht und auf dem Drosselkennfeld für Leerlauf und Schleppbetrieb aufbaut. Es wäre als Temperaturmanagementmaßnahme für den, mit kaltem Motor gestarteten, WHTC gedacht. 60mg pro Arbeitsspiel und Zylinder entspricht in weitem Kennfeldbereich ungefähr einem Viertel der Volllast.

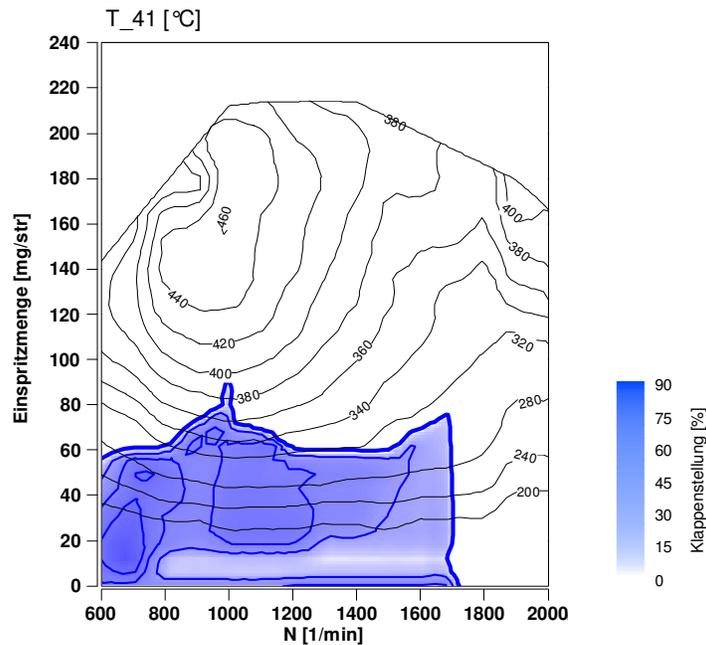


Abbildung 75: Drosselkennfeld (blau) bis etwa zur Viertellast

Grund für das erweiterte Androsseln im Drehzahlbereich von 1000rpm ist die erhöhte Häufigkeit des WHTC in diesem Bereich.

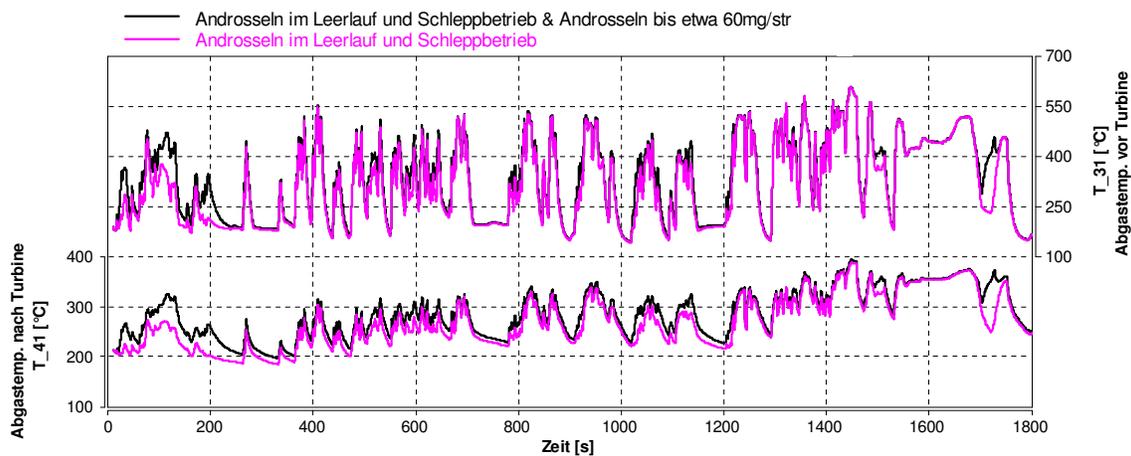


Abbildung 76: Simulationsergebnisse der Abgastemperaturen vor und nach Turbine

Betrachtet man den Verlauf der Abgastemperatur nach Turbine in Abbildung 76, so erkennt man, dass diese im Vergleich zum alleinigen Androsseln im Leerlauf und Schleppbetrieb,

deutlich gehoben werden kann. Insbesondere zu Beginn des Zyklus kann eine deutliche Temperatursteigerung erzielt werden.

Die deutliche Anhebung der Abgastemperatur zeigt auch die Häufigkeitsverteilung der Abgastemperatur nach Turbine in Abbildung 77.

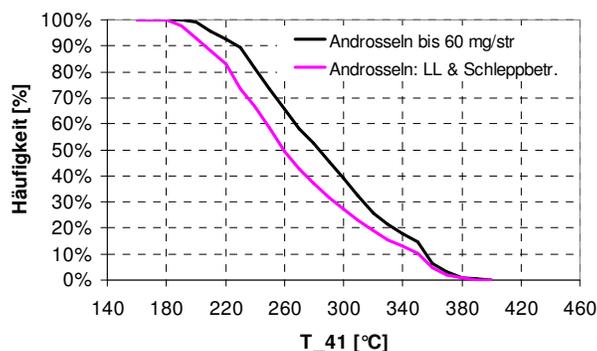


Abbildung 77: Häufigkeitsverteilung der Abgastemperaturen nach Turbine

Wie erwartet ist ein nicht unwesentlicher Anstieg des Kraftstoffverbrauchs, aufgrund der erhöhten Ladungswechselarbeit, zu verzeichnen. In Tabelle 10 sind die genannten Zyklusergebnisse für WHTC zusammengefasst.

Zufolge des Androsselns schließt die EGR Klappe, um den entsprechenden Luftüberschuss der Verbrennung sicherzustellen. Dadurch steigen die Stickoxid Emissionen an.

Androsseln: LL & Schleppbetr.		Androsseln bis 60 mg/str	
Leistung	55.6 kW	Leistung	55.5 kW
BS_NOx	5.1 g/kWh	BS_NOx	5.5 g/kWh
BSFC	213.0 g/kWh	BSFC	217.2 g/kWh

Tabelle 10: Zyklusergebnisse für WHTC

Gezieltes Androsseln für WHTC warm

Unter anderem wurde ein Drosselkennfeld, gezielt für die zweite Phase des WHTC, d.h. für den warm gestarteten WHTC, erarbeitet und erprobt. Die Bereiche niedriger Abgastemperatur treten im warmen WHTC in den ersten 460 Sekunden auf, da in diesem Bereich der Motor mit niedriger Last betrieben wird sowie Schlepp- und Leerlaufphasen auftreten.

