



Technische Universität Graz
Studienrichtung: Maschinenbau – Wirtschaftsingenieurwesen
Vertiefung: Verkehrstechnik
Institutsvorstand: Univ.-Prof.Dipl.–Ing.Dr.techn. Helmut Eichlseder

**Untersuchung der Übertragbarkeit des aktiven Temperatur-Managements vom
Motorenprüfstand in das Fahrzeug**

Diplomarbeit

verfasst und vorgelegt von
Christian Wanek-Rüdiger

zur Erlangung des akademischen Grades
Diplom – Ingenieur

durchgeführt bei
AVL List GmbH

betreut von
Ao.Univ.-Prof.Dipl.-Ing.Dr. Stefan Hausberger (TU Graz)
D.I. Holger Herrmuth (AVL)

Graz, 2010

Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am _____

Christian Wanek-Rüdiger

Sperrvermerk

Diese Diplomarbeit mit dem Titel

**Untersuchung der Übertragbarkeit des aktiven Temperatur Managements vom
Motorprüfstand in das Fahrzeug**

Autor

Christian Wanek-Rüdiger

Ist aufgrund firmeninterner vertraulicher Daten bis

gesperrt.

Graz, Juni 2010

Vorwort

Zunächst möchte ich mich bei Allen bedanken, welche es mir ermöglicht haben diese Diplomarbeit zu verfassen.

Bei Herrn D.I. Holger Herrmuth möchte ich mich besonders für die Bereitstellung des Themas sowie für seinen Einsatz als firmenseitiger Betreuer bedanken.

Für die Übernahme als universitärer Betreuer gilt mein Dank besonders Herrn Ao.Univ.-Prof. Dipl. Ing. Dr. Stefan Hausberger.

Weiters bedanken möchte ich mich bei Herrn D.I. Jürgen Bliss, der mich während der Messungen am Motorenprüfstand und im Fahrzeug begleitet hat und mir dabei tatkräftig zur Seite gestanden ist.

Ein ganz besonderer Dank gilt meinen Eltern Johanna und Helmut Wanek, die mir durch Ihre Unterstützung dieses Studium ermöglicht haben.

Ebenfalls gilt ein ganz besonderer Dank meiner Frau Gloria und meiner Tochter Valentina, welche mir über den Verlauf dieser Diplomarbeit und in der Endphase meines Studiums immer zur Seite standen.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	I
Abkürzungen	3
Formelzeichen	4
Indizes	5
1. Einleitung.....	6
1.1 Motivation.....	6
1.2 Aufgabenstellung	7
1.3 Aufbau der Arbeit	8
2. Grundlagen.....	9
2.1 Diesel-Oxidationskatalysator DOC	9
2.2 Diesel Partikelfilter DPF.....	10
2.2.1 Filtrationsmechanismen	10
2.2.2 Filtrationsmethoden	12
2.2.3 Regenerationsmethoden.....	13
2.3 Kalibrierung	14
2.3.1 Elektronische Dieselregelung EDC	15
2.3.2 Maßnahmen zur DPF Regeneration.....	16
2.3.3 DPF Software Funktionen.....	18
2.4 Wärmeübertragung	20
2.4.1 Wärmeleitung.....	20
2.4.2 Konvektion.....	21
2.4.3 Strahlung	22
2.4.4 Wärmedurchgang.....	23
3. Versuchsträger und Versuchsdurchführung	25
3.1 Versuchsträger	25
3.1.1 Motorprüfstand	26
3.1.2 Fahrzeug.....	29
3.2 Messungsdurchführung.....	30
3.2.1 Motorprüfstand	30
3.2.2 Fahrzeug.....	39
3.2.3 Temperaturverläufe über das Abgassystem.....	43

4. Untersuchung der Übertragbarkeit des aktiven Temperatur Managements.....	48
4.1 Problemstellung	48
4.2 Ansatz	50
4.3 Systemabgrenzung	54
4.4 Turbinen-System.....	55
4.4.1 Auswertung.....	55
4.4.2 Ergebnisse	59
4.4.3 Diskussion der Ergebnisse	61
4.4.4 Schlussfolgerung.....	69
4.5 DOC-System	70
4.5.1 Auswertung.....	70
4.5.2 Ergebnisse	73
4.5.3 Diskussion der Ergebnisse	76
4.5.4 Schlussfolgerung.....	77
5. Zusammenfassung und Ausblick.....	78
Literaturverzeichnis	80
Abbildungsverzeichnis.....	82
Tabellenverzeichnis.....	84

Kurzfassung

Die immer strenger werdenden Abgasvorschriften veranlassen die Automobilhersteller zur ständigen Weiterverbesserung der Brennverfahren. Allerdings sind die steigenden Anforderungen an das Emissionsverhalten einer Fahrzeug-Motor-Kombination alleine durch Verbesserungen im Verbrennungsablauf nicht zu beherrschen. Daher steigen mit zunehmend strenger werdenden Abgasvorschriften auch die Anforderungen an das Abgasnachbehandlungssystem.

Diese steigenden Anforderungen an solche Systeme bewirken natürlich einen zusätzlichen Aufwand in der Entwicklung. Neben der Entwicklung geeigneter Verfahren zur Abgasnachbehandlung bildet vor allem die Integration solcher Systeme in bestehende Motor-Fahrzeug-Kombinationen, sowie die Einbindung dieser Systeme in eine elektronische Motorsteuerung erheblichen Aufwand.

Beim Dieselmotor spielt vor allem die Partikelemission eine wichtige Rolle, da ihr eine besonders gesundheitsgefährdende Wirkung zugesprochen wird. Durch die Einbindung eines Dieselpartikelfilters in das Abgasnachbehandlungssystem wurden die Partikelemissionen des Motors erheblich reduziert. Diese Einbindung erfordert jedoch eine passende Regelung über die Motorsteuerung.

In der Diesel-Kalibrierung werden die Steuergerätefunktionen, welche die Funktion eines Abgasnachbehandlungssystems regeln, bedatet. Als aktives Temperatur Management bezeichnet man dabei die Funktionen der Motorsteuerung, die Abgasanlage gezielt auf Temperaturen zu bringen um damit eine ungestörte Funktionalität der Abgasanlage zu bewerkstelligen.

Bei der Kalibrierung dieses aktiven Temperatur Managements treten jedoch Schwierigkeiten sowie ein zusätzlicher Kalibrieraufwand aufgrund unterschiedlicher Temperaturen im Abgasstrang des Motorprüfstandes und des Fahrzeuges auf.

In dieser Diplomarbeit sollen die Unterschiede in den Temperaturen des Abgasstranges zwischen Motorprüfstand und Fahrzeug evaluiert und die Einflussparameter auf den Wärmeverlust des Abgassystems identifiziert werden. Weiters soll versucht werden eine Methodik zu entwerfen die es ermöglicht, die auftretenden Temperaturunterschiede zwischen Motorprüfstand und Fahrzeug bereits bei der ersten Kalibrierung des aktiven Temperatur Managements am Motorprüfstand zu berücksichtigen. Dazu muss zunächst ein Zusammenhang zwischen den Einflussgrößen des Wärmeüberganges zwischen Fahrzeug und Prüfstand gefunden werden.

Die Ergebnisse dieser Arbeit sollen bei zukünftigen Projekten dabei helfen bereits am Motorprüfstand gezielter entwickeln zu können und einen zusätzlichen Kalibrieraufwand dadurch verringern.

Abstract

According to the strict emission regulation laws OEMs are working on very clean and efficient solutions for the engine combustion. But without exhaust after treatment devices it will not be possible to achieve these regulations.

The integration of exhaust after treatment devices causes additional effort in an engine development process. Beside the development of the after treatment devices, the integration of these devices into an engine-vehicle-combination and the integration into an Engine Control Unit (ECU) causes an additional amount of time and costs.

In the Diesel-Calibration the functions of the ECU are going to be calibrated according to the customer request. The active temperature management includes those functions which enhance the temperatures of the exhaust after treatment devices to manage the functionality of the after treatment system.

The calibration of the active temperature management causes problems and additional effort when transferring the calibration from the engine test bench into the vehicle.

This paper shows an investigation of the transferability of the active temperature management.

Therefore the differences in the temperature levels between the engine test bench and the vehicle and the influence factors on the heat losses have been evaluated and identified. Then the influence factors on the heat losses have been prepared in order to find a characteristic variable which represents the heat losses of the engine test bench as well as these from the vehicle. Additionally to these investigation, a methodology should be introduced which considers the heat losses of the vehicle in the first calibration of the active temperature management on the engine test bench.

Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
bzw.	beziehungsweise
CAD	Computer Aided Design
CEB	Combustion Emission Bench
CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid
DOC	Diesel Oxidation Catalyst
DPF	Diesel Partikel Filter
ECU	Electronic Control Unit
EDC	Electronic Diesel Control
EO	Engine Out
HC	Kohlenwasserstoff
HD	Hochdruck
HFM	Heißfilm Luftmassensensor
H ₂ O	Wasser
KW	Kurbelwinkel
LO	Light-Off-Betrieb
MFB	Mass Fraction Burned
MP	Messpunkt
ND	Niederdruck
NEDC	New European Driving Cycle
NM	Normal-Betrieb
NO	Stickstoffmonoxid
NO ₂	Stickstoffdioxid
O ₂	Sauerstoff
OEM	Original Equipment Manufacturer
OT	Oberer Totpunkt
PKW	Personenkraftwagen
PM	Particular Matter
ppm	parts per million
RGN	Regenerations-Betrieb
TC	Turbo Charger
VTG	variable Turbinengeometrie

Formelzeichen

A	[W]	Arbeit
A	[m ²]	Fläche
a	[m ² /s]	Temperaturleitfähigkeit
c _p	[J/kgK]	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
c _{th}	[J/kgK]	spezifische Wärmekapazität der thermischen Masse
E _a	[J]	äußere Energie
\dot{H}	[W]	Enthalpiestrom
H _u	[J/kg]	unterer Heizwert
h	[J/kg]	spezifische Enthalpie
InjCrv_facPoI2	[-]	Effizienzfaktor der frühem Nacheinspritzung
k*A	[W/K]	Wärmedurchgangszahl
l	[m]	Länge
m	[kg]	Masse
\dot{m}	[kg/s]	Massenstrom
mf _{air}	[kg/h]	Luftmasse
mf _{exh}	[kg/h]	Abgasmassenstrom
mf _{fuel}	[kg/h]	Kraftstoffverbrauch
N _u	[-]	Nußeltzahl
P _r	[-]	Prandtlzahl
p ₁	[bar]	Druck vor Bauteil
p ₂	[bar]	Druck nach Bauteil
Q	[J]	Wärme
\dot{Q}	[W]	Wärmestrom
\dot{q}	[W/m ²]	Wärmestromdichte
Re	[-]	Reynoldszahl
r	[m]	Radius
T	[K]	Temperatur
T ₁	[K]	Temperatur vor Bauteil
T ₂	[K]	Temperatur nach Bauteil
t	[s]	Zeit
U	[W]	innere Energie
w	[m/s]	charakteristische Geschwindigkeit
α	[W/m ² K]	Wärmeübergangskoeffizient bzw. Wärmeübertragungszahl
Δ	[-]	Differenz bzw. Delta
δ	[m]	Wandstärke
ε	[-]	Emissionsverhältnis des Werkstoffes

η	[-]	Wirkungsgrad
λ	[W/mK]	Wärmeleitfähigkeit
ν	[m ² /s]	Kinematische Viskosität
σ	[W/m ² K ⁴]	Strahlungskoeffizient des schwarzen Strahlers

Indizes

1	Körper 1 bzw. Fluid 1
2	Körper 2 bzw. Fluid 2
a	außen
ab	abgeführt
aus	austretend
B	Brennstoff
CO	Kohlenmonoxidemissionen
ein	eintretend
exo	exotherm
F	Fluid
HC	Kohlenwasserstoffemissionen
HD	Hochdruckteil
i	innen
K	Kompressor
K	Konvektion
Light-Off	Light-Off -Betrieb
m	mittlere
m	mechanisch
ND	Niederdruckteil
O	Oberfläche
PoI1	späte Nacheinspritzung
PoI2	frühe Nacheinspritzung
R	Reibung
s	isentrop
Soll	Sollgröße
Str.	Strahlung
T	Turbine
t	technisch
th	Thermische Masse
U	Umgebung

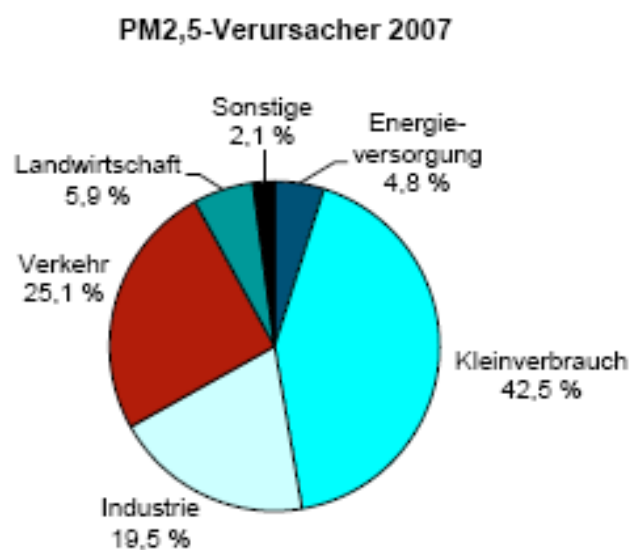
1. Einleitung

1.1 Motivation

Der Verbrennungsmotor stellt nach wie vor den Hauptantrieb im Individualverkehr dar. Ist der Dieselmotor bereits seit einiger Zeit der dominante Antrieb im Transportwesen, so gewann er durch die zunehmende Bedeutung von niedrigem Kraftstoffverbrauch, der Forderung nach geringeren Treibstoffkosten und nicht zuletzt durch die Diskussion einer CO₂-Steuer, in den letzten Jahren auch immer mehr Zustimmung als Antrieb für Personenkraftwagen.

Von besonderem Interesse sind beim Dieselmotor die Partikelemissionen. Ein Grund dafür ist die in den letzten Jahren in den Mittelpunkt geratene Feinstaubdiskussion. Auslöser für diese Diskussionen waren toxikologische Untersuchungen die belegten, dass (Fein)Staubbelastung mit erheblichen Beeinträchtigungen der Gesundheit in Zusammenhang stehen kann.

Partikel gelangen auf unterschiedliche Weise in die Atmosphäre. Aus toxikologischer und klimatischer Sicht sind jedoch nur wenige Emittenten von Bedeutung. [12]



umweltbundesamt®

Abbildung 1: Verursachersektoren von PM2,5 Emissionen in Österreich 2007 [14]

So beträgt der durch den Straßenverkehr verursachte Anteil in Österreich etwa nur ca. 25%, allerdings spielt das Motorabgas aufgrund seiner kanzerogenen Eigenschaften eine besondere Rolle [12].

Durch die immer strenger werdenden Abgasvorschriften sind die Automobilhersteller daher angehalten immer sauberere Brennverfahren zu entwickeln und die Partikelemissionen weiter zu reduzieren. Jedoch wird es nicht gelingen, die

Grenzwerte allein durch ein sauberes Brennverfahren zu erreichen. Daher muss man sich mit dem Thema der Abgasnachbehandlung ebenso intensiv beschäftigen.

Um den Anforderungen nach geringen Partikelemissionen gerecht zu werden, werden bereits seit einigen Jahren, Fahrzeuge mit Dieselpartikelfiltern (DPF) ausgestattet.

Durch die Integration des DPF in die Abgasnachbehandlung ergibt sich somit ein zusätzlicher Entwicklungsaufwand. Ein wesentlicher Teil dieser Entwicklungsarbeit besteht darin, ein Abgastemperatur-Management zu kalibrieren, welches die Funktionstüchtigkeit eines Partikelfilters gewährleistet, indem es die DPF-Regeneration unter möglichst allen auftretenden Fahrbedingungen ermöglicht und vor unzulässig hohen thermischen Belastungen schützt.

Die Kalibrierung dieses Temperatur-Managements und insbesondere die Übertragung der Kalibrierung vom Motorprüfstand in das Fahrzeug ist aufgrund großer Temperaturunterschiede im Abgasstrang zwischen Motorprüfstand und Fahrzeug mit erheblichem Zeit- und Kostenaufwand verbunden.

Um nun bereits am Motorprüfstand gezielter kalibrieren zu können ist es notwendig zu wissen wo und in welcher Höhe Temperaturunterschiede zwischen Motorprüfstand und Fahrzeug auftreten. Hier soll nun anhand dieser Diplomarbeit eine Methode entwickelt werden, um die Temperaturunterschiede im Abgasstrang zwischen Motorprüfstand und Fahrzeug sowie die Einflussparameter auf den Wärmeverlust zu evaluieren und aufzubereiten, um diese bereits bei der ersten Kalibrierung am Motorprüfstand vorhalten zu können.

1.2 Aufgabenstellung

Diese Diplomarbeit soll nun die Übertragbarkeit des aktiven Temperatur-Managements vom Motorprüfstand auf das Fahrzeug untersuchen. Weiters soll eine Methode erarbeitet werden, um die Temperaturunterschiede bereits vor Beginn der Kalibrierung eines Temperatur-Managements zu evaluieren, aufzubereiten und in den ersten stationären Bedatungen am Motorenprüfstand zu berücksichtigen. Dabei sollen zusätzliche Aufwende vermieden und bereits bestehende Ressourcen, wie zum Beispiel bereits angebrachte Messstellen, genutzt werden.

Zur Untersuchung der Übertragbarkeit soll zunächst untersucht werden von welchen Parametern der Wärmeverlust abhängt und wie er sich bei den unterschiedlichen Betriebsarten Normal-Betrieb, DOC Light-Off-Betrieb und DPF-Regenerations-Betrieb verhält. Dazu werden gezielte Messungen am Motorprüfstand und im Fahrzeug durchgeführt und die gewonnenen Daten aufbereitet.

Anschließend soll eine Methode erarbeitet werden, wie die Temperaturunterschiede bereits am Beginn einer Temperatur-Management Applikation berücksichtigt werden können um bereits am Motorenprüfstand zielgerichteter entwickeln zu können.

1.3 Aufbau der Arbeit

Zunächst werden im folgenden Kapitel die grundlegenden Bestandteile eines Abgasnachbehandlungssystems, der Diesel-Oxidationskatalysator DOC und der Diesel-Partikelfilter DPF, beschrieben und ihre Funktionsweise erörtert. Danach werden der Begriff der Kalibrierung und ihre Möglichkeiten zur Gestaltung des aktiven Temperatur-Managements näher erklärt. Zusätzlich wird ein Einblick in die theoretischen Grundlagen der Wärmeübertragung und ihrer Mechanismen gegeben.

Anschließend wird die Übertragung des Temperatur-Managements vom Motorprüfstand in das Fahrzeug untersucht. Dazu werden der Messaufbau und die Messungsdurchführung genauer beschrieben. Zusätzlich wird die Datenauswertung näher beschrieben. Schließlich wird das Ergebnis der Messungen diskutiert und Schlussfolgerungen daraus gezogen.

Abschließend wird eine Methodik vorgestellt und beschrieben, mit der die Unterschiede der Wärmeverluste zwischen Prüfstand und Fahrzeug, bereits am Beginn der Temperatur-Management Entwicklung berücksichtigt werden können.

2. Grundlagen

Im folgenden Kapitel soll zunächst auf die Eigenschaften und Funktionen von derzeitigen Abgasnachbehandlungssystemen eingegangen werden. Danach erfolgt eine Einführung in das Abgas-Temperaturmanagement und ihrer grundlegenden Funktionen in der Motorsteuerung. Schlussendlich wird ein Überblick über die Theorie der Wärmeübertragung, ihren Mechanismen und Einflussgrößen gegeben, um ein Verständnis für die in späteren Kapiteln getroffenen Annahmen zu erhalten.

2.1 Diesel-Oxidationskatalysator DOC

Der Diesel-Oxidationskatalysator erfüllt mehrere Funktionen für die Abgasnachbehandlung.

Nach Erreichen der DOC-Light-Off-Temperatur oxidiert der DOC die gasförmigen Schadstoffe CO und HC zu CO_2 und H_2O fast vollständig. Die Light-Off-Temperatur ist eine oft verwendete Kenngröße für die Aktivität eines Abgaskatalysators. Sie bezeichnet jene Temperatur, bei welcher eine 50%ige Konvertierung des jeweiligen Schadstoffes erreicht wird. Diese ist abhängig von der Zusammensetzung der Beschichtung, der Abgaszusammensetzung sowie von der Strömungsgeschwindigkeit des Abgases und liegt zwischen 170 und 300 °C, je nach Schadstoffkomponente.

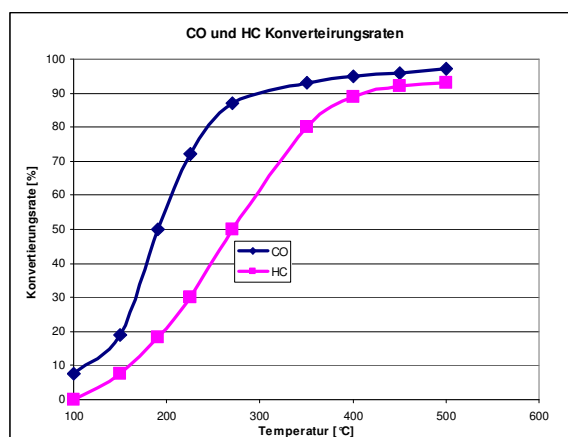


Abbildung 2: Light-Off DOC [10]

Aus Abbildung 2 erkennt man, dass Katalysatoren bei einer Temperatur höher 400 °C eine Konvertierungsrate von über 95% aufweisen. Um die Vorteile eines heißen Abgases zu nutzen und damit ein schnelles Aufheizen zu gewährleisten und um Wärmeverluste in langen Leitungen zu vermeiden, werden Katalysatoren daher knapp nach der Turbine verbaut.

Weiters reduziert der DOC die Partikelmasse [6]. Die vom Dieselmotor emittierten Partikel bestehen zum Teil aus adsorbierten Kohlenwasserstoffen, die bei hohen Temperaturen vom Partikelkern oxidiert werden. Dadurch kann die Partikelmasse,

abhängig von der Zusammensetzung der Partikel, im DOC bis zu 30% reduziert werden.

Eine weitere Funktion in einem aktiven Temperaturmanagement zur DPF-Regeneration erfüllt der DOC als katalytischer Brenner. Dabei wird die durch Oxidation von CO und HC frei werdende Wärme zur Erhöhung der Abgastemperatur hinter DOC genutzt. Die dafür notwendigen CO und HC Emissionen werden durch innermotorische Nacheinspritzungen oder über externe Dieseleinspritzung in das Abgas erzeugt.

Ebenso wichtig für anschließende Abgasmachbehandlungssysteme ist die Oxidation von NO zu NO₂. Die Erhöhung des Verhältnisses von NO₂:NO verbessert die Niedrigtemperaturaktivität eines SCR-Katalysators. Eine weitere Eigenschaft von NO₂ besteht darin, dass mit NO₂ als Oxidationsmittel, Ruß bereits bei Temperaturen von 300 bis 400 °C oxidiert werden kann. Diese Verfahren bezeichnet man als CRT[®]-System und wird in der Praxis bereits angewendet. [10]

2.2 Diesel Partikelfilter DPF

2.2.1 Filtrationsmechanismen

Die Abscheidung von Partikeln in einem Partikelfilter beruht auf 3 physikalischen Mechanismen (Abb. 3), Impaktion, Interzeption, Diffusion und Thermophorese.

Als Impaktion bezeichnet man jenen Vorgang bei welchem der Abgasmassenstrom durch Strömungshindernisse abgelenkt wird, große Partikel der Strömung aufgrund ihrer Massenträgheit nicht mehr folgen können und am Hindernis abgeschieden werden.

Bei der Interzeption werden kleinere Partikel abgeschieden, die der Abgasströmung zwar folgen können, deren Partikelbahn sich jedoch auf oder unter der Grenzpartikelbahn (Abb.3) befindet. Noch kleinere Partikel werden durch Diffusionsbewegungen und durch Thermophorese abgeschieden [7]. Diffusionsbewegungen bedeutet, dass sich bei ungleichmäßiger Verteilung statistisch mehr Teilchen aus Bereichen hoher Konzentrationen in Bereiche niedriger Konzentrationen bewegen und dadurch einen Stofftransport bewirken [15].

Als Thermophorese bezeichnet man jenes Phänomen, wonach Partikel in einem Temperaturgradientenfeld Stöße mit Gasmolekülen unterschiedlicher kinetischer Energie erfahren. Dadurch ergibt sich eine Kraft auf die Partikel zur kälteren Seite hin [16].

Es besteht außerdem die Möglichkeit Partikel durch elektrostatische Effekte abzuscheiden.

Daraus lässt sich schließen, dass auch Partikel abgeschieden werden können, die viel kleiner sind als die Porenstruktur des Filtermediums.

Die Abscheideraten eines Filters können daher entsprechend dieser Mechanismen je nach Partikelgröße unterschiedlich sein. Kleinste Partikel (Nanopartikel) werden generell gut abgeschieden genauso wie große Partikel durch Impaktion. Dazwischen kann es einen Größenbereich geben, in dem die Abscheiderate geringer ist. [7]

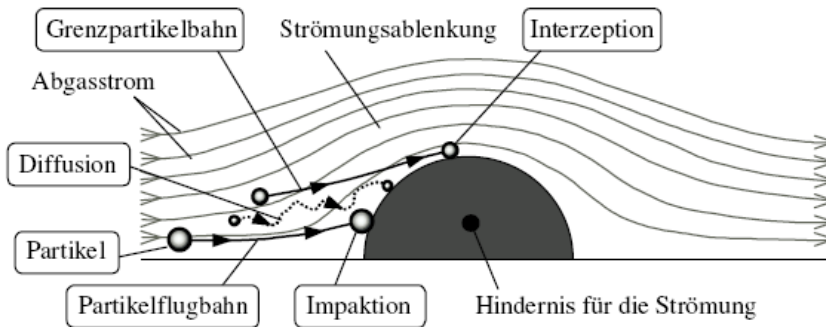


Abbildung 3: Mechanismen zur Partikelabscheidung [7]

Weiters unterscheidet man nach Oberflächenfilter und Tiefenfilter (Abb. 4). Beim Oberflächenfilter bildet sich auf dem Filter durch die abgeschiedenen Partikel ein poröser Filterkuchen aus, der selbst wiederum wie ein Filtermedium wirkt. Bei Tiefenfiltern dagegen werden die Partikel nur in der Filtermatrix eingelagert. Oberflächenfilter beginnen im unbeladenen Zustand die Filtration als Tiefenfilter. Erst wenn sich der Filterkuchen ausgebildet hat, erfolgt eine effiziente Filtration an der Oberfläche.

Die dadurch entstehenden Filterkuchen und ihre Strukturen beeinflussen wesentlich den Regenerationsprozess. [7]

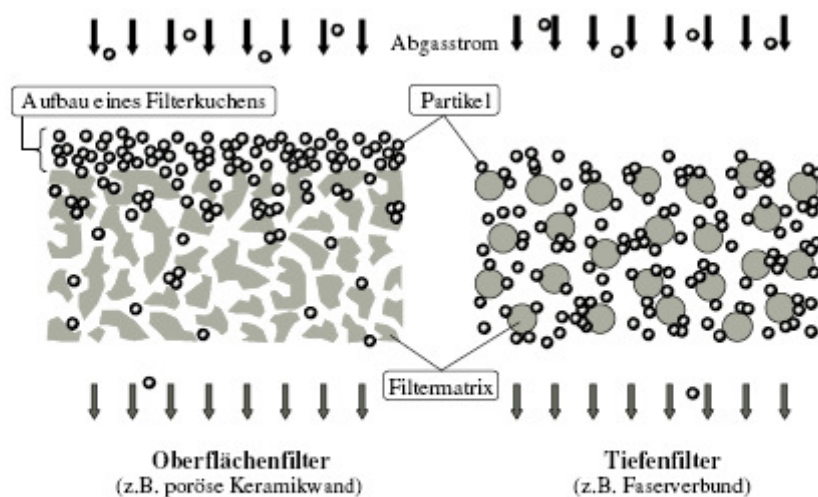


Abbildung 4: Schema der Oberflächen- und Tiefenfilter [7]

2.2.2 Filtrationsmethoden

Von Diesel-Partikelfiltern werden Filterwirkungsgrade bezüglich der Partikelmasse und der Partikelanzahl von über 95% gefordert. Das Filtermaterial soll dabei gegenüber Ölaschen und Kraftstoffadditiven beständig sein. Weiters sind Partikelfilter hohen Temperaturen in der Regeneration sowie großen thermischen Spannungen ausgesetzt und müssen den Fahrzeugvibrationen standhalten [7]. Die Regeneration muss unter möglichst allen auftretenden Fahrbedingungen erfolgreich möglich sein. Schlussendlich spielen der Preis und Eigenschaften, wie Dauerhaltbarkeit und Aschespeicherkapazität, eine entscheidende Rolle für die Auswahl eines Systems.

