

**Modellbasierte Verbrennungsregelung und  
Emissionspotential eines homogenen  
Tiefemperatur-Zweistoffbrennverfahrens in einem  
Mehrzylindermotor**

Zur Erlangung des akademischen Grades  
**Doktor der Ingenieurwissenschaften**

der Fakultät für Maschinenbau  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte  
**Dissertation**

von

Dipl.-Ing. Florian Bach

Tag der mündlichen Prüfung:  
Hauptreferent:  
Korreferent:

12.12.2014  
Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher  
Prof. Dr.-Ing. Peter Elsner

**Forschungsberichte aus dem Institut für Kolbenmaschinen  
des Karlsruher Instituts für Technologie  
Hrsg.: Prof. Dr.-Ing. U. Spicher  
Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch**

Bibliographische Information der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet über <http://dnb.ddb.de> abrufbar

© Copyright Logos Verlag Berlin 2015 Alle Rechte vorbehalten

ISBN 978-3-8325-3967-2  
ISSN 1615-2980

Logos Verlag Berlin GmbH  
Comeniushof, Gubener Str. 47,  
10243 Berlin  
Tel.: +49 030 42 85 10 90  
Fax: +49 030 42 85 10 92  
INTERNET: <http://www.logos-verlag.de>

# Vorwort des Herausgebers

Der moderne Verbrennungsmotor stellt aufgrund seiner von keiner anderen Technologie erreichten Kombination aus Leistungsdichte und Alltagstauglichkeit bei gleichzeitig moderaten Produktionskosten die wichtigste Antriebsquelle im Straßenverkehr dar. Der heutige technische Vorsprung wie auch das erhebliche Weiterentwicklungspotenzial tragen dazu bei, dass in Konkurrenz zu heute noch in der Forschung befindlichen alternativen Antriebskonzepten die dominierende Rolle des Verbrennungsmotors auf absehbare Zeit wohl kaum angefochten werden wird. Die teilweise noch in der Entwicklung befindlichen, teilweise jedoch auch bereits in die Serienproduktion einfließenden Innovationen machen deutlich, dass trotz bereits jahrzehntelanger Weiterentwicklung noch erhebliche Potenziale in dieser Antriebstechnik vorhanden sind. Die vielfältigen Anforderungen an den verbrennungsmotorischen Antrieb, wie Abgaslimitierungen und die Forderung nach weiterer Verbrauchsreduktion, aber auch Komfort- und Leistungsansprüche stehen häufig im Widerspruch zueinander. Auch aufgrund der hohen Komplexität moderner Motoren und der im Motor ablaufenden Prozesse steigt der Aufwand für Forschung und Entwicklung immer weiter an. Die erforderlichen Innovationen können durch einen verstärkten Transfer wissenschaftlicher Ergebnisse in die Praxis beschleunigt werden. Der Austausch von Forschungsergebnissen und Erfahrungen zwischen Hochschulen und der Industrie ist deshalb von großer Bedeutung für die Weiterentwicklung und Optimierung von Motoren. Neben unseren Veröffentlichungen auf internationalen Tagungen und in Fachzeitschriften versuchen wir mit vorliegender Schriftenreihe aktuelle Forschungsergebnisse des Instituts für Kolbenmaschinen des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) den Fachkollegen aus Wissenschaft und Industrie zugänglich zu machen. Der Schwerpunkt unserer Aktivitäten liegt in der Optimierung der motorischen Brennverfahren mit der besonderen Zielsetzung einer Senkung von Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen. Zur Lösung dieser Aufgaben stehen an unseren modernen Motorenprüfständen neue und technisch hoch entwickelte Messtechniken zur Verfügung. In zahlreichen nationalen und internationalen Forschungsvorhaben versuchen wir den Kenntnisstand über Teilprozesse wie Ladungswechsel, Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffentstehung zu erweitern, um wichtige Grundlagen für die Entwicklung zukunftsorientierter Motorkonzepte bereitzustellen. Vielfältige Industrieprojekte mit interessanten Aufgabenstellungen ermöglichen den Ausbau des Kenntnisstandes über motorische Prozesse, die weitere Verbesserung unserer Messtechniken sowie die Erweiterung unserer Prüfstandseinrichtungen. Die Ausbildung von Studenten im Bereich der Motorenforschung – ob im Rahmen von Studien- und Diplomarbeiten oder als studentische Hilfskräfte – sichert wiederum den Nachwuchs an Fachkräften für die Fahrzeug-, Motoren- und Zulieferindustrie im In- und Ausland.

Im vorliegenden Band 2/2014 berichtet Herr Bach über die Umsetzung eines neuen Ansatzes zur Steuerung des homogenen Tieftemperatur-Zweistoffbrennverfahrens in einem Mehrzylinderomotor. Dabei werden zwei flüssige Kraftstoffe mit unterschiedlicher Zündwilligkeit erst im Brennraum miteinander gemischt. Am Beispiel von Diesel als zündwilligem Kraftstoff sowie Benzin und E85 als Kraftstoffe mit nur geringer Neigung zur Selbstzündung werden im Stationärbetrieb die maßgebli-

chen Stellgrößen dieses Zweistoffbrennverfahrens an einem Sechszylinder Nutzfahrzeugdieselmotor identifiziert und deren Auswirkungen auf den Verbrennungsablauf, das Emissionspotenzial und die mechanische Motorbelastung untersucht. Um ein möglichst genaues Bild des Zweistoffbetriebs an einem Vollmotor zu erhalten, werden umfangreiche thermodynamische Untersuchungen durchgeführt und ein sehr großer Motorkennfeldbereich erschlossen. Des Weiteren wird zur Kontrolle der Wärmefreisetzung eine zylinderdruckbasierte Verbrennungsregelung kombiniert mit einer modellbasierte Vorsteuerung des Verbrennungsschwerpunktes entwickelt. Diese Verbrennungsregelungsstrategie ermöglicht es den Motor im Zweistoffbetrieb auch transient zu betreiben. Selbst bei hohen Lasten und Drehzahlen und für unterschiedliche Primärkraftstoffe kann die Verbrennung zuverlässig über das energetische Mengenverhältnis gesteuert werden und es ergeben sich äußerst geringe Ruß- und  $NO_x$ -Emissionen bei gleichzeitig akzeptabler Motorbelastung. Für die Emissionen unvollständiger Verbrennung wurde auch ein Dieseloxidationskatalysator als mögliches Abgasnachbehandlungssystem bewertet. Die in dieser Arbeit vorgestellte kombinierte Verbrennung brennraumintern gemischter Kraftstoffe mit unterschiedlichen Zündwilligkeiten und die Art der Verbrennungsregelung stellt ein Brennverfahrenskonzept mit großem Potenzial zur innermotorischen Einhaltung zukünftiger Abgasgrenzwerte dar. Die bekannten Herausforderungen kinetisch kontrollierter Brennverfahren sind durch die zylinderdruckbasierte Verbrennungsregelung beherrschbar.

Karlsruhe, im Dezember 2014

Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch

# Vorwort des Autors

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Kolbenmaschinen des Karlsruher Instituts für Technologie.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher für das über die Jahre hinweg mir entgegengebrachte Vertrauen und die Freiheiten bei der Durchführung dieser Arbeit. Vielen Dank an Herrn Professor Peter Elsner und Herrn Dr. Kollmeier für das Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Koreferats seitens Prof. Elsner. Ebenso möchte ich Herrn Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch danken für das große Interesse an meiner Arbeit und den letztlichen zeitlichen Freiraum.

Auch meinem Industriepartner der MTU Friedrichshafen gilt mein großer Dank. Stellvertretend an Herrn Dr.-Ing. Christoph Teetz gerichtet, für die mehrjährige Förderung des Projektes. Mein Dank gebührt zahlreichen weiteren MTU Mitarbeitern, die in dieses Projekt involviert waren und ohne die wir in der verfügbaren Zeit das Projekt nicht soweit gebracht hätten. Hervorheben möchte ich hier Fr. Dr.-Ing. Christina Sauer für die langjährige, beispielhafte Projektleitung und die sehr gute Zusammenarbeit. Den beiden Kollegen aus der Steuergeräteentwicklung bei MTU Aron Tooth und Alexander Bernhard gebührt mein ausdrücklicher Dank für die perfekte Ergänzung.

Allen Mitarbeitern des Instituts für Kolbenmaschinen und der MOT GmbH danke ich sehr herzlich für das freundliche Arbeitsklima und die sehr gute Zusammenarbeit. Besonders möchte ich mich bei Dr.-Ing. Uwe Wagner bedanken, der immer einen guten Rat für mich hatte.

Mit die interessantesten fachlichen und weniger fachlichen Diskussionen entstanden am Mittagstisch 70.14. Mein besonderer Dank hierfür an die gesamte Runde. Hierbei wurden nebst Bild- und Tierstimmeninterpretationen, der Kunst zu raten was eigentlich die Frauen der Mitarbeiter von Beruf machen, der Spiegelung von biblischen Texten wie zum Beispiel Matthäus 6:26 und internationalen kulinarischen Darbietungen sehr viele Themen ausführlich behandelt.

Außerdem gilt mein aufrichtiger Dank an Clemens Hampe für mehr als 90 Minuten echte Unterstützung, die Konstruktion des Saugrohrs und die Mithilfe im Projekt, Johannes Eichmeier als Pionier und Wegbegleiter dieses Brennverfahrens am Institut, Michael Rößler als MATLAB Guru und seine große Unterstützung als mein Diplomand, Florian Sobek für unermüdlich Fragen zu stellen und die große Hilfe am Prüfstand, Steve Busch meinem sehr geschätzten Bürokollegen für gegenseitig beruhigende Worte und die besten Burger, Christian Disch für die Fachdiskussion, dass es sich bei INCA doch um eine Kultur in Südamerika handeln muss und Maurice Kleindienst für das Ändern meines Desktophintergrunds. Danke auch an Marius (BREMO Jana-F) Neurohr sowie an Panagiotis Maniatis für ein BMW Fahrmanöver. Trainer Ludwig als Künstler des flachen Witzes und hohen Balls. Jürgen Pfeil dem eigentlichen Trainer mit dem ich viele Kilometer Bundesstraße erfahren und Erfahrungen sowie schwarzen Humor ausgetauscht habe. Helge Rosenthal für all die gemeinsamen Stunden im Prüfstand und dessen Auf- und Umbau wobei ich sehr viel gelernt habe. Bruno Weisenburger für die schnelle Beschaffung allerhand Teile, die am Besten schon gestern da gewesen wären. Thorsten Ledig als erster Mechaniker mit dem ich am Institut als Student zusammenarbeitete. Sören Bernhardt für die große Unterstützung mir gegenüber schon als Student und

Assistent. Stellvertretend für die Fertigung geht mein Dank an Ernst Hummel. Danke allen für die sehr schöne Zeit, die ich nie vergessen werde.

Besonders herzlich bedanke ich mich bei meinen Eltern und meiner Frau Birgit für ihre Unterstützung in allen Belangen und für ihr uneingeschränktes Vertrauen in meinen Weg.

Schwaigern, im März 2015

Florian Bach

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Motivation für die Anwendung von homogenen Brennverfahren</b>	<b>3</b>
2.1	Steuergrößen für homogene Brennverfahren . . . . .	3
2.1.1	Zündverzug . . . . .	5
2.1.2	Reaktionsmechanismen . . . . .	6
2.1.3	Einflussgrößen auf den Zündverzug . . . . .	8
2.2	Sensorik zur Verbrennungsregelung . . . . .	12
2.3	Schadstoffentstehung . . . . .	13
<b>3</b>	<b>Zweistoffbrennverfahren</b>	<b>19</b>
3.1	Untersuchtes Zweistoff-Brennverfahren . . . . .	22
<b>4</b>	<b>Versuchsträger und Entwicklungsumgebung</b>	<b>25</b>
4.1	Prüfstands Aufbau . . . . .	27
4.2	Herausforderung Mehrzylindermotor . . . . .	28
4.3	Druckverlaufsanalyse . . . . .	30
4.3.1	Zylinderdruckauswertung ECU . . . . .	32
4.3.2	Steuergeräte Funktions-Entwicklungsumgebung (Rapid Prototyping ECU) . . . . .	34
<b>5</b>	<b>Verbrennungssteuergrößen E5/Dieselbetrieb</b>	<b>35</b>
5.1	Sensitivitätsanalyse der Verbrennungssteuergrößen und Störgrößen . . . . .	35
5.1.1	Einfluss des Ansteuerbeginns der Diesel-Piloteinspritzung . . . . .	37
5.1.2	Einfluss des energetischen Anteils des zündunwilligen Kraftstoffes E5 . . . . .	41
5.2	Ladungsverdünnung . . . . .	45
5.2.1	Einfluss des Luft-Kraftstoffverhältnisses . . . . .	45
5.2.2	Einfluss der externen AGR-Rate . . . . .	50
5.2.3	Einfluss der Ladungstemperatur . . . . .	54
<b>6</b>	<b>Ausgewählte Grundlagen zur modellbasierten Applikation</b>	<b>59</b>
6.1	Versuchsplanung und unterschiedliche Messverfahren . . . . .	59
6.2	Modellierung nichtlinearer Mehrgrößensysteme . . . . .	63
6.2.1	Polynommodelle und Regressionsanalyse . . . . .	64
6.2.2	Künstliche neuronale Netze (KNN) . . . . .	65
6.2.3	Bewertung und Optimierung von Modellen . . . . .	65
6.2.4	Anwendungsbeispiele modellbasierter Applikationen für homogene Brennverfahren . . . . .	68
6.3	Modellierung des Verbrennungsschwerpunkts für das Zweistoffbrennverfahren . . . . .	70
6.3.1	Versuchsplanerstellung . . . . .	70
6.3.2	Lokale Modellstruktur . . . . .	71

6.3.3	globale Modellstruktur . . . . .	75
6.3.4	Allgemeiner Aufbau einer Vorsteuerung . . . . .	77
6.4	Verbrennungsregelung . . . . .	78
6.4.1	PID-Energieregler gekoppelt mit Schwerpunktregler . . . . .	79
6.4.2	$\chi$ -Vorsteuerung . . . . .	79
6.4.3	Vorsteuerung der Gaspfadklappen für Transientbetrieb . . . . .	82
6.4.4	Motorregler im Betrieb . . . . .	82
<b>7</b>	<b>Zweistoffbetrieb mit einem Primärkraftstoff mit erhöhtem Ethanolanteil</b>	<b>91</b>
7.1	Allgemeine Zusammenhänge bei der Verwendung von ethanolhaltigen Kraftstoffen . .	91
7.2	Einfluss der Steuergrößen auf die Verbrennung bei E85/Diesel . . . . .	96
7.2.1	Einfluss des Ansteuerbeginns der Diesel-Piloteinspritzung . . . . .	97
7.2.2	Einfluss des energetischen Anteils E85 . . . . .	100
7.2.3	Ladungsverdünnung . . . . .	104
7.2.4	Einfluss des Luft-Kraftstoffverhältnisses . . . . .	104
7.2.5	Einfluss der AGR-Rate . . . . .	108
7.3	Vergleich des Zweistoffbetriebs E5/Diesel mit E85/Diesel . . . . .	112
7.3.1	Gegenüberstellung von E5 und E85 bei gleichem Last- und Verbrennungsschwerpunkt . . . . .	112
7.3.2	Vergleich der Verbrennung mit beiden Primärkraftstoffen . . . . .	115
7.3.3	Vergleich der Emissionen mit beiden Primärkraftstoffen . . . . .	117
7.4	Ergebnisse der Untersuchungen des Motorreglers im Transientbetrieb . . . . .	118
<b>8</b>	<b>Abgasnachbehandlung</b>	<b>127</b>
8.1	Dieseloxidationskatalysator . . . . .	127
8.1.1	DOC-Konvertierung im C1-Zyklus . . . . .	130
8.2	Untersuchung der Partikelemissionen mit EEPS . . . . .	131
8.2.1	Partikelmesstechnik . . . . .	131
8.2.2	Versuchsergebnisse . . . . .	132
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>137</b>