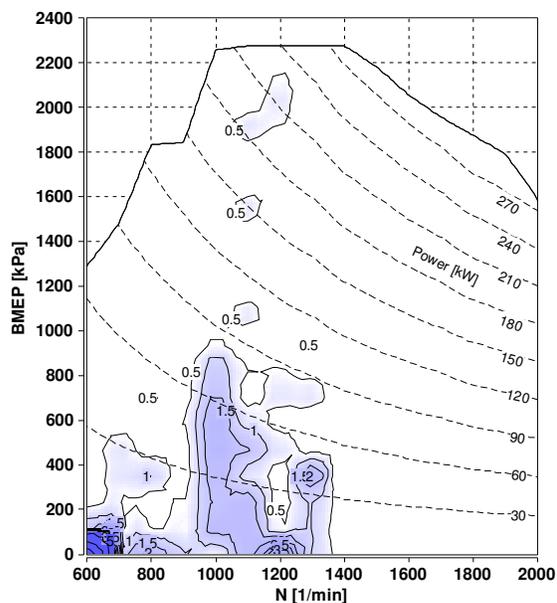


Abbildung 78: Häufigkeitsverteilung des WHTC in %, der ersten 460 Sekunden

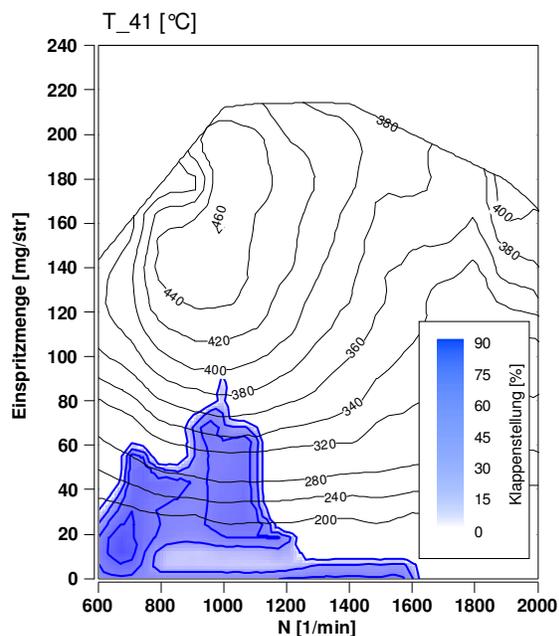


Abbildung 79: Drosselkennfeld (blau) im Schlepp-, Leerlauf- und Niedriglastbereich

Dies würde eine Temperaturmanagementmaßnahme darstellen, welche bei betriebswarmem Motor ständig zu tragen käme. Deshalb wurde darauf geachtet, dass der Bereich des realen Autobahnzyklus, was dem Betrieb bei einer Motordrehzahl von etwa 1300rpm entspricht, nicht betroffen wird.

Abbildung 79 zeigt eine graphische Darstellung des Drosselklappenkennfelds, in Abhängigkeit der Einspritzmenge und der Motordrehzahl. Erstellt wurde dieses Kennfeld anhand einer Häufigkeitsverteilung des WHTC, innerhalb der ersten 460 Sekunden. Diese Häufigkeitsverteilung ist in Abbildung 78, in Abhängigkeit von Mitteldruck und Drehzahl, dargestellt.

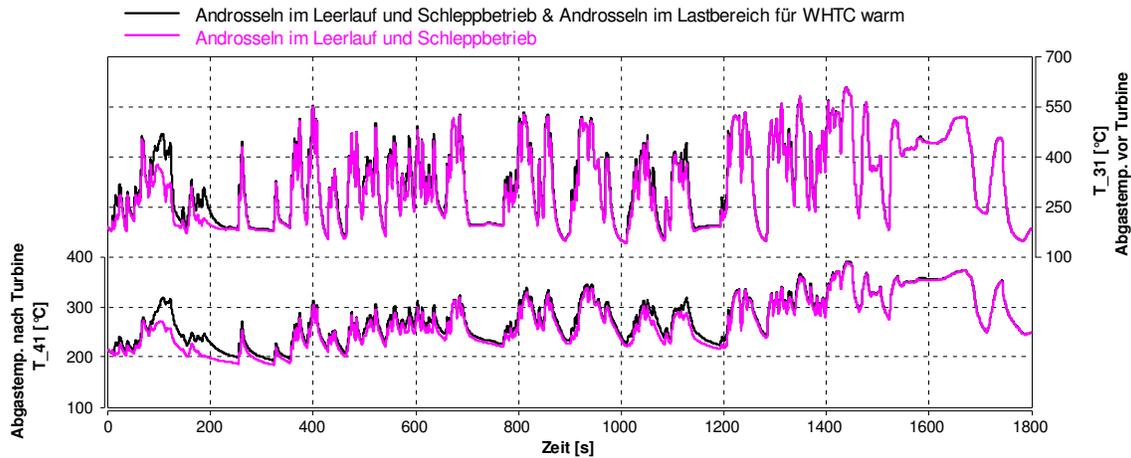


Abbildung 80: Simulationsergebnisse der Abgastemperaturen vor und nach Turbine

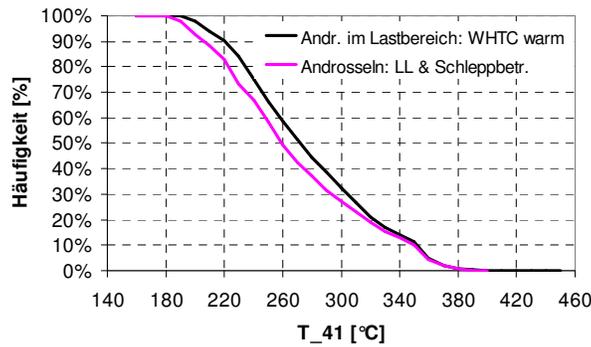


Abbildung 81: Häufigkeitsverteilung der Abgastemperaturen nach Turbine

Betrachtet man die Abgastemperatur nach Turbine in Abbildung 80, so erkennt man, dass beispielsweise die erste Leerlaufphase, bei Sekunde 200, vollständig über einer Temperatur von 200°C gehalten werden kann. Auf dem Autobahnteil des WHTC, nach Sekunde 1400, zeigt sich wie erwartet und gewünscht, keinerlei Auswirkung in der Abgastemperatur und somit auch keine Auswirkung auf den Kraftstoffverbrauch.

<u>Androsseln: LL & Schleppbetr.</u>		<u>Andr. im Lastbereich: WHTC warm</u>	
Leistung	55.6 kW	Leistung	55.6 kW
BS_NOx	5.1 g/kWh	BS_NOx	5.3 g/kWh
BSFC	213.0 g/kWh	BSFC	215.6 g/kWh

Tabelle 11: Zyklusergebnisse für WHTC

In Tabelle 11 sind Zyklusergebnisse für WHTC zusammengefasst.

8.2.4 EGR Kühler Bypass

Aufgrund der schlechten Ergebnisse, welche die Simulationen der gänzlich ungekühlten Abgasrückführung in den Stationärrechnungen lieferte, wurde diese als nicht weiter erprobenswert angesehen.

Stattdessen wurde ein EGR Kühler Bypass erprobt, womit der Motor im Modell in den notwendigen Betriebsbereichen mit ungekühltem EGR, zum Zwecke der Temperaturerhöhung des Abgases, betrieben werden kann. An der Volllast sowie den für den Realbetrieb relevanten Betriebsbereich, kann somit der Motor weiterhin mit gekühlter Abgasrückführung betrieben werden.

