

Regelungskonzept zur energieeffizienten Abgasnachbehandlung von Dieselmotoren

Dissertation

Zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)**

von Dipl.-Ing. (FH) Matthias Dockhorn
geboren am 15. Dezember 1982 in Halle/Saale

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Dr.h.c. Helmut Tschöke
Fakultät für Maschinenbau der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper
Fakultät für Maschinenbau der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Prof. Dr.-Ing. Rudolf Mecke
Fachbereich Automatisierung und Informatik der Hochschule Harz Wernigerode

Promotionskolloquium am 31.01.2012

Eidesstattliche Erklärung

Ich versichere hiermit, dass ich die vorliegende Arbeit selbständig, ohne unerlaubte fremde Hilfe oder Beratung und nur unter Verwendung der angegebenen wissenschaftlichen Hilfsmittel angefertigt habe.

Wolfsburg, den 02.08.2011

(Matthias Dockhorn)

Veröffentlichungen über den Inhalt der Arbeit sind nur mit schriftlicher Genehmigung der Volkswagen AG zugelassen.

Die Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse dieser Arbeit sind nicht notwendigerweise die der Volkswagen AG.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit in der Konzernforschung Antriebselektronik der Volkswagen AG am Standort Wolfsburg.

Ich bedanke mich bei allen, die mich bei der Anfertigung meiner Arbeit unterstützt haben. Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr.h.c. Tschöke sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. Mecke für die hervorragende wissenschaftliche Betreuung und Förderung meiner Ideen.

Weiterhin bedanke ich mich bei meinen Arbeitskollegen. Das gute Arbeitsklima hat es mir leicht gemacht, mich in das bestehende Team zu integrieren, mich weiter zu entwickeln und meine Ideen erfolgreich einzubringen. Über den Arbeitsalltag hinaus habe ich Ihnen eine angenehme Zeit und zahlreiche gute Erinnerungen zu verdanken. Ganz besonders gilt dieser Dank Herrn Dr.-Ing. Nitzke für die Betreuung seitens der Volkswagen AG und dessen Beistand bei jeglicher Art von Problemen und Fragen. Herrn Dr.-Ing. Jeschke danke ich für die zahlreichen, fachlich anregenden Diskussionen, die diese Arbeit maßgeblich beeinflusst haben. Herrn Dipl.-Ing. Piewek und Herrn Dipl.-Ing. Schreiber verdanke ich einen großen Fundus unterschiedlicher MATLAB-Auswerteroutinen, die sie geschaffen und weiterentwickelt haben. Diese bildeten den Grundstein für meine Schlussfolgerungen. Ebenso bedanke ich mich bei meinen Bürokollegen Herrn Dipl.-Ing. Lang, Herrn Dr.-Ing. Nöthen und Herrn Dipl.-Ing. Wendt, die mir mit zahlreichen Tipps und Antworten auf Fragen zur Seite standen. Darüber hinaus bedanke ich mich bei dem Kollegen der IAV Herrn Dipl.-Ing. Wagner, der mich ebenfalls bei Problemen mit Rat und Tat unterstützt hat. Ich bedanke mich ebenfalls bei den Prüfstandsfahrern Herrn Strey und Meeuwsen, die mir bei meinen Messungen und Versuchen tatkräftig und über das normale Maß hinaus zur Seite standen.

Meinen Eltern Rita und Wolfgang Dockhorn sowie meiner Oma Herta Hornung danke ich besonders, da sie mich auf meinem ganzen bisherigen Lebensweg unterstützt und stets an mich geglaubt haben. Meiner Lebensgefährtin Ines Mann danke ich für den Freiraum, den sie mir zum Verfolgen meiner Ziele eingeräumt hat und für die Aufmunterung, wenn es mal nicht so lief wie vorgesehen. Meinen Freunden und den Familienmitgliedern Benno, Toni und Skippy danke ich für den Ausgleich den sie mir, jeder auf seine Weise, geboten haben. Sie haben mich von den aktuellen fachlichen Problemen abgelenkt und somit Platz für eine sachlich, neutrale Sichtweise geschaffen sowie Kraft für die Bewältigung der Aufgaben gegeben.

Kurzfassung

Aufgrund unterschiedlicher Märkte und Verbrennungsmotorenkonzepte sind verschiedene Abgasnachbehandlungssysteme notwendig. Die dafür verwendeten Komponenten benötigen von Zeit zu Zeit spezielle Abgaszusammensetzungen bzw. -zustände, um ihren Betrieb sicherzustellen (z.B. Partikelfilterregeneration). In heutigen Motorsteuerungskonzepten wird dies durch einen geänderten Motorbetrieb und die Verwendung von Betriebsarten vollzogen. Dies hat den Nachteil, dass die Zielwerte (z.B. Temperaturen) fest mit den Einstellregeln (z.B. Nacheinspritzung) verbunden sind und nicht auf physikalisch interpretierbaren Führungsgrößen basieren. Zudem führt die hohe Variantenvielfalt, die Komplexität des Systems sowie der Querkopplungen der unterschiedlichen Eingriffe zu einem hohen Aufwand bei der Auslegung und Parametrierung.

Das Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung eines physikalisch interpretierbaren, modularen Regelungskonzeptes zur energieeffizienten Abgasnachbehandlung. Dafür wird eine geeignete Definition an globalen Führungsgrößen des Verbrennungsmotors vorgestellt, um einen einfachen Austausch von Komponenten bzw. Erweiterungen sicherzustellen. Das Gassystem des Verbrennungsmotors wurde in diesem Zusammenhang bereits betrachtet und bietet die geforderten Möglichkeiten. Darüber hinaus sind ähnliche Führungsgrößen für das Einspritzsystem zu definieren. Im Hinblick auf die Abgasnachbehandlung ist es ebenfalls notwendig eine geeignete Beschreibung der Anforderungen an die Bedingungen im Abgassystem vorzusehen und in das Regelungskonzept zu integrieren. Nur so kann ein schneller und einfacher Austausch der einzelnen Komponenten erfolgen bzw. Erweiterungen eingearbeitet werden. Dafür ist es jedoch ebenfalls notwendig, die globalen Führungsgrößen im Zusammenhang zu betrachten. Neben der Erstellung und Überprüfung dieses Regelungskonzeptes ist die energieeffiziente Auslegung der Abgasnachbehandlungsfunktionen ein wichtiger Faktor. Dafür werden sowohl Simulationen als auch Versuche am Motorenprüfstand und Versuchsfahrten vorgestellt. Neben dem bestehenden Motorenkonzept des Versuchsträgers ist ebenfalls die Verwendung eines externen Brenners mit betrachtet. Für diesen zusätzlichen Steller wird ein erweitertes Ansteuerungskonzept entwickelt und in das bestehende Regelungskonzept integriert.

Abstract

Various types of exhaust gas treatment systems are needed due to various market and internal combustion engine designs. The components used for that need special exhaust gas compositions or states from time to time to guarantee their operation (e.g. particle filter regeneration). In current electronic diesel control concepts a different operating of the internal combustion engine and special operating modes are used for that. The disadvantage of this concept is that the target values (e.g. temperatures) are directly connected to defined adjustment rules (e.g. post-injections) and are not based on physical guidance variables. Further the variety of variants, the complexity of the system and the cross coupling of the adjustment rules leads to a great effort for rating and parametering.

The idea behind this work is a modular control strategy that can be physically interpreted for energy-efficient exhaust gas treatment. That calls for a suitable selection of general guidance variables in the internal combustion engine to guarantee a simple exchange of components respectively extensions. The engine's gas system has already observed in this framework and offers the options required. Beyond this, there are similar guidance variables needed for defining injections. In terms of exhaust gas treatment it is also necessary to provide an adequate description for the requirements of conditions in the exhaust system and to integrate this into the control strategy. This is the only way that the specific components can be quickly and easily exchanged or extensions can be worked in. This also requires observing the general guidance variables in the overall framework. Not only drawing up and revising this control strategy, but also energy-efficient interpretation of the exhaust gas treatment functions will be an important factor. This is the reason why both simulations and tests on the engine test bed along with test drives will be presented. Finally, the usage of an external burner will also be included along with the existing engine strategy of the test supporter so that an extended triggering strategy will be developed for this additional regulator to be integrated into the existing control strategy.

Inhaltsverzeichnis

Eidesstattliche Erklärung	III
Vorwort	V
Kurzfassung	VII
Abstract	VIII
Inhaltsverzeichnis	IX
Abkürzungs- und Symbolverzeichnis	XIII
1 Einführung	1
1.1 Schadstoffemissionen	2
1.1.1 Rohemissionen	2
1.1.2 Schadstoffemissionsgrenzwerte	3
1.1.3 Innermotorische Maßnahmen zur Schadstoffemissionsreduktion	5
1.1.4 Außermotorische Maßnahmen zur Schadstoffemissionsreduktion	6
1.2 Stand der Technik	13
1.2.1 Verbrennungsprozessregelung	13
1.2.2 Motorsteuerungskonzept und Betriebsarten	13
1.2.3 Weiterführende bekannte Motorsteuerungskonzepte	16
1.3 Aufgabenstellung und Zielsetzung	18
2 Grundlagen und notwendige Begriffe	21
2.1 Versuchsträger und notwendige motortechnische Begriffe	21
2.2 Erweiterung des Abgasnachbehandlungssystems	27
2.3 Entwicklungsumgebung	29
2.4 Regelungstechnische Grundlagen	32
3 Entwurf eines modularen physikalisch orientierten Regelungskonzeptes	35

4	Zylinderkoordinator	43
4.1	<i>Theoretischer Ansatz</i>	43
4.2	<i>Stationäre Zielpunktbestimmung über Schnittmengenbetrachtung</i>	46
4.2.1	Prinzip der Schnittmengenbetrachtung	46
4.2.2	Schnittmengenbildung über Stützstellen der Zylindergasfüllung	49
4.2.3	Schnittmengenbildung über Punktabfrage	51
4.2.4	Zukunftsfähigkeit	52
4.3	<i>Dynamische Führung unter Verwendung der Stellgeschwindigkeiten</i>	53
4.4	<i>Umsetzung im Prototypensteuergerät</i>	57
4.5	<i>Modellgenauigkeit</i>	59
4.6	<i>Fazit</i>	63
5	Stellpfad Einspritzung	65
5.1	<i>Verbrennungs-Wirkungsgrad-Koordinator</i>	65
5.2	<i>Unverbrannter Kraftstoff</i>	69
5.3	<i>Umsetzung im Prototypensteuergerät</i>	70
5.4	<i>Modellgenauigkeit</i>	75
5.5	<i>Fazit</i>	76
6	Abgasnachbehandlungssystem	77
6.1	<i>Passive Komponenten</i>	77
6.2	<i>Externer Brenner</i>	82
6.3	<i>Abgaskoordinator</i>	87
6.4	<i>Fazit</i>	90
7	Anwendung	91
7.1	<i>DPF-Regeneration im Fahrversuch</i>	91
7.2	<i>Reglerauslegung am Beispiel der Zylinderauslasstemperatur</i>	100
7.3	<i>Energieeffiziente Auslegung am Beispiel der DPF-Regeneration</i>	103

8 Zusammenfassung	109
9 Ausblick	111
Literaturverzeichnis	IX
Anhang	A

Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

Abkürzungen:

AdBlue®	wässrige Harnstofflösung
AGR	Abgasrückführung
ASCET	Advanced Simulation and Control Engineering Tool
AVs	Zeitpunkt Auslassventil schließt
AVö	Zeitpunkt Auslassventil öffnet
COMBI-Pro	Indiziersystem (COMBustion-Indication)
CR-System	Common Rail System
CRT	Continuouse Regeneration Trap (kontinuierlich, regenerierender Partikelfilter)
DOC	Diesel-Oxidations-Katalysator
DPF	Dieselpartikelfilter
DPF Reg	DPF-Regenerationsfunktion
DPNR	Diesel Particulate NO _x Reduktion
DZA	Digitale Zylinderdruckanalyse
DeNO _x	Entstickungsstrategie
DeSO _x	Entschwefelungsstrategie
EDC	Electronic Diesel Control
ES1000	Rapid-Prototyping-Hardware der Firma ETAS mit unterschiedlichen Einschubkarten
ETK	Emulator-Tast-Kopf
EU3 / 4 / 5 / 6	Abgasnormen der Europäischen Union
EVs	Zeitpunkt Einlassventil schließt
EVö	Zeitpunkt Einlassventil öffnet
FTP 75	Federal Test Procedure (Fahrzyklus zur Einstufung in die Abgasnorm in den USA)

HD- / ND-AGR	Hochdruck bzw. Niederdruck AGR
HFM	Heißfilmluftmassenmesser
INCA	Integrated Calibration and Application Tool
LEV2	Low Emission Vehicle 2 (Kalifornische Abgasnorm)
LS-Design [®]	Longitudinale Struktur
LOT	Oberer Totpunkt zwischen Ausstoßen und Ansaugen (Ladungswechsel-OT)
MATLAB	matrix laboratory (Simulations- und Berechnungsprogramm)
MI1	Main Injection (Haupteinspritzung)
MVEG	Motor Vehicle Emission Group (Fahrzyklus der EU)
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus zur Einstufung in die Abgasnorm der EU
NMHC	Non Methane Hydro Carbons (Gesamtmasse der Nichtmethankohlenwasserstoffe)
Nrm / Norm	normaler Betriebspunkt ohne zusätzliche Anforderungen aus Abgasnachbehandlung
NSC	Stickoxid-Speicher-Katalysator (LNT – Lean NOx Trap)
OT	Oberer Totpunkt
PKW	Personenkraftwagen
PM	Partikelmasse (z.B. Ruß)
Pil1 / 2 / 3	Pilot Injection (Voreinspritzungen)
Po1 / 2 / 3	Post Injection (Nacheinspritzungen)
SCR	Selektive-Katalytische-Reduktion
TAbgas	Simulation auf Basis fester Einlasstemperaturen des Externen Brenners
TDOC	Messreihe mit festgelegter Einlasstemperatur des DOC
THC	Total Hydro Carbons (Gesamtkohlenwasserstoffemissionen)
TZylMax	Messreihe mit maximaler Zylinderauslasstemperatur
Tier ₂ BIN _X	Abgasnormen der USA, wobei X die unterschiedlichen Abstufungen von 11 bis 1 bezeichnet

UT	Unterer Totpunkt
VME-Bus	Versa Module Eurocard Bussystem
VTG	Turbolader mit verstellbarer Turbinengeometrie
ZOT	Oberer Totpunkt zwischen Verdichtung und Arbeitstakt (Zünd-OT)
Zyl1 / 2 / 3 / 4	Bezeichnung der Zylinder
dmVar	Messreihe mit Massenstromvariation und verringerter AGR-Rate
dmVar+	Erweiterte Simulationsergebnisse des externen Brenners auf Basis der Messreihe dmVar

Chemische Symbole:

C	Kohlenstoff
CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
H ₂ O	Wasser
H ₂ S	Schwefelwasserstoff
HC	Kohlenwasserstoffe
N ₂	Stickstoff
NO	Stickstoffmonoxid
NO ₂	Stickstoffdioxid
NO _x	Stickoxide
O ₂	Sauerstoff
SO ₂	Schwefeldioxid
SO _x	Schwefeloxide

Formelzeichen:

DRZ	min^{-1}	Drehzahl
G_{Mess}	-	Übertragungsfunktion eines Messgliedes
$G_{R/IR/DTIR/PR/PIDR}$	-	Übertragungsfunktion eines Reglers und für I-, DT ₁ -, P- und PID-Regler
G_S	-	Übertragungsfunktion einer Strecke
H_u	kJ/kg	unterer Heizwert
$K_{D/I/P}$	-	Verstärkungsfaktor eines D, I und P-Gliedes
K_{PS}	-	Verstärkungsfaktor einer Strecke
L_{Min}	kg/kg	Mindestluftbedarf
$M_{i/iHD}$	Nm	indiziertes Moment bzw. indiziertes Moment der Hochdruckphase Bei der Verwendung zur Definition von Betriebspunkten wird M_i ebenfalls auf die Hochdruckphase bezogen.
$M_{i \text{ Soll} / \text{ Soll MI PoI}}$	Nm	Gesamter Sollwert des indizierten Momentes und der gemeinsame der Haupt- und Nachverbrennung
$M_{MI \text{ Soll} / \text{ PoI Soll}}$	Nm	Einzel Sollwert des Momentes der Haupt- und Nachverbrennung
M_{iX}	Nm	indiziertes Moment der Einzelverbrennung, wobei X die jeweilige Verbrennung bezeichnet
$Q_{\text{Lama} / \text{Max} / \text{Min}}$	J/Hub	Wärmemenge aufgrund einer Auslasslambdaanforderung mit der dazugehörigen maximale Wärmemenge (auf Basis minimaler Auslasslambdaanforderung und minimaler AGR-Rate) und minimale Wärmemenge (auf Basis maximaler Auslasslambdaanforderung und maximaler AGR-Rate)
$Q_{50 / \text{Max} / \text{Min}}$	J	50% der gesamten umgesetzten Wärmemenge des integralen Heizverlaufs sowie Maximal- bzw. Minimalwert
$Q_{MI \text{ Soll} / \text{ PoI Soll}}$	J/Hub	Sollwert der Wärmemenge der Haupt- und Nachverbrennung

$Q_{Temp / Max / Min}$	J/Hub	Wärmemenge aufgrund einer Temperaturanforderung mit der dazugehörigen maximalen bzw. minimalen Wärmemenge (auf Basis maximaler bzw. minimaler Temperaturanforderung)
$Q_{Trq Max / Min}$	J/Hub	maximale bzw. minimale Wärmemenge aufgrund der Momentenanforderung
$Q_X / X Soll$	J/Hub	Wärmemenge der Einzelverbrennung mit dem dazugehörigen Sollwert, wobei X die jeweilige Verbrennung bezeichnet
$Q_{links / rechts}$	J/Hub	Wärmemenge des linken bzw. rechten Verbrennungspaketes
$Q_{zu / zu Ist / zu Soll}$	J/Hub	zugeführte Wärmemenge mit dazugehörigen Ist- und Sollwert
$Q_{zu Soll MI PoI}$	J/Hub	gemeinsamer Sollwert der Wärmemenge der Haupt- und Nachverbrennung
T_1 / g	s	Verzögerungszeit bzw. gemessene Anstiegszeit der Sprungantwort einer offenen Strecke
T_{Abgas}	°C	Temperatur des Abgasmassenstroms vor externem Brenner
$T_{Auslass / IstSim / Soll}$	°C	Zylinderauslasstemperatur mit aktuellem simulierten Istwert und Sollwert
$T_{Auslass Max / Min}$	°C	maximale bzw. minimale Grenze der Zylinderauslasstemperatur
$T_{EinlassIst}$	°C	Zylindereinlasstemperatur Istwert
$T_{Soll / Max / Min}$	°C	Mischungstemperatur nach externem Brenner mit Sollwert und maximaler bzw. minimaler Grenze
$T_{N / V}$	s	Integrationszeitkonstante bzw. Vorhaltezeit
T_{Um}	°C	Umgebungstemperatur
$T_{t / u}$	s	Totzeit einer Strecke bzw. gemessene Verzugszeit der Sprungantwort einer offenen Strecke
V_C	l	Kompressionsvolumen
V_h	l	Hubvolumen eines Zylinders

Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

$W_i / i \text{ Ist} / i \text{ Soll}$	J	indizierte Arbeit mit dazugehörigen Ist- und Sollwert
X	-	Bezeichnung der Einspritzungen Pil3 / Pil2 / Pil1 / MI1 / PoI3 / PoI2 / PoI1
a	1	Taktzahl
b_e	g/kWh	spezifischer Kraftstoffverbrauch
c	J/(kg K)	spezifische Wärmekapazität
c_{Abgas}	J/(kg K)	spezifische Wärmekapazität des Abgases
dV	l/°KW	Volumenänderung
dQ_{Abgas}	J/h	notwendiger Wärmemengenstrom für eine angeforderte Temperaturerhöhung des Abgasmassenstroms
dQ_{HC}	J/h	Wärmemengenstrom durch Umsatz von unverbrannten Kraftstoff
$dQ_{\text{Komponente}}$	J/h	Wärmemengenstrom zum Aufheizen der Komponente
dQ_{Wand}	J/h	Wärmemengenstrom der Komponente an die Umgebung
dQ_{ntHC}	kg/h	Massenstrom unverbrannten Kraftstoffs
dm_{Abgas}	kg/h	Abgasmassenstrom
$dm_{\text{KSek / Max / Min}}$	kg/h	Sekundärkraftstoffmassenstrom des externen Brenners mit dazugehörigem maximalem und minimalem Wert
$dm_{\text{KSek HC}}$	kg/h	notwendiger Sekundärkraftstoffmassenstrom auf Basis der angeforderten Konzentration unverbrannten Kraftstoffs nach externem Brenner
$dm_{\text{KSek Lama / Max / Min}}$	kg/h	notwendiger Sekundärkraftstoffmassenstrom auf Basis des Brennkammerlambdas des externen Brenners mit dazugehörigem maximalen bzw. minimalen Wert (auf Basis des maximalen bzw. minimalen Brennkammerlambdas)

$dm_{K\text{Sek Temp / Max / Min}}$	kg/h	notwendiger Sekundärkraftstoffmassenstrom auf Basis der angeforderten Mischungstemperatur nach externem Brenner mit dazugehörigem maximalen bzw. minimalen Wert (auf Basis der maximalen bzw. minimalen Mischungstemperatur)
$dm_{K\text{Sek rO2 / Max / Min}}$	kg/h	notwendiger Sekundärkraftstoffmassenstrom auf Basis der angeforderten Mischungssauerstoffkonzentration nach externem Brenner mit dazugehörigem maximalen bzw. minimalen Wert (auf Basis der maximalen bzw. minimalen Mischungssauerstoffkonzentration)
$dm_{L\text{Sek}}$	kg/h	Sekundärluftmassenstrom des externen Brenners
e	-	Regeldifferenz
$facDm$	1	Wichtungsfaktor für den Wunschwert des Abgasmassenstroms (0 - unwichtig ; 1 - wichtig)
$facNOxRed$	1	NO _x -Reduktionsfaktor (0 – keine NO _x -Reduktion ; 1 – NO _x -Reduktion wie Normalbetrieb)
$facQ2Dm$	1	Optimierungsfaktor zwischen Wärmemenge und Massenstrom (0 - Wärmemengenoptimum ; 1 - Massenstromoptimum)
$facQ2Trq$	J/Nm	inverser Wirkungsgradfaktor
$facQ2Trq_{MI / PoI}$	J/Nm	inverser Wirkungsgradfaktor der Haupt- bzw. Nachverbrennung
$facQ2Trq_{Soll / Soll MI PoI}$	J/Nm	Sollwert des inversen Wirkungsgradfaktors bzw. gemeinsamer Sollwert der Haupt- und Nachverbrennung
$facQ2Trq_X$	J/Nm	inverser Wirkungsgradfaktor der Einzelverbrennung, wobei X die jeweilige Verbrennung bezeichnet
$facQ2Qnt$	mg/J	Umsetzungsfaktor zwischen Wärmemenge und Einspritzmasse

Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

$facReactHC_{DOC\ Basis}$	1	Basiswert des Umsetzungsvermögens von unverbranntem Kraftstoff in Abhängigkeit der Einlasstemperatur des DOC und des Abgasmassenstroms
$facReactHC_{DOC\ O_2}$	1	Korrektur des Umsetzungsvermögens von unverbranntem Kraftstoff in Abhängigkeit der Sauerstoffkonzentration im Abgas
$facTMinDPF2Zyl$	1	Verteilungsfaktor der Temperaturerzeugung
$facTrq_{MI / PoI}$	1	Momentenanteil der Haupt- bzw. Nachverbrennung an der gesamten Momentenerzeugung
m_B	mg/Hub	zugeführte Kraftstoffmasse
m_{O_2}	mg/Hub	Sauerstoffmasse im Zylinder
$m_{Zyl / Ist / Soll / Max / Min}$	mg/Hub	Zylindergasfüllung mit dazugehörigem Ist- bzw. Sollwert und maximaler bzw. minimaler Grenze
m_{ZylExh}	mg/Hub	Zylindergasfüllung aufgrund eines zu erzeugenden Abgasmassenstroms
$m_{ZylFrisch}$	mg/Hub	Frischlufthmasse im Zylinder
$p_{mi / mi\ HD}$	bar	indizierter Mitteldruck bzw. Mitteldruck der Hochdruckphase
p_z	bar	Druck der Gasfüllung im Zylinder (Zylinderdruck)
$phiQ50$	°KW	Verbrennungslage (Kurbelwinkelwert an dem der Q_{50} -Wert des integralen Heizverlaufs erreicht wird)
$phiQ50_{MI / früh / spät}$	°KW	Verbrennungsschwerpunktlage der Hauptverbrennung mit dazugehöriger frühen und späten Lage
$phiQ50_{PoI}$	°KW	Verbrennungsschwerpunktlage der Nachverbrennung
$phiQ50_X$	°KW	Verbrennungsschwerpunktlage der Einzelverbrennung, wobei X die jeweilige Verbrennung bezeichnet
$phiQ50_{links / rechts}$	°KW	Verbrennungsschwerpunktlage des linken bzw. rechten Verbrennungspaketes

q_X	mg/Hub	Einspritzmasse der jeweiligen Einspritzung, wobei X die jeweilige Einspritzung bezeichnet
$r_{AGR / Ist / Soll / Roh}$	1	AGR-Rate (Rate an zurückgeführtem Abgas an der Zylindergasfüllung) mit dazugehörigem Ist-, Soll- und Rohwert
$r_{AGR Grenz / Max / Min}$	1	Grenz AGR-Rate bzw. maximaler und minimaler Wert
$r_{HC Abgas}$	1	Konzentration unverbrannten Kraftstoffs des Abgasmassenstroms vor externem Brenner
$r_{HC Soll}$	1	Sollkonzentration unverbrannten Kraftstoffs im Abgasmassenstrom für eine definierte Temperaturerhöhung über DOC
r_{O_2}	1	Sauerstoffkonzentration
$r_{O_2 Abgas}$	1	Sauerstoffkonzentration des Abgasmassenstroms vor externem Brenner
$r_{O_2 Max / Min / Soll}$	1	maximale, minimale und Sollmischungssauerstoffkonzentration nach externem Brenner
r_{QntHC}	1	Konzentration unverbrannten Kraftstoffs
s	Hz	komplexe Variable im Bildbereich
$t_{1, 2, 3, 4}$	s	Vergleichszeitpunkte
x	-	Streckenausgang
x'	-	gemessener Streckenausgang
y	-	Stellgröße
x_0	-	Sprunghöhe der Stellgröße bei einer Sprungantwort
y_R	-	Stellgröße des Reglers
y_V	-	Stellgröße der Vorsteuerung
w	-	Sollwert einer Regelstrecke
z	1	Anzahl Zylinder
z	-	Störung einer Strecke

Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

ΔQ	J/Hub	Änderungsmöglichkeit der Wärmemenge von einem Zeitschritt zum nächsten
$\Delta T_{\text{DOC Soll}}$	°C	angeforderte Temperaturerhöhung über den DOC
Δm_{Zyl}	mg/Hub	Änderungsmöglichkeit der Zylindergasfüllung von einem Zeitschritt zum nächsten
Δr_{AGR}	1	Änderungsmöglichkeit der AGR-Rate von einem Zeitschritt zum nächsten
λ	1	Verbrennungsluftverhältnis
$\lambda_{\text{Auslass / Ist / IstSim}}$	1	Zylinderauslasslambda mit dazugehörigem Istwert bzw. simulierten Istwert
$\lambda_{\text{Auslass Max / Min}}$	1	maximales bzw. minimales Zylinderauslasslambda
$\lambda_{\text{Auslass Soll}}$	1	Zylinderauslasslambda Sollwert
$\lambda_{\text{Sek / Max / Min}}$	1	Brennkammerlambda des externen Brenners (des Sekundärmassenstroms) mit dazugehörigem maximalen und minimalen Wert
σ	1	Sprungfunktion

1 Einführung

Der weltweit wachsende Wunsch nach individueller Mobilität, in Verbindung mit den unterschiedlichen politischen Rahmenbedingungen, und dem gestiegenen Umweltbewusstsein der Gesellschaft führen zu einem zunehmenden Spannungsfeld, in der sich zukünftige Antriebslösungen beweisen müssen. Dabei zeigen sich die Effizienzsteigerung des Antriebsstrangs sowie die Reduktion der Schadstoffemissionen als wesentliche Bestandteile der weiteren Entwicklung.

Der dieselmotorische Antrieb weist mit seinem guten Wirkungsgrad ein hohes Potential auf, den weltweiten Kraftstoffverbrauch bzw. den CO₂-Ausstoß zu senken. Die strengen Schadstoffemissionsgrenzwerte einiger Märkte lassen sich jedoch durch reine motorische Maßnahmen nicht mehr erreichen. Damit wird eine unter Umständen komplexe Abgasnachbehandlung notwendig. Zur Auslegung stehen dem Entwickler zahlreiche Abgasnachbehandlungskomponenten zur Verfügung, die in ihrer Wirkung verschiedenen Vor- und Nachteile besitzen. Dadurch hat sich eine große Kombinationsvielfalt ergeben, die auf den jeweiligen Verbrennungsmotor, Fahrzeug und Zielmarkt abgestimmt ist. Eine mögliche Strategie zur Erfüllung niedriger Schadstoffgrenzwerte, der Partikel und Stickoxide (Kapitel 1.1.2), ist der **Abbildung 1** zu entnehmen. Für die Verbesserung des Schadstoffemissionsverhaltens von den Grenzwerten EU3 auf EU4 ist eine innermotorische Schadstoffreduktion (Kapitel 1.1.3) mit angepasstem Diesel-Oxidations-Katalysator (DOC, Kapitel 1.1.4) ausreichend. Eine weitere Reduktion auf EU5 Niveau ist neben der zusätzlichen innermotorischen Schadstoffreduktion oftmals nur mit dem Einsatz einer weiteren Abgasnachbehandlungskomponente möglich, dem sogenannten Dieselpartikelfilter (DPF, Kapitel 1.1.4). Zur Erreichung der EU6 Grenzwerte ist nach derzeitigem Stand der Technik zumeist eine Stickoxidnachbehandlung erforderlich, wobei in diesem Beispiel ein Stickoxid-Speicher-Katalysator (NSC, Kapitel 1.1.4) Anwendung findet.

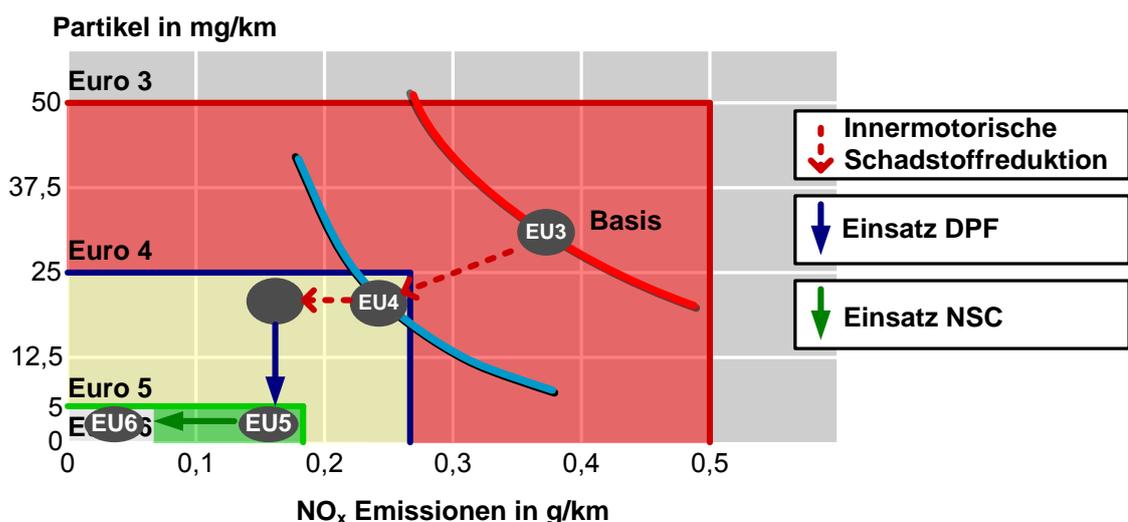


Abbildung 1: Maßnahmen zur Erfüllung niedrigster Grenzwerte für Dieselmotoren nach [HaHa07]

Einige dieser Abgasnachbehandlungskomponenten stellen kontinuierliche bzw. diskontinuierliche Anforderungen an den Abgasmassenstrom (z.B. Temperatur, Konzentrationen, ...), welche durch einen veränderten Verbrennungsmotorbetrieb erzeugt werden müssen. Der erfolgreiche Einsatz eines derartigen Systems stellt somit hohe Ansprüche an die Steuerung des Verbrennungsmotors. Zusätzlich hat die Konditionierung des Abgasmassenstroms hinsichtlich der erforderlichen Temperaturen bzw. Konzentrationen zumeist einen erheblichen Einfluss auf die Effizienz des Verbrennungsmotors. Die Motorsteuerung muss die komplexen Zusammenhänge und Wirkungsweisen in einem ausreichenden Maße berücksichtigen und durch entsprechende Betriebsstrategien die gewünschte Funktionsweise der Abgasnachbehandlungskomponenten möglichst energieeffizient gewährleisten. Da gleiche Motorenkonzepte in unterschiedlichen Fahrzeugkategorien eingesetzt werden, muss die Abgasnachbehandlung und damit ebenfalls die Bedienung der Motorsteuerungsgerätesoftware ständig angepasst werden, um die geltende Emissionsgesetzgebung zu erfüllen. Somit hat ein komplexes Abgasnachbehandlungssystem neben erhöhten Integrations- und Systemkosten einen zunehmenden Parametrierungsaufwand zur Folge. Gerade bei der eventuellen Erweiterung des Abgasnachbehandlungssystems mit einer zusätzlichen Stellkomponente ist eine aufwändige Anpassung der gesamten Motorsteuerungsparametrierung notwendig.

1.1 Schadstoffemissionen

Wie bereits erwähnt, entstehen bei der motorischen Verbrennung Schadstoffemissionen, die in verschiedenen Regionen unterschiedlich reglementiert sind. In diesem Teilabschnitt wird daher näher auf die Entstehung, die Grenzwerte und die Reduktion der Emissionen des Verbrennungsmotors eingegangen.

1.1.1 Rohemissionen

Bei der vollständigen Verbrennung von Dieseldieselkraftstoff besteht das Abgas hauptsächlich aus dem überschüssigen Sauerstoff (O_2) und Stickstoff (N_2) der Frischluftmasse sowie den Verbrennungsprodukten Kohlendioxid (CO_2) und Wasserdampf (H_2O). Bei der realen Verbrennung des Dieselmotors sind außerdem Kohlenmonoxid (CO), unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC), Stickoxide (NO_x), Schwefeldioxid (SO_2) und Rußpartikel (PM) im Abgas enthalten. **Abbildung 2** zeigt, vergleichend zwischen Otto- und Dieselmotor, beispielhaft die Anteile der Schadstoffrohmissionen im Abgas.

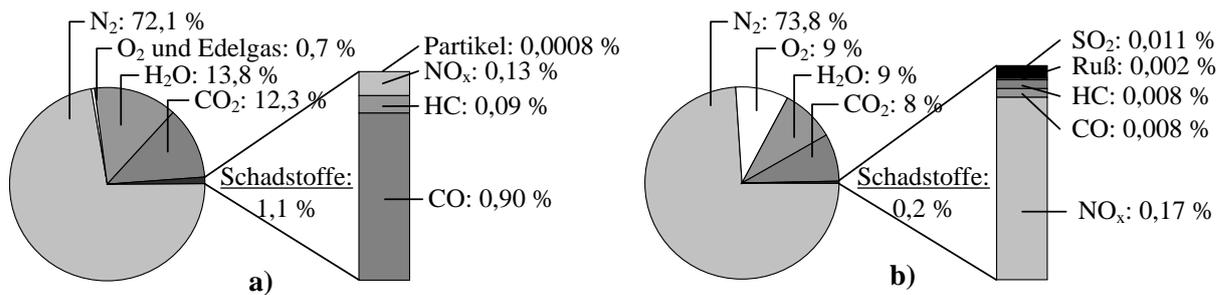


Abbildung 2: Rohemissionen in Volumenprozent. a) Ottomotor und b) Dieselmotor nach [MeSc06]

Die einzelnen Schadstoffe weisen unterschiedliche Bildungsmechanismen auf, die im Folgenden für den Dieselmotor kurz beschrieben werden. Nähere Informationen zur Schadstoffrohmissionsentstehung sind beispielsweise [MeSc06] und [MoTs07] zu entnehmen:

- Kohlenmonoxid und unverbrannte Kohlenwasserstoffe entstehen bei einer unvollständigen Oxidation des eingespritzten Kraftstoffs. Dies kann durch zu niedrige Temperaturen oder in lokal zu fetten bzw. mageren¹ Gebieten geschehen. Niedrige Temperaturen treten vor allem an der Zylinderwand, beim Kaltstart oder am Ende der Expansion auf. Lokal zu fette bzw. magere Gebiete sind in einer unzureichenden Durchmischung des eingespritzten Kraftstoffs mit der Zylindergasfüllung begründet.
- Die Stickoxidbildung ist hauptsächlich von der lokalen Verbrennungstemperatur abhängig. Hohe Temperaturen und ein ausreichendes Sauerstoffangebot begünstigen die Stickoxidbildung.
- Die Rußentstehung ist nach heutigem Stand noch nicht vollständig erforscht. In fetten Gebieten des Kraftstoff-Gasgemisches bildet der im Kraftstoff befindliche Kohlenstoff Rußkerne. Diese schließen sich zu Rußprimärteilchen zusammen. Im Anschluss lagern sich unterschiedliche Substanzen an. Durch ausreichend hohe Temperaturen (> 1000 K) und Sauerstoffkonzentrationen oxidiert ein Teil des entstandenen Rußes am Ende der Verbrennung wieder.
- Der in Kraft- und Schmierstoffen enthaltene Schwefel findet sich ebenfalls im Abgas wieder. Schwefel bzw. Schwefeloxide führen zu einer Vergiftung der meisten Katalysatoren, wodurch die Funktionsfähigkeit der Abgasnachbehandlungskomponenten beeinträchtigt wird.

1.1.2 Schadstoffemissionsgrenzwerte

Obwohl im Dieselaabgas nur geringe Schadstoffkonzentrationen vorzufinden sind (Abbildung 2), werden diese wegen ihrer Wirkung auf Mensch und Umwelt zunehmend begrenzt. Im Laufe der Zeit entwickelten sich diverse

¹ „Mager“ entspricht Sauerstoffüberschuss und „Fett“ Sauerstoffmangel. Nähere Erläuterung siehe Kapitel 2.1, Verbrennungsluftverhältnis, Seite 26.

Abgasgesetzgebungen, die weiterentwickelt bzw. verschärft werden. Die wichtigsten findet man in den USA, Japan und Europa [BaZh07]. Neben den Schadstoffemissionsgrenzen sind jeweils eigenständige Fahrzyklen definiert, die das lokale Fahrverhalten berücksichtigen und einen Vergleich unterschiedlicher Fahrzeuge ermöglichen sollen. **Abbildung 3** zeigt die Emissionsgrenzwerte von Europa und den USA, sowohl die von der US-Umweltbehörde ausgegebene Tier2- als auch die Kalifornische LEV2-Norm, mit dem dazugehörigen Fahrzyklus ([MeSc06] und [MoTs07]). Dabei werden die Stickoxid- (NO_x), die Kohlenmonoxid- (CO), die Gesamtkohlenwasserstoff- (THC), die Nichtmethankohlenwasserstoffemissionen (NMHC) sowie die Partikelmasse (PM) begrenzt.

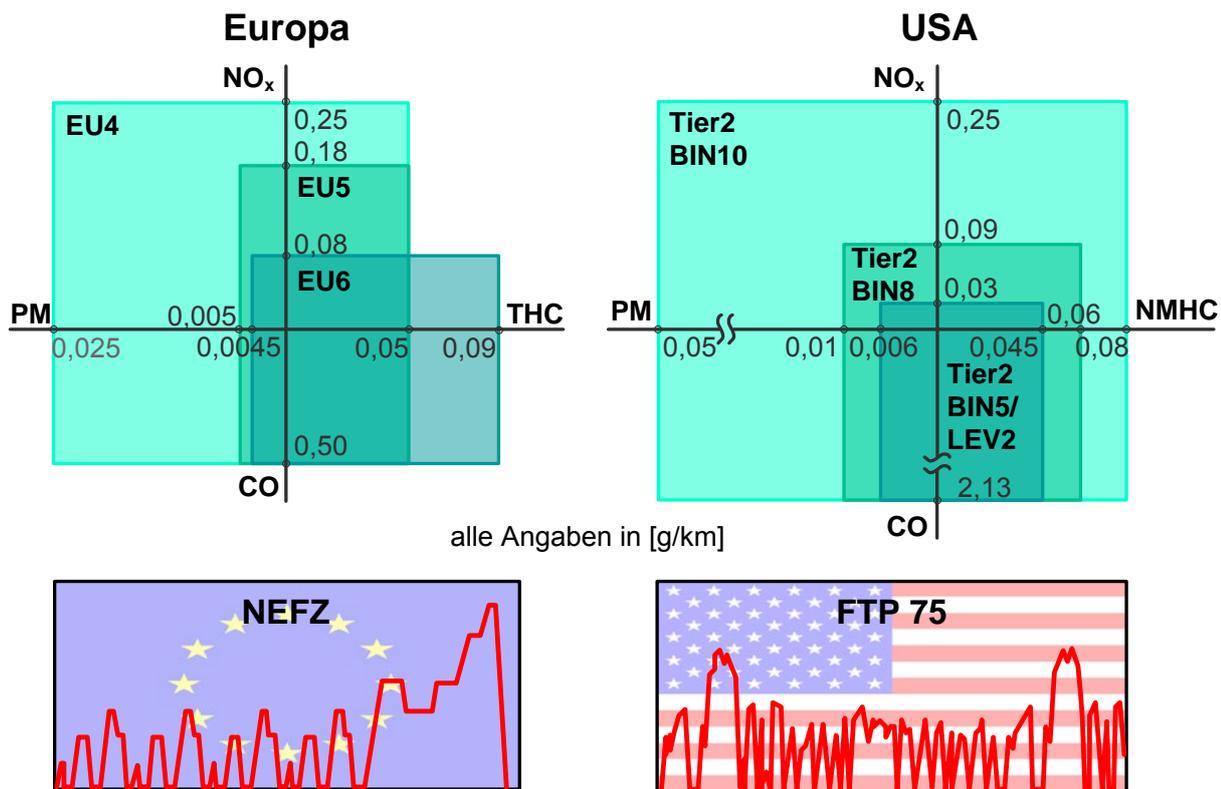


Abbildung 3: Übersicht der Emissionsgrenzwerte EU und USA [BrHo09]

Neben den limitierten Schadstoffemissionen steht die CO_2 -Emission zunehmend im Fokus der Gesellschaft. Kohlendioxid trägt zur Klimaerwärmung bei und verhält sich direkt proportional zum Kraftstoffverbrauch. Zukünftig ist der CO_2 -Ausstoß von Neuwagen durch verbindliche Grenzwerte geregelt [EG09]. Bei einer Überschreitung drohen den Herstellern finanzielle Konsequenzen. Außerdem soll ein einfaches Bewertungssystem dem Kunden bei seiner Kaufentscheidung helfen, energieeffiziente Fahrzeuge leichter zu erkennen. Diese Maßnahmen dienen der Förderung energieeffizienter Antriebslösungen.

1.1.3 Innermotorische Maßnahmen zur Schadstoffemissionsreduktion

Für die Einhaltung der Schadstoffemissionsgrenzen ist ein Absenken der Schadstoffemissionen erforderlich. Die Bildungsmechanismen der limitierten Schadstoffemissionen geben Hinweise für deren Reduktion. Im Folgenden wird eine Übersicht über Möglichkeiten der innermotorischen Schadstoffemissionsreduzierung, deren Wirkungsweise und Auswirkungen gegeben.

- Das Rückführen von Abgas und dessen Beimischung zur Frischluft erhöht die spezifische Wärmekapazität, was zu niedrigeren Spitzentemperaturen der Zylindergasfüllung während der Verbrennung führt. Die Abgasrückführung (AGR) senkt zugleich die Sauerstoffkonzentration der Zylindergasfüllung. Beide Effekte, aber besonders die Sauerstoffkonzentrationsabsenkung, bewirken eine Absenkung der NO_x - aber zugleich eine Erhöhung der Ruß-, HC- und CO-Emissionen.
- Die Verwendung von Kühlern nach Verdichter bzw. in der Abgasrückführung senkt die Grundtemperatur der Zylindergasfüllung. Dies führt zu geringeren NO_x - und zugleich erhöhten HC- und CO-Emissionen.
- Eine Verlagerung der Verbrennung in Richtung spät² führt zu geringeren Spitzentemperaturen aber auch zu einem schlechteren Wirkungsgrad der Verbrennung. Die NO_x -Emissionen werden mit dieser Maßnahme gesenkt, allerdings können die Ruß-, HC- und CO-Emissionen steigen.
- Eine Einspritzdruckerhöhung bewirkt eine bessere Zerstäubung und Durchmischung des Kraftstoffs mit der Zylindergasfüllung. Damit wird eine Absenkung der Ruß-, HC- und CO-Emissionen erreicht, allerdings kann eine Verschlechterung der NO_x -Emissionen eintreten.
- Eine bessere Durchmischung von Kraftstoff und Gasfüllung kann auch durch eine Drallauslegung erfolgen, wobei ebenfalls eine Ruß-, HC- und CO-Verbesserung eintritt.
- Eine an die Hauptverbrennung angelagerte kleine Nacheinspritzung wirkt vergleichbar, einer moderaten Verlagerung der Verbrennung in Richtung spät. Darüber hinaus werden die Bedingungen für eine Oxidation des zuvor gebildeten Rußes während der Expansion verbessert. Es ergibt sich eine Verbesserung der NO_x - und Ruß-Emissionen, jedoch eine Verschlechterung des Verbrauchs.

Die aufgezeigten Maßnahmen zeigen oftmals einen gegenläufigen Effekt auf die Ruß- und NO_x -Emissionen, welcher als Ruß- NO_x -TradeOff bezeichnet wird. **Tabelle 1** zeigt vergleichend unterschiedliche innermotorische Maßnahmen zur Schadstoffemissionsreduktion im Hinblick auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch (b_e) und das Geräusch.

² „Spät“ definiert die Richtung vom oberen Totpunkt zur Expansion (zu positiven Kurbelwinkeln), dem entsprechend bezeichnet „Früh“ die Richtung zum oberen Totpunkt und während der Kompression (zu negativen Kurbelwinkeln) (Abbildung 8, Seite 16 und Abbildung 9, Seite 21).

Tabelle 1: Verschiedene Maßnahmen zur Brennverfahrensoptimierung bei Dieselmotoren und deren Einfluss auf unterschiedliche Parameter [MoTs07]

Maßnahme	NO _x	HC/CO	Ruß	b _e	Geräusch
Später Spritzbeginn	+	-	-	-	+
Abgasrückführung	+	-	-	-	+
Gekühlte AGR	+	-	+	+	0
Aufladung	-	+	+	+	0
Ladeluftkühlung	+	-	+	+	0
Piloteinspritzung	0	+	-	0	+
Angelagerte Nacheinspritzung	+	0	+	-	0
Einspritzdruckerhöhung	0	+	+	+	0
Abgesenktes Verdichtungsverhältnis	+	-	+	0	-

Weitere Informationen zur innermotorischen Schadstoffemissionsreduktion sind unter anderem [MeSc06] und [MoTs07] zu entnehmen.

1.1.4 Außermotorische Maßnahmen zur Schadstoffemissionsreduktion

Wie Abbildung 1 (Seite 1) verdeutlicht, sind die strengsten Schadstoffemissionsgrenzwerte allein mit innermotorischen Maßnahmen nicht mehr einzuhalten. In diesen Fällen werden zusätzlich Abgasnachbehandlungssysteme zur Schadstoffreduzierung eingesetzt. In diesem Abschnitt werden zunächst die Komponenten vorgestellt, die für diese Arbeit als Versuchsträger (Kapitel 2.1) zur Verfügung standen und kurz auf andere Bauformen bzw. Alternativen eingegangen. Die Anordnung der Komponenten und damit die Auslegung des gesamten Abgasnachbehandlungssystems ist ebenfalls thematisiert sowie die Möglichkeit, unterschiedliche Funktionen in einer Komponente zu kombinieren.

Diesel-Oxidations-Katalysator (DOC)

Die Verwendung von Diesel-Oxidations-Katalysatoren ist schon seit vielen Jahren Stand der Technik [VW90]. Dabei werden das im Abgas enthaltene Kohlenmonoxid (CO) sowie die Kohlenwasserstoffe (HC) mit dem Restsauerstoff (O₂) zu Kohlenstoffdioxid (CO₂) und Wasser (H₂O) oxidiert. Ebenfalls erfolgt eine Oxidation von Stickstoffmonoxid (NO) zu Stickstoffdioxid (NO₂). Diese katalytischen Reaktionen werden durch unterschiedliche Eigenschaften beeinflusst.

- Die Temperatur des DOC bestimmt das Reaktionsvermögen und die Umsetzungsgeschwindigkeit. Bei zu niedrigen Temperaturen, wie sie bei Kaltstartbedingungen auftreten, kommt es zu einer unzureichenden Konvertierung der Abgasbestandteile. Erst oberhalb einer sogenannten Light-Off Temperatur kann mit einer ausreichenden Konvertierung

gerechnet werden. Aus diesem Grund ist ein schnelles Aufheizen nach dem Kaltstart vorteilhaft. Dies wird beim verwendeten Versuchsträger durch eine motornahe Einbaulage erreicht.

- Ein weiterer Einfluss ist im Stofftransport zwischen Abgasmassenstrom und den aktiven Zentren der Beschichtung zu sehen. Dies kann durch einen turbulenten Abgasmassenstrom verbessert werden. Deshalb besteht der verwendete DOC aus einem Metallträger im LS-Design^{®3}.
- Die Reaktion hängt zusätzlich stark vom Washcoat⁴ ab. Eine hohe Edelmetallbeladung verbessert die Reaktionsfähigkeit, ist aber zugleich ein entscheidender Kostenfaktor.

In Verbindung mit anderen Abgasnachbehandlungskomponenten entstehen Wechselwirkungen, da sich durch den DOC Konzentrationen im Abgasstrang ändern. Zusätzlich wird die exotherme Reaktion von unverbrannten Kraftstoff (HC) mit dem Sauerstoff genutzt, um die Temperatur für nachfolgende Komponenten zu erhöhen. Dafür ist neben dem zusätzlichen unverbrannten Kraftstoff eine ausreichende Sauerstoffkonzentration im Abgasmassenstrom und Grundtemperatur des DOC notwendig. Die starke Nutzung dieser Funktion kann allerdings zu Langzeitschäden mit geringeren Reaktionsgeschwindigkeiten des DOC führen. Somit ist der DOC mit seinen Eigenschaften entscheidend für die Funktionsweisen anderer Abgasnachbehandlungskomponenten. **Abbildung 4** zeigt den Aufbau des DOC in Verbindung mit dem Dieselpartikelfilter (DPF) des Versuchsträgers. Weitere Einzelheiten zur Entwicklung des verbauten DOC sind [NaKr08] zu entnehmen.

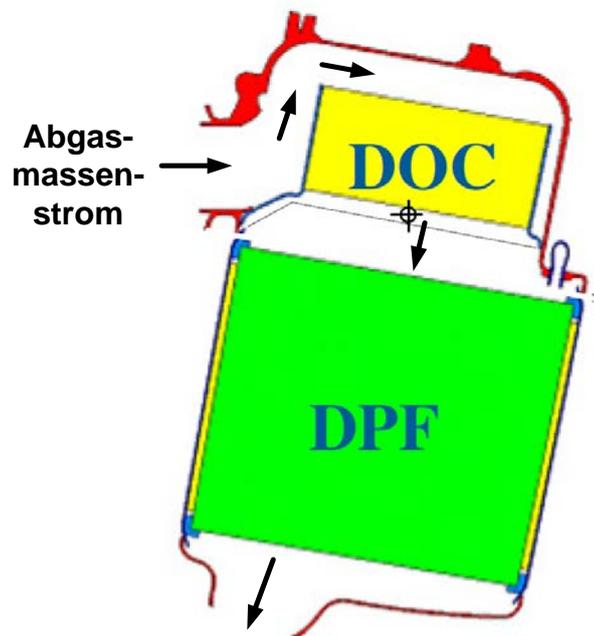


Abbildung 4: Konstruktiver Lösungsansatz zur Integration des DOC's nach [NaKr08]

³ LS-Design[®] – Longitudinale Struktur (in den Träger werden Schaufeln in regelmäßigen Abständen eingearbeitet) [NaKr08].

⁴ Der Washcoat besteht aus porösem Material zur Oberflächenvergrößerung, in dem katalytisch wirkende Stoffe eingelagert sind.

Dieselpartikelfilter (DPF)

Die Ausstattung von PKWs mit Dieselpartikelfiltern zur Verminderung von Rußemissionen ist ebenfalls seit ca. zehn Jahren in Serienfahrzeugen verbreitet. Zur Erstausrüstung von PKW-Dieselmotoren werden meist Wandstromfilter (auch geschlossene Systeme genannt) verwendet. Der verwendete Versuchsträger ist mit einem derartigen Dieselpartikelfilter ausgestattet, der zusammen mit dem DOC in einem Bauteil vereint ist (Abbildung 4). Nach [VW05] besteht der Wandstromfilter aus einem wabenförmigen Siliziumkarbidkörper, dessen Kanäle wechselseitig verschlossen und mit katalytischem Material beschichtet sind. **Abbildung 5** zeigt die prinzipielle Funktionsweise anhand eines Kanals. Nach den Beschreibungen von [Pe06] sammelt sich der Ruß größtenteils auf der Oberfläche in einem sogenannten Filterkuchen. Bei zunehmender Beladung des Filters steigt der Abgasgedruck des Motors, wodurch sich ein erhöhter Kraftstoffverbrauch einstellt.

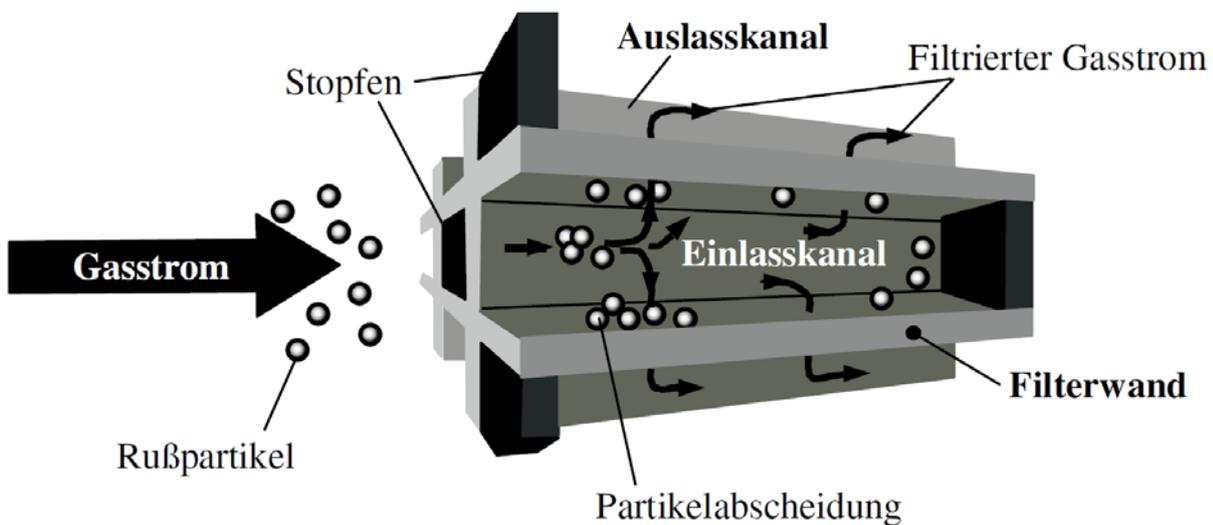


Abbildung 5: Prinzipdarstellung eines keramischen Wandstromfilters [Pe06]

Liegen die Temperaturen des Dieselpartikelfilters zwischen 350°C und 500°C kann der eingelagerte Ruß (C) durch die im Abgas enthaltenen Stickstoffdioxide regeneriert werden ($\text{NO}_2 + \text{C} \Rightarrow \text{CO} + \text{NO}$). Dafür ist es jedoch notwendig, zunächst die Stickoxide zu Stickstoffdioxid ($2\text{NO} + \text{O}_2 \Rightarrow 2\text{NO}_2$) im DOC bzw. an der Edelmetallbeschichtung des DPF zu oxidieren. Die Untersuchungen von [Pe06] zeigen eine Abhängigkeit der Regenerationsdauer vom Reduktionsmittelangebot. Daher bewirkt eine Anhebung des Stickstoffdioxidmassenstromes eine höhere Abbrandgeschwindigkeit. Jedoch zählen die Stickoxide zu den limitierten Schadstoffemissionen. Eine solche Regeneration nutzt den sogenannten CRT-Effekt und wird als passive Regeneration bezeichnet, da auf einen Eingriff in den Betrieb des Verbrennungsmotors verzichtet wird. Die Nutzungsbedingungen der unterschiedlichen Fahrer variieren sehr stark, was mitunter zu einer unzureichenden Regeneration des DPF über Stickoxide führt. Aus diesem Grund wird auf eine aktive DPF-Regeneration zurück gegriffen, um eine Überbeladung des DPF zu vermeiden. Bei dieser Maßnahme wird aktiv in den Motorbetrieb eingegriffen, um den Zustand und die Zusammensetzung des Abgases zu verändern. Bei dieser Methode sind Filtertemperaturen zwischen 600°C und 650°C notwendig, wobei höhere Tempe-

raturen durch eine höhere Reaktionsgeschwindigkeit gekennzeichnet sind. Um diese Temperaturen zu erreichen, kommt zumeist die beschriebene Methode der Temperaturerhöhung über den DOC zur Anwendung. Der eingelagerte Ruß reagiert bei der aktiven Regeneration mit dem Restsauerstoff des Abgases ($O_2 + C \Rightarrow CO_2$) und ist gemäß [VW05] nach etwa zehn Minuten beendet. Im Gegensatz zur passiven Regeneration ist nach [Pe06] nicht mehr der Sauerstoffmassenstrom ausschlaggebend für die Regenerationsgeschwindigkeit, sondern die Sauerstoffkonzentration. Die Abbrandgeschwindigkeit ist zusätzlich stark von der eingelagerten Rußmasse abhängig. Eine hohe Rußmasse zeigt eine stärkere Abbrandaktivität als eine geringe. Durch den Rußabbrand wird zusätzlich Energie frei, was zu einer Steigerung der Temperatur und zu besseren Regenerationsbedingungen führt. Ein schneller Abbrand ist allerdings nicht in allen Betriebszuständen erwünscht, da der DPF nicht heißer als $900^\circ C$ werden sollte, um die mechanische Stabilität zu gewährleisten. Ebenfalls führt eine inhomogene Temperaturverteilung zu einer hohen mechanischen Beanspruchung des DPF. Ein Worst-Case-Szenario ist ebenfalls in der Arbeit von [Pe06] beschrieben. Dabei wird eine aktive Regeneration bei mittlerer Last und Drehzahl gestartet. Gerade wenn der Rußabbrand einsetzt, wechselt der Betriebszustand in einen Leerlaufpunkt. Mit diesem Betriebspunktwechsel steigt die Sauerstoffkonzentration an und zugleich fällt der Abgasmassenstrom deutlich. Durch die erhöhte Sauerstoffkonzentration wird der Abbrand weiter angeregt. Der niedrige Abgasmassenstrom kann die freiwerdende Energie nicht verteilen und abtransportieren, was zu der angesprochenen inhomogenen Temperaturverteilung über dem DPF führt. Um eine Schädigung des DPF zu vermeiden, muss die Regeneration abgebrochen werden. Eine angewandte Technik, die Regeneration zu begrenzen, ist das Herabsetzen der Abgastemperatur. In diesem speziellen Fall wird diese Strategie nicht zum Erfolg führen. Durch eine geringere Temperaturanforderung an die Verbrennung des Motors ist weniger Einspritzmasse notwendig, was erneut zu einer Erhöhung der Sauerstoffkonzentration führt. Zusätzlich kann die Temperaturminderung des DPF durch die hohe Wärmekapazität des Bauteils nicht mit einer ausreichenden Geschwindigkeit vorstatten gehen. Letztlich wird durch diese Betriebsstrategie der unkontrollierte Abbrand eher angefacht als unterbunden. Dagegen kann die Begrenzung der Sauerstoffkonzentration eine zielführende Strategie sein, um diesen unkontrollierten Abbrand zu verhindern. Neben Ruß lagert sich nicht regenerierbare Asche im Filter ein, welche mit zunehmender Lebensdauer ebenfalls zu einem Abgasgedrucktanstieg führt. Dieser Zustand kann nur durch einen Filterwechsel behoben werden. Ein weiterer Effekt ist in der Reaktion der Abgasbestandteile CO , HC und NO_x mit dem Restsauerstoff zu sehen. Der DPF kann so die Funktion des DOC unterstützen, wenn über den DOC keine ausreichende Umsetzung der Abgasbestandteile erfolgt.

Andere Systeme ([SaSa08] und [VW04]) verwenden katalytisch wirkende Additive anstelle eines katalytisch beschichteten DPFs. Durch das Beimischen der Additive zum Kraftstoff soll eine große Oberfläche zwischen Ruß und katalytischem Material entstehen. Außerdem ist bei dieser Methode immer neues katalytisches Material im Filter vorhanden. Allerdings bildet verbrauchtes Additiv zusätzliche Asche, die nicht regeneriert werden kann und deshalb zum allmählichen Verstopfen des Wandstromfilters führt.

Eine weitere Bauform des DPF sind die Nebenstromfilter (auch offene Systeme genannt) [BrHi06]. Mit dieser Filtervariante lassen sich nur geringe Rußabscheidegrade erzielen. Allerdings können sie auch nicht verstopfen. Deshalb

eignet sich diese Bauform auch als Nachrüstlösung, da nicht zwangsläufig in den Motorbetrieb eingegriffen werden muss. Dennoch wird auch hier der Ruß regeneriert, sobald die entsprechenden Bedingungen vorherrschen.

Stickoxid-Speicher-Katalysator (NSC bzw. Lean NO_x Trap – LNT)

Der Stickoxid-Speicher-Katalysator (NSC) gehört zu den stickoxidmindernden Komponenten, deren Einsatz seit einigen Jahren zunimmt, wie die Veröffentlichungen von [GöMü08] und [RoSa08] zeigen. Bei Abgaszusammensetzungen mit Sauerstoffüberschuss werden die enthaltenen Stickoxide eingelagert. Dies geschieht mit dem Stickstoffdioxid und dieses bildet im NSC Nitrate. Aus diesem Grund ist das Verhältnis aus Stickstoffmonoxid und -dioxid wichtig. Beim verwendeten Versuchsträger ist ein NSC in Unterbodenlage verbaut, wodurch die vorgelagerten Komponenten DOC und DPF dieses Verhältnis positiv durch die Reaktion des NO mit dem Restsauerstoff im Abgas beeinflussen. Die zu erwartenden geringen Abgastemperaturen an der Einbauposition des NSC spielen nach [GöMü08] eine entscheidende Rolle im Betrieb. Für die Nitratbildung sind Temperaturen zwischen 150°C und 500°C notwendig, wobei ein Maximum der Einlagerung zwischen 300°C und 400°C zu verzeichnen ist. Sobald die temperaturabhängige Speicherwirkung ausgeschöpft ist, muss der NSC regeneriert werden. Die Reduktion der eingelagerten Stickoxide geschieht unter „fetten“ Abgasbedingungen. Bei der Entstickung (DeNO_x) wird das eingelagerte Stickstoffdioxid zunächst freigesetzt und anschließend durch das im Abgas befindliche Kohlenmonoxid bzw. durch den Kohlenwasserstoff zu Stickstoff reduziert. Auch diese Reaktion ist durch eine Temperaturanforderung gekennzeichnet. Wird der NSC bei Temperaturen unter 150°C mit fetten Abgasbedingungen betrieben, so werden die Stickoxide zwar freigesetzt, aber nicht mehr zu Stickstoff reduziert. Der Betrieb eines NSC stellt somit, ähnlich dem DPF, diskontinuierliche Anforderungen an die Temperatur und Zusammensetzung des Abgasmassenstromes und müssen aktiv durch einen geänderten Motorbetrieb erfüllt werden.

Unterschiedliche Mechanismen führen zur Alterung des NSC. Die im Abgas enthaltenen Schwefeloxide (SO_x) bilden mit dem Speichermaterial des NSC Sulfate. Da die Sulfate eine höhere Bindung als die Nitrate aufweisen, wird das Speichervermögen gegenüber den Stickoxiden vermindert. Daraus leitet sich die Notwendigkeit der Verwendung von schwefelarmen Kraft- und Schmierstoffen ab. Dennoch muss der NSC von Zeit zu Zeit von den eingelagerten Sulfaten befreit werden. Die Entschwefelungsstrategie (DeSO_x) sieht Katalysatortemperaturen größer als 600°C und fette Abgasbedingungen vor. Vergleichbar mit der Entstickungsstrategie werden die Sulfate zunächst freigesetzt und anschließend durch das Kohlenmonoxid bzw. durch den Kohlenwasserstoff reduziert. Bei dieser Reaktion kann Schwefelwasserstoff (H₂S) entstehen. Da der Mensch H₂S schon in geringen Konzentrationen störend wahrnimmt, muss ein Emittieren vermieden werden. Eine Methode ist, die Entstehung von H₂S zu unterbinden, was mit dem sogenannten Wobbel-Betrieb möglich ist. Dabei wechseln sich kurze Fett-Mager-Phasen ab, erhöhen jedoch die Regenerationsdauer. Bei dem verwendeten Versuchsträger wurde eine andere Methode umgesetzt. Lange Fett-Phasen ermöglichen eine schnellere Entschwefelung, erhöhen jedoch die Wahrscheinlichkeit der H₂S-Bildung. Der hinter dem NSC angeordnete H₂S-Sperrkatalysator vermeidet zuverlässig ein Emittieren der möglicherweise entstandenen Schwefelwasserstoffe.

Zu hohe NSC-Temperaturen führen zu einem weiteren Alterungseffekt. Steigen die Katalysatortemperaturen über 650°C führt dies zu einer Verschlechterung des NO_x -Speicherverhaltens im Betriebstemperaturbereich zwischen 150°C und 350°C . Bei einer schnellen aktiven DPF-Regeneration kann die Abgastemperatur hinter dem Filter die angesprochene Grenze deutlich überschreiten und somit zu einer thermischen Schädigung des NSC führen. Dies verdeutlicht die Notwendigkeit, den Rußabbrand bei aktiven DPF-Regenerationen zu begrenzen. Weitere Informationen zu dem verwendeten NSC bzw. H_2S -Sperrkatalysator sind [GöMü08] zu entnehmen.

Selektive-Katalytische-Reduktion (SCR)

Neben dem NSC gehört auch das SCR-System [VW09] zu den stickoxidmindernden Komponenten. Allerdings hat die Selektive-Katalytische-Reduktion andere Eigenschaften als die Reaktionen des NSC ([BuBa08] und [ScZy08]). Meist werden dem SCR-System bessere Wirkungsgrade bei der NO_x -Reduzierung zugesprochen. Der grundlegende Unterschied besteht allerdings in der kontinuierlichen Arbeitsweise im Vergleich zum NSC und in der Notwendigkeit eines Reduktionsmittels, wofür meist eine wässrige Harnstofflösung (AdBlue[®]) als weiterer Betriebsstoff zur Anwendung kommt. Zusätzlich muss die Abgastemperatur ein ausreichendes Reaktionsverhalten gewährleisten.

Auslegung des Abgasnachbehandlungskonzeptes und die Kombination von Abgasnachbehandlungsfunktionen

Die beschriebenen Komponenten reduzieren größtenteils unterschiedliche Abgas-massenstrombestandteile. Da zumeist mehrere Schadstoffemissionen durch eine Abgasnachbehandlung verringert werden müssen, kommt oftmals eine Kombination an Abgasnachbehandlungskomponenten zum Einsatz. Beim Versuchsträger wird ein motornaher DOC und ein DPF in einem Bauteil integriert (Abbildung 4, Seite 7). Zusätzlich sind ein NSC und ein H_2S -Sperrkatalysator in Unterbodenlage verbaut. **Abbildung 6** zeigt die Anordnung der Abgasnachbehandlungskomponenten des Versuchsträgers.

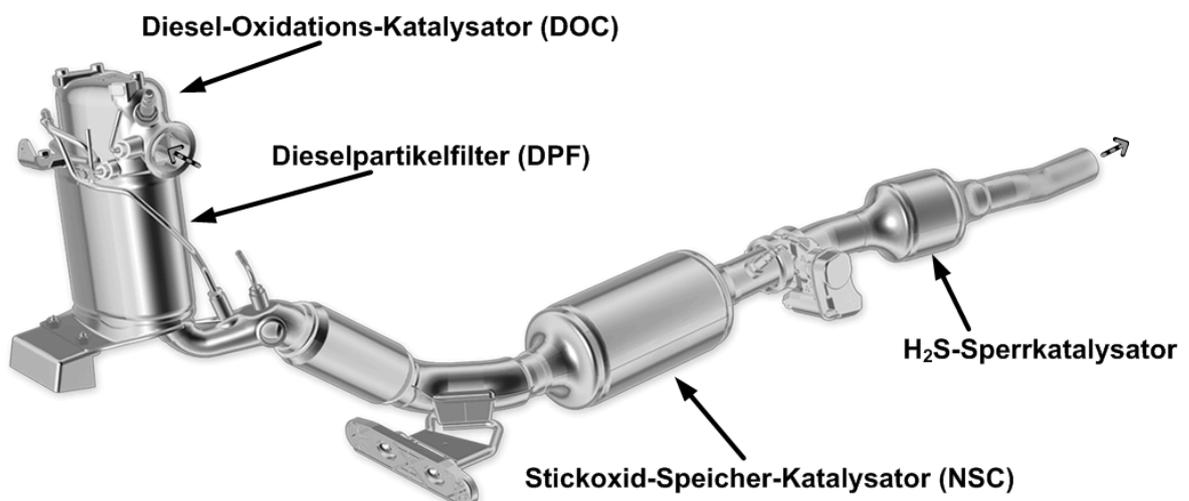


Abbildung 6: Aufbau der Abgasanlage des Versuchsträgers nach [HaRu08b]

Bei der Auslegung des Systems gilt es, die Vor- und Nachteile der Einzelkomponenten sowie deren Anordnung gegeneinander abzuwägen und das Konzept speziell auf Motor, Fahrzeug und Schadstoffemissionsgesetzgebung abzustimmen. Allein durch die große Anzahl an Komponenten ist erkennbar, dass es nicht eine bevorzugte Zusammenstellung gibt, welche durch Parametrierung leicht anpassbar wäre. Vielmehr müssen unterschiedliche Lösungen miteinander verglichen werden, um ein Optimum für den aktuellen Anwendungsfall zu finden. Beispielsweise hat das Fahrzeuggewicht einen großen Einfluss auf die Erfüllung der Stickstoffemissionsgrenzen und damit auf die notwendige Abgasnachbehandlungskomponente und die Auslegung des gesamten Abgasnachbehandlungssystems [HaHa07].