## Nomenklatur

### physikalische Größen

$\vec{b}$	-	Modellparameter
$c$	$\frac{m}{s}$	Schallgeschwindigkeit
$c_p$	-	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
$c_v$	-	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen
CZ	-	Cetanzahl
dE	$\frac{J}{s}$	Energiegradient
$\Delta p$	mbar	Spülgefälle
$dp$	$\frac{bar}{ms}$	Druckanstiegsrate
$dQ_b$	$\frac{J}{\text{°KW}}$	Heizverlauf, bzw. Wärmefreisetzungsrate
$Q_b$	J	integraler Heizverlauf, bzw. Wärmefreisetzungsrate
$Q_{Bnorm}, Q_n$	-	normiertere Summenheizverlauf
$E_A$	J	Aktivierungsenergie
$E_{ges}$	J	zugeführte Gesamtenergiemenge
$\epsilon$	-	geometrische Verdichtung
$\kappa$	-	Polytrophenexponent
$KI\_Amp$	bar	Klopfamplitude
$\lambda$	-	Luft-Kraftstoffverhältnis
OZ	-	Oktanzahl
$p_5$	bar	Ladedruck in Airbox
$p_7$	bar	Abgasgegendruck nach Auslassventil
$X_{05}$	°KW n.ZOT	Brennbeginn
$X_{50}$	°KW n.ZOT	Umsatzschwerpunkt

## NOMENKLATUR

$X_{90}$	°KW n.ZOT	Brennende
$p_{max}$	bar	Zylinderspitzenndruck
$p_{me}$	bar	effektiver Mitteldruck
$p_{miHD}$	bar	indizierter Mitteldruck Hochdruckarbeit
$p_{mi}$	bar	indizierter Mitteldruck
p	bar	Druck
$\tilde{R}$	$\frac{J}{molK}$	universelle Gaskonstante
$\sigma_{pmi}$	%	Variationskoeffizient des indizierten Mitteldrucks
SV	$\frac{l}{h}$	Raumgeschwindigkeit
$T_5$	°C	Mischungstemperatur in Airbox
$T_7$	°C	Abgastemperatur nach Auslassventil
$\tau_M$	°KW	physikalischer Zündverzug
$\tau_Z$	°KW	chemischer Zündverzug
$\tau_{ZV}$	°KW	Zündverzugszeit
$T_{AV\_DOC}$	°C	Abgastemperatur vor DOC-Eintritt
$T_b$	K	Temperatur in der verbrannten Zone
TC	$10^6 \frac{P}{cm^3}$	Gesamtpartikelkonzentration
$T_{Mittel}$	K	Mittlere Verbrennungstemperatur
T	°C	Temperatur
$T_u$	K	Temperatur in der unverbrannten Zone
$V_D$	%	Anteil am Gesamtvolumen
$\vec{X}$	-	Designmatrix
$\chi$	-	energetisches Verhältnis der Kraftstoffe
$X_{p_{max}}$	°KW n.ZOT	Lage Zylinderspitzenndruck
$y_i$	-	Messwerte
$\hat{y}_i$	-	Schätzwert

$\bar{y}$  - Mittelwert (Erwartungswert)

## Abkürzungen

A	empirisch ermittelte Konstante der Arrhenius-Gleichung
AD	Analog-Digital
AGR	Abgasrückführung
ASAM	Association for Standardization of Automation and Measuring Systems
BOI	Ansteuerbeginn der Dieseleinspritzung
BtL	Biomass to Liquid
$C_2H_2$	Acetylen
CAI	Controlled Auto Ignition
CAN	Controller Area Network
CCP	Central-Composite-Plan
CFD	Computational Fluid Dynamics
$\chi_{PID}$	Reglerausgangswert des energetischen Verhältnisses der Kraftstoffe
$\chi_{VS}$	Vorsteuerung des energetischen Verhältnisses der Kraftstoffe
CRIN	Common-Rail Injektor
DA	Digital-Analog
DF	Dual-Fuel
DOC	Dieseloxydationskatalysator
DoE	Design of Experiments
DVA	Druckverlaufsanalyse
DZ	Dieselzone
ECU	Engine Control Unit
EEPS	Engine Exhaust Particle Sizer

## NOMENKLATUR

EN	Europäische Norm
ES1000	Mess- und Simulationshardware ETAS
ESD	ECU-Prototyp, Rechenplattform
ETK	Emulierter Tastkopf
EV	Einspritzventil
FSN	Filter Smoke Number
$H\cdot$	Wasserstoffradikal
$H_2O$	Wasser
$H_2O_2$	Wasserstoffperoxid
$HC$	Kohlenwasserstoffe
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
HCN	Blausäure
HDEV	Hochdruck-Einspritzventil
HTO	High Temperature Oxidation
KNN	Künstlich neuronale Netze
$^{\circ}KW$	Grad Kurbelwinkel
LOLIMOT	Linear Modell Tree Netz
LTC	Low Temperature Combustion
LTO	Low Temperature Oxidation
MIMO	Multiple In Multiple Out
MISO	Multiple In Single Out
M	beliebiger Reaktand
$N\cdot$	Stickstoffradikal
$N_2$	Stickstoffatom
$N_2O$	Distickstoffoxid
NFZ	Nutzfahrzeug

NO	Stickstoffmonoxid
NTC	Negative Temperature Coefficient
$O\cdot$	Sauerstoffradikal
$O_2$	Sauerstoff
OFAT	One Factor At a Time
$OH\cdot$	Hydroxylgruppe
OT	Oberer Totpunkt
PAK	Polyzyklische Aromatische Kohlenwasserstoffe
PCCI	Premixed Charge Compression Ignition
$X_{50\_Soll\_KF}$	Umsatzschwerpunkt Sollwert aus Kennfeld
$X_{50\_AVG}$	Umsatzschwerpunkt Mittelwert aller 6 Zylinder
PID	Proportional Integral Derivative
PKW	Personenkraftwagen
PRESS	Predicted Residual Error Sum of Squares
$R_{adj}^2$	adjustiertes Bestimmtheitsmaß
$R_{predicted}^2$	Prognose-Bestimmtheitsmaß
RBF	Radiale Basis Funktionen
RCCI	Reactivity Controlled Compression Ignition
RMSE	Root-Mean-Square-Error
RP	Rapid Prototyping
R	Alkylradikal
RT	Rechentasks
RTW	Real-Time-Workshop
SMPS	Spektrometer Scanning Mobility Particle Sizer
SSR	Sum of Squared Residuals (Quadratsummenzerlegung der Regression)
SST	Total Sum of Squares (Gesamtquadratsumme)

## NOMENKLATUR

SZ	Schwärzungszahl
ÜT	Übertragungstasks
VB	Verbrennung
VBD	Verbrennungsdauer
VTG	Variable Turbinengeometrie
ZOT	Oberer Totpunkt Zündung

# 1 Einleitung

Für die individuelle Mobilität und den Transportsektor bleiben Verbrennungsmotoren auch in den nächsten Jahrzehnten zentrale Einsatzgebiete. Der Kraftstoffverbrauch und stringentere Emissionsgrenzen sind seit Jahrzehnten treibende Kraft für Forschungsvorhaben und die Entwicklung effizienter Verbrennungsmotoren. Gelingt es, den Verbrennungsmotor noch besser auf die vorherrschenden chemischen und physikalischen Vorgänge abzustimmen und Einzelverluste sukzessive zu minimieren, besteht noch ein erhebliches Verbesserungspotential. Generell wird sich in den nächsten Jahren die Vielfalt an nicht auf Erdöl basierten Kraftstoffen ausweiten. Ein flüssiger Kraftstoff bietet den Vorteil einer sehr hohen volumetrischen Energiedichte und ist somit hinsichtlich der Speicherung und Gemischbildung in einer mobilen Anwendung bevorzugt. Auch der Einsatz von gasförmigen Kraftstoffen ist immer weiter in den Fokus der Verbrennungsentwickler gerückt.

Aktuelle Emissionsgrenzwerte lassen sich mit den in Serie befindlichen Brennverfahren rein innermotorisch nicht mehr erreichen und es bedarf einer Abgasnachbehandlung. Je nach Zielapplikation des Verbrennungsmotors werden durch Abgasnachbehandlungssysteme enorme Ausmaße hinsichtlich Bauraum, Komplexität und Kosten verursacht.

Vor diesem Hintergrund stellen homogen magere Niedertemperatur-Brennverfahren mit Selbstzündung einen vielversprechenden Ansatz dar, den bislang bestehenden Zielkonflikt zwischen geringem Verbrauch und niedrigem Schadstoffausstoß zu überwinden. Die Kontrolle der sehr schnellen Wärmefreisetzung ohne äußere Zündung gilt jedoch als Herausforderung. Kinetisch kontrollierte Brennverfahren hängen besonders stark von der Zusammensetzung sowie von der Druck- und Temperaturhistorie ab. Das Gemisch muss in hohen Maßen verdünnt werden, um einen ausreichenden Zündverzug zu gewährleisten und eine nahezu simultane Umsetzung der gesamten Zylinderladung zu vermeiden. Einen Ansatz, diesen Herausforderungen zur Kontrolle der Wärmefreisetzung zu begegnen, bieten die sogenannten Zweistoffbrennverfahren. Mittels eines zündwilligen Kraftstoffs wird über eine Piloteinspritzung die Verbrennung des homogen mageren Gemisches, bestehend aus dem zündunwilligen Kraftstoff und Luft, eingeleitet oder das thermodynamische Niveau für die Selbstzündung angehoben. Die beim Einsatz solcher Brennverfahren einhergehende erhöhte Motorbelastung durch die Annäherung an den Gleichraumprozess kann beispielsweise über eine Online-Auswertung des Zylinderdrucksignals überwacht werden. Zylinderdruckbasierte Eingangsgrößen für die Verbrennungsregelung in Motorsteuergeräten sind ein viel versprechender Ansatz, um gezielte und effektive innermotorische Eingriffe auch bezüglich der Abgasnachbehandlung durchzuführen.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein solches Zweistoffbrennverfahren an einem Sechszylinder Nutzfahrzeugdieselmotor untersucht. Zuerst wurden im Stationärbetrieb für zwei unterschiedliche Primärkraftstoffe die Steuergrößen zur Kontrolle der Wärmefreisetzung und deren Einfluss auf die Emissionen identifiziert. Danach wurde das Potential für den maximal möglichen Kennfeldbetrieb aufgezeigt. Die thermodynamische Analyse wurde mit einem speziell für den Zweistoffbetrieb angepassten Mehrzonenmodell nach [22] durchgeführt. Ein Konzept zur Verbrennungsregelung wurde erarbeitet und umgesetzt und anschließend mit einer modellbasierten Vorsteuerung kombiniert, welche es ermöglicht, den Vollmotor in sehr großen Kennfeldbereichen auch transient zu betreiben.



## 2 Motivation für die Anwendung von homogenen Brennverfahren

Brennverfahren mit einem homogen vorgemischten und global mageren Gemisch mit Selbstzündung zeichnen sich durch geringe Rohemissionen bei gleichzeitig hohen thermischen Wirkungsgraden aus. Diese Art von Brennverfahren lassen sich mit geringen Änderungen sowohl an Ottomotoren als auch an Dieselmotoren umsetzen. Entsprechend sind in der Literatur eine Vielzahl von Namensgebungen für diese homogen vorgemischten Brennverfahren mit Selbstzündung zu finden. Eine ausführliche Unterscheidung und Auflistung hierzu ist in [6] gegeben. Erfolgt die Umsetzung an einem Ottomotor, wird meist die Bezeichnung CAI für Controlled Auto Ignition verwendet. Bei dieselmotorischen Anwendungen ist der Begriff HCCI-Brennverfahren (Homogeneous Charge Compression Ignition) oder PCCI (Premixed Charge Compression Ignition) gängig. Der HCCI-Begriff wurde erstmals von Thring in [85] geprägt. Im Gegensatz zur klassischen Dieselerverbrennung liegt das Gemisch vor dem Zeitpunkt der Selbstzündung weitestgehend homogen vor. Dementsprechend existieren lokal keine sehr fetten oder sehr magere Bereiche, noch kommt es lokal zu hohen Verbrennungstemperaturen. Dadurch wird die für den Dieselprozess typische Bildung von Ruß- und Stickoxidemissionen weitestgehend vermieden. Die Verbrennung wird nicht durch einen turbulenten Mischungsprozess von Luft und Kraftstoff (Diffusionsverbrennung) kontrolliert, sondern erfolgt reaktionskinetisch kontrolliert, woraus sich weiter Begriffe wie beispielsweise RCCI (Reactivity Controlled Compression Ignition) für diese Art Brennverfahren ableiten. Bezeichnend für die geringen Verbrennungstemperaturen wird auch der Begriff LTC für Low Temperature Combustion verwendet.

Das verdünnte Gemisch wird bis zur Selbstzündung verdichtet und setzt dann unter hohen Wärmefreisetzungsraten nahezu simultan ohne Ausbildung einer Flammenfront, wie es bei einer fremd gezündeten ottomotorischen Verbrennung der Fall ist, um. Begründet durch das Unterlaufen der beiden Schadstoffbildungsgebiete von  $NO_x$  und Rußemissionen bei dieser Prozessführung (siehe Abbildung 2.5) kommt es jedoch durch die teilweise starke Abmagerung und die niedrigen Verbrennungstemperaturen zu höheren HC- und CO-Emissionen als Folge der unvollständigen Verbrennung. Diese Brennverfahren lassen sich mit einer Vielzahl von flüssigen und gasförmigen Kraftstoffarten realisieren. Den strukturmolekularen Kraftstoffeigenschaften sowie der Druck- und Temperaturhistorie der Zylinderladung kommt hierbei durch den reaktionskinetisch kontrollierten Verbrennungsablauf die entscheidende Rolle zu. Bisher bekannte Applikationen dieser Brennverfahren sind jedoch meist auf den unteren Teillastbereich des Motorkennfeldes beschränkt. Allen gemein ergeben sich jedoch einige Herausforderungen bezüglich Einzeleinflussgrößen auf den thermischen Ladungszustand, der Kontrolle des Selbstzündungszeitpunktes und der Wärmefreisetzung, die im Folgenden näher beschrieben werden.