Diesen Anforderungen kommen derzeit keramische Wall-Flow Monolith Filter am ehesten entgegen. Wall-Flow Filter lagern die Partikel im Wesentlichen an der Oberfläche der Keramikwände und arbeiten daher als Oberflächenfilter. Der Monolith ist als Wabenkörper aufgebaut und weist eine hohe Anzahl paralleler Kanäle auf, wobei benachbarte Kanäle an den jeweils gegenüberliegenden Seiten mit keramischen Stopfen verschlossen sind. Dadurch wird das Abgas gezwungen durch die porösen Filterwände in den Auslasskanal zu strömen (Abb. 5). Beim Durchströmen der Wände werden schließlich die Partikel durch die zuvor beschriebenen Mechanismen abgeschieden.

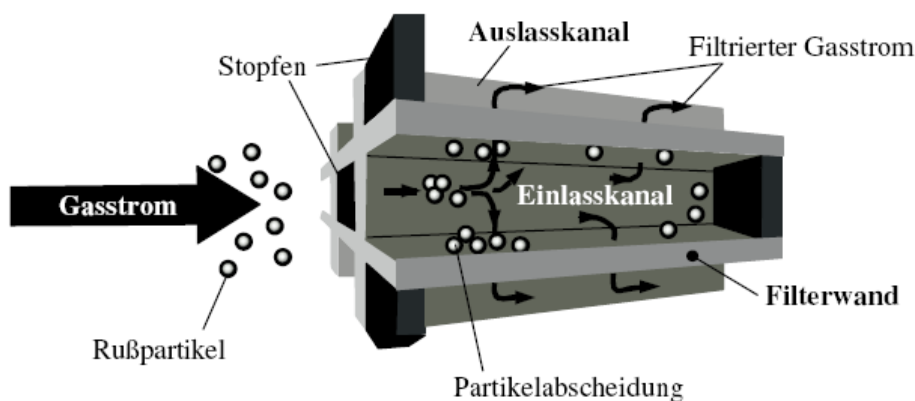


Abbildung 5: Prinzip eines keramischen Wall-Flow Filters [8]

Eine wichtige Kenngröße keramischer Monolith Filter ist die maximale Russbelastung. Sie wird in g/l angegeben und beeinflusst ganz wesentlich das Regenerationsintervall. Typische Werte für maximale Russbelastungen betragen 8 – 10 g/l. Treten nun ungünstige Fahrbedingungen (z.B Drop to Idle) auf, kann es zu einer unkontrollierten Verbrennung des eingelagerten Rußes kommen. Aufgrund der großen Russeinlagerung kommt es zu einer thermischen Überlastung und schließlich zur Zerstörung des Partikelfilters.

Weitere Kenngrößen sind die Zelldichte, Wandstärke, Filtrationsfläche und das Gegendruckverhalten.

Solche Filter entsprechen in der Herstellung keramischen Katalysatormonolithen und sind daher kostengünstig in großen Stückzahlen herstellbar. Als Material hat sich Siliziumcarbid aufgrund seiner hohen Temperaturbeständigkeit durchgesetzt. Aus Kostengründen werden bereits Corderit Monolithen bei Nutzfahrzeugen und im Off-Road-Bereich in der Serie eingesetzt. Für den PKW-Bereich werden gerade serientaugliche Corderit Monolithen entwickelt.

Ein weiterer Ansatz sind Sintermetallfilter, die mit ihrer Zellenstruktur ähnlich aufgebaut sind wie keramische Filter. Metallische Filter sind schwer, weisen aber gute thermische Eigenschaften auf.

Als weitere Möglichkeit seien hier noch offenen Systeme genannt. Durch die offene Bauweise soll das wesentliche Problem der Filterüberladung und der Erhöhung des Abgasgegendruckes vermieden werden. Daher eignen sich diese Systeme auch als Nachrüstlösungen für PKW. Die Abscheidraten betragen bis zu 70% und sind damit deutlich niedriger als bei Wall-Flow Filtern. [8]

2.2.3 Regenerationsmethoden

Durch die Einlagerung von Ruß im Filter erhöhen sich mit zunehmender Beladung der Verbrauch und der Abgasgegendruck. Zusätzlich kommt es zu einer Leistungsreduktion des Motors, welche bis zum Stillstand des Motors führen kann. Daher muss der Filter regeneriert werden. Um den eingelagerten Ruß kontrolliert abbrennen zu lassen wurden unterschiedliche Methoden entwickelt.

Grundsätzlich erfolgt der Rußabbrand mit den im Motorabgas enthaltenen Komponenten O_2 bei hohen Temperaturen ($\geq 600\text{ °C}$) und NO_2 bei niedrigen Temperaturen (300 – 400 °C). Die Regeneration mit O_2 läuft dabei im Vergleich zur kontinuierlichen Regeneration mit NO_2 viel schneller ab, da die O_2 -Konzentration im Abgas, gegenüber der NO_2 -Konzentration, größer ist. Weiters läuft die Reaktion bei hohen Temperaturen schneller ab, da die Reaktionsgeschwindigkeit temperaturabhängig ist und mit steigender Temperatur stark zunimmt. [10]

Bei der Rußoxidation mit Sauerstoff O_2 werden, wie bereits erwähnt, hohe Temperaturen benötigt. Diese Temperaturen werden im Abgas jedoch nur bei sehr hohen Lasten und stationären Bedingungen erreicht (Abb. 6). In der Praxis werden solche Betriebspunkte jedoch kaum erreicht. Um nun die geforderten Temperaturen zu erreichen, müssen aktive Maßnahmen ergriffen werden. Daher verwendet man auch den Begriff des aktiven Temperaturmanagements. Zu diesen aktiven Maßnahmen zählen vor allem motorische Maßnahmen zur Anhebung der Abgastemperatur, wie die Verschlechterung des Wirkungsgrades der Verbrennung durch Ladedruckabsenkung und Ansaugluftdrosselung und eine späte, nur teilweise Drehmoment bildende Nacheinspritzung.

Diese Maßnahmen alleine reichen nicht aus um auf das gewünschte Temperaturniveau zu gelangen. Daher verwendet man den Diesel-Oxidationskatalysator als katalytischen Brenner. Dazu werden, wie bereits in Kap. 2.1

kurz beschrieben, CO und HC im DOC oxidiert und die dabei frei werdende Wärme zur Temperaturerhöhung nach DOC genutzt. Die Dosierung der HC kann dabei innermotorisch über eine späte, nicht verbrennende Nacheinspritzung oder über eine motorexterne Zudosierung erfolgen .

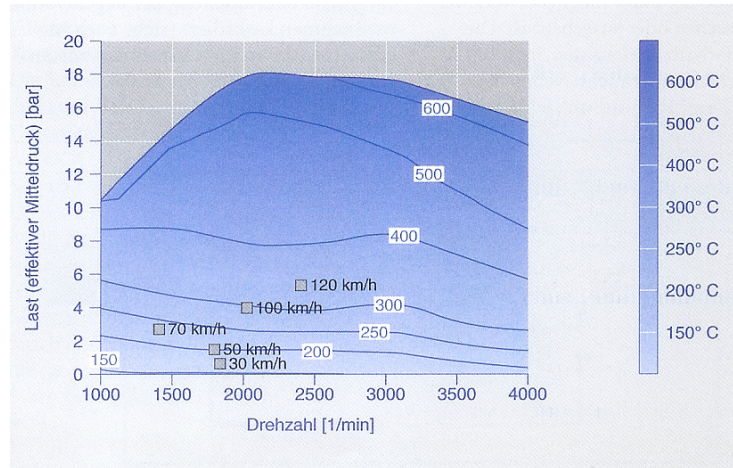


Abbildung 6: typische Abgastemperaturen für einen Dieselmotor [10]

Neben diesen genannten Möglichkeiten zur Abgastemperatursteigerung existieren noch weitere Verfahren, wie zum Beispiel elektrische Beheizung, auf die hier jedoch nicht näher eingegangen wird.

2.3 Kalibrierung

Die Kalibrierung ist ein Bestandteil der Applikation. Unter Applikation versteht man die Anpassung eines Motors an ein bestimmtes Fahrzeug mit einem bestimmten Anwendungszweck. Die Kalibrierung bedeutet dabei die Bedienung von Steuergerätfunktionen. Eine entscheidende Rolle spielt hier die elektronische Dieselregelung EDC.

Die strengen Abgasnormen und die gestiegenen Anforderungen an Fahrkomfort und Kraftstoffverbrauch sind nur mit aufwendigen elektronischen Regelungen zu realisieren. Diese Regelungen ermöglichen die Anpassung vieler Parameter, die man wie folgt unterteilt:

- Einzelne Kennwerte, z.B.: Temperaturschwellen zum Aktivieren von Funktionen
- Kennfelder, zweidimensional bzw. dreidimensional
z.B.: Einspritzzeitpunkt als Funktion der Drehzahl, der Einspritzmenge und des Förderbeginns

Daraus ergeben sich umfangreiche Optimierungsmöglichkeiten für die Anpassung und Überprüfung der Funktionen und ihrer Wechselwirkungen zueinander. Das bedeutet, dass durch die genaue Anpassung der Funktionen ein optimales Zusammenwirken aller Komponenten ermöglicht wird.

2.3.1 Elektronische Dieselregelung EDC

Wie in Kap. 2.3 bereits erwähnt kommt der elektronischen Dieselregelung EDC eine entscheidende Bedeutung bei der Abstimmung eines Motors zu. Daher werden hier die grundlegenden Funktionen der EDC beschrieben.

Die EDC wird in drei Systemblöcke unterteilt (Abb. 7):

- Sensoren und Sollwertgeber [10]
Dienen der Erfassung von Betriebsbedingungen (z.B. Motordrehzahl) und Sollwerten (z.B. Schalterstellung)
Wandeln physikalische Größen in elektrische Signale um
- Steuergerät [10]
Verarbeitet die Informationen der Sensoren und Sollwertgeber nach bestimmten mathematischen Rechengvorgängen.
Es steuert die Stellglieder mit elektrischen Ausgangssignalen an und stellt die Schnittstelle zu anderen Systemen und der Fahrzeugdiagnose her.
- Stellglieder (Aktoren) [10]
Setzen die elektrischen Ausgangssignale des Steuergerätes in mechanische Größen um (z.B. Hub eines Magnetventils)

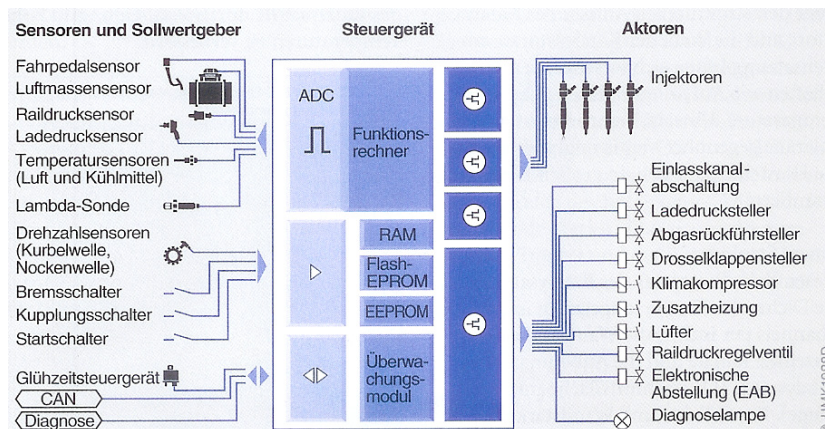


Abbildung 7: Systemblöcke der Elektronischen Dieselregelung [10]

Um Signale der Sensoren und Sollwertgeber aufzubereiten wird ein elektronisches Steuergerät verwendet. Dieses benötigt eine Software welche die Signale verarbeitet, auswertet und an Stellglieder, den Aktoren, weiterleitet. (Abb. 7)

In dieser Software gibt es nun unterschiedliche Systemblöcke. Diese sind zum Beispiel Einspritzung, Luftpfad oder Abgasnachbehandlung (Temperatur-Management).

Diese Systemblöcke müssen nach den gegebenen Anforderungen in der Kalibrierung bedatet werden.

2.3.2 Maßnahmen zur DPF Regeneration

Beim aktiven Temperaturmanagement werden aktive Maßnahmen zur Erhöhung der Abgastemperatur ergriffen. Hier sollen nun die wichtigsten Einflussgrößen auf die innermotorischen Möglichkeiten zur Erhöhung der Abgastemperatur gezeigt werden.

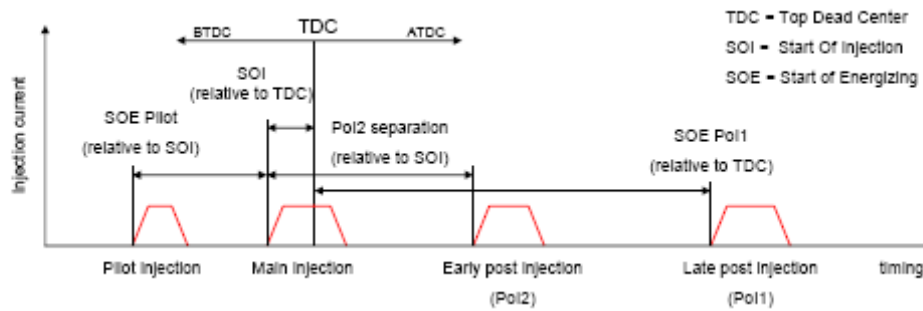


Abbildung 8: Lage der Einspritzungen [3]

Die Haupteinspritzung, in der ECU als Main injection bezeichnet, liegt relativ zum oberen Totpunkt (OT) und ihr Beginn wird als SOI (Start Of Injection) bezeichnet (Abb. 8). Die Lage der frühen Nacheinspritzung (PoI2) kann entweder relativ zum SOI, also relativ zum Start der Haupteinspritzung, oder absolut als Abstand zum OT angegeben werden. Wird die Lage der frühen Nacheinspritzung relativ angegeben und der Beginn der Haupteinspritzung verändert, so ändert sich auch die Lage der frühen Nacheinspritzung. Die späte Nacheinspritzung wird als PoI1 bezeichnet. Ihre Lage wird absolut auf den OT bezogen. [3][11]

Haupteinspritzung Main Injection:

Den optimalen Wirkungsgrad hat der Dieselmotor, wenn der Verbrennungsschwerpunkt (MFB 50) bei circa 8 °KW nach OT liegt. Unter Berücksichtigung der Gemischaufbereitung und des Zündverzuges erhält man den dafür notwendigen Start der Einspritzung den SOI. Eine sehr frühe Schwerpunktslage der Verbrennung (um OT) und damit verbunden ein früher Beginn der Einspritzung, führt zu höheren Zylinderdrücken und Temperaturen und dadurch zu einem hohen Wandwärmeverlust [20]. Im Gegensatz dazu führt eine späte Schwerpunktslage zum Absinken des Spitzendrucks und zur Erhöhung der Abgasenthalpie. Jedoch muss bei der Spätstellung der Einspritzung darauf geachtet werden, dass die Verbrennung weiter stabil bleibt. Damit erweist sich die Spätstellung der Haupteinspritzung bereits als wirksames Mittel zur Erhöhung der Abgastemperatur in Breichen geringer Last und niedrige Drehzahlen. [1]

Frühe Nacheinspritzung PoI2:

Die frühe Nacheinspritzung liegt nahe an der Haupteinspritzung, wird noch im Brennraum verbrannt, ist zum Teil Drehmoment bildend und führt zu einer Erhöhung

der Abgastemperatur. Je näher die frühe Nacheinspritzung zum OT erfolgt, umso mehr trägt sie zur Drehmomentbildung bei. Diesen Umstand berücksichtigt in der ECU der sogenannte Effizienzfaktor. Dieser Effizienzfaktor sorgt dafür dass sich das Drehmoment bei Umschaltung in den Regenerationsbetrieb durch die zusätzliche Nacheinspritzung nicht ändert [11].

Späte Nacheinspritzung PoII:

Die späte Nacheinspritzung dient ausschließlich für die Umsetzung im DOC, zur Temperaturerhöhung nach DOC bzw. vor DPF.

Aus diesem Grund erfolgt die Einspritzung weit nach OT (ca. 120 °KW nach OT) und ist nicht mehr drehmomentwirksam.

Weitere Maßnahmen zur Abgastemperatursteigerung:

Die Luftmasse spielt eine entscheidende Rolle bei der DPF Regeneration. Während der Regeneration soll der Sauerstoffanteil im Abgas >5% sein um genug Sauerstoff zur Rußoxidation zur Verfügung zu stellen.

Bei niedrigen Lasten ist die Luftmasse schon sehr hoch. Um nun den Wirkungsgrad der Verbrennung zu verschlechtern, besteht die Möglichkeit Ladedruck abzusenken und die Luftmasse an der Drosselklappe zu verringern [4]. Damit wird die Motoraustrittstemperatur erhöht. Die dazu notwendigen Aktuatoren sind beim Turbolader ein Wastegate oder eine variable Turbinengeometrie (VTG) und die Drosselklappe zwischen Kompressor des Turboladers und dem Einlassventil.

Diese grundlegenden Möglichkeiten der Abgastemperatursteigerung sind, abhängig vom jeweiligen Betriebspunkt des Motors, unterschiedlich anwendbar. Um diesen Sachverhalt besser darzustellen, werden die Einsatzmöglichkeiten der einzelnen Maßnahmen in Abbildung 9 dargestellt.

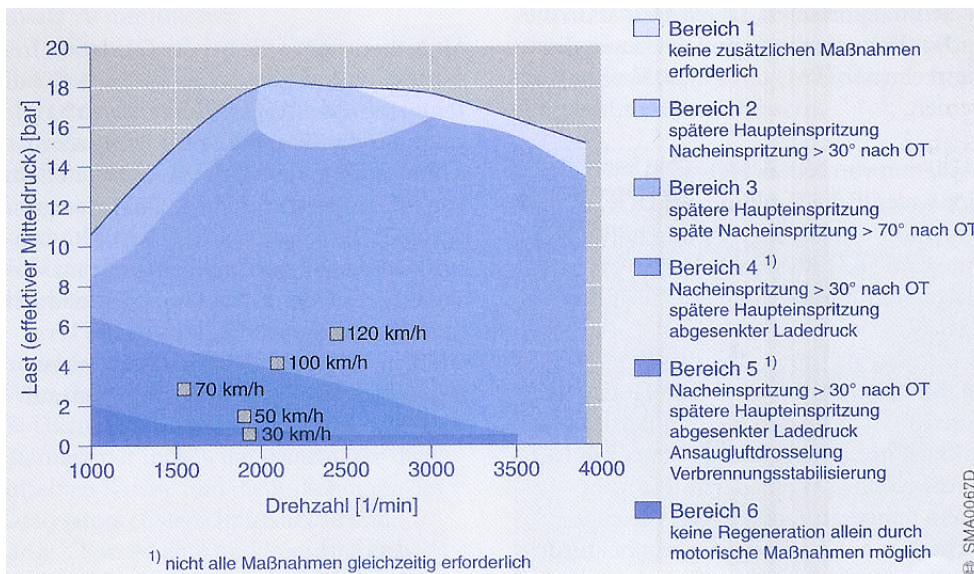


Abbildung 9: Möglichkeiten der Abgastemperatursteigerung in Abhängigkeit vom Betriebspunkt des Motors [10]

2.3.3 DPF Software Funktionen

Zur Steuerung und Überwachung der Regeneration ist ein System erforderlich, das den Zustand des Filters erfasst. Das bedeutet, dass dieses System eine Beladungserkennung durchführt, die Regenerationsstrategie festlegt und den Filter überwacht. Ebenso steuert das System die Regeneration durch Eingriffe in das Einspritz- und Luftsystem (siehe Kap. 2.3.2).

Neben dem DPF umfasst das DPF-System weitere Komponenten und Sensoren. [10]

- Diesel-Oxidationskatalysator (DOC) (siehe Kap. 2.1)
- Differenzdrucksensor:
Dieser misst den Druckabfall über den Filter. Aus diesem Wert wird der Beladungsgrad des Filters berechnet.
- Temperatursensor vor DPF:
Temperatur vor DPF ist im Regenerationsbetrieb die entscheidende Größe für den Rußabbrand im Filter
- Temperatursensor vor DOC:
Dient zur Bestimmung der Abgastemperatur
- Lambda-Sonde
Ist nicht direkt eine DPF-Systemkomponente

Die Steuergerätefunktionen für ein aktives Temperatur-Management sind in Abbildung 10 zu sehen und werden nun näher beschrieben.

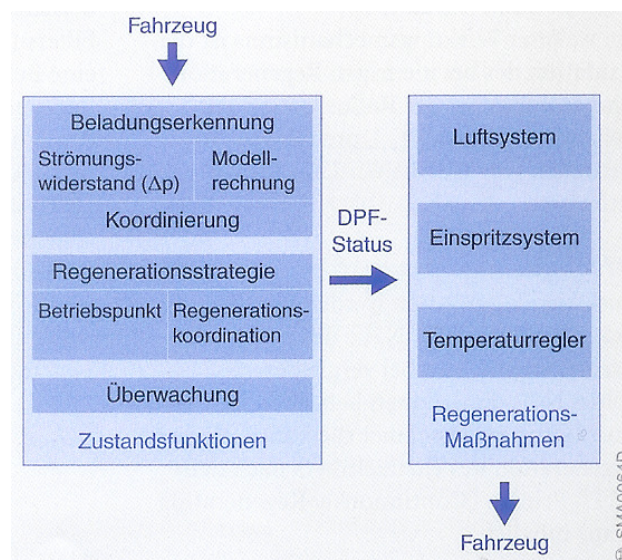


Abbildung 10: Funktionen zur Steuerung eines DPF-Systems [10]

Beladungsmodell

Die Beladungserkennung erfolgt parallel durch zwei Verfahren. Zum Einem wird aus dem Druckabfall über den Filter und dem Abgasvolumenstrom der Strömungswiderstand des Partikelfilters berechnet. Dieser Strömungswiderstand ist ein Maß für die Permeabilität (Durchlässigkeit) des Filters und damit ein Maß für die Rußmasse.

Zum Anderem wird die Beladung des Filters modellbasiert berechnet. Dazu wird die (Ruß)Rohemission des Motors integriert, wobei Korrekturen wie die Dynamik oder der Sauerstoffanteil im Abgas, berücksichtigt werden. Während der Regeneration wird der Rußabbrand im Steuergerät, abhängig von der DPF-Temperatur und dem Sauerstoffanteil im Abgas, berechnet.

Aus diesen beiden Methoden der Beladungserkennung ergibt sich eine Rußmasse, die die nachfolgende Regenerationsstrategie maßgeblich bestimmt. [10]

Regenerationsstrategie

Steigt die Rußmasse im Filter an, muss rechtzeitig eine Regeneration ausgelöst werden. Je höher die Beladung des Filters ist, umso größer wird die bei der Verbrennung des Rußes frei werdende Wärmemenge und damit die auftretenden Spitzentemperaturen. Um Beschädigungen des Filters zu vermeiden, muss die Regeneration rechtzeitig eingeleitet werden, bevor ein kritischer Beladungszustand erreicht wird. Typische kritische Beladungen liegen bei 5 – 10 g/l, abhängig vom Filtermaterial und der Größe des Filters.

Liegen günstige Verhältnisse, wie z.B. eine Autobahnfahrt vor, ist es sinnvoll eine Regeneration vorzuziehen beziehungsweise bei schlechten Verhältnissen zu verzögern. Die Regenerationsstrategie legt nun, abhängig von den gerade genannten Bedingungen, fest, wann und welche Regenerationsmaßnahmen durchgeführt werden. [10]

Diagnose bzw. Überwachung

Mithilfe des Differenzdrucksensors wird überwacht ob der Filter möglicherweise verstopft, gebrochen oder ausgebaut ist und dient damit als Bauteilschutz. So wird zum Beispiel die Filterbeladung überwacht um den Filter nicht zu überladen. [10]

Regenerationsmaßnahmen

Liegt eine Regenerationsanforderung vor, werden das Einspritz- und Luftsystem auf andere Sollgrößen umgeschaltet [4]. Dieser Vorgang darf für den Fahrer nicht spürbar sein. Das heißt der Vorgang muss drehmomentneutral erfolgen. Welche Eingriffe im Einzelnen durchgeführt werden um die erforderliche Temperatur im Abgas zu erreichen, sind vom Betriebspunkt abhängig und wurden im vorhergehenden Kapitel detailliert beschrieben.

Abgastemperaturregler

Dieser ermöglicht es zum Einen das dynamische Verhalten des Motors und Bauteiltoleranzen auszugleichen und zum Anderen ermöglicht er auch bei veränderten Bedingungen wie Hitze, Höhe oder Kälte, eine zuverlässige Regeneration, indem die Abgastemperatur geregelt wird. [1] [10] [11]

2.4 Wärmeübertragung

In der Diplomarbeit soll die Wärmeübertragung zwischen dem Abgassystem und der Umgebung bei stationären Vorgängen untersucht werden. Daher wird hier nun ein theoretischer Überblick über die Mechanismen der Wärmeübertragung gegeben.

Besteht zwischen zwei oder mehreren nicht voneinander isolierten Körpern ein Temperaturunterschied, so fließt Wärme so lange von der höheren zur tieferen Temperatur, bis sich die zuvor unterschiedlichen Temperaturen angeglichen haben. Dieser Vorgang wird als Wärmeübertragung bezeichnet. Grundsätzlich sind drei Fälle der Wärmeübertragung zu unterscheiden:

- Wärmeübertragung durch Leitung in festen Körpern oder unbewegten Fluiden
- Wärmeübertragung durch Konvektion in bewegten flüssigen oder gasförmigen Medien
- Wärmeübertragung durch Strahlung

In technischen Systemen treten diese drei Wärmeübertragungsarten meist kaum isoliert voneinander auf.

2.4.1 Wärmeleitung

Wärmeleitung bedeutet die Weitergabe von Energie von energiereichen Teilchen an energieärmere Teilchen. Sie ist bedeutend in allen Feststoffen und ruhenden Fluiden. Werden die beiden Oberflächen einer ebenen Wand der Dicke δ auf verschiedenen Temperaturen T_1 und T_2 gehalten, strömt durch die Fläche A in der Zeit t die Wärme Q (Formel 1) nach dem Fourierschen Gesetz. [2]

$$Q = \lambda * A * \frac{T_1 - T_2}{\delta} * t \quad \text{Formel 1}$$

Weiters bezeichnet man als Wärmestrom (Formel 2) die Wärme Q pro Zeiteinheit t , und die Wärmestromdichte (Formel 3) die Wärme Q pro Zeiteinheit t und Fläche A .

$$\dot{Q} = \frac{Q}{t} \quad \text{Formel 2}$$

$$q = \frac{Q}{t * A} \quad \text{Formel 3}$$

In dieser Diplomarbeit werden stationäre Vorgänge durch Rohrwände behandelt. Daher gelangt man über das Fouriersche Gesetz für eine Zylinderfläche (Formel 4) unter der Bedingung, dass bei der stationären Wärmeleitung der Wärmestrom für alle Radien gleich ist, zu Formel 5.

$$\dot{Q} = -\lambda * 2 * \pi * r * l * \frac{dT}{dr} \quad \text{Formel 4}$$

$$\dot{Q} = \lambda * A_m * \frac{T_i - T_a}{\delta} \quad \text{Formel 5}$$

$$\text{mit } \delta = r_a - r_i \text{ und } A_m = \frac{A_a - A_i}{\ln \frac{A_a}{A_i}}$$

2.4.2 Konvektion

Konvektion bezeichnet den Transport einer Größe durch Fluidbewegung. Hier ist darunter der bewegungsbedingte Transport von Wärme gemeint. Dieser Transport beinhaltet zwei Beiträge zur Energieübertragung. Auf der einen Seite jenen durch Molekularbewegung und auf der anderen Seite jenen durch die makroskopische Strömungsbewegung des Fluids.