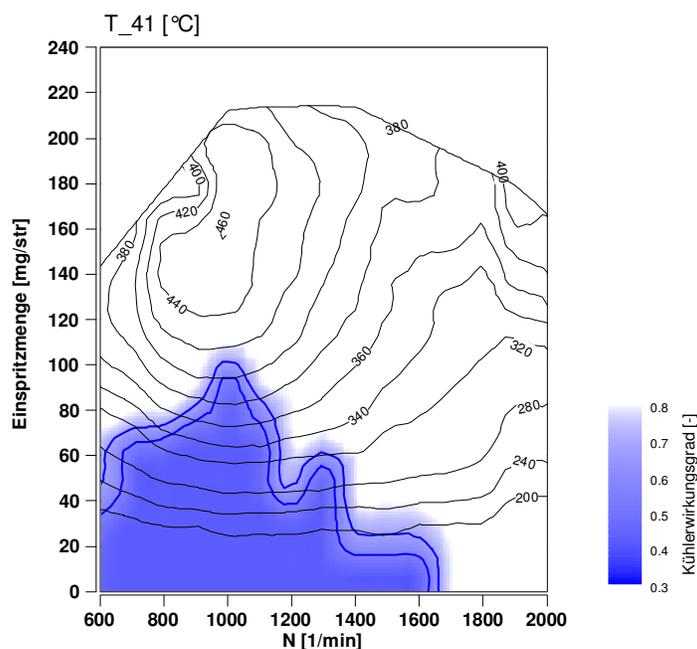


Abbildung 82: Kennfeld - EGR Kühler Wirkungsgrad

Ein EGR Kühler Bypass ist in dem verwendeten Motormodell nicht implementiert. Deswegen wurde das Modell um eine weitere Kennfeldeingabe erweitert. Dieses Kennfeld definiert den EGR Kühler Wirkungsgrad in Abhängigkeit von Motordrehzahl und Einspritzmenge. Abbildung 82 zeigt eine graphische Darstellung dieser Kennfeldbedeutung. Dunkelblau eingezeichnet ist jener Bereich, in welchem der Kühlerwirkungsgrad auf einen Wert der dem einer ungekühlten EGR entsprochen herabgesetzt wurde.

Angewendet wurde die Maßnahme EGR Kühler Bypass wiederum in Kombination mit der Drosselung von Leerlauf und Schleppbetrieb.

Wie anhand der gewohnten Darstellungsweisen in Abbildung 83 und Abbildung 84 zu erkennen ist, ist der Nutzen der ungekühlten EGR im Niedriglastbereich, aufbauend auf der Drosselung im Leerlauf und im Schleppbetrieb, überschaubar.

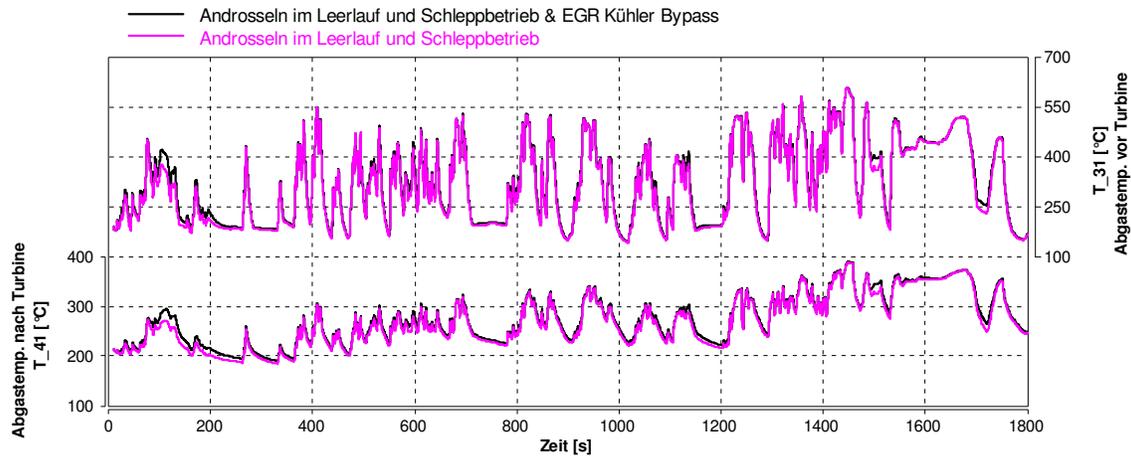


Abbildung 83: Simulationsergebnisse der Abgastemperaturen vor und nach Turbine für EGR Kühler Bypass, im WHTC

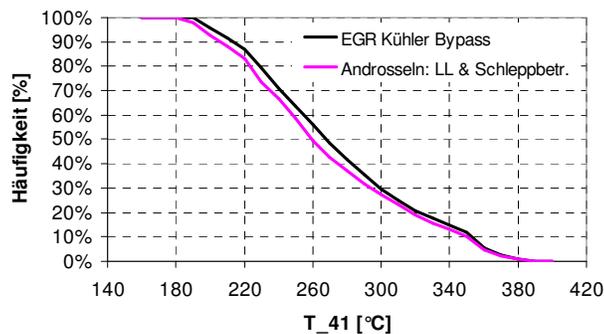


Abbildung 84: Häufigkeitsverteilung der Abgastemperaturen nach Turbine, im WHTC

Wie erwartet, steigen NOx Rohemissionen und Kraftstoffverbrauch mit dem Einsatz ungekühlter Abgasrückführung. Die Zyklusergebnisse sind in Tabelle 12 ersichtlich.

Androsseln: LL & Schleppbetr.		EGR Kühler Bypass	
Leistung	55.6 kW	Leistung	55.6 kW
BS_NOx	5.1 g/kWh	BS_NOx	5.3 g/kWh
BSFC	213.0 g/kWh	BSFC	214.2 g/kWh

Tabelle 12: Zyklusergebnisse für WHTC

Da der Nutzen des EGR Kühler Bypasses überraschend gering war, wurde der WHTC noch einmal mit vollständig ungekühlt rückgeführtem Abgas durchfahren. Abbildung 85 zeigt die zeitlichen Verläufe der Abgastemperaturen dieses Tests.

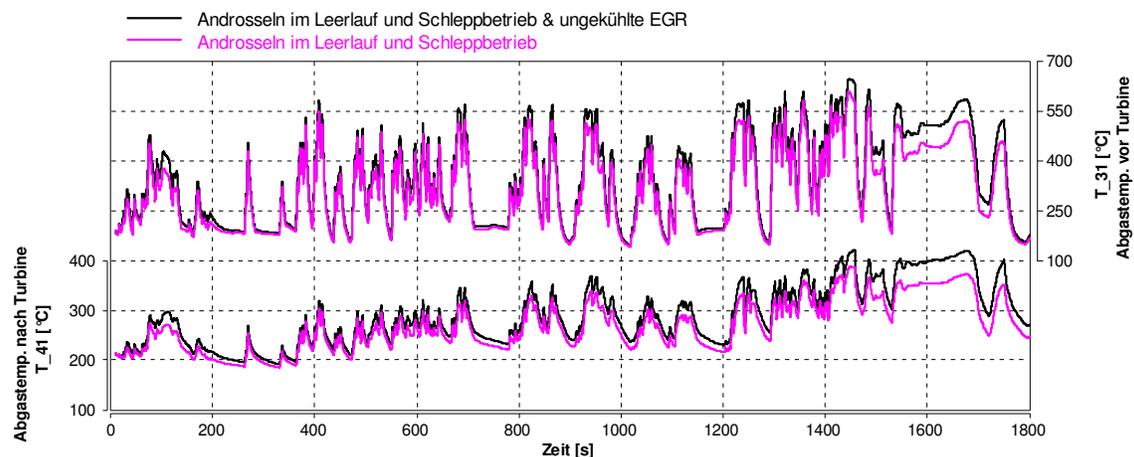


Abbildung 85: Simulationsergebnisse der Abgastemperaturen vor und nach Turbine für ungekühlte EGR

Es hat sich gezeigt, dass für eine effiziente Erhöhung der Abgastemperatur der Motor in höherem Lastbereichen mit ungekühlter EGR betrieben werden müsste. Dies ist, aus bereits in Kapitel 7.1.3 erwähnten Gründen, unerwünscht. Somit scheidet auch der EGR Kühler Bypass als effiziente Temperaturmanagementmaßnahme für den WHTC aus.