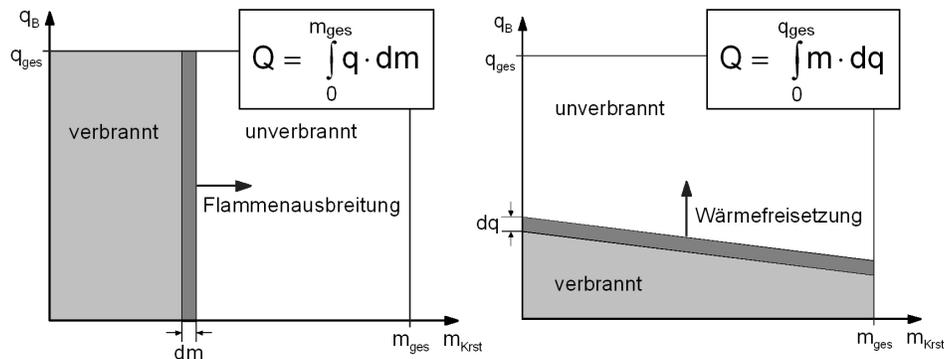
### 2.1 Steuergrößen für homogene Brennverfahren

Bei homogenen kompressionsgezündeten Brennverfahren wird die stark mit Luft oder Abgas verdünnte Zylinderladung solange verdichtet, bis die Verbrennung ohne äußere Zündung von selbst simultan an mehreren Stellen gleichzeitig einsetzt. Um den Verbrennungsprozess zu steuern, müssen folglich diese drei Einflussgrößen, bei denen gegenseitige Abhängigkeiten bestehen, gleichzeitig

kontrolliert werden [20]. Im Unterschied zu einer durch Fremdzündung eingeleiteten Flammenfrontverbrennung lässt sich bei solchen Brennverfahren kein Flammenfortschritt erkennen. Durch Ladungsbewegung induzierte Turbulenz oder gemischbildungsunterstützende Luftbewegungen spielen im Vergleich zu vorgemischten Flammenfrontverbrennungen (Ottomotor) oder der nicht vorgemischten Diffusionsflammenverbrennungen (Dieselmotor) bei homogenen Brennverfahren mit Selbstzündung eine untergeordnete Rolle. Es ist somit keine Fremdzündung als Initiierung der Verbrennung gegeben, wie bei ottomotorischen Brennverfahren durch einen Zündfunken. Die Herausforderungen, die sich für homogen vorgemischte Brennverfahren mit Selbstzündung ergeben, sind:

1. Homogenisierung des Gemisches vor Beginn der Zündung
2. Steuerung des Zündzeitpunktes (Niedertemperatur-Oxidation, NTC-Bereich, Hochtemperatur-Oxidation, Kraftstoffabhängigkeiten sowie Klopfneigung)
3. Kontrolle der Wärmefreisetzungsrates (gezielte Inhomogenitäten, Sicherstellung eines ausreichenden Zündverzugs)

Abgrenzend zur normalen diffusionskontrollierten Dieselverbrennung erfolgt die Selbstzündung des Gemisches nicht in Bereichen des Dieselsprays und verbrennt dort unter lokal fetten Bedingungen und hohen Temperaturen. Die Wärmefreisetzung erfolgt sehr schnell nahe am Gleichraumprozess. Abbildung 2.1 zeigt schematisch zwei Modellvorstellungen der Wärmefreisetzung für eine konventionelle und eine homogene kompressionsgezündete Verbrennung.



**Abbildung 2.1:** Modellvorstellung der Wärmefreisetzung bei konventioneller (links) und homogener kompressionsgezündeter Verbrennung nach [27]

Bei der konventionellen Verbrennung wird die Gemischmasse  $dm$  durch die Flammenausbreitung zeitlich nacheinander umgesetzt. Die freigesetzte Wärmemenge der Verbrennung ergibt sich somit als Integration über die einzelnen umgesetzten Massen. Bei der homogenen kompressionsgezündeten Verbrennung erfolgt der Umsatz der Gesamtmasse nahezu zeitgleich und der zeitliche Ablauf der Wärmefreisetzung  $dq$  erfolgt deutlich schneller als die Wärmefreisetzung über die durch die Flammenausbreitung umgesetzte Gemischmasse  $dm$ .

### 2.1.1 Zündverzug

Erfolgt die Zündung nicht thermisch direkt durch eine Zündquelle (induzierte Zündung), sondern chemisch, setzt die Temperaturerhöhung erst nach einer bestimmten Zeit, der Zündverzugszeit oder Induktionszeit, ein. Während der Zündverzugszeit werden reaktive Radikale gebildet, es kommt aber noch nicht zu einer merklichen Temperaturerhöhung [94]. Auf den Verbrennungsmotor übertragen wird für Brennverfahren mit Selbstzündung die Dauer zwischen Einspritzbeginn und der ersten Wärmefreisetzung als Zündverzugszeit bezeichnet. Sie ist eine der wichtigsten Größen zur Charakterisierung des Selbstzündverhaltens. Hierbei wird weiter zwischen einem chemischen und einem physikalischen Zündverzug unterschieden, welche teilweise parallel ablaufen. Daraus abgeleitet ergeben sich unterschiedliche Einflussparameter. Der physikalische Zündverzug kann durch eine gezielte Ladungsbewegung oder eine verbesserte Gemischbildung beeinflusst werden. Bis zum Einsetzen der Selbstzündung laufen weiterhin eine Reihe chemischer Reaktionsmechanismen ab, die sich je nach Abhängigkeit von deren Reaktionsgeschwindigkeitskoeffizienten mehr oder weniger beeinflussen lassen. Im Wesentlichen hängen diese jedoch von der Temperatur, der Sauerstoffkonzentration und natürlich von der Molekülstruktur des verwendeten Kraftstoffs ab.

Der Verbrennungsverlauf nach der Selbstzündung ist stark vom Grad der Inhomogenitäten im unverbrannten Gemisch abhängig. Allgemein lässt sich sagen, dass die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Reaktionsfront umso größer ist, je homogener das Gemisch in der Umgebung des Zündortes ist [12]. Nach ZELDOVICH werden hierzu die drei Verbrennungsregime Deflagration, Detonation und thermische Explosion je nach Temperaturgradienten der Reaktionsfront und deren Abstand vom Zündort unterschieden [98]. Die Umsetzung homogener Gemische durch Kompressionszündung wird am Besten mit der Modellvorstellung der thermischen Explosion beschrieben. Durch die Homogenisierung ergeben sich räumlich nur geringe Unterschiede der Zündverzugszeiten und das Gemisch setzt nahezu zeitgleich mit einem hohen Gleichraumgrad um. Bestimmende Faktoren für den Reaktionsfortschritt sind die thermodynamischen Randbedingungen und die Gemischzusammensetzung. Im Brennraum liegen das Gemisch und die Temperaturniveaus jedoch nie vollständig homogen vor, und es ergeben sich auch durch den intermittierenden Ablauf der Verbrennung unterschiedliche Zündverzugszeiten.

Betrachtet man die Arrhenius-Gleichung als empirisches Modell für die Reaktionsgeschwindigkeit (Zündverzug), lassen sich als die beiden wesentlichen Parameter die stoffspezifische Aktivierungsenergie ( $E_A$ ) und Temperatur (T) identifizieren. Diese können auf sehr unterschiedliche Art und Weise beeinflusst werden. Der Term A stellt hierbei eine empirisch ermittelte Konstante dar.

$$k = A \cdot e^{-\frac{E_A}{RT}} \quad (2.1)$$

Nach [17] wird der Arrhenius-Ansatz basierend auf experimentellen Daten zur Beschreibung der Selbstzündung von Kraftstoffen mit der Oktanzahl (OZ) nach Gleichung 2.2 erweitert.

$$k = 0,01768 \cdot \left(\frac{OZ}{100}\right)^{3,402} \cdot p^{-1,7} \cdot e^{\frac{3800}{T}} \quad (2.2)$$

In [55] und [7] ist ein Überblick weiterer verschiedener empirischer Zündverzugsmodelle gegeben.

### 2.1.2 Reaktionsmechanismen

Nach den Erkenntnissen von ESSER ET. AL. [23] zeigte CHARLES WESTBROOK [97] durch viele Untersuchungen in Einhubtriebwerken und Stoßwellenexperimenten sowie in Berechnungsmodellen, dass für die Induktions- bzw. Zündverzugszeit im Wesentlichen zwei Kettenverzweigungsreaktionen entscheidend sind. Ebenso werden diese Reaktionsmechanismen als bestimmend für die Selbstzündung von Dieselmotoren und für reaktionskinetisch kontrollierte Brennverfahren erachtet. Diese Zerfallsreaktionen können insgesamt in drei Temperaturregime unterteilt werden und sind in Tabelle 2.1 aufgelistet.

Temperaturbereich	Bemerkung
bis 700K	Niedertemperatur-Oxidation LTO
800-1000K	teilweise NTC möglich
850-1200K	einleitende Reaktionen für die Hochtemperatur-Oxidation HTO

**Tabelle 2.1:** Temperaturbereiche, Radikalbildung [97]

Eine wesentliche Voraussetzung dafür, dass eine Verbrennung abläuft, ist die Bildung von Radikalen. Eine solche Kettenverzweigungsreaktion, die jedoch sehr langsam und nur im Hochtemperaturbereich  $>900\text{K}$  abläuft, ist die Reaktion R2.3 von Wasserstoff mit einem Sauerstoffmolekül, bei der sich die zwei Radikale O und OH bilden.



Diese Reaktionen laufen jedoch im Temperaturbereich zwischen 850K und 1200K nur langsam ab und es kann auch zu einer Verlängerung des Zündverzugs trotz ansteigender Temperatur kommen. Dieser Bereich zwischen Nieder- und Hochtemperaturoxidation bei zweistufiger Wärmefreisetzung wird als NTC- (Negative Temperature Coefficient) Gebiet beschrieben. Der Bereich des negativen Temperaturkoeffizienten ist dadurch charakterisiert, dass bei einer Erhöhung der Temperatur eine Verlangsamung der Zündung (d. h. eine Verlängerung der Induktionszeit) erfolgt [95]. Als entscheidender Mechanismus zur Selbstzündung und bestimmender Faktor der Wärmefreisetzung von chemisch kontrollierten Brennverfahren wird von Westbrook et. al. in mehreren Veröffentlichungen die elementare Zerfallsreaktion von Wasserstoffperoxid ( $H_2O_2$ ) nach R2.6. gesehen. Dieser Reaktion gehen die Reaktionen R2.4 und R2.5 voraus. Hierbei ist M ein beliebiger Reaktand, RH ein Alkan sowie R· ein Alkylradikal. Wasserstoffperoxid wird auch schon bei geringeren Temperaturen gebildet, bleibt aber relativ inert, bis durch die Kompression und exotherme Reaktionen dessen Zerfallstemperatur erreicht ist.





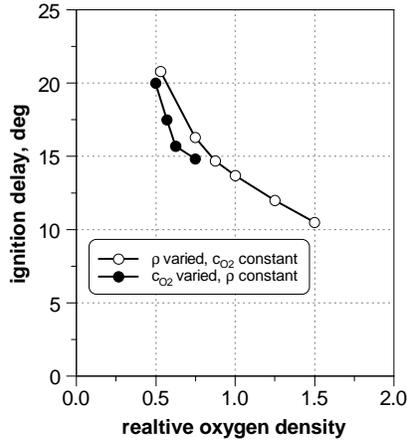
Bei diesem für die Selbstzündung entscheidenden  $H_2O_2$  Zerfall (R2.6) erfolgt die Bildung von zwei OH- Radikalen im Temperaturbereich zwischen 900-1000K mit hoher Reaktionsgeschwindigkeit und es kommt zur Zündung. Diese Temperatur ist unabhängig vom verwendeten Kraftstoff. Jeder Parameter, der schließlich dazu führt, die Zerfallstemperatur von  $H_2O_2$  bei ca. 900K schneller zu erreichen, beschleunigt die Zündung und den Beginn der Hauptumsetzung. Einflüsse wiederum, die dazu führen, diese Temperatur später zu erreichen, verzögern die Zündung und die folgende Umsetzung. Niedertemperaturreaktionen oder eine Verbrennung mit kalter Flamme beschleunigen diese Zerfallsreaktion nach R2.6. Der chemische Umsatz im Niedertemperaturbereich hängt entscheidend von der Ladungszusammensetzung und somit im Wesentlichen vom verwendeten oder den verwendeten Kraftstoffen ab [88]. Die Niedertemperaturreaktionen haben ebenso entscheidenden Einfluss auf die Temperaturhistorie des Gemisches und somit auf die anschließende Hochtemperaturoxidation. Diese Wirkmechanismen werden auch von MERKER [55], MAAS [52] und BAUMGARTEN [6] bestätigt. Die Modellierung der den Zündprozessen zugrunde liegenden Reaktionskinetik ist äußerst komplex. Es existieren einige Reaktionsmodelle insbesondere auch für homogen magere Brennverfahren, beispielsweise von GROENENDIJK [29] und ZHENG [101].

Abhängig vom Betriebspunkt eines Verbrennungsmotors mit Selbstzündung sind unterschiedliche Maßnahmen notwendig, um jederzeit eine optimale Verbrennungslage und einen passenden Zündverzug sicherzustellen. Um die mit hohen Druckgradienten verbundene schnelle Wärmefreisetzung zu vermeiden, werden für hohe Lasten längere Zündverzugszeiten benötigt, wohingegen zur Verbesserung der Selbstzündungsbedingungen und zur Vermeidung von Verbrennungsaussetzern bei niedrigen Lasten kurze Zündverzugszeiten wichtig sind.

Weitere Reaktionsmechanismen nach unterschiedlichen Reaktoren sind von SCHIESSL [75] beschrieben. Schon eine Änderung des Temperaturmittelwertes um 10K im unteren Totpunkt und die räumlichen Unterschiede der Gemischtemperatur haben einen enormen Einfluss auf den Umsatzzschwerpunkt der Verbrennung. Bei Kraftstoffen mit ausgeprägtem NTC-Bereich kann in gewissen Temperaturdomänen eine gesonderte Regelungsstrategie erforderlich sein.

### 2.1.3 Einflussgrößen auf den Zündverzug

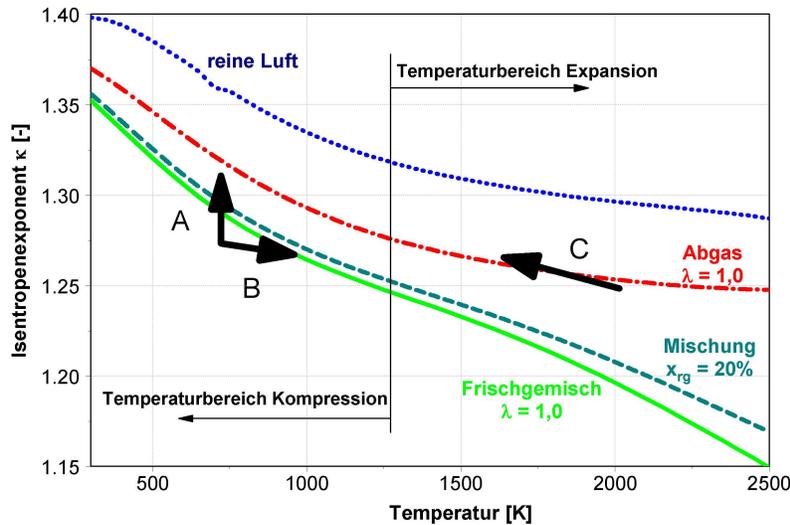
**Sauerstoffkonzentration und Restgas** Die Sauerstoffkonzentration hat gemäß folgender Abbildung 2.2 einen direkten Einfluss auf den Zündverzug. Mit zunehmender Sauerstoffkonzentration verkürzt sich der Zündverzug. Im Diagramm ist weiterhin der Einfluss der Luftdichte auf den Zündverzug aufgezeigt.