Jedes Volumenelement des Fluids ist Träger innerer Energie, die es durch Strömung weitertransportiert und als Wärme an einen festen Körper überträgt. Abhängig, wie die Strömung erzeugt wird, kann noch zwischen freier und erzwungener Konvektion unterschieden werden. Bei der freien Konvektion wird die Strömung des Fluids durch Dichteunterschiede hervorgerufen, während bei der erzwungenen Konvektion die Strömung durch äußere Kräfte, z.B. durch eine Druckerhöhung einer Pumpe, hervorgerufen wird.

Grundlage für die Darstellung eines konvektiven Wärmeübergangs bilden dimensionslose Kennzahlen. Diese erlauben es die Zahl der Einflussgrößen deutlich zu mindern und Wärmeübergangsgesetze für geometrisch ähnliche Körper und verschiedene Stoffe zu formulieren. Zu den wichtigsten dimensionslosen Kennzahlen gehören die Nußelt-Zahl N_u (Formel 6), die Reynolds-Zahl R_e (Formel 7) und die Prandtl-Zahl P_r (Formel 8)

$$N_u = \frac{\alpha * l}{\lambda} \quad \text{Formel 6}$$

$$R_e = \frac{w * l}{\nu} \quad \text{Formel 7}$$

$$P_r = \frac{\nu}{a} \quad \text{Formel 8}$$

Aus diesen Gleichungen erkennt man, dass die Reynolds-Zahl den Strömungszustand eines Fluids beschreibt. Dazu verwendet sie eine für die Strömung charakteristische

Geschwindigkeit w [m/s], eine charakteristische Länge l [m] und die kinematische Viskosität ν [m²/s] des Fluids.

Die Prandtl-Zahl berücksichtigt die Stoffeigenschaften des Fluids durch seine kinematische Viskosität ν [m²/s] und seiner Temperaturleitfähigkeit a [m²/s].

Die Nußelt-Zahl ist nun eine Funktion der Reynolds- und der Prandtl-Zahl und liefert den Wärmeübergangskoeffizienten α der noch in Kapitel 2.4.4 näher beschreiben wird. [2]

Die konvektive Wärme ergibt sich nun aus Formel 9.

$$\dot{Q}_K = \alpha * A * [T_O - T_F] \dots \dots \dots \text{Formel 9}$$

2.4.3 Strahlung

Alle Körperoberflächen mit einer Temperatur > 0 K emittieren Energie in Form von elektromagnetischen Wellen. Haben nun zwei Oberflächen unterschiedliche Temperaturen, so entsteht ein Wärmestrom zu der Oberfläche mit der geringeren Temperatur. Diese Art der Wärmeübertragung tritt immer auf, jedoch sind die Auswirkungen vorwiegend bei höheren Temperaturen bedeutend.

Eine Möglichkeit den Wärmestrom durch Strahlung zu beschreiben, bietet der Ansatz nach Stefan Boltzmann (Formel 10). [2] [18]

$$dQ_{str} = \epsilon * \sigma * [T_O^4 - T_U^4] * dt \quad \text{Formel 10}$$

Die Strahlung spielt erst bei hohen Temperaturen eine Rolle.

2.4.4 Wärmedurchgang

Die zuvor beschriebenen Wärmeübertragungsarten treten in technischen Systemen fast nie getrennt voneinander auf. In der Regel stehen Körper mit Fluiden in Kontakt. Das wiederum bedeutet Wärmeübertragung vom Festkörper an eine gasförmige oder flüssige Umgebung oder umgekehrt. Hierfür sind Vorgänge mit Konvektion zu berücksichtigen und maßgeblich am Wärmeübergang beteiligt.

Der Temperaturverlauf in einem bewegten Fluid nahe einer Körperoberfläche mit einer gegenüber dem Fluid unterschiedlichen Temperatur kann wie in Abbildung 11 aussehen.

Die übertragene Wärmestromdichte kann nun mit Hilfe der Fourierschen Wärmeleitungsgleichung unter Kenntnis der Steigung des Temperaturprofils im Fluid an der Wandoberfläche beschrieben werden. Dafür muss die Energiegleichung für das Fluid gelöst werden, was sehr kompliziert ist. Zur Vereinfachung wird daher die Wärmestromdichte als Produkt aus Temperaturdifferenz zwischen der Wand und dem strömenden Fluid sowie einem Proportionalitätsfaktor beschrieben. Dieser Proportionalitätsfaktor wird als Wärmeübertragungszahl α [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$] bezeichnet. Daraus leitet sich das Newtonsche Kühlgesetz (Formel 11) ab.

$$\dot{q} = \alpha * (T_O - T_F) \quad \text{Formel 11}$$

Diese Wärmeübertragungszahl ist eine Funktion des Strömungszustandes und den physikalischen Eigenschaften des Fluids und wird durch die Nußelt-Zahl ($N_u = f(R_e, P_r)$) beschrieben.

Anhand eines einfachen Beispiels einer einschichtigen, ebenen Wand soll der Wärmedurchgang nun näher beschrieben werden.

Der Wärmestrom von Fluid 1 an die Wand: $\dot{Q}_1 = \alpha_1 * A * (T_1 - T_{O1})$

Wärmestrom durch die Wand: $\dot{Q}_2 = -\lambda * A * \frac{T_{O2} - T_{O1}}{\delta}$

Wärmestrom von der Wand an Fluid 2: $\dot{Q}_3 = \alpha_3 * A * (T_{O2} - T_2)$

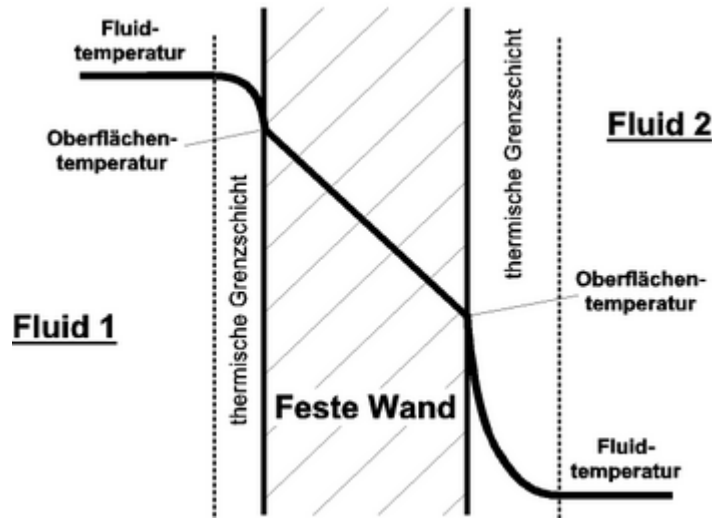


Abbildung 11: Wärmedurchgang durch eine ebene Wand [17]

Der resultierende Wärmestrom wird nun abhängig von den beiden Fluidtemperaturen T_1 und T_2 berechnet. Dieser Wärmestrom ist dabei vom Strömungszustand der beiden Fluide (α_1 und α_2) und den Stoffeigenschaften der Wand (Wärmeleitfähigkeit λ) abhängig. In stationären Vorgängen müssen diese drei Wärmeströme gleich groß sein, das bedeutet $Q_1 = Q_2 = Q_3$. Dadurch können die Wandtemperaturen eliminiert werden und der Wärmestrom als Funktion der Fluidtemperaturen T_1 und T_2 berechnet werden (Formel 12).

$$\dot{Q} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} * A * (T_1 - T_2) = k * A * (T_1 - T_2) \quad \text{Formel 12}$$

k wird dabei als Wärmedurchgangszahl bezeichnet.

Diese Formeln gelten jedoch nur für ebene Wände.

Die Berechnung der Wärmedurchgangszahl k bei gekrümmten Wänden (z.B. eines Rohres) ist etwas aufwendiger. Grund dafür ist, dass die am Wärmedurchgang beteiligten Flächen unterschiedlich groß sind. Daher muss in solchen Fällen angegeben werden, auf welche Fläche sich die Wärmedurchgangszahl bezieht.

Um den Sachverhalt bei gekrümmten Flächen zu vereinfachen wird die Wärmedurchgangszahl auf eine mittlere Fläche A_m und die Wandstärke des Rohres δ bezogen. Dafür errechnet sich die Wärmedurchgangszahl k wie in Formel 13. [2]

$$\frac{1}{k * A} = \frac{1}{\alpha_i * A_i} + \frac{\delta}{\lambda * A_m} + \frac{1}{\alpha_a * A_a} \quad \text{Formel 13}$$

3. Versuchsträger und Versuchsdurchführung

Im folgenden Kapitel wird nun die Übertragbarkeit des aktiven Temperatur-Managements vom Prüfstand in das Fahrzeug untersucht. Dazu wird zunächst der Versuchsablauf näher beschrieben. Danach wird auf die Datenauswertung eingegangen und die dazu getroffenen Annahmen näher beschrieben und erklärt. Die aufbereiteten Daten werden schließlich dargestellt und diskutiert.

Um die Übertragbarkeit zwischen Prüfstand und Fahrzeug zu untersuchen war es notwendig Daten aus einem frühen Entwicklungsstadium des Temperatur-Managements zu analysieren. Dieser Umstand ergibt sich aus der Zielsetzung dieser Arbeit, einen Ansatz zu finden, bereits in einem frühen Entwicklungsstadium die Fahrzeugverhältnisse in eine Prüfstandskalibrierung mit ein zu beziehen. Besonders zu berücksichtigen ist dabei, dass Daten verglichen werden, die mit demselben Datenstand der ECU vermessen wurden. Der Grund dafür ist jener, dass bei Verwendung unterschiedlicher Datenstände eine Bewertung der Übertragbarkeit zwischen Motorprüfstand und Fahrzeug nicht möglich ist. Das bedeutet, dass durch die Verwendung desselben Datenstandes der ECU der Einfluss unterschiedlicher Kalibrierungen auf das Temperatur Management vermieden wird.

Aus diesen Gründen wurde für diese Diplomarbeit ein Applikationsprojekt bereits seit dem Beginn der Temperatur-Management Applikation begleitet.

3.1 Versuchsträger

Als Versuchsträger am Motorenprüfstand wurde ein 4 Zylinder Reihen Motor verwendet welcher die Abgasnorm EU6 erfüllt und mit einem zwei stufigen Abgasturboaufladungssystem sowie einer Hoch- und Niederdruck Abgasrückführung ausgestattet war. Das Abgasnachbehandlungssystem bestand aus einem Diesel-Oxidationskatalysator DOC und einem Dieselpartikelfilter DPF welche Closed-Coupled angeordnet waren. Closed-Coupled bedeutet dass die beiden Abgasnachbehandlungselemente, DOC und DPF, Motor nahe verbaut werden.

Der große Vorteil von Systemen welche Closed-Coupled angeordnet sind, besteht darin, dass sie durch ihre Anordnung lange Abgasleitungen vermeiden und dadurch die Wärmeverluste minimieren.

3.1.1 Motorprüfstand

Der Motor wurde nun am Motorenprüfstand mit den folgenden Messstellen versehen (Abb. 12).

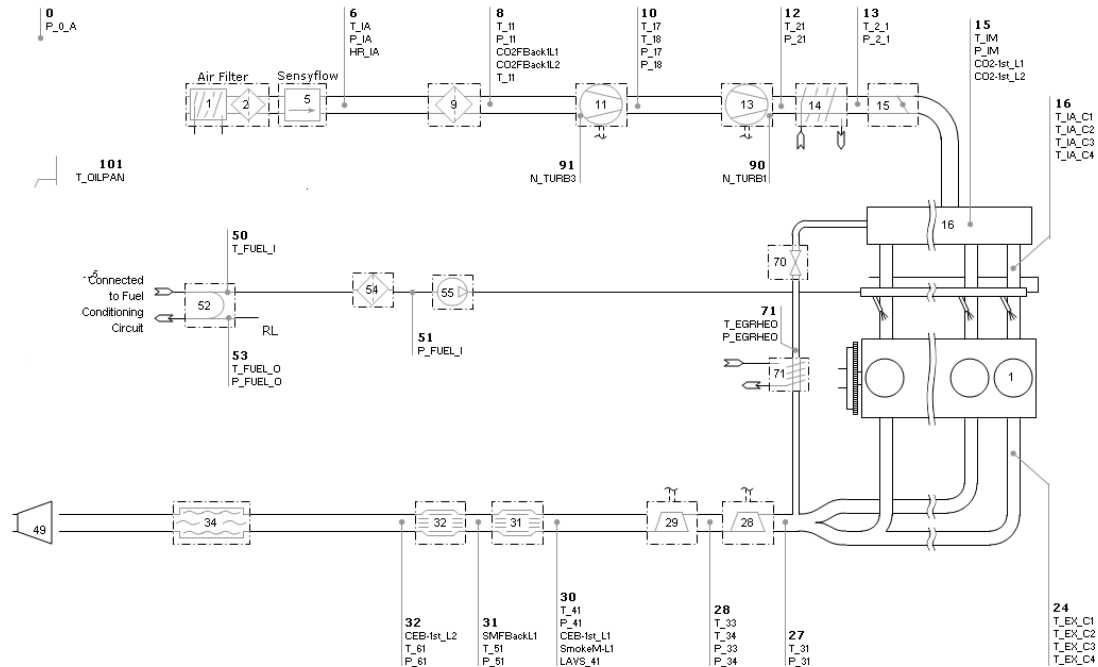


Abbildung 12: Messstellenplan

In Abbildung 12 ist die komplexe und umfangreiche Messstellenanordnung des Prüfstandes ersichtlich. Die eingezeichneten Messstellen werden standardisiert bei jedem Prüfstandaufbau am Versuchsträger angebracht.

Am Prüfstand werden der Motor und das Abgasnachbehandlungssystem möglichst identisch zum Fahrzeugaufbau aufgebaut. Das bedeutet im Falle des Abgasnachbehandlungssystems, dass es mit seinen originalen Rohrleitungen am Prüfstand verbaut wird. Dieser Punkt spielt eine wichtige Rolle um dieselben Verhältnisse in der Gasdynamik zu schaffen wie im Fahrzeug.

Unterschiede ergeben sich nur bei einigen Bauelementen, wie zum Beispiel dem Ladeluftkühler, um ihre Funktion die sie im Fahrzeug erfüllen, auch am Prüfstand zu gewährleisten.

In der nachfolgenden Tabelle werden jene Messstellen näher beschrieben welche für die nachfolgenden Auswertungen verwendet wurden (Tabelle 1):

Tabelle 1: Messstellenbeschreibung Prüfstand

Messstelle	Einheit	Beschreibung
mf_air	[kg/h]	Angesaugte Luftmenge am Motorprüfstand
mf_fuel	[kg/h]	Gesamte, eingespritzte Kraftstoffmasse am Prüfstand
mf_exh	[kg/h]	Massenstrom Abgas
THCEO	[ppm]	HC Emissionen Motoraustritt (Engine Out)
CO_EO	[ppm]	CO Emissionen Motoraustritt (Engine Out)
T_IA	[°C]	Temperatur der angesaugten Luft
T_11	[°C]	Temperatur vor ND-Kompressor
T_17	[°C]	Temperatur nach ND-Kompressor
T_18	[°C]	Temperatur vor HD-Kompressor
T_21	[°C]	Temperatur nach HD-Kompressor
T_31	[°C]	Temperatur Motoraustritt bzw. vor HD-Turbine
T_33	[°C]	Temperatur nach HD-Turbine
T_34	[°C]	Temperatur vor ND-Turbine
T_41	[°C]	Temperatur nach TC bzw. vor DOC
T_51	[°C]	Temperatur nach DOC bzw. vor DPF
T_61	[°C]	Temperatur nach DPF
P_0_A	[mbar]	Luftdruck
P_11	[mbar]	Druck vor ND-Kompressor
P_17	[mbar]	Druck nach ND-Kompressor
P_18	[mbar]	Druck vor HD-Kompressor
P_21	[mbar]	Druck nach HD-Kompressor
P_31	[mbar]	Druck am Motoraustritt bzw. vor HD-Turbine
P_33	[mbar]	Druck nach HD-Turbine
P_34	[mbar]	Druck vor ND-Turbine
P_41	[mbar]	Druck nach ND-Turbine bzw. vor DOC

Die zugeführte Kraftstoffmasse wird am Motorenprüfstand mittels einer Kraftstoffwaage ermittelt, online aufgezeichnet und wird in der Einheit kg/h angegeben. Das Signal mf_exh errechnet sich dann aus der Summe der eingespritzten Kraftstoffmasse mf_fuel und der zugeführten Luftmasse mf_air (Formel 14). Diese entspricht dem ECU-Signal des Heißfilm-Luftmassensensors (HFM) AFS_dm. Dieses ECU-Signal hat jedoch die Einheit mg/Hub und muss daher noch in kg/h umgerechnet werden.

$$mf_{_exh} = mf_{_fuel} + mf_{_air}$$

Formel 14

Zusätzlich zu den gerade beschriebenen Messgrößen wurde bei den Vermessungen am Motorenprüfstand die Rohemissionen am Motoraustritt (Engine Out, EO) mittels eines Abgasmesswagens (AVL CEB) gemessen. Dies ist für die späteren Auswertungen zur Bestimmung der exothermen Reaktionen im DOC von Bedeutung. Zu diesen am Prüfstand installierten Messstellen wurden noch Signale des Motorsteuergerätes aufgezeichnet.

Tabelle 2 zeigt die für die Diplomarbeit relevanten, aufgezeichneten ECU-Signale.

Tabelle 2: Signale der ECU [11]

ECU Signal	Einheit	Beschreibung
InjCtl_qSetUnBal	[mg/Hub]	Dem Fahrpedalsignal entsprechende Einspritzmenge
InjCrv_qMI1	[mg/Hub]	Haupteinspritzmenge
InjCrv_phiMI1	[° KW]	Lage der Haupteinspritzung zu OT
InjCrv_qPi1	[mg/Hub]	Menge der ersten Voreinspritzung
InjCrv_phiPi1	[° KW]	Lage der ersten Voreinspritzung relativ zur Lage der Haupteinspritzung
InjCrv_qPol1	[mg/Hub]	Menge der späten Nacheinspritzung
InjCrv_phiPol1	[° KW]	Lage der späten Nacheinspritzung zu OT
InjCrv_qPol2	[mg/Hub]	Menge der frühen Nacheinspritzung
InjCrv_phiPol2	[° KW]	Lage der frühen Nacheinspritzung relativ zu InjCrv_phiMI1
InjCrv_facPol2	[-]	Effizienzfaktor der frühen Nacheinspritzung
AFS_dm	[kg/h]	Signal für die angesaugte Luftmenge
ASMod_dmFlBrn_mp	[kg/h]	Kraftstoffmassenstrom
Tra_numGear	[-]	Ganginformation
T_UMG_In_Front_LLK	[°C]	Temperatur im Motorraum vor Ladeluftkühler
R_pIntkVUS	[kPa]	Luftdruck im Saugrohr
LSU_rL	[-]	Signal der Lambdasonde

3.1.2 Fahrzeug

Als Versuchsfahrzeug stand ein Mittelklasse PKW zur Verfügung. Der Aufbau des Motors im Fahrzeug ist identisch zum Motoraufbau am Motorprüfstand. Abweichungen ergeben sich nur für einzelne Komponenten, welche am Motorenprüfstand anders aufgebaut werden müssen um ihre Funktion zu gewährleisten (z.B.: Ladeluftkühler, siehe Kap. 3.1.1).

Die Messstellen wurden nach Möglichkeit, wenn es der Bauraum zuließ, an denselben Stellen wie am Motorprüfstand verbaut, um eine bestmögliche Korrelation und Vergleichbarkeit der Daten zwischen Motorprüfstand und Fahrzeug zu ermöglichen.

Beim Fahrzeug konnte jedoch der Kraftstoffverbrauch nicht über eine Kraftstoffwaage vermessen werden, sowie die Emissionen nicht über eine Messung erfasst werden. Der Abgasmassenstrom musste bei der Fahrzeugmessung aus den ECU Signalen AFS_dm und ASMod_dmFlBrn_mp berechnet werden.

Weiters konnten nicht alle Messgrößen aus Tabelle 1 aufgezeichnet werden, da im Fahrzeug nicht alle Messstellen, aus den zuvor erwähnten Gründen, verbaut werden konnten. Tabelle 3 zeigt die am Fahrzeug verbauten Messstellen.

Die übrigen ECU-Signale aus Tabelle 2 konnten jedoch ebenso aufgezeichnet werden.

Tabelle 3: Fahrzeugmessstellen

Messstelle	Einheit	Beschreibung
T_IA	[°C]	Temperatur der angesaugten Luft
T_11	[°C]	Temperatur vor ND-Kompressor
T_17	[°C]	Temperatur nach ND-Kompressor
T_21	[°C]	Temperatur nach HD-Kompressor
T_31	[°C]	Temperatur Motorausstritt
T_34	[°C]	Temperatur vor ND-Turbine
T_41	[°C]	Temperatur nach ND-Turbine bzw. vor DOC
T_51	[°C]	Temperatur nach DOC bzw. vor DPF
T_61	[°C]	Temperatur nach DPF
P_0_A	[mbar]	Luftdruck
P_11	[mbar]	Druck vor ND-Kompressor
P_17	[mbar]	Druck nach ND-Kompressor
P_21	[mbar]	Druck nach HD-Kompressor
P_31	[mbar]	Druck am Motorausstritt bzw. vor HD-Turbine
P_34	[mbar]	Druck vor ND-Turbine
P_41	[mbar]	Druck nach ND-Turbine bzw. vor DOC

3.2 Messungsdurchführung

3.2.1 Motorprüfstand

Am Prüfstand wurden, bevor mit der Applikation des Temperatur-Managements begonnen werden konnte, die Basiskennfelder für die normale Verbrennung kalibriert und bedatet. Diese Kennfelder wurden hinsichtlich Emissionen optimiert. Eine wichtige Rolle spielte dabei bereits das Aufheizverhalten bzw. der Light Off des DOC. Ein früher Light Off des DOC ist wichtig, um bereits kurz nach Motorstart die Emissionen zu verringern.

Abbildung 14 zeigt den Temperaturverlauf vor (T_41) und nach (T_51) DOC bei einem NEDC, ausgehend von einem Kaltstart des Motors.

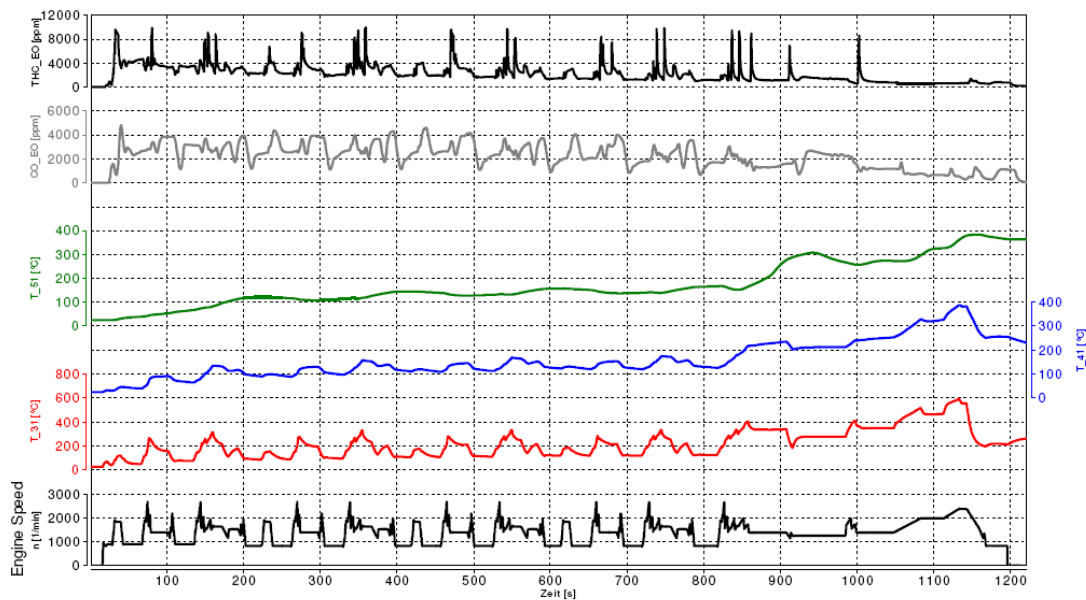


Abbildung 13: Aufheizverhalten des DOC im Normal Betrieb im NEDC

Nachdem die Verbrennung stabil abgestimmt war, wurde eine Kennfeldraasterung im Normalen-Betrieb durchgeführt. Dabei wurden die Motordrehzahl n und die Einspritzmenge q_{Main} variiert. In Abbildung 14 ist eine solche Raasterung für die Temperatur T_{41} dargestellt.

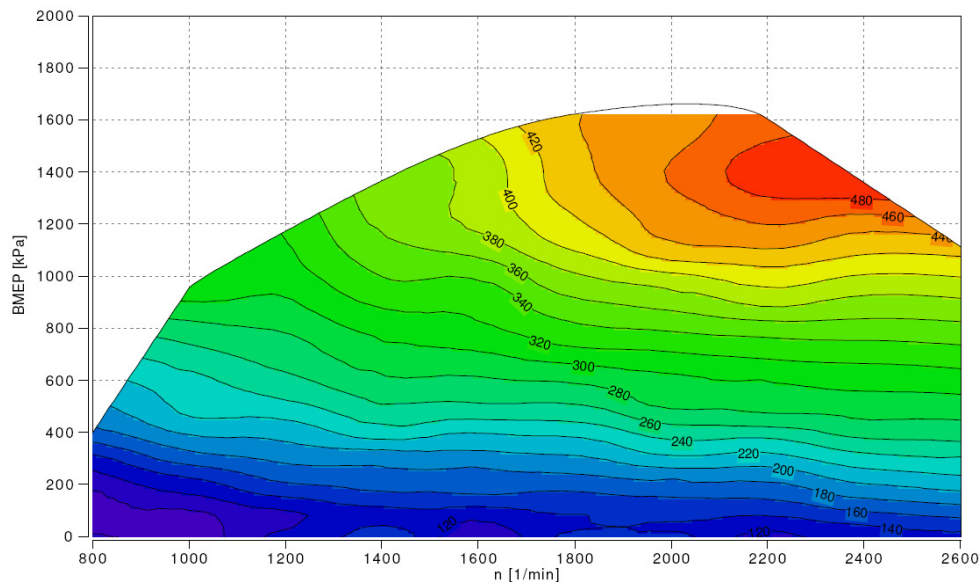


Abbildung 14: Kennfeldraasterung in Normal Modus für T_{41}

Anschließend wurde mit der Applikation des Temperatur-Managements begonnen. Die Funktionen der frühen und späten Nacheinspritzung (PoI2 und PoI1) sind bereits in der ECU-Software eingebunden, aber noch nicht kalibriert. Den ersten Schritt bildet dann die Kalibrierung der DOC Light Off-Betriebsart. Diese Betriebsart bildet die Vorstufe zur eigentlichen Regeneration.

Dazu wird eine frühe Nacheinspritzung PoI2 mit ihrer Menge und ihrem Timing, sowie der Luftpfad, AGR, Drosselung etc., kalibriert.

Dazu setzte man folgende Kriterien:

- $T_{51} > 350 \text{ °C}$ (bzw. $T_{51} \text{ max.}$)
- $\lambda \geq 1,5$
- HC-Emissionen $< 1000 \text{ ppm}$
- keine merkbare Drehmomentsteigerung
- $T_{31} < 750 \text{ °C}$
- $P_{\text{IM}} < -10 \text{ kPa}$

Zur näheren Erläuterung sollen nun die getroffenen Kriterien zur Applikation der DOC Light Off Strategie näher erläutert werden.

In der Light Off Strategie (DOC Heizstrategie) versucht man den DOC so schnell wie möglich auf Temperatur zu bringen.