8.3 WHTC kalt

Temperaturmanagement für die erste Phase des WHTC, d.h. der WHTC welcher mit kaltem Motor gestartet wird, soll folgende Aufgaben erfüllen:

- Schnelles Erwärmen des Abgasnachbehandlungssystems
- Einbrüche im Temperaturverlauf reduzieren
- Eine ausreichende Erwärmung sicherstellen, sodass in der hoch gewichteten zweiten Phase ein warmer Motor zur Verfügung steht

Die erste WHTC Phase kann in dem verwendeten Motormodell nicht vollständig simuliert werden, da die Kühlwassertemperatur zwar manuell variiert werden kann, jedoch die Abbildung der Erwärmung des Kühlwassers innerhalb eines transienten Zyklus nicht implementiert ist. Dies bedeutet, dass der Kraftstoffverbrauch keinesfalls richtig abbildbar ist, da die Motorreibung wesentlich von der Kühlmitteltemperatur abhängt.

Die Erwärmung und Abkühlung des Abgasstrangs ist jedoch, wie die Validierungen gezeigt haben, sehr genau abgebildet. Weiters können im gesamten Abgasstrang für Gas- und Gehäusetemperaturen, beliebige Initialisierungstemperaturen vorgegeben werden.

Abbildung 86 zeigt am Prüfstand gemessene Abgastemperaturverläufe für einen kalt gestarteten WHTC. Dazu eingetragen sind Ergebnisse eines WHTC, welcher im Motormodell mit einer Initialisierungstemperatur des Abgasstrangs von 25°C errechnet wurde.

Aus verschiedensten Gründen entstehen Unterschiede zwischen Messung und Rechnung. Diese wären beispielsweise die veränderte Wärmeleitung zwischen Abgaskrümmen und Motorblock oder eine veränderte Zylinderaustrittstemperatur des Abgases, durch andere Wärmeübergänge im Zylinder.

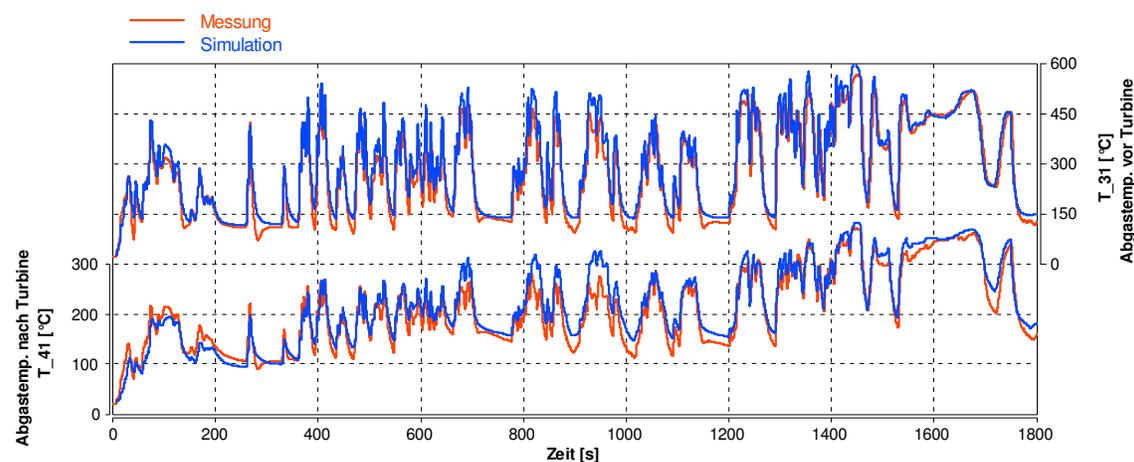


Abbildung 86: Simulationsergebnis und Messung der Abgastemperaturen vor und nach Turbine für einen kalten WHTC

Jedoch ist die Übereinstimmung, vor allem im ersten Drittel des Zyklus, ausreichend um qualitative Vergleiche von Simulationen untereinander machen zu können.

Deshalb sollten Temperaturmanagementmaßnahmen, welche sich im warmen WHTC als wirkungsvoll herausgestellt haben, nun auch für einen kalten WHTC erprobt werden. Hintergrund dieser Simulation ist vor allem folgender: Beim Androsseln wird vor allem die Abgastemperatur erhöht, der Enthalpiestrom des Abgases allerdings nur in einem geringeren Maß. Deshalb war es fraglich, ob das Androsseln bei kaltem Abgasstrang ausreicht, um die Abgastemperatur nach Turbine wesentlich zu erhöhen. Es könnte sein, dass die im Abgas enthaltene Wärmeenergie von Abgaskrümmen und Turboladergehäuse aufgenommen wird, ohne Wirkung auf das Abgasnachbehandlungssystem zu haben.

Es sei angemerkt, dass für die Bewertung weiterhin die Abgastemperatur nach Turbine verwendet wird. D.h. die thermischen Trägheiten von DOC, DPF und SCR Katalysator sind hier weiterhin nicht berücksichtigt.

Abbildung 87 zeigt die zeitlichen Verläufe der Abgastemperatur nach Turbine, für vier verschiedene Datensätze, der ersten Hälfte von WHTC Simulationen. Diese wurden mit 25°C kaltem Abgasstrang initialisiert.

Es ist zu erkennen, dass das gezielte Androsseln, entsprechend der Häufigkeit im Niedriglastbereich des WHTC (schwarz gezeichnet), das eigentlich für die Optimierung des warm gestarteten WHTC gedacht wäre, nahezu die gleiche Wirkung hat, wie ein generelles Androsseln bis zur Viertellast.