**Abbildung 2.2:** Einfluss der Sauerstoffkonzentration auf den Zündverzug [34]

Die Verdichtungsendtemperatur, welche wiederum nach Gleichung 2.1 über die Temperatur direkt die Reaktionsgeschwindigkeit beeinflusst, hängt im Wesentlichen nach  $\frac{T_2}{T_1} = (\varepsilon)^{\kappa-1}$  vom Isentropenexponenten  $\kappa$  sowie vom Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$  ab. Folglich ergibt sich mit höherer Verdichtung und einer Erhöhung von  $\kappa$  eine höhere Kompressionsendtemperatur  $T_2$  und somit eine Verkürzung des Zündverzugs. Wird die Zündverzugszeit verkürzt, erhöht sich die Rate der Niedertemperaturreaktionen.

Der Isentropenexponent wiederum ist abhängig von der Temperatur und der Gemischzusammensetzung. Zusätzlich wird nach SCHWARZ [76] in Abbildung 2.3 zwischen der Kompressionsphase und der Expansionsphase bei höheren Temperaturen unterschieden. Im Allgemeinen nimmt der Isentropenexponent mit steigender Temperatur ab. Kaltes Restgas, das nahezu mit der gleichen Temperatur wie das Frischgemisch dem Motorprozess zugeführt wird, erhöht den Isentropenexponenten während der Verdichtung (A). Somit wird während der Verdichtung eine höhere Verdichtungsendtemperatur erreicht, und die Wärmezufuhr erfolgt bei höheren Temperaturen. Im Gegensatz dazu senkt heißes internes Abgas den Isentropenexponenten der Zylinderladung, da der Einfluss der Temperatur gegenüber der Änderung der Gaszusammensetzung überwiegt (B). Bei der Verbrennung ergeben sich bei Zugabe von Restgas aufgrund der höheren Zylindermasse bei gleicher Wärmezufuhr niedrigere Verbrennungstemperaturen. Die Temperaturabsenkung äußert sich in einem höheren Isentropenexponenten der Expansion (C) [76].



**Abbildung 2.3:** Abhängigkeit des Isentropenexponenten  $\kappa$  von Temperatur und Ladungszusammensetzung [76]

Die Verbrennung wird in den meisten HCCI- und CAI-Konzepten über das intern zurückgehaltene oder extern rückgeführte Abgas kontrolliert. Je nach Art der Abgasrückführung AGR (additive, substitutive, externe gekühlt, interne heiß) werden gleichzeitig mehrere Parameter des Zündverzugs und der Reaktionskinetik beeinflusst. Hierbei ist es wichtig zu betrachten, wie sich die Zylinderladung dazu ändert. Durch die substitutive AGR ergibt sich eine Erhöhung der spezifischen Wärmekapazität der Zylinderladung aufgrund der hohen Wärmekapazitäten von  $CO_2$  und Wasserdampf im rückgeführten Abgas. Folglich kommt es zu einer Absenkung der Temperatur nach Kompressionsende und es ergibt sich eine längerer Zündverzug. Durch die inerte Gasmasse wird der Sauerstoffpartialdruck abgesenkt und die Oxidationsgeschwindigkeit sinkt, was zu einer langsameren Verbrennung führt. Dieser Effekt hat für AGR-Raten größer 40% nach [100] nur einen geringen Effekt auf den Selbstzündungszeitpunkt, verzögert aber die anschließende Umsetzung. Die Verbrennungsdauer steigt an und die Wärmefreisetzungsraten werden reduziert. Experimente nach [88] mit Kraftstoffen, die zur Zweistufenzündung neigen, zeigen bei Erhöhung der AGR-Rate ebenso eine Absenkung der Wärmefreisetzungsraten. Es wurde aber eine verzögerter Beginn der Nieder- und Hochtemperaturoxidation beobachtet. Ebenso ergab sich ein verlängerter Übergangsbereich zwischen den beiden Phasen.

Im Speziellen existieren durch die interne AGR noch unvollständige Verbrennungsprodukte, insbesondere  $H_2O$ , welche nachoxidieren und die Umsetzung beschleunigen können. Gerade die Sauerstoffkonzentration, welche bei Magerbrennverfahren im Abgas noch entsprechend hoch ist, hat einen solchen Effekt. BECK zeigte in [7], dass sich aus dem nicht linearen Zusammenhang zwischen der Sauerstoffkonzentration und der AGR-Rate für AGR-Raten  $>30\%$  eine hohe Sensitivität auf die Verbrennung ergibt.

Durch die Aufladung wird die Luftdichte erhöht, es folgt eine Zunahme der Sauerstoffdichte und somit eine Verkürzung des Zündverzugs (Abb.2.2). Durch die Ladedruckerhöhung beginnt die Kom-

pression bei einem höherem Druckniveau, was einen höheren Zylinderdruck zu Kompressionsende zur Folge hat und sich ebenso zündverzugsverkürzend auswirkt. Bei konstanter Kraftstoffmenge wird bei einer Ladedruckerhöhung gleichzeitig das Gemisch verdünnt, was zu einer Abnahme der Reaktivität und zu einer Verlängerung des Zündverzugs durch das magere Gemisch führt. Insbesondere für reaktionskinetisch kontrollierte Brennverfahren ist jedoch die Temperaturhistorie der Ladung von großer Bedeutung hinsichtlich des Selbstzündungszeitpunktes. Diese hängt im Wesentlichen vom Isentropenexponenten und somit von der Gemischzusammensetzung ab.

Über die Menge und Verteilung der AGR kann ein gezielter Einfluss auf den Temperaturverlauf oder Temperaturinhomogenitäten im Zylinder und die sich somit ändernde Massenmitteltemperatur erfolgen. Beispielsweise wurden hierzu Effekte durch Abgasschichtung im HCCI-Betrieb von SARIKOC in [73] untersucht.

SAUER beschreibt in [74] am Beispiel eines Einzylinders mit elektrohydraulischer Ventilbetätigung Ansätze zur Regelung und Vorsteuerung der CAI-Verbrennung mittels Restgasspeicherung. Als größte Herausforderung wird die Steuerbarkeit der Verbrennung und die Erweiterung des Kennfeldbereichs gesehen. Die Steuerzeit Auslass schließt (AS) und der Einspritzzeitpunkt wurden als die wesentlichen Verbrennungssteuergrößen identifiziert. Über ein frühes Schließen des Auslassventils wird heißes Abgas im Brennraum zurückgehalten, welches im nächsten Zyklus zur Einleitung der Selbstzündung verwendet wird. Über den Einspritzbeginn wird auf die Temperatur und auf die Gemischhomogenität Einfluss genommen, was sich auf die Reaktionsgeschwindigkeit auswirkt. Für den transienten Motorbetrieb bedarf es einer zyklusaufgelösten Rückmeldung aus dem Brennraum.

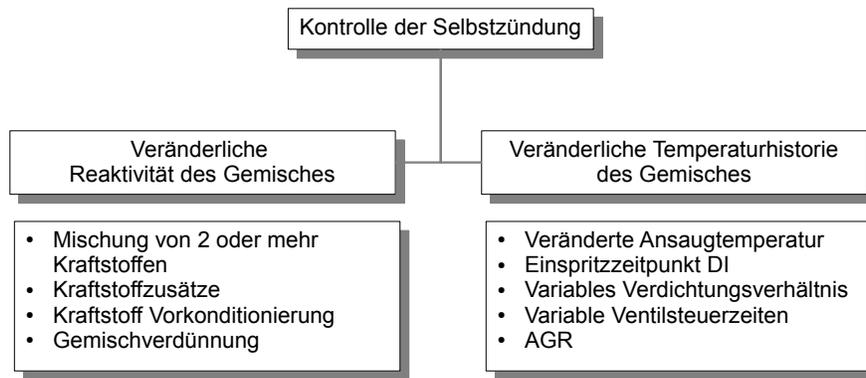
Um den Zündverzug und die Wärmefreisetzung durch interne Restgassteuerung zu kontrollieren, sind entsprechende Freiheitsgrade im Ventiltrieb notwendig. In vollem Umfang ist diese Strategie nur über einen komplexen elektrohydraulischen Ventiltrieb umsetzbar [74], [35], [73].

**Drehzahl** Mit höherer Drehzahl verkürzt sich der Bezug  $\text{Zeit}/^\circ\text{KW}$ . Für höhere Drehzahlen steht somit für sämtliche Reaktionen eine kürzere Zeitspanne zur Verfügung und es ist somit ein direkter Einfluss auf die Selbstzündung gegeben. Neben der verkürzten Zeit für die Gemischhomogenisierung und der deutlich kürzeren Wandwärmeabfuhr bei höheren Drehzahlen aufgrund der schnelleren Kompression, ergibt sich bei sonst konstanten Parametern ein verlängerter Zündverzug in  $^\circ\text{KW}$ , aber ein verkürzter in ms.

**Temperatur** Nach der Arrheniusgleichung (Gl. 2.1) ergibt sich allgemein mit einer Temperaturerhöhung ein Ansteigen der Reaktionsgeschwindigkeiten. Nach allen bekannten Zündverzugsmodellen folgt eine Reduzierung der Zündverzugszeit mit einer Temperaturzunahme. Der Einfluss der Gemischtemperatur auf die homogene Selbstzündung wurde schon in vielen Untersuchungen mit gleichem Ergebnis betrachtet [91], [11], [22]. Es zeigte sich mit Temperaturerhöhung eine Zunahme der Reaktionsgeschwindigkeiten sowohl im cool-flame-Bereich der Niedertemperaturwärmefreisetzung als auch in der Hochtemperaturoxidation.

**Kraftstoffeigenschaften** Über die Kraftstoffeigenschaften ergibt sich ein sehr großer Einfluss bezüglich des Zündverzugs und der Selbstzündungseigenschaften. Sie stellen somit eine wesentliche Steuergröße zur Kontrolle der Wärmefreisetzung dar. Unterschiedliche Einflüsse auf den Zündverzug und die Selbstzündung ergeben sich hauptsächlich durch die Molekülstruktur und dem daraus abgeleiteten Einfluss auf das Siedeverhalten, insbesondere bei Mehrkomponentenkraftstoffen. Die Aufteilung der Kraftstoffe kann in zwei Gruppen vorgenommen werden. Langkettige Paraffine sind durch gute Selbstzündungseigenschaften charakterisiert, während kurzkettige Kohlenwasserstoffe oder das Vorhandensein von weiteren funktionellen Molekülgruppen mit polaren Atombindungen eine geringere Zündwilligkeit aufweisen. Bekannterweise existieren die beiden Kraftstoffvergleichskennzahlen Oktanzahl (OZ) zur Beschreibung der Klopfestigkeit und die Cetanzahl (CZ) zur Beschreibung der Zündwilligkeit. Kraftstoffe mit hoher CZ ( $>30$ ) sind durch eine zweistufige Wärmefreisetzung gekennzeichnet [54], [31]. Nach [29] und [88] hat die Kraftstoffmolekülstruktur einen entscheidenden Einfluss auf die Niedertemperatur- und das anschließende Einsetzen der Hochtemperaturoxidation. Die Untersuchungen zeigen, dass es möglich ist, mit den Kraftstoffeigenschaften einen entscheidenden Einfluss auf die Niedertemperaturoxidation zu nehmen. Daher wird die Kombination eines zündwilligen und -unwilligen Kraftstoffs zur Kontrolle der Wärmefreisetzung vorgeschlagen. Für den untersuchten Kraftstoff mit geringer CZ (Ethylen) wurde keine Niedertemperaturwärmefreisetzung beobachtet. Mittels einer in [40] vorgestellten Korrelation lassen sich die beiden Vergleichskennzahlen annähernd ineinander umrechnen und es lässt sich so die Zündwilligkeit auch für zündunwillige Kraftstoffe in einer Kennzahl beschreiben. Weitere Ansätze hierzu existieren beispielsweise in [72] und [44]. Mehrere Untersuchungen [36], [57], [7] zeigen, dass die Vergleichskennzahlen CZ und OZ allein keine geeigneten Kenngrößen zur Beschreibung der Selbstzündung beziehungsweise der Klopfestigkeit unter homogenen Bedingungen darstellen. Alternativ zur Cetanzahl wird von Beck in [7] ein Zündintegral, basierend auf einem modifizierten Arrhenius-Ansatz, zur kraftstoffspezifischen Charakterisierung des Zündverhaltens vorgeschlagen.

Die Schichtung der Zündwilligkeit durch den Einsatz verschiedener Kraftstoffe erlaubt einen Ansatz zur Kontrolle der Wärmefreisetzung. Hierbei spielt der Homogenisierungsgrad der Kraftstoffe eine entscheidende Rolle. Zusammenfassend zeigt sich deutlich die komplexe Abhängigkeit der einzelnen Steuer-/Beeinflussungsgrößen auf die Selbstzündung. Abbildung 2.4 gibt einen Überblick über die Möglichkeiten zur Kontrolle der Selbstzündung.



**Abbildung 2.4:** Kontrolle der Selbstzündung nach [83]

Die einzelnen Einflussgrößen auf die Selbstzündung sind teilweise eng verknüpft und schon kleine Parameteränderungen haben eine hohe Sensitivität auf den Verbrennungsablauf. Insbesondere im Transientbetrieb stellt dies eine Herausforderung dar, weshalb eine echtzeitfähige Verbrennungsrückmeldung zur Kontrolle der Selbstzündung benötigt wird.

## 2.2 Sensorik zur Verbrennungsregelung

Für die kontrollierte Selbstzündung in einem Verbrennungsmotor ist eine echtzeitfähige Größe für die Verbrennungsregelung notwendig, welche beispielsweise durch die Auswertung des erfassten Zylinderdrucksignals erfolgen kann. Heutige Motorsteuergeräte (ECU) sind in der Lage, in Echtzeit durch eine schnelle Heizverlaufsrechnung Verbrennungscharakteristika wie den Umsatzschwerpunkt oder Größen wie beispielsweise den Druckgradienten des Zylinderdrucks zur Überwachung der Motorbelastung zu berechnen. Mittlerweile existieren hierzu kostengünstige und im Serieneinsatz erprobte Zylinderdrucksensoren, die mit ausreichender Genauigkeit die Signale während des Hochdruckprozesses auflösen (vgl. Kapitel 4.3). Neben dem Zylinderdrucksignal werden z. B. in Gasmotoren Oberflächenthermoelemente im Brennraum eingesetzt, um auf Veränderungen der Verbrennung reagieren zu können. Mit den Oberflächenthermoelementen können Temperaturänderungen im Bereich von kleiner  $10\mu\text{s}$  detektiert werden [68].