Bei normalem Betrieb konvertiert der DOC erst, wenn er bestimmte Temperaturen erreicht. Im Regenerationsbetrieb muss der DOC Temperaturen erreichen, um die von einer späten Nacheinspritzung zur Verfügung gestellten Kohlenwasserstoffe verbrennen zu können. Dazu benötigt der DOC eine Temperatur von etwa 350 °C. Das schnelle Aufheizen erreicht man durch hohe Abgastemperaturen. Je höher T₃₁ und T₄₁, umso schneller erreicht man die benötigte Temperatur. Gleichzeitig erhöht sich natürlich auch die Temperatur vor DPF (T₅₁).

Je höher T₅₁ im Light Off Betrieb bereits ist, umso schneller wird die Zieltemperatur vor DPF erreicht. Für den späteren Regenerationsbetrieb benötigt der DOC die hohen Temperaturen, um die innermotorisch zugeführten HC zu verbrennen. Je nach Strategie versucht man einerseits die Motoraustrittstemperatur T₃₁ durch die Absenkung des Wirkungsgrades der Verbrennung so hoch wie möglich zu bekommen und damit große Nacheinspritzmengen zu vermeiden. Jedoch steigt dabei mit zunehmender Temperatur im Brennraum auch der Wandwärmeverlust an. Auf der anderen Seite besteht die Möglichkeit den Motor bei einer Wirkungsgrad optimalen Verbrennung zu betreiben und den Temperaturanstieg über Nacheinspritzungen zu bewerkstelligen.

Da die Möglichkeit besteht, dass der DOC seine Funktionstemperaturen noch nicht erreicht hat wenn der Light Off Modus beginnt, dürfen die HC Emissionen 1000 ppm nicht überschreiten, um einen HC-Durchbruch und damit eine Anlagerung der HC am DPF zu vermeiden.

Um einen schnellen Rußabbrand zu bewerkstelligen soll der Sauerstoffanteil im Abgas mindestens 6% betragen. Das ergibt ein Lamda von etwa 1,5.

Ebenfalls muss die Temperaturerhöhung durch die nahe Nacheinspritzung drehmomentneutral erfolgen. Aus Bauteilschutzgründen darf die Motoraustrittstemperatur (T₃₁) 750 °C nicht überschreiten und der Druck im Saugrohr (P_{IM}) -10 kPa nicht unterschreiten.

Aufbauend auf diesen Vorgaben wurden einzelne Betriebspunkte eines Kennfeldes appliziert. Diese applizierten Punkte dienten als Ausgangsbasis für eine automatisierte Applikation des Light Off Betriebes.

Aus den daraus gewonnenen Daten und erstellten Modellen wurden schließlich die Kennfelder für die frühe Nacheinspritzung (Einspritzmenge, Einspritzzeitpunkt und Effizienzfaktor) im Light Off Betrieb erstellt (Abb. 15, 16 und 17)

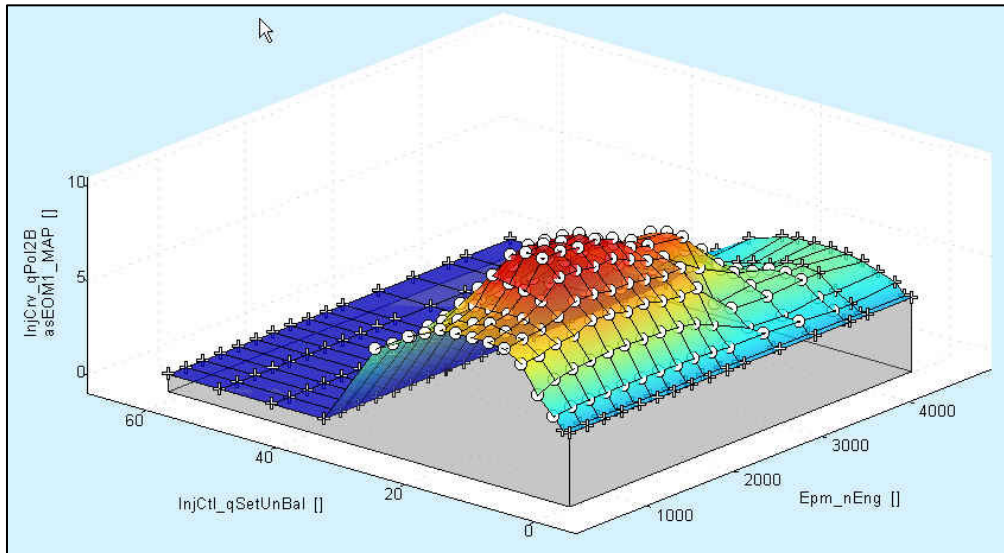


Abbildung 15: Mengenkennfeld der frühen Nacheinspritzung (InjCrv_qPol2)

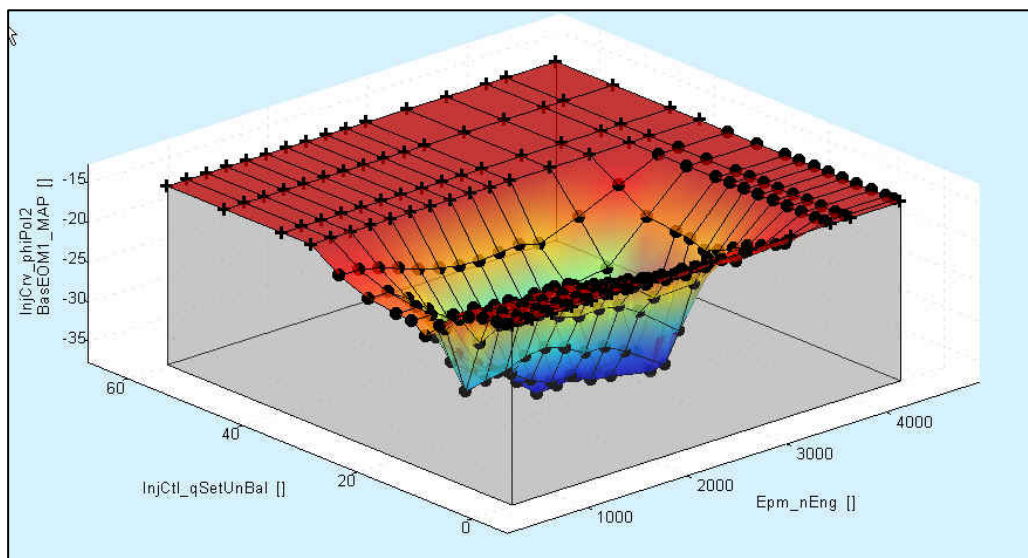


Abbildung 16: Timing-Kennfeld der frühen Nacheinspritzung (InjCrv_phiPol2)

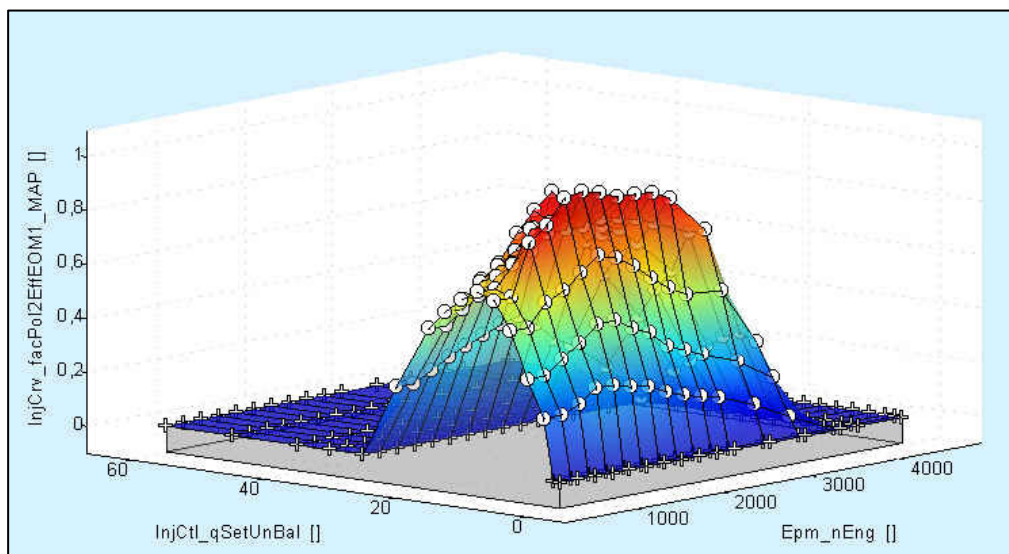


Abbildung 17: Effizienzkennfeld der frühen Nacheinspritzung (InjCrv_facPol2)

Abbildung 18 zeigt den Temperaturverlauf im Abgassystem in der DOC Light Off Betriebsart, in einem NEDC.

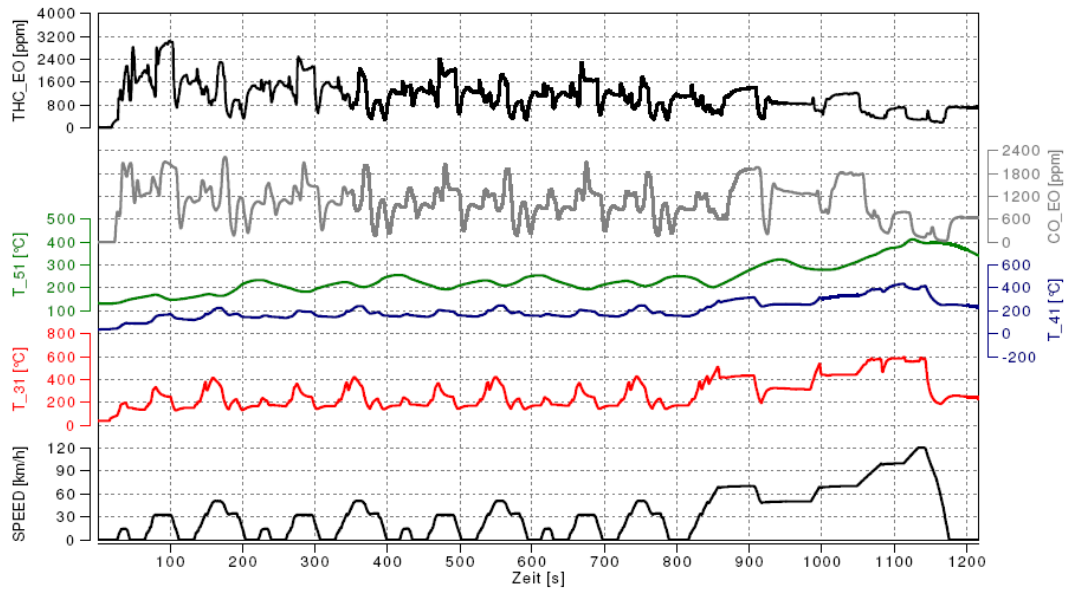


Abbildung 18: Temperaturverlauf im DOC Light Off im NEDC

Nach der Kalibrierung der DOC Light Off Betriebsart erfolgt die Kalibrierung der aktiven Regeneration. Dabei wird zusätzlich zur frühen Nacheinspritzung PoI2 eine späte Nacheinspritzung PoI1 kalibriert. Diese späte Nacheinspritzung nimmt an der Verbrennung im Brennraum nicht mehr teil und wird im DOC umgesetzt bzw. verbrannt. Dieser Sachverhalt wurde bereits in Kapitel 2.3.2 ausführlich erläutert.

Aus der Applikation des DOC Light Off ergab sich die maximal erreichbare Temperatur vor DPF ($T_{51_{\text{LightOff}}}$). Aus der Differenz dieser erreichten Temperatur und der für die Regeneration notwendigen 620 °C ($T_{51_{\text{Soll}}}$) kann man nun die notwendige zuzuführende Energie (= Brennstoffmasse) für den Temperaturanstieg berechnen. Zur Vorkalibrierung wird der DOC als adiabate Brennkammer angesehen und damit folgt aus dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik die zusätzlich notwendige Wärmemenge (Formel 15).

$$\dot{Q}_B = m_{\text{exh}} * cp|_{T_{51}} * (T_{51_{\text{Soll}}} - T_{51_{\text{LightOff}}}) = m_{\text{exh}} * cp|_{T_{51}} * \Delta T_5 \quad \text{Formel 15}$$

Mit der Formulierung der Wärmemenge nach Formel 16,

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_B * H_U \quad \text{Formel 16}$$

folgt der zusätzlich einzubringende Brennstoffmassenstrom in der Einheit kg/h (Formel 17)

$$\dot{m}_B = \frac{\dot{Q}_B}{H_U} = \frac{m_{\text{exh}} * cp|_{T_{51}} * \Delta T_5}{H_U} \quad \text{Formel 17}$$

Die Kalibrierung der aktiven Regeneration wird nun daraufhin entwickelt, 620 °C vor DPF (T_51) zu erreichen. Dazu werden nun die Kennfelder InjCrv_qPoI1 und InjCrv_phiPoI1 auf dem Prüfstand feinkalibriert.

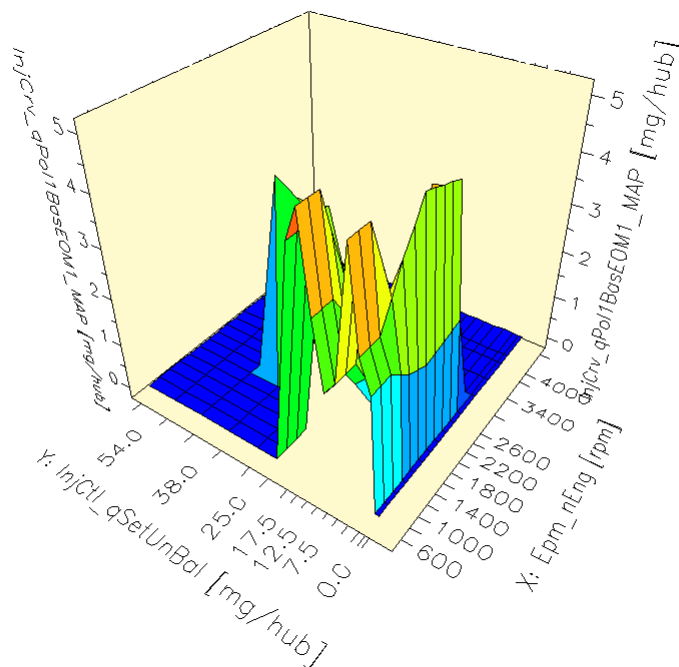


Abbildung 19: Kennfeld InjCrv_qPoI1 über Drehzahl Epm_nEng und Einspritzmenge InjCtl_qSetUnBal

Aus der Feinkalibrierung der späten Nacheinspritzung am Motorenprüfstand ergab sich für die späte Nacheinspritzmenge InjCrv_qPoI1 das Kennfeld aus Abbildung 19. Dabei wird über der Drehzahl Epm_nEng und der dem Fahrpedal entsprechenden Einspritzmenge InjCtl_qSetUnBal die Einspritzmenge der späten Nacheinspritzung InjCrv_qPoI1 dargestellt. Dieses Kennfeld ist das erste Kennfeld welches am Prüfstand im stationären Betrieb kalibriert wurde. Aus dem Kennfeld erkennt man, dass nicht der gesamte Kennfeldbereich kalibriert wurde sondern nur der für die Emissionen relevante Bereich. Weiters erkennt man, dass die Nacheinspritzmengen, im Vergleich zu anderen Kalibrierungen, gering sind (maximal 5 mg/Hub). Dies ist auf die Tatsache zurückzuführen, dass bereits im Light-Off-Betrieb sehr hohe HC-Emissionen auftreten, welche in weiterer Folge ebenfalls zur Temperaturerhöhung beitragen. Ebenso erkennt man, dass das Kennfeld sehr zerklüftet ist. Dieser Umstand ist darauf zurückzuführen, dass es in der Kalibrierung für die späte Nacheinspritzung keine Druckwellenkompensation gibt und sich somit die realen Nacheinspritzmengen von den gewünschten Mengen stark unterscheiden.

Anschließend wurde wiederum das Aufheizverhalten des DOC im aktiven Regenerations-Betrieb untersucht (Abb. 20).

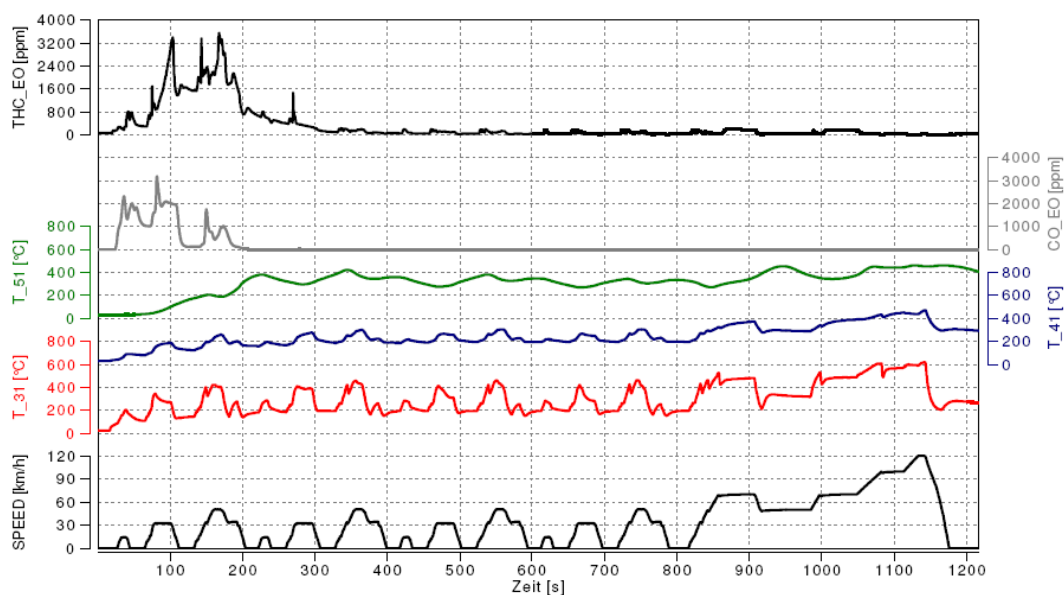


Abbildung 20: Temperaturverlauf bei aktiver Regeneration im NEDC

Aus Abbildung 20 erkennt man, dass der DOC nach 300 Sekunden seinen Light Off erreicht. Das bedeutet, dass die HC-Emissionen ab 300 Sekunden zur Gänze konvertiert werden. Bevor der DOC jedoch konvertiert, treten hohe Kohlenwasserstoffkonzentrationen (THC_EO [ppm] in Abb. 20) auf. Der Grund für diese hohen Kohlenwasserstoffkonzentrationen liegt im frühen Stadium der Verbrennungsentwicklung und der Verbrennungskalibrierung, welche noch nicht optimal auf die Erreichung der Emissionsgrenzwerte abgestimmt ist.

Nach der Kalibrierung der drei Betriebsarten, wurden Kennfeldvermessungen in jeder Betriebsart durchgeführt.

Ein stationärer Messpunkt am Motorenprüfstand wird dabei folgendermaßen definiert, wonach alle Messgrößen konstant bleiben müssen. Am Motorenprüfstand wird nun bei einer Messung typischerweise der Mittelwert des Messsignals aus einer Zeitdauer von 30 Sekunden gebildet und anschließend als Messwert dargestellt.

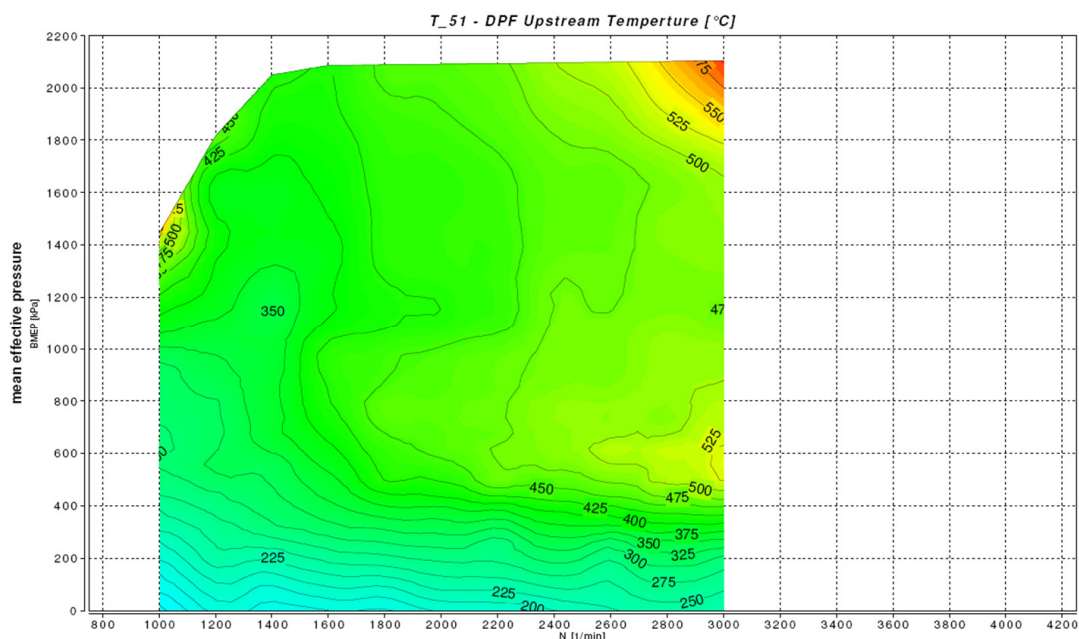


Abbildung 21: T_51 Kennfeldraasterung im Light Off-Betrieb

Die Abbildungen 21 und 22 zeigen Kennfeldraasterungen in den Betriebsarten Light-Off und Regeneration. Die Kennfelder werden über die Drehzahl n und den effektiven Mitteldruck BMEP aufgespannt. Die Linien in den Kennfeldern sind Linien konstanter Abgastemperaturen nach DOC bzw. vor DPF.

Gut zu erkennen ist dabei das deutlich höhere Temperaturniveau in der Regeneration (Abb. 22) welches durch die exotherme Reaktion der späten Nacheinspritzung PoII im DOC erreicht wird.

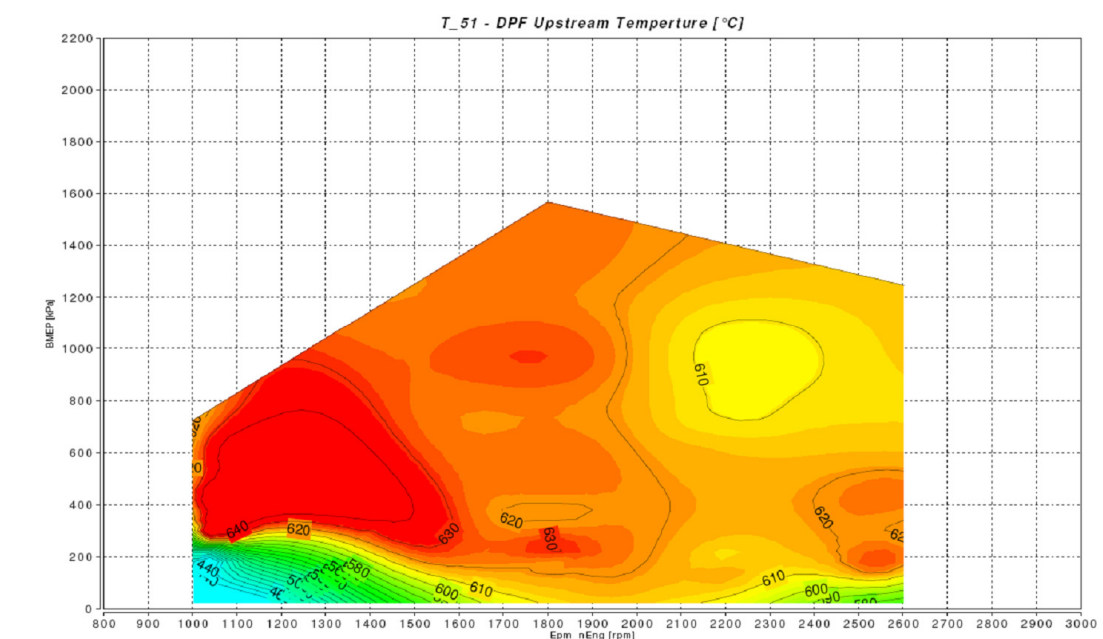


Abbildung 22: T_51 Kennfeldraasterung in Regeneration

3.2.2 Fahrzeug

Die am Motorprüfstand kalibrierten Kennfelder für die Betriebsarten Normal-Betrieb, aktive Regeneration und Light-Off wurden ins Fahrzeug übertragen.

Um stationäre Betriebspunkte anfahren zu können wurden die Versuche auf einer Teststrecke durchgeführt. Dabei wurden bestimmte Lastpunkte, mit der Drehzahl n , der vom Fahrpedal vorgegebenen Einspritzmenge $InjCtl_qSetUnBal$ und dem Fahrzeuggang eingestellt und konstant gehalten bis sich stationäre Verhältnisse eingestellt hatten.

Die Messungen wurden in den drei Betriebsarten, Normal-Betrieb, Light-Off und Regeneration durchgeführt. Um den Einfluss der Fahrzeuggeschwindigkeit mit einzubeziehen wurden auch die Geschwindigkeiten variiert. Dazu wurden Geschwindigkeiten gewählt, die in realen Fahrsituationen am häufigsten vorkommen. Diese waren 30, 50 und 70 km/h. Höhere Geschwindigkeiten konnten auf der Teststrecke nicht mehr realisiert werden.

Damit ergab sich folgender Messumfang:

Tabelle 4: Messumfang im Fahrzeug

Geschwindigkeit [km/h]	Fahrzeuggang [-]	InjCtl_qSetUnBal [mg/Hub]	Betriebsart [-]
30	1	7	Normal-Betrieb
30	2	7	Normal-Betrieb
50	2	10	Normal-Betrieb
70	3	11	Normal-Betrieb
70	5	14	Normal-Betrieb
70	6	13	Normal-Betrieb
30	1	12	Light-Off
30	2	7	Light-Off
30	3	8	Light-Off
30	3	7.5	Light-Off
50	2	16	Light-Off
50	3	11	Light-Off
50	4	12	Light-Off
50	5	13	Light-Off
70	3	13	Light-Off
70	5	10.5	Light-Off
70	6	18	Light-Off
30	2	6	Regeneration
30	3	8	Regeneration
30	3	8	Regeneration
30	3	7	Regeneration
50	4	11	Regeneration
50	5	14.5	Regeneration
50	5	12	Regeneration
70	3	12	Regeneration
70	4	13	Regeneration
70	4	10	Regeneration
70	6	16	Regeneration

Durch diesen Messumfang wurde der Kennfeldbereich der drei Betriebsarten bestmöglich abgedeckt. Tabelle 4 zeigt jene Messungen, aus welchen in weiterer Folge stationäre Messpunkte gefunden werden konnten. Daher ergibt sich auch die

unterschiedliche Anzahl an Messungen für die unterschiedlichen Betriebspunkte in Tabelle 4.

Anschließend ist als Beispiel eine Vermessung bei einer Geschwindigkeit von 30 km/h in den Betriebsarten Normal-Betrieb, Light-Off und aktive Regeneration dargestellt (Abb. 23, 24 und 25).