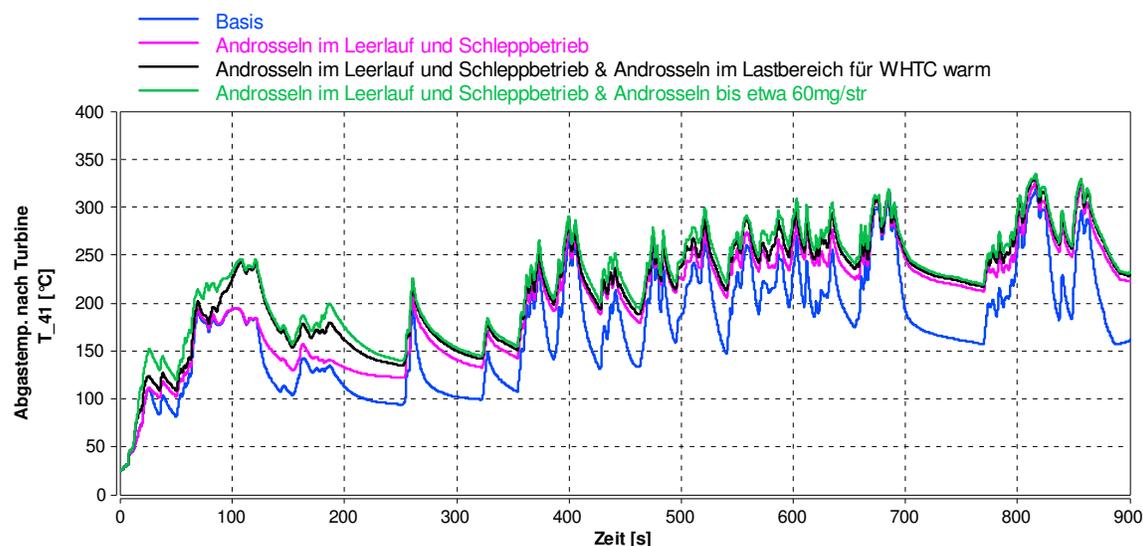


Abbildung 87: Simulationsergebnisse der Abgastemperaturen nach Turbine für einen kalten WHTC

An den Temperaturverläufen ist gut zu erkennen, dass durch Androsseln in der Niedriglast das Temperaturniveau im Abgasstrang sehr viel früher über die Marke von 200°C gehoben werden kann. Dieser Effekt kann, erprobt man diesen Datensatz am Motorprüfstand, eventuell durch eine Nacheinspritzung verbessert werden.

Abbildung 88 zeigt die Häufigkeitsverteilung der Abgastemperatur nach Turbine. Es ist zu sehen, dass durch das gezielte Lastandrosseln, trotz der deutlichen Temperaturanhebung zu Beginn des WHTC, die Abgastemperatur im Mittel nur wenig steigt.

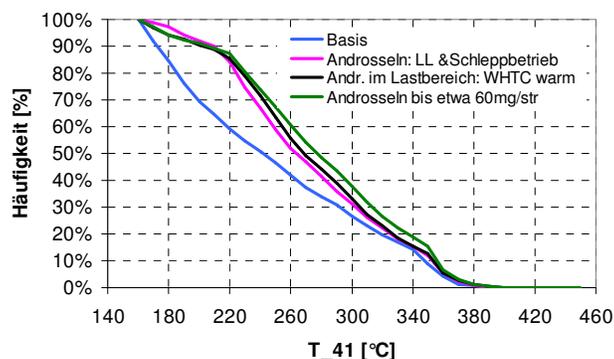


Abbildung 88: Häufigkeitsverteilung der Abgastemperaturen nach Turbine

8.4 Resümee

Die Validierung des Motormodells im transienten Motorbetrieb zeigte, dass eine gute Abbildung der Abgastemperatur möglich ist. Durch die Drehmoment- und Lambda-Regelung der Modell ECU konnten auch Zyklusergebnisse für NO_x Emissionen und Kraftstoffverbrauch errechnet werden. Auch die erste, schon am Prüfstand erprobte Maßnahme, Androsseln im Leerlauf und Schleppbetrieb, wurde vom Modell optimal abgebildet. Diese Maßnahme erwies sich als so wirkungsvoll, dass darauf folgende Maßnahmen darauf aufgebaut wurden.

Die Simulationen für den transienten Motorbetrieb zeigten, dass die Nachteile des ungekühlten EGR, vor allem bei hohen Rückführraten, dessen Vorteilen überwiegen. Auch der Einsatz eines EGR Kühler Bypasses lieferte keinerlei befriedigende Ergebnisse. Der Bypass müsste bis weit in den Halblastbereich des Kennfelds geöffnet werden, um eine bemerkbare Wirkung zu erzielen. Dies ist aus vielerlei genannten Gründen unerwünscht.

Durch Androsseln kann in weiten Bereichen des Kennfelds eine deutliche Erhöhung der Abgastemperatur, verbunden mit Einbußen im Motorwirkungsgrad, erreicht werden. Anhand von Simulationsergebnissen wurde dargelegt, dass dies auch in einem kalt gestarteten WHTC Wirkung zeigt.

Durch selektives Androsseln im niedrigen Drehzahlbereich kann die Abgastemperatur zu Beginn des WHTC, auch bei kalt gestartetem Motor gehoben werden, ohne wesentliche Einbußen im Kraftstoffverbrauch für den realen Fahrbetrieb zu haben. Dies soll im folgenden Abschnitt noch anhand eines Autobahnzyklus erprobt werden.

8.5 Realer Fahrzyklus

Unter anderem soll es Aufgabe dieser Diplomarbeit sein, die Auswirkungen von motorischen Maßnahmen zur Steigerung der Abgastemperatur auf den realen Fahrbetrieb zu bewerten.

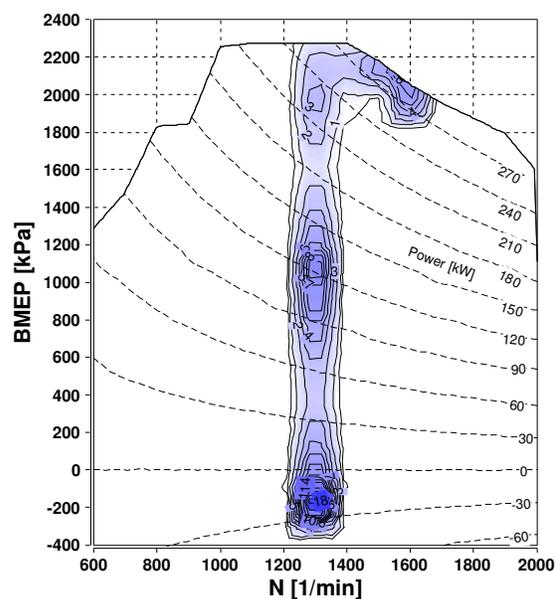


Abbildung 89: Häufigkeitsverteilung in % bei stark hügeliger Autobahn

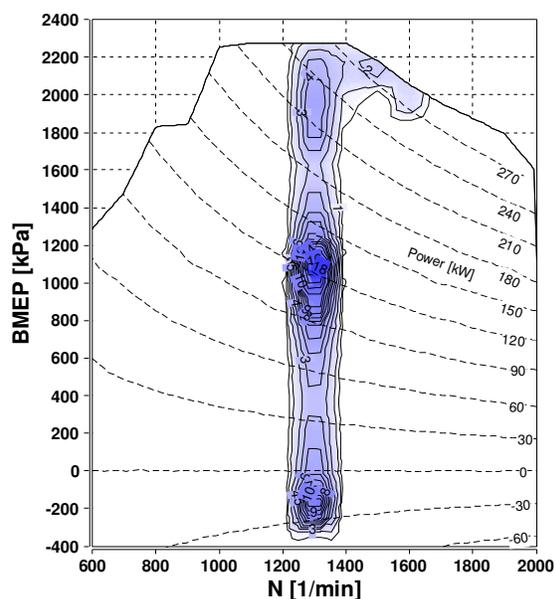


Abbildung 90: Häufigkeitsverteilung in % bei leicht hügeliger Autobahn

In Kapitel 4.2 wurde ein realer Fahrzyklus, welcher über etliche Stunden im realen Fahrzeugbetrieb aufgezeichnet wurde, vorgestellt.