Als weitere Alternative kann das Ionenstromsignal verwendet werden, welches aus einer Ionenstromsonde über eine spezielle Zündkerze oder Glühkerze erfasst werden kann. KUBACH [49] untersuchte im konventionellen Diesel- und HCCI-Betrieb unter anderem die Korrelation von Brennbeginn und Ionenstromsignal und konnte hier eine sehr gute Übereinstimmung aufzeigen. Es zeigt sich jedoch eine starke Abhängigkeit des Signals vom Einbauort und der Geometrie der Sonde.

FRANZ zeigte in [25], dass die Ionenstromsignalgüte starke Abhängigkeiten von der Gemischzusammensetzung aufweist. Soll die Verbrennungsregelung nicht brennraumintern sensiert werden, gibt es alternative Ansätze durch beispielsweise die Drehschwingungsanalyse des Kurbeltriebs oder unter Auswertung des Körperschallsignals eines Klopfensors. Untersuchungen zur Sensorik für die Ver-

brennungsregelung eines HCCI-Mehrzylindermotors sind in [25] und [24] zu finden. Franz beschreibt bei der Übertragung des HCCI-Brennverfahrens auf Mehrzylindermotoren mehrere Herausforderungen global und pro Zylinder. Auch in [33] wird die Regelung der HCCI-Verbrennung mit einer Brennrauminformation in Form eines Drucks, Temperatur oder Ionenstromsignals als unabdingbar gesehen.

**Druckschwingungen** Durch die nicht exakt gleichzeitige Selbstzündung im gesamten Brennraum entstehen klopfähnliche Schwingungen der Gasmasse, die in den Modi der Brennraumgeometrie zu finden sind. HENSEL et. al [32] untersuchten diese hochfrequenten Schwingungen unter Einfluss verschiedener motorischer Größen an einem Einzylindermotor im CAI-Betrieb und ziehen die Grenze zum Klopfen. Die Druckschwingungen weisen wesentlich geringere Amplituden auf als bekannte Klopferschwingungen. Sie konnten durch eine Frequenzanalyse des Zylinderdrucksignals zeigen, dass es sich bei den Schwingungen um stehende Wellen im Brennraum handelt. Die ermittelten Frequenzen liegen im Bereich der Brennraumresonanzfrequenzen. Es besteht ein deutlicher Zusammenhang zwischen den maximalen Druckgradienten der Verbrennung und den Schwingungen im Druckverlauf. Außer den Druckgradienten besitzen noch weitere motorische Größen Einfluss auf das Schwingungsverhalten. Es wird vermutet, dass es sich dabei um zyklische Schwankungen oder Fluktuationen in der Zusammensetzung des Restgases, der lokalen Gemisch- oder Temperaturverteilung handelt. Die einzelnen Schwingungsmodi sind abhängig von der Brennraumgeometrie, der Schallgeschwindigkeit und somit nach Gleichung 2.7 von der Temperatur. Die energiereichen niederfrequenten Anteile müssen bei Filterung erhalten bleiben, um die Motorbelastung zu quantifizieren.

$$c = \sqrt{\kappa RT} \quad (2.7)$$

Die Analyse der zyklischen Schwankungen bei HCCI [92] an einem Heavy-Duty Motor mit u.a. sechs über den Umfang des Zylinderkopfes verteilten Indizierquarzen zeigten gute Übereinstimmung mit der Druckwellentheorie. Die größten Intensitäten wurden bei der ersten Schwingungsmode zwischen 4-5 kHz beobachtet, welche auf eine radiale Ausbreitung im Brennraum schließen lässt.

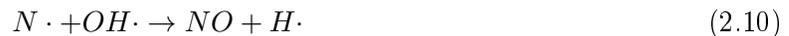
## 2.3 Schadstoffentstehung

Bezüglich der Schadstoffentstehung soll hier nur ein kurzer Abriss der wesentlichen Reaktionen und Bildungsmechanismen erfolgen. Für eine detaillierte Beschreibung der einzelnen Schadstoffkomponenten wird auf [6], [9], [52] und [55] verwiesen.

**Stickstoffoxide** Mit dem Begriff der Stickoxide ( $NO_x$ ) wird eine Gruppe von chemischen Verbindungen aus Stickstoff und Sauerstoff in verschiedenen Atomverhältnissen bezeichnet. Den Hauptanteil an  $NO_x$  bildet Stickstoffmonoxid NO, welches bei Verbrennungsprozessen auf prinzipiell drei verschiedenen Wegen entstehen kann.

Die thermische NO-Bildung stellt insbesondere bei hohen Temperaturen den wesentlichen Bildungsmechanismus dar. Es bildet sich bei hohen Temperaturen ( $T > 2200$  K) im verbrannten Teil

hinter der Flammenfront aus molekularem Stickstoff der Verbrennungsluft unter Initiierung durch Sauerstoffradikale und unter Mitwirkung von OH-Radikalen. Unter diesen Randbedingungen liegt eine ausreichende Aktivierungsenergie für die Aufspaltung der  $N_2$ - Dreifachbindung vor, die Reaktion R2.8 läuft ausreichend schnell ab und ist geschwindigkeitsbestimmend. Die der Bildung zugrunde liegende Reaktionskinetik kann mit dem erweiterten Zeldovich-Mechanismus [99] nach den drei Elementarreaktionen (R2.8-R2.10) beschrieben werden:



Die NO-Bildung  $\frac{d[NO]}{dt}$  kann mit dem stark temperaturabhängigen Geschwindigkeitskoeffizient  $k_1$  für R2.8 vereinfacht nach R2.11 beschrieben werden:

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_1 [O] [N_2] \quad (2.11)$$

Eine Minimierung des thermischen NO ist demnach möglich durch die Minimierung von  $k_1$  (Absenken der Temperatur), der Sauerstoffkonzentration  $[O]$  oder der Stickstoffkonzentration  $[N_2]$  ([95], [34]). Im Umkehrschluss bedeutet dies, dass die Bildung nur bei Sauerstoffüberschuss und ausreichend hohen Temperaturen stattfindet. Bei Niedertemperaturbrennverfahren ist aufgrund der geringen Verbrennungstemperatur der Geschwindigkeitskoeffizient  $k_1$  zu gering und die NO-Bildung nach R2.8 kann vermieden werden.

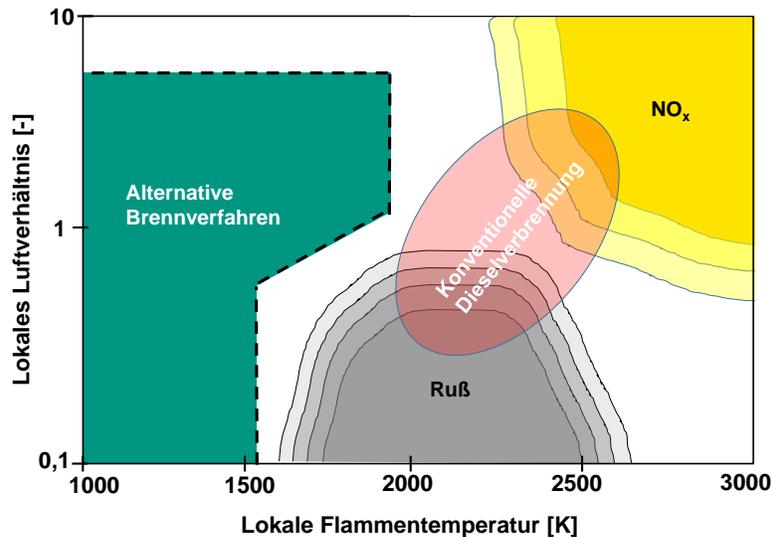
Neben dem thermischen NO existiert das Prompt- und das Brennstoff-NO. Das Prompt-NO wird nach Fenimore nur in fetten Bereichen hauptsächlich durch das Radikal CH über Blausäure (HCN) [10] gebildet. Es entsteht im Vergleich zu thermischem NO schon bei deutlich niedrigeren Temperaturen und kann bei Niedertemperatur-Brennverfahren im Falle schlechter Gemischbildung zur Entstehung von  $NO_x$ -Emissionen beitragen [22]. Brennstoff-NO wird durch Oxidation des im Kraftstoff gebundenen Stickstoffs gebildet. Vor dem Eintritt in die Verbrennungszone wird der im Kraftstoff enthaltene Stickstoff in Radikale oder Verbindungen der CN-Gruppe (Cyan-Verbindungen) umgewandelt, die in der Flammenzone teilweise weiter zu NO oxidieren. Die Stickstoffgehalte heutiger verwendeter Kraftstoffe sind allerdings so gering, dass die Brennstoff-NO-Bildung vernachlässigt werden kann.

Nach [6], [89] und [95] wird ein entscheidender Bestandteil der  $NO_x$ -Emissionen dem Prompt-Mechanismus für homogen magere Niedertemperaturbrennverfahren  $N_2O$  zugeschrieben. Aufgrund der mageren Bedingungen wird die Bildung von Fenimore-NO und resultierend aus den niedrigen Verbrennungstemperaturen die thermische NO-Bildung unterdrückt.  $N_2O$  entsteht nach R2.12 [95] insbesondere bei hohen Drücken durch den Molekülstoßpartner M und benötigt wegen der geringen Aktivierungsenergie keine sehr hohen Temperaturen.



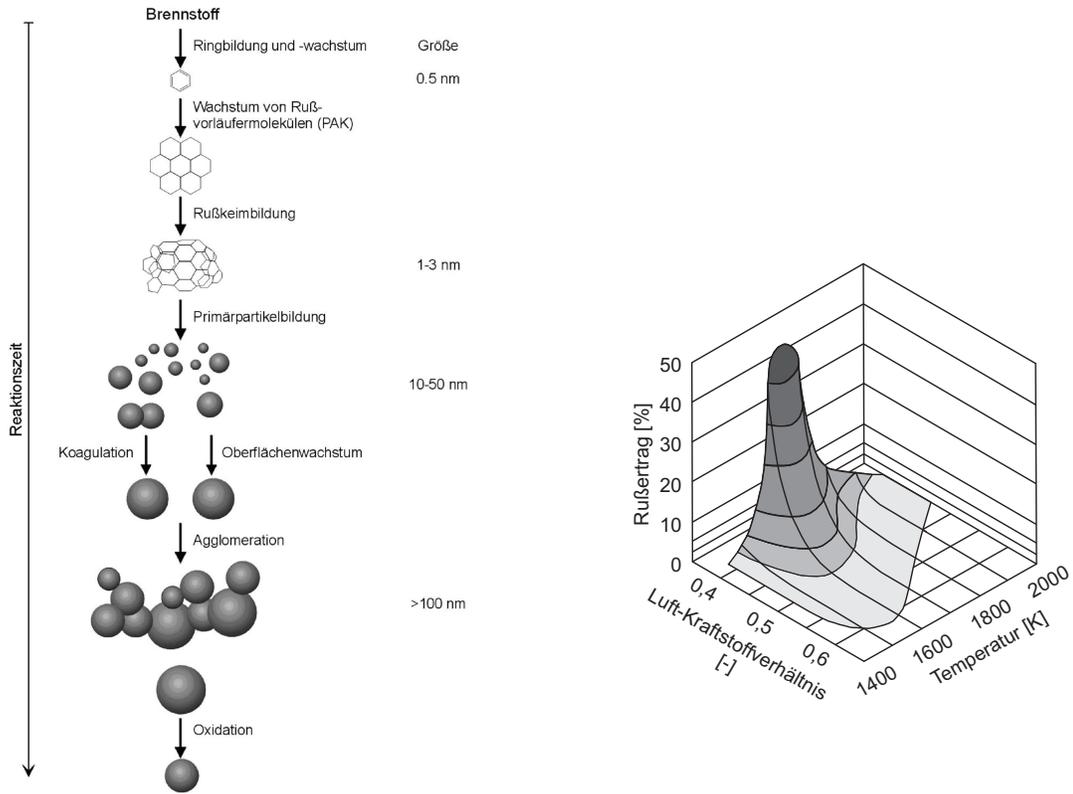
Das so gebildete  $N_2O$  reagiert anschließend weiter mit einem Sauerstoffradikal zu  $NO$ .

**Rußbildung und Partikel** Als Ruß bezeichnet man diejenigen Abgasbestandteile, die in flüssiger oder fester Form (mit Ausnahme von Wasser) in einem Filter gesammelt werden können. Die Entstehung der 10 bis 500 nm großen Rußteilchen (Partikel) während der Verbrennung ist das Ergebnis der zueinander konkurrierend ablaufenden, komplexen physikalischen und chemischen Prozesse der Rußbildung und -oxidation. Allgemein wird akzeptiert, dass die lokale Temperatur sowie die lokale Kraftstoffdampf- und Sauerstoffkonzentration die bestimmenden Faktoren sind. Zur Rußbildung werden lokal fette Zonen mit einem Luft-Kraftstoffverhältnis von  $< 0,6$  sowie gleichzeitig Temperaturen von größer 1400K benötigt (Abb. 2.5). Beide Randbedingungen stellen sich für homogen magere Brennverfahren nicht ein. Kommt es für diese Brennverfahren dennoch zu einer erhöhten Rußbildung, lässt sich diese meist auf eine ungenügende Gemischbildung zurückführen.



**Abbildung 2.5:** Zonen der Ruß- und  $NO_x$ -Bildung in Abhängigkeit des Luft-Kraftstoffverhältnisses  $\lambda$  und der lokalen Flammentemperatur

In fetten Verbrennungsbereichen werden polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe (PAK) gebildet. Sie sind zum Teil karzinogen und spielen bei der Rußbildung eine wichtige Vorläuferrolle. Das wichtigste Vorprodukt für die Bildung höherer Kohlenwasserstoffe ist das Ethin (Acetylen  $C_2H_2$ ), das in brennstoffreichen Flammen gebildet wird. Die aromatischen Ringstrukturen entstehen dann durch Reaktion von  $CH$  oder  $CH_2$  mit  $C_2H_2$  unter Bildung von  $C_3H_3$ , das dann durch Rekombination und Umlagerung den ersten Ring bilden kann. Der nächste Schritt bei der Bildung von teilchenartigen Strukturen erfolgt durch Zusammenlagerung von Molekülen durch Keimbildung. Anschließend vergrößern sich diese Teilchen durch Oberflächenwachstum über die Addition vorwiegend von Acetylen sowie durch Koagulation und Agglomeration. Abbildung 2.6 gibt einen schematischen Überblick über die Rußentstehung.