Allerdings gibt es auch Bestrebungen, unterschiedliche Funktionen in einem Bauteil zu vereinen. Ein wesentliches Ziel ist es dabei, mit möglichst wenigen Komponenten auszukommen, um die Systemkosten und den Bauraumbedarf zu verringern. Ein weiterer Vorteil ist in den Temperaturverteilungen über dem Abgasstrang zu sehen. Bei der Kombination mehrerer Komponenten muss zwangsläufig eine Reihenfolge festgelegt werden, wodurch die Abgastemperatur am Eingang der hinteren Komponente im normalen Fahrbetrieb geringer ausfällt als die der näher am Motor platzierten. Somit wird ebenfalls die Notwendigkeit zusätzlicher Heizmaßnahmen definiert, die einen wesentlichen Einfluss auf den Kraftstoffbedarf haben. Ein Kombinationsbeispiel von Abgasnachbehandlungsfunktionen in einer Komponente ist die Verwendung eines DPF mit einer ähnlichen katalytischen Beschichtung wie die eines NSCs. Aufgezeigt wurde dies bereits durch [PaTa02] mit dem DPNR (Diesel Particulate NO_x Reduktion). Weitere Entwicklungen unter anderem von [JoCa07] und [Sh07] zeigen die zusätzliche Kombination mit einem DOC, wodurch ein 4-Wege-Katalysator entsteht. Die Kombination Dieselpartikelfilter und herkömmliches SCR-System ist durch [JaMü08] und [OIBa08] dokumentiert. Bei diesem System wird die Beschichtung des DPFs so angepasst, dass der gleiche Effekt wie bei einem SCR-System entsteht. Ein zusätzliches Reduktionsmittel muss trotzdem in den Abgasmassenstrom eingebracht werden. Ein anderes Ziel als die gleichzeitige Reduzierung von Stickoxid und Ruß verfolgt die Kombination aus NSC und SCR, wie es [HeKu07] beschreibt. In dieser Anwendung soll die On-Board-Erzeugung von Reduktionsmittel ermöglicht werden, womit die Bereitstellung eines weiteren Betriebsstoffes für das SCR-System vermieden werden kann. Dabei wird zusätzlicher Dieselkraftstoff im NSC zu Reduktionsmittel konvertiert und im Anschluss dem SCR-System zugeführt.

Unabhängig von den einzelnen Komponenten wird ein modularer Aufbau der Abgasanlage angestrebt, um eine leichtere fahrzeugspezifische Anpassung vornehmen zu können. Ziel ist es dabei System- und Entwicklungskosten zu reduzieren. Eine geänderte Hardwareauslegung muss allerdings durch entsprechende Anpassungen der Motorsteuergerätesoftware bzw. -bedatung berücksichtigt werden und führt zu einem erhöhten Aufwand bei der Auslegung der Motorsteuergerätesoftware. Unterstützt werden diese Aussagen unter anderem durch die Ausführungen von [ErKa09].

1.2 Stand der Technik

Die vorgestellte diskontinuierliche Arbeitsweise einiger Abgasnachbehandlungskomponenten ist ebenso, wie die Funktionen zur innermotorischen Schadstoffemissionsreduktion, im aktuellen Stand der Motorsteuergeräte berücksichtigt. Im Folgenden wird ein kurzer Überblick über einige ausgewählte Funktionen des Motorsteuergerätes gegeben, um daran die in dieser Arbeit beschriebene Weiterentwicklung zu verdeutlichen. Darüber hinaus findet eine Bewertung von bekannten weiterführenden Regelungskonzepten statt.

1.2.1 Verbrennungsprozessregelung

Einige Maßnahmen der innermotorischen Schadstoffreduzierung führen zu einer instabilen Verbrennung. Zusätzlich beeinflussen Systemstreuungen und sich ändernde Umweltbedingungen (z.B. Kraftstoffqualitäten, Temperaturen...) die Verbrennung und haben somit Auswirkungen auf das Schadstoffemissionsverhalten. Die Stabilisierung des Verbrennungsprozesses durch geeignete Regelungsverfahren trägt nach [HaRu08a] maßgeblich zur Einengung des Streubereichs und somit zum Erreichen niedrigster Schadstoffemissionswerte bei. Derartige Regelungsansätze sind im verwendeten Versuchsträger bereits realisiert und nutzen die Verbrennungskennwerte der Verbrennungsschwerpunktlage und des indizierten Hochdruckmoments. Dabei korrigiert ein Verbrennungslagereger den Zeitpunkt der Ansteuerung der Einspritzungen und ein Momentenregler die Einspritzmasse. Eine weiterführende Betrachtung der Ermittlung der Kennwerte sowie deren Grenzen im Hinblick auf die Abgasnachbehandlung sind im Kapitel 2.1 (Zylinderdruckanalyse, Seite 23) zu finden. Ein Prinzipbild des Regelkreises ist Kapitel 2.4 (Abbildung 17, Seite 32) zu entnehmen.

Andere Konzepte nutzen beispielsweise lediglich die Verbrennungsschwerpunktlage für eine Regelung [GrHa08]. Arbeiten von [MuSc09] und [Sc08b] beschäftigen sich ebenfalls mit der Regelung des Verbrennungsprozesses. Darüber hinaus gibt es Ansätze [CaLa09], die Anzahl der für die Regelung notwendigen Zylinderdrucksensoren auf ein Mindestmaß zu begrenzen. Dabei werden zylinderindividuelle Unterschiede der Verbrennungsmerkmale ermittelt und durch die Verwendung von Modellen abgebildet. Zugleich sollen die Informationen aus dem Zylinderdruck für den Ersatz anderer Sensoren (z.B. Ladedruck) Verwendung finden.

1.2.2 Motorsteuerungskonzept und Betriebsarten

Nicht nur bei Regelkreisen ist die Definition von geeigneten Führungsgrößen wichtig. Gerade für die Herleitung unterschiedlicher Einstellparameter zum Betrieb des Verbrennungsmotors ist ein definierter Zielzustand notwendig. Wie bereits in Kapitel 1.1.4 geschildert, benötigen einige Abgasnachbehandlungskomponenten von Zeit zu Zeit bestimmte Bedingungen, die durch einen geänderten Motorbetrieb bereitgestellt werden müssen. In diesem Zusammenhang ist, im Gegensatz zu der

bis dahin üblichen Führungsgröße „Einspritzmasse“, die Führungsgröße „Moment“ von Vorteil. Die Abgasnachbehandlungsstrategien benötigen meist bei gleichem Moment eine höhere Kraftstoffmasse, um die angeforderten Bedingungen darzustellen bzw. bei unterschiedlichen Momenten eine ähnlich hohe Kraftstoffmasse. Damit verliert die Kraftstoffmasse ihre Relevanz, einen Betriebspunkt eindeutig darzustellen. Das Sollmoment dagegen hat weiterhin Bestand.

Innerhalb der Motorsteuerung sind zahlreiche weitere Regelkreise mit jeweils definierten Stellgrößen vorhanden. Jedoch sind bei einigen Abgasnachbehandlungsstrategien unterschiedliche Führungsgrößen mit unter Umständen gleichen Eingriffspunkten vorgesehen. Beispielsweise kann zusätzlich zum Betriebspunkt ein Abgastemperaturregler auf die Einspritzmasse wirken. Allerdings gibt ein Lambdaregler⁵, ähnlich dem Abgastemperaturregler, ebenfalls die Einspritzmasse vor, um die geforderte Konzentration bereit zu stellen. Dieser Konflikt zeigt die Notwendigkeit, Regler entweder zu aktivieren bzw. zu deaktivieren und sich beeinflussende Regelkreise aufeinander abzustimmen.

Im aktuellen Konzept der Motorsteuerung [HaRu08a] wird dieses durch sogenannte Betriebsarten vollzogen. Dabei repräsentiert eine Betriebsart eine Zusammenstellung unterschiedlichster Einstellparameter, die im Zusammenspiel die Zielzustände der entsprechenden Abgasnachbehandlungsstrategie erzeugt. Beispiele dafür sind die aktive DPF-Regeneration, die Entstickung und die Entschwefelung des NSC. Im normalen Fahrbetrieb ist die Motorparametrierung auf einen guten Wirkungsgrad unter Einhaltung der Abgasgrenzwerte und nach Komfortansprüchen ausgelegt. Im Gegensatz dazu spielen bei der Abgasnachbehandlung je nach Anwendungsfall weitere Zielwerte eine entscheidende Rolle. Beispielsweise ist bei der DPF-Regeneration der Abgastemperaturregler aktiv, um den Partikelfilter auf die angeforderten Temperaturen zu bekommen. Obwohl die aktive DPF-Regeneration ebenfalls eine Lambdavorgabe vorsieht, ist keine Lambdaregelung möglich. Die notwendigen Bedingungen müssen durch angepasste Einstellungen beispielsweise der Drosselklappe, der AGR-Ventile, der Abgasklappe und des Turboladers herbeigeführt werden. Dem verantwortlichen Systemingenieur fällt die Aufgabe zu, die Quereinflüsse zwischen Gas- und Einspritzsystem so zu beachten, dass sowohl die Temperatur als auch das Lambda im angeforderten Bereich liegen. Dabei muss darauf geachtet werden, dass sich durch die Temperaturregelung und veränderter Umweltbedingungen eine leichte Verschiebung der Systemgrößen untereinander einstellen könnte, was durch einen ausreichenden Sicherheitsabstand zu kritischen Größen berücksichtigt werden muss. Bei der Entstickungsstrategie des NSC wird anstelle des Temperaturreglers der Lambdaregler verwendet, um eine fette Abgaszusammensetzung sicherzustellen. Ein aktiver Lambdaregler ist allerdings nicht ausreichend. Ebenso müssen die Einflüsse der Gassystemsteller untereinander und zum Einspritzsystem berücksichtigt werden. Dabei spielen neben dem Lambda auch die Temperatur und die Systemmöglichkeiten eine wichtige Rolle. Letztlich führt diese Betrachtung zur Vorgabe von eigenständigen Einstellparametern für die notwendigen Steller.

Bei der Verwendung von unterschiedlichen Betriebsstrategien muss zwischen Betriebsarten gewechselt werden. Wann und wie der Wechsel vonstatten geht, ist

⁵ Lambda (λ) – Verbrennungsluftverhältnis, Kapitel 2.1, Seite 26

durch einen sogenannten Betriebsartenkoordinator definiert und richtet sich nach den Beladungszuständen der beteiligten Abgasnachbehandlungskomponenten. **Abbildung 7** zeigt die zeitliche Steuerung der Regenerationen mittels Betriebsartenumschaltung anhand des Beladungszustandes über der gefahrenen Strecke. Ebenfalls sind die notwendigen physikalischen Bedingungen an den Abgasnachbehandlungskomponenten für eine erfolgreiche Regeneration angegeben.

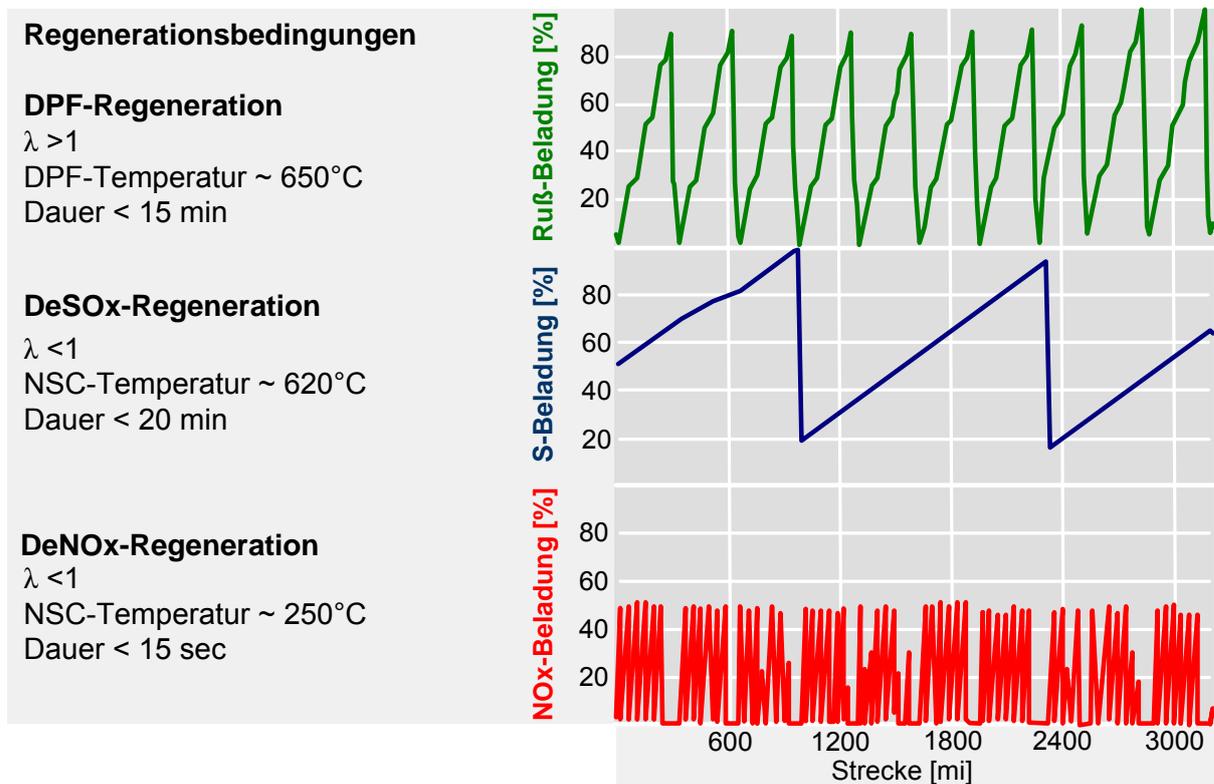


Abbildung 7: Darstellung der Beladungszustände des DPF und NSC im dynamischen Fahrzyklus nach [HaRu08b]

Abbildung 8 illustriert beispielhaft die Änderung des Stellorgans „Einspritzung“ zwischen Betriebsart „Normalverfahren“ und „Lambda < 1 -Betrieb“, die für eine Entstickung des NSC notwendig ist. Dabei werden zusätzliche Einspritzungen verwendet und bestehende in Lage und Masse abgeändert. Bei dieser Betriebsstrategie werden die Voreinspritzungen (Pil2, Pil1) und die Haupteinspritzung (MI1) weiter in Richtung früh und die angelagerte Nacheinspritzung (PoI3) leicht nach spät verschoben. Zusätzlich werden weitere Nacheinspritzungen (PoI2, PoI1) eingesetzt (Kapitel 2.1, Einspritzsystem, Seite 23). Die verschiedenen Einspritzungen weisen dabei einen unterschiedlichen Wirkungsgrad auf. Damit kann der Lambdaregler die Gesamtmasse vorgeben und der Momentenregler durch eine Anpassung der Verteilung das angeforderte Moment darstellen. Wie bereits angedeutet, sind, zur Erfüllung der Anforderungen der Abgasnachbehandlung, jedoch weitere Stellereingriffe notwendig.

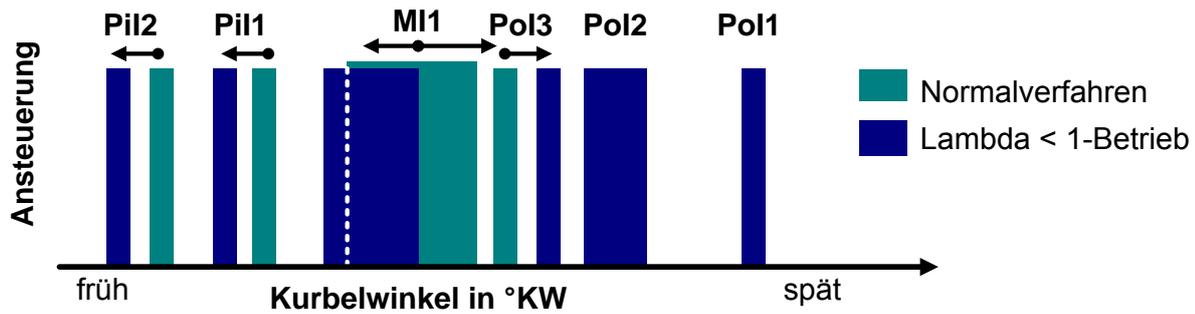


Abbildung 8: Einspritzstrategie für die Entstickungsstrategie des NSC nach [HaRu08b]

Zusammenfassend sind die Betriebsarten auf die jeweilige Funktion ausgelegt und werden durch eigenständige Sollwerte der Führungsgrößen und Stelleingriffe repräsentiert. Dabei gehen die speziellen Stellereigenschaften, die anfordernde Komponente mit ihren Sollwerten, ihre Lage im Abgassystem und das gesamte Zusammenspiel in die Wahl der Einstellparameter ein. Zusätzlich muss entschieden werden, ob entweder die Temperatur oder das Lambda zusammen mit dem Moment geregelt werden soll. Ein Wechsel eines Stellorgans bzw. eine geänderte Abgasnachbehandlung führt zu einer Anpassung der Betriebsart und ist unter Umständen mit einem hohen Entwicklungsaufwand verbunden. Somit ist eine solche Betriebsart nur schwer übertrag- bzw. erweiterbar. Zusätzlich machen die vielseitigen Wirkungsweisen der unterschiedlichen Steller ein hohes Systemverständnis der verteilten Eingriffe und der Querbeeinflussungen notwendig. Da für jede Funktion der Abgasnachbehandlung eine eigenständige Betriebsart hinterlegt werden muss, weist eine komplexe Abgasnachbehandlung eine große Anzahl spezieller Betriebsarten auf, die ebenfalls mit einem hohen Parametrierungsaufwand einhergehen.

1.2.3 Weiterführende bekannte Motorsteuerungskonzepte

Aufgrund des unter Umständen hohen Aufwands bei der Betriebsartenbedatung in Folge von Systemänderungen und der unübersichtlichen Wirkungsweise während des Betriebsartenwechsels, wird von unterschiedlichen Seiten an neuen Motorsteuerungskonzepten gearbeitet.

Der von [BaZh07] beschriebene „Ganzheitliche Systemansatz“ befasst sich unter anderem mit einem Regelungskonzept, das notwendige Stelleingriffe in unterschiedliche Pfade trennt und so übersichtlicher gestaltet. Die angesprochene Modularität soll einen Austausch von Stellern ermöglichen. Unterschiedliche Anforderungen an die Verbrennung werden in einem „Combustion Manager“ gesammelt. Dieser bestimmt die Einspritzstrategie, welche ähnlich wie das Moment als Führungsgröße definiert ist und woraus sich wiederum andere Einstellparameter für Luft- und AGR-Pfad ableiten. Im Hinblick auf die Abgasnachbehandlung werden so die Einstellregeln der Gassystemstellorgane anhand einer zuvor festgelegten Einspritzstrategie abgelegt. Wird am Ende der Bedatung oder aufgrund leichter Systemänderungen eine andere Einspritzstrategie notwendig, muss ebenfalls die komplette Bedatung der Abgasnachbehandlungsfunktion überarbeitet werden. Ein entkoppelter, unabhängiger Eingriff der Stellpfade ist somit nicht möglich. Dies ist vor

allein in der Wahl der Einspritzstrategie als führende Größe begründet. Diese ist in ihrer Wirkung nicht physikalisch interpretierbar und lässt somit keinen exakten Schluss auf die angeforderten Temperaturen bzw. Konzentrationen des Abgasnachbehandlungssystems zu. Die Quereinflussungen der Gassystemsteller untereinander und zum Einspritzsystem, im Hinblick auf die Abgastemperatur und Konzentrationen, sind somit nicht mit mathematischen und physikalisch interpretierbaren Formeln möglich. Eine weitere negative Eigenschaft des „Combustion Managers“ ist die Notwendigkeit, dass zwischen den Anforderungen umgeschaltet werden muss. Eine Kombination unterschiedlicher Anforderungen mit Hilfe von Zwischenwerten ist somit nicht möglich.

Die Veröffentlichung von [KöHe07] beschreibt vor allem die getrennte Regelung von Luft- und Verbrennungspfad. Die Eigenschaften des Luftpfades werden dennoch für die Verbrennungsgestaltung verwendet, um z.B. eine Regelung der Stickoxidemissionen zu erreichen. Im Ausblick der Veröffentlichung werden die Grenzen des angesprochenen Konzeptes deutlich. Es wird darauf hingewiesen, dass bestimmte Anforderungen nur mittels Kombination aus Luft- und Verbrennungspfad eingestellt werden können und dieses Gegenstand zukünftiger Arbeiten sein sollte. Somit bleibt die Aufgabenstellung der Abgasnachbehandlung unberücksichtigt, die gerade diese kombinierte Vorgabe notwendig macht. Aus regelungstechnischer Sicht ist jedoch das Ableiten der Sollwerte des Verbrennungspfades in Abhängigkeit des Luftpfades sinnvoll, da die Einspritzung meist eine kürzere Reaktionszeit aufweist als das Gassystem.

Der Ansatz von [SoKa09] zeigt unter anderem eine modellbasierte Motorsteuerung für einen Ottomotor. Bei dem vorgestellten Konzept werden in einer „Funktionsebene“ Entscheidungen über den Motorbetrieb anhand von physikalischen Zielwerten getroffen. Diese physikalischen Zielwerte werden dem entsprechenden Einstellzweig zugeordnet und über die folgenden Systemebenen hinweg bis auf die Stellwerte umgesetzt. Damit können neue Motorsteuererätefunktionen anhand von physikalischen Größen aufgestellt werden, was eine höhere Vergleichbarkeit und Wiederverwendbarkeit ermöglicht. Wie Querkopplungen der Stellpfade aufgelöst werden, wird nicht weiter ausgeführt. Zu diesem neuen Motorsteuerungskonzept wurde ein kompletter Entwicklungsprozess erarbeitet, welcher die Bedatung der Funktionen von verschiedenen Systemen erleichtern soll.

Das von [He09] vorgestellte Konzept des modellgestützten Luftsystemmanagements zeigt ebenfalls den Trend zur stärkeren Verwendung von modellierten Größen zur Beschreibung des Systemverhaltens und der Regelung. Die drei definierten Führungsgrößen „Frischlufmassenstrom“, „Abgasrückführtrate“ und „Zylinderfüllung“ lassen sich ineinander umrechnen. Sind zwei Größen vorgegeben, so lässt sich die fehlende dritte daraus bestimmen. Eine gleichzeitige Vorgabe aller drei Führungsgrößen ist damit ausgeschlossen. Obwohl während des Betriebs zwischen den Führungsgrößen umgeschaltet werden kann, müssen zunächst für die entsprechende Betriebsart zwei Führungsgrößen ausgewählt werden. Dennoch zeigt die Verwendung von globalen Größen den Vorteil einer vorerst stellerunabhängigen Vorgabe von Sollwerten, die im Anschluss auf die Stellmöglichkeiten angepasst werden. Im Vergleich zu [Nö10] wird ein ähnlicher Ansatz verfolgt, jedoch ist in dieser Arbeit jedem Steller eine konkrete Zielgröße zugeordnet, die sie beeinflussen sollen und welche nicht verändert wird. Das gleiche gilt für die Definition der „globalen Führungsgrößen“, die ebenso während des Betriebs ihre Gültigkeit behalten und nicht umgeschaltet werden (Kapitel 3). Beide Arbeiten befassen sich jedoch

ausschließlich mit der Beschreibung des Gassystems, ohne konkret auf die Kopplung zum Einspritzpfad oder der Abgasnachbehandlung bei der Vorgabe der Führungsgrößen einzugehen.

Die vorgestellten Veröffentlichungen zeigen den Trend, die Funktionen des Motorsteuergerätes zu Funktionsgruppen und Stellpfaden zusammenzufassen. Damit können Wirkketten komplexer Systeme anschaulicher dargestellt werden. Die betrachteten Abhängigkeiten orientieren sich zunehmend an den physikalischen Bedingungen und nicht an einfachen Stelleingriffen, was das Verständnis der Funktionszusammenhänge für die Anwender der Motorsteuerung fördert. Allerdings müssen dafür die physikalischen Vergleichswerte bestimmt werden. Im Serieneinsatz lassen sich nicht alle notwendigen physikalischen Größen direkt messen, was in einer stärkeren Verwendung von Modellen resultiert. Ein Führen des Gesamtsystems, in Verbindung mit einer Aufteilung verschiedenster Anforderungen auf die vorhandenen Stellpfade, erscheint nur an zentraler Stelle möglich, wobei die Querbeeinflussungen der unterschiedlichen Stellpfade berücksichtigt werden müssen.

1.3 Aufgabenstellung und Zielsetzung

Wie im vorhergehenden Kapitel beschrieben, zeigt das derzeitige Konzept der Betriebsarten ein großes Verbesserungspotential. Eine Abgasnachbehandlungsbetriebsart vereinigt die Sollwerte der Führungsgrößen sowie die Einstellparameter der beteiligten Steller und ist somit fest auf die Kombination des Verbrennungsmotors mit der Abgasnachbehandlungskomponente parametrierbar. Eine Änderung einer Komponente verursacht zumeist eine komplette Überarbeitung der Betriebsart. Der Aufwand bei der Parametrierung der unterschiedlichen Steuergerätefunktionen wird zusätzlich durch die verteilten Eingriffe in der Motorsteuergerätesoftware sowie durch die zunehmende Systemkomplexität erhöht. Ein weiteres Defizit ist in der Notwendigkeit begründet, sich zwischen Temperatur- und Lambdaregelung zu entscheiden, da die Quereinflüsse innerhalb des Gassystems und des Einspritzsystems nicht physikalisch berücksichtigt, sondern lediglich in den Einstellparametern der unterschiedlichen Steller für die jeweilige Betriebsart abgelegt sind. Diese Einstellungen führen zu einem entsprechenden Kraftstoffbedarf. Da die Energieeffizienz somit nicht direkt beeinflusst werden kann, muss die komplette Bedatung überprüft werden, sollte das Ergebnis nicht den Erwartungen entsprechen.

Die weiterführenden Motorsteuerungskonzepte zeigen zwar eine Tendenz zur Bündelung der Funktionen in Stellpfaden um eine übersichtliche Struktur zu schaffen, jedoch wird die Vorgabemöglichkeit von Sollwerten meist nur für den normalen Fahrbetrieb beschrieben und nicht in Hinblick auf die Abgasnachbehandlung. Dabei spielt gerade diese Vorgabe eine entscheidende Rolle, den Aufwand bei einer hohen Variantenvielfalt überschaubarer zu gestalten. Zusätzlich werden Querbeeinflussungen der Stellpfade zwar als Problem beschrieben, jedoch kaum Lösungsansätze vorgestellt. In diesem Zusammenhang spielt vor allem die Wahl der Führungsgrößen eine entscheidende Rolle, die eine physikalische Beschreibung der Kopplungen unter den Stellpfaden erlaubt.

Das Ziel dieser Arbeit ist die Erarbeitung eines modularen, physikalisch orientierten Regelungskonzeptes zur energieeffizienten Abgasnachbehandlung von Dieselmotoren. Die Herleitung der Einstellparameter für einen geänderten Motorbetrieb soll mit Hilfe von globalen Führungsgrößen geschehen. Anders als bei bestehenden Konzepten, sind diese Größen so zu wählen, dass sie während des Betriebes nicht umgeschaltet werden müssen und auch bei Systemänderungen eine Neubedatung weitestgehend vermeiden. Dabei ist eine effizienzbeeinflussende Vorgabemöglichkeit vorzusehen, die herkömmliche Ansteuerungsverfahren nicht bieten. Im Gegensatz zu bestehenden Betriebsarten basierenden Konzepten soll es zudem möglich sein, gleichzeitig die Abgastemperatur und das Abgaslambda vorzugeben. Die Konzepterstellung ist am Beispiel einer komplexen Abgasnachbehandlung durchzuführen und soll später die Möglichkeit bieten, Erweiterungen einfach einbinden und nutzen zu können. Beispielhaft wurde ein externer Brenner als zusätzlicher Steller im Abgassystem gewählt. Dafür ist eine geeignete Ansteuerung zu entwerfen und in das Regelungskonzept zu integrieren. Im Gegensatz zu aktuellen Motorsteuerungsstrukturen, soll eine solche Systemänderung kein neues Regelungskonzept erfordern, sondern lediglich die bereits vorhandenen Wirkketten erweitern. Als Basis der Bearbeitung wird auf eine bestehende regelungstechnische Beschreibung des Gassystems zurückgegriffen und entsprechend erweitert. Das erarbeitete Konzept ist durch geeignete Messungen zu untersuchen und bezüglich der Funktionsfähigkeit zu beurteilen.

Um diese Ziele zu erreichen, wurde folgendes Vorgehen gewählt:

- Bestimmung zusätzlicher allgemeiner Sollgrößen, die ein Führen des Systems unter Berücksichtigung der Anforderungen durch die Abgasnachbehandlung ermöglichen.
- Entwurf des Regelungskonzeptes unter Einbeziehung der bestehenden Gassystemregelung.
- Umsetzung des erarbeiteten Ansatzes auf einem Rapid-Prototyping-Steuergerät.
- Erprobung der Regelungsalgorithmen am Motorenprüfstand und Versuchsfahrzeug.
- Aufzeigen einer möglichen energieeffizienten Auslegung an einer beispielhaften Abgasnachbehandlungsstrategie am Versuchsträger.
- Einbeziehung eines externen Brenners für die gewählte Abgasnachbehandlungsstrategie mittels Simulation.
- Vergleich der Abgasnachbehandlungsstrategien mit und ohne externen Brenner.

2 Grundlagen und notwendige Begriffe

Für die weitere Betrachtung dieser Arbeit sind einige Erläuterungen zu den Grundlagen und Begriffen notwendig, die in den folgenden Unterkapiteln vorgestellt werden. Zunächst geht Unterkapitel 2.1 näher auf den Versuchsträger und einige Grundbegriffe ein. Im Anschluss beschreibt Unterkapitel 2.2 einen möglichen zusätzlichen Steller für den Einsatz im Abgasnachbehandlungssystem, der in dieser Arbeit bei der Sollwertvorgabe Berücksichtigung findet. Auf die verwendete Entwicklungsumgebung für die Erstellung und Überprüfung der neu definierten Funktionen wird in Unterkapitel 2.3 eingegangen. Notwendige regelungstechnische Grundlagen und Begriffe werden in Unterkapitel 2.4 erläutert.

2.1 Versuchsträger und notwendige motortechnische Begriffe

Bei dem Versuchsträger handelt es sich um einen 2,0 l turboaufgeladenen PKW-Viertakt Dieselmotor mit Common-Rail-Direkteinspritzung. Die wichtigsten technischen Kenndaten sind der **Tabelle 2** zu entnehmen ([HaRu08a], [HaRu08b] und [GrHi08]).

Tabelle 2: Kenndaten des 2,0 l 4V TDI BIN5/LEV2 nach [HaRu08a]

Zylinderanzahl / Ventile pro Zylinder	-	4 / 4
Hubraum	cm ³	1968
Bohrung	mm	81
Hub	mm	95,5
Zylinderabstand	mm	88
Verdichtung	-	16,5
Leistung / bei Drehzahl	kW / min ⁻¹	103 / 4000
Drehmoment / bei Drehzahl	Nm / min ⁻¹	320 / 1750 - 2500
Abgasstufe	-	BIN5 / LEV2

Viertaktarbeitsverfahren

Das Viertaktverfahren lässt sich in die Bestandteile Ansaugen, Verdichten, Verbrennen und Ausstoßen unterteilen. **Abbildung 9** beschreibt dieses Prinzip anhand der dieselmotorischen Verbrennung. Während des Einlasstaktes wird die Gasmasse in den Brennraum angesaugt. Die Gasmasse kann aus Frischluft und zurückgeführtem Abgas bestehen. Nach dem Schließen der Ventile wird die Zylindergasfüllung durch die Bewegung des Kolbens vom unteren Totpunkt (UT) bis zum oberen Totpunkt (ZOT) komprimiert. Die Kompression der Zylindergasfüllung führt zu einer Druck- und Temperaturerhöhung. Die Einspritzung des Dieselkraftstoffs

erfolgt in der Regel zum Ende der Kompression. Nach einem physikalischen und chemischen Zündverzug setzt die Selbstzündung des Kraftstoff-Gasgemisches ein. Die Verbrennung startet zunächst in Gebieten mit zündfähigem Verbrennungsluftverhältnis (Seite 26) und breitet sich über den gesamten Brennraum aus. Die freigesetzte Energie der Verbrennung führt zu einer weiteren Druck- und Temperaturerhöhung der Zylindergasfüllung, die mit der Zylindervolumenvergrößerung vom oberen Totpunkt bis zum unteren Totpunkt zum Teil in mechanische Arbeit umgesetzt wird. Zum Auslasstakt erfolgt das Ausschleusen der Zylindergasfüllung in den Abgastrakt. Damit ist der Zyklus abgeschlossen und kann mit dem Einlasstakt erneut beginnen. Detaillierte Beschreibungen der dieselmotorischen Verbrennung sind unter anderem [MoTs07] zu entnehmen.

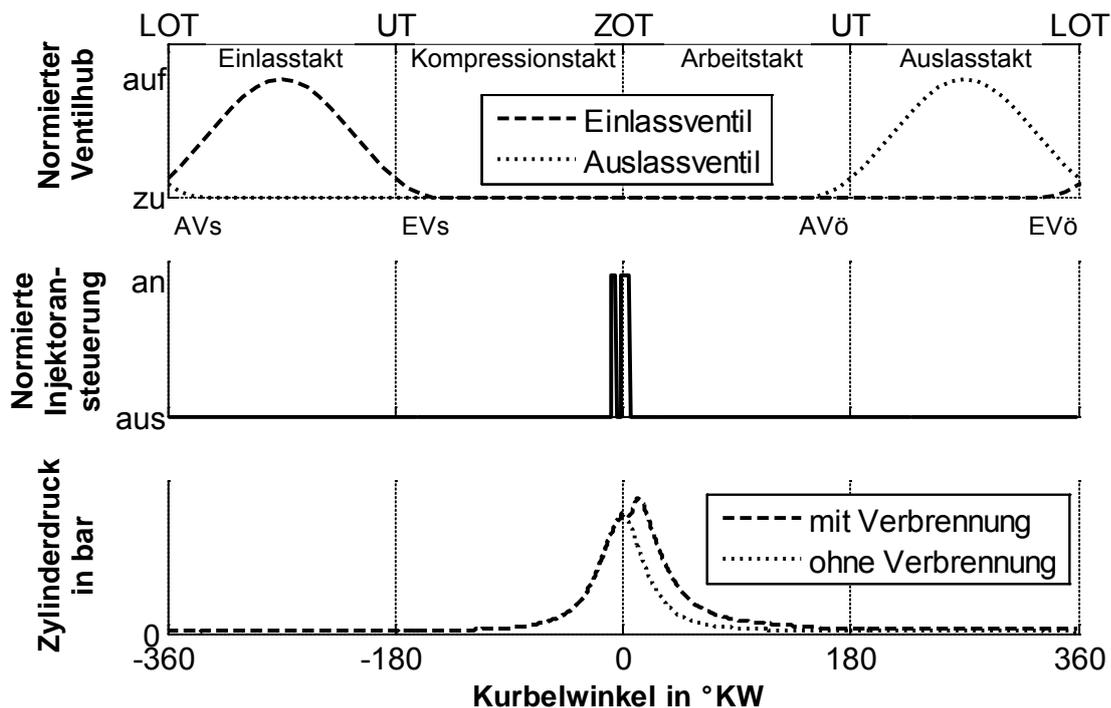


Abbildung 9: Prinzip des direkteinspritzenden PKW-Viertakt Dieselmotors

Gas- und Abgassystem

Das Gassystemkonzept des Versuchsträgers sieht neben einer ungekühlten Hochdruck-Abgasrückführung auch eine gekühlte Niederdruck-Abgasrückführung vor, um eine hohe Abgasrückführtrate zur innermotorischen Minimierung der Stickoxide zu gewährleisten (Kapitel 1.1.3). Zur Beeinflussung der Rückführungsmassenströme stehen vorzugsweise die AGR-Ventile und die Abgasklappe zur Verfügung. Die Regelung der Zylindergasfüllung erfolgt hauptsächlich über einen Turbolader mit verstellbarer Turbinengeometrie sowie einer Drosselklappe im Ansaugkanal. Darüber hinaus ist ein Ladeluftkühler integriert. **Abbildung 10** zeigt einen schematischen Aufbau des Gassystems zusammen mit den erwähnten Stellern sowie Sensoren der Verbrennungsregelung und den Komponenten der Abgasnachbehandlung (Kapitel 1.1.4).

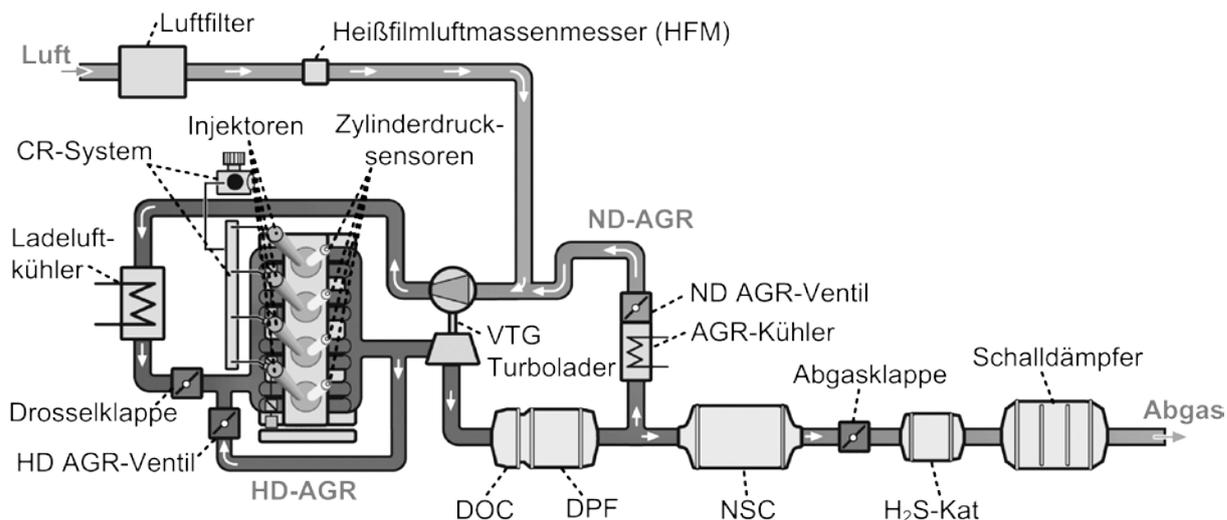


Abbildung 10: Systemschaubild 2-Kreis AGR-System nach [GrHi08]

Einspritzsystem

Das ebenfalls in Abbildung 10 dargestellte Common-Rail-Einspritzsystem bietet die Möglichkeit, den Einspritzdruck an den jeweiligen Motorbetriebszustand anzupassen und den Kraftstoff über dem gemeinsamen Speicher (dem Rail) allen Injektoren zur Verfügung zu stellen. In Verbindung mit den verwendeten piezogesteuerten Einspritzventilen und dem verwendeten Steuergerät ist es möglich, bis zu sieben Einzeleinspritzungen in ihrer Lage und Masse zu definieren. Diese sind in drei Hauptgruppen unterteilt, die Voreinspritzungen (Pil3, Pil2, Pil1), die Haupteinspritzung (Ml1) und die Nacheinspritzungen (Pol3, Pol2, Pol1) (Abbildung 8, Seite 16).

Zylinderdruckanalyse

Die Ansteuerung der Einspritzungen wird durch zuvor abgelegte Werte für jede Betriebsart festgelegt (Kapitel 1.2.2). Zusätzlich kann die integrierte Zylinderdruckregelung die Lage der Einspritzungen anpassen, um die Verbrennungsschwerpunktlage einzuhalten sowie die Einspritzmasse der Haupteinspritzung korrigieren, um das angeforderte Moment einzustellen (Kapitel 1.2.1). Für eine solche Regelung ist ein Zylinderdrucksensor mit einer entsprechenden Messwertanalyse notwendig. Der verwendete Versuchsträger enthält je Zylinder serienmäßig einen Zylinderdrucksensor mit entsprechender Analyse. Diese wurde bereits von [Je02] in Verbindung mit einem zylinderdruckbasierten Motormanagementsystem beschrieben. Die Berechnung der Kennwerte basiert auf dem thermodynamischen Zusammenhang des Zylinderdrucksignals mit der Verbrennung. Eine anschauliche Darstellung des Kreisprozesses bietet das pV-Diagramm, wie beispielhaft durch **Abbildung 11** illustriert. Dabei wird der Zylinderdruck über dem Zylindervolumen aufgetragen.

Das Volumen des Brennraums ändert sich aufgrund der Kolbenbewegung zwischen dem Kompressionsvolumen (V_C) im oberen Totpunkt und den addierten Werte aus Kompressionsvolumen und Hubvolumen (V_h) im unteren Totpunkt. Die indizierte Arbeit

$$W_i = \oint p_z \cdot dV \quad (1)$$

ist bei dieser Betrachtung das Ringintegral des Zylinderdrucks (p_z) über der Volumenänderung (dV), welches der eingeschlossenen Fläche entspricht. Bezieht man die indizierte Arbeit auf das Hubvolumen des Zylinders, so erhält man den indizierten Mitteldruck.

$$p_{mi} = \frac{1}{V_h} \oint p_z \cdot dV . \quad (2)$$

Der dargestellte Druckverlauf eines Viertaktmotors lässt sich in eine Hochdruck- und Ladungswechselphase unterteilen. Für die Regelung wird nach [Je02] und [HeJe07] lediglich die Hochdruckphase analysiert und ergibt den indizierten Mitteldruck der Hochdruckphase

$$p_{miHD} = \frac{1}{V_h} \int_{-180^\circ KW}^{+180^\circ KW} p_z \cdot dV . \quad (3)$$

Der indizierte Mitteldruck verhält sich proportional zum Drehmoment, womit sich ein zylinderindividuelles, indiziertes Hochdruckmoment

$$M_{iHD} = \frac{V_h \cdot p_{miHD}}{2 \cdot \pi \cdot a} \quad (4)$$

mit Hilfe der Taktzahl (a) berechnen lässt. Wird dieser Wert über die Zylinder des Motors gemittelt, so erhält man das indizierte Hochdruckdrehmoment des Motors⁶.

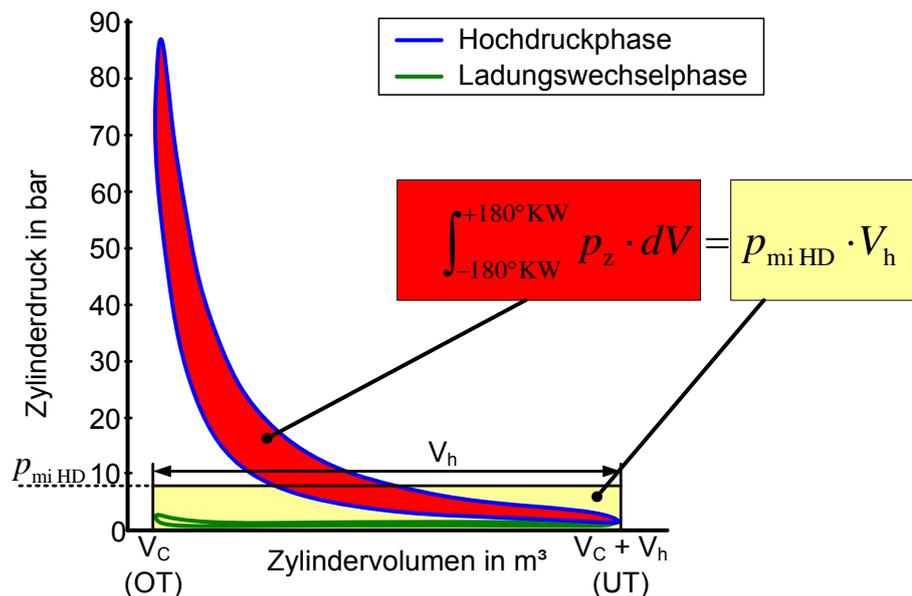


Abbildung 11: Indizierter Mitteldruck der Hochdruckphase nach [HeJe07]

⁶ In der vorliegenden Arbeit wird oftmals der Begriff Moment verwendet, wobei dieses ebenfalls auf die Hochdruckphase bezogen ist.

Aus dem Zylinderdrucksignal lässt sich ebenfalls der sogenannte Heizverlauf bzw. der integrale Heizverlauf bestimmen ([Je02] und [HeJe07]) und beschreibt die kurbelwinkelaufgelöste Energiefreisetzung. **Abbildung 12** illustriert diese beiden Verläufe über dem Kurbelwinkel. In der Darstellung ist außerdem der Kennwert der Verbrennungsschwerpunktlage (ϕ_{Q50}) enthalten, welcher definitionsgemäß dem Kurbelwinkel entspricht, bei der die 50%-Schwelle der gesamten umgesetzten Wärmemenge erreicht ist.

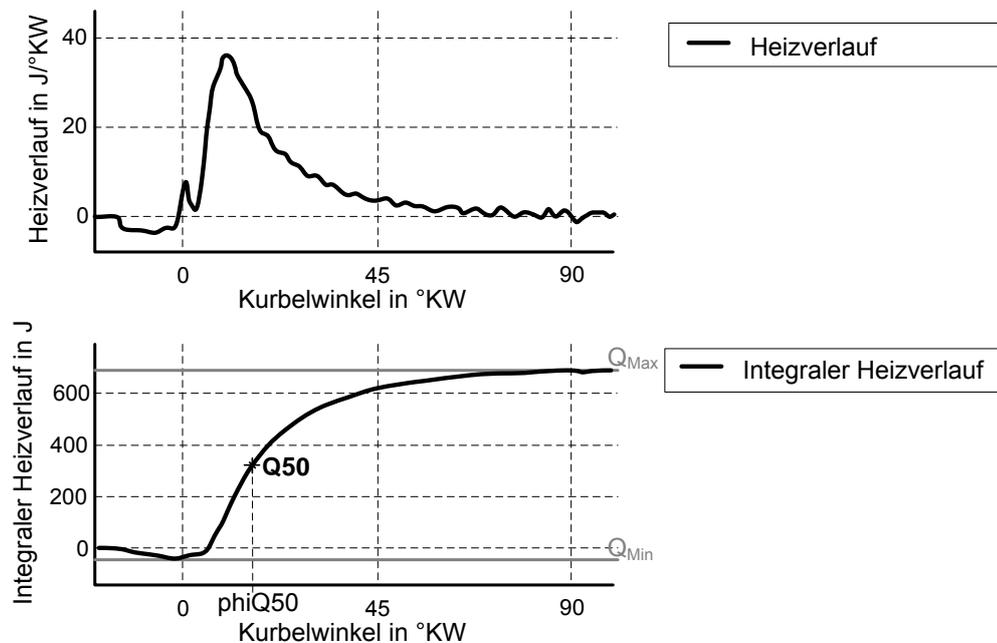


Abbildung 12: Heizverlaufsrechnung und ausgewählte Merkmale nach [Je02]

In Verbindung mit der Abgasnachbehandlung ist eine Auswertung dieser Kenngröße nicht immer eindeutig möglich. Um dies zu verdeutlichen zeigt **Abbildung 13** beispielhaft zwei integrale Heizverläufe mit und ohne Nachverbrennung. Im linken Teilbild ist die Ermittlung der Schwerpunktlage eindeutig möglich und kann genau der dominierenden Hauptverbrennung zugeordnet werden. Im Gegenteil dazu zeigt das rechte Teilbild einen Verbrennungsverlauf mit Vor-, Haupt- und Nachverbrennung, wobei Die 50%-Schwelle keiner genauen Lage zugeordnet werden kann. Damit ist dieser Verbrennungskennwert nicht mehr für eine Regelung nutzbar, da die Beeinflussung durch die Haupteinspritzlage nicht mehr gegeben ist.

Eine erweiterte Zylinderdruckanalyse ist deshalb zwingend erforderlich und über die vorhandene Entwicklungsumgebung durchgeführt worden (Kapitel 2.3). Kapitel 5 zeigt deren Anwendung und eine erweiterte Methode der Verbrennungsregelung, die auch während der Abgasnachbehandlung verwendet werden kann.

Weiterführende Informationen zur Verbrennungsprozessberechnung sind unter anderem [MoTs07] zu entnehmen.

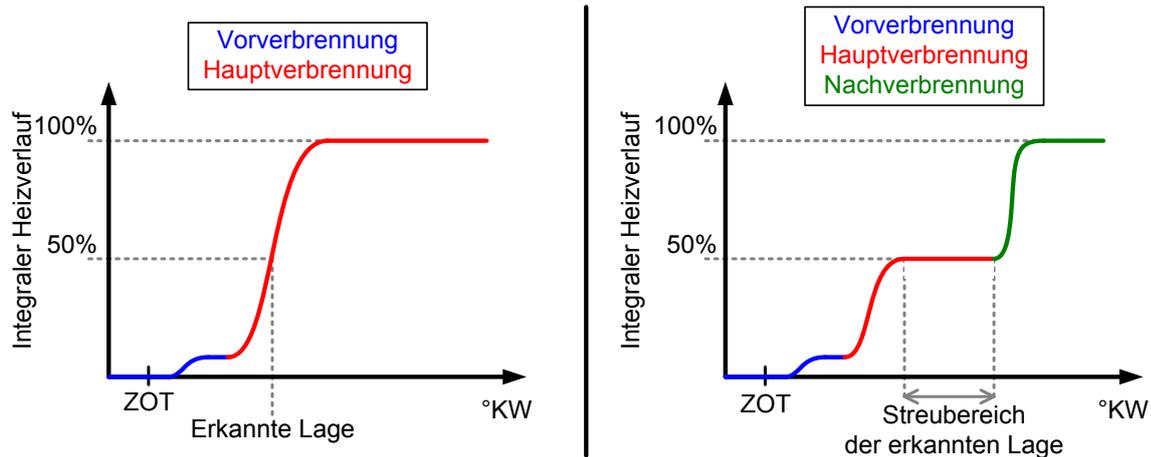


Abbildung 13: Vergleich Lagebestimmung ohne und mit Nachverbrennung

Verbrennungsluftverhältnis

Neben dem Moment und der Drehzahl des Motors (DRZ) gehört das Verbrennungsluftverhältnis

$$\lambda = \frac{m_{\text{ZylFrisch}}}{L_{\text{Min}} \cdot m_{\text{B}}} \quad (5)$$

zu den wesentlichen prozeßbeschreibenden Größen. Es stellt das Verhältnis aus zugeführter ($m_{\text{ZylFrisch}}$) zu theoretisch notwendiger ($L_{\text{Min}} \cdot m_{\text{B}}$) Frischluftmasse für eine vollständige Verbrennung dar. Für diese Berechnung ist der Mindestluftbedarf für Dieselmotorkraftstoff ($L_{\text{Min}} = 14,6 \text{ kg}_{\text{Luft}}/\text{kg}_{\text{Kraftstoff}}$) und die Kraftstoffmasse (m_{B}) notwendig. Die dieselmotorische Verbrennung läuft üblicherweise mit Luftüberschuss ($\lambda > 1$), also magerem Verbrennungsluftverhältnis ab. Das Verbrennungsluftverhältnis beeinflusst die motorische Verbrennung unter anderem hinsichtlich der Umsetzung des Kraftstoffs und der Schadstoffemissionen [MoTs07].

Für die Abgasnachbehandlung ist oftmals die Angabe der Sauerstoffkonzentration im Abgasmassenstrom vorteilhaft. Ist die eingesetzte Kraftstoffmasse gegeben, so lässt sich mit dem Mindestluftbedarf eine Gasmasse bestimmen, die ideal betrachtet nach der Verbrennung keinen Restsauerstoff mehr beinhaltet. Die Differenz zwischen dieser und der zugeführten Frischluftmasse muss dementsprechend die 23% Massenanteil des Sauerstoffs der Frischluft enthalten, womit sich die Sauerstoffmasse

$$m_{\text{O}_2} = (m_{\text{ZylFrisch}} - L_{\text{Min}} \cdot m_{\text{B}}) \cdot 0,23 \quad (6)$$

bestimmen lässt. Geht man von der Annahme aus, dass der Abgasmassenstrom näherungsweise der Frischluftmasse entspricht, das heißt die Kraftstoffmasse vernachlässigt werden kann, so lässt sich die Sauerstoffmasse wiederum auf die gesamte Frischluftmasse beziehen, um den Sauerstoffanteil des Abgasmassenstroms

$$r_{\text{O}_2} = \frac{(m_{\text{ZylFrisch}} - L_{\text{Min}} \cdot m_{\text{B}}) \cdot 0,23}{m_{\text{ZylFrisch}}} \quad (7)$$

zu erhalten. Diese Gleichung lässt sich dann durch die Lambdaberechnung (Formel (5)) vereinfachen

$$r_{\text{O}_2} = 0,23 - \frac{0,23}{\lambda} \quad (8)$$

Da sich die Formel (8) nur noch auf die Abgasseite bezieht, lässt sie sich auch dann anwenden, wenn die Zylindergasfüllung nicht nur aus Frischluft sondern zusätzlich aus zurückgeführtem Abgas besteht.

2.2 Erweiterung des Abgasnachbehandlungssystems

Der verwendete Versuchsträger weist eine komplexe Abgasnachbehandlung auf (Kapitel 1.1.4), jedoch kann nur auf den Verbrennungsmotor zurückgegriffen werden, um die Anforderungen der Abgasnachbehandlungskomponenten zu erfüllen. Innerhalb der verbauten Komponenten des Versuchsträgers (DOC, DPF und NSC) können sich zwar die Konzentrationen und die Abgastemperatur ändern, dennoch ist dies ein Ergebnis der aktuellen Bedingungen. Beispielsweise kann der DOC zur Temperaturanhebung genutzt werden, jedoch müssen dafür eine ausreichende Grundtemperatur, Sauerstoffkonzentration und unverbrannter Kraftstoff vorhanden sein. Der DOC selbst kann dies nicht dem Abgasmassenstrom zufügen, es stellt sich lediglich eine Reaktion gemäß den Randbedingungen ein. In dem serienmäßigen Versuchsträger müssen die geforderten Abgasbedingungen mittels Verbrennungs-, Einspritzungs- und Gassystemanpassungen durch den Verbrennungsmotor erzeugt werden. Dabei hat z.B. die verbrennende Nacheinspritzung (Po2) einen großen Einfluss auf die Auslasstemperatur des Motors, aber auch auf das zu erzeugende Moment. Eine nicht verbrennende Einspritzung (Po1) zum Umsatz im DOC hat eine verstärkte Ölverdünnung zur Folge. Nach [GaMu08] kann durch die Verwendung von zusätzlichen Stellern im Abgasstrang eine Anpassung des Motorbetriebes in Abgasnachbehandlungsfällen vermieden bzw. in ihrer Auswirkung minimiert werden. Das Hauptziel besteht dabei im Aufheizen der verbauten Abgasnachbehandlungskomponenten.

Eine naheliegende Variante, ist das Aufheizen der jeweiligen Komponente zu deren Temperaturerhöhung. [HeLa01] und [Sc08c] beschreiben diese Variante mit Hilfe einer elektrischen Zusatzheizung, die in der Komponente integriert ist. Eine weitere Möglichkeit nutzt die exotherme Reaktion im DOC. Dafür wird dem Abgasmassenstrom nach dem Verbrennungsmotor unverbrannter Kraftstoff zugeführt, womit sich zunächst die Konzentrationen der Abgasmassenstrombestandteile ändern. Erst im Anschluss erfolgt durch die Reaktion im DOC eine Temperaturanhebung. Allerdings muss für die Nutzung dieser Methode der DOC zunächst über seine Light-Off Temperatur gebracht werden (Kapitel 1.1.4). Der Kraftstoff kann nach [FaHa09] und [RiTr08] in flüssiger Form zugeführt werden. [FrIn09] zeigt aber auch eine Variante, die den Kraftstoff zuvor verdampft. Neben der Umsetzung von unverbranntem Kraftstoff im DOC, kann ein im Abgasstrang platzierter externer Brenner direkt auf das Abgas wirken. Dies wurde unter anderem

von [GaMu08] und [HuSt08] beschrieben. Dieser zusätzliche Steller bietet die Möglichkeit, die Temperatur im Abgasstrang unabhängig vom Verbrennungsmotor zu erhöhen. Außerdem kann der Einfluss auf die Abgaszusammensetzung für eine Unterstützung des Fettbetriebs für den NSC genutzt werden. Aus diesem Grund wird der externe Brenner als zusätzlicher Steller der Abgasnachbehandlung innerhalb dieser Arbeit betrachtet.

Bisherige Untersuchungen von [Ro06] bzw. Veröffentlichungen von [GaMu08] und [HuSt08] zeigen sowohl die praktische Umsetzbarkeit eines Brenners für eine Anwendung im PKW, als auch dessen Potential zur Regeneration von Abgasnachbehandlungskomponenten. Neben der oftmals als unabhängig vom Verbrennungsmotor beschriebenen Arbeitsweise ist bei einer Temperaturerhöhung mit Hilfe des externen Brenners, mit weniger Wärmeverlusten zu rechnen (**Abbildung 14**).

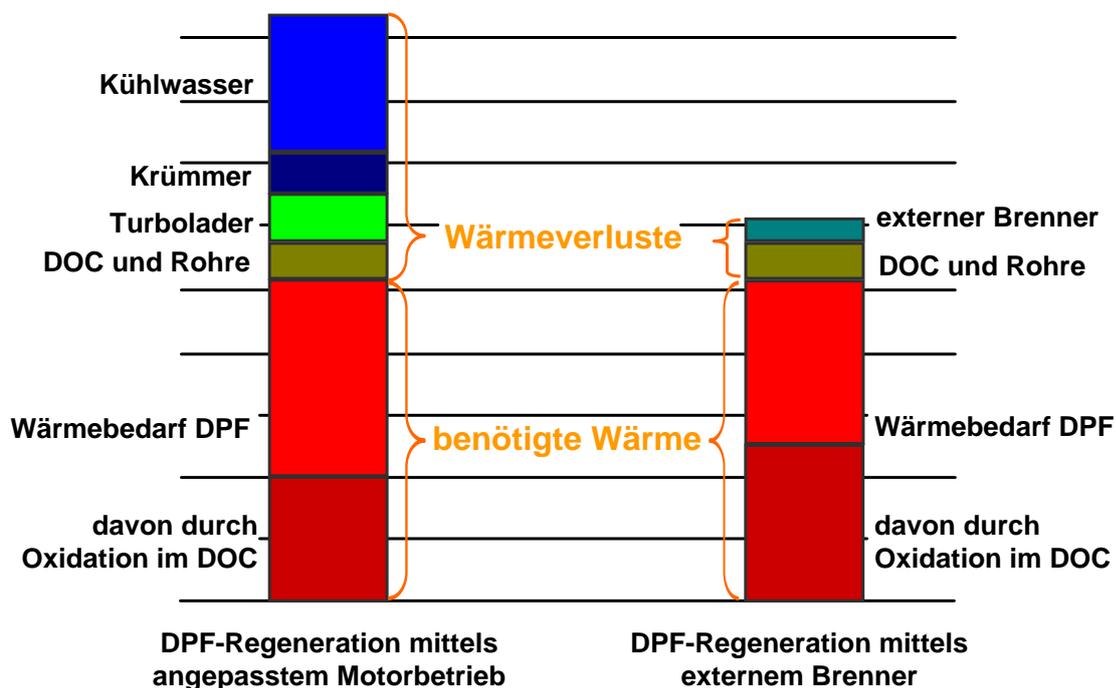


Abbildung 14: Anteile der Wärme bei der DPF-Regeneration im Vergleich nach [GaMu08]

Daraus ergibt sich eine effektivere Temperaturerzeugung mit geringerem Kraftstoffverbrauch, als es durch eine reine Anpassung der motorischen Verbrennung möglich ist. Begründet ist dieser Effekt in der kürzeren Strecke zwischen Temperaturerzeugung und anforderndem System. Mit der Wahl der Position des Brenners kann die Energie dort eingebracht werden, wo sie benötigt wird. Der betrachtete Brenner stellt eine Weiterentwicklung des in der Arbeit [Ro06] beschriebenen Systems dar. Die Komponente besteht aus einer Brennkammer, welche mit dem Abgasmassenstrom verbunden ist. In der Brennkammer wird Sekundärkraftstoff und Sekundärluft eingebracht und über einen Glühstift gezündet. Dabei kann die Abstimmung zwischen Sekundärkraftstoff und Sekundärluft innerhalb der Brennkammer in einem Lambdabereich zwischen 0,4 und 1,4 erfolgen. Erst im Anschluss wird der gesamte Sekundärmassenstrom dem Abgasmassenstrom zugeführt und vermischt.

Um den Brenner für mehrere Aufgaben einsetzen zu können, wurde für diese Arbeit eine Position zwischen Turbine und DOC gewählt. Somit kann der externe Brenner nicht nur für eine aktive DPF-Regeneration genutzt werden, sondern gleichermaßen für ein schnelles Aufheizen des DOC bzw. des NSC bei Kaltstartbedingungen sorgen. Außerdem ist eine Unterstützung des Fettbetriebes für den NSC möglich. Während des Brennerbetriebes können ähnliche Schadstoffemissionen auftreten, wie bei der motorischen Verbrennung. Gerade bei Einstellungen mit fetten Brennkammerlambda ist mit hohen CO- und HC-Emissionen zu rechnen. Ebenso kann eine Rußbildung auftreten. Die Position zwischen Turbine und DOC ist bei der Behandlung dieser Emissionen zusätzlich von Vorteil, da alle Abgasnachbehandlungskomponenten hinter dem externen Brenner angeordnet sind. **Abbildung 15** zeigt schematisch den Aufbau der Serienabgasnachbehandlung im Vergleich zu der Abgasnachbehandlung, die mit dem externen Brenner erweitert ist.

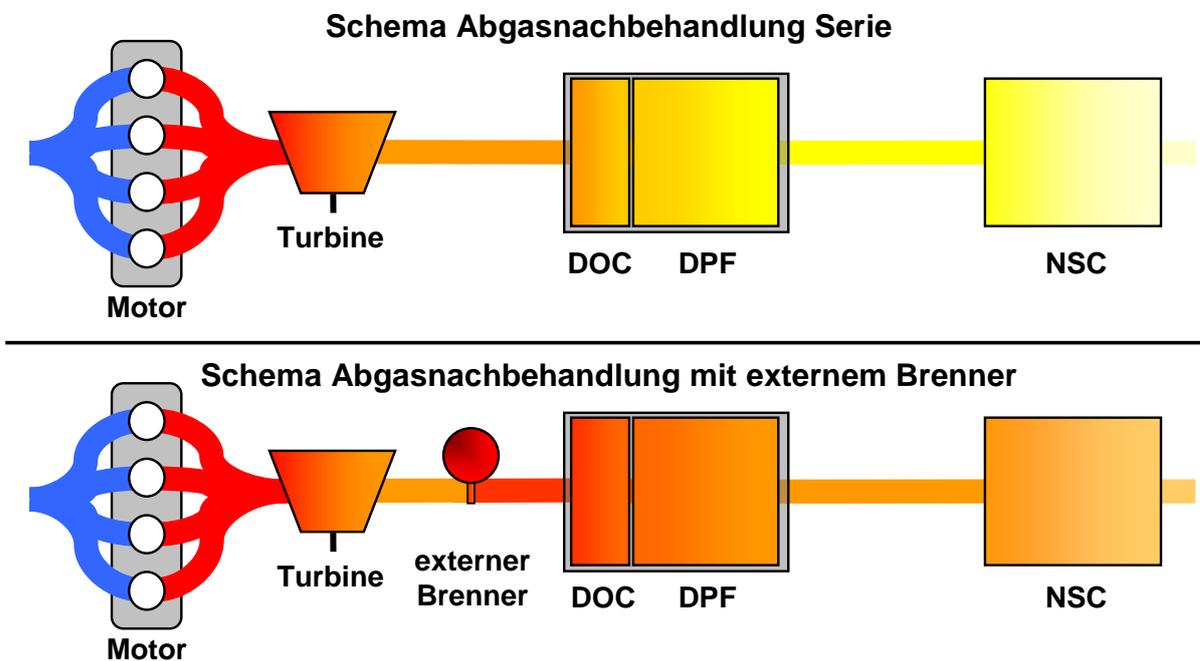


Abbildung 15: Schema Abgasnachbehandlung Serie und mit Erweiterung externer Brenner

2.3 Entwicklungsumgebung

Neben dem Versuchsträger ist eine zuverlässige und leistungsfähige Entwicklungsumgebung notwendig, um neue Funktionen zu erstellen und Messungen durchführen zu können. In einem weiteren Schritt müssen diese Funktionen auf einem Prototypensteuergerät implementiert, getestet und parametrisiert werden, wobei Untersuchungen am Motorenprüfstand und im Fahrzeug zur Anwendung kommen. Die zur Verfügung stehende Entwicklungsumgebung setzt sich aus unterschiedlichen Hard- und Softwarekomponenten zusammen, die bereits für die Arbeiten [NiRe00], [Je02] und [Nö10] genutzt und beschrieben wurden. Aus diesem Grund gibt dieses Kapitel nur einen kurzen Überblick über die verwendeten Bestandteile.

ASCET

Für die Programmierung der neuen Funktionen stand das Programm ASCET (Advanced Simulation and Control Engineering Tool) der Firma ETAS [ET07] zur Verfügung. Die Programmierung kann dabei textuell und grafisch erfolgen. Die einzelnen Teilfunktionen werden in sogenannten Modulen sowie Klassen erstellt und in Projekten zusammengefasst, die dann alle Regelungs- und Steuerungsfunktionen der Anwendung beinhalten. Außerdem bieten die Projekte in ASCET die Möglichkeit, die Abarbeitung der Bestandteile zu strukturieren. Das so erzeugte Programm kann im Anschluss auf eine Rapid-Prototyping-Hardware geladen und ausgeführt werden.

ES1000

Als modulare Rapid-Prototyping-Hardware kam die ES1000 der Firma ETAS [ET00] zum Einsatz, welche über einen VME-Bus verfügt und durch unterschiedliche Einschubkarten für Sonderfunktionen angepasst werden kann. Dabei wird das mit ASCET erstellte Programm auf dem Rapid-Prototyping-Controller-Board (ES1135) ausgeführt. Die Schnittstellenkarte (ES1232) verbindet die ES1000 mit dem Motorsteuergerät EDC (Electronic Diesel Control) und erlaubt einen Austausch von Motorsteuergerätegrößen. Dafür muss das Motorsteuergerät mit einem Emulator-Tast-Kopf (ETK) ausgestattet sein. Die Funktionen der EDC können so durch eigene ausgetauscht bzw. erweitert werden. Die Echtzeit-Zylinderdruckauswertung wird über eine Zylinderdruckerfassungskarte (DZA – Digitale Zylinderdruckanalyse [Je02]) realisiert und über die Schnittstellenkarte (ES1600) an den VME-Bus angebunden. Über die bereits bestehenden Auswertalgorithmen hinaus, lassen sich Änderungen schnell auf der DZA implementieren und in Verbindung mit den neuen Regelungsfunktionen auf der ES1135 verwenden. Zusätzlich zu den bereits beschriebenen Einschubkarten, können unter anderem digitale bzw. analoge Erfassungskarten die ES1000 erweitern.

INCA

Für die Bedatung des Motorsteuergerätes sowie der Prototypensteuergerätefunktionen wird das Programm INCA (Integrated Calibration and Application Tool) der Firma ETAS [ET06] verwendet. Es bietet die Möglichkeit, Größen des Motorsteuergerätes sowie der neuen Funktionen des Prototypensteuergerätes zu messen und aufzuzeichnen. Außerdem können Parameter, Kennlinien und Kennfelder angepasst werden. **Abbildung 16** stellt schematisch den Aufbau der Entwicklungsumgebung mit den zuvor beschriebenen Bestandteilen dar, wobei ASCET und INCA auch auf dem gleichen PC vorhanden sein können.