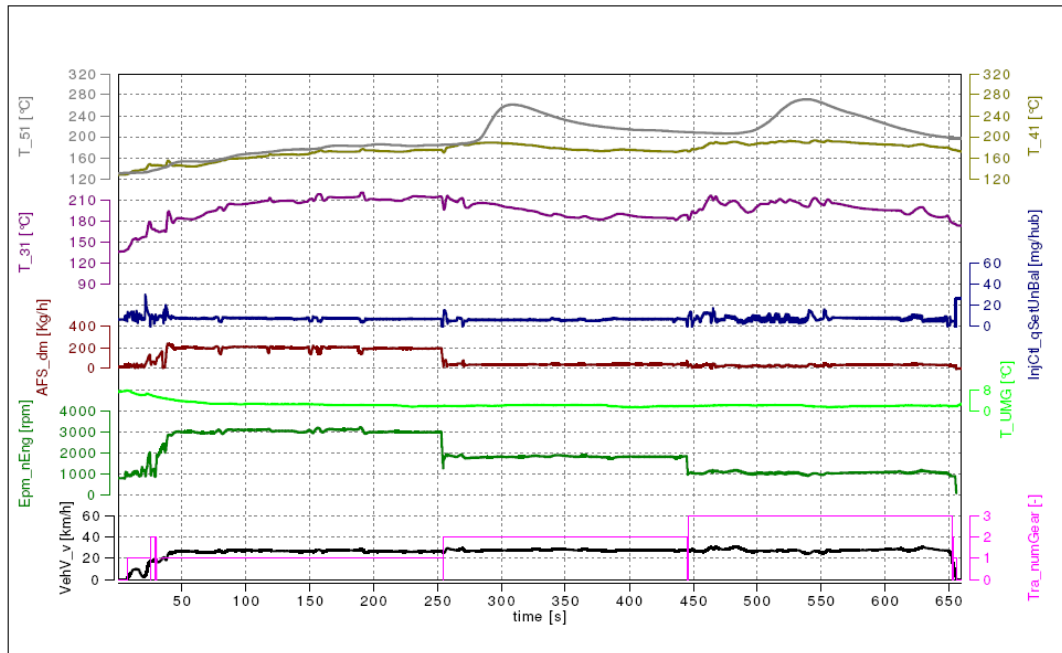


Abbildung 23: Fahrzeugmessung in Normal Betrieb bei 30 km/h

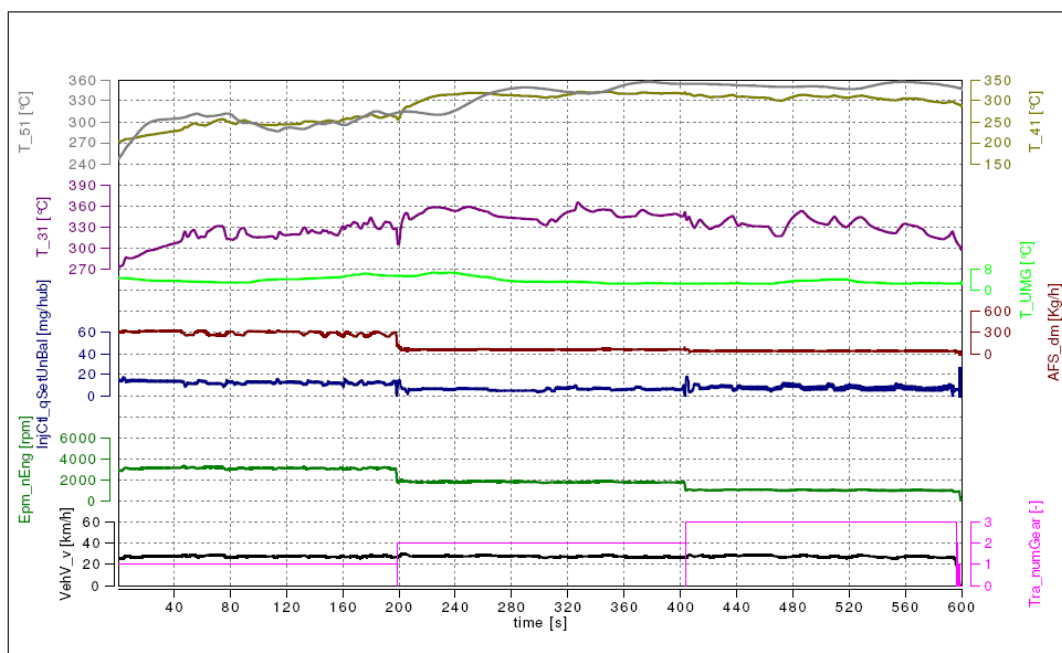


Abbildung 24: Fahrzeugmessung im Light Off-Betrieb bei 30 km/h

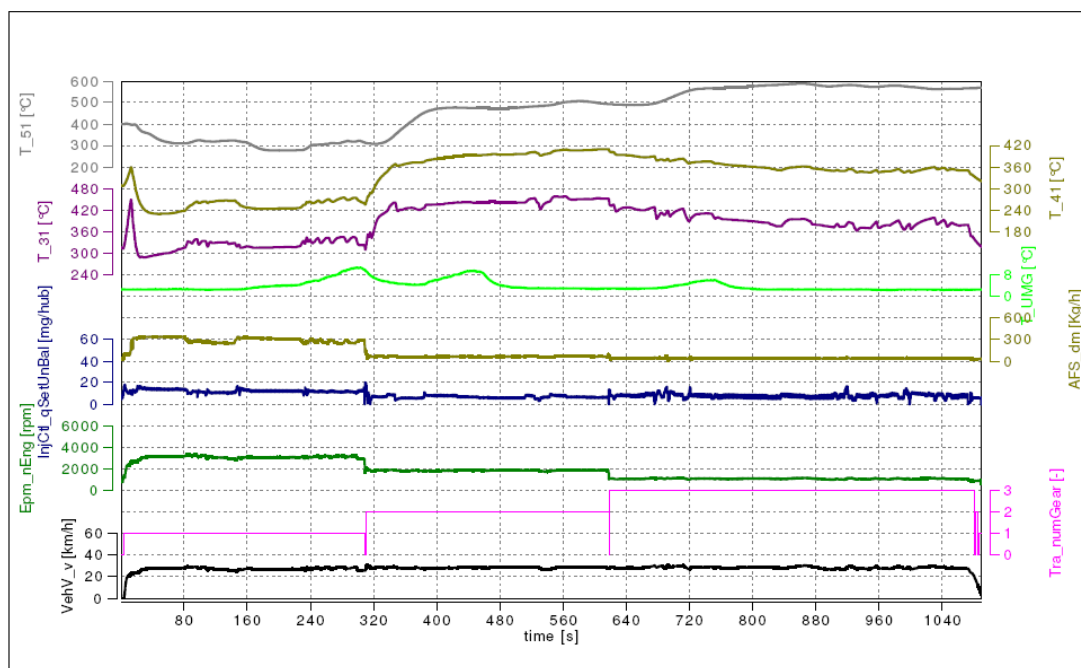


Abbildung 25: Fahrzeugmessung im Regenerations-Betrieb bei 30 km/h

In den Abbildungen 23 bis 25 erkennt man die unterschiedlichen Temperaturniveaus im Abgas.

Ausgehend von einem T₃₁-Temperaturniveau im Normal Betrieb bei etwa 200 °C (Abb. 23) liegt es in der Betriebsart Light Off bereits bei 350 °C (Abb. 24) und bei der aktiven Regeneration bei 400 °C (Abb. 25).

Um nun stationäre Messpunkte im Fahrzeug zu definieren, wurde in Anlehnung an die Definition eines Messpunktes am Motorenprüfstand, folgender Ansatz entwickelt (Abbildung 26).

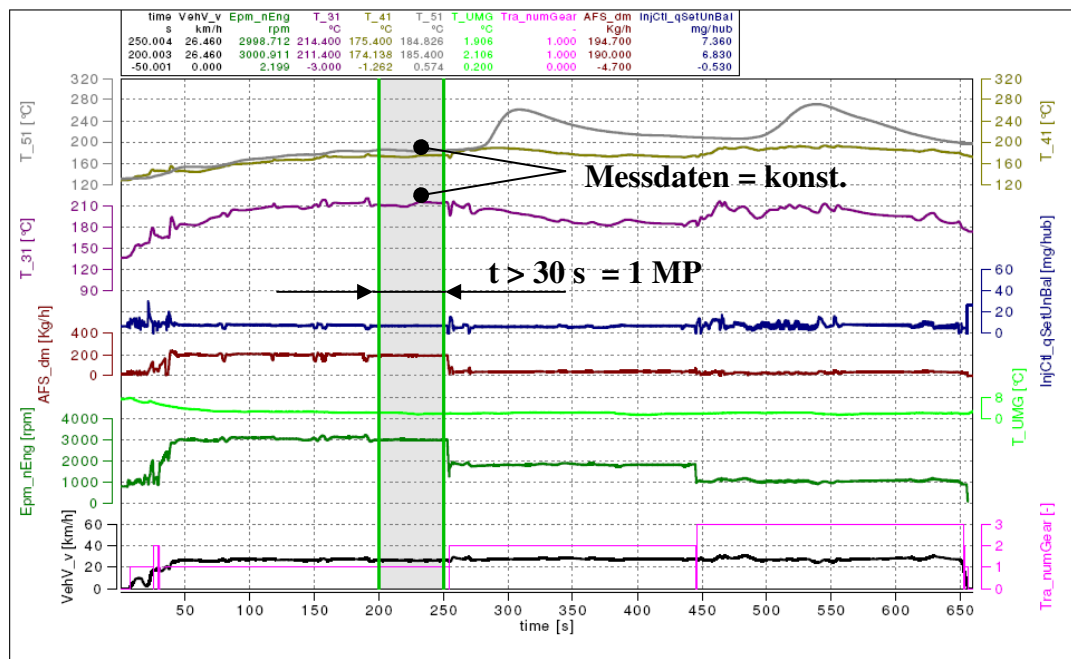


Abbildung 26: Definition eines Messpunktes bei einer Fahrzeugmessung

Für diesen Ansatz müssen die relevanten Messgrößen, insbesondere Temperaturen, Fahrzeuggeschwindigkeit und Abgasmassenstrom über einen Zeitraum von mindestens 30 Sekunden konstant bleiben. Über diesem Zeitabschnitt werden die Mittelwerte der Messgrößen gebildet und schließlich als Messpunkt (MP) definiert. Dazu müssen die Messdaten der Fahrzeugmessungen gesichtet und Messpunkte definiert werden.

Diese Messpunkte stehen nun als Rohdaten zur weiteren Analyse zur Verfügung.

Aufgrund der Gegebenheiten an der Teststrecke und auf den öffentlichen Straßen, auf welchen die Messungen im Fahrzeug durchgeführt wurden, stellte die Einstellungen von stationären Verhältnissen eine besondere Herausforderung dar. Einflussgrößen wie Kurvenfahrt oder unterschiedliche Steigungen der Versuchsstrecken beeinflussten die Messungen und erschwerten das Einschwingen der Messgrößen.

3.2.3 Temperaturverläufe über das Abgassystem

Der erste Schritt nach der Definition der Messpunkte bei den Fahrzeugmessungen war die Gegenüberstellung der Temperaturprofile über dem Abgassystem zwischen der Fahrzeugmessung und dem Prüfstand. Dazu wurden die Temperaturprofile für Normal-Betrieb, Light-Off-Betrieb und Regenerations-Betrieb bei den jeweiligen Betriebspunkten sowie für Fahrzeug und Prüfstand, über das Abgassystem, dargestellt. In den folgenden Tabellen (Tabelle 5, Tabelle 6 und Tabelle 7) werden diese Temperaturprofile für die Geschwindigkeiten 30, 50 und 70 km/h gezeigt.

Die Zeilen stellen den jeweiligen Betriebspunkt, zum Beispiel 30 km/h im 2. Gang, dar.

In den Spalten werden die einzelnen Betriebsarten Normal-Betrieb, Light-Off-Betrieb sowie Regenerations-Betrieb dargestellt.

Um eine bessere Übersicht zu schaffen wurden die Betriebsarten durch Farben gekennzeichnet, wobei der Normal-Betrieb in der Farbe Blau, der Light-Off-Betrieb in der Farbe Grün und der Regenerations-Betrieb in der Farbe Rot dargestellt sind. Weiters ist die Fahrzeugmessung durch eine durchgezogene Linie gekennzeichnet und die Prüfstandsmessung wird durch eine unterbrochene Linie dargestellt.

Für die Darstellung der Temperaturverläufe wird auf der Ordinate die Abgastemperatur in Grad Celsius dargestellt, während auf der Abszisse die jeweilige Messstelle im Abgassystem, beginnend mit T_31 bis zu T_61, aufgetragen ist.

Bei einigen Betriebspunkten konnten bei der Fahrzeugmessung keine stationären Daten nach der Definition aus Kapitel 3.2.2 gefunden werden. Daher wurden die Plätze in den nachfolgenden Tabellen frei gelassen.

Tabelle 5: Temperaturverläufe bei 30 km/h

	Normal-Betrieb	Light-Off-Betrieb	Regenerations-Betrieb
30 km/h 1. Gang	<p>Verlauf der Abgastemperatur</p>	<p>Temperaturverlauf über das Abgassystem</p>	
30 km/h 2. Gang	<p>Verlauf der Abgastemperatur</p>	<p>Temperaturverlauf über das Abgassystem</p>	<p>Temperaturverlauf über das Abgassystem</p>
30 km/h 3. Gang		<p>Temperaturverlauf über das Abgassystem</p>	<p>Temperaturverlauf über das Abgassystem</p>

Aus Tabelle 5 erkennt man im Light-Off-Betrieb, trotz ähnlicher Temperaturniveaus unterschiedliche Trends der Abgastemperaturkurven. Der Grund dafür ist jener, dass bei den Messungen mit der Geschwindigkeit 30 km/h die Abgasmassenströme zwischen Fahrzeug und Prüfstand unterschiedlich sind. Dieser Sachverhalt ist in weiterer Folge bei den höheren Geschwindigkeiten nicht mehr aufgetreten.

Tabelle 6: Temperaturverläufe bei 50 km/h

	Normal-Betrieb	Light-Off-Betrieb	Regenerations-Betrieb
50 km/h 2. Gang			
50 km/h 3. Gang			
50 km/h 4. Gang			
50 km/h 5. Gang			

Tabelle 7: Temperaturverläufe bei 70 km/h

	Normal-Betrieb	Light-Off-Betrieb	Regenerations-Betrieb
70 km/h 3. Gang			
70 km/h 4. Gang			
70 km/h 5. Gang			
70 km/h 6. Gang			

Aus den Gegenüberstellungen der Temperaturverläufe über das Abgassystem (Tabelle 5, Tabelle 6 und Tabelle 7) erkennt man die unterschiedlichen Temperaturniveaus der einzelnen Betriebsarten.

Aufgrund der Tatsache, dass die Fahrzeugmessungen bei 0°C und die Prüfstandsmessungen bei konstanten 25 °C Umgebungstemperatur stattgefunden haben, würde man erwarten, dass das Temperaturniveau der Fahrzeugmessungen durchwegs unter dem der Prüfstandsmessungen liegen müsste. Die Auswertungen können diese Vermutung jedoch nicht bestätigen. Die Temperaturniveaus der Fahrzeugmessungen liegen meistens nur geringfügig unter jenen der Prüfstandsmessungen. Teilweise sind die Fahrzeugtemperaturen sogar höher als jene am Prüfstand.

Vor der Auswertung der Ergebnisse ist man davon ausgegangen, dass die Anströmungsverhältnisse im Fahrzeug einen wesentlichen Punkt im Abkühlungsverhalten des Abgassystems darstellen.

Die soeben dargestellten Ergebnisse zeigen jedoch, dass für ein Abgasnachbehandlungssystem in einer Closed-Coupled Anordnung diese Annahme nicht zutrifft. Würde diese Annahme zutreffen, müssten sich die Temperaturverläufe der Fahrzeugmessungen wesentlich von den Prüfstandsmessungen unterscheiden.

Aus den Gegenüberstellungen der Temperaturverläufe in den Tabellen 5 bis 6 erkennt man, dass die Temperaturunterschiede zwischen Motorprüfstand und Fahrzeug im Normal-Betrieb für alle drei Geschwindigkeiten noch sehr gering sind. Im Light-Off-Betrieb treten bei den Geschwindigkeiten 50 und 70 km/h große Temperaturunterschiede, besonders bei der Messstelle T_51, auf. Bei 30 km/h im Light-Off-Betrieb sind die Temperaturunterschiede zwischen Motorprüfstand und Fahrzeug nicht so stark ausgeprägt.

Im Regenerations-Betrieb passen die Temperaturverläufe von Motorprüfstand und Fahrzeug gut zusammen. Beim Betriebspunkt 30 km/h im 2. Gang treten jedoch große Temperaturunterschied auf.

Daraus lässt sich schließen, dass aus den Gegenüberstellungen der Temperaturverläufe in den Tabellen 5 bis 6 sich kein eindeutiger Temperaturunterschied zwischen Motorprüfstand und Fahrzeug sowie für eine bestimmte Betriebsart feststellen lässt.

4. Untersuchung der Übertragbarkeit des aktiven Temperatur Managements

Die aus den soeben beschriebenen Messungen erhaltenen Daten mussten nun zielgerichtet ausgewertet werden.

Im folgenden Kapitel erfolgt zunächst die Erläuterung der Problemstellung sowie die Erklärung des Ansatzes, welcher zur Problembeschreibung gewählt wurde.

Anschließend wird auf die Datenaufbereitung näher eingegangen, und danach werden die Auswertungen für die einzelnen Systeme beschrieben. Dazu werden Systemgrenzen für die Berechnung des Wärmeverlustes angegeben und die Schritte zur Berechnung des Wärmeverlustes erläutert.

4.1 Problemstellung

Wie bereits in den vorherigen Kapiteln beschrieben, treten zwischen Motorprüfstand und Fahrzeug Unterschiede in den Abgastemperaturen auf. Deutlich zu erkennen sind die Temperaturunterschiede zwischen Motorprüfstand und Fahrzeug in den Tabellen 5 bis 7. Um diesen Sachverhalt noch einmal zu verdeutlichen ist in Abbildung 27 der Betriebspunkt bei 30 km/h im 2. Gang und Regenerations-Betrieb aus Tabelle 5 noch einmal dargestellt.

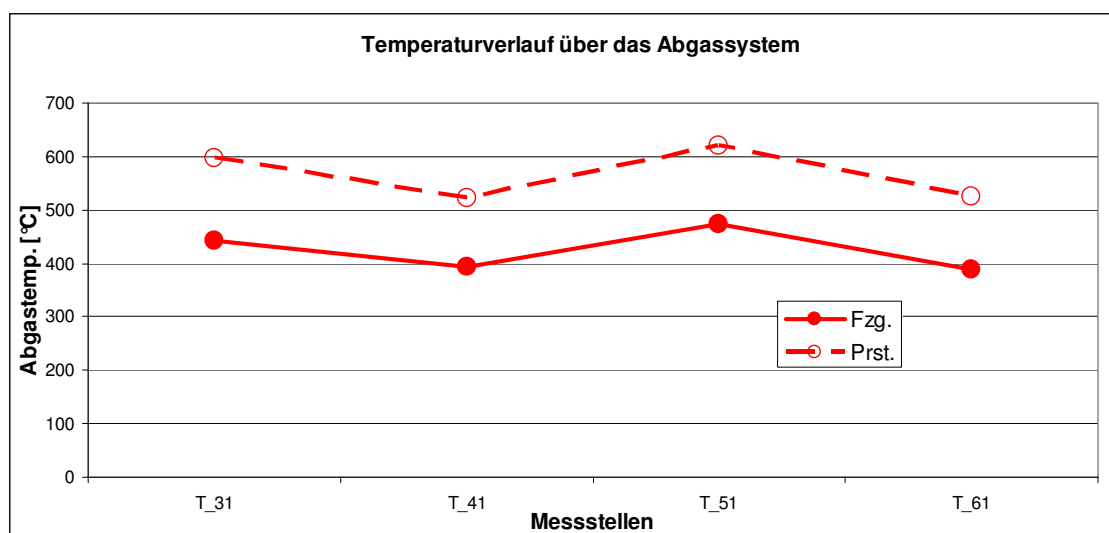


Abbildung 27: Abgastemperatur im Regenerationsbetrieb am Motorprüfstand (Prst.) und im Fahrzeug (Fzg.)

Aus Abbildung 27 erkennt man das deutlich höhere Temperaturniveau am Motorprüfstand (rote unterbrochene Kurve). Die Prüfstandskalibrierung erreicht die geforderte Temperatur vor DPF (T_51) von 600 °C, während diese Temperatur im Fahrzeug bei diesem Betriebspunkt und bei identischer Kalibrierung nicht erreicht

wird. Dieser Umstand bedeutet zusätzlichen Kalibrierungsaufwand im Fahrzeug um die geforderte Temperatur vor DPF zu erreichen.

Dieser zusätzliche Kalibrierungsaufwand sollte möglichst vermieden oder minimiert werden, da er natürlich einen Zeit- und Kostenaufwand darstellt.

Um nun einen Ansatz entwickeln zu können, welcher es zulässt die Fahrzeugverhältnisse bereits am Motorprüfstand zu berücksichtigen, müssen zunächst jene Prozesse identifiziert werden, welche den Wärmeverlust am Motorprüfstand und im Fahrzeug charakterisieren und welche Unterschiede dabei zwischen Motorprüfstand und dem Fahrzeug bestehen. Die grundlegenden physikalischen Prozesse der Wärmeübertragung wurden bereits in Kapitel 2.4 erläutert.

4.2 Ansatz

In diesem Kapitel wurde nun ein Ansatz entwickelt nach dem man den Wärmeverlust über einzelnen Systemgrenzen berechnen kann. Dieser Ansatz wird nun im folgenden Kapitel erläutert.

Als Grundlage für die Berechnung des Wärmeverlustes dient der 1. HS der Thermodynamik für ein offenes System nach Formel 18 [5], sowie die in Kapitel 2.4 beschriebenen Gleichungen.

$$d\dot{Q}_{ab} + dA_t + d\dot{m}_i * h_i = dU + dE_a \quad \text{Formel 18}$$

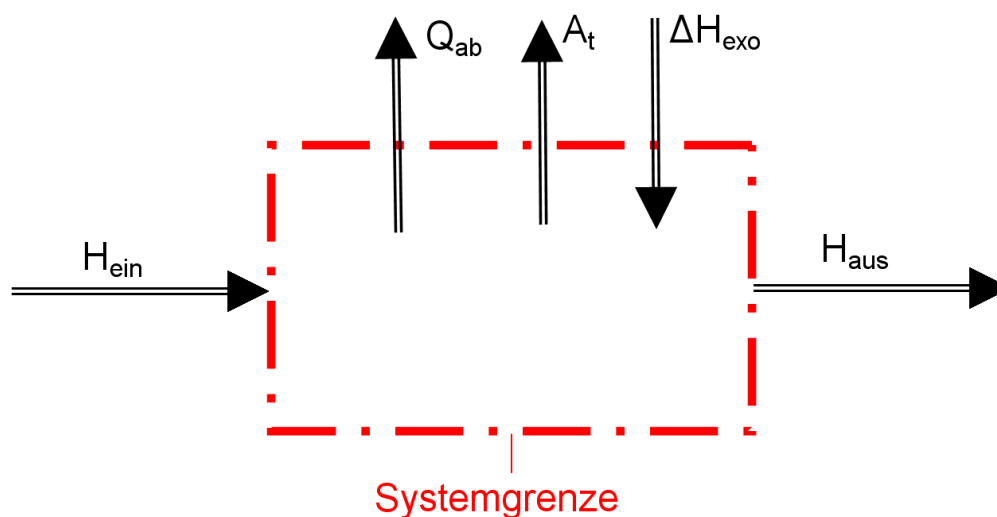


Abbildung 28: 1 HS für offenes System

In Abbildung 28 ist ein System dargestellt, welches die wichtigsten Systemgrößen für unseren Ansatz beinhaltet.

Ausgehend vom 1. Hauptsatz der Thermodynamik (Formel 18) ergibt sich für dieses System aus folgende Gleichung:

$$\dot{Q}_{ab} + \dot{H}_{aus} - \dot{H}_{ein} - \Delta \dot{H}_{exo} + A_t = m_{th} * c_{th} * \frac{\Delta T_{th}}{dt} \quad \text{Formel 19}$$

Q_{ab} ist in den Formeln 18 und 19 der über die Systemgrößen an die Umgebung fließende Wärmestrom. H_{ein} und H_{aus} kennzeichnen die über die Systemgrenzen fließenden Energieströme des Abgases. Der Term ΔH_{exo} kennzeichnet die Energiefreisetzung einer exothermen Reaktion im System und entspricht einer Wärmezufuhr durch Umwandlung chemisch gebundener Energie. Diese exotherme Reaktion wird zum Beispiel durch die Umsetzung einer späten Nacheinspritzung im DOC hervorgerufen. Der linke Term der Formel 19 beinhaltet schließlich noch den Term A_t , welcher die über die Systemgrenzen abgegebene technische Arbeit darstellt. Der rechte Term der Formel 19 kennzeichnet die Temperaturänderung der thermischen Masse. Da in den Versuchen stationäre Verhältnisse geschaffen wurden, und angenommen wird, dass das System bereits aufgewärmt ist, fällt dieser Term $\Delta T_{th}/dt$ weg.

Durch die Tatsache, dass der ein- und austretende Massenstrom gleich groß sind ($m_{ein} = m_{aus} = m_{exh}$) und damit gleich dem Abgasmassenstrom sind ergibt sich folgende Gleichung:

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{m}_{exh} * (cp|_{T_{ein}} * T_{ein} - cp|_{T_{aus}} * T_{aus}) + \Delta \dot{H}_{exo} - A_t \quad \text{Formel 20}$$

Die spezifische Wärmekapazität ist eine kalorische Zustandsgröße und kann für einen bestimmten Stoff als Funktion von zwei anderen Zustandsgrößen angegeben werden [5].

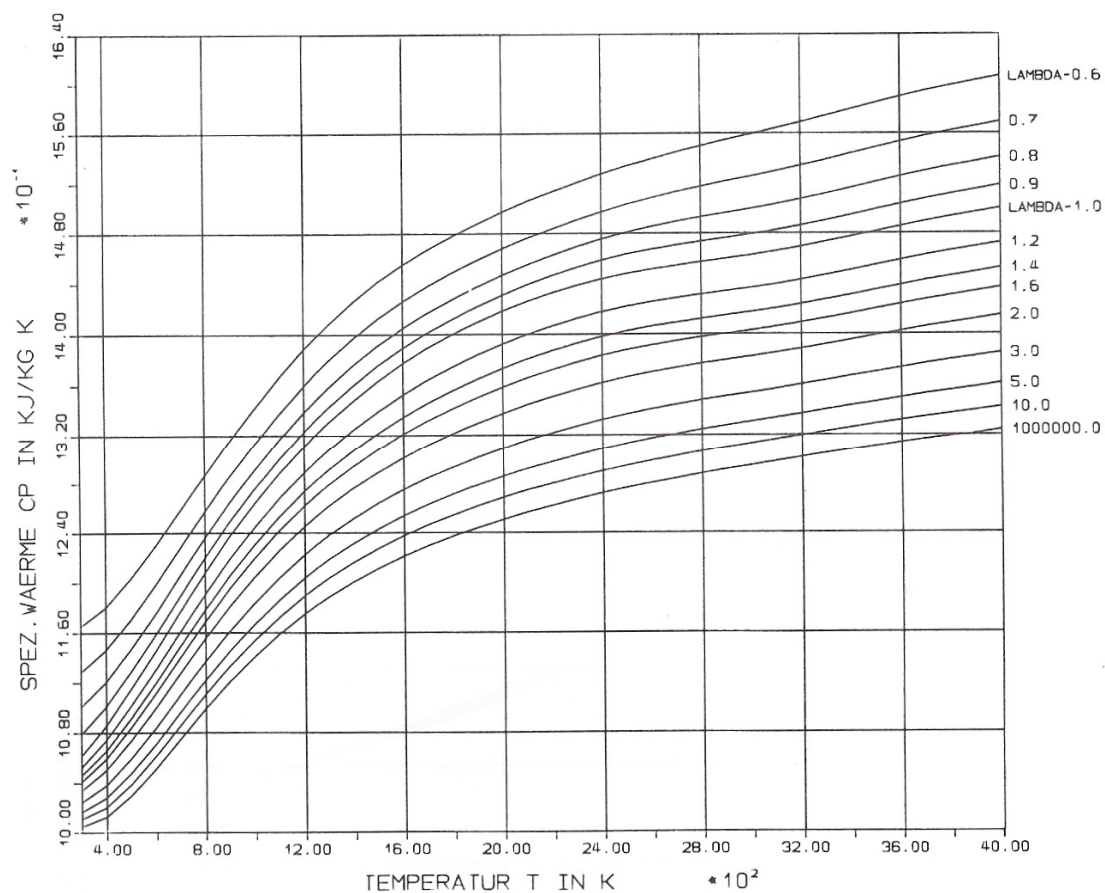


Abbildung 29: Spezifische Wärmekapazität c_p über der Temperatur bei 1 bar [9]

Abbildung 29 stellt den Verlauf der spezifischen Wärmekapazität für ein Verbrennungsgas bei einem Druck von 1 bar Druck über der Temperatur dar. Zusätzlich wird das Luftverhältnis λ der Verbrennung variiert.