**Abbildung 2.6:** Schematische Darstellung der unterschiedlichen Phasen der Rußentstehung nach [9]

Die beschriebenen Mechanismen weisen teilweise eine hohe Sensitivität gegenüber der Kraftstoffmolekülstruktur auf [10]. Entscheidender Faktor auf die tatsächlich emittierte Rußmenge ist die Nachoxidation. Wie schon erwähnt, steht die Rußbildung in erheblichem Zusammenhang mit dem lokalen Luftverhältnis und somit dem Angebot an Sauerstoff für die Oxidation der Rußteilchen. Die Rußoxidation selbst ist wiederum in zwei Phasen unterteilt, wobei neben der Temperatur in der ersten Oxidationsphase die OH-Konzentration und in der zweiten Phase die Sauerstoffkonzentration die entscheidenden Parameter sind. Die Ruß- und  $NO_x$ -Bildungsbereiche können mit alternativen homogenen mageren Niedertemperaturbrennverfahren weitestgehend “unterlaufen” werden [48].

### Verbrennungsprodukte unvollständiger Verbrennung

**CO** Als Produkt unvollständiger Verbrennung entsteht Kohlenstoffmonoxid (CO) als Zwischenprodukt der Verbrennung in lokal fetten Brennraumbereichen, in denen nicht genügend  $O_2$  zur vollständigen Oxidation des CO zu  $CO_2$  vorhanden ist. Für eine geringe CO-Bildung immanant wichtig ist neben genügend Restsauerstoff die Oxidation von CO zu  $CO_2$  während der Hochtemperaturoxidation nach R2.13



Dieser langsam ablaufende Prozess findet nur oberhalb von Temperaturen 1100K statt. Das Absinken des Temperaturniveaus während der Expansion führt des Weiteren dazu, dass entsprechende Prozesse zur Nachoxidation einfrieren. Bei tieferen Temperaturen findet somit nur teilweise eine Oxidation von CO zu  $CO_2$  statt und es kommt zu typisch höheren CO- Emissionen für kinetisch kontrollierte homogene Niedertemperaturbrennverfahren [6]. Bei heterogenen Dieselmotoren spielen im Gegensatz zu einer ottomotorischen Flammenfrontverbrennung die CO-Emissionen aufgrund des mageren Betriebs und der höheren Temperaturniveaus nur eine untergeordnete Rolle.

**HC** Emissionen unverbrannter Kohlenwasserstoffe entstehen wie CO in Brennraumbereichen, in denen die Hochtemperaturoxidation der Verbrennung nicht vollständig stattgefunden hat. Die Oxidation von Kohlenwasserstoffen hängt wie die von CO sehr stark von OH-Radikalen nach Reaktionsgleichung R2.13 ab, welche wiederum wie beschrieben sehr temperaturabhängig ist [18]. Im mageren Bereich (Abmagerung der Flamme), in Spalten (Feuersteg, Kolbenringpalten) und an der Wand durch zu hohe Wärmeableitung und der Wechselwirkung der Flamme mit den Brennraum begrenzenden Bauteilen kommt es lokal zur Flammenlöschung. Allgemein gilt hierbei, dass die zugeführte oder freiwerdende Wärme in der chemischen Reaktionszone geringer ist als die abgeführte, was zum Erlöschen der Flamme führt, obwohl zündfähiges Gemisch vorliegt. Weiterhin hemmen zu geringe Temperaturen während der Expansion die vollständige Nachoxidation. Als Folge von Flammenlöschung durch Flammen-Streckung, welche vor allem in lokal sehr fetten und sehr mageren Brennraumbereichen zusammen mit einer hohen Turbulenz auftritt, kommt es ebenso zu erhöhten Kohlenwasserstoff-Emissionen. Wird das Gemisch nicht erneut entzündet, wird der Brennstoff unverbrannt ausgeschoben. Dies gilt hauptsächlich als Ursache unverbrannter Kohlenwasserstoffemissionen bei Niedertemperatur-Brennverfahren [94], [56]. Eine weitere Ursache erhöhter Kohlenwasserstoffe

kann in einer unzureichenden Gemischbildung oder durch den Ölfilm als Quelle gesehen werden. Trifft bei Direkteinspritzung das Kraftstoffspray den Kolbenboden (frühe Saughubeinspritzung Otto-DE) oder die Zylinderwand (homogene Brennverfahren mit früher Kompressionshubeinspritzung), kommt es ebenso zu erhöhten HC-Emissionen. In [46] konnte KOKJOHN ET. AL. durch Simulationen zeigen, dass im RCCI-Betrieb die Hauptbildungsregime von CO und HC im Feuerstegbereich liegen. Bei höheren Lasten im RCCI-Betrieb gilt es, durch den Einspritzzeitpunkt und die Menge lokal fette Bereiche durch die direkt eingespritzte Pilotmenge zu vermeiden, um die Bildung von unverbrannten Verbrennungsprodukten nicht zu fördern. Weitere Untersuchungen zu einer optimierten Kolbenmuldenform für den RCCI-Betrieb wurden von DEMPSEY ET AL. in [2] durchgeführt.

Allgemein können beide Emissionsbestandteile unvollständiger Verbrennung bei ausreichend hoher Abgastemperatur und einem Sauerstoffüberschuss mit einem Dieseloxydationskatalysator oxidiert werden.

### 3 Zweistoffbrennverfahren

Das am weitesten verbreitete Brennverfahren mit Selbstzündung ist das heterogene Dieselmotorenverfahren. Bedingt durch den Prozess der nicht vorgemischten Verbrennung kommt es zu einer im Vergleich zum ottomotorischen Brennverfahren langsameren Wärmefreisetzung. Beim Dieselmotorenverfahren handelt es sich um eine global magere, mischungskontrollierte Verbrennung, bei der lokal sehr fette Gemischbereiche existieren, welche die Rußbildung begünstigen. Die nicht vorgemischte Verbrennung startet an den einzelnen Einspritzstrahlen des Dieselsprays. Neben den fetten Zonen existieren auch sehr heiße, nahezu stöchiometrische Randbereiche, in denen Stickoxide gebildet werden. Die Idee bei Zweistoffbrennverfahren ist es, diese Nachteile teilweise oder gänzlich zu umgehen. Bisher bekannt sind Zweistoffbrennverfahren in Verbindung mit Gasbrennverfahren nach dem Dieselmotorenzündstrahlprinzip [8], [86], [4]. Die Verwendung von zwei flüssigen Kraftstoffen begrenzt sich dagegen noch weitestgehend auf den Forschungsbereich, obwohl für den brasilianischen Markt schon Prototypen-Erstanwendungen im NFZ-Bereich mit Ethanol und Diesel vorgestellt wurden [43]. Im Prinzip wird ein zündunwilliger Kraftstoff in einem stark mit Luft oder Abgas verdünnten Gemisch homogen vorgemischt. Mit Hilfe des zweiten zündwilligen Pilotkraftstoffes, welcher die Selbstzündungsbedingungen anhebt, setzt das Gemisch ohne eine weitere Zündquelle nach der Selbstzündung mit hohen Reaktionsraten um. Die Energiedichte der Pilotmenge ist hierbei um ein Vielfaches höher, als beispielsweise die Zündenergie, die über eine Luftfunkenkerze bereit gestellt werden kann. Gleichzeitig kann je nach Einbringung der Pilotmenge (Kammverfahren oder frühe Direkteinspritzung) ein wesentlich größerer Brennraumbereich erfasst und gezündet werden. Je nach Vormischungsgrad des Pilotkraftstoffes kommt es zur Ausbildung unterschiedlicher Verbrennungsregime. Liegt eine Schichtung des Pilotkraftstoffes vor, erfolgt die Umsetzung zuerst in diesen Bereichen. So bildet sich eine Flammenfront ausgehend von den einzelnen Pilotzündstrahlen, verbunden mit hohen Verbrennungstemperaturen (Vgl. Abb. 3.3). Ebenfalls ist es möglich, dass die Pilotmenge separat umgesetzt und erst durch diese Wärmefreisetzung das restliche Gemisch gezündet wird. Es kommt somit während der Niedertemperaturoxidation teilweise zur Ausbildung zweier unterschiedlicher Verbrennungsregime. Weiterhin werden beim Zündstrahlprinzip unterschiedliche Zündkammern verwendet, aus der die austretenden Fackelstrahlen für die Entflammung des restlichen Gemisches sorgen. Bei der Auswahl der Kraftstoffe sind nach diesem Prinzip beliebige Kombinationen denkbar. Auch deren Aggregatzustand ist hierbei nicht eingeschränkt.

Die Literatur weist meist auf die höhere Komplexität eines Zweistoffbrennverfahrens gegenüber Brennverfahren hin, die als wesentliche Steuergröße interne Restgasspeicherung durch einen variablen Ventiltrieb verwenden. Wird für die Einbringung des flüssigen Primärkraftstoffes jedoch ein Niederdruckeinspritzsystem verwendet, ergeben sich Vorteile im Vergleich zu einer aufwändigeren Restgassteuerung über die Auslassventile bezüglich der Systemkosten und Komplexität. Generell sind Zweistoffbrennverfahren durch sehr geringe  $NO_x$ - und Rußemissionen gekennzeichnet.

HAVENITH [31] untersuchte in einem Dieselmotor ein Zweistoffbrennverfahren am Beispiel von Methanol und Gasöl (Diesel) im Zündstrahlprinzip. Er konnte zeigen, dass sich das Gasöl in großen Teilen durch Methanol (bis zu 90%) ersetzen lässt und sich innermotorisch im Zweistoffbetrieb sehr

geringe  $NO_x$ - und Rußemissionen erzielen lassen. Bezüglich der Einbringung des Primärkraftstoffes wurde der Vergleich zwischen Saugrohr- und Direkteinspritzung aufgezeigt, wobei die letzte Variante in Verbindung mit einem Gasölzündstrahl eindeutig vorzuziehen ist, um die hohe Verdampfungsenthalpie des Alkoholkraftstoffes zu nutzen. Die gemessenen Druckanstiegsgradienten mit Methanol lagen deutlich unterhalb derer im reinen Dieselbetrieb. Es ergab sich eine geringere mechanische und thermische Motorbelastung.

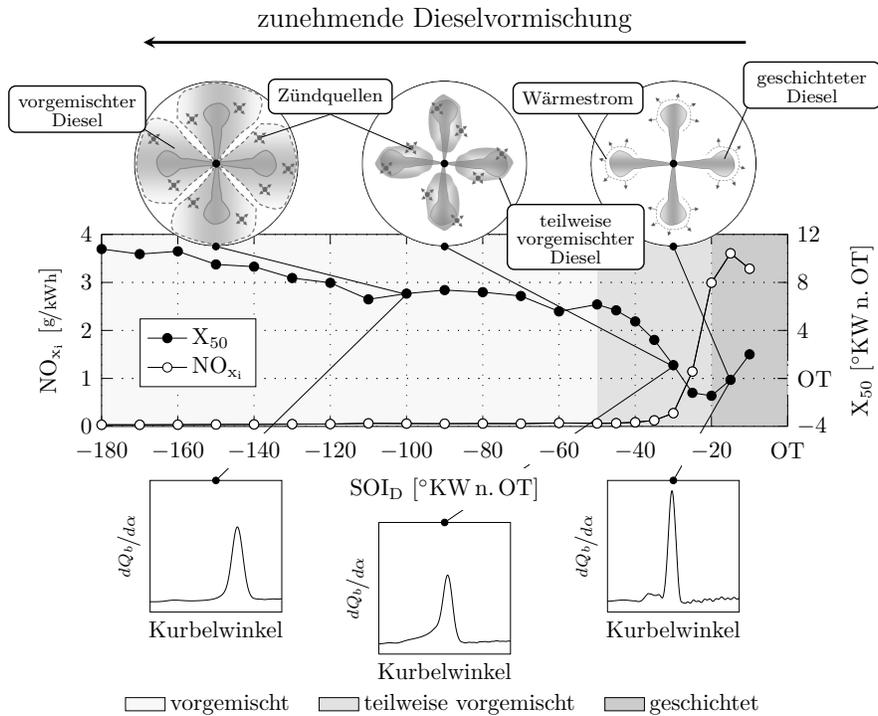
OLSSON ET. AL. verwendeten in [67] zur Steuerung des untersuchten Zweistoffbrennverfahrens die im Ansaugtrakt getrennte Niederdruckeinspritzung von n-Heptan und Iso-Oktan. Die Untersuchungen wurden an einem 6-Zylinder NFZ-Dieselmotor durchgeführt. Die Kolbenmulde und der Zylinderkopf wurden nicht verändert und somit die geometrische Verdichtung von  $\epsilon=18$  beibehalten. Mit dieser Strategie konnten Lastpunkte bis zu 6,5 bar  $p_{mi}$  dargestellt werden. Für geringe Lasten wurde eine elektrische Ansaugluftvorwärmung mit bis zu 37 kW verwendet. Das Gemisch wurde nur durch zusätzliche Luft über ATL-Aufladung verdünnt, der Einfluss externer AGR wurde hier nicht untersucht. Die vorgestellte Verbrennungsregelung basiert unter anderem auf einer Regelung der Verbrennungsschwerpunktlage, welche aus dem indizierten Zylinderdrucksignal berechnet wird. Der Verbrennungsschwerpunkt kann über die Mengenvariation der beiden eingespritzten Kraftstoffe eingeregelt werden. Insgesamt besteht der Verbrennungsregler aus drei PID-Reglern für die Last  $p_{mi}$ , die Schwerpunktlage und einem dritten zur Regelung der Ansauglufttemperatur durch die elektrischen Heizer. Es wurde der Ansatz aufgestellt, die Sensitivität von X50 bezüglich der Oktanzahl und diese Sensitivität wiederum als Produkt von Einzelparameterfunktionen zu beschreiben. Die isolierte Betrachtung der Verbrennungssteuergrößen, die Mehrgrößenabhängigkeit des Verbrennungsschwerpunktes und deren Berücksichtigung in der Verbrennungsregelung wird hier am Mehrzylindermotor aufgrund von Abhängigkeiten und Koppelungen der Größen als schwierig beschrieben, was eine Motivation für modellbasierte Ansätze rechtfertigt.