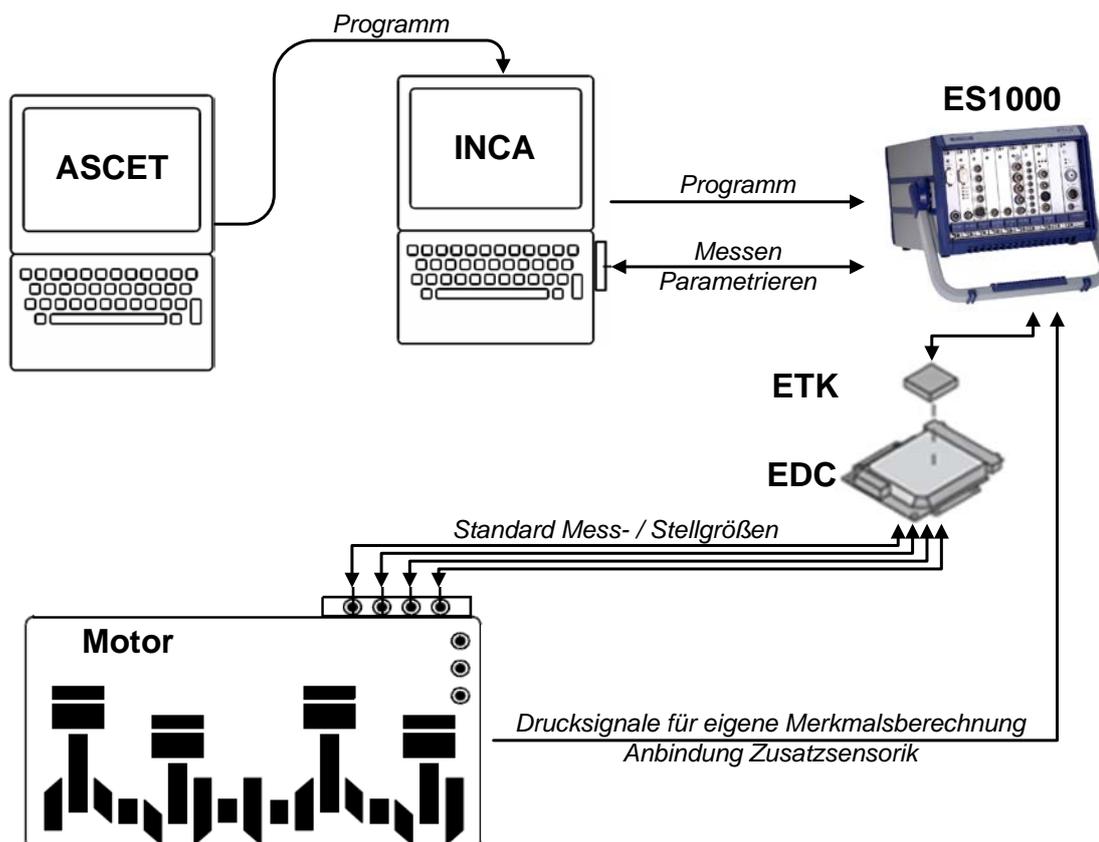


Abbildung 16: Entwicklungsumgebung schematisch: ASCET; INCA; ES1000; EDC mit ETK

Indizierauswertung

Die bereits erwähnte Echtzeitindizierauswertung DZA bietet die Möglichkeit, den Druckverlauf mit eigenen Algorithmen zu analysieren und individuelle Verbrennungskennwerte zu berechnen. Allerdings kann der tatsächliche Zylinderdruckverlauf für eine nachträgliche Auswertung nicht gespeichert werden. Zu diesem Zweck steht ein weiteres Indiziersystem der Firma Smetec zur Verfügung, das COMBI-PRO (COMBustion-Indication). Die mit diesem Gerät aufgezeichneten Zylinderdruckverläufe lassen sich offline durch selbstentwickelte Algorithmen auswerten und betrachten. Dies ist notwendig, um weitere Verbrennungskennwerte zu definieren, neue Funktionen zu entwickeln und Algorithmen zu testen und zu bewerten.

MATLAB

Die Simulation und Offlineauswertung der Messdaten erfolgte mit dem Programm MATLAB (matrix laboratory) der Firma MathWorks [MA09]. Für die Auswertung von Prüfstandsmessungen stehen komplexe Auswertelgorithmen bereit, die fortlaufend verbessert und überprüft werden. Beispielsweise ist eine Weiterentwicklung der Zylinderdruckauswertung in der Arbeit von [Sc08a] beschrieben. Die Auswertung ermöglicht es, einzelne Verbrennungen aus dem Zylinderdrucksignal zu erkennen. Dabei werden für jede einzelne Verbrennung die Kennwerte Schwerpunktlage, umgesetzte Wärmemenge und erzeugtes Moment ermittelt. Die Offlineauswertung in Verbindung mit den experimentellen Untersuchungen bildet somit den Grundstein für neue Funktionsansätze.

2.4 Regelungstechnische Grundlagen

Die neu entwickelten Funktionen umfassen unter anderem Regelkreise, wie beispielsweise die Zylinderauslasstemperaturregelung (Kapitel 7.2). Aus diesem Grund werden im Folgenden ein kurzer Überblick über regelungstechnische Grundlagen gegeben sowie auf die angewandte Streckenidentifikation und Möglichkeiten der Reglerparametrierung eingegangen. Tiefere Erläuterungen können Standardwerken der Regelungstechnik entnommen werden (z.B. [Or08], [Re06] und [ReZa08]).

Regler

Bei einer Regelung wird der gemessene zurückgeführte Streckenausgang (x') mit einem Sollwert (w) verglichen und entsprechend dem Regleralgorithmus die Stellgröße (y_R) berechnet. **Abbildung 17** illustriert den Regelkreis mit dem Vergleich, dem Regler (G_R), der Regelstrecke (G_S) und dem Messglied (G_{Mess}). Zudem ist eine Vorsteuerung integriert und eine Störung (z) der Strecke angedeutet.

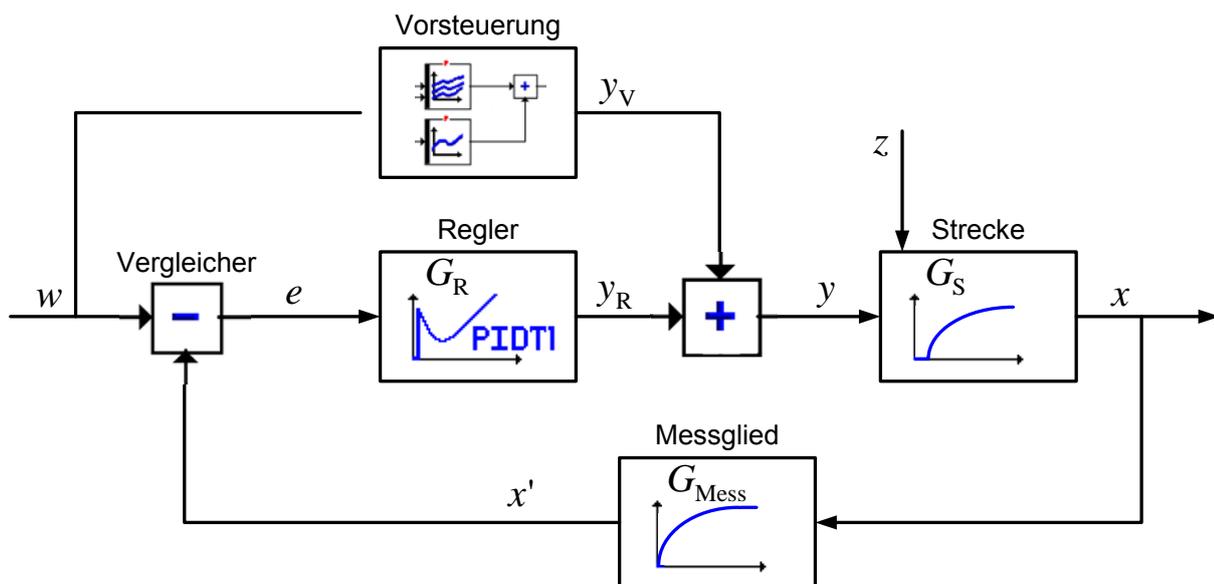


Abbildung 17: Blockschaltbild einer Regelstrecke mit Vorsteuerung

Betrachtet man nur den Regelkreis, so kann dieser zwei wesentliche Aufgaben erfüllen. Die Führungsreglerauslegung soll die Strecke dynamisch bei Sollwertänderungen führen und die Störreglerauslegung die auftretenden Störungen schnell ausgleichen. Durch die unterschiedlichen Angriffspunkte von Soll- bzw. Störgröße ergeben sich verschiedene Gesamtübertragungsfunktionen und daraus abgeleitet andere Reglereinstellungen für ein optimales Verhalten. Eine Vorsteuerung soll den Regler entlasten. Dabei werden zuvor bestimmte Einstellungen für eine definierte Situation abgelegt und im laufenden Betrieb abgerufen. Dafür kann z.B. auf Kennlinien und Kennfelder zurückgegriffen werden oder ein inverses Modell der Strecke zur Anwendung kommen. Ist eine Vorsteuerung optimal parametrier-

besteht zunächst keine Notwendigkeit für einen Regler. Dennoch sollte auf die Rückführung der zu regelnden Größe nicht verzichtet werden. Nur so ist es möglich, auf Änderungen der Strecke bzw. auf Störungen zu reagieren. Aufgrund der komplexen Abläufe des realen Systems werden meist vereinfachte Annahmen für eine Vorsteuerung genutzt. Diese Vereinfachungen führen zu fehlerhaften Vorsteuerwerten, die durch den Regler ebenfalls ausgeglichen werden müssen. Bei der Verwendung von Reglern stehen unterschiedliche Reglerarten zur Verfügung. Wird auf eine Abweichung zwischen Soll- und Istwert nur ein konstanter Faktor multipliziert (K_P), spricht man von einem P-Regler. Bei einem I-Regler führt eine konstante Regeldifferenz (e) zu einer stetig steigenden Stellgröße. Die Steigung wird dabei von der Integrationszeitkonstante (T_N) sowie der Regeldifferenz bestimmt. Ein D-Regler bewertet die Differenz zwischen der aktuellen und der vergangenen Regeldifferenz unter Berücksichtigung der Vorhaltezeit (T_V). Ein einfaches D-Glied ist praktisch nicht realisierbar, da eine Sprungantwort eine unendlich große Stellgröße zur Folge hat, die physikalisch nicht darstellbar ist. Für die Realisierung wird daher auf ein DT_1 -Glied zurückgegriffen, welches eine zusätzliche Verzögerungszeit (T_1) mit einbringt. Für eine Kombination der hier angesprochenen Elemente können die Ausgangswerte zusammenaddiert werden. Somit lässt sich ein PI- wie ein $PIDT_1$ -Regler durch die Übertragungsfunktion im Bildbereich

$$\begin{aligned} G_{PIDT_1}(s) &= G_{PR}(s) + G_{IR}(s) + G_{DT_1}(s) \\ &= K_P + K_I \frac{1}{s} + K_D \frac{1 + s \cdot T_V}{1 + s \cdot T_1} \end{aligned} \quad (9)$$

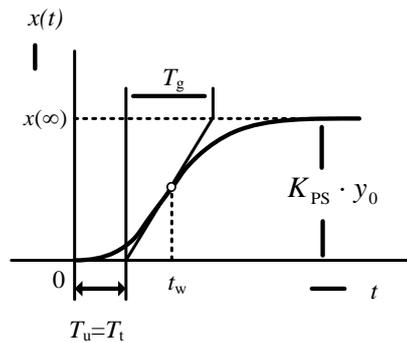
darstellen. Dabei ist der Verstärkungsfaktor des I-Gliedes durch

$$K_I = \frac{1}{T_N} \quad (10)$$

definiert und das D-Glied besitzt zudem einen Verstärkungsfaktor (K_D).

Streckenidentifikation

Um eine Strecke regeln zu können, muss das Verhalten der Strecke bekannt sein. Für diese Arbeit (Kapitel 7.2) werden die Regelstrecken als totzeitbehaftete Verzögerungsglieder 1. Ordnung angenommen. Ein praktisches Verfahren, die Parameter der Übertragungsfunktion zu bestimmen, ist das sogenannte Tangentenverfahren. **Abbildung 18** zeigt dieses Verfahren zusammen mit der Übertragungsfunktion der approximierten Strecke. Hierbei stellt K_{PS} die Verstärkung, T_1 die Verzögerungszeit sowie T_t die Totzeit der Strecke dar. Durch eine Sprungantwort des realen System kann die Totzeit ($T_u = T_t$), Anstiegszeit ($T_g = T_1$) sowie der Verstärkungsfaktor (K_{PS}) der offenen Strecke näherungsweise bestimmt werden. Zu diesem Zweck wird im Wendepunkt eine Tangente angelegt. Dieses Verfahren ist allerdings nur für Strecken ohne Überschwingen zulässig [ReZa08].



Übertragungsfunktion einer Totzeit behafteten Strecke 1. Ordnung:

$$G_S(s) = \frac{K_{PS}}{1 + s \cdot T_1} \cdot e^{-s \cdot T_t}$$

Abbildung 18: Approximation der Sprungantwort nach einem Sprung der Stellgröße $y(t) = y_0 \cdot \sigma(t)$ zusammen mit der Übertragungsfunktion nach [ReZa08]

Reglerparametrierung

Mit der Identifikation der Strecke ist im Anschluss eine Reglerauslegung möglich. Dabei richtet sich die Wahl der Parameter zusätzlich zu den Streckendaten nach der regelungstechnischen Aufgabe (Stör- und Führungsregler) und dem geforderten dynamischen Verhalten. Ein dynamisch schneller Regler wird ein Überschwingen zur Folge haben, ein aperiodisches Regelverhalten dagegen ein langsames Zeitverhalten aufweisen. Bei der Auslegung des Reglers ist es notwendig, die Strecke nach ihrer Fähigkeit zu beurteilen. Ein Maß ist die sogenannte Regelbarkeit, die durch das Verhältnis zwischen Anstiegs- und Totzeit gebildet wird. Je größer die Regelbarkeit einer Strecke ist, umso schneller kann auf eine Regeldifferenz reagiert werden. Unter anderem gibt [ReZa08] Erfahrungswerte für die Regelbarkeit einer Strecke an. Demonstriert wird dies in dieser Arbeit beispielhaft an zwei unterschiedlichen Zylinderauslasstemperatursignalen (Kapitel 7.2).

Kann eine Regelstrecke durch eine Verzögerung 1. Ordnung mit Totzeit approximiert werden, dann ist es ebenfalls möglich, beispielsweise die Einstellregeln nach Chien, Hrones und Reswick anzuwenden. Dabei wird in Stör- und Führungsreglerauslegung mit und ohne Überschwingen unterschieden. Eine Auflistung der Parameterbestimmung ist beispielsweise [Or08] zu entnehmen. Allerdings muss bei der Berechnung der Reglerparameter auf die Implementierung der Regler geachtet werden.

3 Entwurf eines modularen physikalisch orientierten Regelungskonzeptes

Der Entwurf des Regelungskonzeptes orientierte sich an dem modularen Komponentenaufbau. Den Stellern wurden bevorzugte Größen zugeordnet, die diese Komponente beeinflussen sollen, wie z.B. dem AGR-Ventil der AGR-Massenstrom. Sie bilden die unterste Ebene und die Schnittstelle zum physikalischen System des Verbrennungsmotors. Nicht alle Komponenten dieser „Komponentenebene“ sind Steller. Gerade in der Abgasnachbehandlung sind vorwiegend passive Elemente vorzufinden, beispielsweise der DPF. Diese passiven Komponenten sollen die physikalischen Randbedingungen und Zusammenhänge abbilden, wie z.B. die Regeneration des eingelagerten Rußes im DPF. Die unterschiedlichen „Systemebenen“ sind für die Verteilung und Anpassung der verschiedenen Führungsgrößen auf die vorhandenen Steller verantwortlich, beispielhaft dafür die Aufteilung der AGR-Rate auf Hoch- bzw. Niederdruck-AGR. Damit soll erreicht werden, dass Systemänderungen einfacher eingefügt werden können. Die übergeordnete Führungsgröße hat weiterhin Bestand und muss nur auf die geänderten Steller angepasst werden. Z.B. hat die Gesamt-AGR-Rate weiterhin Bestand, auch wenn die Hochdruckstrecke konstruktiv nicht mehr vorhanden ist. Dabei spielen die Grenzen der betrachteten physikalischen Komponenten eine große Rolle. Sie müssen ebenfalls durch die Koordinatoren der Systemebenen Berücksichtigung finden und gegebenenfalls in einer Begrenzung der übergeordneten Führungsgröße enden. Im gleichen Maße werden die passiven Komponenten der Abgasnachbehandlung in den jeweiligen Koordinatoren der Systemebenen berücksichtigt (z.B. DPF mit DPF-Regeneration). Die vorhandenen Betriebsbereiche werden dabei mit Hilfe von Grenzbetrachtungen der unterschiedlichen physikalischen Größen hinterlegt (z.B. notwendiger Temperaturbereich). In der „Oberen Systemebene“ kann zwischen den globalen Führungszweigen unterschieden werden. Diese sollen möglichst getrennt voneinander eingestellt werden können und keine Querkopplung zueinander aufweisen. Es ergeben sich somit drei Hauptstellpfade für „Zylindergasfüllung“, „AGR-Rate“ und die Vorgabe der Einspritzung. Zusätzlich wird das Abgassystem durch einen eigenen Koordinator repräsentiert, der die Anforderungen der enthaltenen Komponenten bündelt und den Verbrennungsmotor von den einzelnen Abgasnachbehandlungsbestandteilen trennt. Für die Führung des Systems ist eine zentrale Stelle im sogenannten „Sollwertregime“ vorgesehen, der „Zylinderkoordinator“. Hier müssen alle Anforderungen an den Verbrennungsmotor gesammelt und Sollwerte für die Stellpfade bestimmt werden. Die oberste „Vorgabeebene“ generiert die Sollwerte bzw. Randparameter beim Betrieb des gesamten Verbrennungsmotorsystems.

Eine komplette Übersicht des Regelungskonzeptes ist im Anhang A-1 enthalten. Im Folgenden werden die Aufgaben der einzelnen Hauptbestandteile näher beschrieben und angrenzende Module aufgezeigt.

Aufgaben des Zylinderkoordinators

Der „Zylinderkoordinator“ [DE09a] als zentrales verbindendes Glied innerhalb der gesamten Struktur befindet sich in der Ebene des Sollwertregimes und ist in **Abbildung 19** dargestellt. Alle Anforderungen aus der Vorgabeebene bzw. der Abgasnachbehandlung müssen durch ihn Berücksichtigung finden. Die entsprechenden Werte der globalen Führungsgrößen werden durch den Zylinderkoordinator bestimmt und auf die Koordinatoren der oberen Systemebene verteilt.

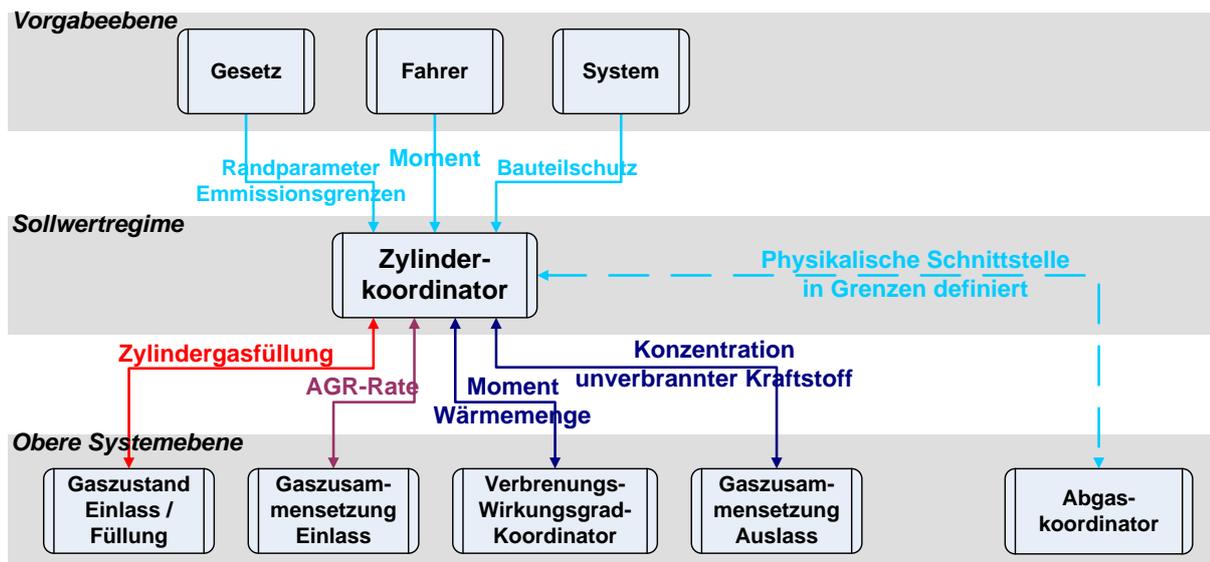


Abbildung 19: Ausschnitt modulares physikalisches Regelungskonzept – Zylinderkoordinator

Eine der wichtigsten Zielgrößen beim Betrieb des Verbrennungsmotors ist das vom Fahrer geforderte Moment. Dieses sollte solange bereitgestellt werden, wie es die Systemmöglichkeiten erlauben. Zusätzlich kann eine Abgasnachbehandlung Anforderungen an die Bedingungen direkt nach dem Verbrennungsmotor stellen (z.B. Auslasstemperatur, Abgaskonzentrationen, Abgasmassenstrom), die sich durch den Betrieb des Verbrennungsmotors ergeben. Die Anforderungen der Abgasanlage sind diskontinuierlich und je nach vorhandenen Bestandteilen stark unterschiedlich. Trotz der Überbestimmtheit des Systems, können feste Zielwerte verschiedener Größen nicht immer eingestellt werden, da sich die Einstellparameter gegenseitig ausschließen. Dieser Zielkonflikt lässt sich entscheidend entspannen, wenn keine festen Zielgrößen verwendet werden, sondern Zielbereiche. Daraus folgt, dass die physikalischen Größen nicht als feste Werte, sondern als Grenzen definiert sind. Somit ergibt sich ebenfalls ein Betriebsbereich des Verbrennungsmotors, der alle Anforderungen erfüllt. Der entstandene Spielraum bei der Festlegung der Einstellparameter kann für eine Kompensation von Streuungen und eine Reaktion auf Fehler genutzt werden. Für die Auswahl der Einstellparameter kann zusätzlich auf Optimierungsfaktoren zurückgegriffen werden. Aus Sicht des Zylinderkoordinators müssen die Anforderungen des Abgassystems, das Fahrerwunschmoment und die Systemmöglichkeiten miteinander verglichen werden. Die Wahl der globalen Führungsgrößen muss genau diesen Vergleich ermöglichen. Gerade die Anforderungen des Abgassystems führen zu einer physikalischen Betrachtung und

den globalen Führungsgrößen „Zylindergasfüllung“, „AGR-Rate“, „Wärmemenge“, „Moment“ und der „Konzentration an unverbranntem Kraftstoff“. Die Zylindergasfüllung und die AGR-Rate haben sich in den Arbeiten von [Nö10] als bevorzugte Führungsgrößen für das Gassystem heraus kristallisiert und werden in einem anschließenden Unterkapitel kurz vorgestellt. Die Wärmemenge ist eine neu eingeführte globale Führungsgröße und beschreibt die dem System zugeführte Energie. Sie lässt sich für eine physikalische Beschreibung nutzen und während des Betriebs des Verbrennungsmotors messen. Das Moment repräsentiert die abgegebene Energie zum Antrieb des Fahrzeuges. Die Konzentration an unverbranntem Kraftstoff kann im Bereich der Abgasnachbehandlung für eine zusätzliche Temperaturerhöhung über den DOC genutzt werden. Diese globalen Führungsgrößen stehen in keinem direkten Bezug zu einem festen Stellglied. Über die angesprochenen Systemebenen werden die globalen Führungsgrößen auf die vorhandenen Stellglieder verteilt und angepasst. Das Führen des Systems benötigt daher keine Kenntnis über die verbauten Stellglieder, sondern lediglich über die Grenzen der entsprechenden Führungsgröße. Somit ist die Entscheidung unabhängig vom eigentlichen Stellglied.

Der Zylinderkoordinator beinhaltet dementsprechend eine Mehrgrößenumrechnung als zentrales Glied des Regelungskonzeptes, wobei die Vorgabe der Stellgliedführungsgrößen anhand von in Grenzen definierten Anforderungen und Systemmöglichkeiten vorgenommen wird. Die Sichtweise, Methoden und Umsetzung des Zylinderkoordinators werden in Kapitel 4 näher erläutert.

Übersicht der bestehenden Gassystemstellpfade

Das Konzept der Gassystemregelung ist in **Abbildung 20** dargestellt und konnte von [Nö10] übernommen werden. Die in der Arbeit beschriebene Gassystemregelung verwendet unter anderem die globalen Führungsgrößen „Zylindergasfüllung“ und „AGR-Rate“. Dabei beschreibt die Zylindergasfüllung die gesamte Gasmasse im Zylinder. Diese Anforderung kann durch einen Druckvorhalt, z.B. über die Drosselklappe⁷, erweitert werden. Der Stellpfad der Zylindergasfüllung umfasst die Hauptstellorgane Drosselklappe und Abgasturbolader. In der Arbeit von [Nö10] ist zusätzlich ein variabler Ventiltrieb betrachtet worden, der hier keine Anwendung findet. Die AGR-Rate beschreibt die Konzentration der Zylindergasfüllung und wird durch das Regelungskonzept auf die vorhandenen Zweige und Stelleingriffe verteilt. Die physikalische Betrachtung der am Versuchsträger vorhandenen AGR-Strecken führt zu der Berechnung von Abgasmassenströmen in der Hochdruck- und Niederdruckstrecke ausgehend von Druckunterschieden. [Nö10] beschreibt zudem das verbesserte Schadstoffemissionsverhalten einer Regelung der Zylindergasfüllung und der AGR-Rate im Vergleich zu der weit verbreiteten Frischluftmassenregelung. Verdeutlicht wird dies durch eine Sensitivitätsanalyse der NO_x-Rohemissionen bei einer Füllungsstörung und der Vergleich des Schadstoffrohmissionsverhaltens bei dynamischen Fahrzyklen. Daraus wird die Wichtigkeit der Wahl der Führungsgrößen deutlich.

⁷ Bei einem Druckvorhaltenforderung über Drosselklappe ist der Druck vor Drosselklappe höher als dahinter. Dies ist gerade in dynamischen Fahrsituationen von Vorteil. [Nö10]

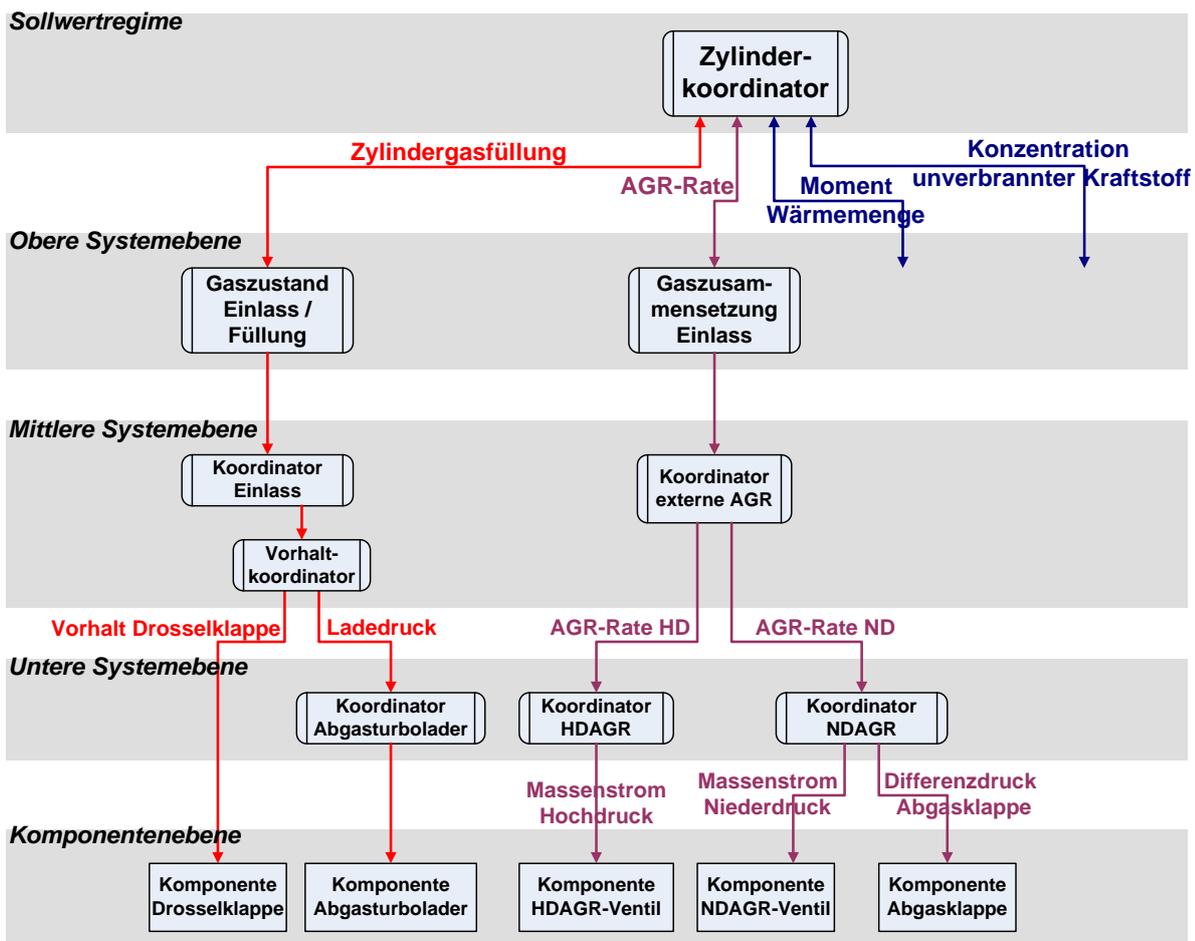


Abbildung 20: Ausschnitt modulares physikalisches Regelungskonzept – Gassystem

Für eine Regelung der Zylindergasfüllung, unter Berücksichtigung der verschiedenen möglichen Gassystemstellorgane, ist eine stellerunabhängige Bestimmung der Zylindergasmasse hilfreich. Diese gestattet, bei Hardwareänderungen die gleiche Erfassung zu verwenden und für eine Regelung zu nutzen. Eine Variante, dies zu erreichen, ist die Bestimmung der Zylindergasmasse aus den Zylinderdruckverläufen. Das Verfahren betrachtet dabei den Ladungswechsel aus Sicht des Brennraums. Das schlechte Signal-Rausch-Verhältnis des Zylinderdrucksensors in diesem Bereich lässt allerdings keine exakten Aussagen über die Zylindergasfüllung zu. Aus diesem Grund wird der Druck während der Kompression gemessen und bis zu einem Normpunkt zurück gerechnet. Der so ermittelte Vergleichsdruck kann für eine Modellierung der Zylindergasfüllung genutzt werden, ohne Stelleingriffe zu kennen und ist für diese Regelung erforderlich. Neben den Druckverläufen ist für diese Methode eine möglichst genaue Aussage über die vorherrschenden Temperaturen notwendig. Eine genaue Beschreibung der Funktionsweise des Verfahrens ist der Arbeit [Kn11] zu entnehmen. Die Erfassung wurde für einen Motor mit variablem Ventiltrieb erarbeitet. Da die Bestimmung von den Zuständen im Brennraum ausgeht, konnte diese Methode ebenfalls für die vorliegende Arbeit übernommen werden.

Aufgaben des Stellpfades der Einspritzung

Der Stellpfad der Einspritzung, wie in **Abbildung 21** zu sehen, teilt sich in den verbrennenden und den nicht verbrennenden Anteil. Der Verbrennungs-Wirkungsgrad-Koordinator [DE09b] hat die Aufgabe, die verbrennenden Einspritzungen so zu planen und einzustellen, dass neben dem Moment auch die angeforderte Wärmemenge erzeugt wird. Die neue Führungsgröße Wärmemenge bietet dabei die Möglichkeit, Anforderungen an die Einspritzung durch einen globalen Wert zu beeinflussen, ohne dass auf Einzelspritzungen zurückgegriffen werden muss. So bleibt die Wahl der Einspritzungen in Anzahl, Lage und Masse in der Komponente Verbrennungs-Wirkungsgrad-Koordinator gekapselt. Die Onlineindizierauswertung bietet die Möglichkeit, zusätzlich zu den Verbrennungskennwerten Verbrennungsschwerpunktlage und indiziertes Hochdruckmoment, auch die umgesetzte Wärmemenge zu bestimmen. Diese Messbarkeit erlaubt eine Regelung der Wärmemenge zusätzlich zu den bereits bestehenden Verbrennungskennwerten. Eine detaillierte Beschreibung des Verbrennungs-Wirkungsgrad-Koordinators ist Kapitel 5.1 zu entnehmen.

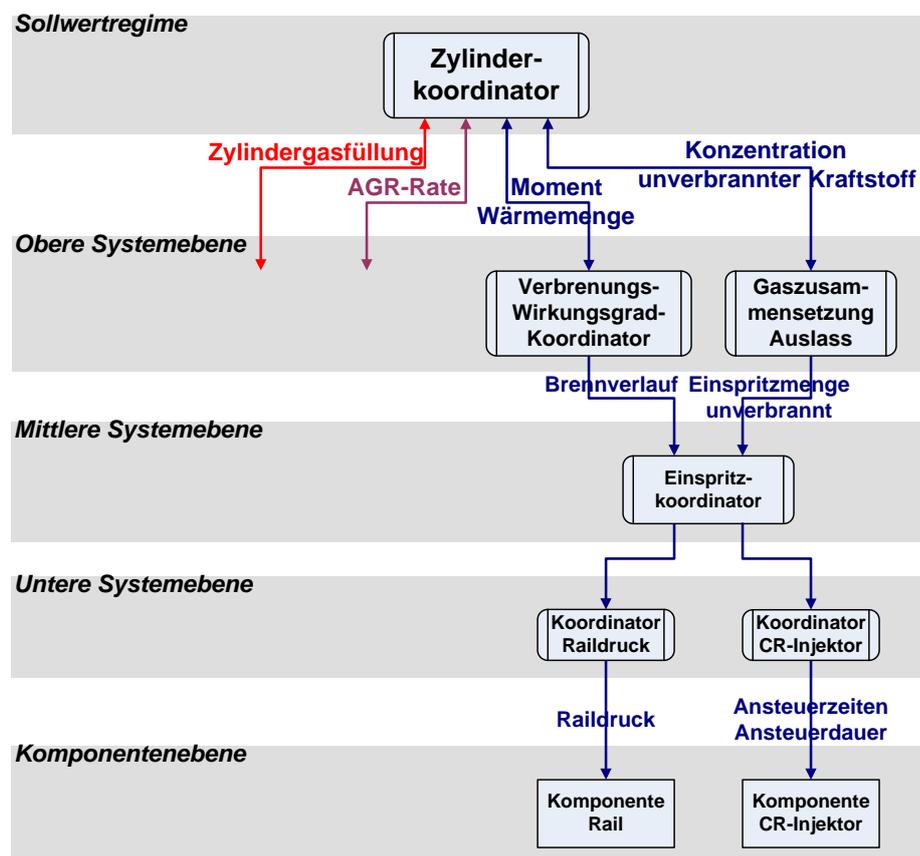


Abbildung 21: Ausschnitt modulares physikalisches Regelungskonzept – Stellpfad Einspritzung

Für die Abgasnachbehandlung kann es ebenfalls notwendig werden, dem Abgas unverbrannten Kraftstoff zuzufügen. Das Modul „Gaszusammensetzung Auslass“ gestattet, mit Hilfe einer nicht verbrennenden späten Nacheinspritzung, diese Anforderung zu erfüllen. Die Verwendung erfolgt vorzugsweise für eine

Temperaturerhöhung des Abgases über den DOC. Im Gegensatz zum derzeitigen System wird im erarbeiteten Regelungskonzept keine feste Einspritzmasse angefordert, sondern eine Konzentration des unverbrannten Kraftstoffs. Der Vorteil ergibt sich bei Änderungen des Abgasmassenstroms. Wird eine feste Einspritzmasse vorgegeben, ändert sich die Temperaturerzeugung bei geändertem Massenstrom. Wählt man dagegen eine feste Konzentration, wird sich bei verändertem Abgasmassenstrom annähernd die gleiche Temperaturerhöhung über den DOC einstellen. Zusätzlich ist eine Konzentration nicht an einen festen Steller gekoppelt. Weitere Informationen zu dieser Komponente sind in Kapitel 5.2 zu finden. Das gesamte Kapitel 5 widmet sich dem Stellpfad der Einspritzung. Dabei werden neben den beiden Hauptbestandteilen auch die Umsetzung für das Motorsteuergerät und Modellgenauigkeiten beschrieben.

Aufgabe Abgassystemmodule

In **Abbildung 22** sind die Komponenten der Abgasnachbehandlung zusammen mit dem Zylinderkoordinator dargestellt. Neben den Komponenten des Versuchsträgers (DOC, DPF und NSC) ist ebenfalls die Erweiterung für den externen Brenner mit enthalten (grün hinterlegt) (vgl. Abbildung 15, Seite 29).

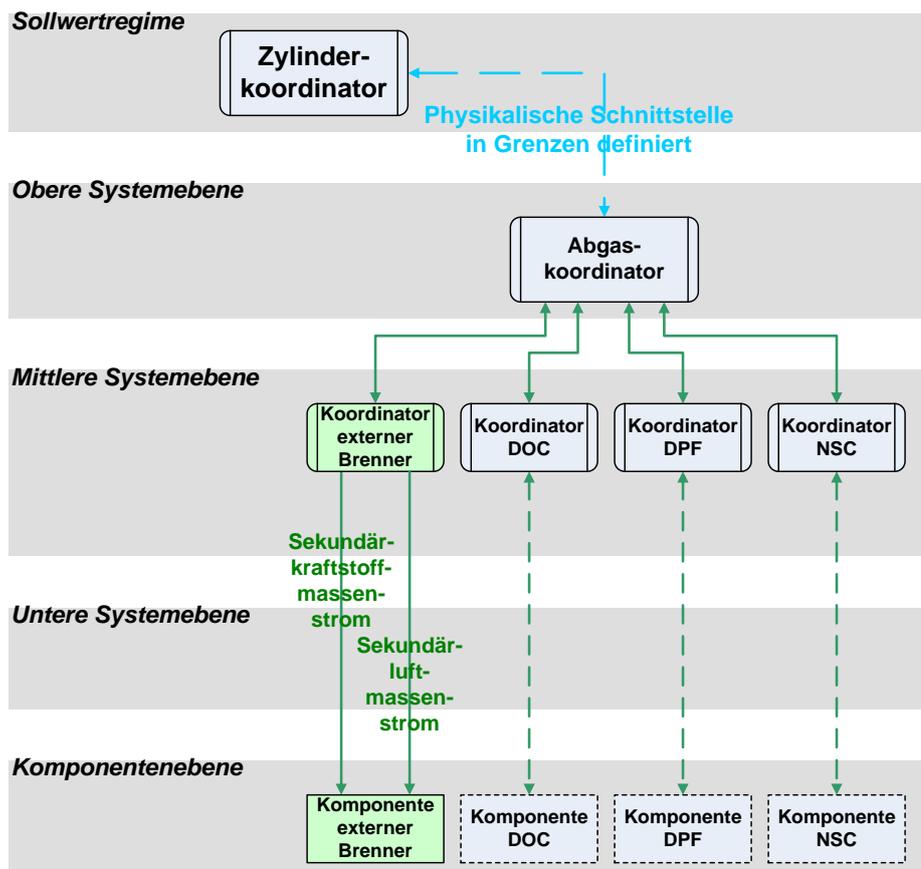


Abbildung 22: Ausschnitt modulares physikalisches Regelungskonzept – Abgassystem mit Zusatz für externen Brenner

In dieser Darstellung sind die passiven Komponenten gestrichelt umrandet und können nur Anforderungen an den Abgaskoordinator stellen, aber die Eigenschaften des Abgases nicht aktiv verändern. Als Anforderung wird die Kombination verschiedener physikalischer Größen verstanden, die in Grenzen definiert werden. Zu den Größen der Grenzbetrachtung gehören unter anderem Temperaturen, Sauerstoffkonzentrationen und Massenströme. Zusätzlich sind Wichtungsfaktoren und Wunschwerte vorhanden. Jeder Komponente wurden zu diesem Zweck unterschiedliche Funktionalitäten zugewiesen und dazugehörige Bereiche festgelegt. Bei der Definition der Grenzen steht die chemische bzw. physikalische Bedingung für die entsprechende Funktionalität der Komponente im Vordergrund. Die Verwendung von Grenzen anstelle von einem festen Sollwert spiegelt wider, dass chemische Reaktionen zumeist nicht nur bei einem festen Wert stattfinden. Die Zuordnung unterschiedlicher Funktionalitäten soll es ermöglichen, verschiedene Effekte abzubilden und leichter zu trennen. Der Koordinator der jeweiligen Abgasnachbehandlungskomponente (Kapitel 6.1) hat dabei die Aufgabe, die Grenzen der vorhandenen Funktionen zu verwalten und jeweils eine Anforderung pro Komponente an den Abgaskoordinator zu stellen. Der Abgaskoordinator ist für die Erfüllung der Anforderungen der Abgasnachbehandlungskomponenten zuständig. Dafür müssen Prioritäten betrachtet werden, um notwendige Funktionen frei zu geben. Die Verwendung von Grenzen anstelle von festen Sollwerten erlaubt es zudem Kompromisse mehrerer anfordernder Komponenten einzugehen und damit gleichzeitig zu erfüllen. Außerdem können Sollwerte durch unterschiedliche Verteilungen auf die vorhandenen Stellglieder bzw. Funktionalitäten erreicht werden. Kapitel 6.3 zeigt, wie diese komplexen Aufgaben des Abgaskoordinators gelöst und umgesetzt werden. Erweitert man das System mit dem zusätzlichen Stellglied des externen Brenners, muss dies ausschließlich im Abgaskoordinator Berücksichtigung finden. Die Anforderungen der passiven Elemente weisen keine Änderung auf. Auch muss die Schnittstelle zum Zylinderkoordinator nicht verändert werden. Der Abgaskoordinator passt lediglich die Verteilung der Anforderungen an die neuen Systemmöglichkeiten an. Der Betrieb des Verbrennungsmotors richtet sich weiterhin nach den aktuellen Sollgrößen, die nun einen anderen Wert aufweisen, aber keinen Bedienungsaufwand an den Stellgliedern des Motors bzw. den Stellgliedern verursachen. Die Komponente des externen Brenners wird mit Hilfe eines Sekundärluftmassenstroms sowie eines Sekundärkraftstoffmassenstroms betrieben. Funktionsbedingt lassen sich nicht alle Kombinationsmöglichkeiten einstellen, was zu einer Einengung des Betriebsbereichs führt. Um Zielzustände bzw. -zusammensetzungen des Abgasmassenstroms nach dem Brenner zu erreichen, muss stets die Mischung des Sekundärluftmassenstroms mit dem Abgasmassenstrom betrachtet werden. Die gleichzeitige Zustands- und Zusammensetzungsänderung des Abgasmassenstroms sowie der begrenzte Betriebsbereich führen zu einer vielschichtigen Einstellstrategie, die im Kapitel 6.2 näher betrachtet wird [DE10].

Fazit

Das erarbeitete Regelungskonzept zeigt ein hohes Maß an Variabilität durch die Trennung in unterschiedliche Komponenten und Stellglieder. Eine Änderung der Systemhardware muss lediglich in dem jeweiligen Stellglied Berücksichtigung finden. Einmal erarbeitete Komponenten können bei anderen Fahrzeugparametrierungen wiederverwendet werden, da sie nach den physikalischen Gesetzmäßigkeiten aufgebaut sind und möglichst die Hardwareschnittstelle widerspiegeln. Die in der

Arbeit [Nö10] beschriebene Gassystemregelung kann in dieses Konzept integriert werden, um die globalen Führungsgrößen „Zylindergasfüllung“ und „AGR-Rate“ einzustellen. Zusätzlich wurden weitere globale, physikalisch interpretierbare Führungsgrößen definiert, die weitgehend unabhängig von den verbauten Stellorganen sind und den Betrieb des Verbrennungsmotors bestimmen. Die neue Führungsgröße „Wärmemenge“ ist in diesem Zusammenhang von großer Bedeutung. Durch sie kann die Kopplung des Gassystems mit dem Einspritzsystem im Hinblick auf Auslasstemperatur und Auslasskonzentration des Verbrennungsmotors berücksichtigt werden. Ebenfalls lassen sich die Systemmöglichkeiten auf Basis des angeforderten Momentes mit der Wärmemenge beschreiben. Die physikalische Betrachtung ermöglicht eine leichtere Interpretation des Systemverhaltens sowie den Vergleich unterschiedlicher Betriebsstrategien des Verbrennungsmotors. Zusätzlich können mit Hilfe der Wärmemenge und des angeforderten Moments die verbrennenden Einspritzungen geplant werden. Die Anbindung der Abgasnachbehandlung an den Verbrennungsmotor mittels einer physikalischen Schnittstelle erhöht ebenfalls das Verständnis des Systems und dessen Verhaltens. Darüber hinaus ist die Verbrennungsmotorbedatung unabhängig von der Abgasnachbehandlung. Die physikalische Betrachtung der Wirkungsweise der Verbrennungsmotorstellpfade auf die angeforderten Größen der Abgasnachbehandlung ermöglicht eine geänderte Betriebsstrategie des Motors ohne das Umschalten von Regelkreisen oder die Verwendung von Betriebsarten. Eine geänderte Betriebsstrategie orientiert sich lediglich an den vorhandenen Möglichkeiten der verschiedenen Stellpfade, den angeforderten Werten der Abgasnachbehandlung und dem vom Fahrer gewünschten Moment.

4 Zylinderkoordinator

Der Zylinderkoordinator hat die Aufgabe, den Verbrennungsmotor zu führen (Kapitel 3). Zu diesem Zweck müssen alle Anforderungen in diesem zentralen Glied gesammelt und auf die untergeordneten Stellpfade umgerechnet und verteilt werden (Abbildung 19, Seite 36). In diesem Kapitel wird zunächst auf die generelle Sichtweise und den theoretischen Ansatz eingegangen, Unterkapitel 4.1. Das darauf folgende Unterkapitel 4.2 beschreibt unterschiedliche Herangehensweisen bei der stationären Zielpunktdefinition mittels Grenzbetrachtung. Anschließend zeigt das Unterkapitel 4.3 Möglichkeiten der dynamischen Führung des Systems und dessen theoretisches Potential. Nachdem im Unterkapitel 4.4 auf die Umsetzung im Motorsteuerungsgerät eingegangen wird, widmet sich Unterkapitel 4.5 der Genauigkeit der vereinfachten physikalischen Annahmen.

4.1 Theoretischer Ansatz

Die in Kapitel 3 angesprochene physikalische Betrachtung kommt vor allem bei der Umrechnung der Anforderungen Auslasstemperatur und Auslasslambda auf die Führungsgrößen Wärmemenge, Zylindergasfüllung und AGR-Rate zur Anwendung. Ausgehend von einer Sollauslasstemperatur des Zylinders ($T_{\text{Auslass Soll}}$) kann eine notwendige Wärmemenge

$$Q_{\text{Temp}} = m_{\text{Zyl}} \cdot c \cdot (T_{\text{Auslass Soll}} - T_{\text{Einlass Ist}}) + W_{\text{i Soll}} \quad (11)$$

berechnet werden. Dabei wird das angeforderte Moment des Fahrers ($M_{\text{i Soll}}$) durch die indizierte Sollarbeit ($W_{\text{i Soll}}$) repräsentiert und beschreibt die abgegebene Energie. Der übrige Teil der Energie führt zu einer Temperaturänderung ($T_{\text{Auslass Soll}} - T_{\text{Einlass Ist}}$) der Zylindergasfüllung (m_{Zyl}) unter Berücksichtigung der spezifischen Wärmekapazität (c) der Zylindergasfüllung. Setzt man die Temperaturanforderung und die Anforderung des Fahrers konstant, so bleibt hauptsächlich die Zylindergasfüllung (m_{Zyl}), um die notwendige Wärmemenge zu beeinflussen. Diese Gleichung beschreibt die Kopplung des Gassystems mit dem Einspritzsystem, um eine Auslasstemperatur zu erzeugen. Wandwärmeverluste werden in dieser Gleichung nicht weiter aufgeführt, da die Betrachtung von der Energie im Arbeitsgas ausgeht und die berechenbare Wärmemenge auf Basis des Zylinderdrucksignals schon einen Großteil der Wandwärmeverluste berücksichtigt. Die ebenfalls erzielte Druckänderung zwischen Ein- und Auslass des Verbrennungsmotors wird bei dem gewählten Ansatz vernachlässigt. Nach Umstellen der Formel (11) lässt sich aus den gemessenen Werten der zugeführten Wärmemenge ($Q_{\text{zu Ist}}$), der Zylindergasfüllung ($m_{\text{Zyl Ist}}$) und der indizierten Arbeit ($W_{\text{i Ist}}$), unter Berücksichtigung der Einlasstemperatur ($T_{\text{Einlass Ist}}$), die Auslasstemperatur

$$T_{\text{Auslass IstSim}} = \frac{Q_{\text{zu Ist}} - W_{\text{i Ist}}}{m_{\text{Zyl Ist}} \cdot c} + T_{\text{Einlass Ist}} \quad (12)$$

berechnen. So wird ein Vergleich zwischen angeforderter Auslasstemperatur und der aktuell eingestellten Temperatur möglich.

Die Anforderungsgröße des Auslasslambdas ($\lambda_{\text{Auslass Soll}}$) beschreibt die Sauerstoffkonzentration nach dem Zylinder. Die Berechnung dieser Zielgröße basiert im Gegensatz zur Auslasstemperatur auf dem Verhältnis von vorhandener zu notwendiger Frischluftmasse für den eingesetzten Kraftstoff (Kapitel 2.1, Verbrennungsluftverhältnis, Seite 26). Die verwendete Führungsgröße Wärmemenge muss dementsprechend zunächst in eine verbrennende Kraftstoffmasse umgerechnet werden. Der dafür notwendige Umsetzungsfaktor ($facQ2Qnt$) wird maßgeblich durch den Einspritzpfad definiert und durch diesen für die Berechnung bereitgestellt (Kapitel 5). Stellt man die Formel (5) (Seite 26) nach der Kraftstoffmasse um und erweitert diese mit den Umsetzungsfaktor, so erhält man

$$Q_{\text{Lama}} = \frac{m_{\text{ZylFrisch}}}{\lambda_{\text{Auslass Soll}} \cdot L_{\text{Min}} \cdot facQ2Qnt} \quad (13)$$

zur Berechnung einer notwendigen Wärmemenge (Q_{Lama}) für eine Auslasslambdaanforderung auf Basis der im Zylinder befindlichen Frischluftmasse ($m_{\text{Zyl Frisch}}$), des Mindestluftbedarf und des Umsetzungsfaktors. Die Zylindergasfüllung besteht definitionsgemäß nicht aus reiner Frischluft, sondern zu einem gewissen Teil aus zurückgeführtem Abgas. Beide Größen lassen sich mit der AGR-Rate (r_{AGR}) ineinander umrechnen

$$m_{\text{ZylFrisch}} = m_{\text{Zyl}} \cdot (1 - r_{\text{AGR}}). \quad (14)$$

Daraus ergibt sich die notwendige Wärmemenge für ein angefordertes Auslasslambda zu

$$Q_{\text{Lama}} = \frac{m_{\text{Zyl}} \cdot (1 - r_{\text{AGR}})}{\lambda_{\text{Auslass Soll}} \cdot L_{\text{Min}} \cdot facQ2Qnt}. \quad (15)$$

Setzt man in dieser Gleichung das Auslasslambda konstant, so bleiben die Hauptführungsgrößen Wärmemenge, Zylindergasfüllung und AGR-Rate als zu wählende Einstellparameter des Motorbetriebs. Die Formel (15) bildet somit die Querkopplung der Gassystemeinstellungen untereinander und in Verbindung mit dem Einspritzpfad ab. Sie kann in dieser Form jedoch nur für eine Berechnung heran gezogen werden, wenn der Lambdawert des AGR-Massenstroms dem Sollwert entspricht. Ist dies z.B. in der Dynamik nicht der Fall, so muss der Unterschied des Lambdawertes im AGR-Massenstrom zum Sollauslasslambda mit betrachtet werden. Dies findet durch eine Korrektur der Frischluftmasse

$$m_{\text{ZylFrisch}} = m_{\text{Zyl}} \cdot (1 - r_{\text{AGR}}) + m_{\text{Zyl}} \cdot r_{\text{AGR}} \cdot \left(1 - \frac{\lambda_{\text{Auslass Soll}}}{\lambda_{\text{Auslass Ist}}}\right) \quad (16)$$

bzw. der AGR-Rate

$$m_{\text{ZylFrisch}} = m_{\text{Zyl}} \cdot \left(1 - r_{\text{AGR}} \cdot \frac{\lambda_{\text{Auslass Soll}}}{\lambda_{\text{Auslass Ist}}}\right) \quad (17)$$

statt und ergibt eine notwendige Wärmemenge auf Basis einer Auslasslambdaanforderung

$$Q_{Lama} = \frac{m_{Zyl} \cdot \left(1 - r_{AGR} \cdot \frac{\lambda_{Auslass Soll}}{\lambda_{Auslass Ist}} \right)}{\lambda_{Auslass Soll} \cdot L_{Min} \cdot facQ2Qnt} \quad (18)$$

Die Annahme ist, dass ein Überschuss an Sauerstoff im zurückgeführten Abgas gleichwertig einer entsprechenden Frischluftmasse ist. Für eine stationäre Betrachtung ist es möglich, die Formel (15) umzustellen und unter Zuhilfenahme von aktuellen Werten des Umsetzungsfaktors, der AGR-Rate ($r_{AGR Ist}$), der Zylinder-gasfüllung und der zugeführten Wärmemenge das Auslasslambda zu berechnen

$$\lambda_{Auslass IstSim} = \frac{m_{Zyl Ist} \cdot (1 - r_{AGR Ist})}{Q_{zu Ist} \cdot L_{Min} \cdot facQ2Qnt} \quad (19)$$

Die direkte Abhängigkeit zwischen Wärmemenge und Zylindergasfüllung für eine definierte Anforderung der Auslasstemperatur bzw. des Auslasslambdas lässt sich grafisch wie in **Abbildung 23** illustrieren. Ebenfalls sind in dieser Darstellung die Grenzen der Einstellparameter durch die minimale und maximale Wärmemenge aufgrund der Momentenanforderung bzw. die betriebspunktabhängigen Grenzen der Zylindergasfüllung ($m_{Zyl Min}$ und $m_{Zyl Max}$) aufgezeigt. Das angeforderte Moment des Fahrers benötigt eine gewisse freigesetzte Mindestwärmemenge. Der Verlauf der minimalen Wärmemengengrenze auf Basis der Momentenanforderung ($Q_{Trq Min}$) weist eine Abhängigkeit von der Zylindergasfüllung auf. Wird eine Reduzierung der Zylindergasfüllung z.B. durch Androsselung vollzogen, so muss dem System mehr Energie zugeführt werden, um die erhöhten Drosselverluste zu kompensieren (ausgehend vom Punkt „Nrm“). Bei einer Erhöhung der Zylindergasfüllung kann ein schlechterer Wirkungsgrad der Turbine ebenfalls eine erhöhte Wärmemenge benötigen. Ebenso ergibt sich eine maximale mögliche Wärmemenge ($Q_{Trq Max}$), die dem System zugeführt werden kann, ohne eine Momentenerhöhung zu erhalten. Dies geschieht durch einen schlechteren Wirkungsgrad der Verbrennung (z.B. durch Nacheinspritzungen), ist aber nicht unbegrenzt möglich. Da sowohl das Moment als auch die Wärmemenge durch den Einspritzpfad eingestellt werden, liefert dieser auch die Betriebsgrenzen der Wärmemenge für den aktuellen Betriebszustand bzw. für das Fahrerwunschmoment (Kapitel 5). Für diese Darstellung wurde neben den Anforderungen des Auslasslambdas auch die AGR-Rate für die Wärmemengenberechnung als konstant angenommen. Abbildung 23 zeigt die generellen Zusammenhänge der Führungsgrößen auf die Auslassbedingung unter Berücksichtigung des angeforderten Momentes. Soll z.B. von dem normalen Betriebspunkt (Punkt „Nrm“) ausgehend eine Auslasstemperatur von 500°C erreicht werden, so kann dies durch Androsselung geschehen oder durch eine Anhebung der zugeführten Wärmemenge. Durch die physikalische Betrachtung nach Formel (11) (Seite 43) sind ebenfalls alle Zwischenwerte möglich, solange sich die Kombination innerhalb des Einstellbereichs der Führungsgrößen befindet. Eine gleichartige Betrachtung lässt sich mit einem angeforderten Auslasslambda vollziehen, wobei die zusätzliche Variation der AGR-Rate in dem gewählten Beispiel nur durch zwei Werte repräsentiert wird (Formel (15)).

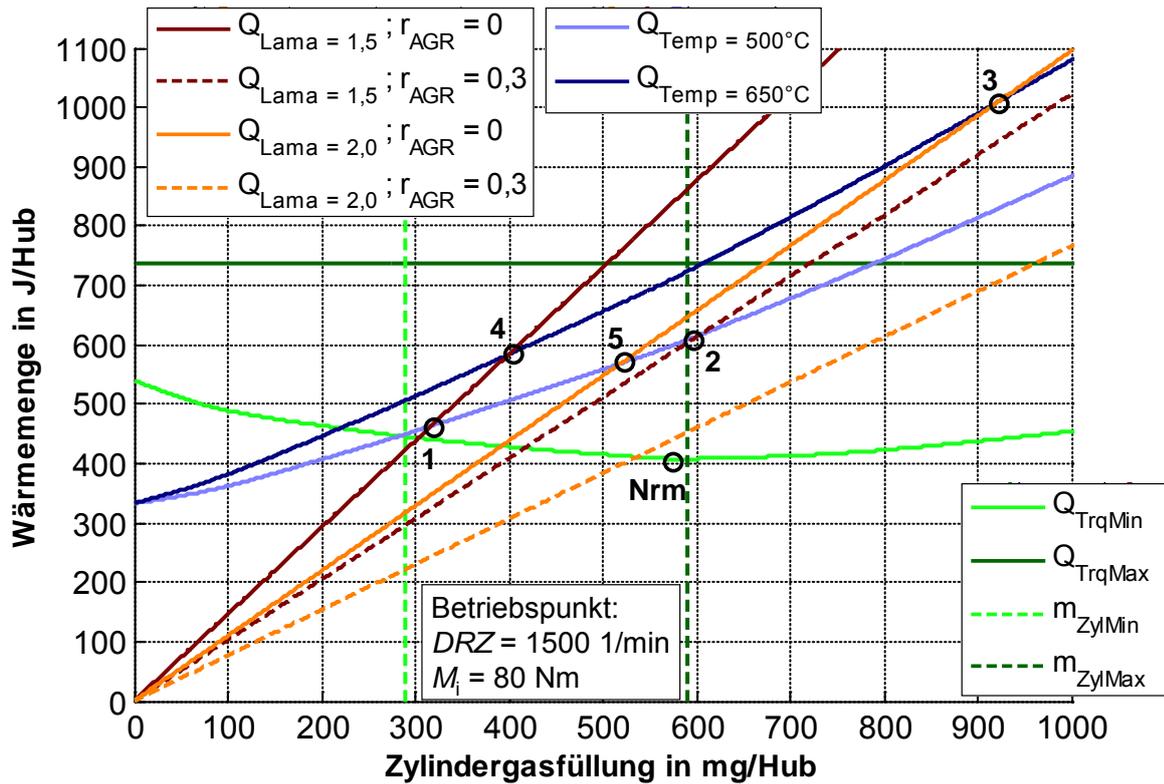


Abbildung 23: Darstellungsform Zylinderkoordinator – Modellgleichungen

4.2 Stationäre Zielpunktbestimmung über Schnittmengenbetrachtung

4.2.1 Prinzip der Schnittmengenbetrachtung

In Abbildung 23 ist zusätzlich zu den Modellgleichungen die Notwendigkeit der Schnittmengenbetrachtung dargestellt. Tritt die Anforderung der Auslasstemperatur und des Auslasslambdas gleichzeitig auf, so ergibt sich bei gegebener AGR-Rate genau ein Schnittpunkt (z.B. Punkt 1; $T_{\text{Auslass}} = 500^\circ\text{C}$, $\lambda_{\text{Auslass}} = 1,5$ und $r_{\text{AGR}} = 0$) und nur die Variation der AGR-Rate lässt eine Verschiebung zu (Punkt 2; $T_{\text{Auslass}} = 500^\circ\text{C}$, $\lambda_{\text{Auslass}} = 1,5$ und $r_{\text{AGR}} = 0,3$). Dennoch gibt es Kombinationen von Anforderungen, die nicht dargestellt werden können (z.B. Punkt 3; $T_{\text{Auslass}} = 650^\circ\text{C}$, $\lambda_{\text{Auslass}} = 2$ und $r_{\text{AGR}} = 0$). In diesem Fall muss entweder auf das Auslasslambda (Punkt 4; $T_{\text{Auslass}} = 650^\circ\text{C}$, $\lambda_{\text{Auslass}} = 1,5$ und $r_{\text{AGR}} = 0$) bzw. auf die Auslasstemperatur (Punkt 5; $T_{\text{Auslass}} = 500^\circ\text{C}$, $\lambda_{\text{Auslass}} = 2$ und $r_{\text{AGR}} = 0$) verzichtet oder das angeforderte Moment überschritten werden (Punkt 3), da mehr Energie dem System zugeführt werden muss, als es die maximale Wärmemenge auf Basis des angeforderten Momentes erlaubt. Die Darstellung verdeutlicht die komplexen Zusammenhänge bei der Bestimmung der Führungsgrößen unter Berücksichtigung der angeforderten Auslassbedingungen und der Grenzen der Führungsgrößen. Eine Entschärfung des angesprochenen Zielkonfliktes wird durch die Betrachtung von Grenzen bei der Definition der Anforderungen ermöglicht. **Abbildung 24** zeigt beispielhaft den

möglichen Einstellbereich der Führungsgrößen Wärmemenge und Zylindergasfüllung für eine Anforderung der Auslasstemperatur von 500°C – 650°C und des Abgaslambdas von 1,5 – 2 bei einem Einstellbereich von 0% – 30% AGR-Rate und einem festen Betriebspunkt von 1500 min^{-1} und 80 Nm indiziertem Moment.

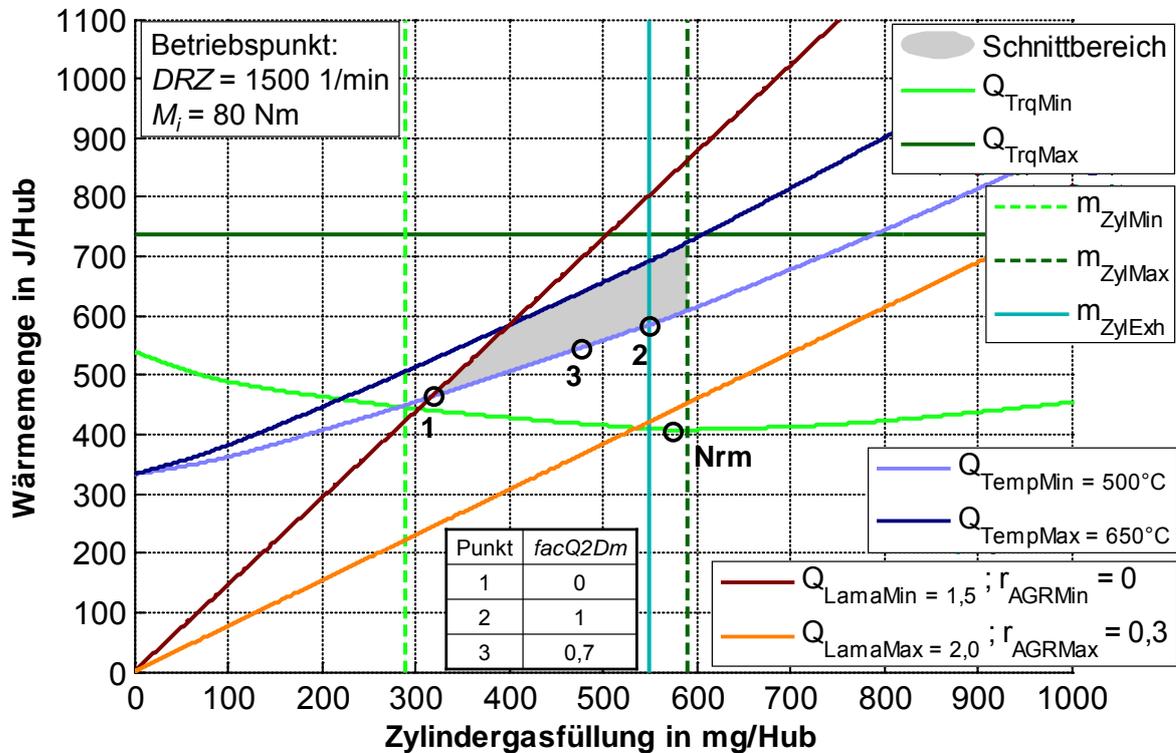


Abbildung 24: Darstellungsform Zylinderkoordinator – Schnittmengenbetrachtung und Prinzip des Optimierungsfaktors $facQ2Dm$

Diese Betrachtung ermöglicht im Betrieb des Verbrennungsmotors auf Störungen zu reagieren bzw. Optimierungen vornehmen zu können. Zugleich können die Anforderungen mit den Einstellmöglichkeiten verglichen und nicht einstellbare Kombinationen vorab unterbunden werden. Auch wenn dieses Verfahren von einer Grenzdefinition ausgeht, sind feste Sollwerte möglich. Wenn das Einhalten eines festen Wertes notwendig wird, können die Grenzen zu diesem festen Wert zusammengeführt werden und den Einstellbereich dementsprechend einschränken. Für die korrekte Führung des Systems ist es notwendig, aus dem Schnittbereich einen Zielpunkt zu ermitteln. Dies kann mit verschiedenen Zieldefinitionen geschehen. Abbildung 24 zeigt, dass die minimale Sollauslasstemperatur sowohl im Punkt 1 als auch im Punkt 2 erzielt werden kann. Das Sollausslambdas variiert innerhalb der Grenzen, genauso wie die Einstellparameter für Wärmemenge, AGR-Rate und Zylindergasfüllung. Punkt 1 weist eine wesentlich geringere notwendige Wärmemenge als Punkt 2 auf und ist demzufolge energieeffizienter. Dafür wird bei Punkt 2 genau der Abgasmassenstrom erreicht, wie er vom Abgassystem angefordert wurde. Die Größe Abgasmassenstrom definiert sich ebenfalls in Grenzen, die eingehalten werden müssen, solange es die Einstellmöglichkeiten des Verbrennungsmotors erlauben. Zusätzlich ist die Angabe eines Wunschwertes (m_{ZyExh}) möglich, der innerhalb der Grenzen liegt. Da dieser Wunschwert nicht immer

von gleicher Bedeutung für das Abgassystem ist und der Massenstrom einen großen Einfluss auf den Energiebedarf haben kann, gibt es den Optimierungsfaktor $facQ2Dm$. Dieser Optimierungsfaktor wird für die Ableitung des Zielpunktes benötigt. Er definiert, wie weit vom angeforderten Massenstrom abgewichen werden darf, um eine energieoptimale Einstellung zu ermöglichen. Mit ihm kann der Zielpunkt zwischen dem Punkt 1 ($facQ2Dm = 0$) und dem Punkt 2 ($facQ2Dm = 1$) verschoben werden. Ein Beispiel ist der in Abbildung 24 eingetragene Punkt 3, der durch den Optimierungsfaktor $facQ2Dm = 0,7$ erstellt wurde. Mit dieser gewählten Methode können die Einstellparameter der Führungsgrößen Wärmemenge und Zylindergasfüllung bestimmt werden. Das Moment ist durch den Fahrer vorgegeben. Der noch fehlende Wert der Führungsgröße AGR-Rate lässt sich durch die Beurteilung des Abstandes des Zielpunktes ($m_{Zyl\ Soll}$ und $Q_{zu\ Soll}$) zur minimalen Lambdagrenze ($\lambda_{Auslass\ Soll\ Min}$) ermitteln. Dafür kann die Formel (15) (Seite 44) nach der AGR-Rate umgestellt werden

$$r_{AGR\ Roh} = 1 - Q_{zu\ Soll} \cdot \lambda_{Auslass\ Soll\ Min} \cdot L_{Min} \cdot facQ2Qnt \cdot \frac{1}{m_{Zyl\ Soll}} \quad (20)$$

Der ermittelte Wert ($r_{AGR\ Roh}$) entspricht genau der AGR-Rate, die notwendig ist, um die minimale Lambdagrenze zu erreichen. Dieser Wert kann außerhalb der Einstellmöglichkeiten der AGR-Rate liegen und muss darauf begrenzt werden. Die Grenz-AGR-Raten können z.B. für den Normalbetrieb so ausgelegt werden, dass eine ausreichende innermotorische NO_x -Reduktion möglich ist. In manchen Betriebszuständen sind die erzeugten NO_x -Emissionen für die Abgasnachbehandlung hilfreich oder zumindest eine innermotorische NO_x -Reduktion nicht von dominierender Bedeutung. Aus diesem Grund wurde ein weiterer Faktor definiert, der $facNOxRed$. Dieser beschreibt mit dem Wert 1, dass die für den Normalbetrieb applizierten Werte der AGR-Rate genutzt werden sollen. Für eine verminderte NO_x -Reduktion würde dieser Faktor gegen 0 laufen und damit auf eine AGR-Rate verzichtet werden, solange es die Lambdagrenzen und Einstellmöglichkeiten zulassen. **Abbildung 25** verdeutlicht das beschriebene Zusammenspiel von Lambda- und AGR-Grenzen in Verbindung mit dem NO_x -Reduktionsfaktor. Diese Betrachtung könnte erweitert werden und eine verstärkte NO_x -Reduktion (Werte über 1) durch geänderte Anforderungen an den Einspritzpfad erfolgen. Das angegebene Beispiel beschreibt einen NO_x -Reduktionsfaktor von $facNOxRed = 0,6$. Daraus leitet sich ab, dass nur 60% der für den Normalbetrieb applizierten AGR-Rate genutzt werden soll. Allerdings kann diese Grenz-AGR-Rate nur eingehalten werden, wenn sich der Betriebspunkt innerhalb der zwei gestrichelten Lambdagrenzen mit dieser Grenz-AGR-Rate befindet (Bereich 2). Wird ein Betriebspunkt definiert, der näher an der Begrenzung des minimalen Lambdas liegt, so muss auf AGR verzichtet werden, um das minimale Lambda nicht zu unterschreiten (Bereich 1). Andererseits wird mehr AGR notwendig, wenn sich der Betriebspunkt näher an der Begrenzung des maximalen Lambdas befindet (Bereich 3). Trotz der Variabilität kann sich nur eine AGR-Rate einstellen, die innerhalb der zuvor vorgegebenen AGR-Grenzen liegt.