Aus diesem Zyklus wurden zwei repräsentative Abschnitte, von der Dauer einer Stunde entnommen. In Abbildung 89 ist ein Teil des Gesamtzyklus, anhand einer Häufigkeitsverteilung über Mitteldruck und Drehzahl dargestellt. Es handelt sich um eine Fahrt über stark hügelige Autobahn. Man erkennt dies am häufigen Aufenthalt im Schleppebetrieb sowie an der Vollast. Abbildung 90 zeigt die Häufigkeitsverteilung des zweiten entnommenen Abschnitts. Hierbei handelt es sich um eine Fahrt auf leicht hügeliger Autobahn. Dies zeichnet sich durch die starke Ausprägung des Road Load Points, bei etwa 50% Last, ab.

Um Referenzergebnisse zu schaffen, sollten zunächst die beiden Zyklen im Motormodell grundvermessen werden. Die Modell-ECU wurde hierfür mit dem Basis Datensatz bedatet. Danach konnten Auswirkungen von motorischen Maßnahmen für den WHTC, für eine Autobahnfahrt eines schweren Nutzfahrzeug untersucht werden.

8.5.1 Simulation mit Basis Datensatz

Autobahnzyklus 1, stark hügelig

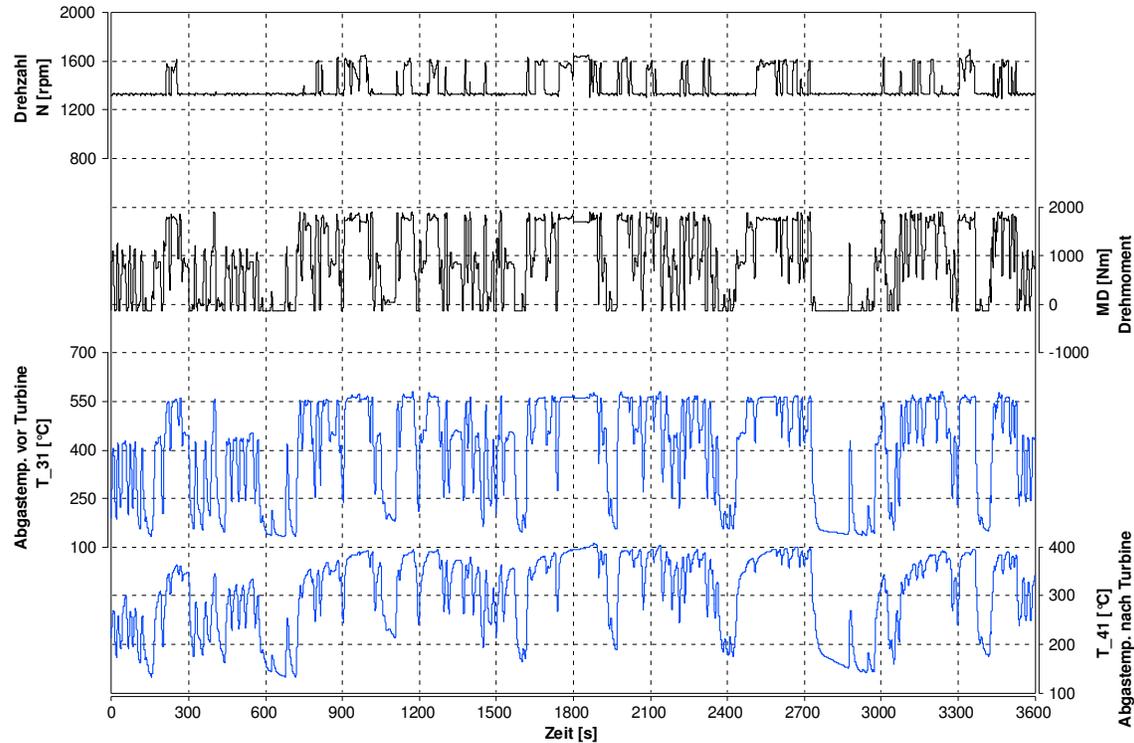


Abbildung 91: Zeitliche Verläufe von Drehzahl, Drehmoment und Abgastemperaturen für Autobahnzyklus 1 (stark hügelig)

Abbildung 91 zeigt die zeitlichen Verläufe von Drehzahl und Drehmoment sowie die Abgastemperaturen für den stark hügeligen Autobahnzyklus, simuliert mit dem Basis Datensatz.

Der Drehzahlverlauf ist geprägt durch langes Verweilen bei 1300rpm, was bei Autobahnfahrt einer Fahrgeschwindigkeit von etwa 88km/h entspricht. Bei Bergauffahrt wird zurückgeschaltet, um die Geschwindigkeit des Fahrzeugs nahezu konstant zu halten. Der Motor wird dann bei höherer Leistung, in einem Drehzahlbereich von 1500 bis 1600rpm, betrieben.

Die Temperaturverläufe sind geprägt durch heiße Phasen, die durch die hohe Motorlast bei der Bergauffahrt resultieren, kombiniert mit tiefen Einbrüchen in den Schleppphasen, ähnlich dem WHTC.

Basis

Leistung	133.8 kW
BS_NOx	2.7 g/kWh
BSFC	200.7 g/kWh

Tabelle 13: Zyklusergebnisse für Autobahnzyklus 1

Tabelle 13 zeigt Zyklusergebnisse des stark hügeligen Autobahnzyklus, simuliert mit dem Basis Datensatz.