Als eine der Schlüsseltechnologien zur Ausweitung des Lastkennfeldes bei Zweistoff-Brennverfahren wurde von OLSSON in [66] die Abgasturboaufladung untersucht. Die Gemischverdünnung ist notwendig, um die Motorbelastung zu senken. Die im Vergleich zum Dieselmotor niedrige Abgasenthalpie machen den Einsatz von kleinen Turbinen notwendig, was zu entsprechend hohen Ladungswechselverlusten führt. Als Vorschlag wird der Einsatz eines Turboladers mit variabler Turbinengeometrie (VTG) genannt, um die Abgasgedrücke bei höheren Drehzahlen zu senken und einen möglichst großen Bereich des Motorkennfeldes mit guten Verdichterwirkungsgraden darstellen zu können. Um die Ladungswechselverluste möglichst gering zu halten, sollte die Verbrennung stets mit minimalen Luftverhältnissen betrieben werden. Durch die kombinierte Einspritzung von n-Heptan und Ethanol (höhere OZ) anstatt Benzin konnten in Kombination mit der Aufladung ohne externe AGR Lasten bis zu 16 bar  $p_{mi}$  bei 1800 1/min erzielt werden. Bei den hohen Lasten überwiegt der Anteil von Ethanol an der Gesamtmasse. Genaue Angaben zum Mengenverhältnis der beiden Kraftstoffe werden jedoch nicht gemacht. Als limitierender Faktor wird bei den Untersuchungen der Zylinderdruckgradient beschrieben und es ergaben sich hin zu hohen Lasten auch Selbstzündungen ohne die Einspritzung von Heptan, weshalb die Ansaugluft am Prüfstand auf Werte von 15°C bis maximal 55°C gekühlt wurde. Wie schon vorher bei den Untersuchungen mit Benzin und Hep-



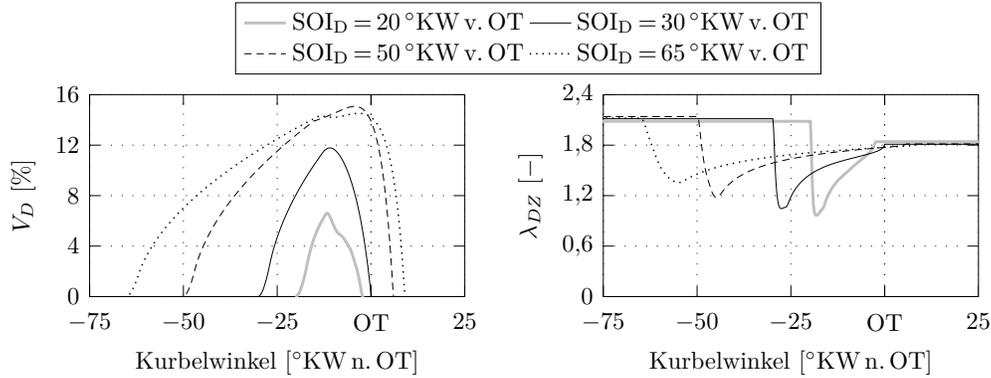
### 3.1 Untersuchtes Zweistoff-Brennverfahren

Grundlegende Untersuchungen zum Verständnis dieses Brennverfahrens mit zwei flüssigen Kraftstoffen wurden von EICHMEIER in [22] durchgeführt. Eichmeier entwickelte und bestätigte zu der hier beschriebenen Dual-Fuel-Verbrennung eine Modellvorstellung bestehend aus drei Verbrennungsregimen, welche sich hauptsächlich in der Umsetzung des Dieselpkraftstoffes unterscheiden. Die Modellvorstellung des Brennverfahrens, wie in Abbildung 3.1 dargestellt, konnte durch die optischen Untersuchungen zur Einspritzstrahlvisualisierung und das Aufzeichnen der OH-Strahlung (Abb.3.3) der Verbrennung bestätigt werden. Es handelt sich bei dieser Verbrennung nicht um eine Flammenfrontverbrennung, sondern um eine reaktionskinetisch kontrollierte Verbrennung. Durch die ‘‘Schichtung der Zündwilligkeit’’, welche durch die Einspritzung eines zündunwilligen und zündwilligen Kraftstoffes erreicht werden kann, gelingt es, die Wärmefreisetzung zu kontrollieren und durch die Ladungsverdünnung mit Abgas oder Luft einen ausreichend langen Zündverzug für das Gemisch herzustellen. Der Grad der Vormischung des zündwilligen Diesels ist hierbei entscheidend. Die Dieselpverbrennung kann geschichtet, teilweise vorgemischt oder homogen erfolgen. Je nach Verbrennungsregime ergibt sich ein charakteristischer Ablauf der Verbrennung, der große Auswirkungen auf die Emissionen und die Motorbelastung hat. Abbildung 3.1 fasst die oben beschriebene theoretische Modellvorstellung der Dual-Fuel-Verbrennung noch einmal grafisch zusammen. Gezeigt sind die  $NO_x$ -Emissionen sowie die Umsatzschwerpunktlage  $X_{50}$  und die qualitativen Wärmefreisetzungsraten für die drei charakteristischen Verbrennungsregime bei einem konstanten energetischen Dieselpanteil von 15% [22].



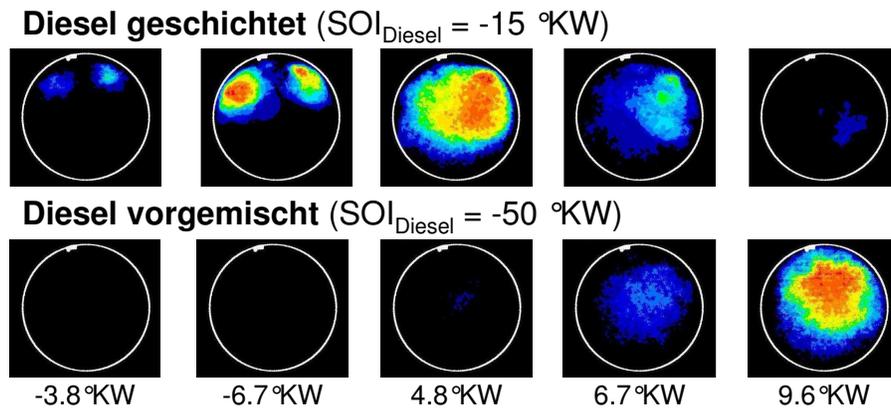
**Abbildung 3.1:** Theoretische Modellvorstellung der Dual-Fuel-Verbrennung nach [22] in Abhängigkeit des Dieselpmischungsgrades

Die Dieselzone nimmt hierbei je nach Einspritzzeitpunkt, -menge und der sich ergebenden Vormischung unterschiedliche Volumina am Gesamtvolumen ( $V_D$ ) ein und es ergeben sich entsprechend lokal andere Luftverhältnisse in der Dieselzone (DZ). In Abbildung 3.2 ist dieser Sachverhalt für vier verschiedene Dieseleinspritzzeitpunkte aufgezeigt.



**Abbildung 3.2:** Berechnetes Volumen der Dieselzone  $V_D$  sowie deren Luft-Kraftstoffverhältnis  $\lambda_{DZ}$  für verschiedene Einspritzzeitpunkte des Dieselkraftstoffs [22]

Entscheidend ist hier bei frühen Einspritzzeitpunkten die lange Zeitspanne zwischen Einspritzung und Zündung, die maßgeblich zur Abmagerung der Dieselzone führt [22]. Zielführend für dieses Brennverfahren ist es, die Dieseleinspritzung von der Verbrennung zu entkoppeln, um so eine separate Wärmefreisetzung allein durch das Umsetzen des Dieselkraftstoffs zu vermeiden. Die Ausbildung der beiden Verbrennungsregime kann anhand einer OH-Visualisierung gezeigt werden. Deutlich lässt sich das Umsetzen des geschichteten Diesels bei einem für dieses Brennverfahren späten Einspritzzeitpunkt ( $SOI_{Diesel}$   $15^\circ\text{KW v. ZOT}$ ) in Abbildung 3.3 bei  $-6,7^\circ\text{KW}$  erkennen. Wird der Dieselkraftstoff hingegen wesentlich früher eingespritzt, liegt er vorgemischt vor und die Verbrennung erfolgt nach längerem Zündverzug später nach der simultanen Umsetzung des Gesamtgemisches (Abb. 3.3  $SOI_{Diesel}$   $50^\circ\text{KW v. ZOT}$ , Zeitpunkt  $9,6^\circ\text{KW}$ ).



**Abbildung 3.3:** OH-Visualisierung der Dual-Fuel-Verbrennungsregime vorgemischt ( $SOI_{Diesel} -50 \text{ °KW}$ ) und geschichtet ( $SOI_{Diesel} -15 \text{ °KW}$ ) [22]

Der Einfluss der Dieselmischbildung auf den Dual-Fuel-Betrieb (Düsengeometrie und Einspritzdruck) kann als sehr gering eingestuft werden und wurde in [22] untersucht. Eine sehr gute Kleinstmengensteuerung des Injektors stellt hierbei jedoch eine wichtige Anforderung an den Injektor dar. Für den Dual-Fuel-Betrieb erwies sich ein Einspritzdruck von 1200 bar als ausreichend, da der Dieselmischbildung im Vergleich zur konventionellen Dieselerverbrennung nur eine untergeordnete Rolle zukommt. Unter Verwendung von verschiedenen Ansätzen zur Quantifizierung der Motorbelastung basierend auf dem Zylinderdrucksignal führte Eichmeier die Größen Klopfintegral und -amplitude ein. Als energetisches Verhältnis des zündunwilligen Primärkraftstoffs und des zündwilligen Dieselmischkraftstoffs wird für das Brennverfahren die Variable  $\chi$  nach Gleichung 3.1 definiert:

$$\chi = \frac{E_{prim}}{E_{ges}} = \frac{m_{prim} \cdot H_{uprim}}{m_{pilot} \cdot H_{upilot} + m_{prim} \cdot H_{uprim}} \quad (3.1)$$

Bei der bisher verwendeten Betriebsstrategie erfolgt der Dieselerbetrieb im Bereich der unteren Teillast. Für höhere Motorlasten ab ca. 4 bar  $p_{me}$  erfolgt die Überführung der Verbrennungsregime in den Zweistoffbetrieb (Vgl. Kapitel 6.4.4).

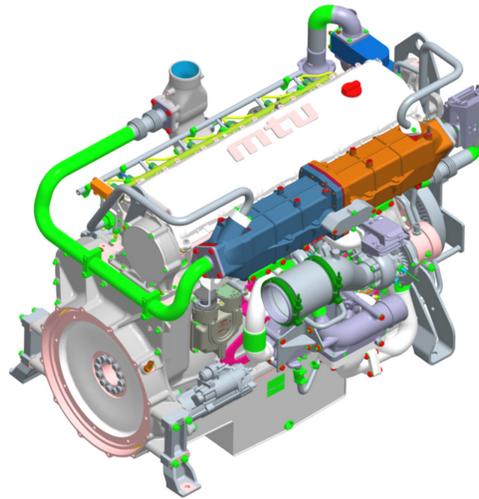
## 4 Versuchsträger und Entwicklungsumgebung

Die Untersuchungen wurden an einem für das Brennverfahren angepassten Heavy-Duty-Reihensechszylindermotor der Baureihe 1600 von MTU durchgeführt [84]. Entsprechend der in Tabelle 4.1 aufgeführten Kenngrößen verfügt der Motor über eine zweistufige Aufladung mit Hochdruckturbinenbypass. Weiterhin ist der Motor mit zwei Gemischbildungssystemen für die beiden flüssigen Kraftstoffe ausgeführt. Für die Einspritzung des zündunwilligen Primärkraftstoffes kommt ein Niederdruck-Saugrohrgemischbildungssystem (VM I) zum Einsatz, wozu der Serienzylinderkopf im Bereich der Saugrohre leicht modifiziert wurde. Der Sekundärkraftstoff wird über das Diesel-Common-Rail-Hochdruck-System über CRIN 3.0 Serieninjektoren für VM I mit einer 8-Loch Düse und einem Düsenlochdurchmesser von je 0,1 mm direkt in den Brennraum eingespritzt. Ein Vergleich mit der 7-Loch Seriendüse ergab, dass sich die als Pilotkraftstoff eingebrachte Kleinmenge an Diesel auch mit der Seriendüse (Lochdurchmesser 0,218 mm) gut dosieren lässt. Diese wurde für VM II verwendet.

		VM I	VM II
Anzahl Zylinder	-		6R
Anzahl Ventile	-		4
Hub x Bohrung	mm x mm	150 x 122	
Pleuellänge	mm	274	
Kompressionsverhältniss	-	11,75:1	
Hubvolumen pro Zylinder	dm <sup>3</sup>	1,75	
Aufladung	-	2-stufig	ATL
maximaler Ladedruck	bar abs.	4,5	
zulässiger max. Spitzendruck	bar	235	
max. Drehzahl	1/min	2400	
zulässige max. Druckerhöhungsrate	bar/ms	100	
untersuchter Primärkraftstoff	-	E5	E85
Gemischbildung Primärkraftstoff	-	EV14	HDEV
Einspritzdruck Primärkraftstoff	bar	6	185
Gemischbildung Pilotkraftstoff 1200bar	-	CRIN 3.0	CRIN 3.3

**Tabelle 4.1:** Übersicht der beiden Versuchsträger Vollmotor (VM) I und II

Zur Auswahl der zweistufigen ATL-Gruppe wurden auf Basis von Simulationsergebnissen verschiedene Hochdruck- und Niederdruckstufen experimentell getestet. Die Herausforderung für dieses Konzept liegt hier in der Bereitstellung eines ausreichenden Spülgefälles zur Abgasrückführung und gleichzeitig guten Verdichterwirkungsgraden im Motorbetriebskennfeld. Grundlagenuntersuchungen zeigen die Notwendigkeit der hohen Ladungsverdünnung, insbesondere auch durch hohe externe AGR-Raten für dieses Brennverfahren [21], [5]. Um diese am Vollmotor zu realisieren, verfügt der Motor über ein negatives Spülgefälle und eine Hochdruck-Abgasrückführung. Die AGR-Rate wird über eine gesteuerte AGR-Klappe eingestellt, deren Position nach einem physikalischen Modell in der ECU berechnet wird. Durch die beiden Druckstufen der Verdichter kann ein Gesamtdruckverhältnis bis zu 4,5 erzielt werden. Die Ladedruckregelung erfolgt über eine geregelte Bypassklappe