Das vorgestellte Verfahren zeigt die Möglichkeit auf, von angeforderten Größen auf die Führungsgrößen umzurechnen. Der Zielpunkt wird dabei lediglich durch die Begrenzungen und die Optimierungsfaktoren bestimmt. Das Verfahren bietet die Möglichkeit, zusätzliche Anforderungen an die Verbrennung mit zu berücksichtigen und die Auswahl dementsprechend zu erweitern. Dafür muss die Anforderung lediglich in Zusammenhang zu den gewählten Führungsgrößen gebracht werden.

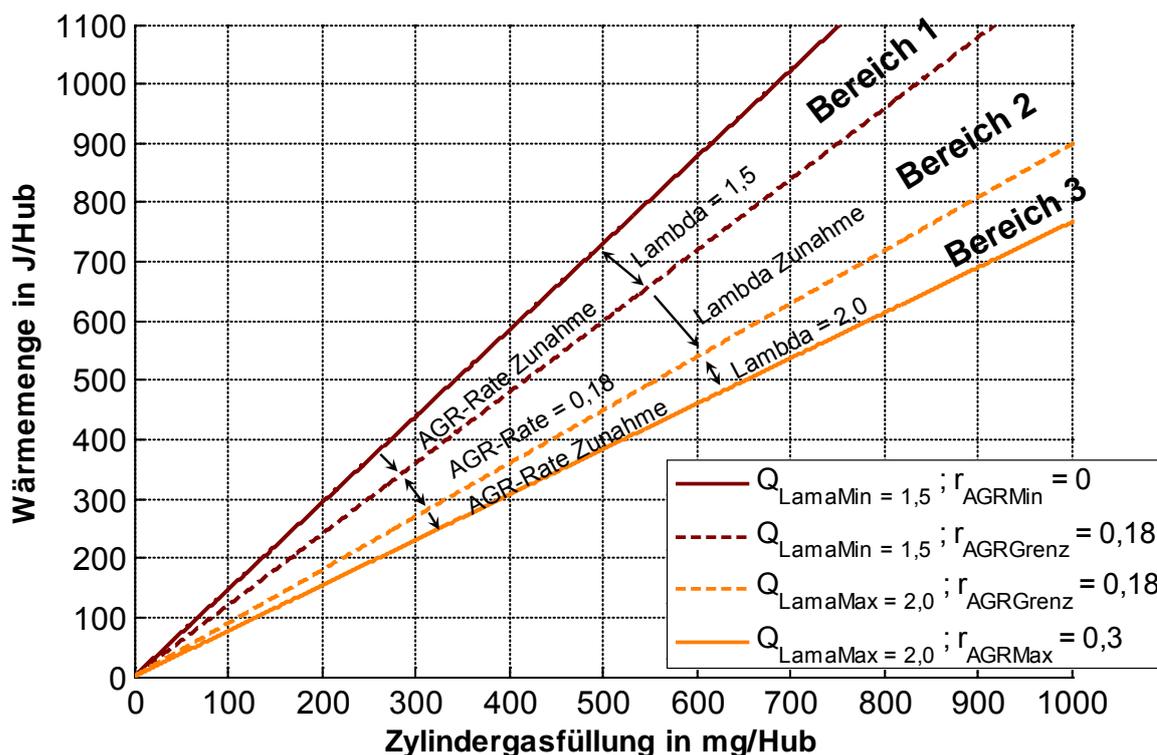


Abbildung 25: Prinzip des NO_x -Reduktionsfaktors am Beispiel von $\text{facNO}_x\text{Red} = 0,6$

Die Bestimmung des Zielpunktes in der Form Zylindergasfüllung und Wärmemenge unter Einbeziehung der AGR-Grenzen ermöglicht es, ein dreidimensionales Problem in der Ebene zu lösen. Dafür muss der dritte Einstellparameter der Führungsgröße AGR-Rate im Nachgang bestimmt werden. Kommen weitere Anforderungen hinzu, die eine unterschiedliche AGR-Rate berücksichtigen müssen, wird es notwendig, das Problem im dreidimensionalen Raum zu lösen. Dies zieht einen erheblichen Mehraufwand in der Berechnung nach sich, kann jedoch weiterhin durch diese Methodik abgedeckt werden. Neben den einfachen Optimierungsfaktoren ($\text{fac}Q2Dm$ und facNO_xRed) sind detaillierte Gütekriterien denkbar, die die Erreichung jedes einzelnen Zieles beschreiben aber ebenfalls einen erhöhten Rechenaufwand generieren. Mögliche Methoden zur Schnittmengenbestimmung sind den folgenden Kapiteln zu entnehmen. Dabei wird neben der Rechenzeit zusätzlich auf die Zielpunktauswahl sowie die Zukunftsfähigkeit eingegangen.

4.2.2 Schnittmengenbildung über Stützstellen der Zylindergasfüllung

Diese erste Methode geht davon aus, dass die Anforderungen als Funktion der Führungsgrößen Zylindergasfüllung und Wärmemenge aufgestellt sind. Die eindeutigen Verläufe gegenüber der Zylindergasfüllung machen es möglich, in der Dimension Zylindergasfüllung Stützstellen zu definieren, an denen die jeweilige Wärmemenge der unterschiedlichen Anforderungen bestimmt wird. Ein anschließender Vergleich der jeweiligen Wärmemengen auf Plausibilität ermöglicht

die Festlegung des Schnittbereichs. **Abbildung 26** verdeutlicht die Herangehensweise an einem einfachen Beispiel. An der Zylindergasfüllungsstützstelle von 300 mg/Hub liegt die Mindestwärmemenge aufgrund der minimalen Auslasstemperatur bei 460 J/Hub. Der Vergleich mit der maximal erlaubten Wärmemenge aufgrund des minimalen Lambdas von 440 J/Hub zeigt, dass diese Stützstelle nicht zum Erreichen beider Zielkriterien verwendet werden kann. Mögliche Punkte werden durch die Zylindergasfüllung von 350 mg/Hub, 400 mg/Hub, 450 mg/Hub, 500 mg/Hub und 550 mg/Hub dokumentiert.

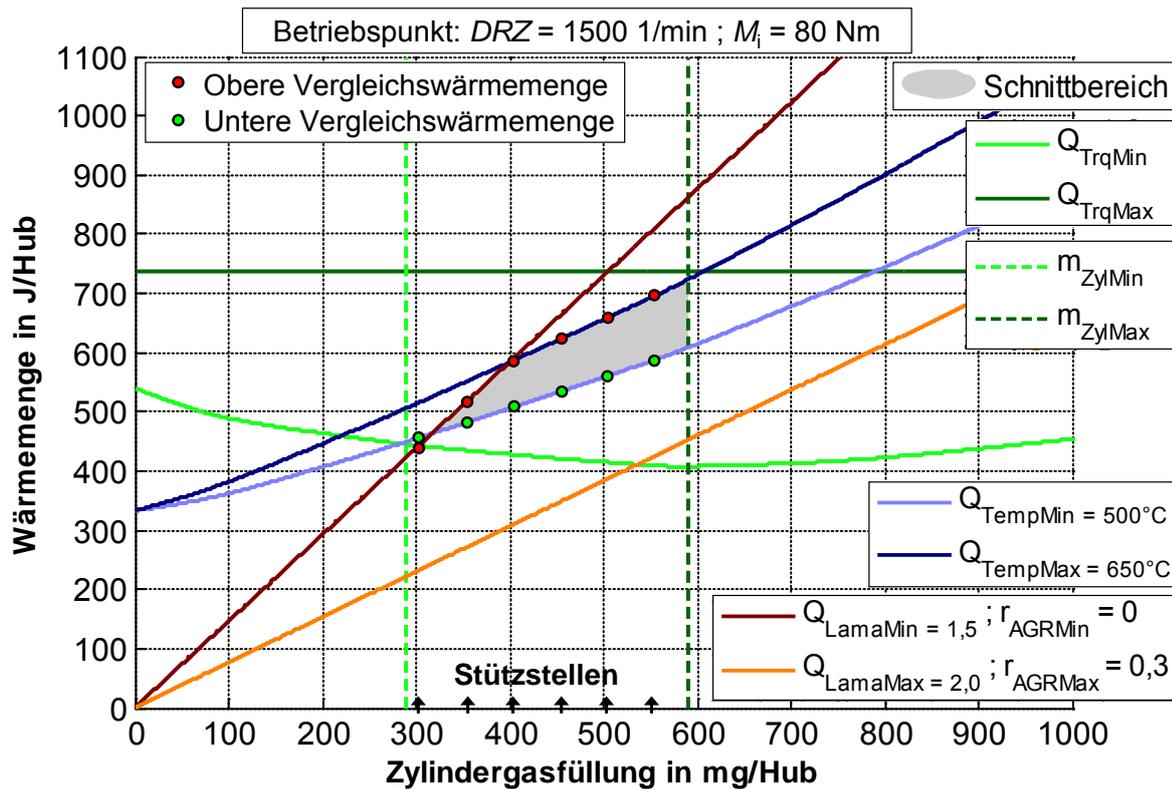


Abbildung 26: Schnittmengenbildung – Prinzip Methode über Zylindergasfüllungsstützstellen

Ebenfalls lässt sich der beschriebene Optimierungsfaktor der Energieeffizienz verwenden, da er sich in den Führungsgrößen wiederfindet. Ein direkter Vergleich z.B. von der erzielten Auslasstemperatur eines Zielpunktes mit dem angeforderten Bereich ist nicht vorgesehen. Die Erweiterbarkeit dieser Methode ist soweit gegeben, wie die Anforderungen eindeutig gegenüber der Zylindergasfüllung aufgetragen werden können. Als weitere Einschränkung ist anzumerken, dass zwischen den Stützstellen linear interpoliert wird. Die Stützstellen der Zylindergasfüllung, die für die Berechnung verwendet werden, sind daher an die Einstellmöglichkeit sowie die Anforderungsverläufe anzupassen. Der Rechenaufwand steigt jedoch mit der Anzahl an Stützstellen.

Eine Variante ergibt sich mit der Einschränkung, dass die Anforderungen nur durch Geraden approximiert werden. Mit dieser Vereinfachung ist es ausreichend, die Schnittpunkte der Anforderungen sowie weitere markante Punkte als Vergleichspunkte zu nutzen. Der zusätzliche Aufwand bei der Bestimmung der Schnittpunkte wird durch die geringere Anzahl an betrachteten Stützstellen in der weiteren

Berechnung kompensiert. Dieser Vorteil wird jedoch bei einer hohen Anzahl von Anforderungen zunehmend kleiner und kann sogar zu einem Mehraufwand führen.

Die Erweiterung auf eine dritte Dimension an Führungsgrößen lässt sich mit dieser Methode nur schwer erreichen, da zu diesem Zweck Ebenengleichungen verwendet werden müssten. Der sich ergebende Schnittraum würde es erfordern, mehr Zielfaktoren einfließen zu lassen. Die gesteigerte Komplexität ließe sich nur äußerst schwer veranschaulichen und erschwert das Systemverständnis für die Anwender.

4.2.3 Schnittmengenbildung über Punktabfrage

Unter dieser zweiten Methode verbirgt sich die Abfrage einer großen Anzahl an Kombinationen der Führungsgrößen, ob sie die angesprochenen Anforderungen bzw. Systemmöglichkeiten erfüllen. Zu diesem Zweck wird eine Matrix mit Stützstellen in der Dimension Zylindergasfüllung und Wärmemenge aufgespannt. Für jeden Punkt der Kombination dieser zwei Führungsgrößen lässt sich mit Hilfe der physikalischen Modellgleichungen eine entsprechende Auslasstemperatur (Formel (12), Seite 43) bzw. $-\lambda$ (Formel (19), Seite 45) bestimmen. Die Art der Überprüfung der Zielerreichung ermöglicht dem Systemingenieur, die Ausgangsgrößen des Verbrennungsmotors direkt mit den Sollgrößen zu vergleichen. Eine Erweiterung durch weitere Anforderungen fällt mit dieser Methode ebenfalls äußerst leicht, indem lediglich der Einfluss der Führungsgrößen auf die Zielgröße ermittelt und abgelegt werden muss. Neben den dargestellten physikalischen Modellgleichungen wären Kennfelder bzw. Kennlinien ebenfalls denkbar. **Abbildung 27** illustriert beispielhaft die Funktionsweise dieser Methode. Dabei wird an dem Beispielpunkt von 300 mg/Hub Zylindergasfüllung und 500 J/Hub Wärmemenge deutlich, dass die Einstellmöglichkeiten der Führungsgrößen eingehalten werden sowie die erzielte Auslasstemperatur ebenfalls im angestrebten Bereich liegt. Der Vergleich mit dem Auslasslambda zeigt jedoch, dass dieser Punkt nicht als Zielpunkt verwendet werden kann. Im Gegensatz dazu zeigt der Beispielpunkt von 500 mg/Hub und 600 J/Hub eine Übereinstimmung in den Stellbereichen und den Zielbereichen. Der direkte Vergleich der Auslasswerte mit dem Sollbereich lässt neben der Veranschaulichung für den Entwicklungsingenieur auch die Möglichkeit offen, einen Zielerreichungsgrad für jede Zielgröße zu definieren und eine Zielpunktfindung an ein detailliertes Gütekriterium zu binden. Ein großes Risiko liegt jedoch in der Bestimmung der Stützstellen. Eine grobe Abrasterung zeigt eine geringe Rechenzeit, erhöht aber auch die Gefahr, den Schnittbereich nicht ausreichend abzubilden. Dies kann dazu führen, dass der Zielpunkt nicht genau festgelegt werden kann. Eine feine Abrasterung dagegen endet in einem sehr hohen Rechenaufwand. Die Betrachtung eines Kombinationspunktes der Einstellparameter auf die zu erwartenden Ausgangsgrößen ermöglicht eine einfache Erweiterung auf neue Ausgangsgrößen bzw. auf die möglicherweise notwendige dritte Dimension der AGR-Rate. Jedoch wird die benötigte Rechenzeit mit der zusätzlichen Dimension erheblich gesteigert.

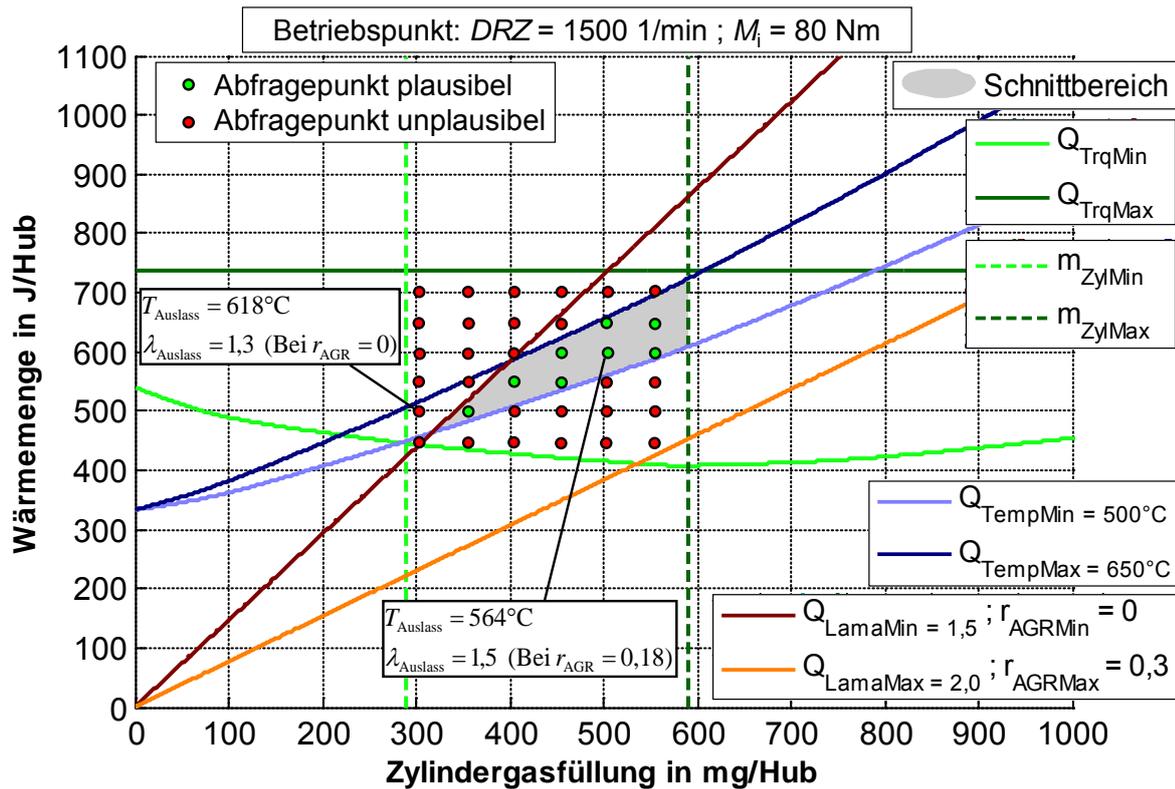


Abbildung 27: Schnittmengenbildung – Prinzip Methode über Punktabfrage

4.2.4 Zukunftsfähigkeit

Die angesprochene Reduzierung eines dreidimensionalen Problems auf zunächst zwei Dimensionen mit anschließender Ableitung des Sollwertes für die dritte Führungsgröße ist mit einer erheblichen Einsparung an Rechenzeit verknüpft. Dennoch ist es eher wahrscheinlich, dass weitere Anforderungen bei der Zielpunktdefinition Anwendung finden, die ebenso wie die Auslasslambdananforderung durch unterschiedliche AGR-Raten definiert sind. Zudem wird es notwendig sein, den Fokus der Zielpunktfindung variabel zu gestalten. Angedeutet wurde dies bereits mit den zwei Optimierungsfaktoren für Energieeffizienz und NO_x -Reduktion. Sollen weitere sich beeinflussende Optimierungsfaktoren berücksichtigt werden, so muss ein detailliertes Gütekriterium den Zielpunkt bestimmen. Die vorgestellten Methoden zur Schnittbereichsbestimmung zeigen im Vergleich zu den zukünftigen Anforderungen, dass die Schnittmengenmethode mittels Punktabfrage mit der Erweiterung auf drei Dimensionen am besten geeignet scheint. Allerdings weist diese Methode auch den höchsten Rechenaufwand auf (Auf Basis der Anzahl zu berechnender Punkte). Zusätzlich zu den zwei hier vorgestellten Methoden wären auch Suchalgorithmen für eine Zielpunktdefinition denkbar.

4.3 Dynamische Führung unter Verwendung der Stellgeschwindigkeiten

Die bisherige Zielpunktdefinition orientiert sich an den stationären Zuständen und lässt das dynamische Verhalten der einzelnen Stellpfade unberücksichtigt. Die Einspritzung kann von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel eine große Änderung vollziehen. Im Gegensatz dazu hängt der Stellpfad der Zylinder gasfüllung stark von den Möglichkeiten und dem Ansprechverhalten des Turboladers ab und weist wesentlich größere Zeitkonstanten auf. Das zeitliche Verhalten des AGR-Pfades wird hauptsächlich durch die konstruktive Gestaltung der AGR-Strecken definiert. In der Arbeit von [Nö10] wird unter anderem eine Methode beschrieben, die das zeitliche Verhalten der Niederdruck AGR-Strecke durch eine zeitlich begrenzte veränderte Hochdruck AGR-Rate kompensiert. Dennoch ist es notwendig, das zeitliche Verhalten der Führungsgrößen an zentraler Stelle vorzugeben, um die gemeinsame Wirkung und Abhängigkeiten zu berücksichtigen. Ein Beispiel der dynamischen Abhängigkeiten ist durch die Formel (18) (Seite 45) bereits angegeben. Die Auswirkungen zeigen sich jedoch nicht nur in dem Auslasslambda, sondern ebenso in der Möglichkeit dem Wunschmoment des Fahrers zu folgen und in der Auslasstemperatur.

Die dynamischen Möglichkeiten der einzelnen Stellpfade können in der zuvor beschriebenen Darstellung ebenfalls anschaulich integriert werden. Ein theoretisches Beispiel zeigt **Abbildung 28**.

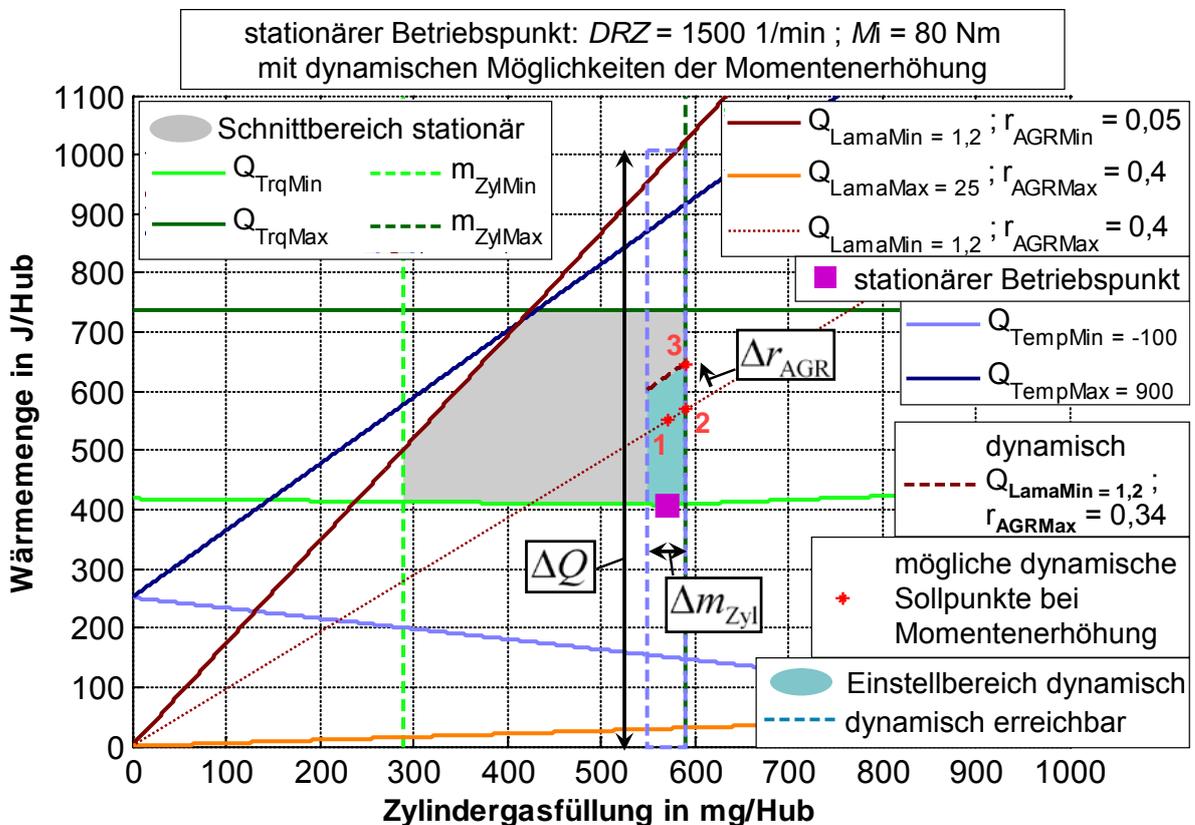


Abbildung 28: Darstellungsform Zylinderkoordinator – dynamische Möglichkeiten

Ausgehend vom aktuellen stationären Betriebspunkt ist es den einzelnen Stellpfaden nur möglich, bestimmte Werte innerhalb eines definierten Zeithorizontes zu erreichen. Die Kombination ergibt einen dynamischen Einstellbereich, mit dem die Anforderungen verglichen und ein dynamisch einstellbarer Punkt ausgewählt werden kann. Die in Abbildung 28 eingetragenen Punkte (1 bis 3) zeigen mögliche Reaktionen bei einem plötzlich angeforderten höheren Moment. Dabei werden lediglich die Einstellungen und Reaktionen bis zum nächsten Zeitschritt betrachtet und nicht das Erreichen des stationären Zielpunktes, der sich aufgrund der geänderten Anforderung weit verschieben kann und nicht innerhalb eines betrachteten Zeitschrittes erreichbar ist. Der mit 1 angegebene Einstellpunkt stellt dar, wie weit die Wärmemenge angehoben werden kann, wenn auf Änderungen der Zylindergasfüllung und der AGR-Rate verzichtet wird. Ist die erhöhte Wärmemenge bei gleich gutem Verbrennungswirkungsgrad eingebracht worden, so stellt sich eine entsprechende Momentenerhöhung ein (vgl. Kapitel 5). Eine noch höhere Wärmemenge und damit ein höheres Moment lässt sich erreichen, wenn zusätzlich die Einstellmöglichkeit der Zylindergasfüllung ausgenutzt wird (Punkt 2). Die maximale Wärmemengenfreisetzung und damit das höchste Moment kann in diesem Beispiel durch das zusätzliche Ausnutzen der Einstellmöglichkeiten der AGR-Ratenreduktion erreicht werden und ist durch den Punkt 3 gekennzeichnet.

Die getrennte Betrachtung vom dynamischen zum stationären Verhalten ermöglicht das Berücksichtigen zusätzlicher Effekte. Ein Beispiel bietet der Einfluss der Zylindergasfüllungserhöhung auf den Abgasgegendruck. Um die Zylindergasfüllung zu erhöhen, kann es notwendig werden, die effektive Querschnittsfläche der Turbine zu verringern, was großen Einfluss auf den Abgasgegendruck hat und zu gestiegenen Ladungswechselverlusten führt. Für die angesprochene hohe Dynamik ist zudem eine stärkere Verringerung der effektiven Querschnittsfläche notwendig als für die Zylindergasfüllung des stationären Zielpunktes. Bei einer Begrenzung des dynamischen Aufbaus der Zylindergasfüllung ist mit geringeren Ladungswechselverlusten zu rechnen, als beim Ausnutzen der vollen Dynamik. Jedoch wird somit auch das Folgeverhalten des Momentes negativ beeinflusst. Wie das Beispiel von Abbildung 28 zeigt, führt eine verringerte AGR-Rate ebenfalls zu der Möglichkeit, das Moment dynamisch schnell aufzubauen. Daraus ergeben sich unterschiedliche dynamische Einstellregeln, die im Folgenden anhand von drei Beispielen, beim Sprung des indizierten Wunschmomentes von 80 Nm auf 250 Nm, vorgestellt werden. Die Variante 1 repräsentiert die Basisvariante, wie sie oftmals im aktuellen Stand der Motorsteuerung vorzufinden ist. Die Zylindergasfüllung und die AGR-Rate werden dabei getrennt voneinander mit voller Dynamik vom aktuellen auf den stationären Zielwert gebracht. Variante 2 ermöglicht einen schnelleren Aufbau des Momentes, indem die AGR-Rate unter den stationären Zielwert reduziert und weiterhin die volle Dynamik der Stellpfade gefordert ist. Dabei wird allerdings nicht vollständig auf AGR verzichtet, sondern nur so weit, wie es die einstellbaren Grenzen erlauben ($r_{AGR \text{ Min}} = 0,05$). Variante 3 beschränkt den dynamischen Aufbau der Zylindergasfüllung, damit den Abgasgegendruck und die Ladungswechselverluste. Die Reduzierung der AGR-Rate unter den stationären Zielwert ermöglicht eine Kompensierung des schlechteren Folgeverhaltens des Momentes. Jedoch wird auch in diesem Fall die AGR-Rate nur bis auf das erlaubte Maß reduziert. Die unterschiedlichen Einstellungen der vorgestellten Varianten sind **Tabelle 3** zu entnehmen. Die erhöhten Ladungswechselverluste bei höherer Dynamik der Zylindergasfüllung werden dabei durch ein geändertes Verlustmoment angegeben

und berücksichtigt. Der Stellpfad der Einspritzung hat ausreichende Einstellmöglichkeiten, muss sich aber über die Kopplung des minimalen Lambdas (mit 1,2 vorgegeben) immer an den aktuellen Gassystemzuständen orientieren.

Tabelle 3: Einstellparameter dynamische Zielpunkterreichung

Variante	Änderung Zylinder- gasfüllung (Δm_{Zyl}) in mg/Hub	Berücksichtigung Ladungswechsel- verluste in Nm	Änderung AGR-Rate (Δr_{AGR}) in 1	Beschreibung
1	20	20	0,006	Getrennt r_{AGR} und m_{Zyl} je nach Stellgeschwindigkeit bis auf Zielwert
2	20	20	0,006	Verzicht auf r_{AGR} wenn an minimaler Lambdabegrenzung
3	10	5	0,006	Verzicht auf r_{AGR} wenn an minimaler Lambdabegrenzung mit langsamerer Dynamik Zylinder gasfüllung

Diese drei Beispielvarianten lassen sich als Weg vom stationären Startpunkt mit 80 Nm bis zum stationären Zielpunkt mit 250 Nm indiziertem Moment in der vorgestellten Darstellungsform (Zylinder gasfüllung und Wärmemenge) integrieren (**Abbildung 29**). Der beschrittene Weg unterteilt sich grob in vier Teilabschnitte, die jede Beispielvariante aufweist. Der Startpunkt ist durch ein größeres Auslasslambda gekennzeichnet als durch die minimale Grenze von 1,2 vorgeschrieben wird. Das bedeutet, dass trotz der hohen AGR-Rate zu Beginn des Momentensprungs sofort mehr Wärmemenge freigesetzt werden kann, ohne die Lambdagrenze zu unterschreiten (Abbildung 28). Damit wird der erste Teilabschnitt während des ersten Zeitschritts überwunden und dementsprechend ein schneller Momentenaufbau gewährleistet. Im zweiten Teilabschnitt befindet sich das System bereits an der minimalen Lambdagrenze, jedoch noch mit einer zu hohen AGR-Rate. Aus diesem Grund kann eine relativ schnelle Momentenerhöhung vonstatten gehen, da gleichzeitig die Zylinder gasfüllung angehoben und die AGR-Rate reduziert wird. Der dritte Teilabschnitt weist eine wesentlich geringere Steigung auf, da die AGR-Rate nicht weiter reduziert werden darf. Damit hängt die weitere Wärmemengenfreisetzung bzw. die Momentenerhöhung rein von der Anhebung der Zylinder gasfüllung ab. Zu Beginn des vierten Teilabschnitts kann das angeforderte Moment bereits dargestellt werden. Dennoch ist mehr Wärmemenge notwendig, als der stationäre Zielpunkt aufweist. Begründet ist dieses Verhalten in der Kompensation der Ladungswechselverluste. Dieser letzte Teilabschnitt repräsentiert

somit das Erreichen des stationären Zielpunktes sowohl der Zylindergasfüllung, der AGR-Rate, als auch der notwendigen Wärmemenge.

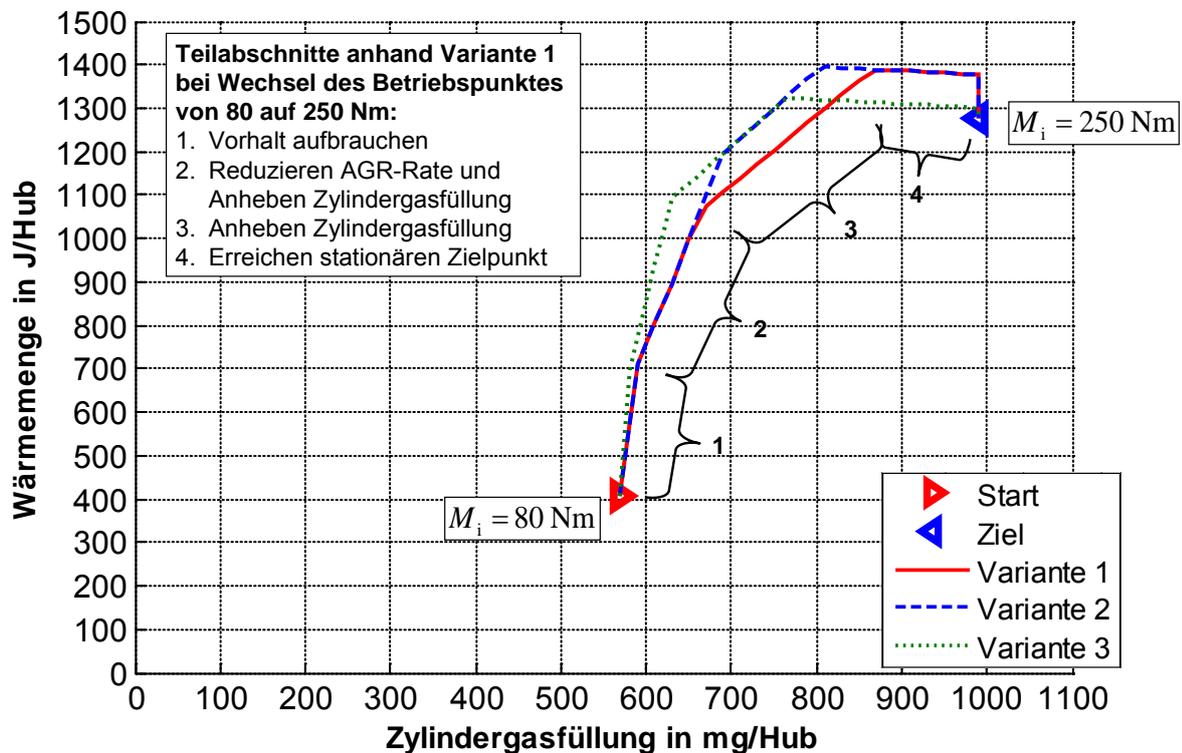


Abbildung 29: Dynamisches Föhren – Varianten der Zielpunkterreichung

Bis auf den ersten Teilabschnitt, der sich immer nur über einen konstanten ersten Zeitschritt erstreckt, weisen die anderen Teilabschnitte eine unterschiedliche Zeitdauer auf, je nachdem über welche Dynamik die einzelnen Stellpfade verfügen und bis zu welchem Endwert sich die Änderungen erstrecken dürfen. **Abbildung 30** illustriert das zeitliche Verhalten der Einstellparameter Zylindergasfüllung, Wärmemenge und AGR-Rate der drei Beispielvarianten. Zusätzlich sind die Auswirkungen auf das erzeugte Moment und der Vergleich der Varianten 2 und 3 zur Basisvariante 1 mittels Beschleunigungsverhalten und Kraftstoffbedarf enthalten. Der Vergleich der Geschwindigkeiten verdeutlicht den schnelleren Momentenaufbau der zweiten Variante gegenüber der Basisvariante. Die dritte Variante weist zu Beginn ebenfalls eine schnelle Momentenerhöhung auf, was sich auf den Einfluss der AGR-Ratenreduktion unter den Zielwert zurückführen lässt. Durch die insgesamt langsamere Zylindergasfüllungsanhebung gleicht sich dieser Vorsprung gegenüber der Basisvariante wieder aus und führt zu einem vergleichbaren Geschwindigkeitsverhalten. Betrachtet man den Aufwand an Kraftstoff im Vergleich zur Basisvariante, so ergibt sich ein höherer Verbrauch der dynamisch schnelleren Momentenfreisetzung der zweiten Variante, obwohl von gleichen Verlustmomenten ausgegangen wird. Dies ist darauf zurückzuführen, dass zu einem früheren Zeitpunkt das geforderte Moment erreicht und über eine längere Zeit erzeugt wird. Die dritte Variante weist dem gegenüber einen verringerten Kraftstoffbedarf auf, was in den geringeren Ladungswechselerlusten begründet ist. Die dritte Variante ermöglicht demzufolge eine effektivere Kraftstoffausnutzung bei annähernd gleicher

Beschleunigung. Allerdings werden sich geringere AGR-Raten auf das Schadstoffemissionsverhalten auswirken.

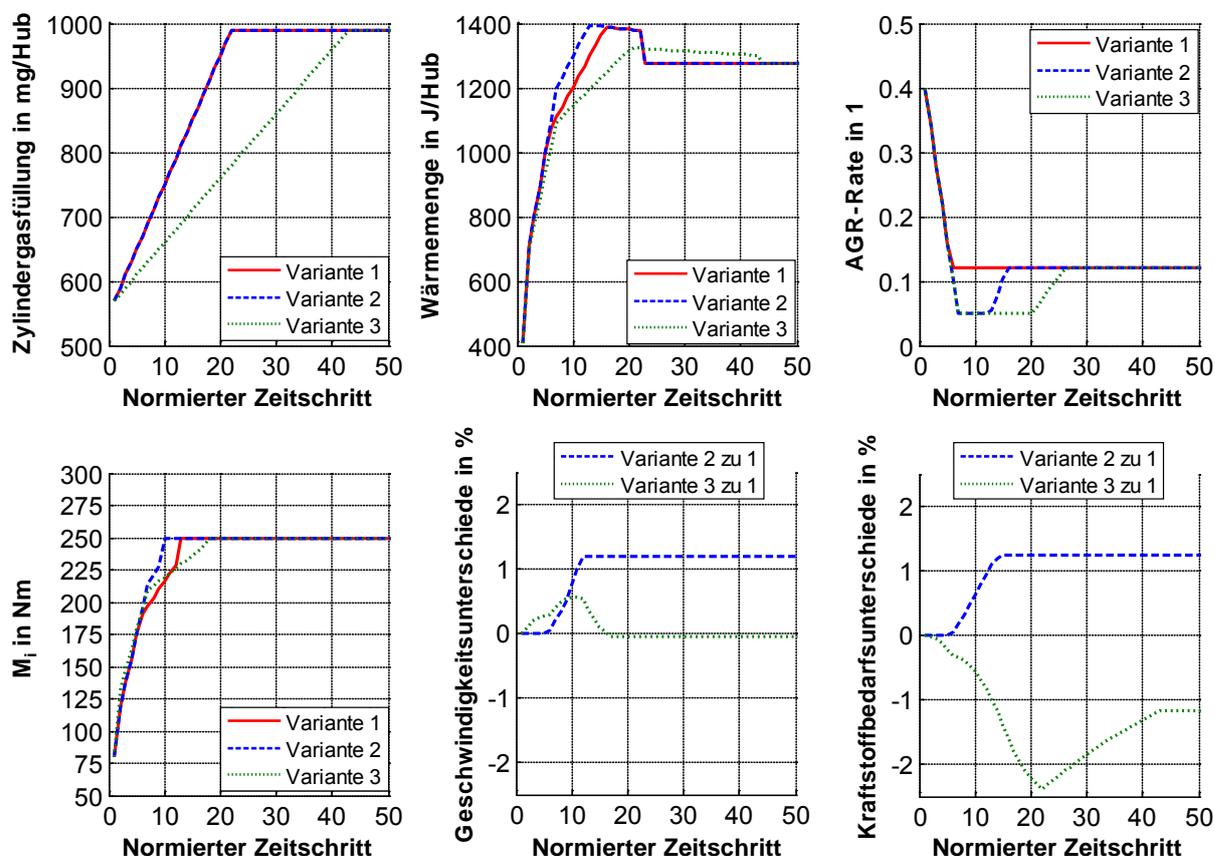


Abbildung 30: Einstellwerte und Ergebnisse des dynamischen Führens anhand der theoretischen Beispielvarianten

Die vorgestellten Beispiele veranschaulichen, dass die Methode der dynamischen Führung die Definierbarkeit von dynamischen Eingriffen im Gesamtsystem ermöglicht und Querkopplungen sowie zusätzliche Einflussgrößen berücksichtigen kann, ohne stationäre Werte zu verändern.

4.4 Umsetzung im Prototypensteuergerät

Für die praktische Umsetzung des Zylinderkoordinators wurden die vorgestellten Modellgleichungen des Kapitels 4.1 und die in Kapitel 4.2.2 vorgestellte Methode der Schnittmengenbildung über Stützstellen der Zylinder gasfüllung verwendet. Obwohl die Schnittmengenmethode mittels Punktabfrage (Kapitel 4.2.3) eine bessere Zukunftsfähigkeit aufweist, wurde bei der ersten Umsetzung größeres Augenmerk auf den Rechenaufwand gelegt. Bei der Implementierung der Modellgleichung für die Auslasstemperatur wird der variable Anteil der Arbeit bei einer Füllungsreduktion vernachlässigt, wodurch sich eine einfache Geradengleichung für einen festen Betriebspunkt ergibt. Die Abhängigkeit der notwendigen Wärmemenge zum Erzeugen des angeforderten Momentes, auf der Basis von Zylinder gasfüllungsunter-

schieden wurde durch Geradengleichungen approximiert. Folglich sind alle Anforderungen an die Wahl der Einstellparameter für einen festen Betriebspunkt durch Geraden berücksichtigt. Die Einstellgrenzen der AGR-Rate, der Zylindergasfüllung und der Normpunkt der Zylindergasfüllung sind durch Kennfelder hinterlegt. Diese einfache Variante der Berücksichtigung der Systemgrenzen ermöglicht eine direkte Nutzung der erarbeiteten Gassystemregelung aus [Nö10], ohne Änderungen vornehmen zu müssen. Die Einschränkung bei der Bestimmung der Systemmöglichkeiten besteht in den unberücksichtigten Abhängigkeiten der Führungsgrößen untereinander bzw. durch unterschiedliche Umweltbedingungen.

Die stationäre Zielpunktbestimmung legt die Sollwerte für das Gassystem fest (Zylindergasfüllung und AGR-Rate). Die ebenfalls ermittelte Wärmemenge des stationären Zielpunktes wird nur für Vergleichszwecke aber nicht als Sollwert für den Einspritzpfad verwendet. Zusätzlich werden mit der stationären Betrachtung die Grenzen der Auslassgrößen bestimmt. Dafür werden die möglichen Kombinationen der Führungsgrößen in die Formeln (12) und (19) (Seite 43 bzw. 45) eingesetzt und jeweils der minimale und maximale Wert der Auslasstemperatur und des Auslasslambdas berechnet. Dieser mögliche Betriebsbereich der jeweiligen Auslassgröße wird für einen Vergleich der Anforderungen genutzt. Wird z.B. eine sehr hohe minimale Auslasstemperatur vom Abgassystem angefordert, die in diesem Lastfall nicht darstellbar ist, so wird die angeforderte minimale Auslasstemperatur auf die maximal mögliche Auslasstemperatur begrenzt. Diese Anforderungskoordination findet mit dem jeweiligen Wert der minimalen und maximalen Auslasstemperatur bzw. des Auslasslambdas statt. Damit wird erreicht, dass nur Anforderungen an die stationäre Zielpunktbestimmung gestellt werden, die auch einstellbar sind und demzufolge auch einen Schnittbereich erzeugen. Somit ist immer eine korrekte Auswahl der Einstellparameter der unterschiedlichen Führungsgrößen gewährleistet.

Die Umsetzung der dynamischen Führung des Systems umfasst lediglich die Vorgabe der Wärmemenge anhand des aktuellen Gassystemzustandes und der gestellten Anforderungen. Im stationären Betrieb ist die so ermittelte Wärmemenge gleich dem Vergleichswert der stationären Zielpunktbestimmung. Im dynamischen Fahrbetrieb ist es jedoch notwendig, dass sich das schnelle Einspritzsystem nach dem relativ langsamen Gassystem richtet (Kapitel 4.3). Durch diese Vereinfachung verliert man die dynamische Führung des Gassystems im Zylinderkoordinator. Damit ist es nicht mehr notwendig, dass die Gassystemstellpfade die möglichen Einstellgrenzen bis zu einem definierten Zeithorizont ermitteln. Das erzielte Systemverhalten ist demzufolge mit der „Variante 1“ des theoretischen Beispiels von Kapitel 4.3 zu vergleichen. Im gleichen Maße, wie die Wärmemenge des dynamischen Zielpunktes bestimmt wird, kann auch eine maximal mögliche Wärmemenge bei gegebenen Gassystemzustand und Anforderungen ermittelt werden. Die Information der maximal möglichen Wärmemenge ist für den Einspritzpfad als Nebenbedingung erforderlich und wird im Kapitel 5 näher beschrieben.

Die bisher vorgestellten Methoden ermöglichen die Vorgabe der Führungsgröße Zylindergasfüllung, AGR-Rate, Wärmemenge und Moment. Gerade für die Abgasnachbehandlung kann es notwendig werden, zusätzlich unverbrannten Kraftstoff dem Abgasmassenstrom zuzugeben. Dieser hat zunächst keinen Einfluss auf die Zielpunktbestimmung bzw. die Verbrennung. Der Haupteinfluss ist das geänderte Lambda im AGR-Massenstrom, welcher berücksichtigt werden muss (Formel (18), Seite 45). Aus diesem Grund wird das Auslasslambda durch zwei

unterschiedlicher Werte dargestellt. Einmal wird lediglich die Verbrennung bewertet und nur der verbrennende Teil der Einspritzung verwendet. Dieser Lambdawert bestimmt folglich den noch unverbrauchten Sauerstoff im Abgasmassenstrom. Ein zweiter Lambdawert berücksichtigt den Anteil des zusätzlichen unverbrannten Kraftstoffs. Im Abgasmassenstrom ist somit Sauerstoff und unverbrannter Kraftstoff nebeneinander vorhanden und kann mit Hilfe dieser beiden getrennten Werte berücksichtigt werden. Die Anforderung einer Konzentration unverbrannten Kraftstoffs wird im Zylinderkoordinator lediglich mit den Möglichkeiten des Einspritzpfades verglichen und gegebenenfalls beschränkt. Eine nähere Beschreibung ist in Kapitel 5.2 zu finden.

4.5 Modellgenauigkeit

Lokalvariation

Die Gültigkeit der in Kapitel 4.1 angegebenen physikalischen Modellgleichungen lässt sich an der Lokalvariation für einen festen Betriebspunkt überprüfen. Die **Abbildung 31** veranschaulicht beispielhaft den Betriebspunkt mit der Drehzahl von 1500 min^{-1} und einem indizierten Moment von 80 Nm .

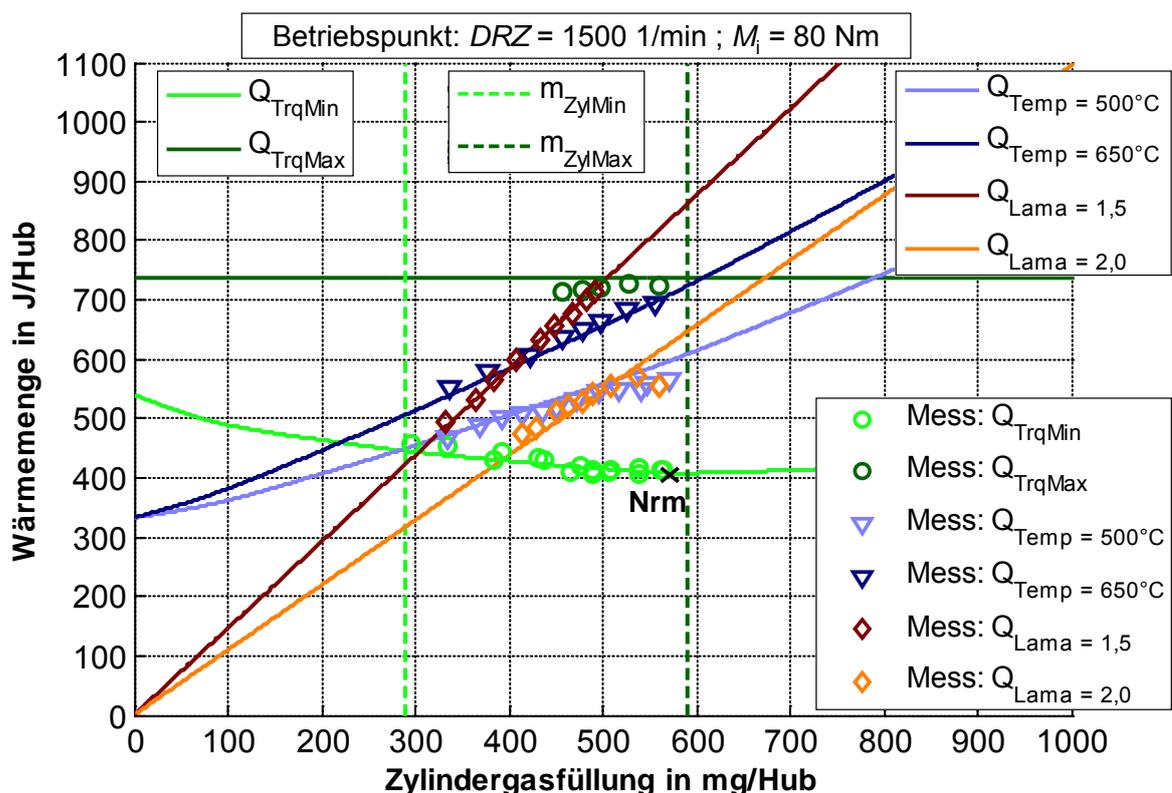


Abbildung 31: Vergleich Modellgleichungen zu Messung – Lokalvariation

Die durchgezogenen Linien repräsentieren das Ergebnis der physikalischen Modellgleichungen im Vergleich zu den gemessenen Punkten. Dabei wurde von dem

Normalbetriebspunkt (Punkt Nrm) die Zylindergasfüllung reduziert. Die angesprochenen höheren Drosselverluste sind durch die gesteigerte notwendige Energie dargestellt, ($Q_{Trq\ Min}$). Wird vom Normalpunkt die Wärmemenge soweit erhöht, wie es das angeforderte Moment zulässt, so erhält man in Verbindung mit der Reduzierung der Zylindergasfüllung den Verlauf der maximal möglichen einzubringenden Energie aufgrund der Momentenanforderung ($Q_{Trq\ Max}$). Da bei der Reduzierung der Zylindergasfüllung weitgehend der komplette Stellbereich für diesen Betriebspunkt ausgenutzt wurde, sind alle Grenzen der Führungsgrößen Wärmemenge und Zylindergasfüllung bekannt. Im Anschluss wurde die Auslasstemperatur für zwei Temperaturwerte konstant gehalten und die Zylindergasfüllung reduziert. Der Vergleich der Modellwerte mit den Messwerten für die Auslasstemperatur von 500°C ($Q_{Temp = 500^{\circ}\text{C}}$) sowie für die Auslasstemperatur von 650°C ($Q_{Temp = 650^{\circ}\text{C}}$) zeigt eine übereinstimmende Tendenz des Verhaltens bei einer Änderung der Zylindergasfüllung. Neben der Auslasstemperatur wurde ebenfalls der Verlauf des Auslasslambdas mit zwei konstanten Werten überprüft. Es entstanden die Verläufe für ein Lambda von 1,5 ($Q_{Lama = 1,5}$) und 2 ($Q_{Lama = 2}$). Auch wenn in diesem Beispiel auf eine Variation der AGR-Rate verzichtet wurde, zeigen die Verläufe die Gültigkeit der physikalischen Modellgleichung.

Kennfeldabrasterung

Neben der Lokalvariation wurde die angegebene Umsetzung für ein Prototypen-steuergerät mit den physikalischen Modellgleichungen am Motorenprüfstand im gesamten Kennfeldbereich überprüft. Die durchgeführten Messungen umfassen Last-Drehzahl-Variationen im Drehzahlbereich von $1000\ \text{min}^{-1}$ bis $4500\ \text{min}^{-1}$ und indizierte Momente von 0 Nm bis 370 Nm. Jede Kombination wurde dreimal angefahren, mit jeweils unterschiedlichen Anforderungen an die Zielpunktbestimmung:

1. Ohne zusätzliche Anforderung vom Abgassystem (Normalbetrieb)
2. Minimale Auslasstemperatur von ca. 600°C , minimales Auslasslambda von ca. 1,5 mit den Optimierungsfaktoren $facQ2Dm = 0,5$ und $facNOxRed = 1$
3. Minimale Auslasstemperatur von ca. 600°C , minimales Auslasslambda von ca. 1,6 und einer zusätzlichen Konzentration an unverbranntem Kraftstoff mit den Optimierungsfaktoren $facQ2Dm = 0,8$ und $facNOxRed = 1$

Die jeweils maximalen Werte der Auslasstemperatur bzw. des Auslasslambdas spielen für die Bestimmung des stationären Betriebspunktes in diesen Beispielen keine Rolle.

Die berechnete Temperaturdifferenz zwischen ermittelter Auslasstemperatur über die physikalische Modellgleichung (Formel (12), Seite 43) und der gemessenen Auslasstemperatur ist in **Abbildung 32** dargestellt. Dafür wurde die Differenz über der Last-Drehzahl-Variation aufgetragen und zusätzlich die Messpunkte eingezeichnet. Es ist zu erkennen, dass die Differenzen nicht nur in der Lokalvariation auftreten, sondern ebenso bei der stationären Kennfeldabrasterung. Bei der näheren Betrachtung ist festzustellen, dass das Modell bei kleinen Drehzahlen und hohen Momenten zu hohen Temperaturen und bei hohen Drehzahlen und kleinen Momenten zu niedrigen Temperaturen abweicht. Der Hauptgrund liegt wahrscheinlich in den geänderten Wandwärmeverlusten zwischen

Zylinderauslass und Temperaturmessstelle. Hohe Temperaturen mit niedrigen Massenströmen führen zu stärkeren Wandwärmeverlusten und daraus abgeleitet zu großen Differenzen in positiver Richtung. Im Gegensatz dazu zeigen hohe Massenströme mit niedrigen Temperaturen geringere Verluste. Dieses Verhalten könnte durch ein Modell abgebildet werden, jedoch sind weitere Effekte zu vermuten. Aus diesem Grund wurde auf die Verwendung eines Auslasstemperaturreglers zurückgegriffen und ein Kanalmodell vernachlässigt (Kapitel 7.2).

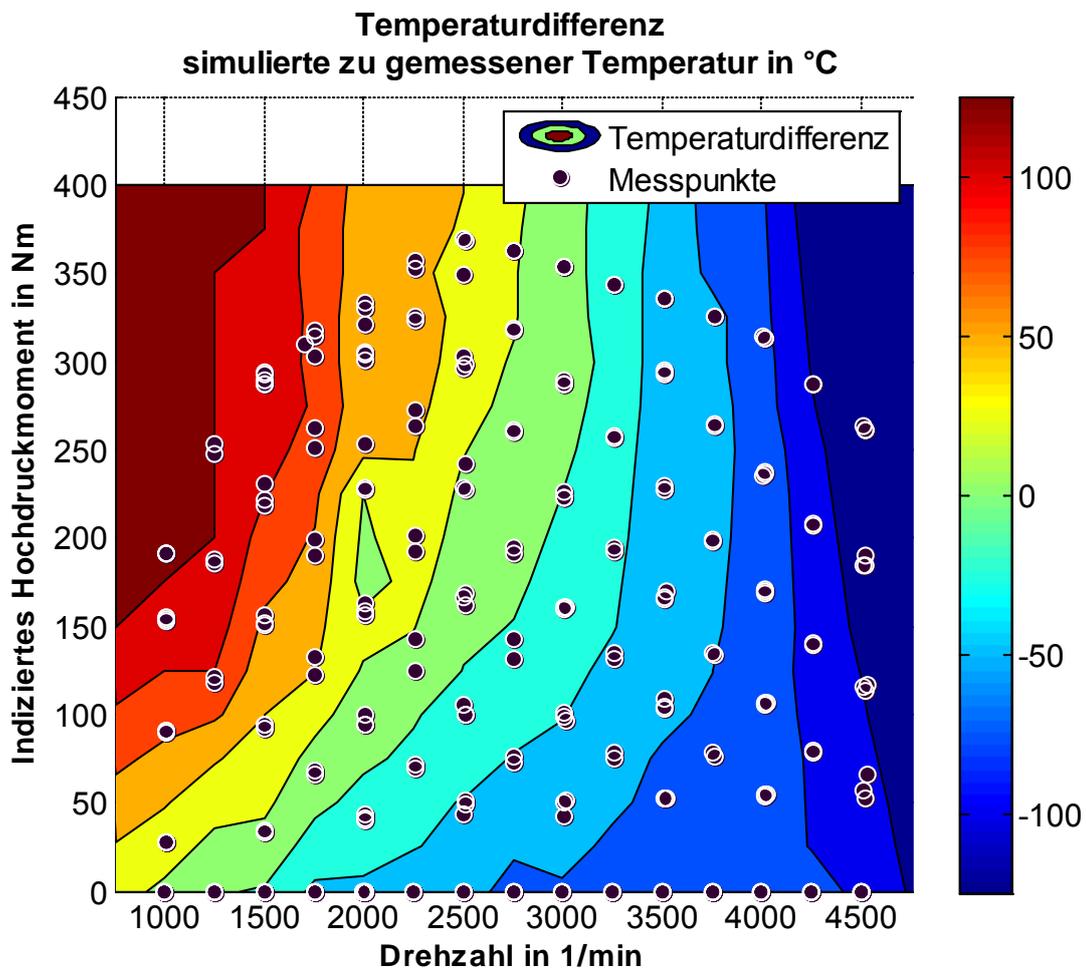


Abbildung 32: Vergleich Modellgleichungen der Auslasstemperatur zur Messung – Kennfeldabrasterung

Neben der Auslasstemperatur lässt sich die physikalische Modellgleichung des Auslasslambdas (Formel (19), Seite 45) mit den gemessenen Werten vergleichen. **Abbildung 33** zeigt den Verlauf der Gegenüberstellung unter Verwendung der gleichen stationären Messpunkte. Bei der Messung mit der zusätzlichen Anforderung an unverbranntem Kraftstoff musste auf das Lambda nach der Abgasnachbehandlung zurückgegriffen sowie das berechnete Lambda unter Berücksichtigung des unverbrannten Kraftstoffs (Kapitel 4.4) verwendet werden. Damit konnte davon ausgegangen werden, dass die zusätzlichen Konzentrationen an unverbranntem Kraftstoff durch die Abgasnachbehandlung größtenteils umgesetzt wurden. Wie bei der Temperatur kann auch die einfache Modellgleichung für das Abgaslambda nicht alle Einflussfaktoren beinhalten. Dennoch zeigen die geringen Abweichungen in

einem großen Kennfeldbereich ein hohes Potential. Mögliche Ursachen für die vorhandenen großen Abweichungen können sowohl eine ungenaue Bestimmung der AGR-Rate, das Messprinzip der Lambdasonde und das nicht berücksichtigte Verhalten der Einspritzung aufgrund von Druckwelle und Injektorstreuung sein. Die AGR-Ratenberechnung kann nur so gut sein, wie die Bestimmung der Drücke bzw. der Zylindergasfüllung [Nö10]. Eigene Untersuchungen haben gezeigt, dass das Lambdasondensignal durch lange Belastungen mit hohen Konzentrationen an unverbranntem Kraftstoff während der Abgasnachbehandlung durch das Einlagern des unverbrannten Kraftstoffs in der Diffusionsbarriere verfälscht wird. Der größte Einfluss wird jedoch vom unberücksichtigten Druckwellen- und Injektorverhalten ausgehen. Die Motorsteuerung des Versuchsträgers beinhaltet unterschiedliche Korrekturen der Einspritzung, die auch diese Effekte berücksichtigen. Allerdings kann die Anbindung des Prototypensteuergerätes an das Seriensteuergerät die bereits implementierten Korrekturen nicht nutzen, was zu dem angesprochenen Verhalten führt (Kapitel 5.4).

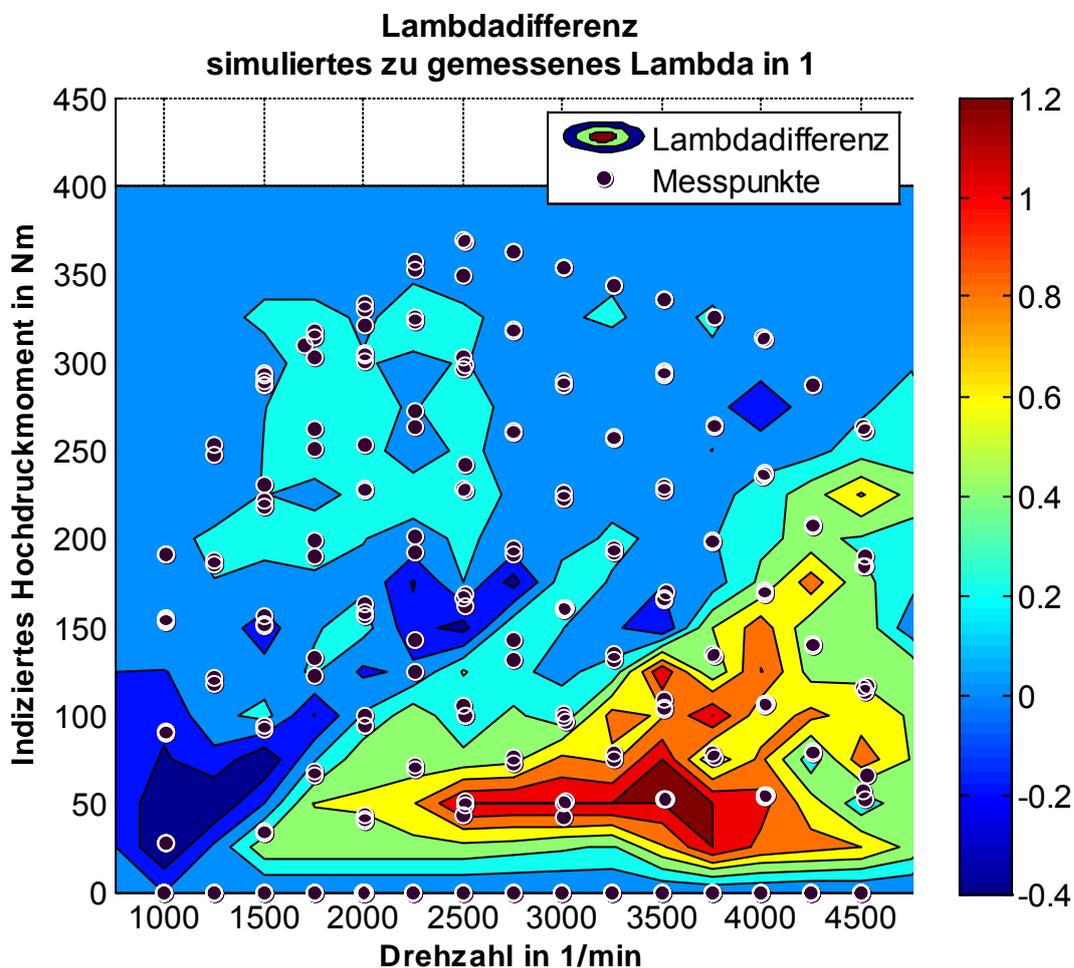


Abbildung 33: Vergleich Modellgleichungen des Auslasslambdas zur Messung – Kennfeldabrasterung

4.6 Fazit

Die Methodik des Zylinderkoordinators kann die Querkopplungen des komplexen Systems an zentraler Stelle auflösen. Die einfachen Modellansätze ermöglichen es, von angeforderten Zielzuständen auf Einstellparameter umzurechnen. Die Invertierbarkeit der Modellgleichungen vereinfacht einen Vergleich der Modellergebnisse mit den gemessenen Werten. Dies kann in zukünftigen Arbeiten für eine Adaption der Modellparameter genutzt werden. Die Verwendung von Grenzen der Anforderungen führt zu einem Bereich möglicher Kombinationen an Einstellparametern und mit Hilfe der gewählten grafischen Darstellung zu einem guten Verständnis des Systemverhaltens. Die dafür notwendigen Grenzen der Führungsgrößen werden durch die Parametrierung der Stellpfade bereitgestellt. Die Wahl des Betriebspunktes richtet sich stets nach den aktuellen Anforderungen und Möglichkeiten des Systems sowie den definierten Optimierungsfaktoren zur Energieeffizienz und NO_x -Reduktion. Die Trennung zwischen stationärem Zielpunkt und dynamischen Eingriffen gestattet ein gezieltes situationsabhängiges Reagieren, in das unterschiedliche Eigenschaften und Maßgaben einfließen können. Für eine komplette dynamische Führung des Gesamtsystems sind allerdings detaillierte Betrachtungen der individuellen Stellpfaddynamiken erforderlich. Die Umsetzung auf einem Prototypensteuergerät zum Betrieb des Versuchsträgers weist die Machbarkeit dieses Ansatzes nach. Die stationären Messungen an zahlreichen Punkten des Motorbetriebskennfeldes zeigen Abweichungen, die zumeist den einfachen Modellansätzen geschuldet sind. Dennoch offenbart gerade die lokale Vermessung des Verhaltens der Auslassbedingungen bei veränderter Wahl der Einstellparameter die Richtigkeit der gewählten Ansätze.

Der Zylinderkoordinator erlaubt demzufolge eine Mehrgrößenführung des Gesamtsystems unter Verwendung der gewählten Führungsgrößen. Die Methodik des Zylinderkoordinators ist vielseitig anwendbar (Kapitel 6.2), schnell erweiterbar und ermöglicht mit der vorgestellten Darstellungsform ein leicht interpretierbares Systemverhalten.

5 Stellpfad Einspritzung

Nachdem die Betriebsparameter durch den Zylinderkoordinator festgelegt sind, müssen die Führungsgrößen auf die entsprechenden Stelleingriffe umgesetzt werden. Der Einspritzpfad übernimmt dabei die Aufgabe das Moment, die Wärmemenge und den Anteil unverbrannten Kraftstoffs darzustellen (Kapitel 3, Abbildung 21, Seite 39). Dafür müssen im Stellpfad der Einspritzung die verbrennenden und die nicht verbrennende Einspritzung von Kraftstoff in den Zylinder geplant werden. Die Gesamtfunktion wird dabei in zwei Hauptbestandteile getrennt. Deren theoretischer Ansatz, die Umsetzung und die Modellgenauigkeiten werden in diesem Kapitel beschrieben. Die grundsätzlichen Ansätze zur Planung der verbrennenden Einspritzungen sind im Unterkapitel 5.1 enthalten und verdeutlichen unter anderem die Wahl der Führungsgröße Wärmemenge zusätzlich zum Moment. Das Unterkapitel 5.2 widmet sich dem Anteil des nicht verbrannten Kraftstoffes. Unterkapitel 5.3 geht auf die Umsetzung für ein Prototypensteuergerät ein und anschließend werden im Unterkapitel 5.4 die Genauigkeiten des vorgestellten Konzeptes näher betrachtet.

5.1 Verbrennungs-Wirkungsgrad-Koordinator

Der Verbrennungs-Wirkungsgrad-Koordinator muss aus den Führungsgrößen Wärmemenge und Moment die zur Verbrennung führenden Einspritzungen in Anzahl, Menge und Lage definieren. Die Wahl der Wärmemenge als zusätzliche Führungsgröße ist in **Abbildung 34** verdeutlicht.

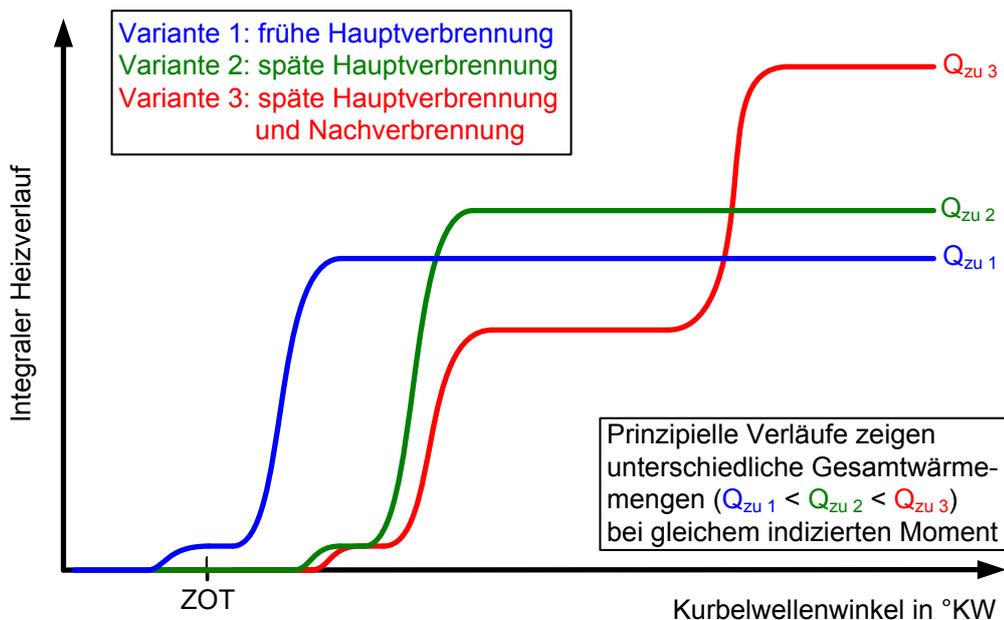


Abbildung 34: Prinzipielle Heizverläufe für gleiche indizierte Momente und unterschiedliche Gesamtwärmemengen

Die dargestellten Varianten stehen für unterschiedliche Strategien, das gleiche indizierte Moment bei unterschiedlichen freigesetzten Wärmemengen zu erzeugen. In Variante 1 wird zu diesem Zweck eine vorkonditionierende Voreinspritzung mit früher Haupteinspritzung verwendet, woraus sich die dargestellte Vor- und Hauptverbrennung ergeben. Die Variante 2 kennzeichnet eine Verschiebung der Verbrennungsereignisse in Richtung spät. Dabei wird eine leicht erhöhte gesamte Wärmemenge für das gleiche indizierte Moment benötigt. Bei beiden Varianten ist die Hauptverbrennung maßgebend zum Erreichen der Wärmemenge und des Momentes. Variante 3 nutzt eine zusätzliche späte Nacheinspritzung. Dies führt zu den drei dargestellten Verbrennungsereignissen (vgl. Abbildung 13, Seite 26) und einen stärker erhöhten gesamten Wärmemengenbedarf. Im Gegensatz zu den Varianten 1 und 2 wird bei Variante 3 die gesamte Wärmemenge nahezu zu gleichen Teilen durch die Haupt- und Nachverbrennung freigesetzt. Die Momentenerzeugung ist zwar immer noch stärker durch die Hauptverbrennung gekennzeichnet, dennoch weist die Nachverbrennung einen hohen nicht zu vernachlässigenden Anteil auf. Der zusätzliche Aufwand einer Nachverbrennung wird notwendig, da eine Verschiebung der Hauptverbrennung in Richtung spät durch die abnehmenden Zündbedingungen begrenzt ist. Die Zündbedingungen zu so späten Kurbelwinkeln der Nachverbrennung wie in Variante 3 können nur durch die zuvor stattfindende Hauptverbrennung gewährleistet werden. Der Vergleich dieser drei Beispiele zeigt unterschiedliche einzubringende Wärmemengen bei gleichem indiziertem Moment und damit verbunden unterschiedliche Wirkungsgrade der Verbrennung. Der Wirkungsgrad wird in den Varianten 1 und 2 von der Hauptverbrennung dominiert. Bei Variante 3 ergibt sich ein resultierender Gesamtverbrennungswirkungsgrad, der durch die Aufteilung der Wärmemengen auf die einzelnen Verbrennungsereignisse bestimmt wird. Umgekehrt erscheint eine Wahl der Verbrennungsstrategie anhand der Führungsgrößen Wärmemenge und Moment möglich, jedoch nicht ohne zusätzliche Informationen über die Einzelverbrennungen. Zu diesem Zweck wurde die angesprochene Offlineauswertung von [Sc08a] zur Ermittlung verschiedener Kennwerte von Einzelverbrennungsereignissen genutzt (Kapitel 2.3, MATLAB, Seite 31). Aus der ermittelten Einzelwärmemenge (Q_x) und dem Einzelmoment ($M_{i,x}$) der jeweiligen Verbrennung lässt sich der inverse Wirkungsgradfaktor⁸

$$facQ2Trq_x = \frac{Q_x}{M_{i,x}} \quad (21)$$

bilden. Dabei erfolgt die Bezeichnung der Verbrennungen nach der Reihenfolge der Einspritzung (Kapitel 2, Einspritzsystem, Seite 23). Für die Verbrennung ist die Pol1 nicht relevant, da sie zu sehr späten Kurbelwinkeln stattfindet und unverbrannt ausgeschoben wird (Kapitel 5.2). **Abbildung 35** illustriert den Verlauf des inversen Wirkungsgradfaktors über der Lage der jeweiligen Einzelverbrennung ($\phi_{i,50x}$). Jeder abgebildete Messpunkt stellt den Mittelwert über fünfzig Arbeitsspiele dar. Das Messprogramm umfasste eine große Anzahl an Variationen von Drehzahl und Moment, nahezu im gesamten Betriebsbereich. Zusätzlich wurden unterschiedliche Werte der Einspritzmasse und des Einspritzzeitpunktes für verschiedene verbrennende Einspritzungen vorgegeben. Die Einspritzstrategien umfassten bis zu fünf Einspritzungen (Pil3, Pil1, MI1, Pol3, Pol2) mit den jeweiligen Verbrennungs-

⁸ Bei der Berechnung des inversen Wirkungsgradfaktors wird das verwendete Moment, ähnlich der Wärmemenge, ebenfalls auf den Hub bezogen, da es für den aktuellen Zylinder gültig ist.

ereignissen. Trotz der großen Variation, lässt sich ein klarer Zusammenhang zwischen dem inversen Wirkungsgradfaktor und der Verbrennungslage der Einzelverbrennung erkennen, unabhängig von der eingesetzten Einspritzung. Dies verdeutlicht die Approximation mit einem einfachen Polynom zweiten Grades. Für die weitere Betrachtung wurden jedoch zwei Kennlinien verwendet. Die erste Kennlinie beinhaltet die Abhängigkeit des inversen Wirkungsgradfaktors von der Verbrennungslage mit einem gleichartigen Verlauf wie das dargestellte Polynom. Die zweite Kennlinie ermöglicht die entgegengesetzte Betrachtung vom inversen Wirkungsgradfaktor auf die Verbrennungslage. Für eine eindeutige Angabe ist diese Kennlinie ab dem oberen Totpunkt (0°KW) in Richtung spät mit einer monotonen Steigung definiert (Abbildung 36, Seite 71).