Autobahnzyklus 2, leicht hügelig

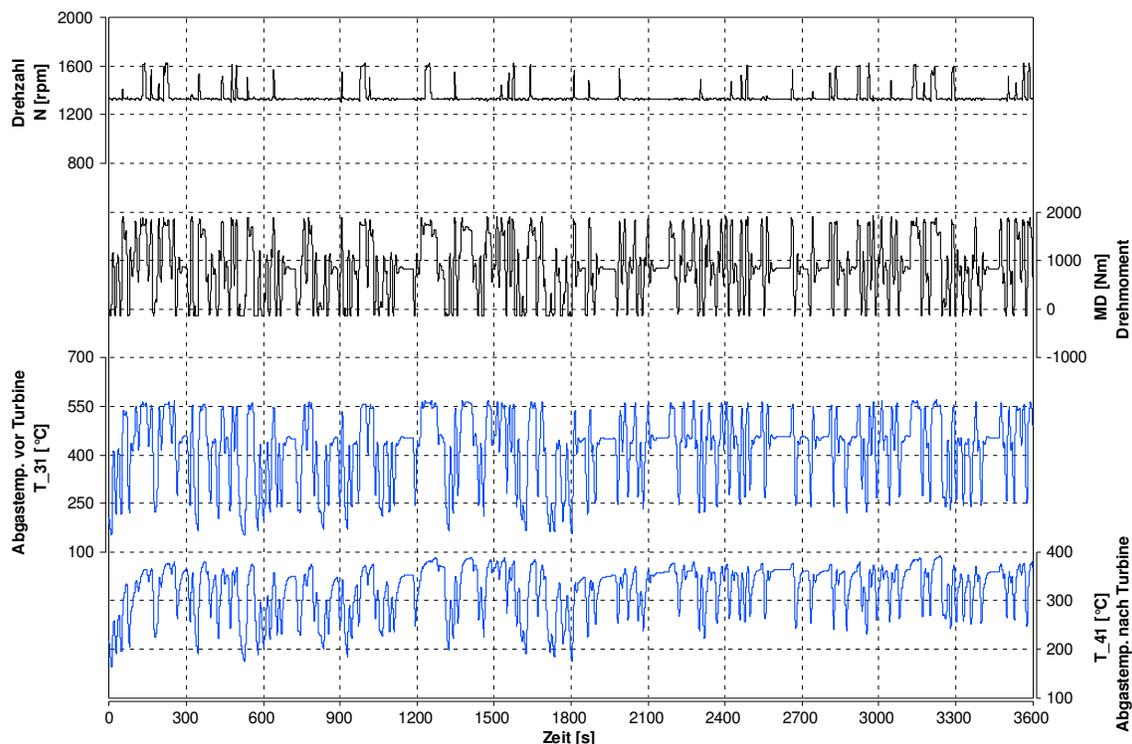


Abbildung 92: Zeitliche Verläufe von Drehzahl, Drehmoment und Abgastemperaturen für Autobahnzyklus 2 (leicht hügelig)

Abbildung 92 zeigt die zeitlichen Verläufe von Drehzahl und Drehmoment sowie die Abgastemperaturen für den leicht hügeligen Autobahnzyklus, simuliert mit dem Basis Datensatz.

Die Motordrehzahl verweilt fast ausschließlich bei 1300rpm. Allerdings erkennt man dennoch eine starke Dynamik in der Last, bedingt durch Steigung und Gefälle in der Fahrbahn und erhöhtes Verkehrsaufkommen.

Basis	
Leistung	124.0 kW
BS_NOx	2.8 g/kWh
BSFC	201.5 g/kWh

Tabelle 14: Zyklusergebnisse für Autobahnzyklus 2

Tabelle 14 zeigt Zyklusergebnisse des leicht hügeligen Autobahnzyklus, simuliert mit dem Basis Datensatz.

Im Vergleich zum WHTC, ergeben sich bei beiden Autobahnzyklen eine deutlich höhere Zyklusleistung und ein niedrigerer spezifischer Kraftstoffverbrauch. Grund dafür ist der Betrieb bei höherer Last und Drehzahl.

8.5.2 Simulation mit adaptierten Datensätzen

Es wurden beide Autobahnzyklen für drei als wirkungsvoll angesehene, Temperaturmanagement- Datensätze simuliert.

Autobahnzyklus 1

Basis		Androsseln: LL & Schleppbetr.	
Leistung	133.8 kW	Leistung	133.8 kW
BS_NOx	2.7 g/kWh	BS_NOx	2.8 g/kWh
BSFC	200.7 g/kWh	BSFC	200.4 g/kWh
Andr. im Lastbereich: WHTC warm		Androsseln bis 60 mg/str	
Leistung	133.8 kW	Leistung	133.8 kW
BS_NOx	2.8 g/kWh	BS_NOx	3.0 g/kWh
BSFC	200.4 g/kWh	BSFC	201.1 g/kWh

Tabelle 15: Zyklusergebnisse des Autobahnzyklus 1 für verschiedene Datensätze

Autobahnzyklus 2

Basis		Androsseln: LL & Schleppbetr.	
Leistung	124.0 kW	Leistung	124.0 kW
BS_NOx	2.8 g/kWh	BS_NOx	2.9 g/kWh
BSFC	201.5 g/kWh	BSFC	201.2 g/kWh
Andr. im Lastbereich: WHTC warm		Androsseln bis 60 mg/str	
Leistung	124.0 kW	Leistung	124.0 kW
BS_NOx	2.9 g/kWh	BS_NOx	3.1 g/kWh
BSFC	201.2 g/kWh	BSFC	202.0 g/kWh

Tabelle 16: Zyklusergebnisse des Autobahnzyklus 2 für verschiedene Datensätze

In Tabelle 15 und Tabelle 16 sind die Zyklusergebnisse der beiden Autobahnzyklen, simuliert mit vier verschiedenen Datensätzen, zusammengefasst.

Die beiden Datensätze „Lastandrosseln: WHTC warm“ und „Lastandrosseln bis 60mg/str“ basieren beide auf dem Datensatz „Lastandrosseln im Leerlauf und Schleppbetrieb“. Dieser wirkt sich, verglichen mit dem Basis Datensatz, etwas günstiger auf den Kraftstoffverbrauch aus. Grund dafür sind geringe Vorteile im Ladungswechsel, durch Anpassung des VTG Kennfelds.

Wie erwartet hat das gezielte Androsseln unter Last, entsprechend der Häufigkeitsverteilung in den ersten 460 Sekunden des WHTC („Andr. im Lastbereich: WHTC warm“), keinerlei

negative Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch in den Autobahnzyklen.

Auch das Drosselkennfeld, welches bis zu einer Einspritzmenge von 60mg/str reicht, wurde so gestaltet, dass die Auswirkungen auf den Autobahnbetrieb überschaubar blieben.

9 Zusammenfassung

Ziel dieser Arbeit war die entwicklungsbegleitende Anwendung eines echtzeitfähigen Motormodells, am Beispiel eines Euro 6 Nutzfahrzeugmotors. Hauptaugenmerk wurde auf die modellbasierte Abbildung der Stickoxid Rohemissionen, des Temperaturniveaus im Abgasstrang sowie des Kraftstoffverbrauchs gelegt. Dabei wurden gezielte Maßnahmen zur Steigerung der Abgastemperatur erarbeitet. Als Versuchsträger diente ein Nutzfahrzeugmotor mit 10.5 Liter Hubraum.

Zu Beginn der Diplomarbeit wurden stationäre und transiente Testläufe begleitet, deren Daten zum Abstimmen sowie zum Validieren des Motormodells dienten.

Es wurde ein vorabgestimmtes Motormodell übernommen, welches mittels stationärer Prüfstandsdaten feinabgestimmt wurde. Somit geschah eine Einarbeitung in die Handhabung des Motormodells.

Nach der Modellvalidierung im stationären Motorbetrieb, wurden Temperaturmanagementmaßnahmen, unter Berücksichtigung von Stickoxidemissionen und Kraftstoffverbrauch, für den Stationärbetrieb erprobt.

Die Validierung des Motormodells zeigte eine ausgezeichnete Abbildung von Abgastemperatur und Stickoxidemissionen im transienten Motorbetrieb. Somit konnten gezielte Maßnahmen zur Steigerung des Temperaturniveaus im Abgasstrang, mit Hauptaugenmerk auf den transienten Testzyklus WHTC, erprobt werden. Die Auswirkungen dieser Maßnahmen auf den realen Fahrbetrieb eines schweren Nutzfahrzeuges wurden ebenfalls untersucht.