Die Abgastemperaturen lagen bei den Versuchen am Motorenprüfstand und im Fahrzeug in einem Bereich von 400 K bis 800 K. Daraus ergibt sich eine mittlere spezifische Wärmekapazität c_p von 1,1. Dieser Wert ist für diesen Ansatz hinreichend genau.

Mit dieser Vereinfachung ergibt sich folgende Formel 21:

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{m}_{exh} * c_p * (T_{ein} - T_{aus}) + \Delta \dot{H}_{exo} - A_t \quad \text{Formel 21}$$

Weiters wird nun die Beziehung des Wärmedurchganges aus Kapitel 2.4.4 herangezogen um eine charakteristische Größe zu definieren, welche den Wärmeverlust des Systems charakterisiert. Der Ansatz den Wärmedurchgang zur Berechnung des Wärmeverlustes heranzuziehen wurde aus dem Grund gewählt, da man für die Berechnung des Wärmedurchganges keine Oberflächentemperaturen benötigt und damit kein zusätzlicher Messaufwand notwendig ist.

Die entscheidende Größe, die den Wärmedurchgang charakterisiert und damit den Einfluss der Konvektion an der Innen- und Außenseite sowie die Wärmeleitung beschreibt, ist die Wärmedurchgangszahl k . Daher wurde sie berechnet (aus Formel 12) um den Wärmedurchgang und damit den Wärmeverlust der Systeme zu bewerten (Formel 22).

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{Q} = k * A * (T_1 - T_2)$$

$$k * A = \frac{\dot{Q}_{ab}}{T_1 - T_2} \quad \text{Formel 22}$$

Mit:

$$T_1 = \frac{T_{ein} + T_{aus}}{2}$$

$$T_2 = T_U$$

Der Temperaturverlauf eines strömenden Gases durch ein Rohr entspricht in Wirklichkeit einer logarithmischen Funktion. Damit müsste die mittlere Temperatur T_1 logarithmisch gemittelt werden.

Hier wird jedoch aus Einfachheitsgründen ein linearer Temperaturverlauf angenommen.

Die Fläche A , auf die man den Wärmedurchgang bezieht, ist in den meisten Fällen nicht bekannt. Da sich die Fläche A , auf die sich der Wärmedurchgang bezieht, innerhalb eines Projektes nicht verändert, stellt sie eine Konstante dar. Damit ergibt sich ein Wert, $k*A$, welcher den Wärmedurchgang charakterisiert.

Die Wärmedurchgangszahl $k*A$ dient nun als charakteristische Größe für den Wärmeverlust eines Systems.

4.3 Systemabgrenzung

Um nun die Einflüsse der Wärmeübertragung auf die relevanten Teilsysteme des Abgastemperatur-Managements zu untersuchen, muss das Abgassystem in Teilsysteme aufgeteilt werden.

Als Unterteilungskriterien wurden die Systemgrößen A_t und ΔH_{exo} nach Abbildung 28 gewählt um den Wärmeverlust der einzelnen Systeme einfacher berechnen zu können.

Daher wurde der Abgasstrang in die folgenden zwei Systeme unterteilt (Abbildung 30).

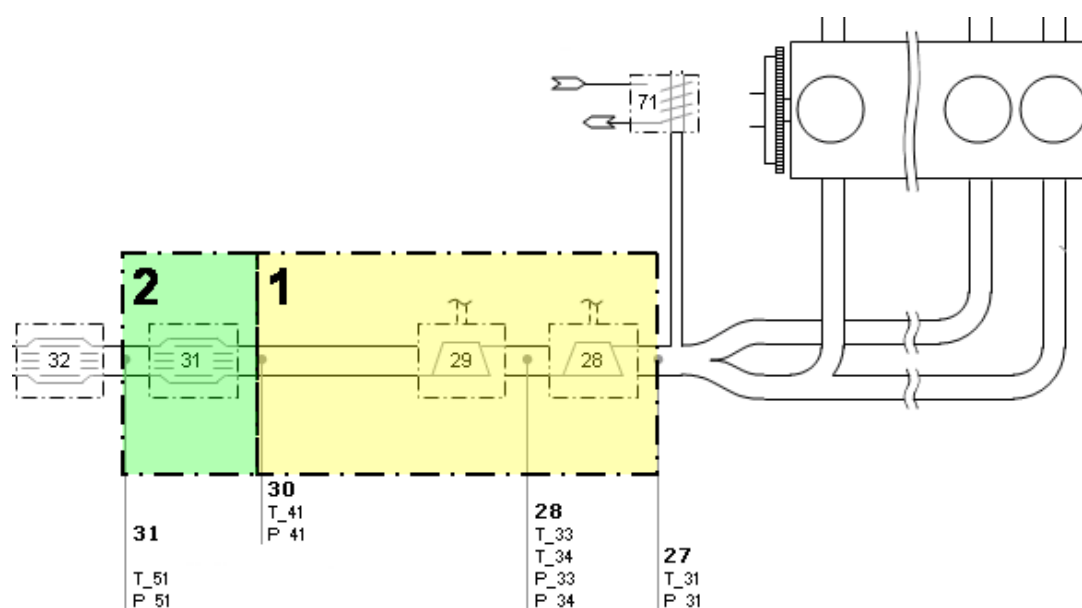


Abbildung 30: Systemgrenzen für die Berechnung des Wärmeverlustes

Die Systemgrenze 1, in Abbildung 30 als gelbe Fläche dargestellt, beinhaltet den Eintritt in die Niederdruck-Turbine, die ND und HD Turbine und reicht bis zum Eintritt in den DOC (T₃₁ bis T₄₁). Das bedeutet, dass das System 1 die Turbinengruppe der Abgasturboladergruppe abdeckt und wird in weiterer Folge als Turbinen-System bezeichnet

Das System 2, als grüne Fläche dargestellt, legt seine Systemgrenzen über den DOC (T₄₁ bis T₅₁) und wird in weiterer Folge als DOC-System bezeichnet.

4.4 Turbinen-System

4.4.1 Auswertung

Wie bereits zuvor erwähnt, deckt die Systemgrenze des Systems 1 die beiden Turbinen der Abgasturbolader ab.

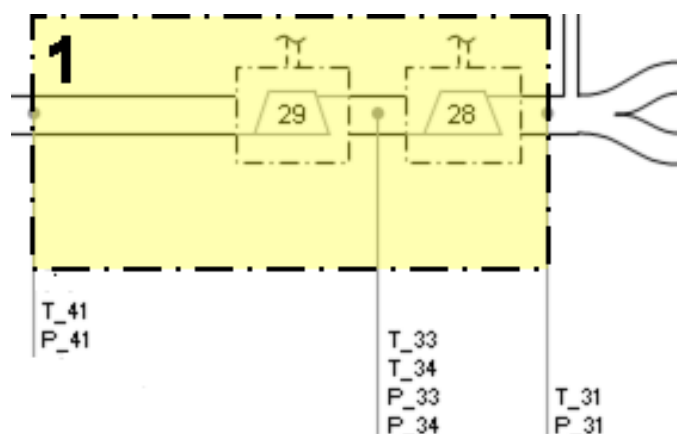


Abbildung 31: Systemgrenzen für Turbinen-System

Um zu veranschaulichen welche Größen tatsächlich über die Systemgrenzen fließen, wird das System nun genauer betrachtet (Abbildung 32).

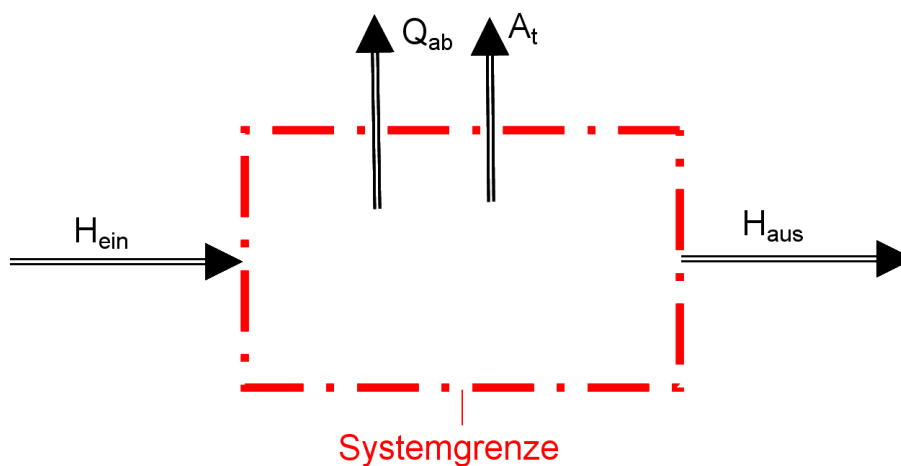


Abbildung 32: Ein- und Ausgangsgrößen des Turbinen-Systems

Im Turbinen-System fällt die Größe ΔH_{exo} weg, da im System keine exotherme Reaktion stattfindet. Allerdings wird eine technische Arbeit A_t abgegeben.

Damit ergibt sich aus Formel 21 aus Kapitel 4.2:

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{m}_{exh} * c_p * (T_{ein} - T_{aus}) - A_t \quad \text{Formel 23}$$

Da das Turbinen-System aus 2 Turbinen besteht, ist die abgegebene Turbinenarbeit A_t die Summe der Arbeiten der HD- und der ND-Turbine (Formel 24).

$$A_t = A_{T_ND} + A_{T_HD} \quad \text{Formel 24}$$

$$A_T = \eta_{T_s} * \dot{m}_{exh} * cp|_{T_{Abgat}} * T_{1T} * \left[1 - \left(\frac{p_{2T}}{p_{1T}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad \text{Formel 25}$$

Für die Berechnung der Turbinenarbeit nach Formel 23 [5] werden die Drücke am Eintritt und am Austritt aus der Turbine benötigt (p_1 und p_2).

Aus Tabelle 3 (Kapitel 3.1.2) erkennt man dass P_34 und T_34 die Messstellen vor Eintritt in die ND-Turbine sind. Die Messstellen P_33 und T_33, welche den Druck und die Temperatur nach Austritt aus der HD-Turbine messen, sind im Fahrzeug aufgrund der Platzverhältnisse nicht verbaut. Da die HD-Turbine mit einem Bypass ausgestattet ist und die Messstellen P_34 und T_34 damit einen Mischdruck bzw. eine Mischtemperatur aus der Bypassleitung und dem HD-Turbinenaustritt messen kann daraus keine Arbeit der HD-Turbine berechnet werden.

Daher wurden die Turbinenarbeiten aus den Kompressorarbeiten berechnet. Dieser Ansatz ist zulässig, da der Arbeitsaufwand des Kompressors dividiert durch den mechanischen Wirkungsgrad der Turboladergruppe η_m der abgegebenen Turbinenarbeit entspricht. Als mechanischer Wirkungsgrad der Turboladergruppe wurde ein Wert von 95 % angenommen.

Damit ergibt sich für die Turbinenarbeit Formel 26:

$$A_T = A_K * \frac{1}{\eta_m} = \frac{1}{\eta_m} * \eta_{K-s} * \dot{m}_{Luft} * cp|_{T_{Luft}} * T_1 * \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad \text{Formel 26}$$

Die Werte für die isentropen Kompressorwirkungsgrade η_{K-s} wurden aus den Verdichterkennfeldern des ND-Kompressors und des HD-Kompressors ermittelt. In Abbildung 33 ist exemplarisch das Kompressorkennfeld für den ND-Kompressor dargestellt.

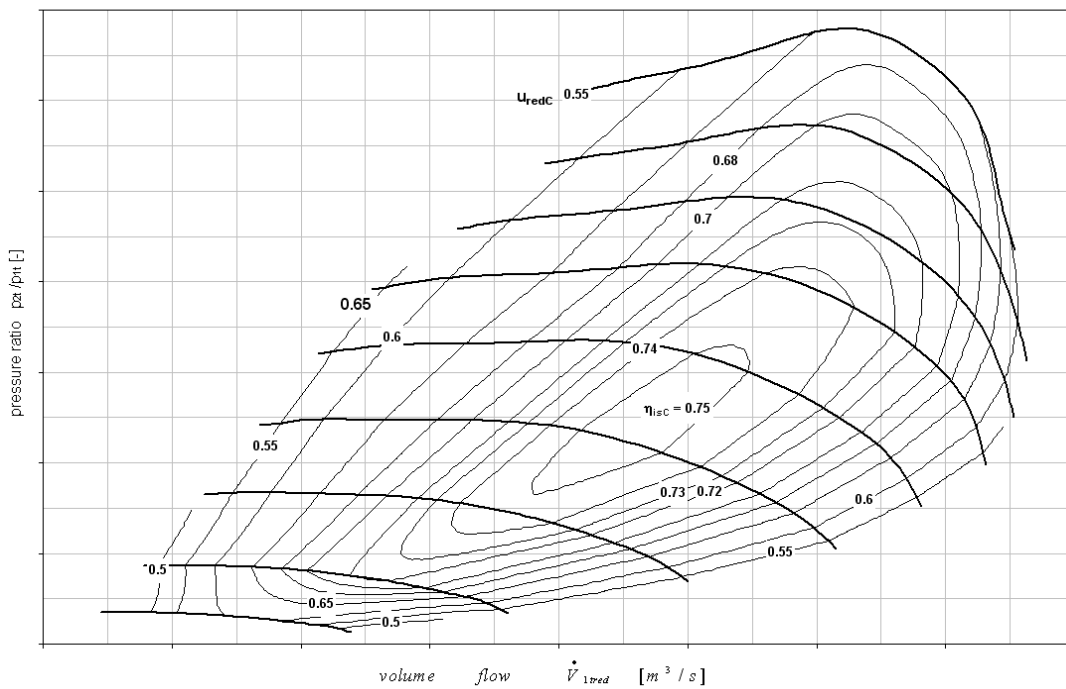


Abbildung 33: ND-Kompressorkennfeld

Der Luftmassenstrom \dot{m}_{Luft} entspricht dem ECU-Signal AFS_dm im Fahrzeug und am Motorprüfstand dem Messsignal mf_air.

Für die spezifische Wärmekapazität der Luft wurde ein Wert von $c_p=1,01$ kJ/kgK gewählt. Dieser ist für den Temperaturbereich der Luft während der Verdichtung von 0 °C bis 100 °C und bei Annahme des idealen Gaszustandes nach Tabelle 8 hinreichend genau.

Tabelle 8: spezifische Wärmekapazität und Isentropenexponent der Luft [5]

t °C	Ideales Gas			Reales Gas					
				p = 1 bar			p = 10 bar		
	c_p	c_v	$\kappa = \frac{c_p}{c_v}$	c_p	c_v	κ	c_p	c_v	κ
-50	1,003	0,7161	1,401	1,007	0,7173	1,404	1,044	0,7271	1,436
0	1,004	0,7171	1,400	1,006	0,7176	1,402	1,026	0,7218	1,421
50	1,007	0,7194	1,400	1,008	0,7197	1,401	1,020	0,7217	1,413
100	1,011	0,7236	1,397	1,012	0,7237	1,398	1,020	0,7248	1,407
150	1,017	0,7298	1,394	1,018	0,7299	1,395	1,023	0,7305	1,400
200	1,025	0,7379	1,389	1,026	0,7379	1,390	1,030	0,7383	1,395
250	1,035	0,7475	1,385	1,035	0,7475	1,385	1,039	0,7477	1,390
300	1,045	0,7582	1,378	1,046	0,7582	1,380	1,049	0,7584	1,383
350	1,057	0,7697	1,373	1,057	0,7697	1,373	1,060	0,7698	1,377
400	1,069	0,7817	1,368	1,069	0,7817	1,368	1,071	0,7817	1,370
450	1,081	0,7937	1,362	1,081	0,7937	1,362	1,083	0,7938	1,364
500	1,093	0,8056	1,357	1,093	0,8056	1,357	1,094	0,8057	1,358
550	1,104	0,8172	1,351	1,105	0,8172	1,352	1,106	0,8173	1,353
600	1,116	0,8284	1,347	1,116	0,8284	1,347	1,117	0,8284	1,348
700	1,136	0,8492	1,338	1,137	0,8492	1,339	1,137	0,8492	1,339

Für den Isentropenexponenten κ wurde ein Wert von $\kappa=1,4$ gewählt. Dieser ergibt sich wiederum aus Tabelle 8 für den vorhin beschriebenen Temperaturbereich der Luft während der Kompression und bei Annahme des idealen Gaszustandes.

Für die Temperatur T_1 ist die jeweilige Temperatur vor Kompressor einzusetzen, wobei für den ND-Kompressor T_{11} und für den HD-Kompressor T_{17} einzusetzen sind. Dasselbe gilt für die Drücke p_2 und p_1 . So gilt für den ND-Kompressor $p_2 = P_{17}$ und $p_1 = P_{11}$ und für den HD-Kompressor $p_2 = P_{21}$ und $p_1 = P_{17}$.

Damit ergibt sich folgender, über die Systemgrenzen fließender Verlustwärmestrom nach Formel 27:

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{m}_{exh} * c_p * (T_{ein} - T_{aus}) - (A_{K_ND} + A_{K_HD}) \quad \text{Formel 27}$$

Anschließend wurde die Wärmedurchgangszahl nach Formel 22 aus Kapitel 4.2 bestimmt.

$$k * A = \frac{\dot{Q}_{ab}}{T_1 - T_2}$$

4.4.2 Ergebnisse

Die Daten wurden nun nach der soeben beschriebenen Vorgehensweise nach den Formeln 27 und 22 ausgewertet und miteinander verglichen. Ziel ist es die Abhängigkeiten der Wärmeübertragung der einzelnen Teilsysteme von Größen wie der Fahrzeuggeschwindigkeit, und damit den Strömungsverhältnissen im Fahrzeug, und der Last aufzuzeigen und darzustellen.

In den nachfolgenden Abbildungen sind die Wärmedurchgangszahlen als Funktion des Abgasmassenstromes m_{exh} dargestellt.

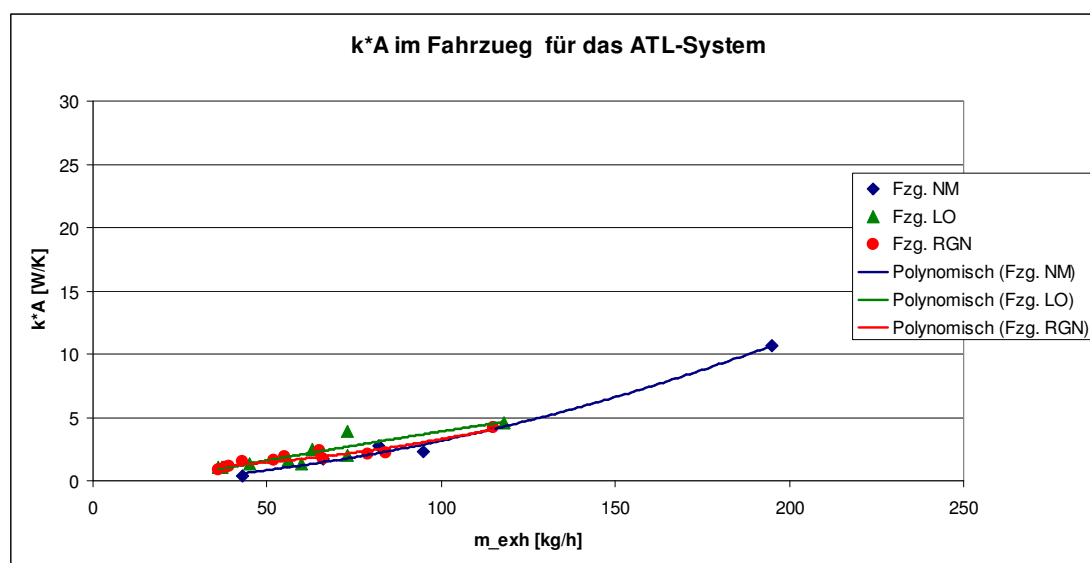


Abbildung 34: k^*A im Fahrzeug für das Turbinen-System

Aus Abbildung 34 erkennt man, dass die Wärmedurchgangszahlen k^*A im Fahrzeug, unabhängig von der Betriebsart, für dieselben Betriebspunkte gleich groß sind. Dieses Resultat würde man auch für die Prüfstandsmessungen erwarten.

Am Prüfstand ist dies allerdings nicht der Fall (Abbildung 35). Hier unterscheiden sich die einzelnen Betriebsarten in ihren Wärmedurchgangszahlen k^*A untereinander und haben alle ein höheres Niveau als im Fahrzeug.

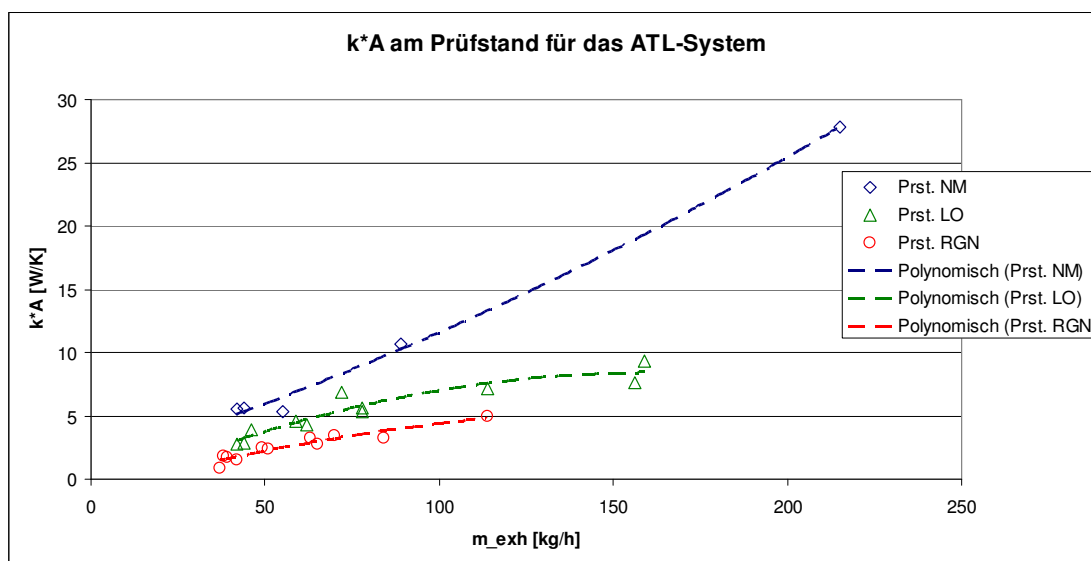


Abbildung 35: k^*A am Prüfstand für das Turbinen-System

Diese Ergebnisse lassen darauf schließen, dass neben den in Kapitel 4.2 in Betracht bezogenen Einflüssen auf den Wärmeverlust, noch weitere Einflussgrößen eine Rolle spielen.

Aufgrund der Ergebnisse kann kein Zusammenhang zwischen den Wärmedurchgangszahlen der einzelnen Betriebsarten zueinander sowie zwischen Motorprüfstand und Fahrzeug festgestellt werden. Dazu müssten die Verhältnisse der Wärmedurchgangszahlen zwischen Motorprüfstand und Fahrzeug für einen Betriebspunkt gleich groß sein. Dies ist jedoch nicht der Fall.

4.4.3 Diskussion der Ergebnisse

Im vorangegangenen Kapitel wurden die Ergebnisse für die Wärmedurchgangszahlen des Turbinen-Systems dargestellt. Dabei wurde festgestellt, dass für dieses System kein Zusammenhang zwischen den Wärmedurchgangszahlen der einzelnen Betriebsarten zueinander sowie zwischen Motorprüfstand und Fahrzeug gefunden werden konnte.

Zu erwarten wären ähnliche Verhältnisse der Wärmedurchgangszahlen zwischen Motorprüfstand und Fahrzeug sowie bei den unterschiedlichen Betriebsarten.

Hier sollen nun die Gründe und Einflussgrößen diskutiert werden.

Um weitere Einflussparameter auf die Wärmedurchgangszahl $k \cdot A$ zu evaluieren wurde der an die Umgebung abgeführte Wärmestrom \dot{Q}_{ab} nach Formel 28 noch genauer unterteilt

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{Q}_K + \dot{Q}_{Str} + \dot{Q}_R \quad \text{Formel 28}$$

Darin bedeuten die Größen \dot{Q}_{Str} , den durch Strahlung an die Umgebung abgegebenen Wärmestrom, \dot{Q}_R die Reibungswärme der mechanischen Bauteile und \dot{Q}_K den Anteil des konvektiv übertragenen Wärmestromes.

Die Strahlung wird durch Formel 29 [18] berechnet.

$$\dot{Q}_{Str} = \sigma \cdot \epsilon \cdot A \cdot [T_o^4 - T_2^4] \quad \text{Formel 29}$$

Der Strahlungskoeffizient des schwarzen Strahlers hat einen Wert von $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}$ [18]. Für die weiteren Werte wurden wiederum Annahmen getroffen.

Als Emissionsverhältnis wurde der Wert von Gusseisen bei einer Oberflächentemperatur von $20 \text{ }^\circ\text{C}$ angenommen. Dieser betrug $0,44$ [18].

Die abstrahlende Fläche wurde durch Abmessung des Systems vereinfacht berechnet und ergab einen Wert von $0,091 \text{ m}^2$.

Als Oberflächentemperatur wurde die Temperatur des Abgases angenommen. Begründet wird dies durch das Vorherrschen von stationären Verhältnissen und der Bedingung, dass das System bereits aufgeheizt ist.

Als Umgebungstemperatur wurde im Fahrzeug eine Temperatur von $80 \text{ }^\circ\text{C}$ und am Prüfstand von $25 \text{ }^\circ\text{C}$ angenommen.

Die Reibungswärme ist durch Formel 30 definiert.

$$\dot{Q}_R = A_K \cdot \eta_m \quad \text{Formel 30}$$

Der konvektive Anteil der übergehenden Wärme \dot{Q}_K ergibt sich schließlich nach Formel 31:

$$\dot{Q}_K = \dot{Q}_{ab} - \dot{Q}_{Str} - \dot{Q}_R \quad \text{Formel 31}$$

Die folgenden beiden Tabellen 9 und 10 zeigen die Größenordnungen der einzelnen Größen, welche nach Abbildung 32 über die Systemgrenzen des Systems fließen und in den Formeln 29 bis 31 definiert wurden.

Tabelle 9: Größenordnung der Systemgrößen für das Turbinen-System im Fahrzeug

Betriebsart	V [km/h]	Ga ng	dH [kW]	$A_K=A_t$ [kW]	Q_{Str} [kW]	Q_R [kW]	Q_K [kW]	Q_{ab} [kW]	T_O [K]
RGN	30	2	0.9	0.06	0.5	0.003	0.4	0.9	700
LO	30	2	0.7	0.04	0.4	0.002	0.2	0.6	650
NM	30	2	0.2	0.1	0.02	0.006	0.07	0.1	400

Tabelle 10: Größenordnung der Systemgrößen für das Turbinen-System am Prüfstand

Betriebsart	V [km/h]	Ga ng	dH [kW]	$A_K=A_t$ [kW]	Q_{Str} [kW]	Q_R [kW]	Q_K [kW]	Q_{ab} [kW]	T_O [K]
RGN	30	2	1.5	0.02	0.6	0.001	0.9	1.5	700
LO	30	2	1.8	0.09	0.4	0.004	1.3	1.7	650
NM	30	2	0.9	0.09	0.04	0.005	0.8	0.8	400

In den Tabellen 9 und 10 sind die Systemgrößen nach den drei Betriebsarten unterteilt für denselben Betriebspunkt, 30 km/h und 2. Gang, für das Turbinen-System im Fahrzeug und am Prüfstand dargestellt. Zusätzlich ist in den rechten Spalten die Oberflächentemperatur T_O angegeben, mit welcher die Strahlungswärme nach Formel 29 berechnet wurde.