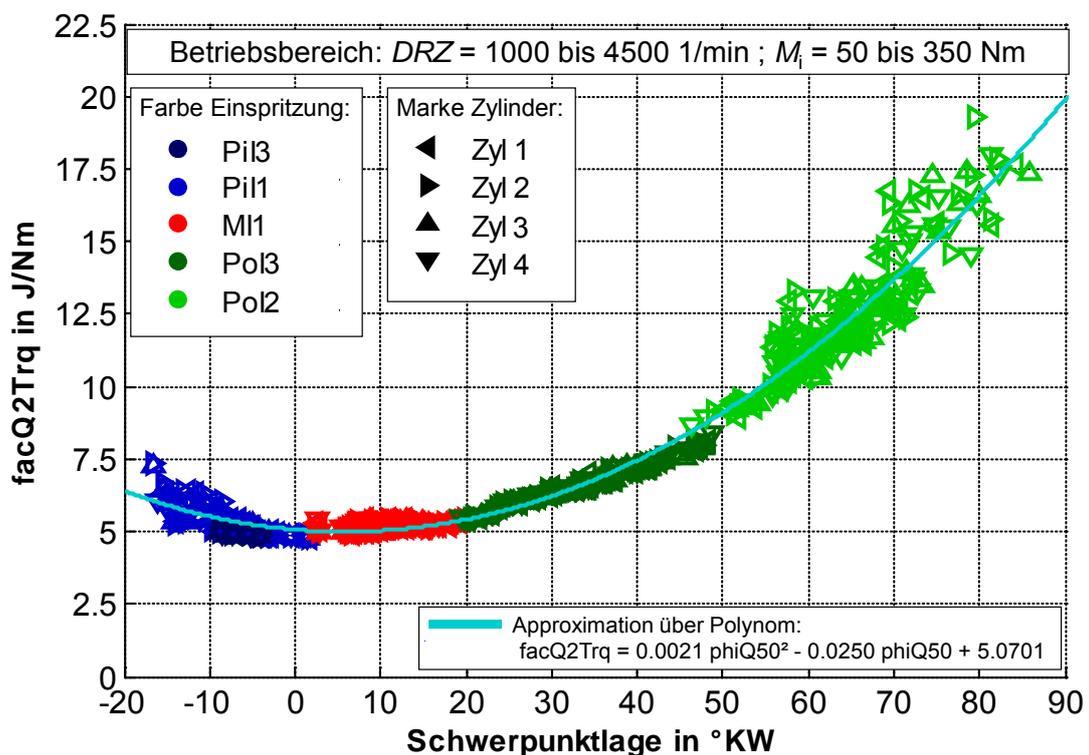


Abbildung 35: Gemessener und approximierter Wirkungsgradfaktor $facQ2Trq$ gegenüber der Verbrennungsschwerpunktlage für Einzelverbrennungsereignisse

Die Messungen zeigen eine größere Streuung der Ergebnisse zu späteren Verbrennungslagen, welche in den zunehmenden Störeinflüssen auf das Zylinderdrucksignal begründet ist. Zusätzlich ist anzumerken, dass kleine Verbrennungen nur schwer ermittelt werden können und auch ein ausreichender Abstand zwischen den Verbrennungsereignissen vorhanden sein muss, um eine Trennung zu ermöglichen. Eine genauere Beschreibung des Verfahrens ist [Sc08a] zu entnehmen.

Im gleichen Maße wie bei den Einzelverbrennungsereignissen lässt sich aus den Sollwerten der Wärmemenge ($Q_{zu\ Soll}$) und des Momentes ($M_{i\ Soll}$) auch ein Sollwert des inversen Wirkungsgradfaktors

$$facQ2Trq_{Soll} = \frac{Q_{zuSoll}}{M_{iSoll}} \quad (22)$$

bilden. Eine Ermittlung einer entsprechenden Verbrennungslage ist mit der angesprochenen Kennlinie möglich. Wird an dieser Verbrennungslage die gesamte Wärmemenge (z.B. der Hauptverbrennung) freigesetzt, so erzeugt diese auch das angeforderte Moment. Wie in den Beispielvarianten der Abbildung 34 verdeutlicht, kann eine sehr späte Verbrennungslage nicht durch eine Hauptverbrennung erreicht werden. In diesem Fall muss eine zusätzliche Nachverbrennung stattfinden, um die Zielwerte dieser beiden Führungsgrößen zu erreichen. Der gesamte Wirkungsgrad der Verbrennung ermittelt sich aus den Wärmemengenanteilen und inversen Wirkungsgradfaktoren der Einzelverbrennungen. Sind die Lagen der beiden Verbrennungsereignisse bekannt, so können über die Kennlinie die inversen Wirkungsgradfaktoren bestimmt werden. Der Vergleich der inversen Wirkungsgradfaktoren der Haupt- und der Nachverbrennung ($facQ2Trq_{MI}$ und $facQ2Trq_{PoI}$) mit dem Sollwert ermöglicht die Berechnung des Momentenanteils der Hauptverbrennung

$$facTrq_{MI} = \frac{facQ2Trq_{Soll} - facQ2Trq_{PoI}}{facQ2Trq_{MI} - facQ2Trq_{PoI}} \quad (23)$$

und dem Momentenanteil der Nachverbrennung

$$facTrq_{PoI} = \frac{facQ2Trq_{Soll} - facQ2Trq_{MI}}{facQ2Trq_{PoI} - facQ2Trq_{MI}} \quad (24)$$

Da das gesamte Moment hauptsächlich durch diese beiden Verbrennungsereignisse erzeugt wird, kann z.B. die Berechnung des Momentenanteils der Nachverbrennung bei bekanntem Momentenanteil der Hauptverbrennung auch durch

$$facTrq_{PoI} = 1 - facTrq_{MI} \quad (25)$$

vereinfacht werden. Verbindet man die Momentenanteile der beiden Einzelverbrennungen mit dem angeforderten Sollmoment, können die absoluten Momente der Hauptverbrennung

$$M_{MISoll} = M_{iSoll} \cdot facTrq_{MI} \quad (26)$$

und der Nachverbrennung

$$M_{PoISoll} = M_{iSoll} \cdot facTrq_{PoI} \quad (27)$$

bestimmt werden. Im Anschluss ergibt die Kombination der inversen Wirkungsgradfaktoren mit den Einzelmomenten die Sollwärmemenge der Hauptverbrennung

$$Q_{MISoll} = M_{MISoll} \cdot facQ2Trq_{MI} \quad (28)$$

und die Sollwärmemenge der Nachverbrennung

$$Q_{PoISoll} = M_{PoISoll} \cdot facQ2Trq_{PoI} \quad (29)$$

Mit dieser Herangehensweise ist es möglich, einen definierten angeforderten globalen Zustand über die Führungsgrößen Wärmemenge und Moment durch die beiden Verbrennungsereignisse darzustellen. Die unterschiedlichen Verbrennungsereignisse werden am Ende dieser Berechnung durch ihre Einzelverbrennungslage

und umgesetzte Einzelwärmemenge repräsentiert. Ausgehend von den Verbrennungskennwerten müssen im Anschluss die notwendigen Einspritzungen definiert werden. Die Angabe der Einspritzungen erfolgt dabei durch den jeweiligen Einspritzzeitpunkt und der einzuspritzenden Kraftstoffmasse. Die Verbrennungslage bestimmt in diesem Zusammenspiel den Einspritzzeitpunkt unter Berücksichtigung des Zündverzugs (Kapitel 2.1) und der Zeit zum Erreichen der 50% Umsatzschwelle. Die komplexen Zusammenhänge und Einflussparameter sind in dieser Arbeit nicht betrachtet worden, aber durch einen einfachen Ansatz gelöst (Kapitel 5.3). Als weiterer Parameter der Einspritzung muss die Einspritzmasse vorgegeben werden. Diese errechnet sich aus einem Umsetzungsfaktor ($facQ2Qnt$) und der einzubringenden Wärmemenge ($Q_{X\text{ Soll}}$) der jeweiligen Einspritzung

$$q_X = Q_{X\text{ Soll}} \cdot facQ2Qnt. \quad (30)$$

Auch in diesem Fall ist das Umsetzungsverhältnis durch unterschiedliche Randeffekte beeinflusst. Beispielsweise sind unterschiedliche AGR-Raten, Temperaturen der Zylindergasfüllung zum Einspritzzeitpunkt, Wandtemperaturen, Einspritzdrücke und Zylindergasfüllungen als Einflussfaktoren zu nennen. Als starke Vereinfachung wurde ein Mittelwert über eine große Anzahl Messungen als Umsetzungsfaktor verwendet. Kapitel 5.3 zeigt unter anderem zusätzliche praktische Maßnahmen, die variablen Einflüsse des Umsetzungsverhältnisses zu berücksichtigen.

5.2 Unverbrannter Kraftstoff

Der Stellpfad der Einspritzung hat ebenfalls die Aufgabe, eine angeforderte Konzentration an unverbranntem Kraftstoff im Abgasmassenstrom für die Abgasnachbehandlung zu gewährleisten (Abbildung 21, Seite 39). Die Anforderung einer Konzentration ermöglicht es, unterschiedliche Eingriffe zu nutzen und ist nicht an einen bestimmten Steller gekoppelt. Eine Möglichkeit besteht darin, aus der Konzentration unverbranntem Kraftstoffs (r_{QntHC}) und der Zylindergasfüllung (m_{Zyl}) direkt eine Einspritzmasse

$$q_{Po11} = m_{Zyl} \cdot r_{QntHC} \quad (31)$$

zu berechnen. Die Einspritzung muss so erfolgen, dass der Kraftstoff nicht an der Verbrennung teilnimmt. Die einfachste Möglichkeit dies zu erreichen, ist die Einspritzung während des Auslasstaktes stattfinden zu lassen. Wie bereits in Kapitel 5.1 angesprochen, steht dafür die sogenannte Po11 zur Verfügung. Eine andere Variante ist in der Tatsache begründet, dass die für die Wärmemengen-erzeugung verwendete Kraftstoffmenge nicht voll umgesetzt werden kann. Dieser Kraftstoffanteil ist stark von den Zündbedingungen zum Zeitpunkt der Einspritzung abhängig. Ein Eingriff könnte z.B. sein, eine Nachverbrennung weiter in Richtung spät zu verschieben, wodurch der Anteil unverbranntem Kraftstoffs aus der Verbrennung steigt. Um die schlechtere Umsetzung des Kraftstoffs zu kompensieren, müsste eine größere Kraftstoffmasse für die gleiche Wärmemenge der Nachverbrennung eingesetzt werden. Zusätzlich wird sich eine Verschiebung der Nachverbrennung in einer Veränderung des inversen Wirkungsgradfaktors wiederfinden und so eine Anpassung der Wärmemengenverteilung zwischen Haupt-

und Nachverbrennung nach sich ziehen. Diese Querkopplung auf die Verbrennung und die Berechnungen des Verbrennungs-Wirkungsgrad-Koordinators (Kapitel 5.1) machen deutlich, dass dieser Eingriff möglichst vermieden werden sollte. Zusätzlich wurde in Kapitel 5.1 kurz beschrieben, dass eine große Anzahl an unterschiedlichen Faktoren die Zündbedingungen und das Umsetzungsvermögen beeinflussen und nur schwer abzubilden sind. Kommt es aufgrund von Ungenauigkeiten oder fehlerhaften Betrachtungen zum Versagen der Zündung der Nachverbrennung, so werden weder die Wärmemenge noch das Moment erreicht und die angeforderte Konzentration unverbrannten Kraftstoffs stark überschritten.

5.3 Umsetzung im Prototypensteuergerät

Die Umsetzung des Stellpfades der Einspritzung auf einem Prototypensteuergerät basiert auf den angesprochenen Funktionen des Verbrennungs-Wirkungsgrad-Koordinators (Kapitel 5.1) mit den vorgestellten Kennlinien. Weiterhin ist auch die Möglichkeit der gesonderten Einspritzung für die nicht verbrennende Kraftstoffmenge (Kapitel 5.2) umgesetzt.

Die Vorkonditionierung über die Voreinspritzungen wurde im Verbrennungs-Wirkungsgrad-Koordinator nicht angesprochen und in dieser Arbeit auch nicht näher betrachtet. Aus diesem Grund sind die Voreinspritzungen in Anzahl, Einspritzmasse und relativer Lage zur Haupteinspritzung von der Serienbedatung übernommen. Die Anteile an der Wärmemengenfreisetzung und der Momentenerzeugung sind mit Hilfe von betriebspunktabhängigen Kennfeldern (Last, Drehzahl) für die jeweiligen Voreinspritzungen berücksichtigt. Die durch die Vorverbrennungsanteile korrigierte Wärmemenge ($Q_{zu\ Soll\ MI\ Poi}$) und das Moment ($M_{i\ Soll\ MI\ Poi}$) müssen somit von der Haupt- und gegebenenfalls der Nachverbrennung erzeugt werden und bilden den Zielwert des inversen Wirkungsgradfaktors ($facQ2Trq_{Soll\ MI\ Poi}$) nach der Formel (22).

Die Methodik des Verbrennungs-Wirkungsgrad-Koordinators unterteilt sich in verschiedene Bereiche, die mit Hilfe des Sollwertes des inversen Wirkungsgradfaktors bestimmt werden können. **Abbildung 36** zeigt anhand der verwendeten Kennlinien des inversen Wirkungsgradfaktors vier Bereiche, die durch drei Verbrennungslagen gegeneinander abgegrenzt sind. Die frühe Verbrennungslage der Hauptverbrennung ($\phi Q50_{MI\ früh}$) stellt die Lage des normalen Fahrbetriebs dar und wird als Kompromiss unterschiedlichster Einflussfaktoren bestimmt (z.B. Effizienz, Geräusch, Schadstoffrohmissionen...) und in einem Basiskennfeld in Abhängigkeit von Last und Drehzahl abgelegt. Die späte Lage der Hauptverbrennung ($\phi Q50_{MI\ spät}$) ergibt sich abhängig von den vorherrschenden Zündbedingungen und Umsetzungsvermögen. Der Basiswert dieser Verbrennungslage wird ebenfalls in einem betriebspunktabhängigen Kennfeld gespeichert. Diese Verbrennungslagen werden unter den Zuständen der Zylindergasfüllung und AGR-Rate, die für den normalen Fahrbetrieb appliziert wurden, eingestellt. Das gleiche gilt für die Lage der Nachverbrennung ($\phi Q50_{Poi}$), die ebenso in einem Kennfeld hinterlegt ist, welches von Last und Drehzahl bestimmt wird. Die Parametrierung dieser Lage richtet sich nach den Zündbedingungen und dem Umsetzungsvermögen der Nachverbrennung bei Verwendung der Hauptverbrennung an später Verbrennungslage und unter den Zuständen des Gassystems, die für den normalen Fahrbetrieb eingestellt wurden.

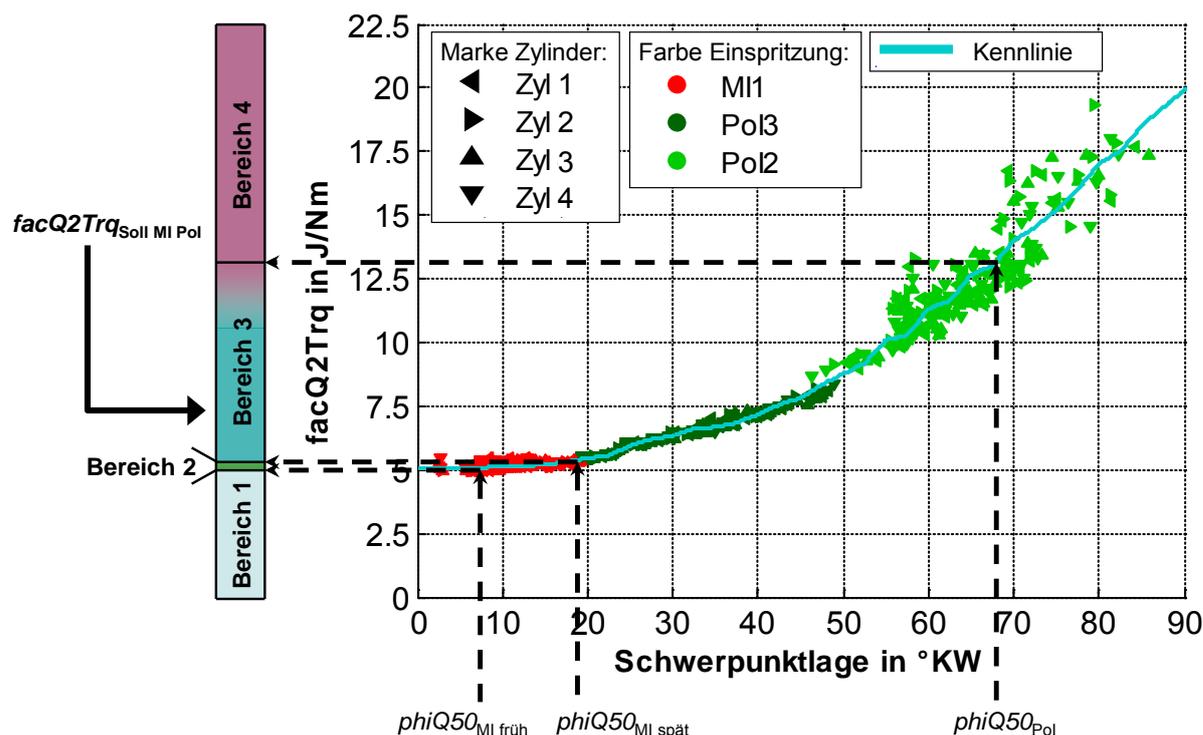


Abbildung 36: Methodik des Verbrennungs-Wirkungsgrad-Koordinators anhand der Kennlinie des inversen Wirkungsgradfaktors und den Verbrennungslagen

Diese drei Basiswerte der Verbrennungslagen werden durch additive Korrekturen erweitert, die für die jeweilige Verbrennungslage gesondert abgelegt werden und durch jeweils zwei Kennlinien implementiert sind. Die erste Kennlinie spiegelt den Einfluss durch die Zylindergasfüllung wieder. Dabei wird die Änderung der Verbrennungslage in Abhängigkeit einer veränderten Zylindergasfüllung parametrisiert. Die zweite Kennlinie berücksichtigt eine geänderte AGR-Rate. Geht man beispielsweise von einer verringerten Zylindergasfüllung und einer verringerten AGR-Rate aus (im Vergleich zu den Werten des normalen Fahrbetriebs), so kann die verringerte Zylindergasfüllung z.B. zu schlechteren Zündbedingungen führen. Dies kann durch eine Korrektur der späten Lage der Hauptverbrennung und der Lage der Nachverbrennung in Richtung früh kompensiert werden. Die geringere AGR-Rate verbessert die Zündbedingungen für diese beiden Verbrennungslagen wieder etwas. Zusätzlich könnte eine leichte Verschiebung der frühen Hauptverbrennungslage in Richtung spät erfolgen, um die schlechteren NO_x -Rohemissionen zu kompensieren. Das Beispiel macht die Vielseitigkeit deutlich, die eine getrennte Berücksichtigung der Zylindergasfüllungsänderung und AGR-Ratenänderung auf die unterschiedlichen Verbrennungseignisse ermöglicht.

Die vier Bereiche (Abbildung 36), in der sich der Sollwert des inversen Wirkungsgradfaktors befinden kann, bestimmen die Strategie der Verbrennung, um die beiden Sollwerte Wärmemenge und Moment gleichzeitig zu erfüllen. Im Bereich 1 ist ein besserer inverser Wirkungsgradfaktor gefordert, als von der Hauptverbrennung erreicht werden kann. Die Hauptverbrennungslage wird an der frühen Position belassen und wenn es die Systemgrenzen ermöglichen mehr Wärmemenge eingesetzt, um das geforderte Moment zu erfüllen (vgl. Beschreibung Momentenregler, Seite 74 in Verbindung mit Kapitel 4.4). Auf eine Nachverbrennung wird im

Bereich 1 verzichtet, um den Gesamtwirkungsgrad nicht weiter zu verschlechtern. Bereich 2 definiert das Gebiet, in der die Hauptverbrennung beide Anforderungen gleichzeitig mit einer Lageverschiebung erzeugt. Auch im Bereich 2 wird eine Nachverbrennung nicht benötigt. Für den Bereich 3 wäre eine weitere Verschiebung der Hauptverbrennung in Richtung spät erforderlich. Dies wird nicht zugelassen und die Hauptverbrennung an der späten Hauptverbrennungslage festgehalten. Die Erreichung der Sollwerte der Wärmemenge und des Moments kann im Bereich 3 nur mit einer Aufteilung der gesamten Wärmemenge auf die beiden Verbrennungsereignisse der Haupt- und Nachverbrennung erfolgen. Zu diesem Zweck kommen die Formeln (23) bis (30) zum Einsatz (Kapitel 5.1). Der Bereich 4 definiert eine notwendige Verschlechterung, die das System mit der aktuellen Parametrierung nicht darstellen kann. Der fließende Übergang zwischen dem Bereich 3 und 4 verdeutlicht unterschiedliche Grenzen der maximalen Verlagerung von der Haupt- auf die Nachverbrennung. Diese Grenze der Umlagerung zwischen den beiden Einzelverbrennungsereignissen kann mit Hilfe eines Kennfeldes festgelegt werden. Der Vergleich zwischen dem Bereich 2 und 3 zeigt, dass eine reine Verschiebung der Hauptverbrennung nur eine geringe Wirkungsgradverschlechterung zur Folge hat. Größere Möglichkeiten dem System mehr Energie zuzuführen, bildet die Umlagerung der Wärmemenge von der Haupt- auf die Nachverbrennung. Dennoch sollte auf die Verschiebung der Hauptverbrennung bis an die späte Lage nicht verzichtet werden, da sich der geringere Abstand zwischen der Haupt- und Nachverbrennung positiv auf die Zündbedingungen und das Umsetzungsverhalten der Nachverbrennung auswirkt.

Aus den Kennwerten der Haupt- und Nachverbrennung müssen die dazugehörigen Einspritzungen abgeleitet werden (Kapitel 5.1). Der Verzug zwischen Einspritzung und Verbrennungslage wird hauptsächlich durch einen Basiswert repräsentiert, der in einem Kennfeld in Abhängigkeit von Last und Drehzahl abgelegt ist. Dabei sind die beiden Verbrennungsereignisse der Haupt- und Nachverbrennung getrennt voneinander berücksichtigt. Zusätzlich wird, ähnlich der Korrektur der Verbrennungslagen, der Unterschied der Zylindergasfüllung und der AGR-Rate mit zwei Kennlinien beachtet und eine Korrektur der Verzugszeit bestimmt. Die Umrechnung der Wärmemenge in eine Einspritzmasse ist mit dem Mittelwert des Umsetzungs-faktors implementiert (Kapitel 5.1). Die Fehler, die durch die einfache Bestimmung der Einspritzlage und der Einspritzmasse entstehen, werden durch unterschiedliche Regler kompensiert.

Da beide Verbrennungsereignisse getrennt voneinander in Verbrennungslage und Wärmemenge bestimmt sind, müssen diese vier Kennwerte auch getrennt voneinander geregelt werden. Somit ergeben sich insgesamt fünf Regler, die den Einspritzpfad kontrollieren. Die Regler der Verbrennungslage korrigieren den Zeitpunkt der Einspritzung getrennt in Haupt- und Nachverbrennung. Die zwei Wärmemengenregler passen die jeweilige Einspritzmasse an. Zusätzlich ist ein Momentenregler für das Gesamtmoment vorhanden. Eine Übersicht der Regelkreise ist im Anhang A-2 enthalten. Für eine Regelung ist neben dem Sollwert auch eine Istwerterfassung notwendig (Kapitel 2.4). Die Bestimmung der Einzelverbrennungskennwerte ist nur Offline möglich und die Onlinezylinderdruckanalyse des Versuchsträgers ermittelt nur die Verbrennungslage der gesamten Verbrennung und das komplette indizierte Moment. Gerade in Betriebssituationen der Abgasnachbehandlung lässt sich diese Zylinderdruckanalyse nicht für eine Regelung verwenden (Kapitel 2.1, Zylinderdruckanalyse, Seite 23). Eine geänderte Onlinezylinder-

druckanalyse trennt dafür den integralen Heizverlauf an einer gewünschten Stelle. Damit lässt sich eine linksseitige bzw. rechtsseitige Verbrennungslage ($\phi Q_{50_{\text{links}}}$ und $\phi Q_{50_{\text{rechts}}}$) und eine linksseitige bzw. rechtsseitige Wärmemenge (Q_{links} und Q_{rechts}) bestimmen. Dieser einfache Ansatz hängt stark von der Definition der Trennung ab, da die Kennwerte, die bis zur Trennung umgesetzte Wärmemenge beinhalten. Unterschiedliche Verbrennungen innerhalb des jeweiligen Intervalls und Verbrennungen die über die Intervallgrenzen hinaus gehen, bleiben unberücksichtigt. Eine beispielhafte Darstellung illustriert **Abbildung 37**.

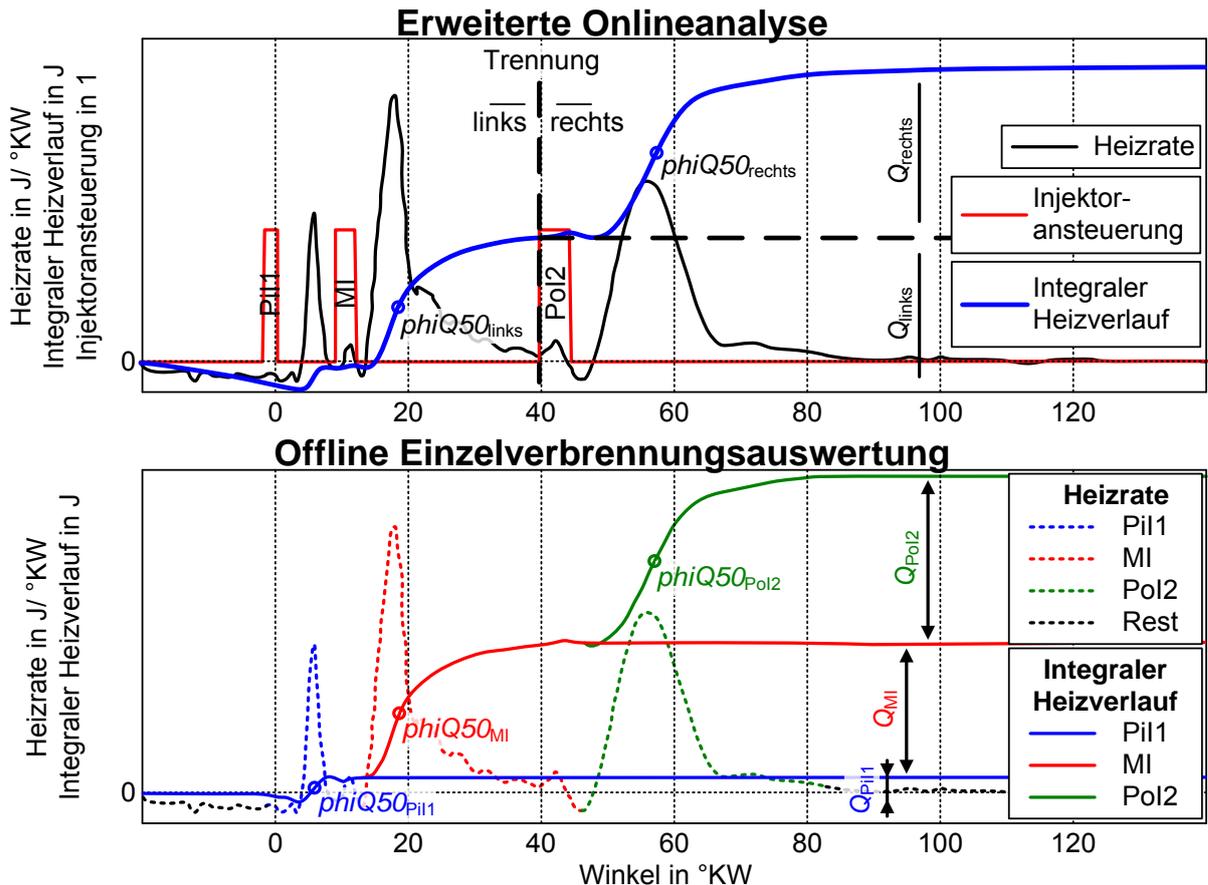


Abbildung 37: Erweiterte Onlineanalyse des Heizverlaufs im Vergleich zur Offline Einzelverbrennungsauswertung

Im oberen Teil ist die erweiterte Onlineanalyse im Vergleich zu den getrennten Verbrennungen der Offlineauswertung im unteren Teil dargestellt. Um die ermittelten Kennwerte der Onlineauswertung für eine Regelung nutzen zu können, ist die Trennung des Heizverlaufs zum Beginn der Nacheinspritzung definiert. So können die Kennwerte der linken Seite der Hauptverbrennung und die Kennwerte der rechten Seite der Nachverbrennung zugeordnet werden. Außerdem kann ausgeschlossen werden, dass die Nachverbrennung bei der Bestimmung der linksseitigen Kennwerte bereits begonnen hat. Damit verbunden, ergeben sich zunehmende Fehler der Kennwerte, wenn die Nacheinspritzung nach früh wandert und der Ausbrand der Hauptverbrennung mit zur Nachverbrennung gezählt wird. Der Eingriff des Reglers der Nachverbrennungslage ist somit durch eine frühe Grenze

der Nacheinspritzlage begrenzt. Dennoch kann der Ausbrand der Hauptverbrennung nicht komplett erfasst werden. Um die Wärmemengenfehler bei einer frühen Trennung zu verringern, ist ein zusätzliches Kennfeld in Abhängigkeit der Haupteinspritzmasse und der Drehzahl definiert. Dieses Kennfeld enthält Korrekturwärmemengen, die vom rechten Teil abgezogen und auf den linken Teil addiert werden. Der Ansatz unterstellt einen ähnlichen Ausbrand der Hauptverbrennung und soll die Stellmöglichkeiten des Nachverbrennungslagereglers erweitern sowie die Genauigkeit der Wärmemengenbestimmung verbessern. Somit erhalten die Wärmemengenregler einen besseren Istwert, wodurch das Regelverhalten positiv beeinflusst wird.

Die Korrektur der Einspritzmasse durch die Wärmemengenregler ist bei der allgemeinen dieselmotorischen Verbrennung ($\lambda > 1$) möglich, da genug Sauerstoff in der Zylindergasfüllung enthalten ist. So kann z.B. eine zusätzliche Kraftstoffmasse des Wärmemengenreglers auch verbrannt werden, was zu einer Wärmemengenanhebung führt. Die Regelstrecke geht allerdings bei einem fetten Verbrennungsluftverhältnis verloren, da mehr Kraftstoffmasse nicht umgesetzt werden kann und keine Anhebung der Wärmemenge zur Folge hat. In diesen Betriebszuständen werden die Wärmemengenregler eingefroren und die zuletzt wirkende Stellgröße des Reglers beibehalten.

Der Momentenregler erhält die Möglichkeit, das angeforderte Moment der Haupt- und Nachverbrennung ($M_{i \text{ Soll MI PoI}}$) zu korrigieren. Dieser Eingriff ist damit nicht mehr an die Haupteinspritzung allein gebunden, sondern kann auch direkt durch eine geänderte Verteilung der Wärmemenge zwischen Haupt- und Nachverbrennung erreicht werden bzw. einer Verbrennungslageanpassung. Für den Momentenregler sind die Reglergrenzen ein entscheidender Faktor. Die angeforderte Wärmemenge des Zylinderkoordinators an den Stellpfad der Einspritzung würde unter normalen Betriebszuständen keine Korrektur des Moments nach oben ermöglichen, da nur soviel Wärmemenge wie notwendig gefordert wäre. Damit in solchen Betriebsituationen eine notwendige Korrektur nach oben ausführbar ist, wird die Zusatzinformation der maximal möglichen Wärmemenge aus dem Zylinderkoordinator benötigt (Kapitel 4.4). Das maximale Moment berechnet sich aus der maximalen Gesamtwärmemenge zum besten einstellbaren Wirkungsgrad. Das minimale Moment wird mit der minimalen Gesamtwärmemenge erreicht, die bei kleinster Hauptverbrennungswärmemenge bei später Hauptverbrennungslage erfolgt und die übrige Wärmemenge zum Erreichen der minimalen Gesamtwärmemenge durch die Nachverbrennung erzeugt wird. Dieses Zusammenspiel von Wärmemengengrenzen ermöglicht auch die Kompensation von Ungenauigkeiten der Modellgleichungen des inversen Wirkungsgradfaktors. Diese können dazu führen, dass sich durch den Eingriff des Momentenreglers inverse Wirkungsgradfaktoren bilden, die im Bereich 1 von Abbildung 36 (Seite 71) zu finden sind. Zusätzlich zu diesen absoluten Grenzen der Momentenfreisetzung ist die Angabe von relativen Reglerkorrekturen möglich.

Die Implementierung des Verbrennungs-Wirkungsgrad-Koordinators beinhaltet zusätzlich die Möglichkeit, eine kleine Nacheinspritzung angelagert an die Hauptverbrennung zu definieren. Diese kann z.B. ein besseres Schadstoffroh-emissionsverhalten ermöglichen (Kapitel 1.1.3). Dabei wird diese Einspritzmasse von der zuvor definierten Haupteinspritzmasse abgezogen, da die Verbrennungslage sehr nah an der Hauptverbrennung liegt und nur ein relativ kleiner Fehler zu erwarten ist. Der gleiche Aspekt ist auch bei der Istwerterfassung ausschlaggebend dafür, dass diese kleine Nachverbrennung mit zum linken Verbrennungspaket gerechnet

wird. Eine weitere Einstellung betrifft die eigentliche Nachverbrennung. Diese kann durch zwei Nacheinspritzungen erfolgen, wobei die sogenannte „gesplittete“ Nacheinspritzung gemeinsam zum rechten Verbrennungspaket zählt. Die Parametrierung der Nachverbrennungslage und Nachverbrennungswärmemenge muss dabei die gemeinsame Verbrennungslage und Wärmemenge beinhalten. Dies kann z.B. für bessere Zündbedingungen der Nachverbrennung genutzt werden. In der Prototypensoftware ist es somit möglich, drei verbrennende Nacheinspritzungen zu definieren, die auf die Pol3 und Pol2 aufgeteilt werden müssen. Damit wird deutlich, dass maximal eine dieser zusätzlichen Möglichkeiten zu einem Zeitpunkt genutzt werden kann.

Das Einbringen einer unverbrannten Kraftstoffmasse anhand einer angeforderten Konzentration unverbrannten Kraftstoffs ist mit einer gesonderten Einspritzung während der Auslassphase (Pol1) implementiert (Kapitel 5.2).

Die Verknüpfung des Zylinderkoordinators mit dem Stellpfad der Einspritzung ist nicht nur durch die Anforderungen an den Einspritzpfad bestimmt. Der Einspritzpfad liefert unter anderem die Wärmemengengrenzen, die für ein Wunschmoment mindestens notwendig bzw. maximal möglich sind. Dafür wird das Wunschmoment mit dem inversen Wirkungsgrad der frühen Hauptverbrennungslage verknüpft und ergibt die minimale Wärmemengengrenze aufgrund der Momentenanforderung ($Q_{Trq\ Min}$). Die Verbindung einer minimalen Wärmemenge der Hauptverbrennung bei später Verbrennungslage mit einer entsprechenden Nachverbrennung, um das Moment zu erreichen, erzeugt die maximal mögliche Wärmemengengrenze aufgrund der Momentenanforderung ($Q_{Trq\ Max}$). Im gleichen Maße werden die Grenzen der nicht verbrennenden Kraftstoffmenge an den Zylinderkoordinator übermittelt. Eine weitere Verknüpfung besteht in dem Umsetzungsverhältnis ($facQ2Qnt$), welches vom Zylinderkoordinator benötigt wird (Kapitel 4.1). Dieses Verhältnis wird mit Hilfe der aktuell gemessenen gesamten Wärmemenge und der Kraftstoffmasse der verbrennenden Einspritzungen bestimmt und im Anschluss gefiltert, um die Zyklusschwankungen zu eliminieren. Zusätzlich liefert der Einspritzpfad die Informationen der verbrennenden Einspritzmasse und der gesamten Einspritzmasse an den Zylinderkoordinator, um die angesprochenen beiden Lambdawerte zu berechnen (Kapitel 4.4).

5.4 Modellgenauigkeit

Ausgehend von der Umsetzung des Stellpfades der Einspritzung ergeben sich verschiedene Korrekturen der definierten Kennwerte. Als Basis der Untersuchung wurden die stationären Messungen des Kapitels 4.5 verwendet.

Die Lageregelung der Haupt- und der Nachverbrennung kommt in allen untersuchten Messungen mit einem stationären Fehler von $\pm 2^\circ\text{KW}$ aus. Der Grund für diese kleinen Korrekturen liegt in der Berücksichtigung der Abweichungen des Gassystems.

Die Wärmemengen der Haupt- und Nachverbrennung zeigen gerade in Abgasnachbehandlungsfällen und bei fetten Abgasbedingungen entlang der Vollast große Abweichungen von $\pm 100\text{ J/Hub}$ bzw. $\pm 3\text{ mg/Hub}$ Kraftstoffmasse. Der Grund ist einerseits in der unzureichenden Berücksichtigung der Trennung der Einzelver-

brennungen bei Betriebszuständen mit Nachverbrennung zu sehen, andererseits am Einfrieren der Wärmemengenregler zu fetten Bedingungen. Ein weiterer Einfluss auf die Korrekturen der Wärmemengenregler ist in der Anbindung des Prototypensteuergerätes an das Seriensteuergerät begründet. Das verwendete Steuergerät beinhaltet unterschiedliche Korrekturen der einzuspritzenden Kraftstoffmasse aufgrund injektorindividueller Unterschiede sowie Druckwellen im Rail. Die Vorgabe einer notwendigen Einspritzmasse vom Prototypensteuergerät an das Seriensteuergerät war so nicht möglich. Der mögliche Eingriffspunkt ist die Vorgabe der Ansteuerdauer. Damit sind jedoch die enthaltenen Korrekturen des Steuergerätes umgangen. Die Wärmemengenregler müssen somit diese Effekte ebenfalls korrigieren. Damit kann eine Kraftstoffmasse gefordert werden, die physikalisch nicht auftritt und so darauf aufbauende Berechnungen verfälschen (Kapitel 4.5).

Die Betrachtung des Momentes zeigt in einem großen Kennfeldbereich bei den unterschiedlichen Messungen eine geringe Abweichung von ± 4 Nm. Dies beweist die Richtigkeit des erarbeiteten inversen Wirkungsgradmodells sowie die Aufteilung einer gesamten angeforderten Wärmemenge auf zwei Verbrennungseignisse. Sobald die Wärmemenge nicht mehr korrekt eingebracht wird, müssen die entstehenden Wärmemengenfehler ebenfalls durch den Momentenregler ausgeglichen werden, was größere Abweichungen von bis zu ± 12 Nm ergibt.

Die Standardabweichung der Verbrennungskennwerte zeigt durch die konservative Parametrierung meist eine stabile Verbrennung. Allerdings lassen sich so nicht die vollen Systemmöglichkeiten ausschöpfen.

Eine genaue Analyse der Reglerkorrekturen ist im Anhang A-3 enthalten.

5.5 Fazit

Der Stellpfad der Einspritzung erlaubt über die globalen Führungsgrößen Wärmemenge und Moment, unter Berücksichtigung des Gassystemzustandes, die Vorgabe der zur Verbrennung führenden Einspritzungen in Anzahl, Menge und Lage. Die Bereitstellung einer Konzentration an unverbranntem Kraftstoff ist ebenfalls integriert und wird durch eine während der Auslassphase stattfindende Nach-einspritzung realisiert. Mit dieser Methodik kann eine Parametrierung des Stellpfades der Einspritzung ohne Betriebsarten auskommen und sich an den physikalischen Bedingungen und Anforderungen orientieren. Dies führt zu einer höheren Wiederverwendbarkeit der Bedatung. Gleichermäßen vereinfacht diese begrenzte Anzahl an Führungsgrößen das Verständnis des Systemverhaltens, indem alle Anforderungen an die Einspritzung zusammengeführt sind.

Die erweiterte Onlineanalyse des Zylinderdrucks ermöglicht zusätzlich zum indizierten Moment die getrennte Regelung von Haupt- und Nachverbrennung in Lage und umgesetzter Wärmemenge. Damit ist es erstmals möglich, diese Verbrennungskennwerte auch während der Abgasnachbehandlung zu regeln, was zu einem stabileren Motorbetrieb führt. Die Umsetzung zeigt die Anwendbarkeit des Ansatzes und die Gültigkeit der aufgestellten Modelle.

6 Abgasnachbehandlungssystem

Nachdem im Zylinderkoordinator die Umsetzung der angeforderten Auslassbedingungen des Verbrennungsmotors auf die globalen Führungsgrößen erfolgt und die Überführung der Führungsgrößen auf die Stelleingriffe am Beispiel des Einspritzpfades vollzogen wurde, liegt nun das Hauptaugenmerk auf der Abgasnachbehandlung mit der Vorgabe der physikalischen Bedingungen des Abgasmassenstroms. Das Abgasnachbehandlungssystem wird in dem vorgestellten Regelungskonzept durch die physikalischen Komponenten und einen Koordinator abgebildet (Kapitel 3, Abbildung 22, Seite 40). Die einzelnen passiven Komponenten mit den entsprechenden Funktionalitäten werden in Unterkapitel 6.1 vorgestellt. Der externe Brenner als zusätzliches Stellorgan im Abgasstrang wird in Unterkapitel 6.2 näher betrachtet und das erarbeitete Ansteuerungskonzept beschrieben. Unterkapitel 6.3 umfasst die Koordination der unterschiedlichen Anforderungen der beteiligten Komponenten des Abgasstrangs sowie deren Zusammenfassung zur physikalischen Schnittstelle des Zylinderkoordinators und das Freigeben spezieller Funktionalitäten.

Die physikalische Betrachtung der Sollwerte in Verbindung mit den Grenzdefinitionen der Anforderungen des Zylinderkoordinators (Kapitel 4) ist ferner für jede Abgasnachbehandlungskomponente vorgesehen. Die Temperatur ist nicht nur für die Betrachtung des Zylinderkoordinators, sondern ebenso für die Beschreibung im Abgassystem verwendet worden. Anstelle des Lambdawertes findet jedoch die Sauerstoffkonzentrationen im Abgassystem Anwendung. Der Grund liegt in der nicht eindeutigen Aussage des Lambdawertes, da nicht unterschieden wird, ob es sich um verbrannten oder noch unverbrannten Kraftstoff handelt. Mit dem Gebrauch der Sauerstoffkonzentration in Verbindung mit der Konzentration unverbrannten Kraftstoffs kann eine genauere Beschreibung der Zusammensetzung des Abgasmassenstroms erfolgen und die Abläufe auf den Abgasnachbehandlungskomponenten besser bestimmt werden. Eine weitere Anforderung ist der Abgasmassenstrom selbst, der zusätzlich zu den Grenzen mit einem Wunschwert definiert wird. Für die Auswahl des Betriebspunktes des Zylinderkoordinators wird der Optimierungsfaktor $facQ2Dm$ verwendet (Kapitel 4). Im Abgassystem wird dieser Wert durch den Wichtungsfaktor für den Wunsch des Abgasmassenstroms ($facDm^9$) repräsentiert. Der Wichtungsfaktor der NO_x -Reduktion ($facNOxRed^{10}$) wird aus dem Zylinderkoordinator (Kapitel 4) für das Abgassystem direkt übernommen.

6.1 Passive Komponenten

Die passiven Komponenten des Abgasnachbehandlungssystems wurden bereits im Kapitel 1.1.4 vorgestellt und Abbildung 6 (Seite 11) zeigt deren Anordnung am verwendeten Versuchsträgers. Jeder passiven Komponente werden im Folgenden unterschiedliche Funktionen zugeordnet und die dazugehörigen Anforderungen an

⁹ Wert 0 – Wunschmassenstrom unwichtig; Wert 1 – Wunschmassenstrom wichtig

¹⁰ Wert 0 – keine NO_x -Reduktion notwendig; Wert 1 – NO_x -Reduktion notwendig (unter Verwendung der vorgegebenen AGR-Rate des Normalbetriebes)

den Abgasmassenstrom definiert. Die Implementierung im Prototypensteuergerät umfasst hauptsächlich das Ablegen dieser Funktionen mit festen Vorgabewerten. Eine Erweiterung der Vorgabe unter Einbeziehung unterschiedlicher Randparameter ist für jede Komponente möglich und sollte Ziel weiterer Arbeiten sein. Die Anforderungen beziehen sich dabei auf die Einlassbedingungen der jeweiligen Komponente. Mit diesem Ansatz ist eine bessere Wiederverwendbarkeit der Bedatung gegeben, da die Art der Erfüllung nicht mit den Sollwerten verknüpft ist und auch die Position der jeweiligen Komponente keine veränderten Werte notwendig macht. Damit die Position einer Einzelkomponente im Gesamtsystem berücksichtigt werden kann, ist es erforderlich, über die Komponenten zurückzurechnen. Jede Komponente muss demzufolge von den jeweiligen angeforderten Auslassbedingungen auf die notwendigen Einlassbedingungen der entsprechenden Komponente umrechnen können. Dies gilt unter anderem für die Temperatur, den Abgasmassenstrom, die Sauerstoffkonzentration und die Konzentration an unverbranntem Kraftstoff. Die betrachteten Größen könnten je nach Anwendungsfall erweitert werden (z.B. NO_x -Konzentration). Bei der Aktivierung einer entsprechenden Funktionalität erfolgt ein Übergang von den aktuellen Werten des Abgasmassenstroms auf die angegebenen Zielwerte. Dieser Übergang ist durch die entsprechende Komponente bestimmt und soll unterbinden, dass sich die Komponente durch plötzlich angeforderte Änderungen selbst schädigt (Abbildung 43, Seite 88 und Abbildung 44, Seite 89).

DOC

Dem DOC als Komponente ist zunächst eine Standardbetriebsfunktion zugewiesen. Dabei handelt es sich um die generellen Betriebsgrenzen der Komponente. Die Temperaturgrenzen bilden den Bauteilschutz ab. Die Grenzen der Sauerstoffkonzentration weisen keine Einschränkung auf, genauso wie für den Massenstrom. Für den Standardbetrieb des DOC ist kein spezieller Abgasmassenstrom erforderlich, was durch den Wichtungsfaktor für den Wunschwert des Abgasmassenstroms $facDm = 0$ definiert ist. Die NO_x -Reduktion ist mit $facNOxRed = 1$ für den Normalbetrieb vorgesehen.

Zusätzlich gibt es die Funktionalität der HC-Konvertierung. Die Aufgabe des DOC in dieser Funktion besteht in einer definierten Temperaturerhöhung des Abgasmassenstroms mit Hilfe der Oxidation von unverbranntem Kraftstoff. Gegenüber dem Standardbetrieb wurde dafür eine höhere Mindesttemperatur von 450°C und Mindestsauerstoffkonzentration von 4% gewählt. Für ein besseres Aufheizverhalten ist der Wunschwert des Abgasmassenstroms von 300 kg/h zusammen mit dem Wichtungsfaktor von $facDm = 0,3$ verantwortlich. Der Wichtungsfaktor für die NO_x -Reduktion ist mit $facNOxRed = 0,5$ festgelegt. Die wichtigste Anforderung dieser Funktion ist die notwendige Konzentration unverbrannten Kraftstoffs im Abgasmassenstrom für eine zu erzielende Temperaturerhöhung. Mit diesem Ansatz ist die Zuordnung der Temperaturerhöhung über DOC nicht mehr an einen festen Stelleingriff (z.B. eine Einspritzung) gekoppelt, sondern in der Beschreibung der Komponente DOC hinterlegt und kann so auch durch andere Stelleingriffe (z.B. den externen Brenner) genutzt werden. Zur Bestimmung der Temperaturerhöhung durch exotherme Oxidation von unverbranntem Kraftstoff im DOC muss das Umsetzungsverhalten berücksichtigt werden. In zahlreichen stationären Versuchen am Motorenprüfstand wurden dafür der Abgasmassenstrom (90 kg/h – 300 kg/h), die

Eingangstemperatur (230°C – 600°C), die Sauerstoffkonzentration (5% – 16%) und die Konzentration an unverbranntem Kraftstoff (0% – 1%) variiert. Der tatsächlich umgesetzte Kraftstoff konnte nicht direkt gemessen werden. Die Abgasanalyse und damit die Bestimmung der Konzentration an unverbranntem Kraftstoff konnte lediglich vor DOC und nach DPF angeschlossen werden (vgl. Abbildung 10, Seite 23). Der Vergleich zwischen den Konzentrationen dieser beiden Messstellen ergab somit einen Gesamtumsatz der DOC/DPF Kombination. Für eine Zuordnung der Umsatzanteile wurden die Temperaturerhöhungen über DOC und DPF beurteilt und angenommen, dass sich diese proportional zum umgesetzten Kraftstoff verhalten. Zu Beginn dieser Betrachtung ist es jedoch notwendig, die Temperaturverläufe ohne Umsetzungseinflüsse aufzunehmen. Diese Ausgangstemperaturen des DOC und DPF wurden in Abhängigkeit von Einlasstemperatur und Massenstrom in einem Kennfeld hinterlegt. Das Ergebnis der Messungen ist ein Basiskennfeld des Umsetzungsvermögens in Abhängigkeit der Einlasstemperatur und des Abgasmassenstroms ($facReactHC_{DOC\ Basis}$). Zusätzlich ermöglicht eine Kennlinie die Korrektur des Umsetzungsverhältnisses auf Basis der Sauerstoffkonzentration ($facReactHC_{DOC\ O_2}$). Die Berechnung sieht vor, aus einer angeforderten Temperaturerhöhung ($\Delta T_{DOC\ Soll}$) und des Abgasmassenstromes (dm_{Abgas}) einen notwendigen Wärmemengenstrom

$$dQ_{Abgas} = dm_{Abgas} \cdot c_{Abgas} \cdot \Delta T_{DOC\ Soll} \quad (32)$$

zu bestimmen. Dieser wird durch die Wandwärmeverluste (dQ_{Wand}) und das Aufheizverhalten der Komponente ($dQ_{Komponente}$) erweitert und ergibt einen gesamten Wärmemengenstrom

$$dQ_{HC} = dQ_{Abgas} + dQ_{Komponente} + dQ_{Wand} , \quad (33)$$

der durch den Umsatz von unverbranntem Kraftstoff erzeugt werden muss. Dabei werden die Wandwärmeverluste durch die Umgebungstemperatur und die Temperatur der Komponente mittels Kennfeld berücksichtigt und das Aufheizverhalten über die Wärmekapazität des DOC. Im Anschluss kann mit Hilfe des Umsetzungsvermögens und dem Heizwert (H_u) der erforderliche Kraftstoffmassenstrom

$$dQ_{nt\ HC} = \frac{dQ_{HC}}{facReactHC_{DOC\ Basis} \cdot facReactHC_{DOC\ O_2} \cdot H_u} \quad (34)$$

berechnet werden. Für die Anforderung einer Konzentration ($r_{HC\ Soll}$) muss lediglich der Kraftstoffmassenstrom mit dem Abgasmassenstrom ins Verhältnis gesetzt werden. Das Ergebnis dieser Berechnung ist in **Abbildung 38** dargestellt. Dabei erfolgt ein Vergleich der gemessenen Auslasstemperatur des DOC mit einer berechneten, die durch das Umstellen der Formeln (32) bis (34) gebildet werden kann. Zu erkennen ist die gute Genauigkeit der Bestimmung der Auslasstemperatur unter Berücksichtigung des umgesetzten Kraftstoffs im Vergleich zu der Auslasstemperatur, die sich ohne Umsatz aber mit Wandwärmeverlusten einstellen würde. Ebenfalls lässt sich aus der Kenntnis, wie viel Kraftstoff im DOC umgesetzt wird, eine Änderung der aktuellen Sauerstoffkonzentration bestimmen. Außerdem ermöglicht es die Berechnung der notwendigen Einlassbedingungen des DOC auf Basis der angeforderten Auslassbedingungen.

Die Komponente des DOC ließe sich mit zusätzlichen Funktionen z.B. für den Kaltstart oder das Konvertieren der NO_x noch erweitern.

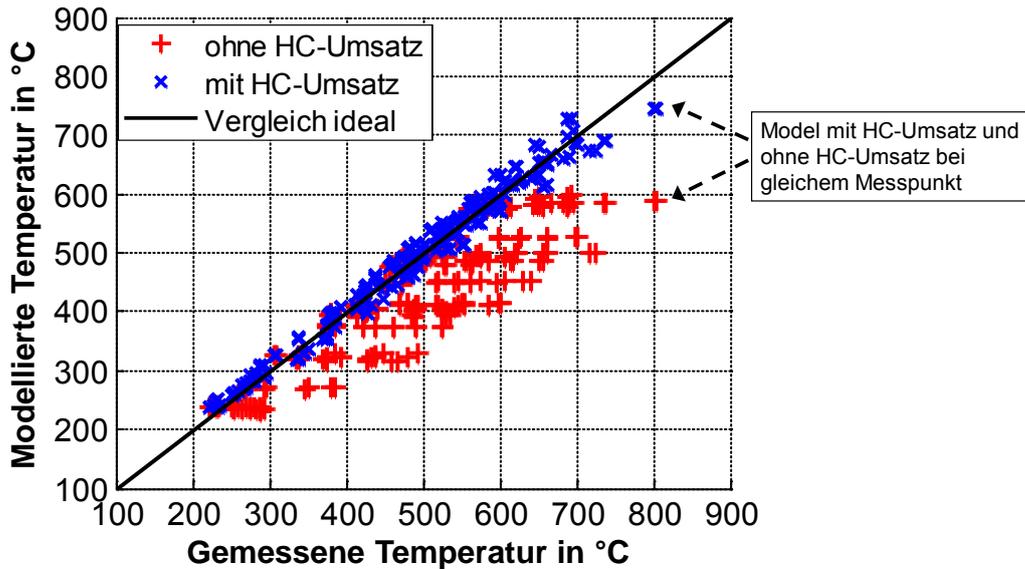


Abbildung 38: Vergleich Auslasstemperatur DOC zwischen Modellen und Messwert

DPF

Wie beim DOC ist dem DPF eine Standardbetriebsfunktionalität zugewiesen, um die Betriebsgrenzen der Komponente zu berücksichtigen. Zusätzlich ist die Funktionalität der Oxidation von unverbranntem Kraftstoff vorhanden. Wie bei den Versuchen zur Bestimmung des Umsetzungsverhaltens des DOC beschrieben, beinhalteten die Messungen bereits das Umsetzungsverhalten des DPF. Erst im Nachgang wurden die Einzelwerte aus einem Vergleich des Temperaturanstiegs der beiden Bestandteile getrennt. Die Berechnungen für den DOC konnten somit für den DPF übernommen werden und bilden das Temperaturverhalten des DPF mit und ohne Berücksichtigung der exothermen Reaktion des unverbrannten Kraftstoffs mit dem Restsauerstoff des Abgases ab. Ein Vergleich der Auslassbedingungen des DPF wurde mit den gleichen stationären Versuchen am Motorenprüfstand wie beim DOC unternommen und ist durch **Abbildung 39** illustriert. Beim Vergleich der Ergebnisse des DPF mit dem DOC zeigen sich geringere Abweichungen zwischen den Modellwerten ohne und mit Berücksichtigung des HC-Umsatzes bei Temperaturen über 400°C. Das liegt daran, dass der DOC den unverbrannten Kraftstoff bereits gut umgesetzt hat. Ist der DOC noch nicht über seiner Light-Off Temperatur, kann nur ein geringer Anteil im DOC konvertiert werden. Die leichte Temperaturerhöhung durch den teilweisen Umsatz im DOC verbessert jedoch die Bedingungen für den DPF, wodurch dieser eine weitere Oxidation gewährleisten kann.

Die wichtigste Funktionalität des DPF ist die aktive Regeneration des eingelagerten Rußes. Für die Freigabe dieser Funktion ist eine Priorität notwendig, die als Regenerationsnotwendigkeit interpretiert wird. Diese wird mit Hilfe der Rußmassenbestimmung des Seriensteuergerätes und einer Grenzbeladung bestimmt. Die notwendige Temperatur für eine aktive Regeneration legt die Mindesttemperaturanforderung von 600°C fest. Die Maximaltemperatur wurde auf 750°C gesetzt, um eine zu schnelle Regeneration schon vorab zu unterbinden.

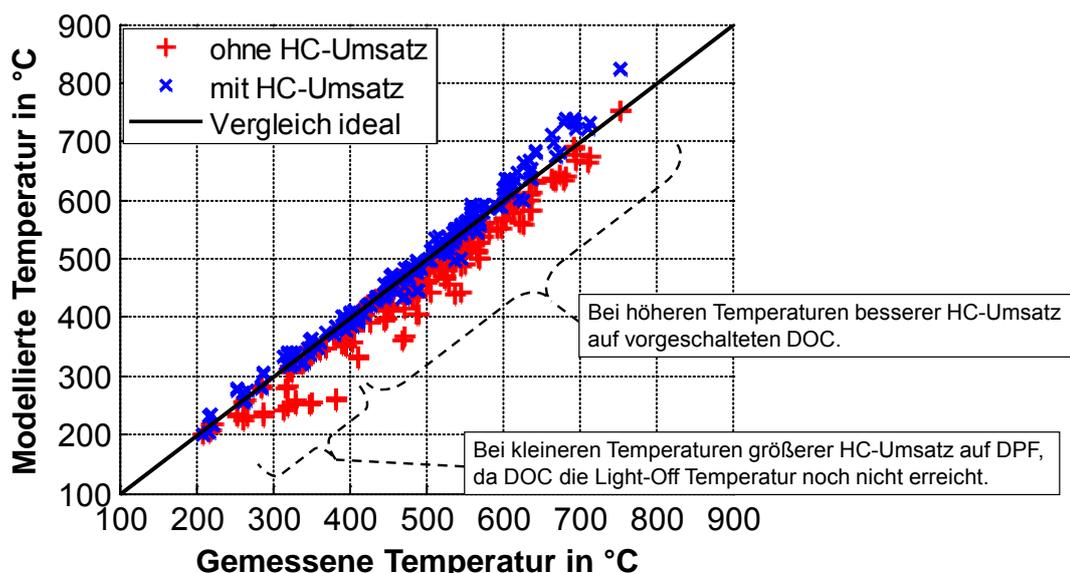


Abbildung 39: Vergleich Auslasstemperatur DPF zwischen Modellen und Messwert

Neben der Temperatur ist die Sauerstoffkonzentration ein begrenzender Faktor bei der aktiven Regeneration. Für ein ausreichendes Regenerationsverhalten ist eine Mindestsauerstoffkonzentration von 6% gewählt und eine Maximalsauerstoffkonzentration von 20%. Für eine gute Verteilung und ausreichenden Abtransport der freiwerdenden Energie bei der aktiven Regeneration wurde ein Wunschwert des Abgasmassenstroms von 400 kg/h mit dem Wichtungsfaktor von $facDm = 0,7$ festgelegt. Bei der aktiven Regeneration ist eine zusätzliche NO_x -Reduktion nicht notwendig, was mit $facNOxRed = 0,2$ bestimmt ist.

Im Fahrbetrieb kann es erforderlich werden, eine laufende aktive Regeneration zu stoppen. Wie in Kapitel 2.2 vorgestellt, ist ein einfaches Ausschalten der aktiven Regenerationsfunktion des DPF bzw. eine Reduzierung der Temperaturanforderung nicht in allen Betriebszuständen eine gute Wahl. Aus diesem Grund ist eine zusätzliche Funktionalität in der Komponente des DPF integriert, die Regenerationsstoppfunktion. Dabei wird eine geringere Mindesttemperatur des DPF von 500°C gefordert, die ein zu starkes Auskühlen verhindert. Der eigentlich begrenzende Faktor ist das Herabsetzen der Sauerstoffkonzentrationen auf eine Mindestsauerstoffkonzentration von 0% und eine Maximalsauerstoffkonzentration von 5%. Der angehobene Wunschmassenstrom von 500 kg/h mit dem angehobenen Wichtungsfaktor von $facDm = 0,9$ ermöglicht ein schnelles Austragen der Rußabbrandenergie aus dem DPF. Ein Beispiel einer solchen Regeneration mit Abbruch ist im Anhang A-4 enthalten.

Zusätzlich zu den beschriebenen Funktionalitäten könnten spezielle Werte für eine passive Regeneration in einer eigenen Funktionalität abgelegt werden. Denkbar ist z.B. ein Verzicht auf die NO_x -Reduktion. Außerdem ist das Einbinden von abhängigen Grenzen leicht möglich, z.B. könnte die Rußbeladung des DPF eine geänderte Mindesttemperatur der aktiven Regeneration bestimmen. Die beschriebenen Erweiterungen können leicht in die Komponente des DPF eingebunden werden und hätten keine Änderungen an der Parametrierung anderer Bestandteile des Regelungskonzeptes zur Folge. Wie bei dem DOC ist die Erfüllung der Anforderungen des DPF nicht an einen festen Steller gebunden.

NSC

Wie der DOC und der DPF, enthält die Komponente des NSC ebenfalls eine Standardbetriebsfunktionalität. In diesem Fall wird jedoch die Mindesttemperatur von 150°C durch das Speicherverhalten des NSC bestimmt. Die Maximaltemperatur von 650°C soll Alterungseffekte aufgrund thermischer Schädigung vermeiden. Die Sauerstoffkonzentrationsgrenzen stellen für die Einlagerung keine speziellen Anforderungen. Das temperaturabhängige Speicherverhalten wurde mit Hilfe einer Kennlinie hinterlegt. Zusätzlich ist eine Verringerung des Speichervermögens aufgrund einer Schwefelbeladung integriert. Die Schadstoffrohmissionen wurden jedoch nicht modelliert und sind durch Konstantwerte vorgegeben. Neben der Einlagerung sind spezielle Bedingungen für die Regeneration des NSC notwendig, welche durch die Entstickungsfunktionalität abgebildet werden. Dabei soll die Temperatur zwischen der Mindesttemperatur von 150°C und der Maximaltemperatur von 650°C liegen. Zusätzlich sind fette Abgasbedingungen notwendig. Aus diesem Grund wurden eine Mindestsauerstoffkonzentration von -5% und eine Maximalsauerstoffkonzentration von -1% gewählt. Die Auswahl dieser Funktionalität wird durch die relative Beladung des NSC mit NO_x beschrieben und als NO_x-Regenerationsnotwendigkeit interpretiert. Eine weitere Funktionalität des NSC ist die Entschwefelung. Wie bei der Entstickungsstrategie müssen auch hier fette Abgasbedingungen eingestellt werden, jedoch wesentlich höhere Temperaturen, was durch die Mindesttemperatur von 600°C festgelegt wurde. Als Erweiterung ist es ebenfalls möglich, innerhalb der Entschwefelungsfunktionalität, einen Wobbel-Betrieb einzuleiten. Dafür sind doppelte Grenzen vorgesehen, die zyklisch wechseln. Für die Mindestsauerstoffkonzentration von -5% auf 5% und für die Maximalsauerstoffkonzentration von -1% auf 20%. Ebenfalls wird die SO_x-Regenerationsnotwendigkeit durch eine relative Beladung des NSC mit Schwefel definiert, die mit einer maximal erlaubten Schwefelbeladung gebildet wird. Die Funktionalitäten des NSC haben zunächst keine speziellen Anforderungen an den Abgasmassenstrom, wodurch der Wichtungsfaktor für den Wunschwert des Abgasmassenstroms mit $facDm = 0$ definiert wurde. Außerdem ist gegenüber dem Normalbetrieb keine geänderte NO_x-Reduktion notwendig, was mit $facNOxRed = 1$ vorgegeben ist.

6.2 Externer Brenner

Der externe Brenner als Erweiterung des Abgasnachbehandlungssystems wurde bereits in Kapitel 2.2 vorgestellt und die Möglichkeiten zur Beeinflussung der Abgasnachbehandlung und des Motorbetriebs dargestellt. Für den Betrieb des externen Brenners ist es notwendig, den Sekundärkraftstoffmassenstrom (dm_{KSec}) und den Sekundärluftmassenstrom (dm_{LSec}) so aufeinander abzustimmen, dass sowohl die Betriebsgrenzen des externen Brenners eingehalten, als auch die Zielwerte des Abgases erreicht werden. Die Betriebsgrenzen des externen Brenners werden durch die Grenzen der Stellorgane des Sekundärkraftstoffmassenstroms und des Sekundärluftmassenstroms sowie dem Brennkammerlambda bestimmt. Dafür wird die Formel (5) (Seite 26) verwendet und ergibt den notwendigen Sekundärkraftstoffmassenstrom

$$dm_{\text{KSek Lama}} = \frac{dm_{\text{LSek}}}{L_{\text{Min}} \cdot \lambda_{\text{Sek}}} \quad (35)$$

auf Basis des Brennkammerlambdas (λ_{Sek}) und des Sekundärluftmassenstroms. Obwohl der Sekundärmassenstrom die Summe aus Sekundärluftmassenstrom und Sekundärkraftstoffmassenstrom ist, wird zur Vereinfachung der nachfolgenden Berechnungen der Anteil des Sekundärkraftstoffmassenstroms am Sekundärmassenstrom vernachlässigt.

Die Zielwerte des Abgases beschreiben die Situation nach Brenner und werden durch den Massenstrom, die Temperatur, die Sauerstoffkonzentration und die Konzentration an unverbranntem Kraftstoff definiert. Gefordert sind somit immer die Mischungswerte, nachdem der Abgasmassenstrom mit dem Sekundärmassenstrom durch den externen Brenner zusammengeführt ist. Für eine Auswahl der Einstellung des externen Brenners zeigte es sich jedoch als hilfreich, diese beiden Massenströme (Abgasmassenstrom vor externen Brenner und Sekundärmassenstrom bzw. Sekundärluftmassenstrom) getrennt zu betrachten.