Modellgenauigkeit

Die Validierung des Motormodells im Stationärbetrieb hat gezeigt, dass eine äußerst gute Abbildung der spezifischen Stickoxidemissionen über den gesamten Kennfeldbereich möglich ist. Auch die Simulation des Kraftstoffverbrauchs ist im mittleren und oberen Lastbereich ausreichend genau. Lediglich im Bereich niedriger Drehzahl in Verbindung mit niedriger Last, treten Ungenauigkeiten bedingt durch den hohen Einfluss an Reibung auf. Die Abgastemperatur nach Turbolader, welche zum Bewerten der Temperaturmanagementmaßnahmen diente, wurde vom Modell mit einer ausreichenden Genauigkeit abgebildet. Hier erwiesen sich die Initialisierungstemperaturen sowie die Stabilisationszeit, welche von den Prüfstandsergebnissen teilweise nicht genau bekannt waren, als die eigentliche Fehlerquelle.

Die Validierung des Motormodells verlief im transienten Betrieb ebenfalls erfolgreich. Die zeitlichen Verläufe der Abgastemperaturen im transienten Zyklus WHTC zeigten hohe Genauigkeit. Die Zyklusergebnisse der spezifischen NOx Emissionen hatten nur geringe Abweichung zu jenen der Messung.

Temperaturmanagement im Stationärbetrieb

Temperaturmanagementmaßnahmen wurden zunächst für den stationären Motorbetrieb erprobt.

Da in dem verwendeten Motormodell eine Vor- und Nacheinspritzung nicht implementiert war, wurde eine Variation des Zeitpunkts der Haupteinspritzung simuliert. Dies erwirkte eine

Anhebung der Abgastemperatur in einem überschaubaren Maß. Vor allem führte ein nach spät gehen der Verbrennung zu einer Steigerung des Kraftstoffverbrauchs.

Die Verringerung des Luftdurchsatzes wurde mit Hilfe einer Drosselklappe sowie einer Abgasgegendruckklappe erprobt. Der Anstieg des Kraftstoffverbrauchs, als Folge der erhöhten Ladungswechselerarbeit, konnte durch anpassen der VTG Stellung weitgehend auf erträglichem Niveau gehalten werden.

Die Rückführung von ungekühltem Abgas hatte vor allem negative Folgen. Diese waren ein Ansteigen des Kraftstoffverbrauchs, der NO_x Emissionen sowie des Spitzendrucks an der Vollast.

Temperaturmanagement im Transientbetrieb

Für die Erprobung von Temperaturmanagementmaßnahmen im transienten Motorbetrieb sollten vor allem das Androsseln sowie die ungekühlte Abgasrückführung, in Form eines EGR Kühler Bypasses, erprobt werden.

Schon die Stationärrechnungen zeigten, dass die Nachteile des ungekühlten EGR, dessen Vorteilen überwiegen. Auch der Einsatz eines EGR Kühler Bypasses im transienten Motorbetrieb lieferte keine befriedigenden Ergebnisse. Der Bypass müsste bis weit in den Halblastbereich des Kennfelds öffnen um eine bemerkbare Wirkung zu erzielen, was aus besagten Gründen unerwünscht war.

Durch selektives Androsseln im niedrigen Drehzahlbereich konnte die Abgastemperatur zu Beginn des WHTC gehoben werden, ohne wesentliche Einbußen im Kraftstoffverbrauch für den realen Fahrbetrieb zu erkennen. Anhand von Simulationsergebnissen wurde dargelegt, dass dies auch in einem kalt gestarteten WHTC Wirkung zeigt.

10 Ausblick

Es wurde gezeigt, dass die entwicklungsbegleitende Anwendung eines Motormodells eine sinnvolle Ergänzung zum Prüfstandsbetrieb sein kann, indem Konzeptfindungen, Erprobungen von Motorvarianten oder Vorbedatungen durch modellbasierte Vorentwicklung durchgeführt wird. Im Idealfall kann somit Prüfstandszeit eingespart werden.

Ergänzend zum Thema Temperaturmanagement ist anzumerken, dass das am realen Versuchsträger angebrachte Abgasnachbehandlungssystem lediglich in Form von Volumina und Strömungswiderständen vorhanden war. Bewertungen über die Auswirkungen von motorischen Maßnahmen wurden ausschließlich mit Hilfe der Abgastemperatur nach Abgasturbolader vorgenommen. Eine Bessere Aussage wäre zu treffen, falls eine Abbildung thermischer Trägheiten sowie Wärmeverlust von DOC, DPF und SCR beinhaltet wären.

Möchte man das Thema Temperaturmanagement tiefgreifender behandeln, müssten in diese Komponenten der Abgasnachbehandlung katalytische Reaktionen mitabgebildet werden. Somit könnten gezielt motorische Maßnahmen, im Hinblick auf Tail Pipe Emissionen und Verbrauch an Reduktionsmittel, modellbasiert entwickelt werden.

Quellenverzeichnis

- [1] Pischinger R., Klell M., Sams Th.
Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, 2. Auflage, S282
Springer Verlag, Wien - New York, 2002
- [2] Merker G. et al.
Verbrennungsmotoren – Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung, 3.Auflage, S135f
B.G. Teubner Verlag, Wiesbaden, 2010
- [3] Sams Th.
Schadstoffbildung und Emissionsminimierung bei KFZ – Teil 1, S16f
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz, Graz, 2007
- [4] Hausberger S., Schüssler M.
Schadstoffbildung und Emissionsminimierung bei KFZ – Teil 2-SCR, S3f
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz, Graz, 2008
- [5] Hausberger S., Schüssler M.
Schadstoffbildung und Emissionsminimierung bei KFZ – Teil 2, S44f
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz, Graz, 2008
- [6] Pischinger R., Klell M., Sams Th.
Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, 2. Auflage, S370
Springer Verlag, Wien - New York, 2002
- [7] Das europäische Parlament und der europäische Rat
Amtsblatt der Europäischen Union: Richtlinie 2007/46/EG, Anhang II
Das europäische Parlament und der europäische Rat, Brüssel, 2007
- [8] Das europäische Parlament und der europäische Rat
Amtsblatt der Europäischen Union: Verordnung (EG) Nr. 595/2009, Anhang I
Das europäische Parlament und der europäische Rat, Brüssel, 2009
- [9] Draft proposal on implementing Regulation Regulation (EC) No 595/2009 of the European Parliament and of the Council, Annex XVI
Commission of the European Communities, Brussels, 2009
- [10] Delphi
Worldwide Emission Standards: Heavy Duty & Off-Road Vehicles, S5
Delphi, Michigan, 2007
- [11] Economic and Social Council of the United Nations
ECE/TRANS/WP.29/2009/114, Annex 4B
United Nations Economic Commission for Europe, Geneva, 2009
- [12] Economic Commission of Europe of the United Nations
Addendum 48: ECE Regulation No.49, Annex 10, S5ff
United Nations Economic Commission of Europe, Genf, 2010
- [13] Schüssler M. et al.
Modellbasierte Emissionsoptimierung auf Triebstrang-Ebene, S4ff
17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2008, Aachen, 2008

- [14] Combé T. et al.
Echtzeitfähige Motormodelle: Vergleich neuer physikalischer und empirischer Ansätze zur Modellbildung, S7
AVL List GmbH, Graz, 2008
- [15] Combé T. et al.
Echtzeitfähige Motormodelle: Vergleich neuer physikalischer und empirischer Ansätze zur Modellbildung, S15
AVL List GmbH, Graz, 2008
- [16] Guzella L., Onder C.H.
Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems, S30ff
Springer Verlag, Berlin – Heidelberg - New York, 2004