Man erkennt daraus, dass die abgegebene Turbinenarbeit nur bei Normal-Betrieb eine entscheidende Größe darstellt. In den Betriebsarten Light-Off und Regeneration wird der Ladedruck und damit die abgegebene Turbinenarbeit abgesenkt, um die Motoraustrittstemperatur zu erhöhen. Ebenfalls erkennt man, dass sich die Turbinenarbeiten für denselben Betriebspunkt und bei gleicher Betriebsart zwischen Fahrzeug und Motorenprüfstand unterscheiden. Dieser Umstand ist auf mögliche Unschärfen in den stationären Fahrzeugvermessungen zurückzuführen.

Einen wesentlichen Einfluss auf den Wärmeverlust bildet, sowohl im Fahrzeug als auch am Prüfstand, die Strahlung.

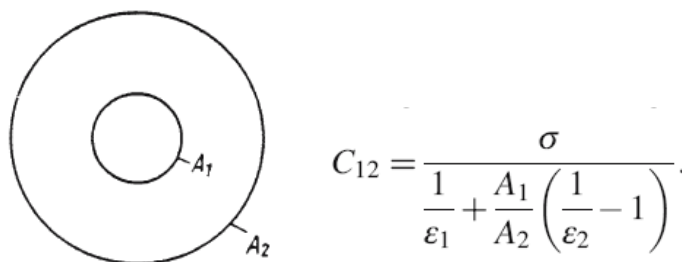
Besonders im Light-Off- und Regenerations-Betrieb bildet die Strahlung einen erheblichen Anteil der Verluste, da die Abgastemperaturen und damit die Oberflächentemperaturen hoch sind. Die letzten Spalte der Tabellen zeigen die angenommene Oberflächentemperatur mit welcher die Strahlungswärme Q_{Str} berechnet wurde.

Aufgrund der Größenordnung der Strahlungswärme Q_{Str} und ihrer Bedeutung für die Bestimmung der Wärmedurchgangszahl werden die Einflussgrößen und mögliche Fehler in den Annahmen nun näher diskutiert.

Der Ansatz die Strahlungswärme nach Formel 29 über das Produkt $\varepsilon \cdot \sigma$ zu berechnen, dieses Produkt wird auch als Strahlungsaustauschzahl C bezeichnet ($C = \varepsilon \cdot \sigma$), stellt die erste Annahme dar.

Die Strahlungsaustauschzahl C ist von der geometrischen Anordnung der sich gegenseitig beeinflussenden Strahler abhängig. Der Ansatz für C mit $\varepsilon \cdot \sigma$ entspricht zum Beispiel einer Rohrleitung in einem großen Raum wobei die abstrahlende Fläche A um vieles kleiner ist als die umgebende Fläche und damit unabhängig von dessen Emissionsverhältnis. Dieser Ansatz ist für die Auswertung der Prüfstandsdaten anzuwenden.

Weitere Ansätze für die Strahlungsaustauschzahl benötigen noch weitere Emissionsverhältnisse für die Berechnung. Dabei würde der zweite Ansatz aus Abbildung 36 den Strahlungsaustausch zwischen zwei benachbarten Bauteilen (A_1 und A_2) beschreiben und somit als Ansatz für die Auswertung der Fahrzeugmessungen dienen. Die für diesen Ansatz notwendigen Größen ε_2 und A_2 müssen jedoch wieder angenommen werden und bilden daher weitere Fehlerquellen. Daher wurde auch für die Auswertung der Fahrzeugmessungen der Ansatz $\varepsilon \cdot \sigma$ verwendet.



$A_1 \ll A_2$ (z. B. Rohrleitung in einem großen Raum):

$$C_{12} = \varepsilon_1 \sigma;$$

Abbildung 36: Definition der Strahlungsaustauschzahl C [18]

Das Emissionsverhältnis des strahlenden Körpers ist dabei schon mit einer Ungenauigkeit behaftet, da dieses eine Funktion der Temperatur, des Materials und der Oberflächenbeschaffenheit des Körpers ist [18]. Daraus resultieren für ein Material unterschiedliche Emissionsverhältnisse (Tabelle 11).

In Tabelle 11 werden die Emissionsverhältnisse für unterschiedliche Materialien, Oberflächen und Temperaturen dargestellt.

Tabelle 11: ϵ für unterschiedliche Materialien, Oberflächen und Temperaturen [18]

	T [K]	ϵ
Eisen und Stahl		
- hochglanzpoliert	450	0.052
	500	0.064
- poliert	700	0.144
	1300	0.377
- geschmiegelt	293	0.242
Gusseisen:	472	0.64
Oxidiert bei 866 K	872	0.78
Stahlguss:	472	0.79
Oxidiert bei 866 K	872	0.79

Aus Tabelle 11 erkennt man die starken Einflüsse der Werkstoffeigenschaften auf das Emissionsverhältnis. Die Tabelle zeigt auch wie schwierig es ist ein passendes Emissionsverhältnis für die Berechnung zu finden. Um den Einfluss des Emissionsverhältnisses auf die Strahlungswärme darzustellen, wurde das Emissionsverhältnis von Gusseisen nach Tabelle 11 von $\epsilon = 0,64$ bis $\epsilon = 0,78$ variiert und alle übrigen Größen aus Formel 29 konstant gehalten (Abbildung 37).

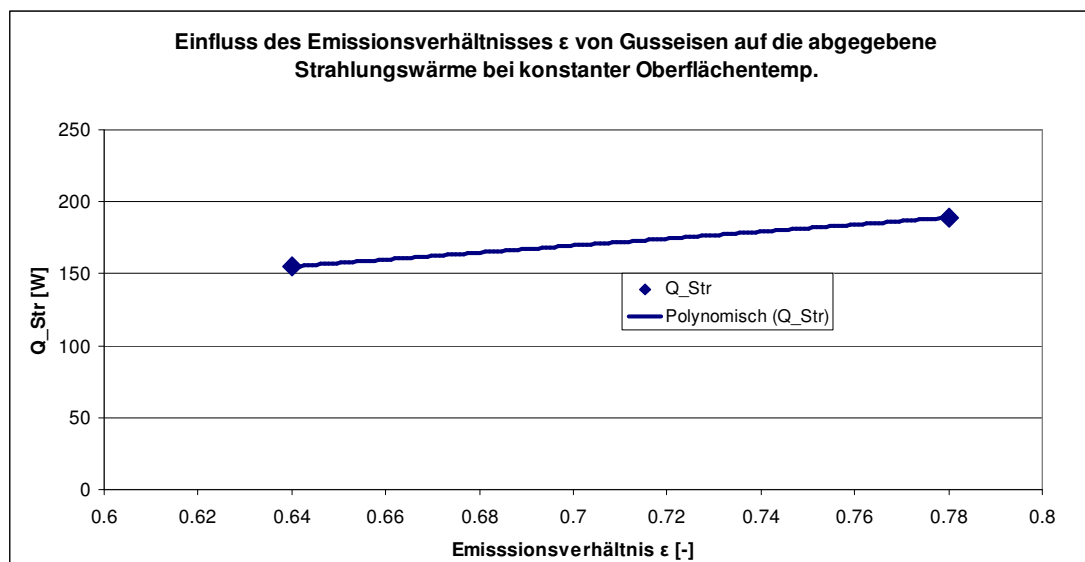


Abbildung 37: Einfluss des Emissionsverhältnisses auf die Strahlungswärme

Abbildung 37 zeigt den Einfluss des Emissionsverhältnisses von Gusseisen auf die Strahlungswärme bei einer Oberflächentemperatur T_O von 500 K und einer Umgebungstemperatur T_U von 353 K. Dabei ergibt ein Fehler im Emissionsverhältnis

von 0,02 einen Fehler in der abgestrahlten Wärme Q_{Str} von 3 %. Daraus lässt sich schließen, dass ein Fehler in der Annahme des Emissionsverhältnisses sich nicht gravierend auf das Ergebnis der abgestrahlten Wärme Q_{Str} auswirkt.

Um eine Abschätzung der abstrahlenden Fläche machen zu können, wurde das System mithilfe eines Messschiebers abgemessen und daraus eine Oberfläche berechnet (Abbildung 38). Daher ist auch diese Größe mit einer Ungenauigkeit behaftet und somit liegt auch in der Annahme der abstrahlenden Fläche A eine Fehlerquelle

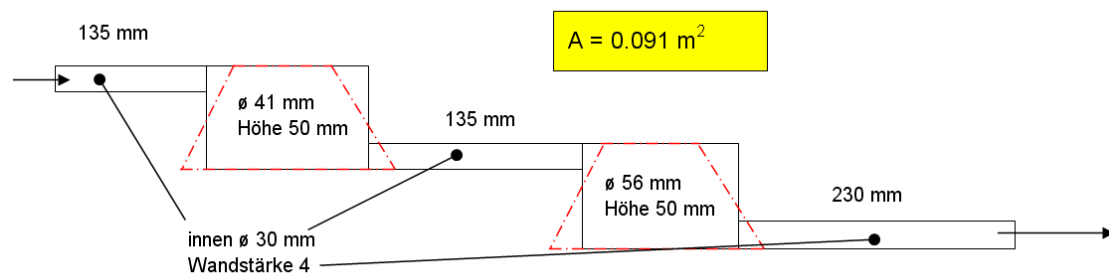


Abbildung 38: Abmessungen des Turbinen-Systems

Besteht die Möglichkeit auf CAD-Daten des Abgassystems zuzugreifen, könnte die exakte abstrahlende Fläche bestimmt werden.

Anschließend wird nun der Einfluss der abstrahlenden Fläche A auf die Strahlungswärme Q_{Str} untersucht. Dazu wurde eine Parametervariation durchgeführt, wobei die abstrahlende Fläche A variiert wurde und alle übrigen Größen aus Formel 29 konstant gehalten wurden. Abbildung 39 zeigt das Ergebnis dieser Parametervariation für eine Oberflächentemperatur T_O von 500 K, einer Umgebungstemperatur T_U von 353 K und einem ε von 0,78.

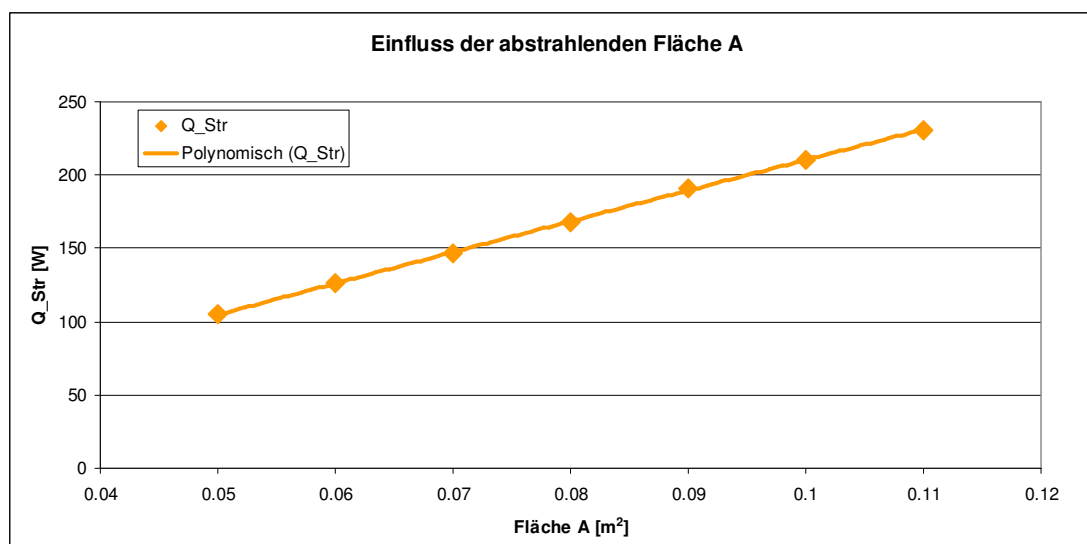


Abbildung 39: Einfluss der abstrahlenden Fläche auf die Strahlungswärme

Aus Abbildung 39 erkennt man, dass ein Fehler in der Annahme der abstrahlenden Fläche von $0,01 \text{ m}^2$ einen Fehler von durchschnittlich 15 % der Strahlungswärme Q_{Str} bedeutet.

Aus dem linearen Zusammenhang der Terme ε und A in Formel 29 ergibt sich, dass ein Fehler in der Annahme der Terme ε und A von, zum Beispiel 10 Prozent, einen Fehler von 10 Prozent in der Strahlungswärme bedeutet.

Den größten und damit entscheidenden Einfluss auf die Strahlungswärme hat die Oberflächentemperatur T_O . Um den Einfluss der Oberflächentemperatur auf die Strahlungswärme darzustellen, wurde wiederum eine Parametervariation durchgeführt. Dabei wurde die Oberflächentemperatur von 300 K bis 800 K variiert wobei die restlichen Einflussgrößen, ϵ , A und die Umgebungstemperatur T_U , konstant gehalten wurden. Die Ergebnisse dieser Parametervariation zeigt Tabelle 12. Zusätzlich wurde die Oberflächentemperatur noch bei mehreren Umgebungstemperaturen variiert

Tabelle 12: Einfluss der Oberflächentemperatur auf die Strahlungswärme

ϵ	Q_str (300 K)	Q_str (350 K)	Q_str (400 K)	Q_str (450 K)	Q_str (500 K)	Q_str (550 K)	Q_str (600 K)	Q_str (650 K)	Q_str (700 K)	Q_str (750 K)	Q_str (800 K)	T_U
[--]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[K]
0.79	1	39	82	145	232	350	506	705	956	1267	1647	273
0.79	3	31	74	137	225	343	498	698	949	1260	1640	293
0.79	-6	22	65	128	216	334	489	688	940	1251	1630	313
0.79	-17	11	54	117	205	323	478	677	929	1240	1619	333
0.79	-30	-2	41	104	191	310	465	664	915	1226	1606	353
0.79	-46	-18	25	88	176	294	449	649	900	1211	1591	373
0.79	-64	-36	7	70	158	276	431	630	881	1192	1572	393

Aus Tabelle 12 zeigt sich der starke Einfluss der Oberflächentemperatur auf die Strahlungswärme.

Dieser Sachverhalt wird durch die Abbildung 40 noch einmal verdeutlicht.

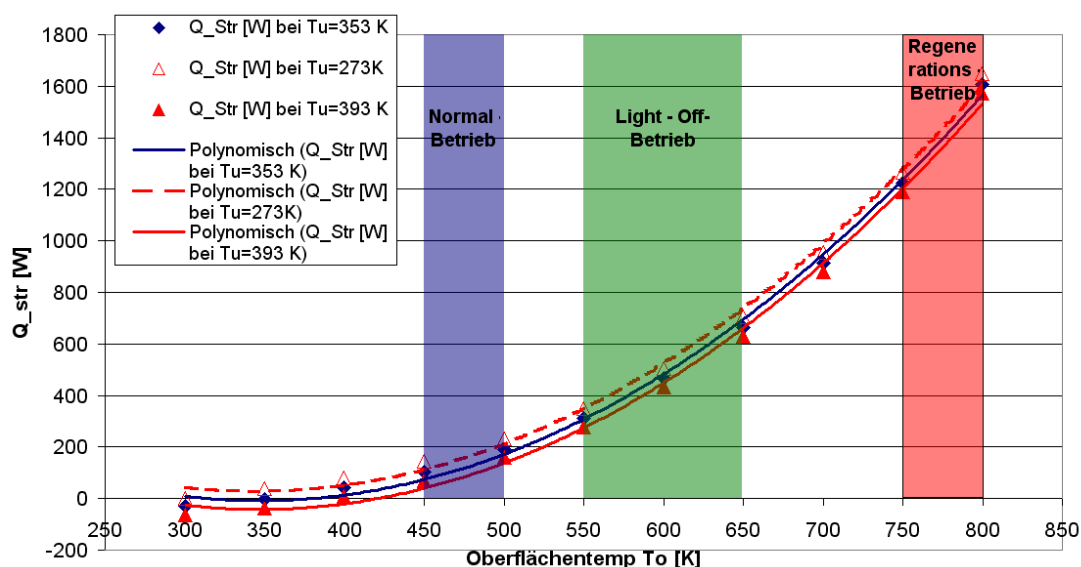


Abbildung 40: Einfluss der Oberflächentemperatur auf die Strahlungswärme

In Abbildung 40 wurde auch der Einfluss der Umgebungstemperatur miteinbezogen wobei jede Kurve eine andere Umgebungstemperatur darstellt. Die rote durchgezogene Kurve stellt die Variation der Oberflächentemperatur bei einer Umgebungstemperatur von 393 K dar, die rote unterbrochenen Kurve bei einer konstanten Umgebungstemperatur von 273 K und die blaue Linie bei einer Umgebungstemperatur von 353 K.

Man erkennt, dass der Einfluss der Umgebungstemperatur bei weitem nicht den starken Einfluss auf die Strahlungswärme hat wie die Oberflächentemperatur.

Zusätzlich zeigt Abbildung 40 die Bereiche in welchen die einzelnen Betriebsarten mit ihren Oberflächentemperaturen bei stationären Verhältnissen liegen.

Da jedoch die entscheidenden Messstellen der Oberflächentemperatur sowohl am Prüfstand als auch im Fahrzeug bei den Messungen fehlten, mussten die Werte für die Auswertung angenommen werden.

Aus der Abbildung kann man nun erkennen, welchen Fehler eine falsche Oberflächentemperatur verursacht.

Ein Fehler von 50 Grad würde das Ergebnis im Normal-Betrieb um 110 W verfälschen, in der Betriebsart Light-Off um 200 W und im Regenerations-Betrieb um fast 400 W.

Neben dem Wärmeverlust durch Strahlung spielt auch der Wärmeverlust durch Konvektion eine wesentliche Rolle (siehe Tabelle 9 und 10). Aus diesem Grund wird auch der konvektive Wärmeübergang näher diskutiert.

Der konvektive Wärmeübergang wird durch dimensionslose Kennzahlen (siehe Kapitel 2.4.2, Formel 6 bis 8) sowie das Newtonschen Kühlgesetz (Kapitel 2.4.4, Formel 11) beschrieben.

Der gesuchte Wärmeübergangskoeffizient α aus Formel 11 wird aus der Nußelt-Zahl zu $\alpha = N_u \cdot \lambda / l$ berechnet. Die Nußelt-Zahl ist wiederum eine Funktion der Reynolds- und der Prandtl-Zahl. Während die Reynolds-Zahl den Strömungszustand des Fluids charakterisiert, charakterisiert die Prandtl-Zahl das Temperaturfeld.

Die Funktionen, wonach Reynolds- und Prandtl-Zahl die Nußelt-Zahl bestimmen, können theoretisch nur sehr schwer bestimmt werden und müssten daher experimentell gewonnen werden. Eine messtechnische Erfassung dieser Einflussgrößen welche den Strömungszustand und das Temperaturfeld der Strömung bestimmen ist jedoch mit der bestehenden Messausrüstung nicht möglich. Damit stehen auch keine Anhaltspunkte für eine Abschätzung der wichtigen Größen, zum Beispiel der charakteristischen Geschwindigkeit w , zur Verfügung.

Weiters wird die Temperatur des umgebenden Fluids nicht erfasst. Da die Größen kinematische Viskosität ν und die Temperaturleitfähigkeit a Funktionen dieser Temperatur sind, können auch diese nicht bestimmt werden.

Zusätzlich enthält Formel 11 die Wandtemperatur T_0 des Körpers und ist jene Temperatur, welche bereits für die Bestimmung der Strahlungswärme erforderlich wäre.

Aufgrund der komplexen Zusammenhänge der Konvektion ist eine genaue Bestimmung der Einflussparameter experimentell über Messungen sehr aufwendig.

4.4.4 Schlussfolgerung

Aufgrund der hier gezeigten Einflussgrößen auf die Ergebnisse aus Kapitel 4.3.2 zeigt sich die hohe Komplexität dieses Systems.

Da die Strahlungswärme, gerade für die beiden wichtigen Betriebsarten Light-Off und Regeneration, einen erheblichen Einfluss auf den Wärmeverlust kann der Ansatz, den Wärmeverlust des Systems über den Wärmedurchgang nach Kapitel 4.2 darzustellen nicht angewendet werden.

Um den Ansatz zu erweitern und die Strahlungswärme mit ein zu beziehen, reichen die Annahmen die für ihre Berechnung getroffen wurden nicht aus.

Um die genauen Einflüsse auf den Wärmeverlust zu erfassen müssten an den Versuchsträgern zusätzliche Messstellen angebracht werden. Vor allem die Oberflächentemperaturen der Bauelemente der beiden Systeme [13] [19] sowie die Umgebungstemperatur in unmittelbarer Nähe der abstrahlenden Körper müssten genau erfasst werden. Um auch die Konvektion zu berücksichtigen müssten zusätzlich Messstellen vorgesehen werden, durch welche auf den Strömungszustand der Umgebungsluft im Motorraum des Fahrzeuges bzw. am Prüfstand rückgeschlossen werden kann.

Zusätzlich müssten genaue Stoffgrößen wie das Emissionsverhältnis des abstrahlenden Körpers und geometrische Daten zur Verfügung stehen.

4.5 DOC-System

4.5.1 Auswertung

Das DOC-System deckt, wie bereits in Kapitel 4.3.1 beschrieben, den Diesel Oxidationskatalysator DOC ab. Die Systemgrenzen reichen dabei vom Eintritt in den DOC (T_{41}) bis zum Austritt aus dem DOC (T_{51}). In Abbildung 41 wird die Systemgrenze nochmals dargestellt.

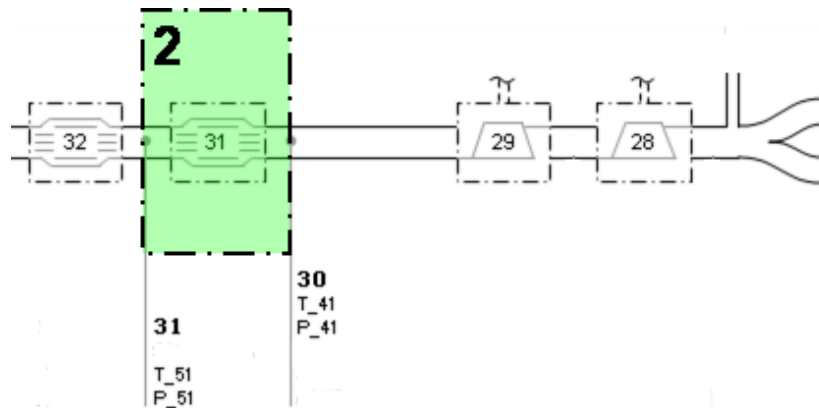


Abbildung 41: Systemgrenze für System 2

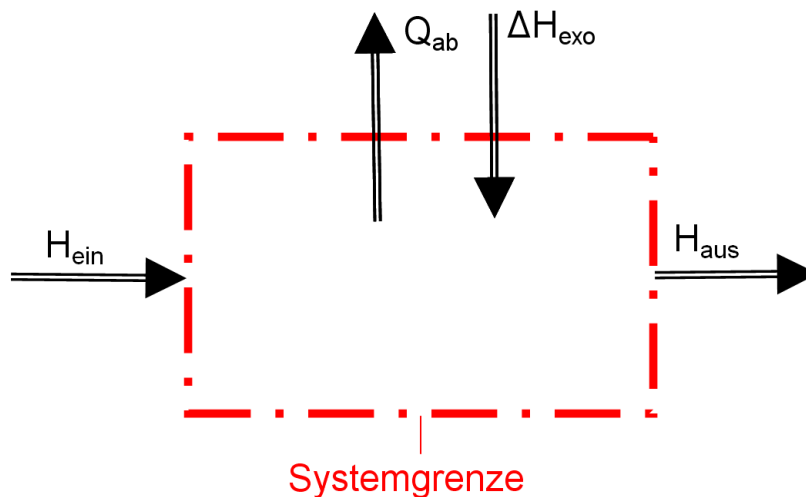


Abbildung 42: Ein- und Ausgangsgrößen des 2. Systems

Wiederum wird der 1. Hauptsatz für ein offenes System nach Formel 21 aus Kapitel 4.2 angesetzt. Durch den Wegfall der technischen Arbeit A_t ergibt sich Formel 32.

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{m}_{exh} * c_p * (T_{ein} - T_{aus}) + \Delta \dot{H}_{exo} \quad \text{Formel 32}$$

Nach den bisherigen Annahmen müsste aufgrund des Wärmedurchganges die Temperatur über den DOC, im Normal-Betrieb, abfallen. Tatsächlich ist dies aber nur der Fall wenn der DOC seinen Light Off noch nicht erreicht hat und daher keine HC-Emissionen in einer exothermen Reaktion abbauen kann. Da angenommen wird, dass der DOC bereits aufgewärmt ist muss diese Tatsache in der Formulierung des abgegebenen Wärmestromes \dot{Q}_{ab} mitberücksichtigt werden. Abbildung 43 stellt diesen Sachverhalt grafisch dar.

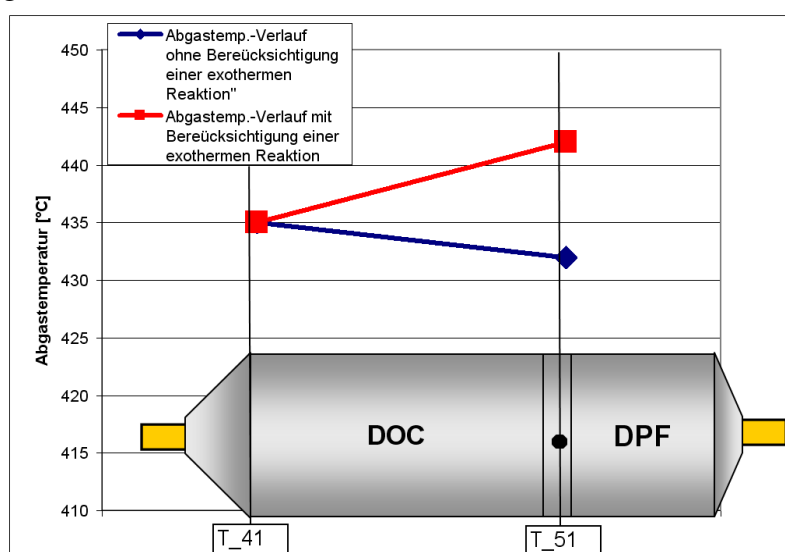


Abbildung 43: Abgastemp. über DOC mit und ohne Berücksichtigung einer exothermen Reaktion

Bei normalem Betrieb des Motors werden die HC und CO Emissionen im DOC konvertiert. Vereinfacht wird der DOC als Brennkammer angesehen, welche die HC und CO Emissionen verbrennt. Berücksichtigt wird dies nun durch den Term $\Delta \dot{H}_{exo}$ in Formel 32.

$\Delta \dot{H}_{exo}$ ist dabei jene Wärmemenge die bei der Verbrennung der vom Motor emittierten Emissionen frei wird. Dazu werden die Massenströme der Emissionen mit ihren Heizwerten multipliziert (Formel 33).

$$\Delta \dot{H}_{exo} = \dot{m}_{HC} * Hu_{HC} + \dot{m}_{CO} * Hu_{CO} \quad \text{Formel 33}$$

Als Heizwert der Kohlenwasserstoffe wird vereinfacht der des Dieselmotorkraftstoffes angenommen.

Im Regenerationsbetrieb werden zusätzlich zu den Emissionen Nacheinspritzmengen aktiv, welche im DOC verbrannt werden um die Temperaturen anzuheben. Befindet sich der Motor in dieser Betriebsart, müssen diese Nacheinspritzmengen berücksichtigt werden.

Im Falle der frühen Nacheinspritzung, Light-Off-Betrieb, darf nur jener Anteil berücksichtigt werden, welcher nicht Drehmoment bildend ist. Dies wird durch den Effizienzfaktor der frühen Nacheinspritzung berücksichtigt. Dieser gibt an wie viel Prozent der frühen Nacheinspritzung PoI2 drehmomentwirksam sind.

Die späte Nacheinspritzung nimmt überhaupt nicht mehr an der Verbrennung teil und wird zur Gänze im DOC umgesetzt.

Damit ergibt sich für \dot{m}_{HC} Formel 34:

$$\dot{m}_{HC} = \dot{m}_{PoI1} + \dot{m}_{PoI2} * (1 - InjCrv_facPoI2) \quad \text{Formel 34}$$

Bei der Fahrzeugmessung war es nicht möglich die Emissionen zu messen. Daher wurden die Emissionen einer Prüfstandsmessung bei selben Betriebspunkt, übernommen.