Die Berechnung eines notwendigen Sekundärkraftstoffmassenstroms zum Erreichen einer bestimmten Mischungstemperatur nach dem externen Brenner

$$dm_{\text{KSek Temp}} = dm_{\text{Abgas}} \cdot (T_{\text{Soll}} - T_{\text{Abgas}}) \cdot \frac{c_{\text{Abgas}}}{H_u} + dm_{\text{LSek}} \cdot (T_{\text{Soll}} - T_{\text{Um}}) \cdot \frac{c_{\text{Abgas}}}{H_u} \quad (36)$$

enthält einerseits die Erwärmung des Eingangsabgasmassenstroms (dm_{Abgas}) von seiner Eingangstemperatur (T_{Abgas}) auf die Solltemperatur (T_{Soll}) und andererseits das Aufheizen des Sekundärluftmassenstroms von der Umgebungstemperatur (T_{Um}) auf die Solltemperatur. Für eine feste Eingangssituation ist eine Grundenergie notwendig, um den Abgasmassenstrom zu erwärmen. Mit Zunahme des Sekundärluftmassenstroms wird die gesamte notwendige Energie ansteigen, um das geforderte Aufheizen zu gewährleisten. Die Abhängigkeit der Mischungstemperatur nach dem Brenner von einem gegebenen Anfangszustand und verschiedener Kombinationsmöglichkeiten der Einstellparameter des externen Brenners lässt sich mit dem Verhalten der Temperaturanforderung des Zylinderkoordinators vergleichen (Kapitel 4.1).

Die Betrachtung der Sauerstoffkonzentration kann im gleichen Maße durchgeführt werden. Eine angeforderte Mischungssauerstoffkonzentration ($r_{\text{O}_2 \text{ Soll}}$) kann durch einen sekundären Kraftstoffmassenstrom

$$dm_{\text{KSek rO}_2} = dm_{\text{Abgas}} \cdot \frac{r_{\text{O}_2 \text{ Abgas}} - r_{\text{O}_2 \text{ Soll}}}{L_{\text{Min}} \cdot 0,23} + dm_{\text{LSek}} \cdot \frac{0,23 - r_{\text{O}_2 \text{ Soll}}}{L_{\text{Min}} \cdot 0,23} \quad (37)$$

erzeugt werden. Es entsteht wieder der Teil, der die Eingangssauerstoffkonzentration ($r_{\text{O}_2 \text{ Abgas}}$) des Eingangsabgasmassenstroms auf die Zielkonzentration bringt, ebenso wie der Teil zur Erfüllung der Zielkonzentration des Sekundärluftmassenstroms. Diese Gleichungen können wie beim Zylinderkoordinator (Kapitel 4) für eine Darstellung genutzt werden (**Abbildung 40**). Die Achsen bezeichnen, wie beim Zylinderkoordinator, die Einstellparameter mit den Größen Sekundärkraftstoffmassenstrom und Sekundärluftmassenstrom. Die Stellergrenzen können somit erneut direkt eingetragen werden. Die Gleichung des Brennkammerlambdas in Verbindung mit dem Brennkammerlambdabereich (von 0,4 bis 1,4) bestimmt den

möglichen einstellbaren Bereich der Kombinationen aus Sekundärkraftstoffmassenstrom und Sekundärluftmassenstrom des externen Brenners.

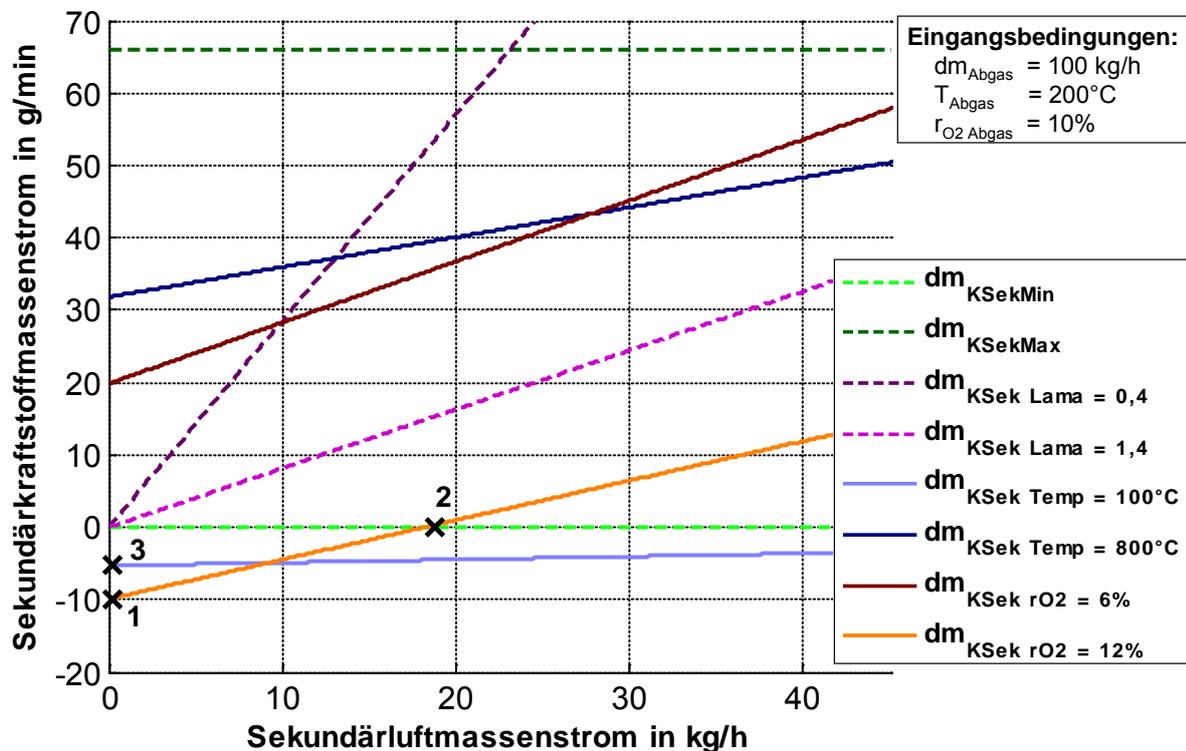


Abbildung 40: Verläufe Modellgleichungen des externen Brenners

Die Gleichungen zur Berechnung eines notwendigen Sekundärkraftstoffmassenstroms auf Basis einer Mischungstemperaturanforderung (z.B. 100°C und 800°C) bzw. einer Mischungssauerstoffkonzentrationsanforderung (z.B. 6% und 12%) lassen sich gleichermaßen in diese Darstellung übernehmen. Die Verläufe der beiden Auslassanforderungen Temperatur (Formel (36)) und Sauerstoffkonzentration (Formel (37)) ergeben bei konstanten Eingangsbedingungen Geradengleichungen. Dabei bilden die Eingangsbedingungen des externen Brenners in Verbindung mit dem jeweiligen Zielwert einen Offset und die Abhängigkeit des Sekundärkraftstoffmassenstroms vom Sekundärluftmassenstrom die jeweilige Steigung. Der Vergleich des Verlaufs der angeforderten Sauerstoffkonzentration von 12% mit dem möglichen Stellbereich zeigt, dass diese Sauerstoffkonzentration nicht erreicht werden kann. Der negative Kraftstoffmassenstrom (Punkt 1) verdeutlicht, dass der Eingangsabgasmassenstrom bereits eine niedrigere Sauerstoffkonzentration aufweist und der entsprechende Kraftstoffmassenstrom aus dem Abgasmassenstrom herausgezogen werden müsste. Ebenso könnte die Sauerstoffkonzentration durch ein reines Zugeben an Sekundärluft zwar theoretisch erreicht, aber durch die Betriebsgrenzen nicht eingestellt werden (Punkt 2). Außerdem zeigt der weitere Verlauf dieser Anforderung, dass keine Kombination aus Sekundärluftmassenstrom und Sekundärkraftstoffmassenstrom sich innerhalb des Brennkammerlambdabereichs befindet. Die gleiche Betrachtung lässt sich ebenfalls mit dem Verlauf der Temperatur von 100°C vollziehen. Der dargestellte Punkt 3 repräsentiert erneut, dass der Abgasmassenstrom bereits eine höhere Temperatur aufweist und Energie

dem Abgas entzogen werden müsste, um die Zieltemperatur von 100°C zu erreichen. Die festen Zielgrößen zeigen, wie beim Zylinderkoordinator (Kapitel 4), Nachteile hinsichtlich der Auswahl eines Betriebspunktes. Die bereits vorgestellte Grenzdefinition entschärft die Betriebspunktfestlegung entscheidend. Damit wird es ebenfalls möglich, die Methoden des Zylinderkoordinators zur Bestimmung des möglichen einstellbaren Bereichs zu verwenden (**Abbildung 41**).

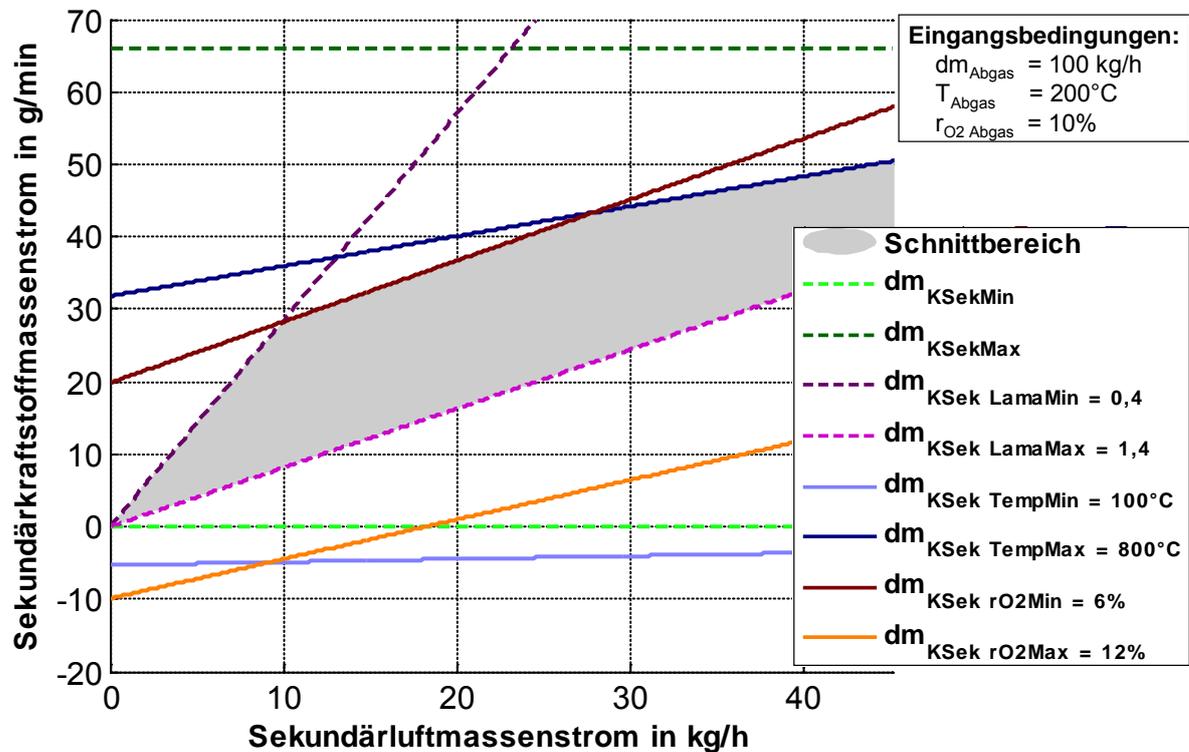


Abbildung 41: Einfache Schnittmengenbetrachtung des externen Brenners zur Ermittlung der Einstellparameter

Dieses Beispiel illustriert den einstellbaren Schnittbereich des externen Brenners für einen Brennkammerlambdabereich von $\lambda_{\text{Min}} = 0,4$ bis $\lambda_{\text{Max}} = 1,4$, den Anforderungen der Mischungstemperatur von $T_{\text{Min}} = 100^{\circ}\text{C}$ bis $T_{\text{Max}} = 800^{\circ}\text{C}$ und der Mischungssauerstoffkonzentration von $r_{\text{O}_2 \text{ Min}} = 6\%$ bis $r_{\text{O}_2 \text{ Max}} = 12\%$ bei den angegebenen Eingangsbedingungen des externen Brenners.

Bei näherer Betrachtung fällt jedoch auf, dass bei einer Einstellung eines Betriebspunktes mit sehr niedrigem Brennkammerlambda nicht der komplette eingesetzte Kraftstoff in der Brennkammer verbrannt werden kann und ein Teil unverbrannt im Sekundärmassenstrom verbleibt. Dadurch sind zwei erweiterte Betrachtungen notwendig. Der Schnittbereich unterteilt sich in den verbrennenden Teil und den Teil, der unverbrannte Anteile beinhaltet. Als einfache Abgrenzung wurde der Verlauf des Brennkammerlambdas von 1 gewählt. Die Anforderung der Mischungstemperatur wirkt sich somit auf den verbrennenden Einstellbereich aus. Die zweite Erweiterung ist die Bestimmung eines notwendigen Sekundärkraftstoffmassenstroms

$$dm_{K_{\text{Sek HC}}} = dm_{\text{Abgas}} \cdot (r_{\text{HC Soll}} - r_{\text{HC Abgas}}) + dm_{L_{\text{Sek}}} \cdot r_{\text{HC Soll}} \quad (38)$$

aufgrund einer Konzentrationsanforderung unverbrannten Kraftstoffs ($r_{\text{HC Soll}}$) und wirkt auf den Einstellbereich, der die unverbrannten Anteile beinhaltet. Die getrennte Betrachtung der Konzentration unverbrannten Kraftstoffs und der angeforderten Mischungstemperatur lässt sich so nicht verwenden, da der einstellbare Bereich des externen Brenners keine Möglichkeit beinhaltet, nur Kraftstoff dem Abgasmassenstrom zuzugeben. Somit würde immer ein gewisser Teil verbrennen. Abhilfe schafft die Kombination der Konzentration an unverbranntem Kraftstoff mit der minimalen Temperaturanforderung, was durch Addition der Formel (36) und (38) geschieht. Die Aufgabe der Unterstützung des Fettbetriebs macht eine Wirkung der angeforderten Sauerstoffkonzentration nach Brenner auf den Betriebspunkt mit unverbrannten Anteilen notwendig. Die Temperaturerzeugung in Verbindung mit einer DPF-Regeneration erfordert die Berücksichtigung dieser Sauerstoffkonzentration ebenfalls beim Betriebspunkt mit rein verbrennenden Bestandteilen. Diese Beispiele machen deutlich, dass die Sauerstoffkonzentrationen beide Einstellbereiche begrenzen müssen. Bei der Betriebspunktauswahl werden die genannten Erkenntnisse berücksichtigt und lassen sich, wie durch **Abbildung 42** illustriert, grafisch darstellen.

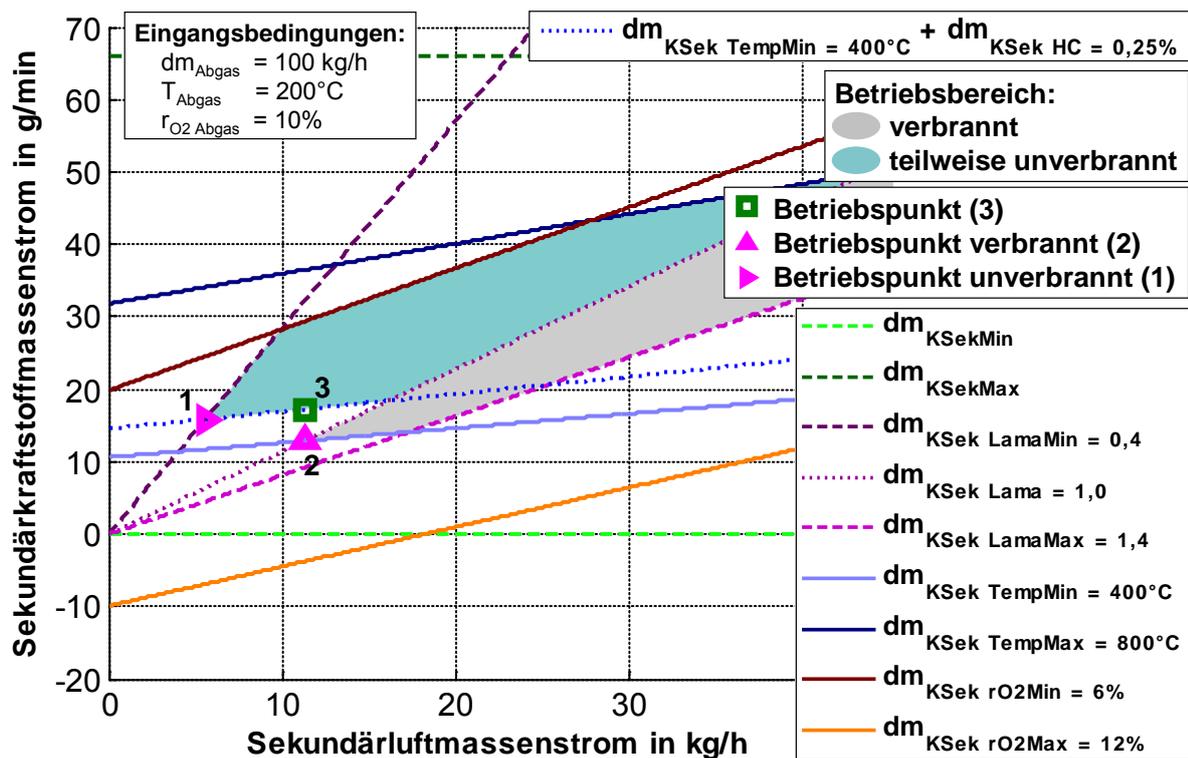


Abbildung 42: Doppelte Schnittmengenbetrachtung des externen Brenners zur Betriebspunktableitung

Durch die Betrachtung von zwei unterschiedlichen Einstellbereichen werden zwei unter Umständen widersprüchliche Betriebspunkte ermittelt (Punkt 1 und 2). Die Grenzdefinition und der Vergleich der einstellbaren Bereiche ermöglicht eine Verschiebung jedes dieser beiden Punkte in Richtung größerer Sekundärluftmassenströme. Jedoch wird so auch ein höherer Sekundärkraftstoffmassenstrom erforderlich. Der Zielbetriebspunkt wird aus diesem Grund aus dem Vergleich der

Sekundärluftmassenströme der beiden gefundenen Betriebspunkte bestimmt (Punkt 3 gleicher Sekundärluftmassenstrom wie Punkt 1). Folglich wird der Zielbetriebspunkt nur soweit wie notwendig zu höheren Sekundärluftmassenströmen verschoben.

Die Komponente des externen Brenners hat neben der Auswahl des richtigen Betriebspunktes auf Basis der Anforderungen die Aufgabe, die Betriebsgrenzen auf die Auslassbedingungen umzurechnen. Dafür können die vorgestellten Formeln (36) und (37) umgestellt und verwendet werden. Diese Betrachtung ermöglicht eine Begrenzung der Anforderung auf den einstellbaren Bereich. Zusätzlich zur Überprüfung der stationären Sollwerte muss die Änderung der Sollwerte auf die Stellermöglichkeiten begrenzt werden. So ist es möglich, unterschiedliche Zeitkonstanten des Sekundärkraftstoffmassenstroms und des Sekundärluftmassenstroms einfach zu berücksichtigen.

Die Modellgleichungen des externen Brenners zusammen mit der Betriebspunkt-auswahl konnten anhand einer früheren Fahrzeugmessung validiert werden. Im Anhang A-5 ist eine solche Gegenüberstellung von Simulations- und Messergebnissen zu sehen, die die Richtigkeit der gemachten Annahmen verdeutlicht.

6.3 Abgaskoordinator

Neben der Definition der unterschiedlichen Funktionalitäten der Abgasnachbehandlungskomponenten und der Beschreibung des Stelleingriffs des externen Brenners ist die Verteilung der Anforderungen auf die möglichen Steller ein entscheidender Faktor für die Funktionsfähigkeit des Abgasreinigungssystems sowie der energieeffizienten Erfüllung der Anforderungen. Die in Kapitel 6.1 angesprochenen Regenerationsnotwendigkeiten des DPF und des NSC führen im Abgaskoordinator zur Auswahl unterschiedlicher Funktionalitäten. Beispielsweise ist die Regeneration des DPF zusätzlich mit der Funktionalität des DOC HC-Umsatzes verknüpft. Ebenfalls können Ausschlüsse definiert werden. Implementiert ist unter anderem der Ausschluss der Entstickungsfunktionalität des NSC bei einer aktiven DPF-Regeneration. Darüber hinaus lassen sich komplexe Übergänge ebenfalls integrieren. Beispielsweise ist die Freigabe der Entschwefelungsfunktionalität des NSC erst nach erfolgreichem Beenden einer DPF-Regeneration vorgesehen. Ein weiteres Beispiel ist die zeitliche Koordination der DPF-Regeneration. Nachdem die Regenerationsnotwendigkeit eine DPF-Regeneration erforderlich macht, wird zunächst die Funktionalität des DOC HC-Umsatzes aktiviert und erst nach Erreichen bestimmter Zeiten und Bedingungen die DPF-Regeneration. Wie in Kapitel 6.1 angesprochen, stellt jede Komponente nur eine Anforderung an den Abgaskoordinator. Die enthaltenen Werte repräsentieren die ausgewählte Funktion bzw. die Standardbetriebsfunktionalität. Der Abgaskoordinator muss die unterschiedlichen Anforderungen unter Umständen kombinieren und auf die vorhandenen Steller verteilen. Dafür müssen alle Anforderungen, die durch einen Steller erbracht werden sollen, bis zu dessen Position zurückgerechnet werden. Eine Kombination der Anforderungen kann durch den Vergleich der Grenzen erfolgen und führt zu einer stärkeren Einengung des Zielbereichs der jeweiligen physikalischen Größe. Die Verteilung auf unterschiedliche Stellorgane ist ebenfalls im Abgaskoordinator

definiert. Dabei sind die vorhandenen Querkopplungen zu betrachten, was durch die Rückrechnung über die verbauten Komponenten erreicht wird.

Ein anschauliches Beispiel ist die minimale Temperatur bei einer DPF-Regeneration. Wie angesprochen, ist zum gleichen Zeitpunkt ebenfalls die Funktionalität des DOC HC-Umsatzes aktiviert. Die Erfüllung beider Anforderungen kann durch zwei unterschiedliche Strategien erreicht werden. In **Abbildung 43** ist zunächst die Erfüllung der Temperaturanforderung durch den Stelleingriff der minimalen Zylinder- auslasstemperaturanpassung verdeutlicht. Die dargestellte Prüfstandsmessung umfasst einen stationären Betriebspunkt von 2000 min^{-1} und 140 Nm indiziertem Moment. Zu Beginn wurde aus dem normalen Fahrbetrieb (Norm) heraus die DOC Funktionalität des HC-Umsatzes aktiviert. Dies führte zu einer Anhebung der minimalen Eingangstemperatur des DOC auf 450°C . Diese 450°C müssen bis zur Position „Zylinder auslass“ zurückgerechnet werden und ergeben ca. 550°C . Im Anschluss wird die DPF-Regeneration dazu geschaltet. Der Sollwert des DOC bleibt weiterhin auf den 450°C , jedoch bestimmt nun die minimale Solleinlasstemperatur des DPF von 600°C die minimale Zylinder auslasstemperatur und führt zu einer Anhebung auf ca. 730°C .

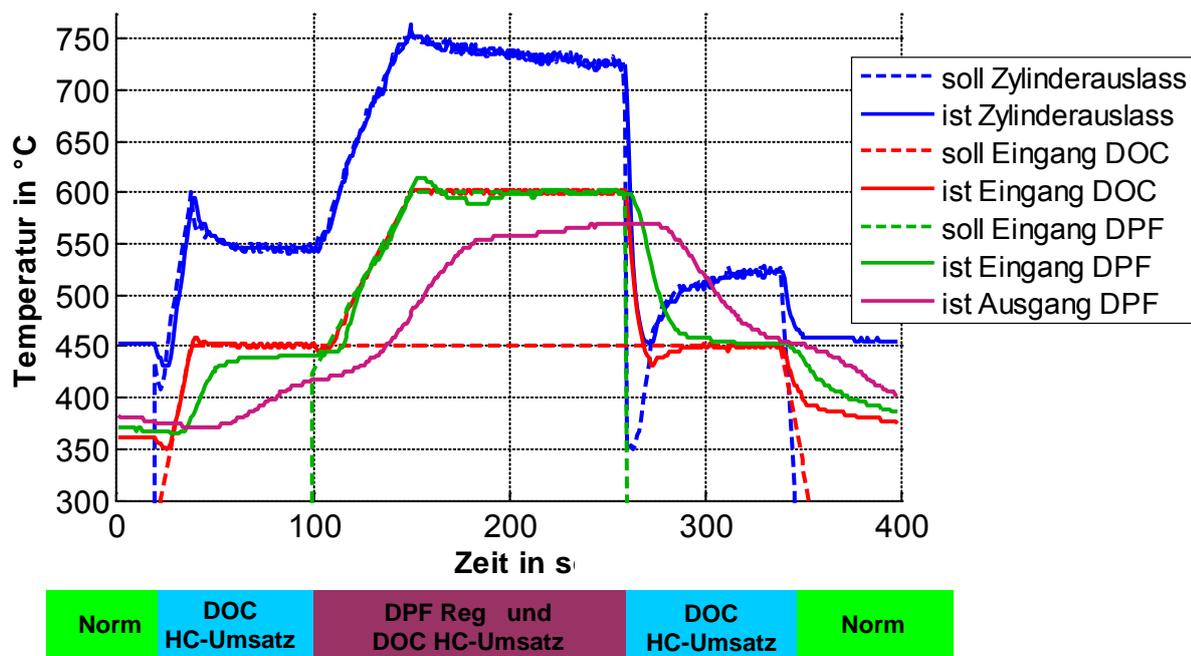


Abbildung 43: Zusammenführen der minimalen Temperaturanforderungen auf den Stelleingriff der minimalen Zylinder auslasstemperatur

Die Erfüllung dieser Temperaturanforderungen muss nicht zwangsläufig mit dem Stelleingriff der Zylinder auslasstemperatur geschehen. Die zweite Möglichkeit ist der Umsatz von unverbranntem Kraftstoff im DOC, um eine Temperaturerhöhung zu erreichen. Dieses Beispiel ist in einer weiteren Prüfstandsmessung bei gleicher Last und Drehzahl untersucht worden (**Abbildung 44**). Wie in **Abbildung 43** ist auch bei dieser Messung zu Beginn die minimale Zylinder auslasstemperatur durch die Vorgabe der minimalen DOC Einlasstemperatur von 450°C definiert. Die Erfüllung der Mindesteinlasstemperatur des DPF bei der Regenerationsfunktionalität wird allerdings durch den Abgaskoordinator, dem Stelleingriff der Temperaturerhöhung

über dem DOC mittels Umsetzung von unverbranntem Kraftstoff, zugewiesen. Aus diesem Grund führt die Rückrechnung über den DOC zu einer notwendigen Konzentration an unverbranntem Kraftstoff ($r_{HC\ Soll}$) (Kapitel 6.1, DOC). Diese Konzentrationsanforderung wird ebenfalls an den Abgaskoordinator gestellt und mit Hilfe des Verbrennungsmotors (durch eine gesonderte Nacheinspritzung) erzeugt. Durch die veränderte Aufteilung bleibt die Eingangstemperatur des DOC auch bei aktiver DPF-Regenerationsfunktionalität konstant.

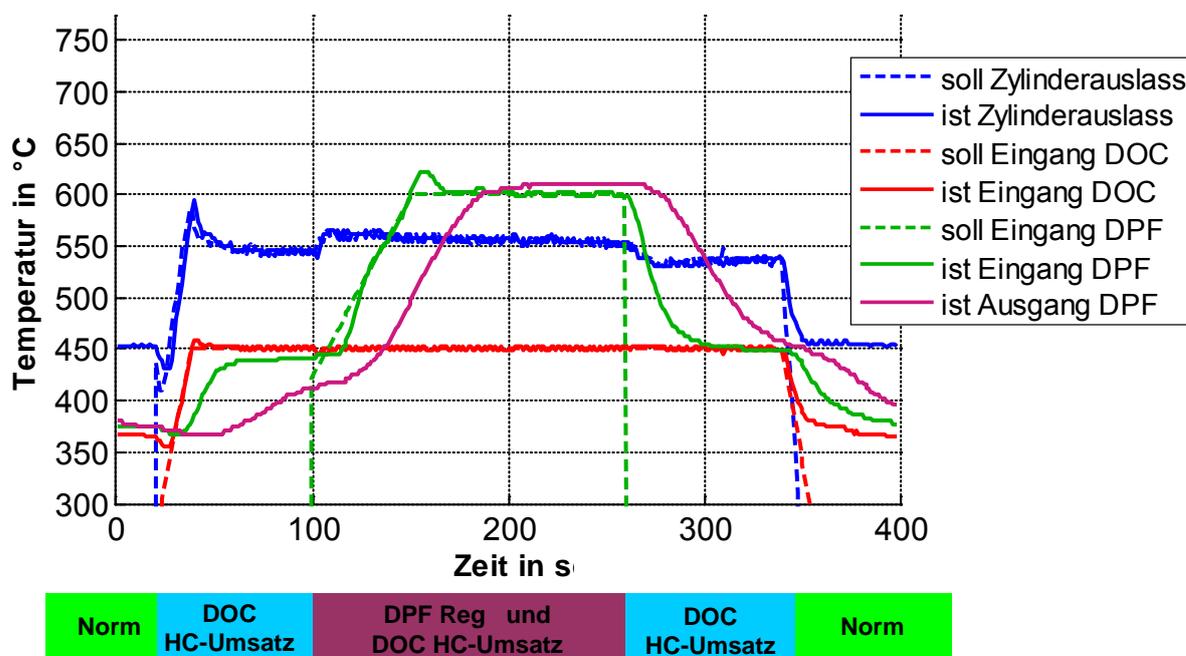


Abbildung 44: Verteilung der minimalen Temperaturanforderungen auf die Stelleingriffe der minimalen Zylinderauslasstemperatur und dem Umsatz von unverbranntem Kraftstoff im DOC

Die in diesem Beispiel angesprochene Aufteilung kann auch fließend erfolgen, indem z.B. 30% der Eingangstemperatur des DPF durch eine Anhebung der Zylinderauslasstemperatur und dementsprechend 70% durch den Umsatz im DOC erfolgen. Das Verhältnis kann im Abgaskoordinator durch einen Verteilungsfaktor ($facTMinDPF2Zyl$) vorgenommen werden. Überschreitet eine Anforderung jedoch den Stellbereich des vorgesehenen Eingriffs, können die übrigen Stellmöglichkeiten weiterhin genutzt werden, was zu einer Anpassung der Verteilung führt.

Bei der praktischen Umsetzung wird die Rückrechnung der Temperaturen über die Komponenten durch Regler erweitert. Durch die Grenzdefinition der Temperatur kann jedoch nicht immer davon ausgegangen werden, dass eine Solltemperatur eingestellt wird. Ist der Sollwert der minimalen Temperatur unterhalb der Temperatur des normalen Fahrbetriebs (erste Sekunden der Messung in Abbildung 43 und Abbildung 44), besteht kein Bedarf einer Regelung. Erst wenn die Temperaturanforderung einen Eingriff notwendig macht, müssen die Regler das Verhalten kontrollieren. Ebenfalls lassen sich unterschiedliche Eingriffe der Regler integrieren. Die Anforderung der Einlasstemperatur des DPF wird in Abbildung 43 durch die Zylinderauslasstemperatur erzeugt, jedoch greift der Temperaturregler zur Rückrechnung über DOC auf die Konzentration an unverbranntem Kraftstoff ein. Zu

erkennen ist dies an dem Überschwinger der Einlasstemperatur des DPF bei 150 s, obwohl die Einlasstemperatur des DOC diesen Überschwinger nicht aufweist.

Die Einbindung des externen Brenners als zusätzliches Stellorgan erfordert eine Anpassung der Anforderungsverteilung. Ein Beispiel einer solchen Betrachtung ist in Kapitel 7.3 näher erläutert. Ebenfalls sind die Unterschiede in der Energieeffizienz bei den möglichen Strategien betrachtet worden.

Zusätzlich zur Temperatur, werden die übrigen Anforderungsgrößen der Abgasnachbehandlungskomponenten in gleicher Weise betrachtet, indem die Grenzen zusammengeführt und auf mögliche Stelleingriffe verteilt werden. Der Wunschwert der Zylindergasfüllung wird anhand des Wichtungsfaktors ausgewählt und der NO_x -Reduktionsfaktor direkt vom Abgaskoordinator entsprechend der Funktionalität ausgewählt. Die Verwendung der Sauerstoffkonzentration bei der Beschreibung der Abgasnachbehandlungskomponenten erfordert eine Umrechnung auf das Auslasslambda (Formel (8), Seite 27), welches durch den Verbrennungsmotor dargestellt werden soll. Die Verwendung des externen Brenners (Kapitel 6.2) kann neben der Temperatur ebenfalls die Erfüllung der Sauerstoffkonzentration, des Abgasmassenstroms und der Konzentration an unverbranntem Kraftstoff durch eine angepasste Verteilung dieser Anforderungen ermöglichen.

6.4 Fazit

Die Trennung des Abgasnachbehandlungssystems von den Motorbestandteilen bewirkt eine Vereinfachung, da sich die Betrachtungen auf die physikalischen Größen und die jeweilige Komponente bezieht. Das Kapseln der unterschiedlichen Funktionalitäten für die einzelnen Komponenten erlaubt eine höhere Wiederverwendbarkeit der Parametrierung, da in den komponentenspezifischen Werten weder die Position noch die direkten Stelleingriffe integriert sind. Die Entscheidung, welche Anforderungen wie kombiniert und auf welche Stelleingriffe zu verteilen sind, wird im Abgaskoordinator auf Basis der Regenerationsnotwendigkeiten getroffen. Den Übergang von den aktuellen zu den Zielwerten der angeforderten Grenzen kann sowohl die anfordernde Komponente als auch der Steller bestimmen. Der externe Brenner ist durch die physikalische Anbindung an den Abgaskoordinator leicht nachzuvollziehen und benötigt weder eine Anpassung der Motorbedatung noch der Zielwerte der passiven Abgasnachbehandlungskomponenten. Lediglich die Verteilung der Anforderungen muss im Abgaskoordinator verändert werden. Die erweiterten Stellmöglichkeiten durch den externen Brenner können die Erfüllung der Anforderungen unterstützen, womit geringere Auswirkungen auf den Motorbetrieb verbunden sind. Die Ansteuerung des externen Brenners ermöglicht das gleichzeitige Einbeziehen unterschiedlicher Zielwerte (z.B. Temperatur, Sauerstoffkonzentration) bei der Bestimmung der Betriebsparameter Sekundärluftmassenstrom und Sekundärkraftstoffmassenstrom. Dabei konnten die Methoden des Zylinderkoordinators angewandt und die vielseitige Einsetzbarkeit unter Beweis gestellt werden.

7 Anwendung

Nachdem die einzelnen Komponenten und Stellpfade des Regelungskonzeptes vorgestellt und erläutert wurden, widmet sich das Unterkapitel 7.1 der kombinierten Funktionsweise der Bestandteile anhand einer Fahrzeugmessung mit DPF-Regeneration. Weitere Prüfstandsuntersuchungen im Unterkapitel 7.2 zeigen die Möglichkeiten der Streckenidentifikation und Reglerparametrierung anhand der minimalen Zylinderauslasstemperatur sowie die erweiterte Betrachtung eines kombinierten Messsignals. Die energieeffiziente Auslegung der Anforderungserfüllung bei einer DPF-Regeneration ist in Unterkapitel 7.3 thematisiert. Zunächst erfolgt dabei die praktische Analyse von Prüfstandsuntersuchungen. Im Anschluss baut die Simulation des externen Brenners auf diesen Messungen auf und ermöglicht einen Vergleich der Strategien mit und ohne externen Brenner. Darüber hinaus wird eine mögliche Aufteilung der Stelleingriffe des Gesamtsystems vorgeschlagen.

7.1 DPF-Regeneration im Fahrversuch

Um die Funktionsfähigkeit und die Wirkungsweisen des Regelungskonzeptes zu überprüfen, konnte neben den Motorprüfständen auf einen entsprechend ausgestatteten PKW als Versuchsträger zurückgegriffen werden. Dabei wurde während eines Fahrversuchs auf einer Teststrecke eine DPF-Regeneration eingeleitet. Eine Übersicht der Messung ist in **Abbildung 45** illustriert. Dabei zeigt der obere Teil die Drehzahl und das Moment des Motors. Der untere Teil verdeutlicht anhand der Temperaturen des Abgasstrangs die unterschiedlichen Einflüsse der aktuellen Funktionalitäten der Abgasnachbehandlung. Zu Beginn der Messung wurde zunächst im normalen Fahrbetrieb (Norm) gestartet und auf ca. 120 km/h beschleunigt. Im Anschluss daran ist per Hand die Funktionalität des DOC HC-Umsatzes aktiviert worden. Nach Erreichen von Bedingungen, die eine ausreichende Konvertierung von unverbranntem Kraftstoff ermöglichen, erfolgte zusätzlich die Aktivierung der Funktionalität der DPF-Regeneration. Die Temperaturanforderung des DPF wurde bei dieser Messung durch den Abgaskoordinator mit Hilfe der exothermen Reaktion des DOC erfüllt (Abbildung 44, Seite 89). Obwohl der Filter keine hohe Regenerationsaktivität aufweist, wurde per Fernsteuerung trotzdem ein Abbruch der Regeneration vorgegeben, um die Einflüsse auf das Fahrverhalten zu überprüfen. Anschließend wurde erneut ein Wechsel in die DPF-Regeneration vollzogen. Mit Ende der Funktionalität der DPF-Regeneration übernimmt die Funktionalität des DOC HC-Umsatzes die Vorgaben an den Motorbetrieb. Zum Ende erfolgte der Wechsel zurück in den normalen Fahrbetrieb. Gerade der Vergleich des Sollmomentes mit den Istwerten zeigt das gute Regelverhalten des Gesamtkonzeptes bei unterschiedlichen Anforderungen der Abgasnachbehandlungskomponenten an den Motorbetrieb. Die einzelnen Zeitpunkte der Abbildung 45 werden in der späteren Abbildung 48 verwendet, um die Auswahl des Betriebspunktes im Zylinderkoordinator zu veranschaulichen.

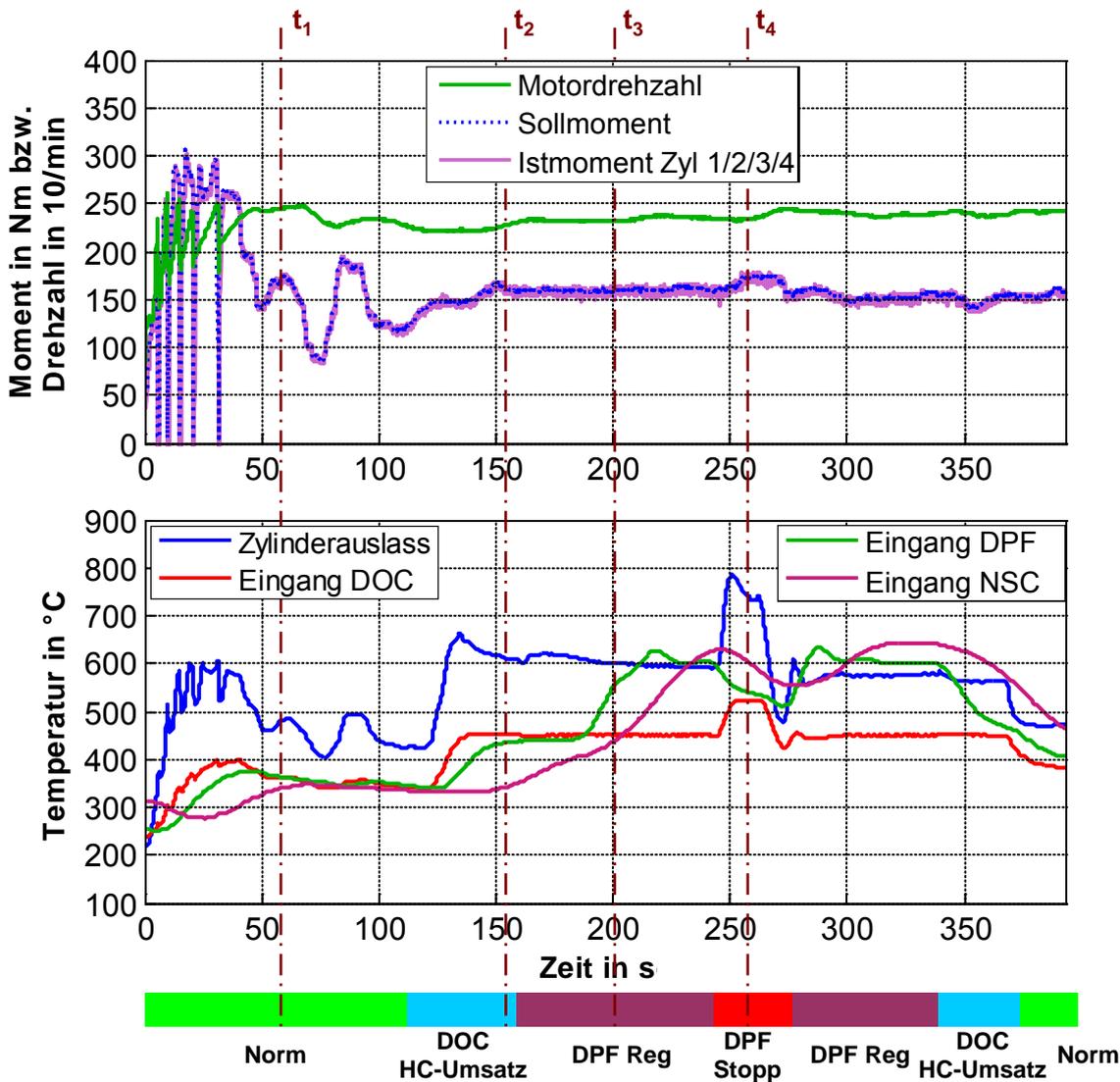


Abbildung 45: Übersicht der PKW Versuchsfahrt auf einer Teststrecke mit DPF-Regeneration

Abbildung 46 verdeutlicht die Kombination und Verteilung der Anforderungen Temperatur und Sauerstoffkonzentration der beteiligten Abgasnachbehandlungskomponenten. Die Einlasstemperatur des DOC soll durch den Verbrennungsmotor erzeugt werden und ergibt die Anforderung für die Zylinderauslasstemperatur. Die Temperatur des DPF wird durch den Umsatz von unverbranntem Kraftstoff im DOC erreicht. Zusätzlich zu der Mindesttemperatur ist die maximal zulässige Temperatur dargestellt. Die weitere Anforderung der Sauerstoffkonzentration ist ebenfalls in der Darstellung enthalten. Während der Funktionalitäten des DOC HC-Umsatzes und der DPF-Regeneration ist die Mindestsauerstoffkonzentration durch einen angehobenen Wert gekennzeichnet. Im Gegensatz dazu, ist bei der Stoppfunktionalität des DPF eine Absenkung der Maximalsauerstoffkonzentration auf 5% zu erkennen. Die Änderungen der einzelnen Grenzen beim Aktivieren bzw. Wechsel der Funktionalität werden dabei von der Komponente vorgegeben und auf deren Ansprüche ausgelegt. Im unteren Bereich der Abbildung 46 ist der Verlauf der Wichtungsfaktoren aufgetragen. Zu erkennen ist, dass jede Komponente jeweils einen Wert liefert, der sich entsprechend der ausgewählten Funktionalität ändert. Der Abgaskoordinator hat in dieser Auslegung keine Möglichkeiten, unterschiedliche Anforderungen zu

kombinieren und wählt den für die Gesamtfunktion dominierenden Faktor aus. Zusätzlich zu den hier vorgestellten Größen erfolgt ebenso ein Wechsel der Abgasmassenstromgrenzen. Der Wunschwert des Abgasmassenstroms wird im gleichen Maße gewählt, wie der Wichtungsfaktor. Die Konzentration an unverbranntem Kraftstoff wird in dieser Abgassystemkonfiguration ausschließlich durch den DOC vorgegeben und kann nur durch den Verbrennungsmotor erzeugt werden. Die Anforderungen des Abgassystems werden durch die physikalische Schnittstelle an den Zylinderkoordinator gestellt und ergeben Zielbereiche der Auslasstemperatur und des Auslasslambdas (**Abbildung 47**). Zusätzlich erfolgt die Vorgabe des Momentes vom Fahrer. **Abbildung 48** zeigt anhand der vier ausgewählten Zeitschritte (t_1 bis t_4 aus **Abbildung 45**) die Auswahl des Betriebspunktes innerhalb des Zylinderkoordinators anhand der vorgestellten Gegenüberstellung der Einstellparameter Wärmemenge und Zylindergasfüllung unter Berücksichtigung der Grenzen der AGR-Rate und der aktuellen Anforderungen. Ebenfalls werden der stationäre Zielpunkt, der dynamische Sollpunkt sowie der aktuell erreichte Betriebspunkt dargestellt. Während des normalen Fahrbetriebs verändert weder die Temperatur-, noch die Lambdaanforderung die Lage des Betriebspunktes. Bei der DOC Funktionalität des HC-Umsatzes muss eine angehobene Zylinderauslasstemperatur erzeugt werden. Die gleiche Temperatur ist auch während der DPF-Regeneration der dominierende Einfluss auf die Betriebspunktbestimmung, jedoch ändert sich der Optimierungsfaktor zugunsten des Abgasmassenstroms. Damit verschiebt sich der Betriebspunkt entlang des Temperaturanforderungsverlaufs zu höheren Zylindergasfüllungen und verursacht eine leicht erhöhte notwendige Wärmemenge. Während der Stoppfunktionalität des DPF stellt die Zylinderauslasstemperatur keine dominierende Wirkung auf die Zielpunktbestimmung dar. Zu diesem Zeitpunkt ist die Einschränkung des maximalen Zylinderauslasslambdas entscheidend. In Verbindung mit dem hohen angeforderten Abgasmassenstrom ergibt sich ein Betriebspunkt mit großer Zylindergasfüllung und Wärmemenge. Die möglichen Einstellbereiche der Zylindergasfüllung sind zusammen mit dem festgelegten Sollwert und dem Vergleichswert der Zylindergasfüllung des normalen Fahrbetriebs in **Abbildung 49** dargestellt. Ebenfalls enthalten sind die Grenzen der AGR-Rate zusammen mit dem Sollwert. Sowohl die Zylindergasfüllung, als auch die AGR-Rate werden durch die bereits vorhandenen Gassystemstellpfade eingestellt und liefern die aktuellen Werte der jeweiligen Gassystemgröße. Ebenfalls sind in der **Abbildung 49** die Grenzen der Wärmemenge dargestellt. Während des normalen Fahrbetriebs besteht keine Notwendigkeit zwangsläufig eine Wärmemenge einzubringen, was durch eine verminderte Wärmemengenanforderung gekennzeichnet ist. Der höhere Istwert während dieser Zeitspanne wird aufgrund der Momentenanforderung notwendig. Erst wenn es die Anforderungen Auslasstemperatur bzw. Auslasslambda erfordern, stellt sich eine angehobene Mindestwärmemenge ein, die durch den Stellpfad der Einspritzung erzeugt werden muss. Die Angabe der maximal möglichen Wärmemenge unter Berücksichtigung des aktuellen Gassystemzustandes ist für eine Regelung des Einspritzpfades notwendig, jedoch orientiert sich die Einstellung maßgeblich an der Mindestwärmemenge, um keine unnötige Wirkungsgradverschlechterung der Verbrennung zu erzeugen. Die Einstellungen des Stellpfades der Einspritzung ist **Abbildung 50** zu entnehmen. Die Anforderungen der Wärmemenge zusammen mit dem Moment ergibt die Aufteilung der Einzelwärmemengen auf die beiden Verbrennungseignisse der Haupt- und Nachverbrennung. Während des normalen Fahrbetriebs weist lediglich die Hauptverbrennung eine Wärmemenge auf. Vergleicht

man die notwendigen Wärmemengen des stationären Fahrbetriebs, so wird mit dem Aktivieren der DOC Funktionalität des HC-Umsatzes mehr Gesamtwärmemenge notwendig. Um dies zu erreichen und gleichzeitig keine Momentenerhöhung zu generieren, muss ein Teil der Wärmemenge von der Hauptverbrennung abgezogen und auf die Nachverbrennung umgelagert werden. Durch den schlechteren Wirkungsgrad der Nachverbrennung wird insgesamt mehr Wärmemenge nötig, um das Sollmoment zu erzeugen. Mit Aktivieren der DPF-Regeneration wird eine erhöhte Mindestwärme angefordert, was durch eine stärkere Umlagerung von der Haupt- auf die Nachverbrennung erreicht wird. Die höchste Mindestwärmemenge ist jedoch während der Stoppfunktionalität des DPF erforderlich und durch eine nochmals verstärkte Umlagerung der Wärmemenge auf die Nachverbrennung gekennzeichnet. Zusätzlich zur Wärmemenge sind in Abbildung 50 die Verbrennungslagen der Haupt- und Nachverbrennung enthalten. Über die Vorgabe der Hauptverbrennungslage kann ebenfalls der Verbrennungswirkungsgrad beeinflusst werden. Dieses Verfahren wird in diesem Versuch mit der Verschiebung der Hauptverbrennungslage von der frühen zur späten Lage bei erhöhter Wärmemengenanforderung verwendet. Sobald eine Nachverbrennung vorhanden ist, kann auch deren Lage eingeregelt werden. Ist keine Nachverbrennung aktiv, so enthält die gemessene Nachverbrennungslage lediglich ein Rauschen und keine physikalisch auswertbare Bedeutung. Das gleiche gilt für die Verbrennungslage der Hauptverbrennung während der Schubphasen beim Gangwechsel. Die Einzelwärmemengen sowie die Anforderung einer Konzentration an unverbranntem Kraftstoff bestimmen die Einspritzmasse der unterschiedlichen Einspritzungen (Abbildung 50). Während des normalen Fahrbetriebs ist die gesamte Einspritzmasse durch die Haupteinspritzung dominiert. Bei den Abgasnachbehandlungsfunktionen nimmt der Einfluss der Nacheinspritzung deutlich zu. Die Abnahme der nicht verbrennenden Kraftstoffmenge während der Stoppfunktionalität des DPF zeugt von der Rücknahme der Temperaturerzeugung über den DOC. Dennoch steigt die gesamte Einspritzmasse, um die Lambdaabsenkung zu erhalten. Daraus wird deutlich, dass durch die Verwendung einer Sollwärmemenge sowohl die Anforderung der Temperatur, als auch des Lambdas durch den Einspritzpfad eingestellt werden können.

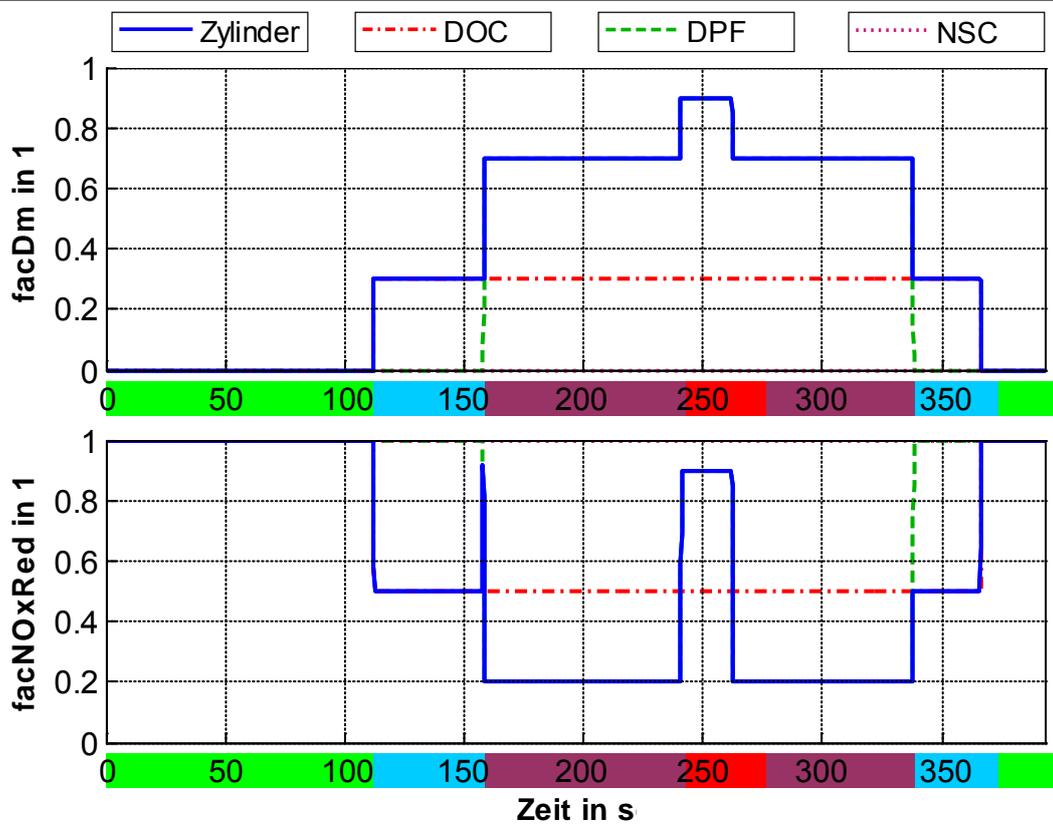
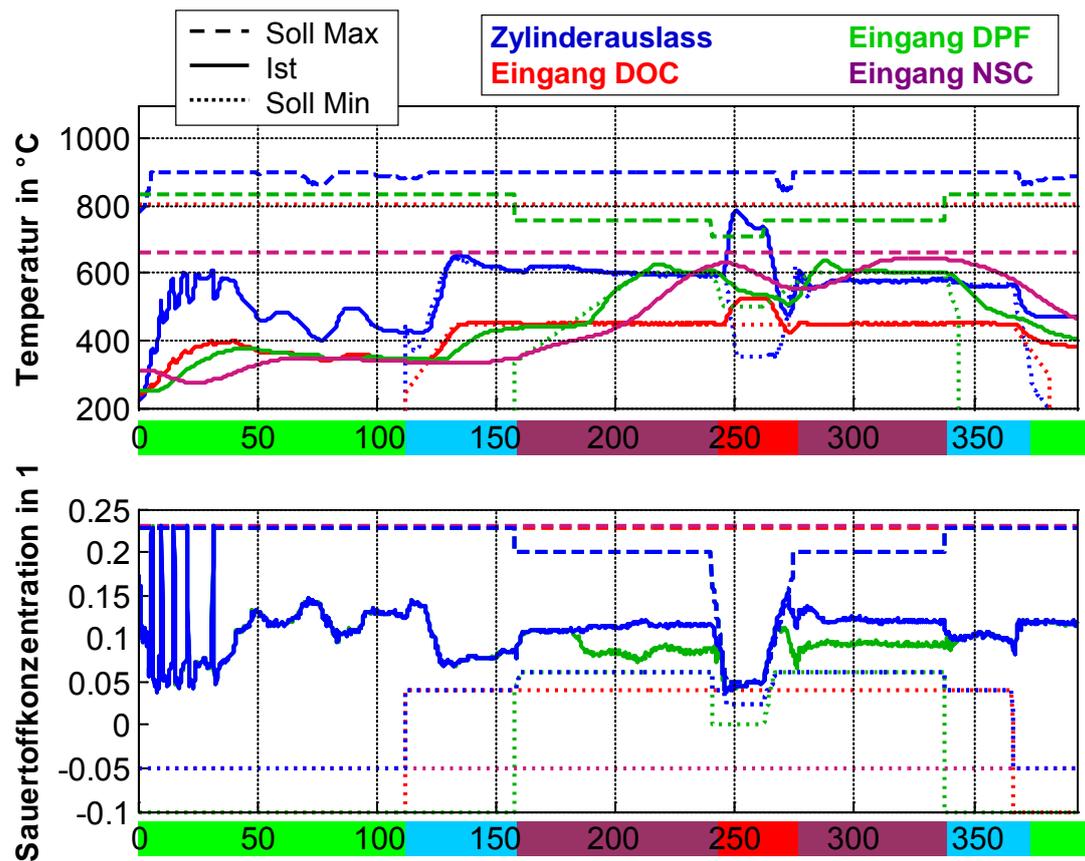


Abbildung 46: Verlauf Abgassystemanforderung und Zusammenführen auf die physikalische Schnittstelle des Zylinderkoordinators

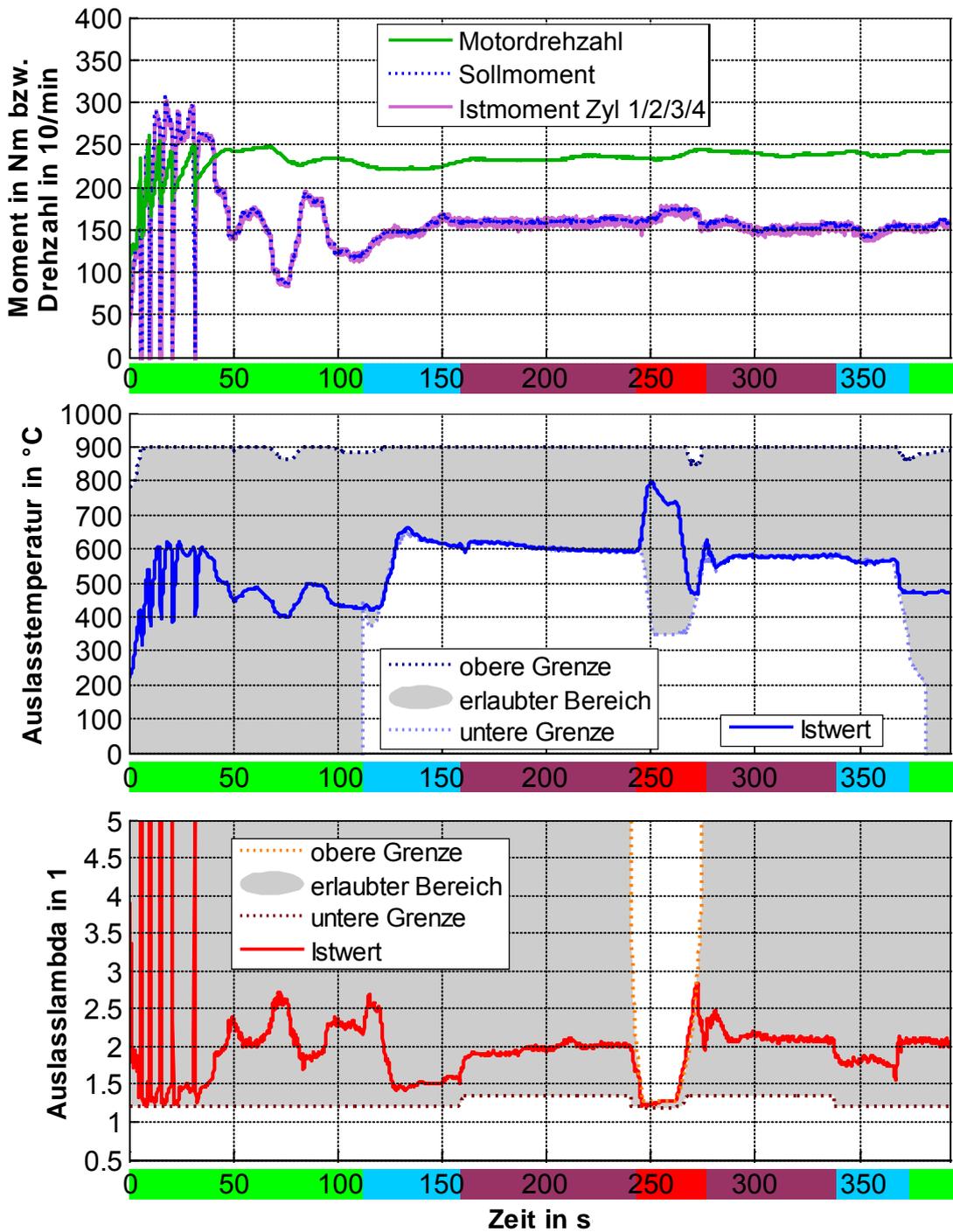


Abbildung 47: Erlaubte Arbeitsbereiche des Zylinderkoordinators

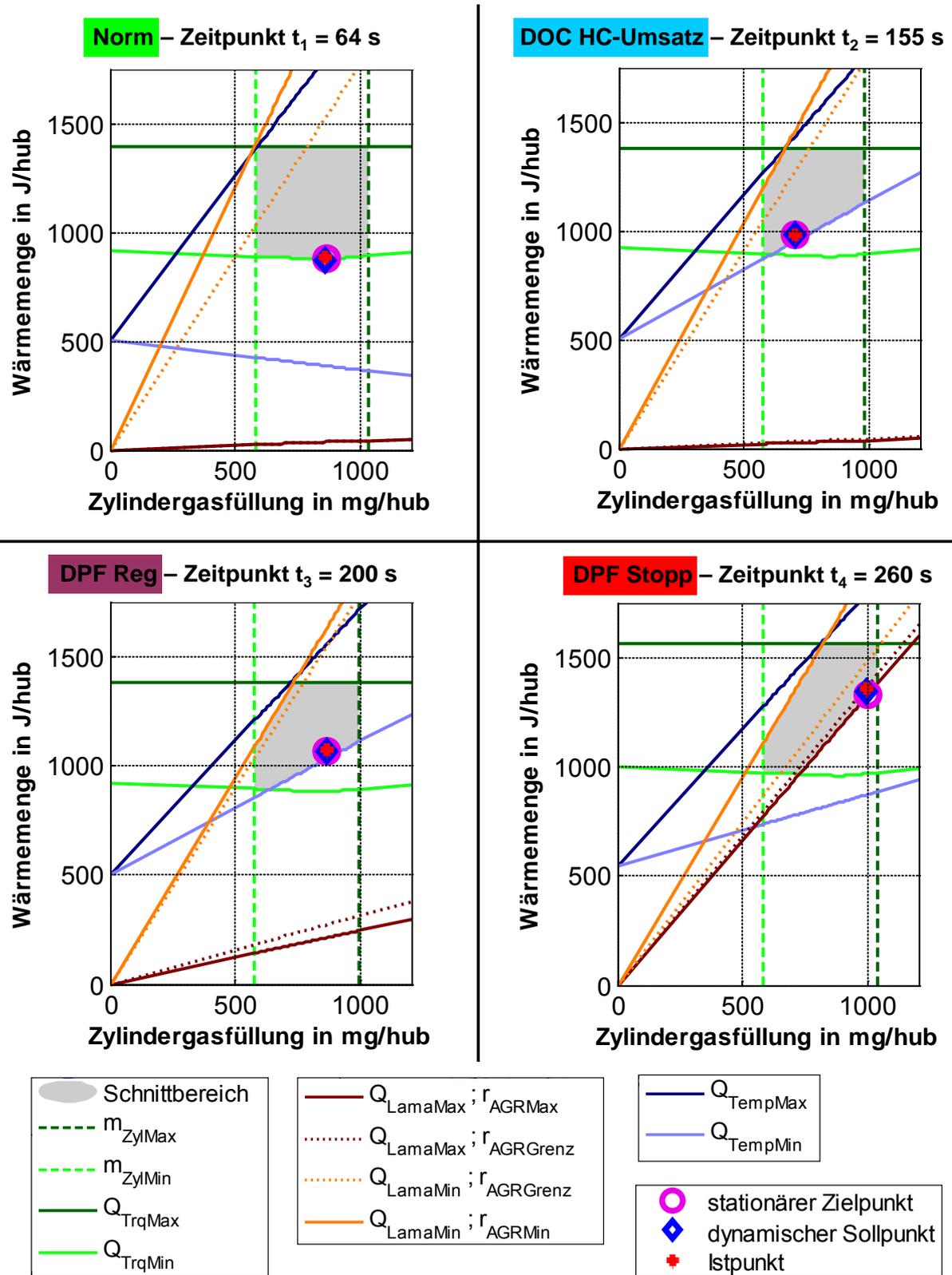


Abbildung 48: Auswahl des Betriebspunktes im Zylindercoordinator anhand der Anforderungen und Systemmöglichkeiten

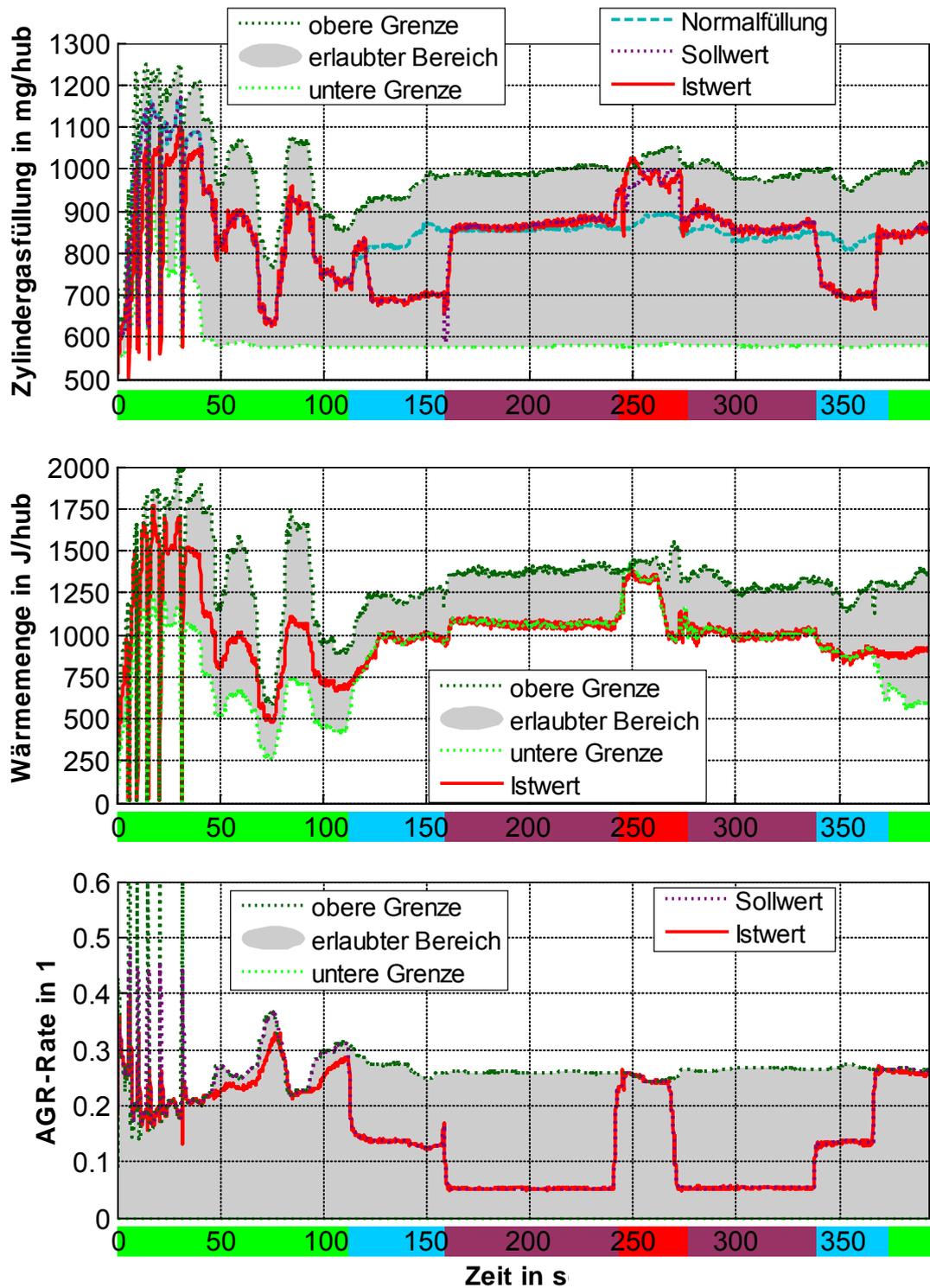


Abbildung 49: Einstellparameter des Zylinderkoordinators an die beteiligten Stellpfade

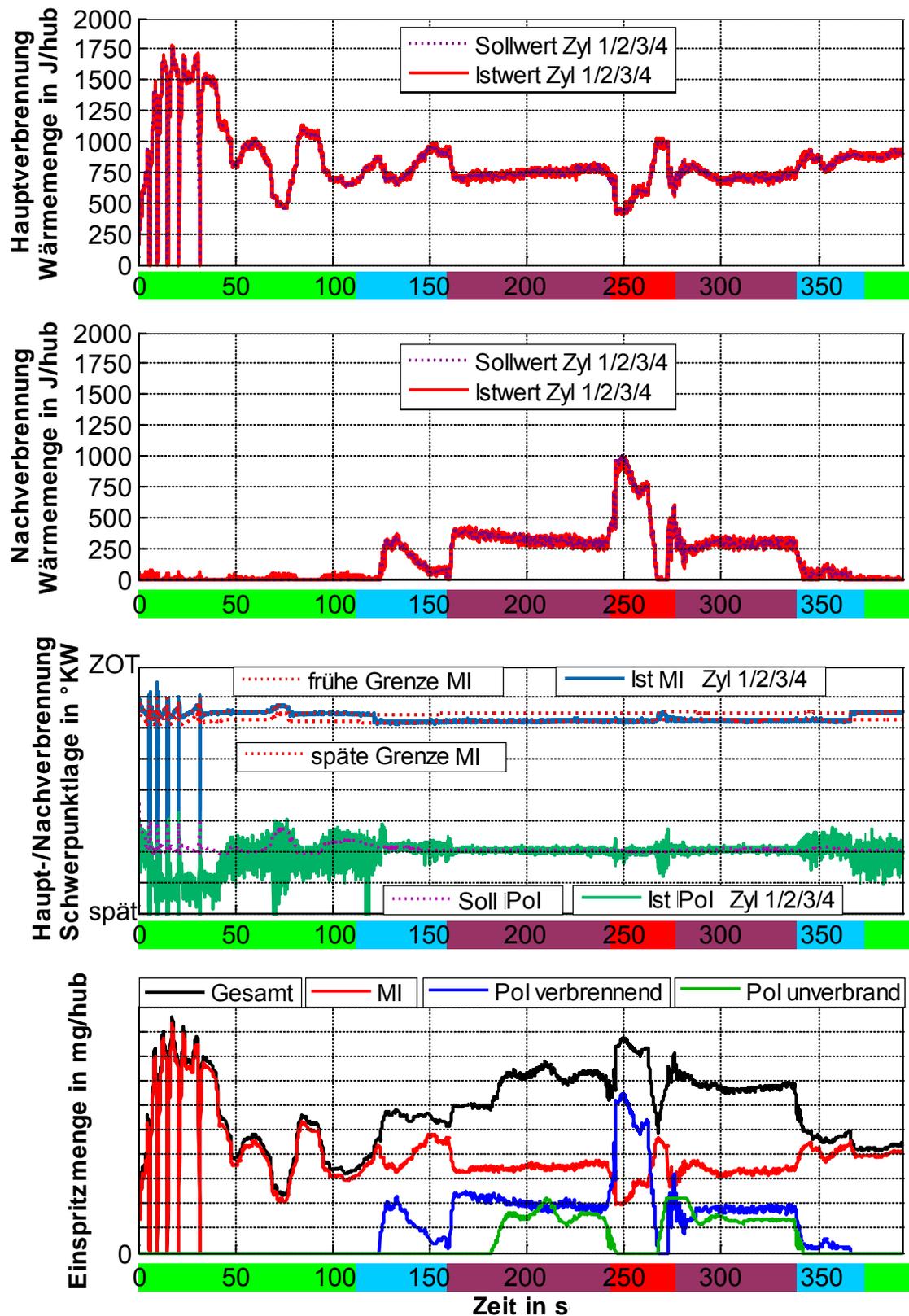


Abbildung 50: Einstellungen im Stellfad der Einspritzung

7.2 Reglerauslegung am Beispiel der Zylinderauslasstemperatur

Wie in Kapitel 4 beschrieben, ist die Anforderung der Zylinderauslasstemperatur in Grenzen definiert. Das hier vorgestellte Beispiel der Reglerauslegung wird anhand der minimalen Zylinderauslasstemperatur beschrieben. Die gezeigten Messungen wurden am Motorenprüfstand bei einem Betriebspunkt von 2000 min^{-1} und 140 Nm indiziertem Moment durchgeführt. Die Stellgröße des Reglers ist eine Temperatur und legt die Anforderung an die Betriebspunktbestimmung des Zylinderkoordinators fest. Somit ist dieser Temperaturregler eine Erweiterung des Zylinderkoordinators und Bestandteil dieser Komponente des Regelungskonzeptes (Kapitel 3). Die Regelstrecke lässt sich wie in Kapitel 2.4 beschreiben und kann sowohl mit als auch ohne Vorsteuerung betrieben werden (Abbildung 17, Seite 32). Mit der Anpassung der minimalen Temperaturanforderung ist es möglich, eine Temperatur sowohl über gassystemseitige Änderungen, als auch über Änderungen im Stellpfad der Einspritzung zu erzeugen. Welcher Eingriff vorgenommen wird, ist durch die Systemmöglichkeiten und den Optimierungsfaktor $facQ2Dm$, unter Berücksichtigung der weiteren Anforderungen, bestimmt. Da die Aufteilung auf die Stelleingriffe Einfluss auf das Übertragungsverhalten hat, ist neben dem Betriebspunkt ebenfalls der Optimierungsfaktor $facQ2Dm = 0,5$ für die betrachteten Messungen gewählt. Die Sprungantwort der offenen Regelstrecke ist in **Abbildung 51** dargestellt.

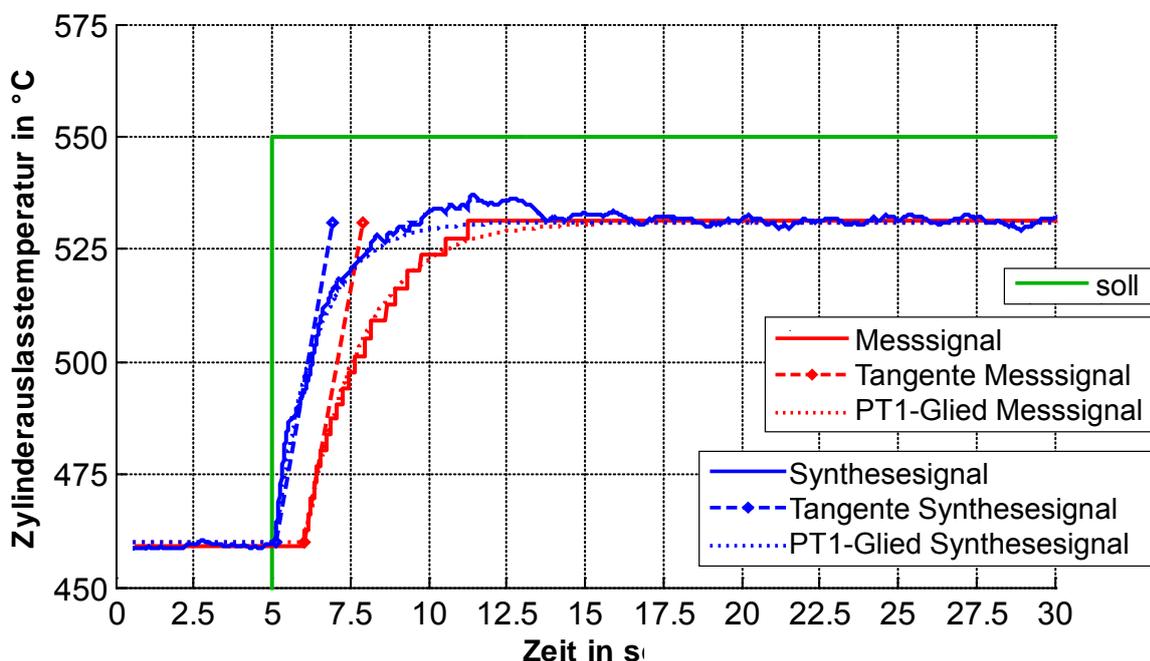


Abbildung 51: Sprungantwort offene Strecke der Zylinderauslasstemperatur

Die Anwendung des Tangentenverfahrens zur Streckenidentifikation ergibt die Totzeit $T_u = T_t = 1,05 \text{ s}$, die Anstiegszeit $T_g = T_1 = 1,86 \text{ s}$ und den Verstärkungsfaktor $K_{PS} = 0,79$ für das gemessene Temperatursignal dieses Versuchs. Bei der Ermittlung des Verstärkungsfaktors wird dabei nur von der Sprunghöhe ausgegangen. Das Anlegen der Tangente ist durch die Digitalisierungsschritte des

Temperaturmesssignals mit Toleranzen versehen. Eine Überprüfung der gewählten Streckenparameter wurde mittels Simulation unternommen und ist in Abbildung 51 ebenfalls enthalten. Die verhältnismäßig große Totzeit in Bezug zur Anstiegszeit ergibt eine eher begrenzte Regelbarkeit von 1,77 [ReZa08]. Wie in Kapitel 4 beschrieben, kann die Formel (12) (Seite 43) genutzt werden, um eine aktuelle Zylinderauslasstemperatur zu berechnen. Der Vergleich dieses einfachen Modells mit den Messwerten zeigt jedoch eine größere stationäre Abweichung (Kapitel 4.5). Vielversprechend erscheint die Kombination aus dem langsamen stationär genauen Temperaturmesssignal und dem dynamisch schnellen aber stationär ungenauen Temperatursimulationssignal. Eine genauere Beschreibung der Synthese dieser beiden Signale ist dem Anhang A-6 zu entnehmen. Das Synthesesignal ist ebenfalls in Abbildung 51 dargestellt und ergibt die Totzeit $T_u = T_t = 0,10$ s, die Anstiegszeit $T_g = T_1 = 1,32$ s und die Verstärkung $K_{PS} = 0,79$. Die geringe Totzeit im Vergleich zur Anstiegszeit resultiert in einer verbesserten Regelbarkeit mit dem Wert 13.

Aus der Streckenidentifikation lassen sich die Regelparameter mit Hilfe der Einstellregeln nach Chien, Hrones, Reswick bestimmen [Or08] und auf die Reglerimplementation anpassen. Um Systemstreuungen zu berücksichtigen, wurde die Streckenidentifikation mehrfach wiederholt und aus den berechneten leicht unterschiedlichen Reglerparametern, die in **Tabelle 4** aufgeführten Parameter für einen PI-Führungsregler mit aperiodischem Verhalten und 20% Überschwingen gewählt. Die Wahl eines PI-Reglers ist auf die Forderung den Sollwert zu erreichen und die Digitalisierungsstufen des Temperaturmesssignals zurück zu führen.

Tabelle 4: Reglerparameter für PI-Führungsregler nach Temperatursignal unterschieden

Parameter	Messsignal		Synthesesignal	
	Aperiodisch	20 % Überschwingen	Aperiodisch	20 % Überschwingen
K_P	0,8	1,35	6	10
K_I	0,4	0,75	4	8

Aufgrund der Verwendung als Führungsregler wurde bei den folgenden Messungen auf die Möglichkeit der Vorsteuerung verzichtet. Die Streckenantwort der geregelten Strecke unter Verwendung des reinen Temperaturmesssignals und der beiden Reglerparametrierungen ist **Abbildung 52** zu entnehmen. Dabei ist das erwartete aperiodische Verhalten und der Verlauf mit Überschwingen zu erkennen, was die Richtigkeit der aufgenommenen Streckenkonstanten und der damit verbundenen Reglerparameter beweist.

Die Verwendung des Temperatursynthesesignals mit den berechneten Reglerparametern ist zwar möglich, jedoch ergibt sich eine Querverbeeinflussung auf das zu erzeugende Moment (Anhang A-7). Der Grund für dieses nicht zu tolerierende Verhalten liegt in der begrenzten Dynamik der unterschiedlichen Stellpfade des Verbrennungsmotors. Abhilfe schafft eine Anpassung der Reglerparameter auf $K_P = 1,5$ und $K_I = 1,5$. Wie in **Abbildung 53** dargestellt, lässt sich so ein Regelverhalten erreichen, was ein leichtes Überschwingen des Synthesesignals zur

Folge hat. Im Vergleich zu der direkten Regelung des gemessenen Temperatursignals mit den Reglerparametern für 20% Überschwingen zeigt sich die gleiche Dynamik der gemessenen Temperatur, allerdings ohne Überschwingen.

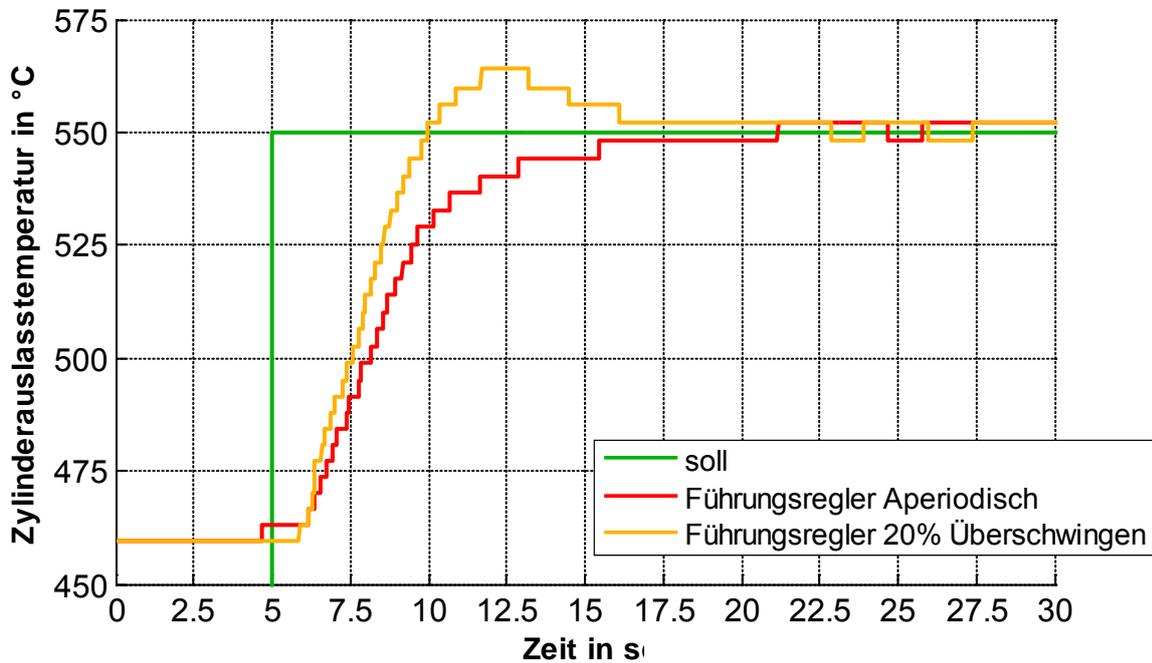


Abbildung 52: Regelverhalten des Messsignals der Zylinderauslasstemperatur

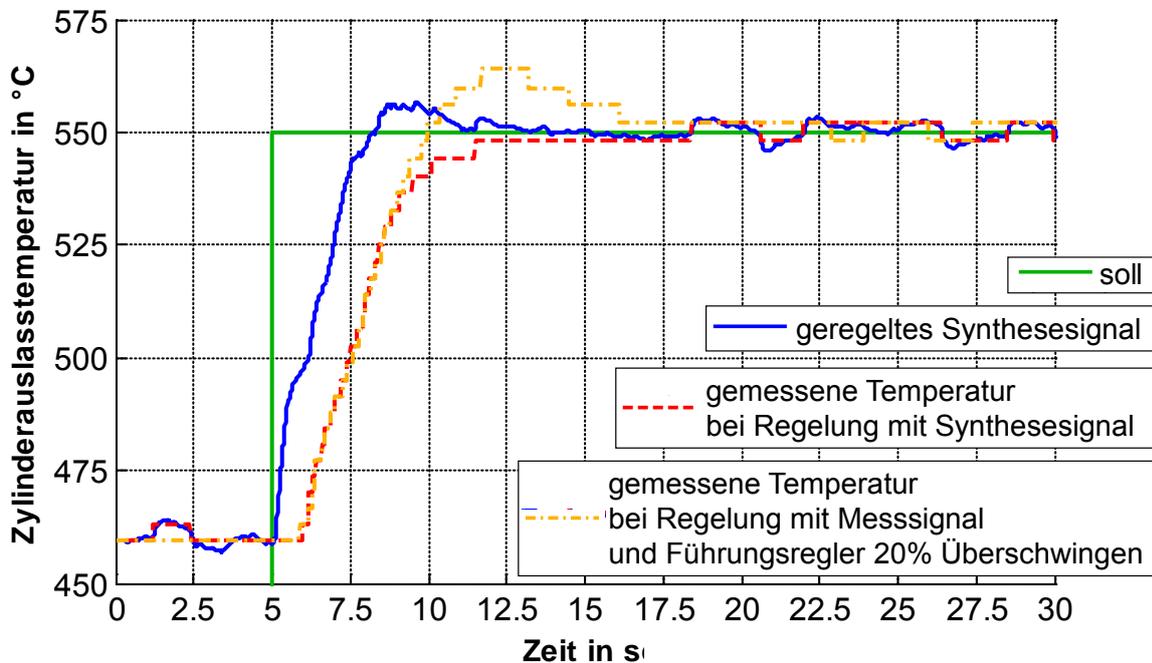


Abbildung 53: Regelverhalten des Synthesignals der Zylinderauslasstemperatur im Vergleich zu den gemessenen Temperaturen

Die Verwendung einer Vorsteuerung, in Verbindung mit einer Sollwerttrampe und einer Regelung des Temperatursynthesesignals weist ein nochmals verbessertes Folgeverhalten auf und ist im Anhang A-8 dargestellt.

7.3 Energieeffiziente Auslegung am Beispiel der DPF-Regeneration

Für einen Vergleich von unterschiedlichen Parametrierungen der Anforderungserfüllung einer DPF-Regeneration wurden verschiedene Prüfstandsuntersuchungen unternommen. Der Betriebspunkt des Motors ist dabei mit einer Drehzahl von 2000 min^{-1} und 140 Nm indiziertem Moment gewählt. Als wesentliche Anforderungen dieser Funktionalität der Komponente DPF ist die Mindesttemperatur von 600°C und die Mindestsauerstoffkonzentration von 6% zu sehen, die auf keinen Fall unterschritten werden dürfen. Zusätzlich müssen die Bedingungen des HC-Umsatzes des DOC erfüllt werden. Als frei zu wählende Hauptparameter wurde eine unterschiedliche Verteilung der Temperaturanforderung und eine Variation des Abgasmassenstroms gewählt. Der Abgasmassenstrom kann mit der Gewichtung $facQ2Dm$ im Zylinderkoordinator (Abbildung 24, Seite 47) bzw. $facDm$ in der Abgasnachbehandlungskomponente (Kapitel 6.1) bestimmt werden. Die Verteilung der Temperaturerzeugung ist durch den Abgaskoordinator gegeben (Kapitel 6.3). Dabei kann mit dem Verteilungsfaktor $facTMinDPF2Zyl$ festgelegt werden, ob die Temperaturanforderung des DPF für eine Anhebung der Zylinderauslasstemperatur sorgen soll bzw. über den Umsatz von unverbranntem Kraftstoff im DOC erreicht wird. Die Angabe des Kraftstoffbedarfs wurde bei diesen Betrachtungen auf den normalen Fahrbetrieb normiert. **Abbildung 54** zeigt den Kraftstoffbedarf für unterschiedliche Messungen über dem Abgasmassenstrom. Als Referenz wurde zunächst der Betriebspunkt des normalen Fahrbetriebs aufgenommen (Nrm) sowie der Kraftstoffbedarf bei einer Abgasmassenstromvariation ohne die Funktionalität der Abgasnachbehandlung zu aktivieren (dmVar). Der notwendige Kraftstoff ist demzufolge lediglich durch das angeforderte Moment bestimmt. Dennoch zeigt sich ein höherer Kraftstoffbedarf bei geringeren Abgasmassenströmen, was in höheren Ladungswechselverlusten und einer schlechteren Umsetzung des eingesetzten Kraftstoffs begründet ist.

Im Anschluss erfolgt die Vermessung mit aktivierten Funktionalitäten der Abgasnachbehandlung. Zunächst wurde die Temperaturanforderung des DPF (600°C) komplett durch den Umsatz von unverbranntem Kraftstoff im DOC erfüllt ($facTMinDPF2Zyl = 0$). Damit ergab sich eine Eingangstemperatur des DOC von 450°C aufgrund der Anforderung der HC-Umsatzfunktionalität des DOC. Zusätzlich erfolgte eine Variation des Abgasmassenstroms im kompletten einstellbaren Bereich dieses Betriebspunktes. Dabei ist gut zu erkennen, dass die gleiche Temperaturanforderung bei einem höheren Abgasmassenstrom mehr Energie benötigt. Bei den weiteren Versuchsreihen wurde die Verteilung der Temperaturerzeugung des DPF immer weiter auf die Anhebung der Zylinderauslasstemperatur verlagert ($facTMinDPF2Zyl = 0 \dots 1$) und somit die DOC Eingangstemperaturen 500°C und 550°C eingestellt. Bei der Messreihe von 500°C können noch alle Abgasmassenströme eingestellt werden, was bei 550°C schon nicht mehr der Fall ist. Die Anforderung der minimalen Sauerstoffkonzentration verhinderte das Erreichen der

niedrigen Abgasmassenströme. Die Begrenzung der Wärmemenge aufgrund der Momentenanforderung war ausschlaggebend, die hohen Massenströme nicht zu erreichen. Deutlicher wird dieser Effekt, wenn die Erfüllung der kompletten Temperaturanforderung des DPF durch die Zylinderauslasstemperatur erfolgt ($facT_{MinDPF2Zyl} = 1$). Bei dieser Messreihe (TZylMax) wird die maximale Zylinderauslasstemperatur erreicht, jedoch keine konstante Eingangstemperatur des DOC. Trotz der stark angehobenen Zylinderauslasstemperatur dieser Messreihe, kann auf einen Umsatz von unverbranntem Kraftstoff im DOC nicht komplett verzichtet werden.

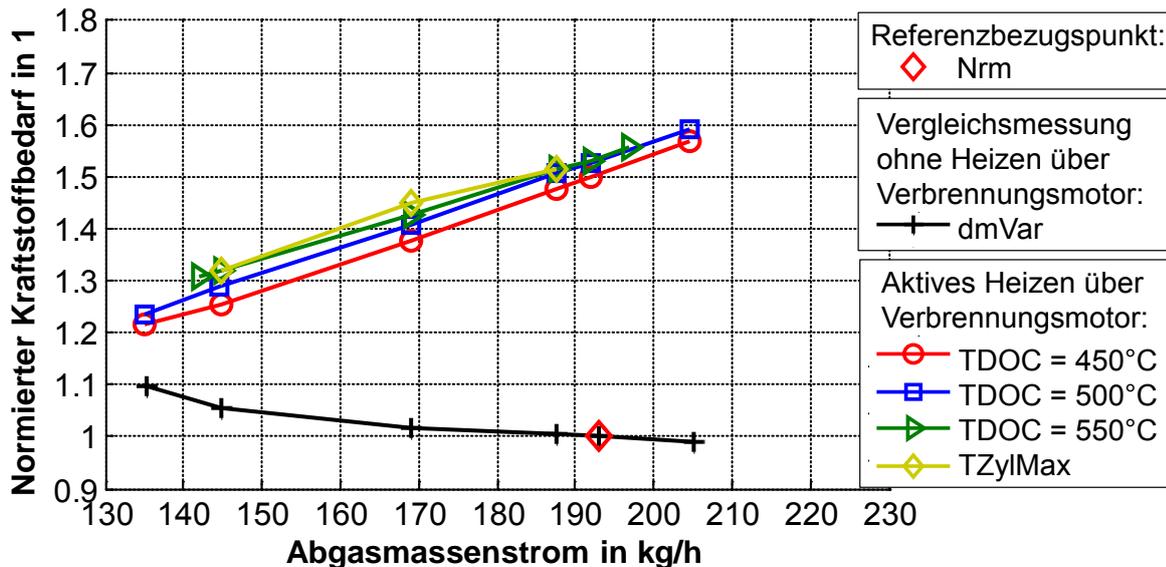


Abbildung 54: Vergleich notwendige Kraftstoffmasse zum Erreichen der DPF-Regenerationsbedingung von 600°C bei unterschiedlichen Verteilungen auf Zylinderauslasstemperatur und Temperaturerzeugung über DOC und variierten Abgasmassenströmen

Die Versuche zeigen einen höheren Kraftstoffbedarf, wenn die Temperaturanforderung stärker durch eine Anhebung der Zylinderauslasstemperatur erfolgt als durch den Umsatz von unverbranntem Kraftstoff im DOC. Die Darstellung lässt mutmaßen, dass eine weitere Absenkung der DOC Einlasstemperatur und damit ein verstärkter Umsatz von unverbranntem Kraftstoff im DOC eine weitere Verbesserung des Kraftstoffbedarfs zur Folge hat. Diese Aussage ist allerdings durch das Umsetzungsverhalten des DOC beschränkt. Fällt die DOC Temperatur unter die Light-Off Temperatur, findet keine ausreichende Konvertierung des unverbrannten Kraftstoffs statt (Kapitel 6.1). Weiterhin erzeugt eine verstärkte Nutzung der Temperaturanhebung über den DOC eine größere späte Nacheinspritzung und hat eine gesteigerte Ölverdünnung zur Folge. Außerdem ist der DOC damit einer erhöhten Alterung ausgesetzt. Dennoch zeigt sich aus energetischem Gesichtspunkt eine Verteilung der Anforderungen als sinnvoll, nur die Light-Off Temperatur des DOC über die Anhebung der Zylinderauslasstemperatur zu erzeugen und die DPF Temperatur über den Umsatz von unverbranntem Kraftstoff im DOC.

Auf Basis der vorgestellten Messungen wurde eine Simulation des externen Brenners unternommen, um die Einflüsse einer kombinierten Arbeitsweise auf den

Kraftstoffbedarf zu untersuchen. Bei der Simulation werden die gemessenen Eingangsbedingungen des DOC als Eingangsbedingungen des Brenners verwendet ($T_{\text{Abgas}} = T_{\text{DOC}}$) und die Zielwerte aus den Abgasnachbehandlungsfunktionalitäten des DOC und DPF bilden die Zielwerte für die Ansteuerung des externen Brenners (Kapitel 6.2). **Abbildung 55** zeigt die Simulationsergebnisse für die unterschiedlichen Messreihen, wobei der errechnete Kraftstoffbedarf ebenfalls auf den normalen Fahrbetrieb (Nrm) normiert wurde.

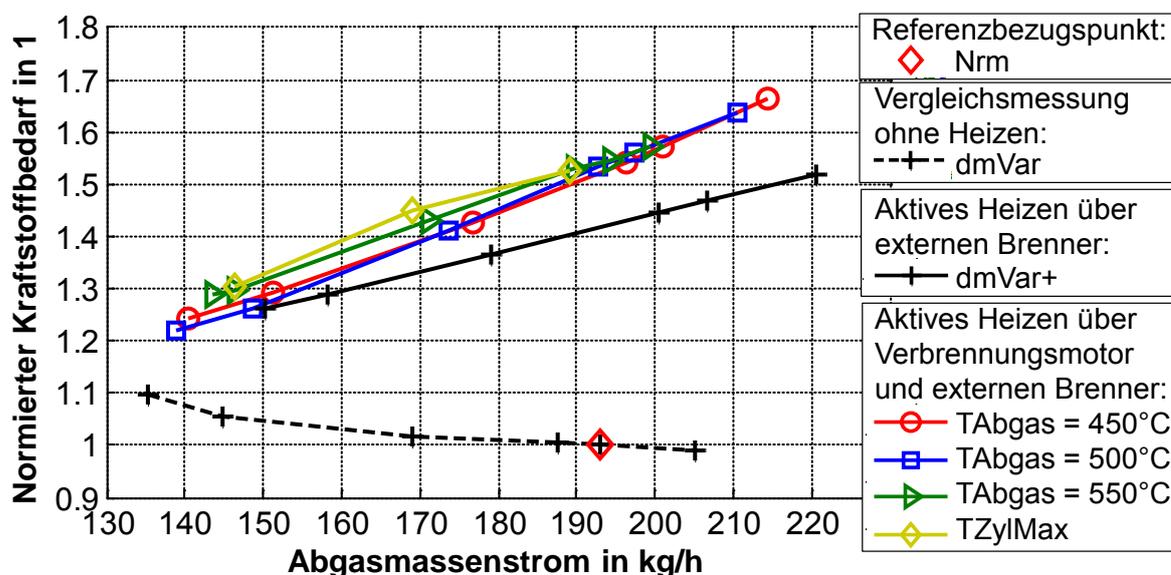


Abbildung 55: Vergleich notwendige Kraftstoffmasse zum Erreichen der DPF-Regenerationsbedingung von 600°C bei unterschiedlichen Verteilungen auf Verbrennungsmotor und externen Brenner und variierten Abgasmassenströmen

Zu Vergleichszwecken ist in dieser Abbildung ebenfalls der Kraftstoffbedarf für eine Variation des Abgasmassenstroms ohne zusätzliche Anforderungen der Abgasnachbehandlung aufgetragen (dmVar). Diese Messung ist ebenfalls Grundlage für die erste Einbindung des externen Brenners, wobei die komplette Erzeugung der notwendigen Temperaturen, Sauerstoffkonzentration und Konzentration unverbrannten Kraftstoffs durch den externen Brenner erfolgen (dmVar+). Der Verlauf dieser Simulationsergebnisse zeigt eine gleichartige Abhängigkeit des Kraftstoffbedarfs vom Abgasmassenstrom wie die Messergebnisse in Abbildung 54, indem ein höherer Massenstrom bei gleicher Zieltemperatur einen höheren Kraftstoffbedarf benötigt. Die Funktionsweise des Brenners ist dabei ausschlaggebend für die Verschiebung der betrachteten Punkte hin zu größeren Abgasmassenströmen.

Die Messungen mit einer Erfüllung der Anforderungen der Abgasnachbehandlung durch den Verbrennungsmotor wurden ebenfalls in die Simulation mit eingebunden. Der Anteil der Temperaturerzeugung, der in der Messung durch Umsatz von unverbranntem Kraftstoff im DOC erfolgte, wird in der Simulation durch Eingriffe des externen Brenners gewährleistet. Demzufolge bleibt der unverbrannte Kraftstoff der Messung, der im DOC umgesetzt wurde, innerhalb der Simulation unberücksichtigt und wird durch die Eingriffe des externen Brenners ersetzt. Die aufgezeigten Verläufe zeigen eine vergleichbare Abhängigkeit des gesamten Kraftstoffbedarfs

vom Abgasmassenstrom. Zusätzlich sind auch bei diesen Simulationsergebnissen die Eingriffe des Brenners ersichtlich, was sich in der angesprochenen Verschiebung zu höheren Massenströmen widerspiegelt. Die höheren Massenströme resultieren ebenfalls in einem höheren Kraftstoffbedarf im Vergleich zu den Messergebnissen.

Der Vergleich der Simulationsergebnisse untereinander zeigt ein ähnliches Verhalten wie die Messung. Je höher die Auslasstemperatur des Motors ist, je mehr Kraftstoff muss eingesetzt werden. Dies ist vor allem dem Verlauf der Simulationsergebnisse dmVar+ zu entnehmen. Da die Zylinderauslasstemperatur bzw. die Eingangstemperatur des externen Brenners bei höheren Abgasmassenströmen abnimmt, ist gerade dort ein deutlicher Vorteil von den übrigen Verläufen zu erkennen. Ein auffälliges Verhalten ist bei kleinen Abgasmassenströmen festzustellen, dort sind die Punkte des Verlaufs dmVar+ stärker zu höheren Abgasmassenströmen verschoben, als die Verläufe mit Anforderungserfüllung über den Verbrennungsmotor. Für diese Punkte weicht der Betriebspunkt des Brenners vom minimalen Brennkammerlambda ab und es wird ein größerer Sekundärluftmassenstrom notwendig. Obwohl bei der Messung dmVar generell auf 50% der vorgesehenen AGR-Rate verzichtet wurde, ist die Eingangssauerstoffkonzentration des Brenners so gering, dass ein Betrieb bei minimalen Brennkammerlambda nicht möglich ist, ohne die minimal angeforderte Auslasssauerstoffkonzentration zu unterschreiten. Das Brennkammerlambda für diese und die anderen Simulationen ist in **Abbildung 56** gegenüber dem Abgasmassenstrom aufgetragen.

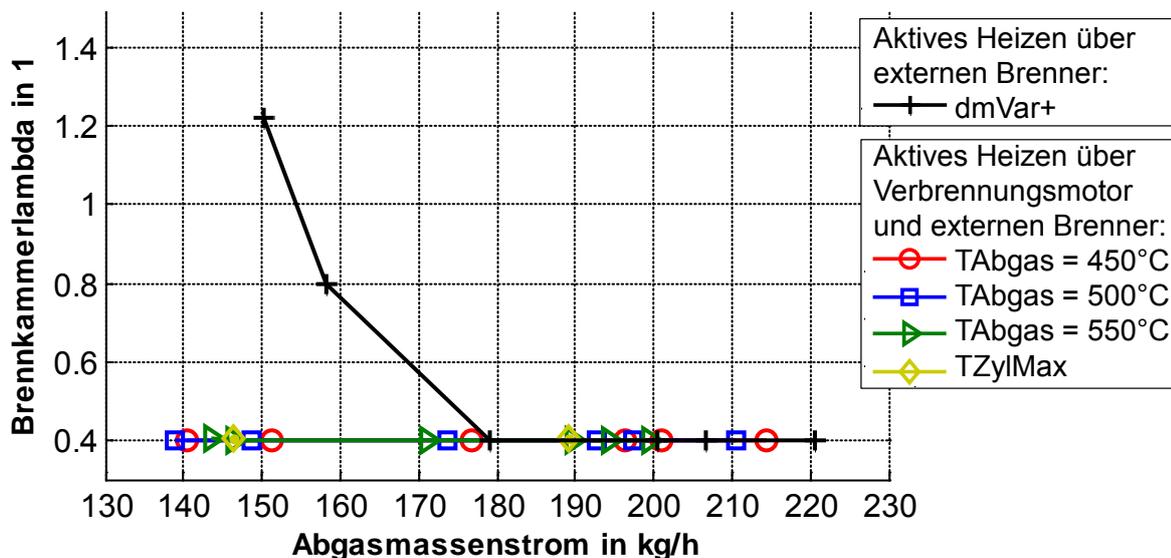


Abbildung 56: Sich einstellendes Brennkammerlambda des externen Brenners bei den vorgestellten Simulationspunkten

Das Ansteuerungskonzept des Brenners sieht vor, soweit es geht auf die Sekundärluftmasse zu verzichten, um keine zusätzliche Masse auf die Zielzustände bringen zu müssen (Kapitel 6.2). Damit wird der Brenner hauptsächlich mit einem Brennkammerlambda von 0,4 betrieben. Wie zuvor beschrieben, kann eine niedrige Eingangssauerstoffkonzentration dazu führen, dass vom minimalen Brennkammerlambda abgewichen werden muss (dmVar+). Ein weiterer Effekt kann in einer zu geringen Einlasstemperatur des Brenners liegen. Der Betriebspunkt des Brenners

muss sicherstellen, dass der im externen Brenner umgesetzte Kraftstoff ausreicht, die angeforderte Minimaltemperatur des DOC zu überschreiten (Abbildung 42, Seite 86). Eine ähnliche Messung bei einem anderen Betriebspunkt ist im Anhang A-9 dargestellt und beinhaltet die Verschiebung des Betriebspunktes aufgrund der zu erzeugenden Temperatur des DOC.

Als Ergebnis der vorgestellten Untersuchung lässt sich festhalten, dass die direkte Temperaturerzeugung durch den externen Brenner effizienter erfolgt, als durch eine Anhebung der Wärmemenge im Verbrennungspfad des Motors, da weniger Wandwärmeverluste zu erwarten sind (Kapitel 2.2). Die Temperaturerzeugung mittels Umsatz von unverbranntem Kraftstoff im DOC führt jedoch zu einer noch besseren Energieeffizienz, da kein zusätzlicher Sekundärluftmassenstrom erhitzt werden muss, wie es beim externen Brenner der Fall ist. Dafür müssen die Bedingungen des DOC dies jedoch ermöglichen und eine ausreichende Sauerstoffkonzentration im Abgasmassenstrom vorliegen. Vorzugsweise sollten dafür gassystemseitige Einstellungen genutzt werden (Reduzierung des Abgasmassenstroms bzw. Absenkung der AGR-Rate).

Ein entkoppelter Betrieb des externen Brenners vom Verbrennungsmotor ist nicht ratsam, da der Abgasmassenstrom zumeist eine zu geringe Sauerstoffkonzentration aufweist. Um eine DPF-Regeneration zu gewährleisten, müsste die Sauerstoffkonzentration durch den externen Brenner angehoben werden. Dieser Betrieb führt jedoch zu einem sehr großen Sekundärluftmassenstrom, der wiederum einen hohen Sekundärkraftstoffmassenstrom zur Folge hat. Die Betriebsstrategie des Gesamtkonzeptes sollte den Abgasmassenstrom so gering wie möglich halten und so verteilen, dass mit dem Sekundärluftmassenstrom des externen Brenners der Zielzustand erreicht wird. Die minimalen Temperaturanforderungen der Abgasnachbehandlungskomponenten hinter dem externen Brenner sollten durch den externen Brenner erzeugt werden. Erst wenn die Möglichkeiten des externen Brenners erschöpft sind, ist auf die Möglichkeit des Verbrennungsmotors zur Temperaturerzeugung zurückzugreifen. Damit nicht unnötig mehr Sekundärluftmasse aufgrund einer Mindestsauerstoffkonzentrationsanforderung notwendig wird, sollte der Betrieb des Verbrennungsmotors bei diesen Systemanforderungen auf die AGR-Rate verzichten.

Für eine Unterstützung des Fettbetriebs ist eine ähnliche Strategie denkbar. Dabei sollte die maximale Temperatur möglichst durch den Verbrennungsmotor unterbunden und zunächst gassystemseitige Einstellungen des Verbrennungsmotors Verwendung finden. Die genaue Anpassung der Abgassauerstoffkonzentration würde durch den externen Brenner ohne Auswirkungen auf das erzeugte Moment geschehen. Allerdings beinhaltet der Betrieb des externen Brenners immer eine Zugabe eines Sekundärluftmassenstroms, der wiederum auf die Zielkonzentration gebracht werden muss.

Zusammenfassend sollten demzufolge die Anforderungen an den Zylinderkoordinator so parametrisiert werden, dass zunächst gassystemseitige Einstellungen des Verbrennungsmotors bevorzugt werden (z.B. Verzicht auf AGR-Rate, Reduzieren des Abgasmassenstroms). Im Anschluss sollten die Möglichkeiten des externen Brenners zur direkten Temperaturerzeugung genutzt und erst danach Eingriffe in den Stellpfad der Einspritzung erfolgen.

Das vorgestellte Regelungskonzept bietet die hier angegebenen Notwendigkeiten und ermöglicht eine einfache Einbindung des externen Brenners ohne Anpassung

der Bedatung des Verbrennungsmotors bzw. der passiven Abgasnachbehandlungskomponenten. Diese stellen weiterhin die gleichen Anforderungen an den Abgaskoordinator. Nur in diesem Koordinator sind Anpassungen notwendig, um die neuen Möglichkeiten des zusätzlichen Stellers zu berücksichtigen. Dafür müssen die Sollwerte an die beiden Steller (Verbrennungsmotor und externer Brenner) angepasst werden, um die Anforderungen der Abgasnachbehandlungskomponenten zu erfüllen. Erst die Auslegung dieser Verteilung kann zu einem energieeffizienten Gesamtverhalten führen und ist abhängig vom System und dessen Zustand.

8 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurden neue Führungsgrößen (Zylindergasfüllung, AGR-Rate, Wärmemenge, sowie Moment und Konzentration an unverbranntem Kraftstoff) des Verbrennungsmotors identifiziert und zu einem physikalisch interpretierbaren Regelungskonzept zusammengefasst, wobei eine bestehende Gassystemregelung integriert werden konnte. Das Konzept beinhaltet eine definierte Schnittstelle des Verbrennungsmotors mit der Abgasnachbehandlung, welche auf den physikalischen Bedingungen (Temperatur, Konzentrationen, Massenstrom, ...) beruht und gestattet eine Parametrierung des Verbrennungsmotors unabhängig von den Abgasnachbehandlungskomponenten.

Die Ableitung der Einstellparameter des Verbrennungsmotors wird an zentraler Stelle anhand von vereinfachten physikalischen Betrachtungen unternommen und erhöht das Verständnis des Systemverhaltens durch eine übersichtliche Auswahl der Betriebsparameter. Entscheidend dafür ist die Definition der Führungsgrößen Zylindergasfüllung, AGR-Rate, Wärmemenge, indiziertes Hochdruckmoment und der Anteil unverbrannten Kraftstoffs, die eine physikalische Interpretation erlauben und eine Berechnung der Einstellparameter des Verbrennungsmotors auf Basis der Auslassbedingungen nach sich zieht. Diese physikalische Betrachtung gestattet erstmals, sowohl die Auslasstemperatur als auch das Auslasslambda gleichzeitig vorzugeben. Darüber hinaus erlaubt diese Herangehensweise die Auswahl der übergeordneten Betriebsparameter ohne die Kenntnis der verbauten Steller, lediglich geänderte Grenzen der Führungsgrößen müssen berücksichtigt werden. Die Angabe der Abgasnachbehandlungszielwerte mittels Grenzen der jeweiligen physikalischen Größe resultiert in einem Bereich an Einstellparametern des Verbrennungsmotors und kann für Optimierungen verwendet werden. Damit ist es möglich, Überbestimmtheiten und Querbeeinflussungen im System aufzulösen und die Einstellparameter an die veränderlichen Sollwerte der Abgasnachbehandlung und unterschiedlichen Systemmöglichkeiten des Verbrennungsmotors anzupassen. Besonderes Augenmerk wurde dabei auf definierbare, effizienzbeeinflussende Faktoren gelegt.

Ausgehend von den Führungsgrößen Wärmemenge und indiziertes Moment wurde ein Stellpfad entwickelt, der die verbrennenden Einspritzungen plant. Neben diesen Führungsgrößen sind zusätzliche Verbrennungskennwerte definiert worden, die auf den Einzelverbrennungen beruhen. Weiterhin gestattet eine erweiterte Zylinderdruckanalyse die Regelung des gesamten indizierten Hochdruckmomentes sowie die getrennte Regelung der Verbrennungslage und der Wärmemenge von Haupt- und Nachverbrennung, auch während der Abgasnachbehandlung.

Durch die Verwendung der physikalischen Auslassbedingungen des Verbrennungsmotors bot sich ebenfalls eine physikalische Beschreibung der Abgasnachbehandlungskomponenten an. Dabei wird jede Komponente eigenständig betrachtet, wodurch ein einfacher Austausch bzw. Wiederverwendbarkeit der Bedatung gegeben ist. Die entsprechenden Sollwerte werden dabei verschiedenen Funktionalitäten der jeweiligen Komponente zugeordnet und können daher getrennt voneinander abgelegt werden. Zusätzlich sind diese nicht an einen bestimmten Stelleingriff gekoppelt. Die Erfüllung der definierten Anforderungen sowie die Auswahl bestimmter Funktionalitäten arrangiert der Koordinator des Abgassystems. Durch die

Betrachtung von Grenzen ist es möglich, unterschiedliche Anforderungen miteinander zu kombinieren und somit gleichzeitig zu erfüllen. Weiterhin definiert er die Aufteilung der Anforderungen auf die vorhandenen Stelleingriffe und bedient die physikalische Schnittstelle zum Verbrennungsmotor. Zugleich lässt sich an dieser Stelle auch die Erweiterung des Abgasnachbehandlungssystems mit einem externen Brenner vollziehen. Dieser zusätzliche Steller ist ebenso detailliert betrachtet worden. Dabei leiten sich die Einstellparameter Sekundärkraftstoffmassenstrom und Sekundärluftmassenstrom durch physikalische Betrachtungen ab. Die Grenzdefinition der Sollwerte ermöglicht auch bei diesem Steller die Auswahl des Betriebspunktes anhand aller definierten Zielgrößen unter Berücksichtigung der Systemmöglichkeiten.

Die dargestellten Untersuchungen und Anwendungen des erarbeiteten physikalischen Regelungskonzeptes sowie dessen Bestandteile weisen die Realisierbarkeit nach und beinhalten sowohl Prüfstandsuntersuchungen als auch Fahrten im Versuchsfahrzeug. Gerade die vorgestellte DPF-Regeneration einer Messfahrt zeigt die Arbeitsweise des Regelungskonzeptes und der beteiligten Komponenten. Darüber hinaus offenbaren die Variationsmöglichkeiten bei der Erfüllung der Abgasnachbehandlungsanforderungen die Auswirkungen auf den Kraftstoffbedarf sowohl mit als auch ohne externen Brenner.

9 Ausblick

An unterschiedlichen Stellen der vorliegenden Arbeit wurden bereits Hinweise auf weitere Aufgabengebiete gegeben, die in diesem Abschnitt nochmals kurz zusammengefasst und vervollständigt werden.

Die Betriebspunktbestimmung des Zylinderkoordinators sollte durch weitere Anforderungen erweitert werden, um beispielsweise Einstellungen auf Basis der Ruß-, NO_x-Emissionen oder dem Geräusch ableiten zu können. Damit ist es wahrscheinlich, dass die Ebenenbetrachtung im Zylinderkoordinator nicht mehr ausreicht und auf einen dreidimensionalen Raum erweitert werden muss. Zusätzlich ist Aufgrund der zusätzlichen Sichtweisen und Möglichkeiten ein umfassendes Gütekriterium zur stationären Zielpunktbestimmung erforderlich. Darüber hinaus bietet die dynamische Führung des Gesamtsystems und die Möglichkeiten der Trajektorienbetrachtung ein großes Potential.

Ein weiteres Arbeitsgebiet umfasst die genauere Beschreibung der Abgasnachbehandlungskomponenten. Die einfache Implementierung lässt zahlreiche Möglichkeiten offen, die Sollwerte in Abhängigkeit verschiedenster Situationen abzulegen und weitere Funktionalitäten für die jeweilige Komponente vorzusehen. Das Einbeziehen weiterer physikalischer Größen, wie beispielsweise die NO_x-Konzentration, könnte ebenfalls zu einer besseren Beschreibung der Funktionen innerhalb der unterschiedlichen Komponenten genutzt werden. Dafür muss jedoch eine invertierbare Betrachtung der jeweiligen Reaktion innerhalb der Komponente erfolgen, um von den Auslassbedingungen auf die Einlassbedingungen zu schließen.

Das Regelungskonzept bietet durch die physikalische Betrachtung zahlreiche Möglichkeiten, Adaptionen im laufenden Betrieb durchzuführen und die Modelle auf verändernde Umweltbedingungen und Alterungseffekte einzustellen. Dies ist vor allem den beobachtbaren Führungsgrößen zu verdanken. Dabei kann in die Adaption der jeweiligen Stellpfade und die Adaption der Kombinationen unterschieden werden. Beispielsweise muss die Adaption des inversen Wirkungsgradfaktors und Umsetzungsmodelle dafür sorgen, dass die tatsächliche Wärmemenge mit der angeforderten übereinstimmt und auch der eingesetzte Kraftstoff dem physikalischen entspricht. Eine übergeordnete Adaption könnte beispielsweise das Auslasslambda betreffen und muss die Kombination der Zylindergasfüllung, der AGR-Rate und der Wärmemenge betrachten. Die Schwierigkeit ist dabei in mehrdeutigen Ergebnissen zu sehen, die auf die möglichen Fehlerquellen aufgegliedert werden müssen. Dafür wird es notwendig werden, unterschiedliche Messergebnisse miteinander zu kombinieren und die physikalischen Gleichungen auf die entsprechenden Problemstellungen anzupassen. Weiterhin könnte es erforderlich sein, das System bewusst anzuregen, um eine verbesserte Zuweisung zu ermöglichen. Gerade die Grenzenbetrachtung des erarbeiteten Regelungskonzeptes ermöglicht eine einfache Anregung ohne Zielwerte zu verletzen.

Das erarbeitete Regelungskonzept zeigt durch die physikalische Betrachtung sehr großes Potential für die Anwendung auf unterschiedliche Motorenkonzepte und Verbrennungsverfahren. Zu nennen wären beispielsweise der homogene dieselmotorische Betrieb, „Lambda = 1“ Konzepte und die Überführung auf einen Ottomotor. Das Ziel sollte dabei sein, die Betriebspunktauswahl weiterhin durch den

Zylinderkoordinator zu beschreiben und auch möglichst viele Stellzweige zu übernehmen. Allerdings offenbaren gerade die Unterschiede bei Einspritzung und Zündung zwischen Otto- und Dieselmotor die Notwendigkeit, diesen Stellzweig auf die veränderte Hardware anzupassen.

Literaturverzeichnis

- [BaZh07] Bauer S.; Zhang H.; Pfeifer A.; Wenzlawski K.: Pkw-Dieselmotor und EU6: Ganzheitlicher Systemansatz zur Weiterentwicklung von Einspritzsystem, Luft/EGR-Pfad und Abgasnachbehandlung, 28. Wiener Motorensymposium, Seite 265-285, Wien, 2007
- [BrHi06] Brück R.; Hirth P.; Konieczny R.: Der PM-MetalitTM; Erfahrungen mit dem Nebenstrom Partikelfiltersystem hinsichtlich Reduzierung von Partikelanzahl- und Masse bei PKW- und LKW-Anwendungen, AVL 4. Internationales Forum Abgas- und Partikelemissionen, Seite 92-107, 2006
- [BrHo09] Brüne H.-J.; Honeder J.; Honeder P.; Schinnerl M.; Tangemann R.: Diesel-Emissionstechniken von BMW für künftige weltweite Abgasnormen, Motortechnische Zeitschrift, Seite 210-216 , 03|2009
- [BuBa08] Burkardt A.; Bauder R.; Pamio G. Z.; Kutschera I.; Lörch H.; van Doorn R.: Audi auf dem Weg zum saubersten Pkw- Diesel – eine Bewertung von aktiven Entstickungsverfahren, 4. Emission Control Dresden, Dresden, 2008
- [CaLa09] Catanese A.; Landsmann G.; Neunteufl K.; Stolz M.: An optimized Approach for Closed-Loop Combustion Control of Low-NO_x Diesel Engines, 7. IAV Symposium, 2009
- [DE09a] Nitzke, H.-G.; Jeschke, J.; Dockhorn, M.: Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine mit Abgastemperaturregelung, Patentanmeldung DE 102009010308 A1, 2009
- [DE09b] Nitzke, H.-G.; Jeschke, J.; Dockhorn, M.: Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine, Patentanmeldung DE 102009010309 A1, 2009
- [DE10] Nitzke, H.-G.; Jeschke, J.; Dockhorn, M.: Verfahren zum Bestimmen von Betriebsparametern eines externen Brenners in einer Abgasanlage einer Brennkraftmaschine, Patentanmeldung DE 102010034132 A1, 2010

- [EG07] Verordnung (EG) Nr.715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 20. Juni 2007 über die Typengenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und über den Zugang zu Reparatur- und Wartungsinformationen für Fahrzeuge, Amtsblatt der Europäischen Union, 2007
- [EG09] Verordnung (EG) Nr. 443/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 23. April 2009 zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO₂-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen, Amtsblatt der Europäischen Union, 2009
- [ErKa09] Ertl C.; Kaufmann M.; Kranawetter E.: Influence of emission legislation on the architecture of functions for electronic diesel-engine management system, 7. IAV Symposium, 2009
- [ET00] ETAS GmbH; ES1000 – Benutzerhandbuch, Stuttgart, 2000
- [ET06] ETAS GmbH; INCA V5.4 – Benutzerhandbuch, Stuttgart, 2006
- [ET07] ETAS GmbH; ASCET V5.2 – Benutzerhandbuch, Stuttgart, 2007
- [FaHa09] Fasolo B.; Hardy J.-P.; Leroy K.: Abgas-Kraftstoffeinspritzsystem für effiziente DPF-Regeneration, Motortechnische Zeitschrift, Seite 554-561, 07-08|2009
- [FrIn09] Friedrich C.; Inclán T.; Wilmes B.; Brichzin V.; Eller M.: Dieselverdampfer zur Partikelfilterregeneration, Motortechnische Zeitschrift, Seite 398-406, 05|2009
- [GaMu08] Gaiser G.; Mucha P.; Hermann L.; Sühnel F.; Birgel M.: Der Fuel Processor für motorunabhängige Strategien zur aktiven Abgasnachbehandlung bei Dieselmotoren, 4. Emission Control Dresden, Dresden, 2008
- [GöMü08] Göbel U.; Müller W.; Grisstede I.; Rohr F.: Diesel NO_x-Abgasnachbehandlungssysteme für Nordamerika , 29. Internationales Wiener Motorensymposium, Seite 183-201, Wien, 2008

- [GrHa08] Gruber M.; Hatz W.; Bauder R.; Pamio Z.-G.; Reuss T.; Lörch H.; Burkard A.: Der neue Audi 3,0l V6-TDI mit Ultra Low Emission System, 17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Seite 1-22, Aachen, 2008
- [GrHi08] Greiner M.; Hilzenderger J.; Rhode W.; Schmidt A.: Das Aufladekonzept des 2,0l- CR- 103kW-Motor von Volkswagen mit Hoch- und Niederdruck- Abgasrückführung zur Erfüllung der Bin5- Emissionsanforderungen, 13. Aufladetechnische Konferenz Dresden, Dresden, 2008
- [HaHa07] Hatz W.; Hadler J.; Metzner F.; Rudolph F.; Szengel R.: Marktorientierte Antriebstechnik von Volkswagen, 16. Aachener Kolloquium Fahrzeuge und Motorentechnik, Seite 3-16, Aachen, 2007
- [HaRu08a] Hadler J.; Rudolph F.; Dorenkamp R.; Stehr H.; Hitzenderger J.; Kranzusch S.: Der Neue 2,0l-TDI-Motor von Volkswagen für niedrigste Abgasgrenzwerte – Teil 1, Motortechnische Zeitschrift, Seite 386-395, 05|2008
- [HaRu08b] Hadler J.; Rudolph F.; Dorenkamp R.; Kösters M.; Mannigel D.: Der Neue 2,0l-TDI-Motor von Volkswagen für niedrigste Abgasgrenzwerte – Teil 2, Motortechnische Zeitschrift, Seite 534-539, 06|2008
- [He09] Heuck, M.: Modellgestütztes Luftsystem-Management für einen Pkw-Dieselmotor mit Hoch- und Niederdruck-Abgasrückführsystemen. Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg, 2009
- [HeJe07] Henn, M.; Jeschke, J.; Lang, T.; Mannigel, D.; Nitzke, H.-G.: Ein zylinderdruckbasiertes Motormanagement für innovative Dieselmotorenkonzepte, Internationaler Kongress Elektronik im Kraftfahrzeug, Baden-Baden, 2007
- [HeKu07] Hemingway M.; Kupe J.; Bonadies J.; Seino M.; Kirwan J.: On-Board Ammonia Generation Using Delphi Diesel Fuel Reformer, 13. Diesel Engine-Efficiency and Emissions Research (DEER) Conference, 2007
- [HeLa01] Hermann H.-O.; Lang O.; Mikulic I.; Scholz V.: Partikelfiltersysteme für Diesel-PKW, Motortechnische Zeitschrift, 09|2001
- [HuSt08] Hupfeld B.; Steiger W.; Stolte U.M.; Gottschling M.; Wessles S.: Die Vision einer entkoppelten Abgasnachbehandlung, 17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Seite 297-310, Aachen, 2008

- [JaMü08] Jacob E.; Müller R.; Scheeder A.; Treiber P.: SCRi- Abgasnachbehandlungssystem zur gleichzeitigen PM- und NO_x-Verminderung bei On- und Non-road Applikationen, 4. Emission Control Dresden, Dresden, 2008
- [Je02] Jeschke J.: Konzeption und Erprobung eines zylinderdruckbasierenten Motormanagements für PKW Dieselmotoren, Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Magdeburg, 2002
- [JoCa07] Joulin J.-P.; Cartoixa B.; Tournigant D.; Lambert A.; Ruiz J.-C.; Julbe A.: Incorporation of Catalytic Compounds in the Porosity of SiC Wall Flow Filters – 4 Way Catalyst and DeNO_x Application examples, 13. Diesel Engine-Efficiency and Emissions Research (DEER) Conference, 2007
- [Kn11] Knippschild C.: Gaszustandsgeführte Regelung alternativer Dieselmotoren unter Einsatz erweiterter Ventiltriebsvariabilitäten, Dissertation in Vorbereitung, Institut für Regelungstechnik, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Braunschweig, 2011
- [KöHe07] Körfer T.; Hermann O. E.; Lamping M.; Ruhkamp L.: Zukünftige, robuste Regelkonzepte zur Emissionskontrolle bei Dieselmotoren in hochdynamischen Testzyklen, 28. Wiener Motorensymposium, Seite 286-305, Wien, 2007
- [MA09] The MathWorks; MATLAB – Getting Started Guide, Natick, 2009
- [MeSc06] Merker G.; Schwarz C.; Stiesch G.; Otto F.: Verbrennungsmotoren – Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung, 3. Auflage, Teubner Verlag, ISBN 978-3-8351-0080-7, 2006
- [MoTs07] Mollenhauer K.; Tschöke H.: Handbuch Dieselmotoren, 3. Auflage, Springer Verlag, ISBN 978-3-540-72164-2, 2007
- [MuSc09] Munsch P.; Scholz W.; Markurt S.: Opel Insignia ecoFLEX: Grün und stark, Press Release, 2009, gesichtet am 23.07.2009 um 14:00 Uhr, www.gmeurope.info/press/de/opel/de/2009_06_05_ecoFLEX/index.html
- [NaKr08] Nagel T.; Kruse C.: Einsatz hocheffektiver, turbulenter Metallträger unter den begrenzten Bauraumverhältnissen heutiger EU V Großserien-Diesel PKW, 4. Emission Control Dresden, Dresden, 2008

- [NiRe00] Nitzke H.-G.; Rebohl T.: Simulation und Realisierung von Abgasrückführkonzepten für Dieselmotoren, Dissertation, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Braunschweig, 2000
- [Nö10] Nöthen C.; Strategien zur Gassystemregelung von PKW-Dieselmotoren, Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Magdeburg, 2010
- [OlBa08] Oladipo B.; Bailey O.; Price K.; Balzan N.; Kaul S.: Simplification of Diesel Emission Control System Packaging Using SCR Coated on DPF, 14. Diesel Engine-Efficiency and Emissions Research (DEER) Conference, 2008
- [Or08] Orłowski P. F.: Praktische Regeltechnik, 7. Auflage, Springer Verlag, ISBN 978-3-540-68747-4, 2008
- [PaTa02] Paquet T.; Tahara J.; Sugiyama T.; Hirota S.; Matsuoka H.; Fujimura T.: Erste Feldversuchsergebnisse eines Diesel-PKW, ausgerüstet mit der DPNR Abgasnachbehandlung, 11. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Seite 801-817, Aachen, 2002
- [Pe06] Peck R.S.: Experimentelle Untersuchung und dynamische Simulation von Oxidationskatalysatoren und Diesel-Partikelfiltern, Dissertation, Universität Stuttgart, Stuttgart, 2006
- [Re06] Reinschke K.: Lineare Steuerungs- und Regelungstheorie, 1. Auflage, Springer Verlag, ISBN 978-3-540-21886-9, 2006
- [ReZa08] Reuter M.; Zacher S.: Regelungstechnik für Ingenieure, 12. Auflage, Vieweg+Teubner | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, ISBN 978-3-8348-0018-3, 2008
- [RiTr08] Rioult A.F.; Trentini F.V.; Vaarkamp M.: Fuel Injection Strategy for Soot-Filter Regeneration, 14. Diesel Engine-Efficiency and Emissions Research (DEER) Conference, 2008
- [RoSa08] Rohr F.; Sundararajan A.; Müller W.; Heiml O.; Dornoff J.: Neue, effiziente NOx Speicherkatalysatoren für die EU6 Serieneinführung des BMW 330d, 17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Seite 313-324, Aachen, 2008

- [Ro06] Rohkämper S.: Regelung einer Luftstrecke mit adaptiver Vorsteuerung für ein aktives Dieselpartikelfilterregenerationssystem, Diplomarbeit, Fachhochschule Bochum, Bochum, 2006
- [SaSa08] Sappok A.; Santiago M.; Vianna T.; Wong V.W.: Controlled Experiments on the Effects of Lubricant/Additive (Low-Ash, Ashless) Characteristics on DPF Degradation, 14. Diesel Engine-Efficiency and Emissions Research (DEER) Conference, 2008
- [Sc08a] Schreiber F.: Echtzeitfähige Einzelverbrennungsauswertung, Diplomarbeit, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Magdeburg, 2008
- [Sc08b] Schröder C.: Rightsizing statt Downsizing, ATZ online, 2008, gesichtet am 23.07.2009 um 14:30 Uhr, www.atzonline.de/Aktuell/Nachrichten/1/7882/GM-Rightsizing-statt-Downsizing.html
- [Sc08c] Schrewe K.: Electric Heating and Ignition Procedures, Particle Filter Retrofitting of all Diesel Engines, Haus der Technik, München, ISBN 978-3-8169-2850-8, Seite 176-185, 2008
- [ScZy08] Schommers J.; Zygan A.; Binz R.; Eckert D.; Paule M.; Reichel S.; Kempka K.-H.: Bluetec – Das Konzept für Dieselmotoren mit niedrigsten Emissionen, Motortechnische Zeitschrift, Seite 376-384, 05|2008
- [Sh07] Shoji A.: An Improvement of Diesel PM and NOx Reduction System, 13. Diesel Engine-Efficiency and Emissions Research (DEER) Conference, 2007
- [SoKa09] Soejima S.; Kaneko S.; Watanabe S.; Kuroda Y.: Szenario einer modellbasierten Motorsteuerungsentwicklung, 18. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik, Seite 1393-1412, Aachen, 2009
- [VW04] Volkswagen AG: Das Dieselpartikelfilter-System mit Additiv, Selbststudienprogramm Nr. 330, 2004
- [VW05] Volkswagen AG; Der katalytisch beschichtete Dieselpartikelfilter, Selbststudienprogramm Nr. 336, 2005

- [VW09] Volkswagen AG: Das Abgasnachbehandlungssystem Selective Catalytic Reduction, Selbststudienprogramm Nr. 424, 2009
- [VW90] Volkswagen AG; 1,6l Kat-Dieselmotor, Selbststudienprogramm Nr. 124, 1990

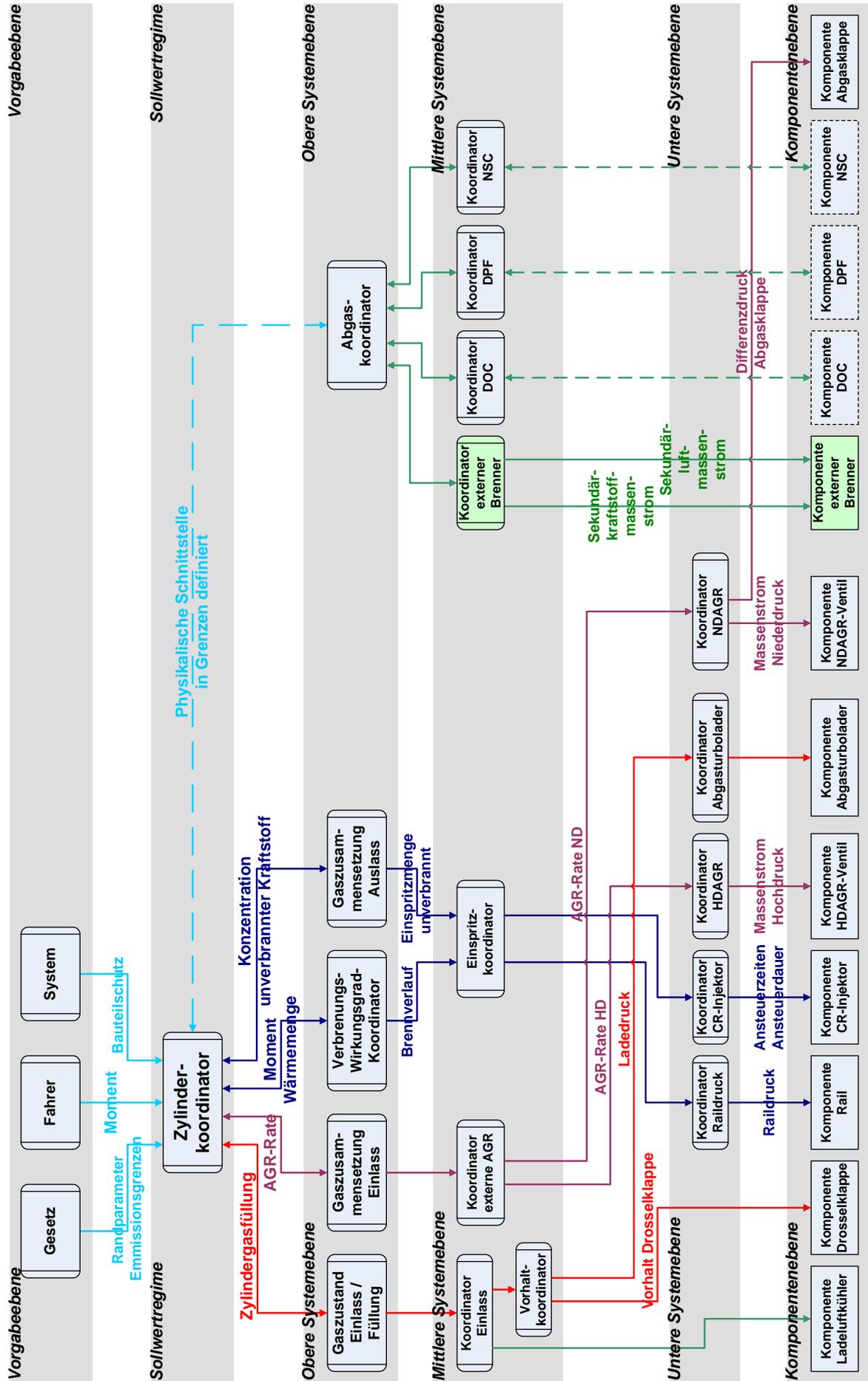
Anhang

- A-1 Übersicht des Regelungskonzept**
- A-2 Übersicht der Regelkreise des Einspritzpfades**
- A-3 Versuche und nähere Analyse der Modellgenauigkeiten des Einspritzpfades**
 - A-3.1 Korrektur des Wärmemengenreglers der Hauptverbrennung bei Kennfeldabrasterung ohne Nachverbrennung**
 - A-3.2 Korrektur des Lagereglers der Hauptverbrennung bei Kennfeldabrasterung ohne Nachverbrennung**
 - A-3.3 Korrektur des Momentenreglers bei Kennfeldabrasterung ohne Nachverbrennung**
 - A-3.4 Korrektur des Wärmemengenreglers der Hauptverbrennung bei Kennfeldabrasterung mit Nachverbrennung**
 - A-3.5 Korrektur des Wärmemengenreglers der Nachverbrennung bei Kennfeldabrasterung mit Nachverbrennung**
 - A-3.6 Korrektur des Lagereglers der Hauptverbrennung bei Kennfeldabrasterung mit Nachverbrennung**
 - A-3.7 Korrektur des Lagereglers der Nachverbrennung bei Kennfeldabrasterung mit Nachverbrennung**
 - A-3.8 Korrektur des Momentenreglers bei Kennfeldabrasterung mit Nachverbrennung**
- A-4 DPF-Regeneration am Prüfstand mit Abbruch eines zu starken Abbrandes**
- A-5 Vergleich der Modellgleichungen und der Betriebspunktauswahl des externen Brenners anhand einer dynamischen Fahrzeugmessung**
- A-6 Prinzip der Signalsynthese am Beispiel der Zylinderauslasstemperatur**
- A-7 Regelung der Zylinderauslasstemperatur mit Wirkung auf das zu erzeugende Moment**
- A-8 Regelung der Zylinderauslasstemperatur mit Vorsteuerung und Sollwertrampe**
- A-9 Energieeffiziente Auslegung der DPF-Regeneration mit externem Brenner an einem weiteren Betriebspunkt**
- A-10 Lebenslauf**

A-1 Übersicht des Regelungskonzeptes

Die Darstellung des Regelungskonzeptes orientiert sich an der Flussrichtung des Motors. Auf der linken Seite beginnen die Komponenten mit dem Ladeluftkühler und enden rechts mit der Abgasklappe. Dabei werden die aktiven Steller mit durchgezogener Umrandung dargestellt. Diesen Stellorganen wurden eine definierte physikalische Größe zugewiesen, die beeinflusst werden sollen. Die in den Systemebenen angeordneten Koordinatoren sollen die Wirkungsweise der Stellorgane nutzen und Querkopplungen auflösen, um übergeordnete Sollwerte einzustellen. Insgesamt lassen sich in der oberen Systemebene drei Hauptstellpfade unterscheiden, zum Einstellen der Zylindergasfüllung (rot), der AGR-Rate (violett) und der Einspritzung (dunkelblau). Der Zylinderkoordinator übernimmt die Abstimmung der Hauptstellpfade, um den Betrieb des Verbrennungsmotors auf die Anforderungen des Fahrers und der Abgasnachbehandlung einzustellen (blau). Das Abgasnachbehandlungssystem besteht hauptsächlich aus passiven Komponenten, welche mit gestrichelter Umrandung dargestellt sind. Sie beinhalten das Verhalten der jeweiligen Komponente sowie die möglichen Anforderungen für entsprechende Funktionalitäten (grün). Als Anforderung wird ein Satz unterschiedlicher physikalischer Größen verstanden, die in Grenzen definiert sind. Die dazugehörigen Koordinatoren führen die unterschiedlichen Ansprüche der jeweiligen Komponente zusammen und geben diese an den Abgaskoordinator weiter. Der Abgaskoordinator entscheidet, welche der Anforderungen wie verteilt werden und ob eine Kombination unterschiedlicher Anforderungen möglich ist. Die zusätzlich betrachtete Komponente des externen Brenners kann ebenfalls als Stellorgan in die Abgasnachbehandlung integriert werden. Dafür müssen nur die grün hinterlegten Blöcke hinzugefügt werden und der Abgaskoordinator die Verteilung der Anforderungen abändern, um die neu geschaffenen Möglichkeiten zu nutzen. Die passiven Komponenten der Abgasnachbehandlung benötigen keine Änderung, ebenso wenig die physikalische Schnittstelle zum Motor. Auch wird sich an der Bedatung des Motors nichts ändern. Der Betrieb des Motors richtet sich lediglich nach den geänderten Werten der physikalischen Schnittstelle. Zusätzliche Anforderungen an den Motorbetrieb können nicht nur aus der Abgasnachbehandlung kommen, sondern auch aus Systemsicht erforderlich werden, genauso wie der Eingriff aufgrund von Emissionsbedingungen. Nähere Informationen zum Regelungskonzept, den einzelnen Stellpfaden und der Wahl der Führungsgrößen ist Kapitel 3 zu entnehmen.