Daraus ergibt sich schließlich, unter den bereits besprochenen Vereinfachungen, die tatsächlich abgegebene Wärmestrom \dot{Q}_{ab} zu Formel 35:

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{m}_{exh} * cp * (T_{ein} - T_{aus}) + \dot{m}_{HC} * Hu_{HC} + \dot{m}_{CO} * Hu_{CO} \quad \text{Formel 35}$$

Daraus lässt sich wiederum die Wärmedurchgangszahl als charakteristische Größe für den Wärmeverlust des Systems nach Formel 22 berechnen.

$$k * A = \frac{\dot{Q}_{ab}}{T_1 - T_2}$$

4.5.2 Ergebnisse

Die Daten wurden nun nach der soeben beschriebenen Vorgehensweise ausgewertet und miteinander verglichen. Ziel ist es die Abhängigkeiten der Wärmeübertragung der einzelnen Teilsysteme von Größen wie der Fahrzeuggeschwindigkeit, und damit den Strömungsverhältnissen im Fahrzeug, und der Last aufzuzeigen und darzustellen.

Der Wärmedurchgang ist hier wesentlich von der Strömung des Abgases und den umgebenden Strömungsverhältnissen um den DOC bestimmt. Durch die in Kapitel 4.3.3 getroffenen Annahmen ergeben sich für die drei Betriebsarten die folgenden Wärmedurchgangszahlen im Fahrzeug.

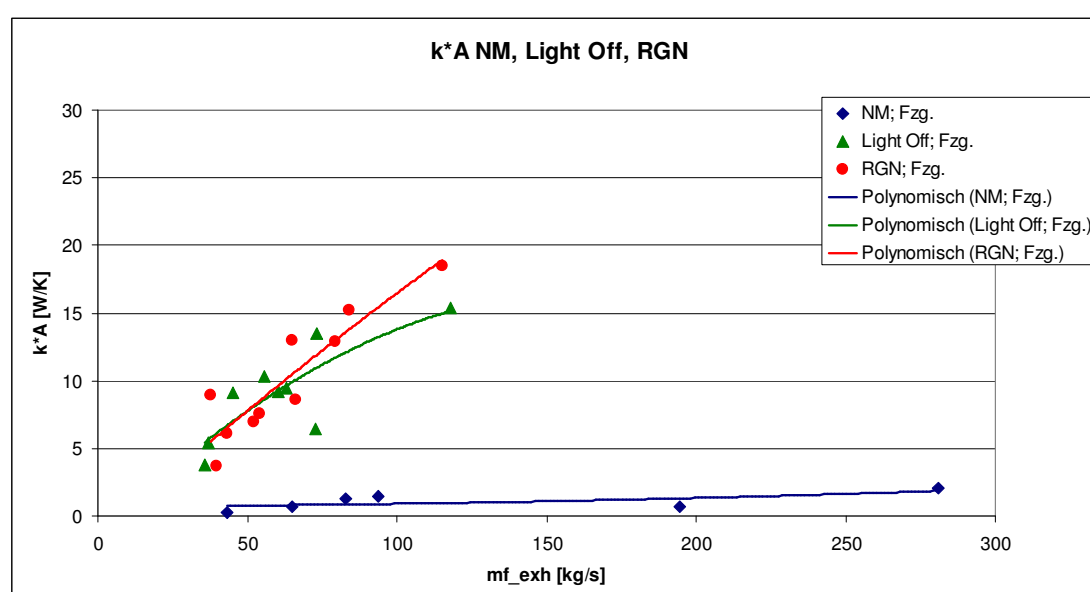


Abbildung 44: $k \cdot A$ im Fahrzeug für das DOC-System

Aus Abbildung 44 erkennt man, dass bereits bei den Fahrzeugmessungen ein Unterschied zwischen den einzelnen Betriebsarten entsteht. Im Turbinen-System waren die Wärmedurchgangszahlen im Fahrzeug noch unabhängig von der Betriebsart (siehe Abbildung 34).

Weiters ist aus Abbildung 44 ersichtlich, dass die Werte der Wärmedurchgangszahlen in den Betriebsarten Light-Off und Regeneration höher sind als bei Normal-Betrieb.

Der Grund für die höheren Werte der Wärmedurchgangszahlen liegt in den höheren Temperaturniveaus bei Regeneration und Light Off.

Dies erkennt man auch in den Gegenüberstellungen der einzelnen Betriebsarten in Kapitel 3.2.3. Demnach liegt die mittlere Abgastemperatur T_1 (Kapitel 4.2) bei Normal-Betrieb bei durchschnittlich 200 °C, während sie im Light-Off-Betrieb bei durchschnittlich 500 °C und im Regeneration-Betrieb bei durchschnittlich 600 °C liegt.

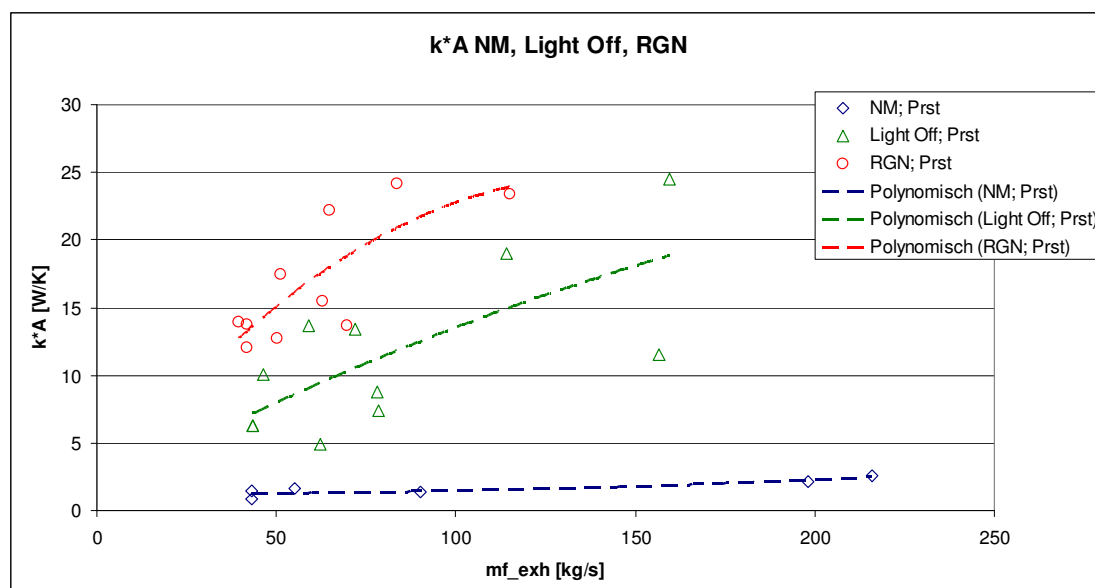


Abbildung 45: k*A am Prüfstand für das DOC-System

In Abbildung 45 sind die Wärmedurchgangszahlen für das System 2 am Prüfstand dargestellt. Wieder erkennt man unterschiedlichen Niveaus der Wärmedurchgangszahlen zwischen den einzelnen Betriebsarten.

Ebenfalls erkennt man, dass die Wärmedurchgangszahlen der Prüfstandsmessungen aller drei Betriebsarten höher liegen als jene bei den Fahrzeugmessungen.

Die Wärmedurchgangszahlen k^*A wurden in den Abbildungen 34, 35, 44 und 45 über dem Abgasmassenstrom aufgetragen. Der Grund dafür war jener, wonach zu Beginn der Auswertungen die Überlegung stand, die Wärmedurchgangszahlen und damit den Wärmeverlust über die Betriebspunkte zu charakterisieren und daraus eine Übertragbarkeit der Wärmedurchgangszahlen zwischen Fahrzeug und Motorenprüfstand zu erarbeiten.

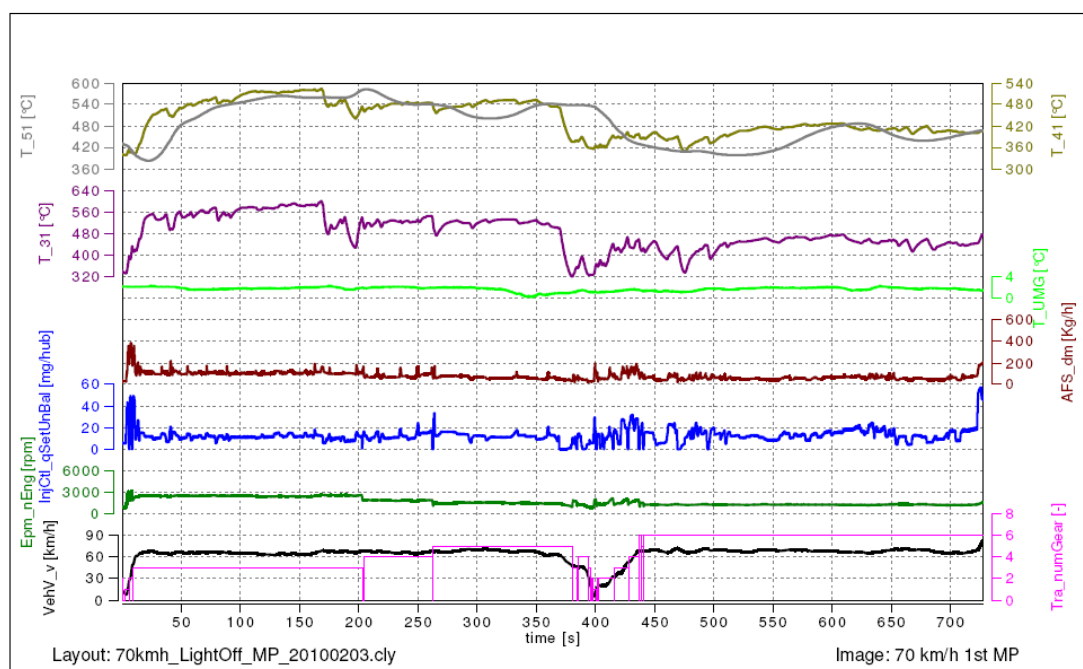


Abbildung 46: Fahrzeugmessung im Light-Off-Betrieb

Aus den Abbildungen 44 und 45 erkennt man, dass die Werte für die Wärmedurchgangszahlen im Light-Off-Betrieb sehr stark streuen. Der Grund dafür liegt darin, dass es bei den Fahrzeugmessungen während des Light-Off-Betriebes kaum möglich war stationäre Verhältnisse zu schaffen (Abbildung 46).

Dennoch wurde versucht einige Punkte zu finden und auszuwerten. Die Kriterien änderten sich dabei für die Definition eines stationären Messpunktes nach Kapitel 3.2.2. Der Zeitraum, in welchem die relevanten Messgrößen konstant sein sollten, wurde auf 15 Sekunden verkürzt.

4.5.3 Diskussion der Ergebnisse

Wie bereits beim Turbinen-System kann auch für das DOC-System kein Zusammenhang zwischen den Wärmedurchgangszahlen der einzelnen Betriebsarten zueinander sowie zwischen Motorprüfstand und Fahrzeug festgestellt werden.

Es zeigte sich jedoch in den Abbildungen 43 und 44 eine Tendenz wonach der Verlauf der Wärmedurchgangszahlen für eine Betriebsart zwischen Motorprüfstand und Fahrzeug ähnliche Werte aufweisen. Jedoch konnte kein Zusammenhang zu den anderen Betriebsarten, aufgrund ihrer unterschiedlichen Temperaturniveaus, gefunden werden.

Um wiederum die möglichen Fehler in der Berechnung der Wärmedurchgangszahl zu identifizieren, wird die abgegebene Wärme Q_{ab} nach der Vorgehensweise aus Kapitel 4.4.3 nach den Formeln 28 bis 31 aufgeteilt.

Nach dieser Berechnung ergeben sich für die Systemgrößen des DOC-Systems folgende Tabellen 13 und 14, wobei T_O wiederum die Oberflächentemperatur ist, mit welcher die Strahlungswärme nach Formel 29 berechnet wurde.

Die Reibungswärme Q_R fällt im DOC-System weg, da keine mechanischen Arbeiten abgegeben werden und somit auch keine Reibung erzeugt wird.

Tabelle 13: Größenordnung der Systemgrößen des DOC-Systems im Fahrzeug

Betriebsart	v [km/h]	Gang [-]	ΔH_{exo} [kW]	dH [kW]	Q_{Str} [kW]	Q_{ab} [kW]	T_O [K]
RGN	30	2	7.4	-1.9	0.3	5.5	600
LO	30	2	3.6	-0.5	0.1	3.1	500
NM	30	2	0.6	-0.5	0.03	0.1	400

Tabelle 14: Größenordnung der Systemgrößen des DOC-Systems am Prüfstand

Betriebsart	v [km/h]	Gang [-]	ΔH_{exo} [kW]	dH [kW]	Q_{Str} [kW]	Q_{ab} [kW]	T_O [K]
RGN	30	2	14.6	-1.7	0.3	12.9	600
LO	30	2	2.6	-1.4	0.1	1.2	500
NM	30	2	0.08	-0.03	0.08	0.05	400

Aus den beiden Tabellen kann man erkennen, dass der Strahlungseinfluss auf den Gesamtwärmeverlust Q_{ab} einen weit weniger starken Einfluss hat als noch im Turbinen-System. Dies gilt jedoch nur für die beiden Betriebsarten Light-Off und Regeneration. In diesen Betriebsarten ist der Anteil der Strahlungswärme weniger als 12% des gesamten Wärmeverlustes.

Ebenfalls erkennt man aus den beiden Tabellen, dass die exothermen Energiefreisetzung ΔH_{exo} zwischen Motorenprüfstand und Fahrzeug bei selbem Betriebspunkt und gleicher Betriebsart deutlich unterschiedlich sind. Hier sind

wiederum Ungenauigkeiten in den stationären Messungen im Fahrzeug sowie das stark zerklüftete Kennfeld der späten Nacheinspritzung PoII (Abbildung 19) als Grund dafür zu nennen. Aus dem Kennfeld (Abbildung 19) erkennt man, dass kleine Abweichungen von der Stützstelle bereits deutlich andere Nacheinspritzmengen und damit in weiterer Folge andere exotherme Energiefreisetzung ΔH_{exo} bedeuten.

4.5.4 Schlussfolgerung

Aus den Daten des vorhergehenden Kapitels 4.5.3 erkennt man, dass der Einfluss der Strahlung in den beiden Betriebsarten Light-Off und Regeneration keinen großen Einfluss auf die Bestimmung der Wärmedurchgangszahl hat.

Die ähnlichen Verläufe der Wärmedurchgangszahlen in den jeweiligen Betriebsarten und die Größenordnungen der Strahlungswärme zeigen, dass der Ansatz den Wärmeverlust über den Wärmedurchgang und die Wärmedurchgangszahl $k \cdot A$ zu beschreiben, für die Betriebsarten Light-Off und Regeneration, angewendet werden kann.

Um jedoch eine Methodik zu entwickeln, welche es ermöglicht, durch eine Vermessung des Fahrzeuges im Normal-Betrieb und die daraus folgenden Wärmedurchgangszahlen, die Wärmeverluste bei der Kalibrierung der beiden Betriebsarten Light-Off und Regeneration zu berücksichtigen müsste dieser Ansatz auch für den Normal-Betrieb gelten. Da im Normal-Betrieb die Strahlung allerdings einen wesentlichen Einfluss auf den Wärmeverlust hat kann der Ansatz über den Wärmedurchgang nicht verwendet werden.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Zunächst wurde mithilfe theoretischer Betrachtungen der komplexe Zusammenhang der Temperaturverluste einer Abgasanlage eines modernen Dieselmotors dargestellt.

Aufbauend auf den theoretischen Betrachtungen und den Anforderungen an diese Diplomarbeit, wurde ein Ansatz entwickelt, welcher es erlaubt ohne zusätzlichen Messaufwand den Wärmeverlust am Abgassystem zu charakterisieren.

Anschließend wurde die Entwicklung des aktiven Temperatur Managements am Motorprüfstand begleitet. Die daraus resultierende erste Kalibrierung des aktiven Temperatur Managements wurde dann ins Fahrzeug übertragen. Sowohl am Motorprüfstand als auch im Fahrzeug wurden mit dieser ersten Kalibrierung umfangreiche Messungen durchgeführt.

Aus den gewonnenen Messdaten war schließlich kein eindeutiger und für eine Betriebsart charakterisierender Temperaturunterschied zwischen Motorprüfstand und Fahrzeug erkennbar.

Die Messdaten wurden schließlich mithilfe des entwickelten Ansatzes ausgewertet.

Die Ergebnisse daraus zeigten, dass durch den gewählte Ansatz für den Wärmeverlust, die Wärmedurchgangszahl, kein Zusammenhang zwischen Motorprüfstand und Fahrzeug, sowie für die einzelnen Betriebsarten, festgestellt werden konnte.

Bedingt durch die fehlenden Zusammenhänge zwischen Motorprüfstand und Fahrzeug konnte schließlich keine methodische Vorgehensweise erarbeitet werden.

Um die Gründe für den fehlenden Zusammenhang der Wärmedurchgangszahlen zwischen Motorprüfstand und Fahrzeug zu evaluieren wurden nun weitere Einflussgrößen auf den Wärmeverlust untersucht. Dazu wurde eine Parametervariation dieser Einflussgrößen durchgeführt.

Dabei stellte sich heraus, dass die Strahlung einen wesentlichen Einfluss auf den Wärmeverlust des Abgassystems, besonders auf das Turbinen-System, hat. Weiters ergab die Parametervariation, dass besonders die Oberflächentemperatur der Bauteile entscheidend für die abgegebene Strahlungswärme ist. Es wurde dargestellt, dass bereits geringe Abweichungen, zum Beispiel durch falsche Abschätzung aufgrund fehlender Messstellen, in der Oberflächentemperatur das Ergebnis wesentlich beeinflussen.

Für eine genaue Erfassung der strahlungsrelevanten Parameter müsste ein erheblicher Zusatzaufwand an Messstellen, wie Oberflächentemperaturen und Umgebungslufttemperatur, getrieben werden. Zusätzlich müssten genaue Stoffgrößen des strahlenden Körpers zur Verfügung stehen.

Weiters wurde gezeigt, dass neben der Strahlung die Konvektion einen entscheidenden Einfluss auf den Wärmeverlust hat. Im Rahmen dieser Diplomarbeit fehlten jedoch die Möglichkeiten, die Einflussgrößen auf die Konvektion

messtechnisch zu erfassen. Insbesondere die Erfassung des Strömungszustandes der Luft im Motorraum des Fahrzeuges war nicht möglich.

Aus den gewonnenen Erkenntnissen folgt, dass aufbauend auf einfachen Vermessungen am Motorprüfstand und im Fahrzeug und durch einfache physikalischen Ansätzen keine Methodik entwickelt werden konnte, welche es erlaubt die Wärmeverluste des Fahrzeuges bereits bei der ersten Kalibrierung des Temperatur-Managements am Prüfstand zu berücksichtigen.

Der zusätzliche, messtechnische Aufwand, welcher getrieben werden müsste, wäre für ein Projekt zu hoch.

Um statistische Aussagen über die Übertragbarkeit des aktiven Temperatur Managements zwischen Motorprüfstand und Fahrzeug sowie über die Temperaturunterschiede des Abgasstranges treffen zu können sind zusätzliche Messungen, möglichst an verschiedenen Fahrzeugen, notwendig

Weiters ist es unbedingt notwendig, bereits in einem sehr frühen Entwicklungsstadium Vergleichsmessungen zwischen Motorprüfstand und Fahrzeug durchzuführen um so die Temperaturunterschiede vorzuhalten.

Um die Wärmeverluste bei zukünftigen Projekten bereits bei der ersten Kalibrierung am Motorprüfstand zu berücksichtigen, ist ein komplexer Simulationsansatz unbedingt notwendig.

Literaturverzeichnis

- [1] **AVL List GmbH:** *Temperature Management for DPF.*
Graz: DES Application Guidelines (AVL internes Dokument)
- [2] **BRENN, Günter; MEILE, Walter:** *Strömungslehre und Wärmeübertragung I Skriptum.* Graz: Institut für Strömungslehre und Wärmeübertragung TU-Graz, 2008
- [3] **DECKER, Marko:** *Entwicklung eines Verfahrens zur schnellen Aufheizung von SCR-Katalysatoren beim Dieselmotor.* Graz: Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Diplomarbeit, 2008
- [4] **EICHLSEDER, Helmut:** *Verbrennungskraftmaschinen vertiefte Ausbildung Skriptum.* Graz: VKM-THD TU-Graz, 2005
- [5] **EICHLSEDER, Helmut:** *Thermodynamik Skriptum.* Graz: VKM-THD TU-Graz, 2005
- [6] **HAGELÜKEN, Christian:** *Schadstoffbildung Autoabgaskatalysatoren, 2. Auflage.* Renningen: Vieweg Verlag, 2005
- [7] **HAUSBERGER, Stefan:** *Schadstoffbildung und Emissionsminimierung bei KFZ Teil 2.* Graz: VKM-THD TU-Graz, 2007
- [8] **PECK, Rainer Stefan:** *Experimentelle Untersuchung und dynamische Simulation von Oxidationskatalysatoren und Diesel-Partikelfiltern.* Stuttgart: Institut für chemische Verfahrenstechnik, Dissertation, 2007
- [9] **PISCHINGER, Rudolf; KLELL, Manfred; SAMS Theodor:**
Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, 3. Auflage. Wien: Springer Verlag, 2009
- [10] **Robert Bosch GmbH:** *Dieselmotor-Management, 4. Auflage.*
Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2004
- [11] **Robert Bosch GmbH:** *Softwaredokumentation EDC 17.*
- [12] **SAMS, Theodor :** *Schadstoffbildung und Emissionsminimierung bei KFZ Teil 1.* Graz: VKM-THD TU-Graz, 2007

- [13] **STAMATELOS, Anastassios; KANDYLAS, Ioannis:** *Berechnung des Wärmeübergangs in Motorabgassystemen.* In: MTZ, 59 (1998), Nr. 7/8, S. 442-450
- [14] **UMWELTBUNDESAMT:** *Emissionstrends 1990-2007, Ein Überblick über die österreichischen Verursacher von Luftschadstoffen (Datenstand 2009).* Wien: Umweltbundesamt GmbH, 2009
- [15] **URL:** <http://de.wikipedia.org/wiki/Diffusion> (2010-02-22)
- [16] **URL:** <http://de.wikipedia.org/wiki/Thermophorese> (2010-02-22)
- [17] **URL:** <http://de.wikipedia.org/wiki/Wärmedurchgang> (2010-02-22)
- [18] **VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen:** *VDI Wärmeatlas, 10. bearbeitete und erweiterte Auflage.* Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2005
- [19] **WENDLAND, Daniel W.:** *Automobile Exhaust-System Steady-State Heat Transfer.* IN: SAE Paper 931085, 1993
- [20] **WIMMER, Andreas:** *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine Skriptum.* Graz: VKM-THD TU-Graz, 2007

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Verursachersektoren von PM _{2,5} Emissionen in Österreich 2007 [14] ...	6
Abbildung 2: Light-Off DOC [10].....	9
Abbildung 3: Mechanismen zur Partikelabscheidung [7].....	11
Abbildung 4: Schema der Oberflächen- und Tiefenfilter [7].....	11
Abbildung 5: Prinzip eines keramischen Wall-Flow Filters [8]	12
Abbildung 6: typische Abgastemperaturen für einen Dieselmotor [10].....	14
Abbildung 7: Systemblöcke der Elektronischen Dieselregelung [10].....	15
Abbildung 8: Lage der Einspritzungen [3]	16
Abbildung 9: Möglichkeiten der Abgastemperatursteigerung in Abhängigkeit vom Betriebspunkt des Motors [10].....	17
Abbildung 10: Funktionen zur Steuerung eines DPF-Systems [10].....	18
Abbildung 11: Wärmedurchgang durch eine ebene Wand [17]	24
Abbildung 12: Messstellenplan.....	26
Abbildung 13: Aufheizverhalten des DOC im Normal Betrieb im NEDC	30
Abbildung 14: Kennfeldraasterung in Normal Modus für T ₄₁	31
Abbildung 15: Mengenkennfeld der frühen Nacheinspritzung (InjCrv_qPoI2).....	33
Abbildung 16: Timing-Kennfeld der frühen Nacheinspritzung (InjCrv_phiPoI2).....	33
Abbildung 17: Effizienzkennfeld der frühen Nacheinspritzung (InjCrv_facPoI2)	33
Abbildung 18: Temperaturverlauf im DOC Light Off im NEDC	34
Abbildung 19: Kennfeld InjCrv_qPoI1 über Drehzahl Epm_nEng und Einspritzmenge InjCtl_qSetUnBal.....	36
Abbildung 20: Temperaturverlauf bei aktiver Regeneration im NEDC	37
Abbildung 21: T ₅₁ Kennfeldraasterung im Light Off-Betrieb	38
Abbildung 22: T ₅₁ Kennfeldraasterung in Regeneration.....	38
Abbildung 23: Fahrzeugmessung in Normal Betrieb bei 30 km/h	40
Abbildung 24: Fahrzeugmessung im Light Off-Betrieb bei 30 km/h.....	40
Abbildung 25: Fahrzeugmessung im Regenerations-Betrieb bei 30 km/h	41
Abbildung 26: Definition eines Messpunktes bei einer Fahrzeugmessung	42
Abbildung 27: Abgastemperatur im Regenerationsbetrieb am Motorprüfstand (Prst.) und im Fahrzeug (Fzg.).....	48
Abbildung 28: 1 HS für offenes System	50

Abbildung 29: Spezifische Wärmekapazität c_p über der Temperatur bei 1 bar [9]	52
Abbildung 30: Systemgrenzen für die Berechnung des Wärmeverlustes.....	54
Abbildung 31: Systemgrenzen für Turbinen-System	55
Abbildung 32: Ein- und Ausgangsgrößen des Turbinen-Systems.....	55
Abbildung 33: ND-Kompressorkennfeld.....	57
Abbildung 34: $k \cdot A$ im Fahrzeug für das Turbinen-System.....	59
Abbildung 35: $k \cdot A$ am Prüfstand für das Turbinen-System	60
Abbildung 36: Definition der Strahlungsaustauschzahl C [18]	63
Abbildung 37: Einfluss des Emissionsverhältnisses auf die Strahlungswärme.....	64
Abbildung 38: Abmessungen des Turbinen-Systems	65
Abbildung 39: Einfluss der abstrahlenden Fläche auf die Strahlungswärme	66
Abbildung 40: Einfluss der Oberflächentemperatur auf die Strahlungswärme	67
Abbildung 41: Systemgrenze für System 2	70
Abbildung 42: Ein- und Ausgangsgrößen des 2. Systems.....	70
Abbildung 43: Abgastemp. über DOC mit und ohne Berücksichtigung einer exothermen Reaktion	71
Abbildung 44: $k \cdot A$ im Fahrzeug für das DOC-System.....	73
Abbildung 45: $k \cdot A$ am Prüfstand für das DOC-System.....	74
Abbildung 46: Fahrzeugmessung im Light-Off-Betrieb.....	75

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Messstellenbeschreibung Prüfstand.....	27
Tabelle 2: Signale der ECU [11].....	28
Tabelle 3: Fahrzeugmessstellen	29
Tabelle 4: Messumfang im Fahrzeug.....	39
Tabelle 5: Temperaturverläufe bei 30 km/h.....	44
Tabelle 6: Temperaturverläufe bei 50 km/h.....	45
Tabelle 7: Temperaturverläufe bei 70 km/h.....	46
Tabelle 8: spezifische Wärmekapazität und Isentropenexponent der Luft [5]	58
Tabelle 9: Größenordnung der Systemgrößen für das Turbinen-System im Fahrzeug	62
Tabelle 10: Größenordnung der Systemgrößen für das Turbinen-System am Prüfstand	62
Tabelle 11: ε für unterschiedliche Materialien, Oberflächen und Temperaturen [18].	64
Tabelle 12: Einfluss der Oberflächentemperatur auf die Strahlungswärme	67
Tabelle 13: Größenordnung der Systemgrößen des DOC-Systems im Fahrzeug.....	76
Tabelle 14: Größenordnung der Systemgrößen des DOC-Systems am Prüfstand	76