Regelungskonzept zur energieeffizienten Abgasnachbehandlung von Dieselmotoren



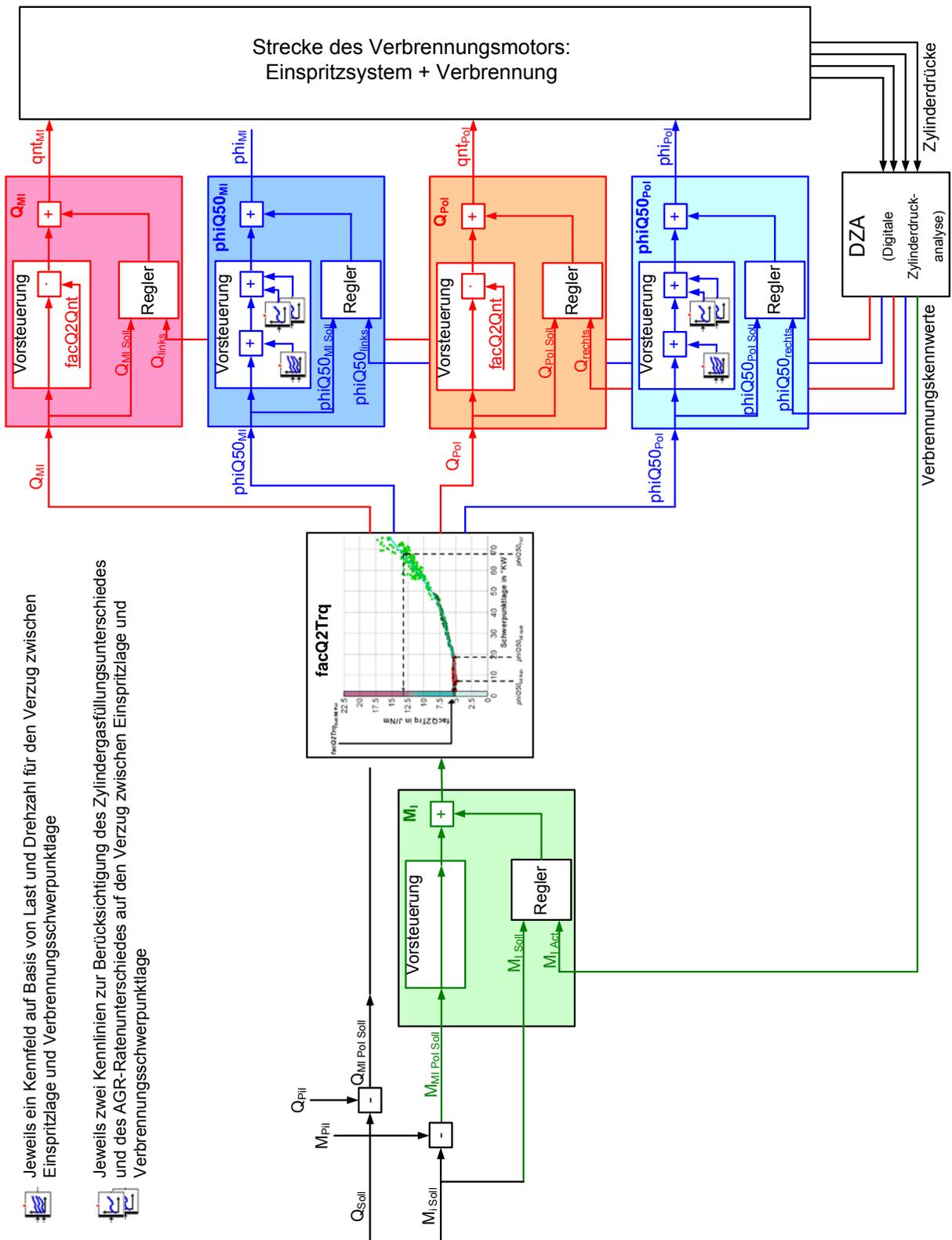
A-2 Übersicht der Regelkreise des Einspritzpfades

Der Einspritzpfad wird von fünf Reglern kontrolliert, die in der folgenden Darstellung enthalten sind und jeweils durch unterschiedliche Farbgebungen gegeneinander abgegrenzt sind. In grün dargestellt ist der Regelkreis des Momentenreglers. Die Vorsteuerung umfasst lediglich das um die Vorverbrennungsanteile korrigierte Moment. Der Momentenregler erhält die Möglichkeit, bei Abweichungen einen Korrekturwert auszugeben. Die Aufteilung der Wärmemengenanforderung und des korrigierten Momentes auf die Einzelverbrennungen erfolgt im Block des inversen Wirkungsgradfaktors. Die entsprechenden Berechnungsschritte und Möglichkeiten wurden bereits in Kapitel 5 vorgestellt. Nachdem die Einzelverbrennungen in Wärmemenge und Verbrennungslage bestimmt wurden, werden diese Kennwerte wiederum eigenen Regelkreisen zugeführt. Der Wärmemengenregler der Hauptverbrennung (rot umrandet und magenta hinterlegt) umfasst eine Vorsteuerung, die anhand des Umsetzungsfaktors aus der Sollwärmemenge eine Einspritzmasse berechnet. Der Regler kann bei Abweichungen der erkannten linksseitigen Wärmemenge von der Sollwärmemenge der Hauptverbrennung eine Korrektur-einspritzmasse ausgeben, die durch die Haupteinspritzung eingebracht wird. Der Block der Hauptverbrennungslage ist blau umrandet und hinterlegt und gibt die Einspritzlage auf Grundlage der Verbrennungslage aus. Die Vorsteuerung umfasst das Kennfeld des Basisverzugs zwischen Verbrennung und Einspritzung sowie zwei Kennlinien, die bei Abweichungen des Gassystems den Verzug anpassen. Zusätzlich ist ein Regler enthalten, der bei Abweichungen der erkannten linksseitigen Verbrennungslage vom Sollwert der Hauptverbrennungslage die Einspritzlage anpassen kann. Im gleichen Maße sind die zwei Regelkreise für die Nachverbrennung aufgebaut. Der Wärmemengenregler der Nachverbrennung (rot umrandet und orange hinterlegt) enthält innerhalb der Vorsteuerung die Berechnung einer Einspritzmasse anhand der Sollwärmemenge und mit Hilfe des Umsetzungsfaktors. Der Regler kann diese Einspritzmasse bei Abweichungen der erkannten rechtsseitigen Wärmemenge von der Sollwärmemenge der Nachverbrennung korrigieren. Der Block der Verbrennungslage der Nachverbrennung (blau umrandet und hellblau hinterlegt) besteht aus der Vorsteuerung mit dem Basiskennfeld des Verzugs zwischen Verbrennungslage und Einspritzlage. Zusätzlich sind zwei Korrekturkennlinien bei Abweichungen des Gassystems integriert. Der Verbrennungslageregler der Nachverbrennung kann zusätzlich die Einspritzlage bei Abweichungen der erkannten rechtsseitigen Verbrennungslage von der Sollverbrennungslage der Nachverbrennung korrigieren.

Für die Regelung sind die entsprechenden Ist-Informationen der Verbrennungskennwerte notwendig, die mit der erweiterten „Digitalen Zylinderdruckanalyse“ und der zylinderindividuellen Betrachtung gewonnen werden kann (Kapitel 5.3). Damit stehen die berechneten Istwerte des letzten Arbeitsspiels für die Bestimmung der Einspritzparameter des nächsten Arbeitsspiels bereit.

Diese fünf beschriebenen Regler wurden in diesem Zusammenhang als zeitdiskrete PI-Störregler zylinderindividuell aufgebaut. Die Parametrierung konnte zum Großteil von den bestehenden Verbrennungsreglern des Seriensteuergerätes übernommen, mussten jedoch auf die jeweilige veränderte Streckenverstärkung angepasst werden. Dabei sind betriebspunktabhängig (Last und Drehzahl) unterschiedliche P- und I-Verstärkungsfaktoren verwendet worden. Eine genauere Betrachtung des

Streckenverhaltens und der Auslegung der Reglerparameter am entsprechenden Betriebspunkt könnte das Regelverhalten verbessern und Ziel weiterer Arbeiten sein.

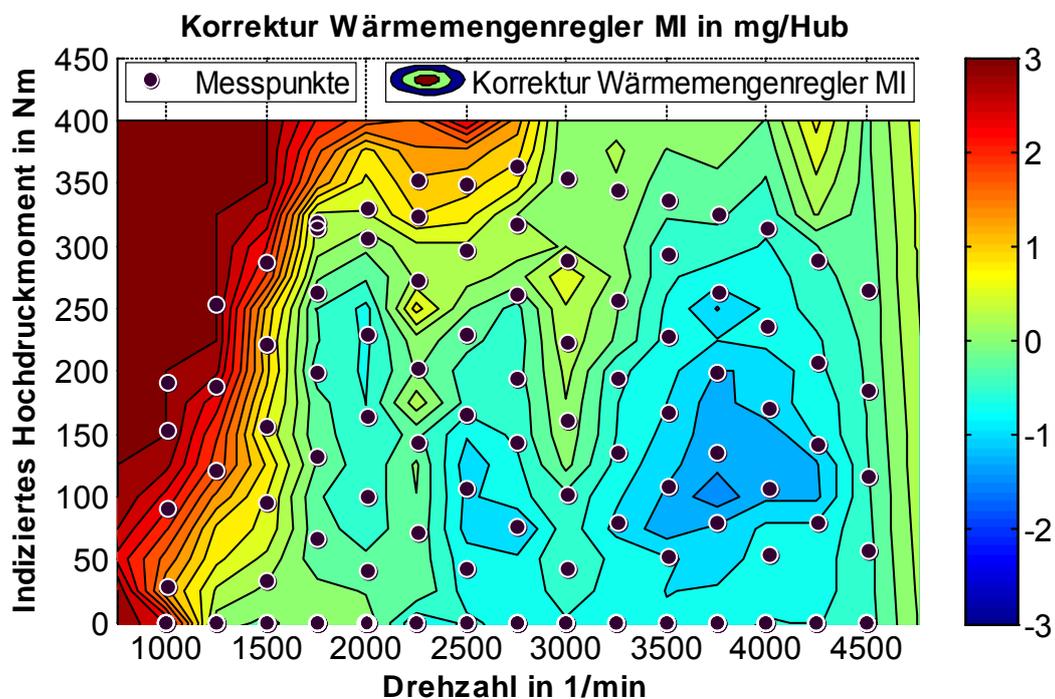


A-3 Versuche und nähere Analyse der Modellgenauigkeiten des Einspritzpfades

Ausgehend von der Umsetzung des Stellpfades der Einspritzung (Kapitel 5) für das Prototypensteuergerät, ergeben sich unterschiedliche Genauigkeiten der verwendeten Modelle. Für eine genauere Analyse des Modell- und Regelverhaltens wurden die Messreihen der Kennfeldabrasterung für den Zylinderkoordinator aus Kapitel 4.5 verwendet. Die erste Messreihe umfasste keine zusätzlichen Anforderungen an den Zylinderkoordinator. Damit ist keine Wirkungsgradverschlechterung der Verbrennung notwendig und es wird auf eine Nachverbrennung verzichtet. Die zweite Messreihe beinhaltet zusätzliche Anforderungen an den Zylinderkoordinator, was eine Wirkungsgradverschlechterung der Verbrennung nach sich zieht und eine Nachverbrennung notwendig macht. Da sich damit neben den Kennwerten der Nachverbrennung auch die Kennwerte der Hauptverbrennung ändern, sind ebenso andere Eingriffe auf die Hauptverbrennung zu vermerken. Die Genauigkeiten der definierten Verbrennungskennwerte, bei diesen zwei unterschiedlichen Messszenarien, werden in den folgenden Unterpunkten beschrieben.

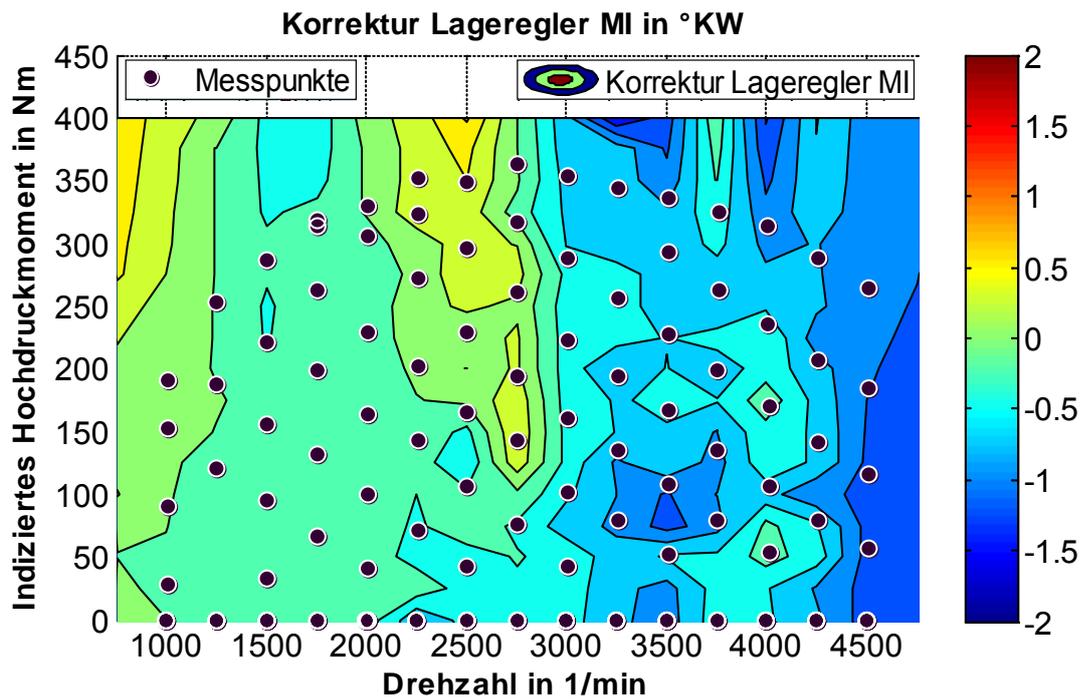
A-3.1 Korrektur des Wärmemengenreglers der Hauptverbrennung bei Kennfeldabrasterung ohne Nachverbrennung

Die Abbildung zeigt den Eingriff des Wärmemengenreglers der Hauptverbrennung, um die angeforderte Wärmemenge zu erbringen. Es ist zu erkennen, dass das Mittelwertmodell des Umsetzungsvermögens nicht das Verhalten über das Motorbetriebskennfeld korrekt wiedergeben kann, da die angesprochenen Einflüsse auf das Umsetzungsvermögen nicht berücksichtigt werden (Kapitel 5). Neben diesem unberücksichtigten Fehlverhalten der Umsetzung muss der Wärmemengenregler unter anderem auch Injektorfehler und Fehler aufgrund der Druckwelle im Rail korrigieren, die sich in einem Unterschied zwischen angeforderter Kraftstoffmasse und tatsächlich eingebrachter Kraftstoffmasse wiederfinden. Dieser Unterschied beeinflusst nicht nur die Wärmemenge, sondern zugleich die Berechnung des aktuellen Umsetzungsverhältnisses und der gesamten Einspritzmasse. Diese Aussage wird durch den Vergleich der Korrektur des Wärmemengenreglers mit den Fehlern der Lambdaberechnung (Abbildung 33, Seite 62) deutlich. Beispielsweise zieht der Wärmemengenregler im Bereich von $2500 \text{ min}^{-1} - 4250 \text{ min}^{-1}$ und $50 \text{ Nm} - 100 \text{ Nm}$ Einspritzmasse ab. Damit ergibt sich ein mageres berechnetes Lambda. Der stark positive Fehler in Abbildung 33 (Seite 62), im gleichen Kennfeldbereich, unterstreicht die Aussage, dass mehr Kraftstoffmasse eingespritzt wird als angefordert. Die Standardabweichung der Reglerkorrektur während eines stationären Messpunktes, ist im gesamten Kennfeldbereich kleiner als $0,3 \text{ mg/Hub}$, was die Stabilität der Verbrennung verdeutlicht. Entlang der Volllastkurve wird ein sehr fettes Verbrennungsluftverhältnis erreicht und die Wärmemengenregler eingefroren. Die angegebene Korrektur des Wärmemengenreglers repräsentiert nun nicht mehr den Fehler des Umsetzungsverhältnisses.



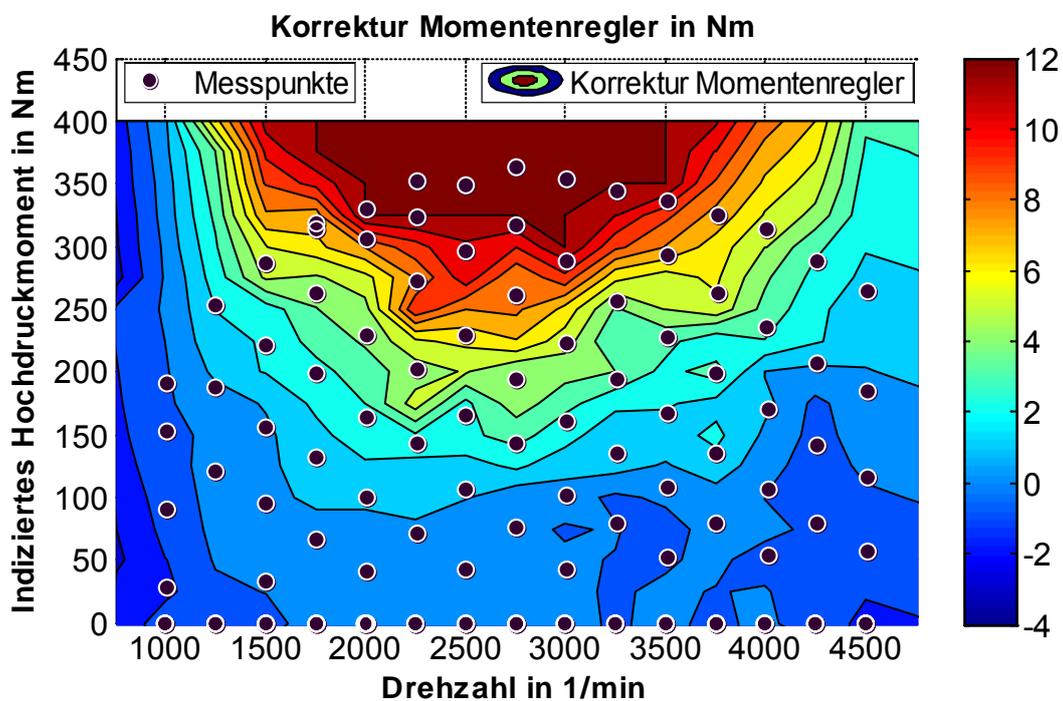
A-3.2 Korrektur des Lagereglers der Hauptverbrennung bei Kennfeldabrasterung ohne Nachverbrennung

Der Lageregler der Hauptverbrennung muss die Lage der Einspritzungen in einem weiten Kennfeldbereich lediglich um $\pm 1^\circ\text{KW}$ korrigieren. Diese kleinen Abweichungen werden durch die gute Bedatung des Basiskennfeldes des Verzugs zwischen Einspritzung und Verbrennungslage ($\phi_{Q50_{MI}}$) erreicht. Die Korrekturen aufgrund von Unterschieden in der Zylindergasfüllung und der AGR-Rate greifen in dieser Messreihe nicht. Die kleine Standardabweichung von $0,2^\circ\text{KW}$ der Reglerkorrektur für die Lage der Hauptverbrennung, lässt wie beim Wärmemengenregler den Schluss zu, dass die Verbrennung sehr stabil verläuft.



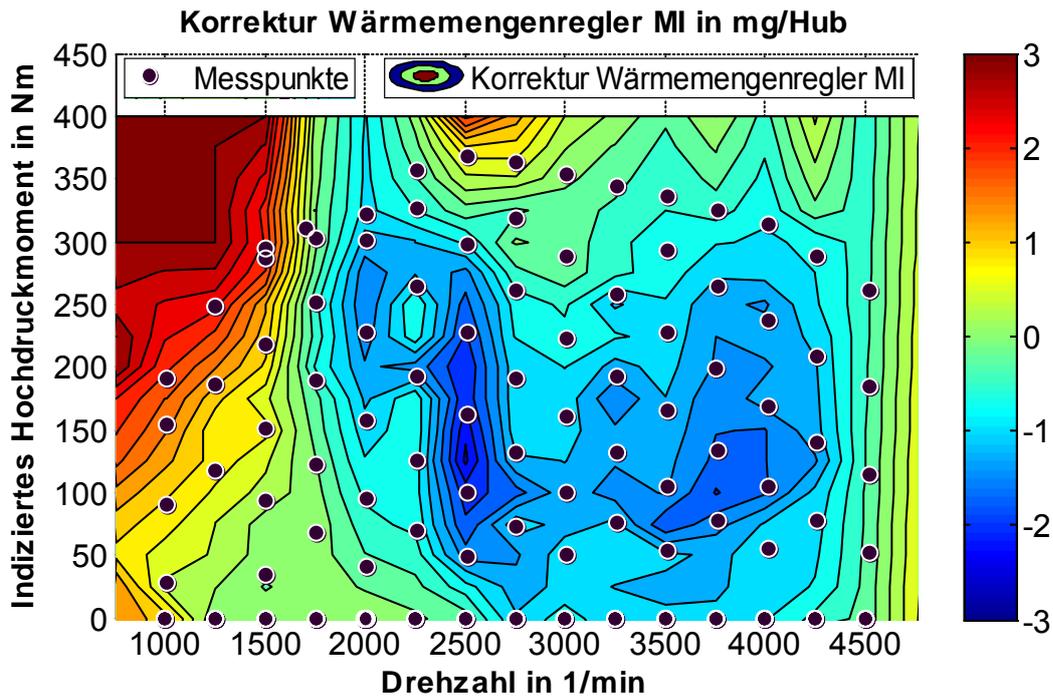
A-3.3 Korrektur des Momentenreglers bei Kennfeldabrasterung ohne Nachverbrennung

Ausschlaggebend für die kleinen Momentenfehler von ± 4 Nm bis 250 Nm ist das Modell des inversen Wirkungsgradfaktors im Bereich der Hauptverbrennung (Abbildung 35, Seite 67). Wie zuvor angesprochen, werden im Bereich der Vollastkurve die Wärmemengenregler eingefroren. Damit ist nicht mehr sichergestellt, dass genau die Wärmemenge eingebracht wird, wie angefordert. Die so entstandenen Fehler finden sich im erzeugten Moment wieder, was zu den großen Korrekturen oberhalb von 250 Nm führt. Entlang der Vollast bis 250 Nm sind die Wärmemengenregler zwar ebenfalls eingefroren, erzielen aber durch den großen Korrekturwert eine ausreichende Wärmemenge (A-3.1). Die geringen Standardabweichungen des Wärmemengen- und Lagereglers der Hauptverbrennung führen zu den geringen Standardabweichungen des Momentenreglers von maximal 0,4 Nm.



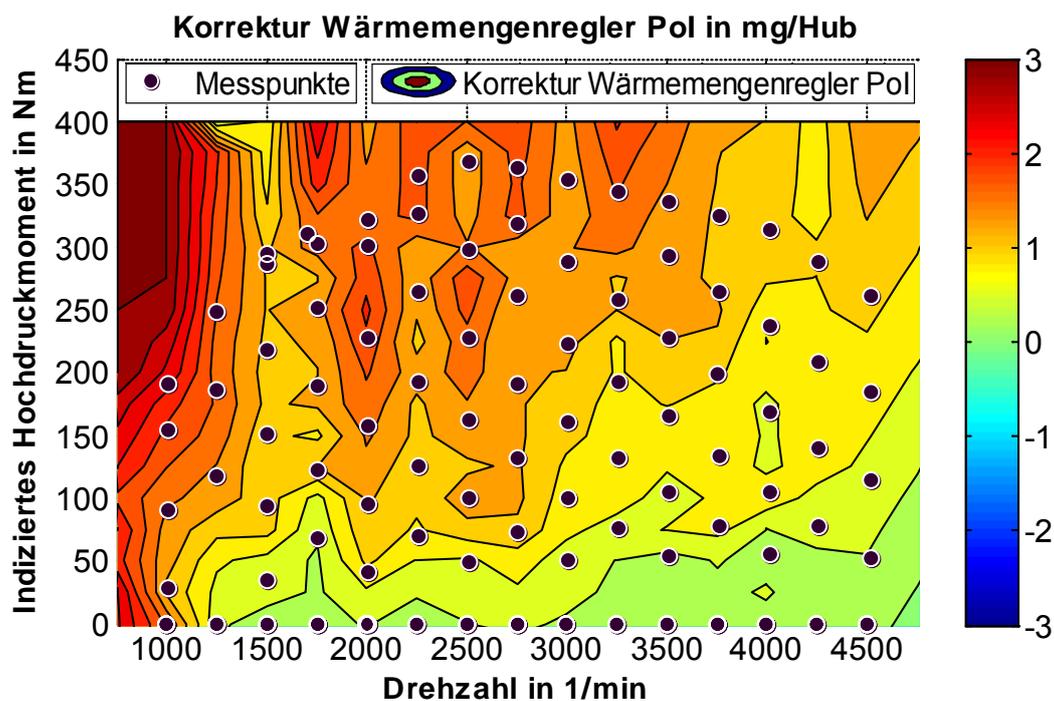
A-3.4 Korrektur des Wärmemengenreglers der Hauptverbrennung bei Kennfeldabrasterung mit Nachverbrennung

Die Korrektur des Wärmemengenreglers der Hauptverbrennung bei Messungen mit Nachverbrennung zeigt im Vergleich zu A-3.1 größere Korrekturwerte. Diese sind in den Fehlern der erweiterten Onlineanalyse begründet. Die Standardabweichung steigt in einigen Kennfeldbereichen von 0,3 mg/Hub auf 0,5 mg/Hub. Dennoch verdeutlicht diese geringe Abweichung ein stabiles Umsetzungsverhalten der Hauptverbrennung, trotz der nach spät verschobenen Verbrennungslage.



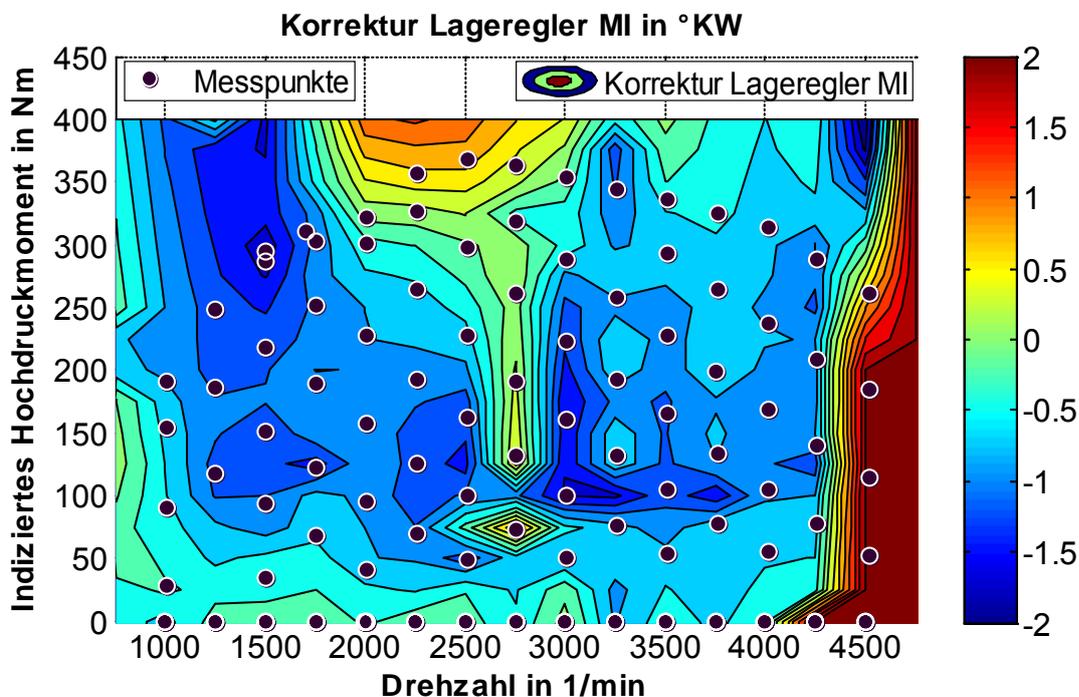
A-3.5 Korrektur des Wärmemengenreglers der Nachverbrennung bei Kennfeldabrasterung mit Nachverbrennung

Die dargestellte Korrektur des Wärmemengenreglers der Nachverbrennung zeigt, dass nahezu im gesamten Kennfeldbereich mehr Einspritzmenge angefordert werden muss. Das veranschaulicht das generell schlechtere Umsetzungsverhältnis der Nachverbrennung. Mitunter sind Kennfeldbereiche auszumachen, in denen der Wärmemengenregler der Nachverbrennung stärkere positive Korrekturen vornimmt und im gleichen Bereich der Wärmemengenregler der Hauptverbrennung stärkere negative Korrekturen (A-3.4) aufweist, beispielsweise 2000 min^{-1} und 250 Nm bzw. 2500 min^{-1} und 250 Nm . Dieses Verhalten verdeutlicht den Einfluss der unzureichenden Berücksichtigung des Ausbrandes bzw. der implementierten Korrektur der Hauptverbrennung bei der vorgenommenen Trennung des Heizverlaufs. Die Standardabweichung des Reglereingriffs beträgt, wie bei der Hauptverbrennung, maximal $0,5 \text{ mg/Hub}$. Die Lage der Nachverbrennung ist in dieser Parametrierung eher konservativ ausgelegt. Damit wird in manchen Kennfeldbereichen nicht das komplette Potential der Wärmemengenfreisetzung genutzt, dafür aber ein stabiler Verbrennungsverlauf erreicht.



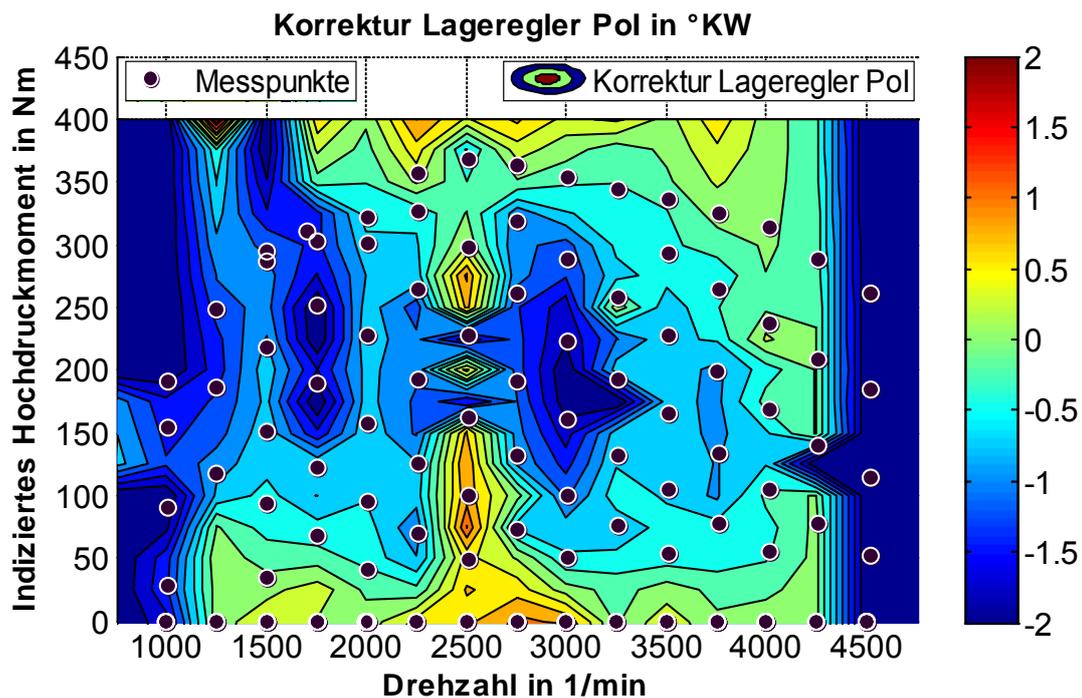
A-3.6 Korrektur des Lagereglers der Hauptverbrennung bei Kennfeldabrasterung mit Nachverbrennung

Die Bestimmung des Verzugs zwischen Einspritzung und Verbrennungslage ($\phi_{Q50_{MI}}$) umfasst bei dieser Messung ebenfalls Korrekturen, aufgrund von Unterschieden in der Zylindergasfüllung und der AGR-Rate. Trotz der Berücksichtigung dieser Einflüsse sind stärkere Korrekturen des Lagereglers der Hauptverbrennung zu erkennen (vgl. A-3.2). Damit wird deutlich, dass die Einflüsse des Gassystems mit diesen Kennlinien nicht komplett ausgeglichen werden. Zusätzlich ist die veränderte Einspritzmasse und die damit verbundene geänderte umgesetzte Wärmemenge ebenso in den Korrekturen des Lagereglers der Hauptverbrennung integriert. Die geringere umgesetzte Wärmemenge führt zu einer früheren Verbrennungslage. Der Lageregler reagiert mit negativen Korrekturen, um die Verbrennung wieder in Richtung der angeforderten späten Lage zu verschieben. Wie bei der Messreihe ohne Nachverbrennung (A-3.2) ist die Standardabweichung der Korrektur des Lagereglers der Hauptverbrennung mit $0,3^\circ\text{KW}$ ein Indiz für eine stabile Hauptverbrennung.



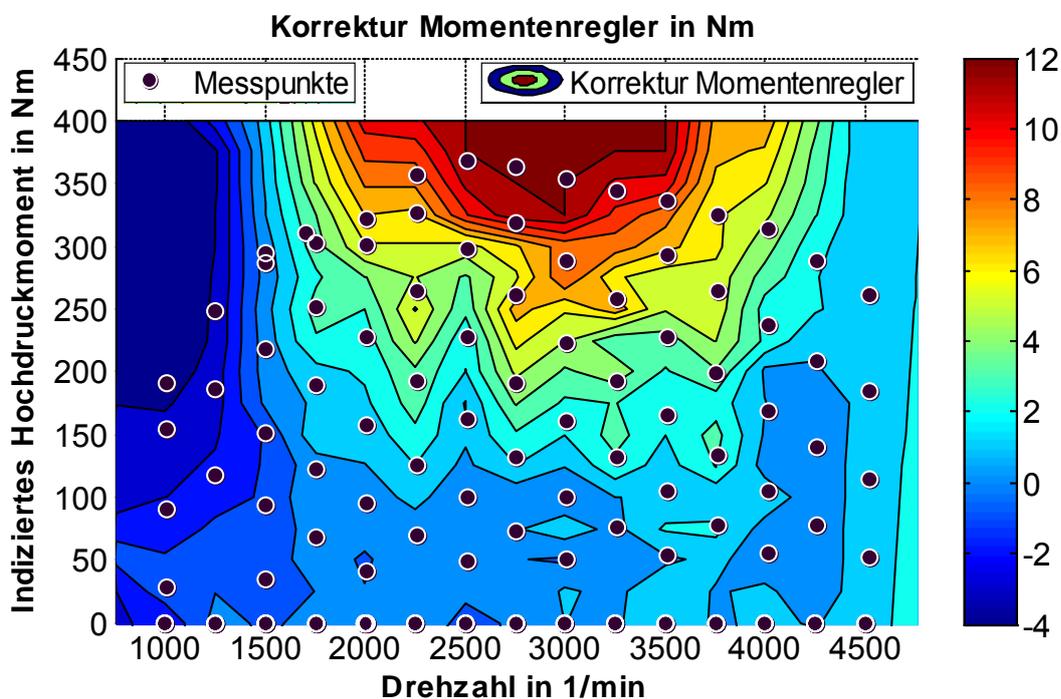
A-3.7 Korrektur des Lagereglers der Nachverbrennung bei Kennfeldabrasterung mit Nachverbrennung

Der Lageregler der Nachverbrennung ist durch größere Korrekturen gekennzeichnet. Gründe liegen in den unterschiedlichen Zündbedingungen aufgrund der Hauptverbrennung, die bei der Bestimmung des Verzugs zwischen Einspritzung und Verbrennungslage ($\phi_{Q50_{Pol}}$) unberücksichtigt bleiben. Die Standardabweichung des Lagereglers der Nachverbrennung ist mit $0,3^{\circ}KW$ gering und spricht wie die geringe Standardabweichung des Nachverbrennungswärmemengenreglers für eine stabile Nachverbrennung.



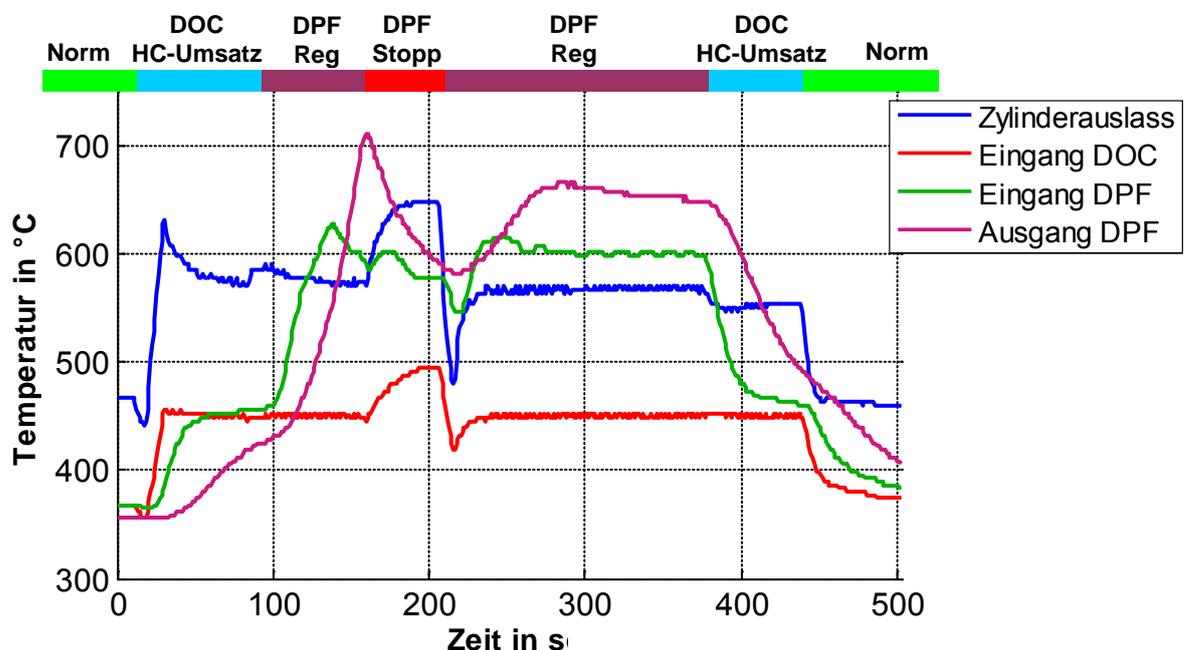
A-3.8 Korrektur des Momentenreglers bei Kennfeldabrasterung mit Nachverbrennung

Die Korrektur des Momentenreglers bei Strategien mit Nachverbrennung zeigt ein ähnliches Verhalten wie bei der Messreihe ohne Nachverbrennung (A-3.3). Damit sind das Modell des inversen Wirkungsgradfaktors und der Ansatz für die Aufteilung der gesamten Wärmemenge auf zwei Verbrennungsereignisse gültig. Die größeren Abweichungen entlang der Vollastkurve sind in der Begrenzung der Regelbarkeit der Wärmemenge begründet. Die Standardabweichung des Momentenreglers erreicht einen maximalen Wert von 1,4 Nm, trotz der geringen Abweichungen der Einzelverbrennungen. Der Grund hierfür liegt in der Verkopplung zwischen Haupt- und Nachverbrennung. Eine schlechtere Hauptverbrennung führt zu schlechteren Bedingungen für die Nachverbrennung und zu einer Verstärkung in dem global erzeugten Moment.



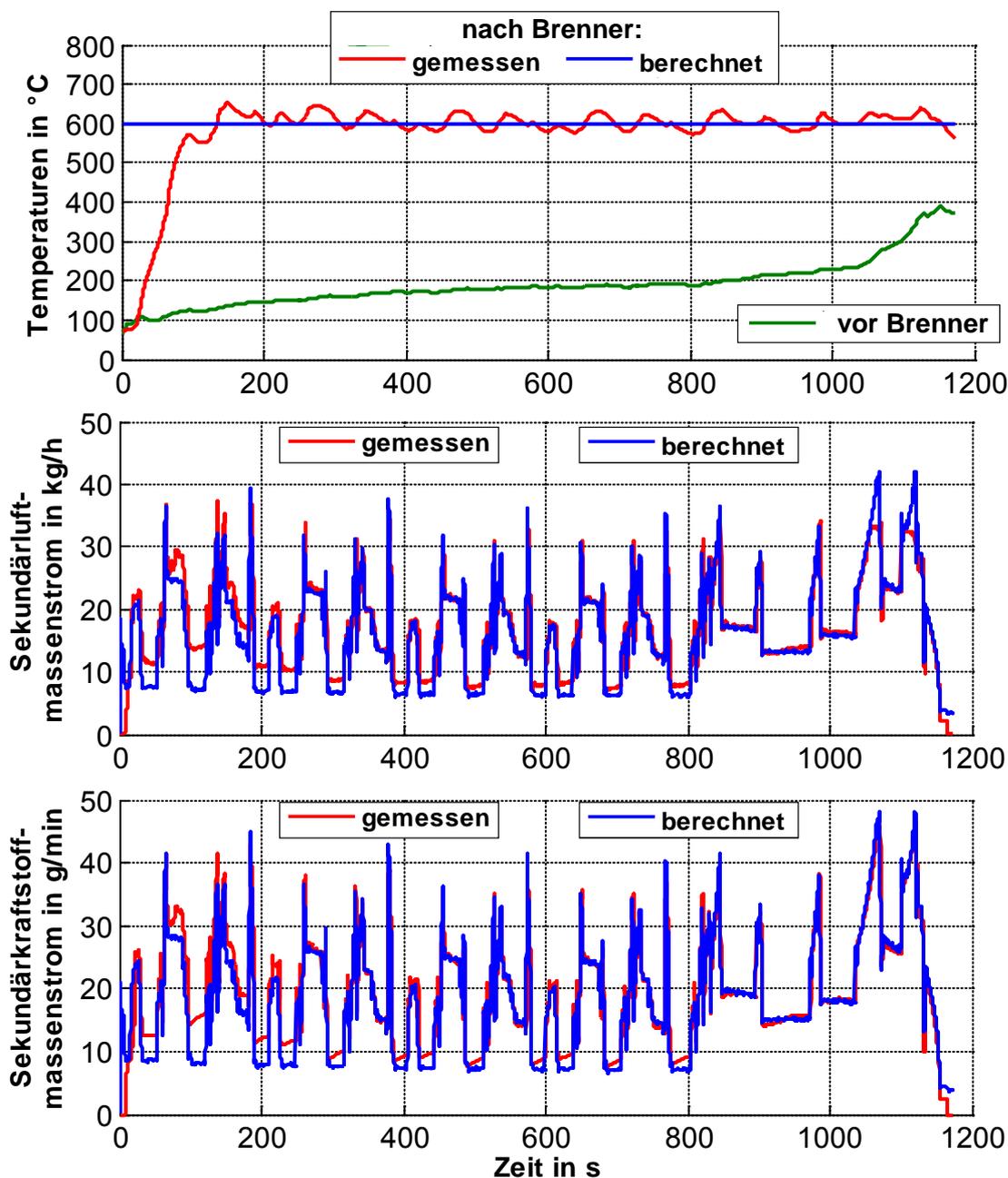
A-4 DPF-Regeneration am Prüfstand mit Abbruch eines zu starken Abbrandes

Die Abbildung zeigt den Temperaturverlauf im Abgasstrang über der Zeit. Diese Messung wurde bei einem konstanten Betriebspunkt von 2000 min^{-1} und 140 Nm indiziertem Moment durchgeführt. Aus dem normalen Betriebszustand (Norm) wurde zunächst in die DOC Funktionalität der HC-Konvertierung gewechselt. Dadurch steigt die Temperatur vor dem DOC auf 450°C . Im Anschluss wurde zusätzlich die aktive Regenerationsfunktion des DPF aktiviert, wodurch sich eine Einlasstemperatur des DPF von 600°C einstellt. Sobald die Auslasstemperatur des DPF eine gewisse Schwelle überschreitet und die Rußbeladung des DPF ausreichend hoch ist, wird eine zu starke aktive Regeneration detektiert und die DPF-Regenerationsstoppfunktion engt den Betriebsbereich in der beschriebenen Weise ein (Kapitel 6.1). Durch die Begrenzung der Sauerstoffkonzentration auf maximal 5% bei möglichst hohem Abgasmassenstrom, wird zusätzliche Kraftstoffmasse notwendig, die zum Ansteigen der Zylinderauslasstemperatur führt. Da auf eine zusätzliche unverbrannte Kraftstoffmassenkonzentration verzichtet wird, sinkt die Eingangstemperatur des DPF leicht. Das diese Strategie dem unkontrollierten Abbrand des Rußes im DPF entgegenwirkt, zeigt der abrupte Wechsel der Steigungen der Auslasstemperatur des DPF mit Aktivieren der Regenerationsstoppfunktion (160 s). Nachdem der unkontrollierte Abbrand eingefangen wurde, kann wieder in die reguläre Regenerationsfunktion des DPF gewechselt werden. Der noch verbliebene Ruß wird langsamer regeneriert und führt zu dem leichten Überschwinger der Auslasstemperatur des DPF (Zeitraum 280 s bis 320 s).



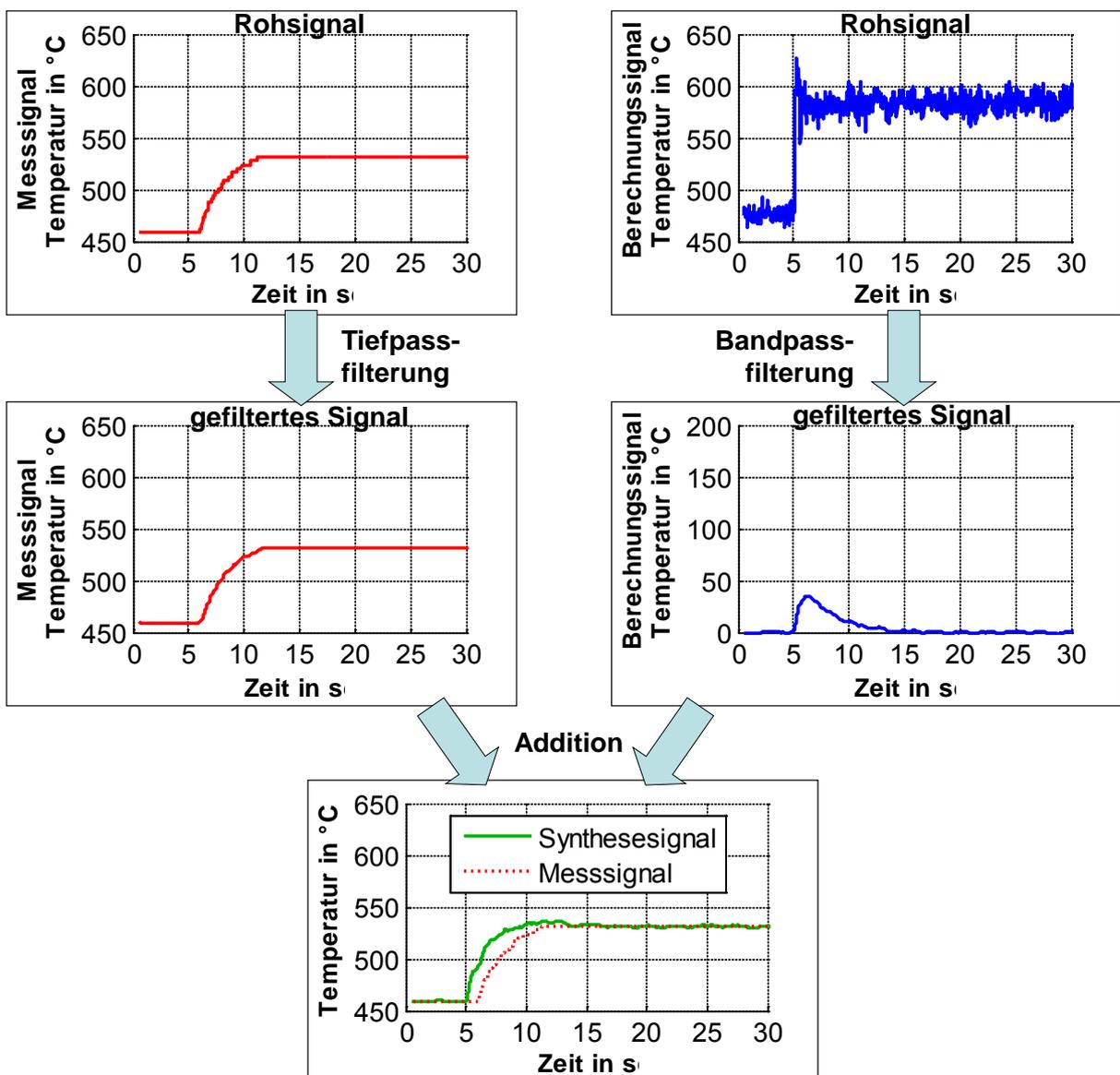
A-5 Vergleich der Modellgleichungen und der Betriebspunktauswahl des externen Brenners anhand einer dynamischen Fahrzeugmessung

Die verwendete Messung beinhaltet einen MVEG Zyklus, bei dem die auftretende Abgastemperatur durch den externen Brenner auf 600°C angehoben wird. Die Simulation des externen Brenners umfasst die Auswahl der Betriebsparameter Sekundärkraftstoffmassenstrom und Sekundärluftmassenstrom anhand der gemessenen Eingangswerte und dem Sollzustand nach dem Brenner. Die errechneten Stellparameter der Simulation stimmen weitgehend mit den Messungen überein. Die größeren Abweichungen zu Beginn der Messung (bis ca. 200 s) sind auf Reglereingriffe des Versuchssystems aufgrund thermischer Trägheiten zurückzuführen.



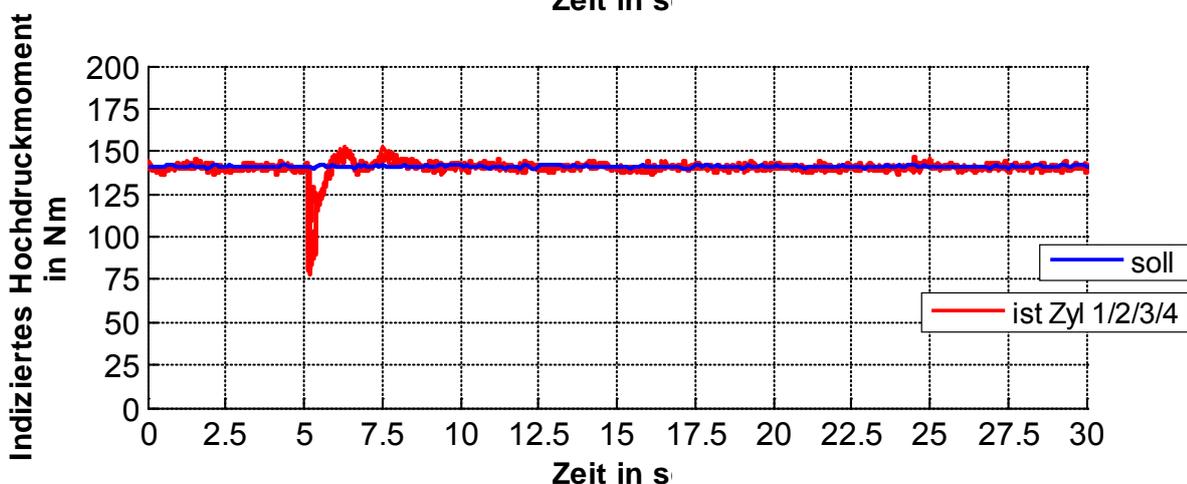
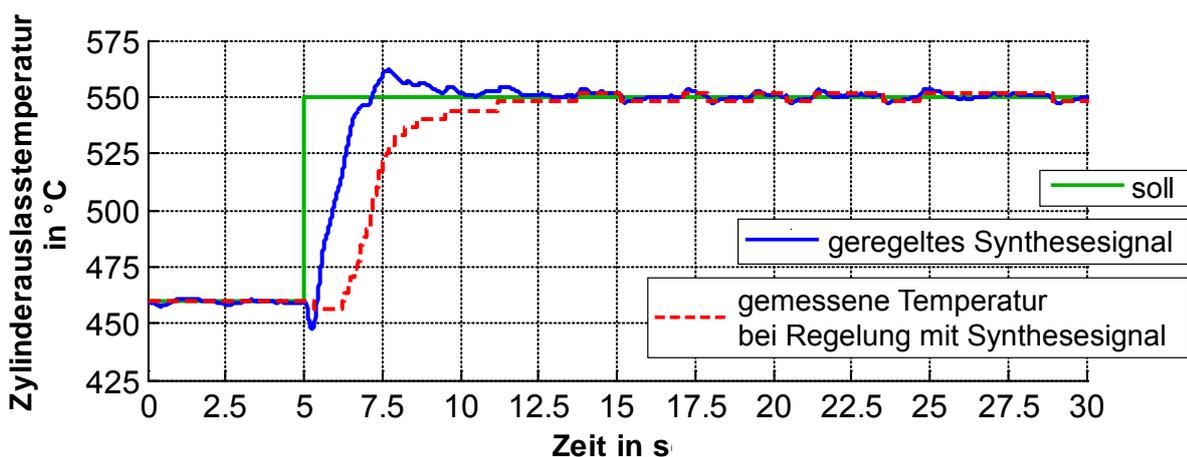
A-6 Prinzip der Signalsynthese am Beispiel der Zylinderauslasstemperatur

Bei der Signalsynthese werden zwei Signale miteinander kombiniert. Dabei weist ein Signal einen stationär genauen Wert aber einen dynamisch langsamen Verlauf auf. Das andere Signal hingegen ist stationär eher ungenau aber mit einer höheren Dynamik vertreten. Aus regelungstechnischer Sicht ist ein genaues und schnelles Signal jedoch von großer Bedeutung (Kapitel 2.4 und Kapitel 7.2). Die Kombination bezieht sich dabei auf unterschiedliche Frequenzbereiche, was mittels Filterung der Rohsignale erfolgt. In dem dargestellten Beispiel wird das gemessene Temperatursignal als genau eingestuft und dementsprechend tiefpassgefiltert. Die hohe Dynamik des berechneten Temperatursignals kann mittels Bandpass extrahiert werden. Das so entstandene Synthesesignal aus gemessener und berechneter Temperatur weist eine hohe Dynamik und stationäre Genauigkeit auf.



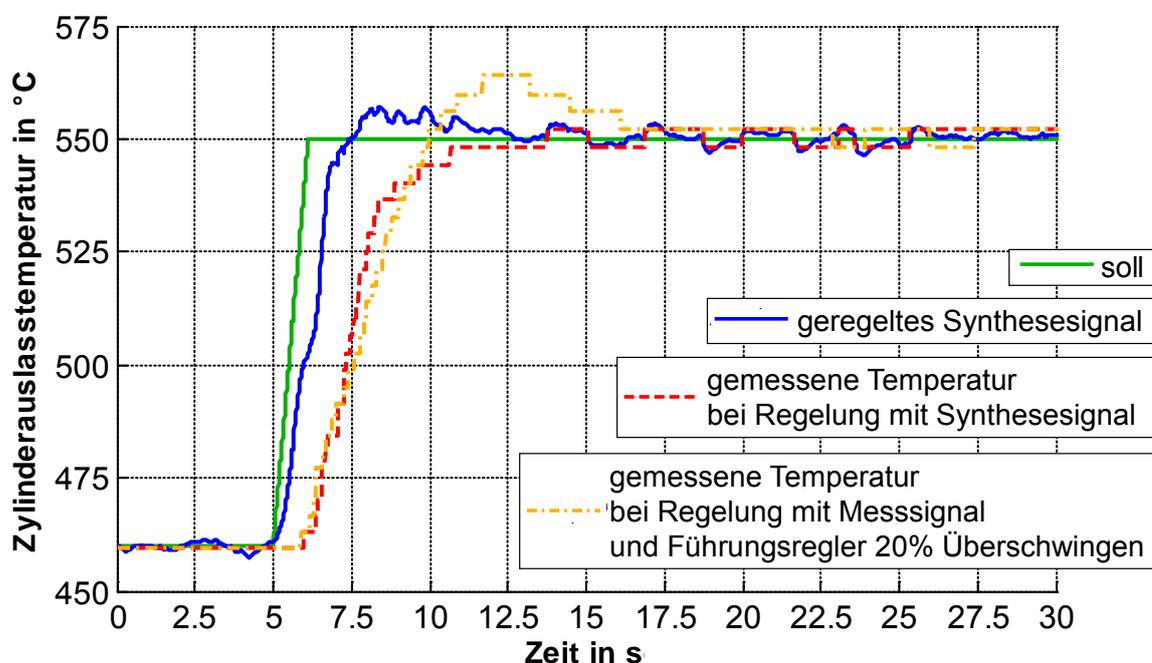
A-7 Regelung der Zylinderauslasstemperatur mit Wirkung auf das zu erzeugende Moment

Bei einer Regelung der Zylinderauslasstemperatur kann eine dynamisch schnelle Auslegung des Reglers in einer großen, sich stark ändernden Stellgröße resultieren. Diese Änderungen können durch die beteiligten Stellpfade nicht erreicht werden, wodurch sich eine Wirkung auf das zu erzeugende Moment ergibt. Dieses Verhalten ist an einem stationären Betriebspunkt am Motorenprüfstand bei 2000 min^{-1} , 140 Nm indiziertem Moment und einer Optimierung der Zielpunktfindung des Zylinderkoordinators von $facQ2Dm = 0,5$ verdeutlicht. Die Reglerparameter sind mit $K_P = 4$ und $K_I = 2$ gewählt und bewirken demzufolge ein langsames Verhalten als der berechnete aperiodische Führungsregler (Kapitel 7.2). Geregelt wird in diesem Fall das beschriebene Synthesignal der Zylinderauslasstemperatur. Beim Sollwertsprung wird eine große Stellgröße errechnet, die das System nicht darstellen kann und durch Momenteneinbrüche quittiert. Ein solches auffälliges Fahrverhalten ist unbedingt zu vermeiden. Dennoch weist der Verlauf der gemessenen Temperatur ein schnelleres Folgeverhalten auf, als die Reglerparameter des Versuches in Abbildung 53 (Seite 102). Im Anhang A-8 ist eine Methode beschrieben, die ein ähnlich schnelles Regelverhalten erzielt ohne Einflüsse auf das zu erzeugende Moment zu generieren.



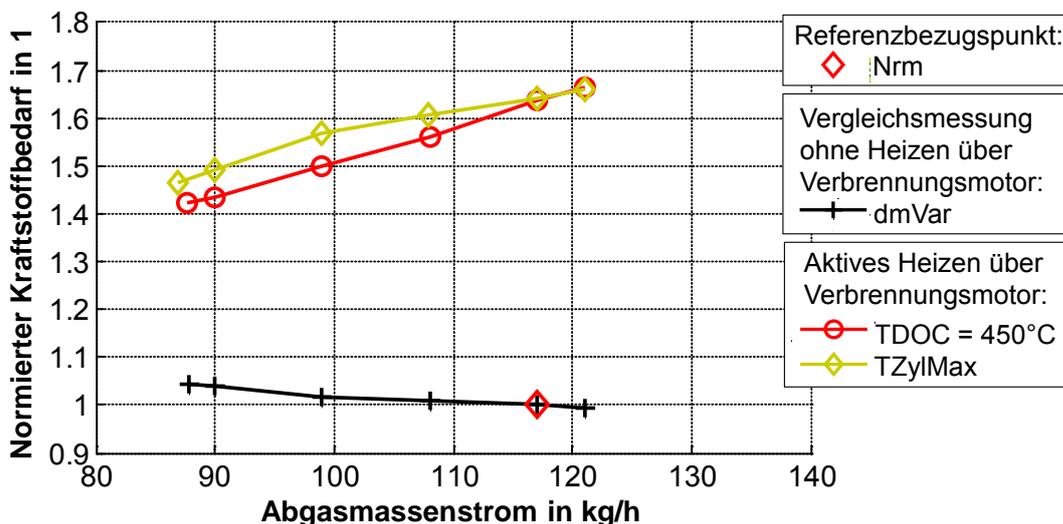
A-8 Regelung der Zylinderauslasstemperatur mit Vorsteuerung und Sollwertrampe

Die beschriebenen Reglerparametrierungen in Kapitel 7.2 sind reine Führungsregler ohne Vorsteuerung. Bei der Verwendung der in Kapitel 4 vorgestellten Modellgleichungen lässt sich der Sollwert direkt als Vorsteuerung nutzen und der Regler als Korrekturmöglichkeit. Damit wird der Regler in seiner Arbeit entlastet und ein schnelleres Folgeverhalten ermöglicht. Um möglichst schnell auftretende Störungen zu kompensieren, sind auch bei dieser Methode schnelle Regelparameter und die Verwendung des Synthesesignals der Zylinderauslasstemperatur ratsam. Bei plötzlichen Sollwertänderungen ergeben sich jedoch sehr große Stellgrößen bzw. Stellgrößenänderungen, die durch die Dynamik der Stellpfade gewährleistet werden müssen. Wie im Anhang A-7 aufgezeigt, können diese plötzlichen Änderungen zu Momenteneinbrüchen und einem auffälligen Fahrverhalten führen. Eine Möglichkeit, dem entgegen zu wirken, ist das Verwenden einer Sollwertrampe. Die Steigung der Rampe ist dabei auf die Stellmöglichkeiten der Stellpfade abzustimmen. Ein solcher Versuch wurde am Motorenprüfstand bei 2000 min^{-1} , 140 Nm indiziertem Moment und einer Optimierung der Zielpunktfindung des Zylinderkoordinators von $facQ2Dm = 0,5$ durchgeführt. Die Regelparameter waren dabei mit $K_P = 4$ und $K_I = 2$ gewählt. Obwohl die gleichen Regelparameter wie bei dem Versuch von Anhang A-7 gewählt wurden und die Regelstrecke mit einer Vorsteuerung erweitert ist, lassen sich in diesem Versuch keine Momenteneinbrüche feststellen, was auf die Sollwertrampe zurückzuführen ist. Mit den vorgestellten Maßnahmen lassen sich trotz der Sollwertrampe ein schnelleres Folgeverhalten erreichen, als bei den Versuchen von Kapitel 7.2.



A-9 Energieeffiziente Auslegung der DPF-Regeneration mit externem Brenner an einem weiteren Betriebspunkt

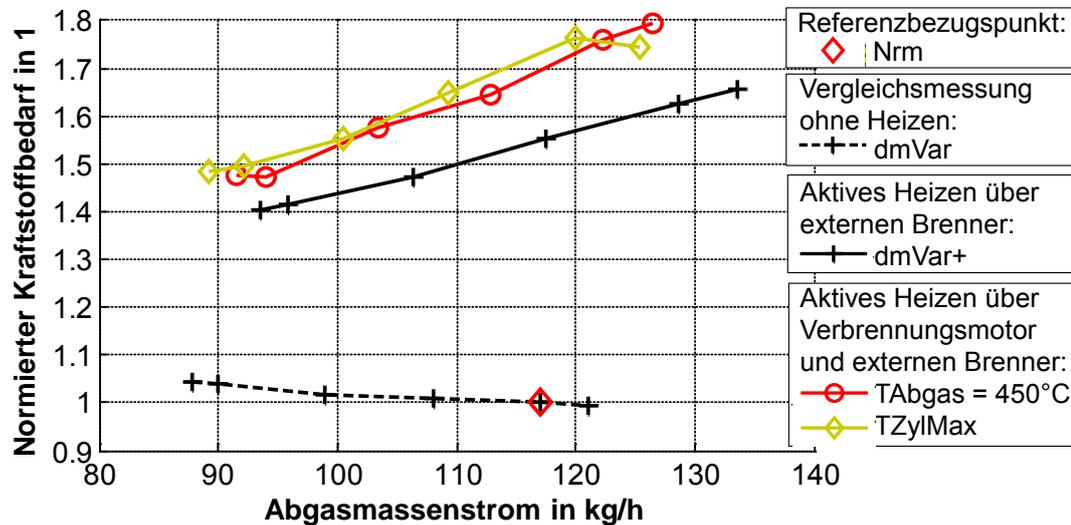
Die vorgestellte Auslegung basiert auf der gleichen Herangehensweise wie bereits in Kapitel 7.3 vorgestellt. Allerdings wurde in diesem Fall ein anderer Betriebspunkt gewählt (1500 min^{-1} und 100 Nm indiziertem Moment). Damit ergibt sich eine andere Auslasstemperatur der Messreihe dmVar, in der keine Anforderungen vom Abgasnachbehandlungssystem gestellt werden und der Verbrennungsmotor lediglich das Moment bereitstellen muss. Trotz unterschiedlicher Systemmöglichkeiten sind die Anforderungen (Mindesttemperatur von 600°C und Mindestsauerstoffkonzentration von 6%) der Regenerationsfunktionalität des DPF sowie der Funktionalität des HC-Umsatzes des DOC einzuhalten. Die folgende Abbildung zeigt den Kraftstoffbedarf bei einer Variation des Abgasmassenstroms und einer unterschiedlichen Verteilung der Anforderungen (mittels *facTMinDPF2Zyl*) im Vergleich zu einer reinen Variation des Abgasmassenstroms ohne zusätzliche Anforderungen der Abgasnachbehandlung an den Zylinderkoordinator (dmVar) und dem Punkt des normalen Fahrbetriebs (Nrm).



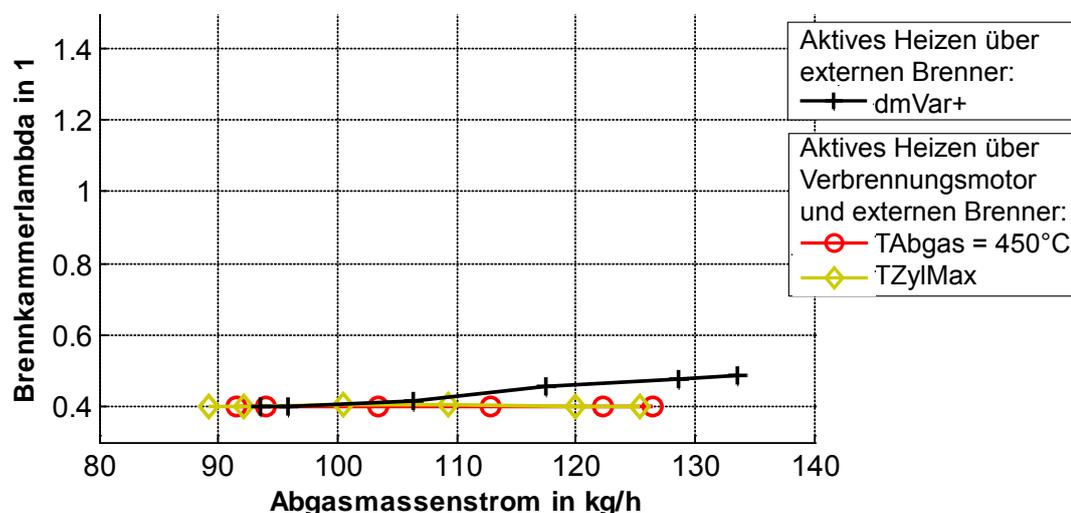
Es sind die gleichen Abhängigkeiten des Kraftstoffbedarfs zu erkennen, wie bereits Abbildung 54 (Seite 104) zeigte. Eine Erhöhung des Abgasmassenstroms führt zu einem erhöhten Kraftstoffbedarf, um die gleichen Temperaturen darzustellen. Eine Verteilung der Temperaturerzeugung hin zu größeren Zylinderauslasstemperaturen resultiert in höheren Verlusten und demzufolge in einem erhöhten Kraftstoffbedarf im Vergleich zu der Erzeugung der Temperatur im DOC.

Diese Messungen wurden auch für die Simulation des externen Brenners genutzt. Das folgende Bild zeigt den notwendigen Kraftstoffbedarf bei einer Erzeugung der Regenerationsbedingungen des DPF, wenn die gemessenen Einlassbedingungen des DOC als Basis für die Simulation des externen Brenners Anwendung findet ($T_{\text{DOC}} = T_{\text{Abgas}} = 450^\circ\text{C}$, TZylMax und dmVar+). Zu Vergleichszwecken ist der Kraftstoffbedarf ohne Anforderungen der Abgasnachbehandlung enthalten (dmVar). Wie in Abbildung 55 (Seite 105) zu sehen ist, ist auch in diesem Versuch das gleiche Verhalten auszumachen. Der Betrieb des externen Brenners sieht einen entsprechenden Sekundärluftmassenstrom vor, welcher zusätzlich zum bereits

vorhandenen Abgasmassenstrom auf die Zieltemperatur gebracht werden muss. Bei einer Kombination des externen Brenners mit konventionellen Heizmaßnahmen des Verbrennungsmotors ergeben sich höhere Gesamtmasenströme und ein entsprechend höherer Kraftstoffbedarf.



Wird jedoch auf die Heizmaßnahmen des Verbrennungsmotors verzichtet (dmVar+), können die entsprechenden Temperaturen effizienter dargestellt werden, da die Verluste entlang der Strecke geringer ausfallen. Allerdings muss dafür eine ausreichende Sauerstoffkonzentration im Abgas vorhanden sein, um die angestrebte Mischungssauerstoffkonzentration nicht zu unterschreiten, wenn der Brenner mit dem minimalen Brennkammerlambda betrieben wird (Abbildung 56, Seite 106). Ein weiterer Grund vom minimalen Brennkammerlambda abzuweichen, besteht in einer notwendigen Temperatur, die durch die Verbrennung im Brenner entstehen soll (Abbildung 42, Seite 86). Dies ist in der folgende Darstellung für die Simulation auf Basis des normalen Fahrbetriebs (dmVar+) bei höheren Abgasmassenströmen zu erkennen.



A-10 Lebenslauf

Persönliches:

Name: Matthias Dockhorn
Geburtsdatum: 15.12.1982
Geburtsort: Halle (Saale)
Familienstand: ledig

Berufspraxis:

seit 10/2007 Volkswagen AG, Wolfsburg
Konzernforschung Antriebe Motormechanik / Elektronik
Doktorand

Praktika:

04/2007 – 09/2007 Institut für Automation und Kommunikation, Magdeburg
2. Praxissemester / Diplomarbeit

10/2004 – 03/2007 Hochschule Harz, Wernigerode
Tutor für vier Semester (Algorithmen / Objektorientierte
Programmierung / Programm- und Datenstrukturen)

10/2006 – 12/2006 Hochschule Harz, Wernigerode
Studentische Hilfskraft (Analog-, Digital- und Messtechnik)

08/2005 – 12/2005 University of Coventry, Coventry (England)
CTAC (Control Theory and Application Center)
1. Praxissemester

06/2003 – 09/2003 Heyfra Electronic GmbH, Lutherstadt Eisleben
Vorbereitendes Praktikum zum Studium

Ausbildung:

10/2003 – 09/2007 Hochschule Harz, Wernigerode
Elektrotechnik – Automatisierungs- und Antriebstechnik
Abschluss: Dipl.-Ing. (FH)

09/1999 – 07/2002 Fachgymnasium, Berufsbildende Schule Mansfelder Land,
Lutherstadt Eisleben

09/1993 – 08/1999 Thomas Müntzer Sekundarschule, Lutherstadt Eisleben

09/1989 – 08/1993 Thomas Müntzer Grundschule, Lutherstadt Eisleben