**Abbildung 4.1:** CAD-Ansicht des Vollmotor-Versuchsträgers 6R1600DF Prototypen [61]

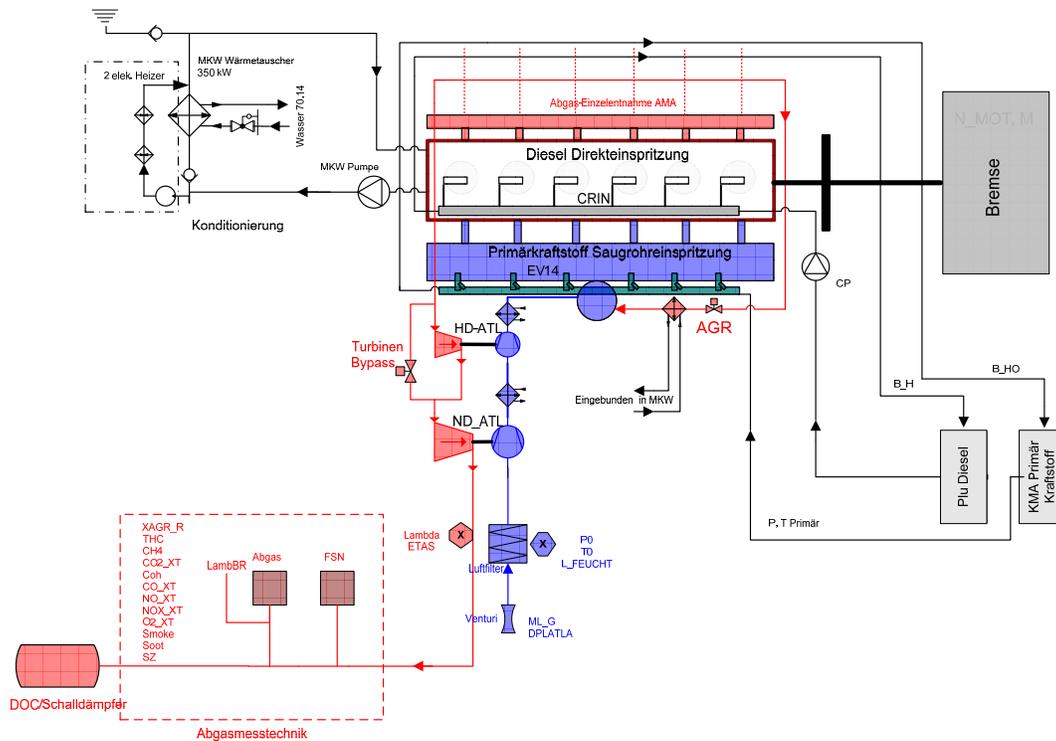
der Hochdruckturbine. Auf der Luftseite befindet sich nach jeder Verdichterstufe ein Ladeluftkühler. Um die hohen rückgeführten Abgasmassenströme ausreichend zu kühlen, verfügt der Motor über einen entsprechend dimensionierten AGR-Kühler (Vgl. Abbildung 4.1), der in den Hochtemperatur-Kühlwasserkreislauf eingebunden ist. Als Kolbenmuldenform wurde die ursprüngliche Omega-Mulde durch eine flache Linsenform ersetzt, um so eine Reduzierung des geometrischen Kompressionsverhältnisses auf 11,75:1 zu erreichen. Die Nockenwellen wurden ebenfalls angepasst, um eine geringere Ventilüberschneidung zu erzielen. Für die Saugrohrgemischbildung wurden für VM I Einzelsaugrohre zur Aufnahme der EV14-Einspritzventile konstruiert, um eine Ungleichverteilung auf die Einzelzylinder des mit Niederdruck eingespritzten Primärkraftstoffes zu vermeiden und somit die Zylindergleichstellung zu verbessern. Die EV14-Ventile sind je Einzelsaugrohr circa 20 cm vor den Einlassventilen angebracht. Weiterhin kann durch die Einzelsaugrohre die AGR-Rate zylinderselektiv bestimmt werden und durch einen zusätzlichen Luftsammler ist eine gute Mischung des rückgeführten Abgases mit der Ladeluft gewährleistet. Wie aus Tabelle 4.1, ersichtlich unterscheiden sich die Vollmotoren I und II im Wesentlichen durch die unterschiedlichen Injektoren zur Saugrohrgemischbildung. Die konstruktiv abgeänderte Einbauposition der HDEV-Einspritzventile gegenüber der Einzelsaugrohrkonstruktion mit den EV14-Ventilen ist in Abbildung 4.3 verdeutlicht. In dieser Arbeit wurden zwei unterschiedliche Primärkraftstoffe jeweils mit Diesel als Piloteinspritzung untersucht. Tabelle 4.2 gibt einen Überblick über die verwendeten Kraftstoffe. Die CZ für die beiden Kraftstoffe E5 und E85 wurde nach [40] berechnet.

		E85	E5	Diesel
Dichte bei 15°C	kg/m <sup>3</sup>	780	737,3	839,3
C/H/O	Gew.-%	58,88/13,26/27,86	84,24/13,51/2,24	86,00/13,34/0,66
Hu	MJ/kg	30,08	42,35	42,91
theor. Luftbedarf	kg/kg	10,16	14,27	14,60
ROZ	-	>104	93,1	-
CZ	-	6,6	13,6	52,0
Aromatengehalt	Gew.-%	6,4	33,6	24,7 (3,8 PAK)
Ethanolgehalt	Gew.-%	80,0	5,2	0
Sauerstoffgehalt	Gew.-%	27,86	2,24	0,66
mittleres Molekulargewicht	g/mol	56,3	96,4	195

**Tabelle 4.2:** Kraftstoffeigenschaften, eigene Analysewerte nach EN 228

#### 4.1 Prüfstandsaufbau

Der Vollmotor wird am Prüfstand über eine Wirbelstrombremse belastet, welche für den transienten Betrieb auch schnellere Lastwechsel ermöglicht. Als Indiziermesstechnik wurde für die Hochdruckindizierung je Zylinder ein ungekühlter piezoelektrischer Sensor AVL GU21D in Verbindung mit einem Ladungsverstärker vom Typ Kistler 5011 verwendet. Zur Niederdruckindizierung im Einlass- und Auslasstrakt kamen piezoresistive Absolutdrucksensoren Kistler 4005B und 4075 an einem Zylinder zum Einsatz. Die Prüfstandsindizierdaten wurden mittels eines 16 bit Indiziersystems mit einer Auflösung von 0,1°KW erfasst. Für jeden stationären Messpunkt wurden 200 aufeinanderfolgende Einzelzyklen zur thermodynamischen Analyse aufgezeichnet. Die Luftmasse wurde nach DIN EN ISO 5167-1 über den Wirkdruck an einer Venturidüse bestimmt. Für die Quantifizierung der AGR-Rate wurde die mit einem Infrarotanalysator ABB Uras gemessene  $CO_2$ -Konzentration im Ansaug- und Abgastrakt zueinander ins Verhältnis gesetzt. Die einzelnen Emissionsbestandteile wurden mit einer Abgasmessanlage AMA 4000 von AVL gemessen. Zur Bestimmung der Rußemissionen kamen ein AVL Smokemeter 415S und zeitweise ein Partikelmessgerät EEPS 30908.2.1 der Firma TSI zum Einsatz. Die Schwärzungszahl wurde als Mittelwert aus je 3 Proben mit je 6s Saugzeit ermittelt. Die spezifischen Emissionen werden nach ISO 8178-1 berechnet [62].



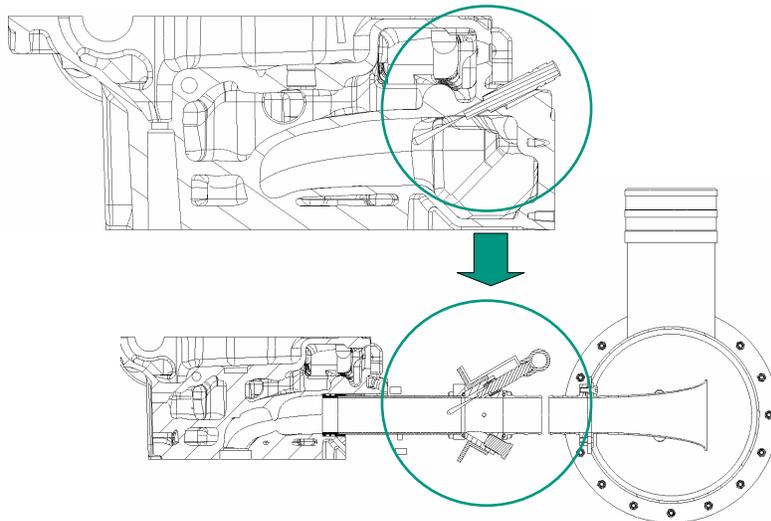
**Abbildung 4.2:** Schematische Darstellung des Vollmotoren-Prüfstandsbaus (Dual-Fuel 6R1600)

Weiterhin ist der Prüfstand mit Standardmesstechnik für Druck und Temperaturen an allen relevanten Stellen ausgestattet. Die beiden Ladeluftkühler sind mit dem Prüfstandssekundärkühlwasser verbunden, worüber die Lufttemperaturen über PID geregelte Ventile eingestellt werden. Die Messung der beiden Kraftstoffverbräuche erfolgte durch die parallele Messung des Volumenstroms und der Dichte über zwei separate Kraftstoffmeseinrichtungen: PLU 401/121 und eine KMA 4000. Abbildung 4.2 gibt einen schematischen Überblick des Aufbaus.

## 4.2 Herausforderung Mehrzylindermotor

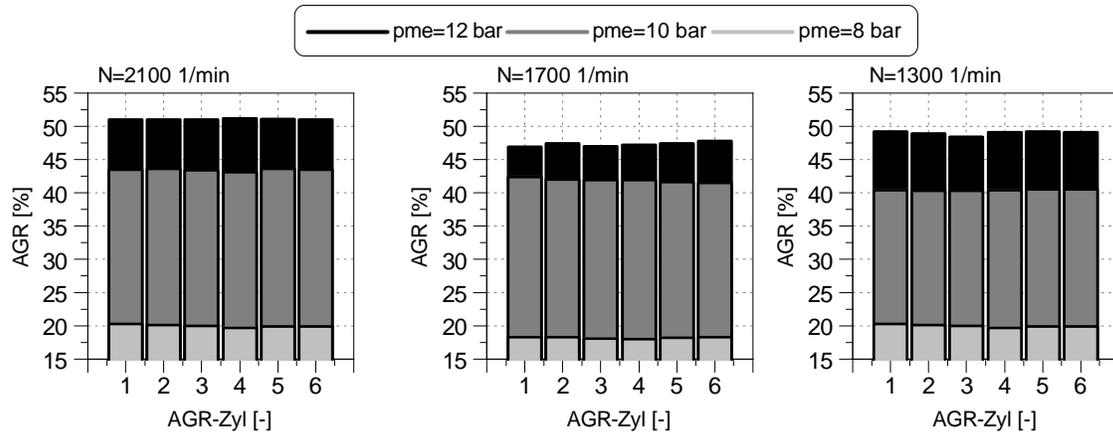
Die motorische Umsetzung eines neuen Brennverfahrens stellt in vielerlei Hinsicht eine Herausforderung an die einzelnen Motorkomponenten sowie an die Motorregelung dar. Bestimmte Koppelungen, beispielsweise bezüglich der Gemischbildung, der Aufladung durch die Abgasturbolader und somit einer direkten Abhängigkeit des Ladedrucks ( $p_5$ ) und des Abgasgedrucks ( $p_7$ ), respektive des Luft-Kraftstoffverhältnisses  $\lambda$  und der AGR-Rate, müssen an einem Mehrzylindermotor berücksichtigt werden. Die Effekte der Aufladung und des Abgasgedrucks wurden bisher in Verbindung mit homogenen Brennverfahren in der Literatur meist nur an Einzylindermotoren untersucht. Ein Beispiel für Untersuchungen an einem Mehrzylindermotor im CAI-Betrieb ist in [25] gegeben. Die Spreizung der verwendeten Aufladekomponenten muss den kompletten Kennfeldbetrieb abdecken können und stellt gerade bei starken Verdünnungen, wie sie bei homogen mageren Niedertemperaturbrennverfahren verwendet werden, eine große Herausforderung dar. Die AGR-Ungleichverteilung pro Zylinder

kommt für temperatursensitive Brennverfahren zum Tragen und muss berücksichtigt werden. Eine weitere Herausforderung ergibt sich bei der Gemischbildung aufgrund von Injektortoleranzen und Alterungseffekten. Speziell für den Zweistoffbetrieb bezüglich der Niederdruck-Saugrohrgemischbildung des Primärkraftstoffs ist die Gestaltung des Saugrohrs von wesentlicher Bedeutung, falls die eingespritzte Menge nicht saugsynchron in den Zylinder gelangen kann. Zu Beginn der Untersuchungen am Vollmotor I waren die Niederdruck-Einspritzventile EV14 in Position 1 im für alle 6 Zylinder gemeinsamen Saugrohr des original Dieselylinderkopfes (Abb. 4.3) angebracht. Mit einem Einspritzdruck von maximal 6 bar kann die entsprechenden Menge des Primärkraftstoffs nicht saugsynchron eingespritzt werden, was zu einer Ungleichverteilung der Kraftstoffmenge auf die einzelnen Zylinder führt. Folglich kommt es durch die Gasdynamik im Saugrohr zu Unterschieden hinsichtlich der Last, der Verbrennungsschwerpunktlage und der Motorbelastung durch die unterschiedlichen Zylinderdruckgradienten der einzelnen Zylinder. In einem ersten Schritt wurde deshalb für den Prototyp Vollmotor VM I eine Einzelsaugrohrkonstruktion (Abb. 4.3) umgesetzt, um diesen Nachteilen zu begegnen. Die Einzelsaugrohre gewährleisten eine exakte zylinderindividuelle Mengendosierung des Primärkraftstoffes und ausreichend Zeit für die Verdampfung des Kraftstoffes vor dem Eintritt in den Brennraum. Mit der Einzelsaugrohrkonstruktion wurde auch die Einleitstelle der Hochdruck-AGR geändert, um auch hier eine bessere Gleichverteilung des rückgeführten Abgases zu erzielen.



**Abbildung 4.3:** Einzelsaugrohrkonstruktion des Dual-Fuel 6R1600 Vollmotors zur Saugrohreinspritzung des Primärkraftstoffs

Die AGR-Gleichverteilung pro Zylinder in den einzelnen Saugrohren ist in Abbildung 4.4 für drei unterschiedliche Lastpunkte und Drehzahlen dargestellt und zeigt nahezu identische Werte für alle Zylinder.



**Abbildung 4.4:** Für drei Lastpunkte gemessene AGR-Verteilung über die einzelnen sechs Zylinder des Dual-Fuel 6R1600 Vollmotors

Das untersuchte reaktionskinetisch kontrollierte Brennverfahren weist unter anderem eine sehr hohe Sensibilität gegenüber der Ansauglufttemperatur  $T_5$  auf. Speziell bei hohen Lasten muss das Gemisch zur Aufrechterhaltung eines entsprechenden Zündverzugs stark verdünnt werden und stellt somit eine weitere Herausforderung an die Dimensionierung der entsprechenden Wärmetauscher dar. Über eine Wärmebilanz und einer entsprechenden Auslegung der beiden Ladeluftkühler und des AGR-Kühlers konnten am Prüfstand Ansauglufttemperaturen unter  $80^\circ\text{C}$  realisiert werden. Die Untersuchungen haben zum Ziel, das Brennverfahren auf einen Vollmotor zu übertragen und mit geeigneten Steuergrößen den Betriebsbereich zu erweitern. Des Weiteren soll ein erster Transientbetrieb ermöglicht werden. Die Notwendigkeit einer zylinderselektiven Größe zur Regelung/Steuerung der Verbrennung bei homogenen Brennverfahren mit Selbstzündung ist aus Sicht des Autors unabdingbar. Es gibt je nach Brennverfahren und Prozessführungsgrößen unterschiedliche Möglichkeiten, zylinderselektive Einflüsse zu korrigieren. Ein Beispiel hierzu wird von SARIKOC im zündfunken-unterstützten HCCI-Betrieb über die zylinderselektive Einstellung des Zündzeitpunktes gegeben [73].

### 4.3 Druckverlaufsanalyse

Aus dem indizierten Hochdruckverlauf lassen sich einige für die Beurteilung eines Brennverfahrens wichtige Größen berechnen, die nachfolgend kurz beschrieben werden. In der Literatur sind mehrere Algorithmen und Ansätze hierzu vorgeschlagen [59, 58, 77, 96]. Zur Erfassung des Zylinderdruckrohsignals werden nach [78], [37] und [90] verschiedene Alternativen zu teuren Indiziersensoren genannt.

Die Grundlage zur Druckverlaufsanalyse bilden folgende drei Gleichungen und Ansätze:

- Massenerhaltung, Kontinuitätsgleichung
- 1. Hauptsatz der Thermodynamik, Energiebilanz
- Beschreibung der Arbeitsgase als ideales Gas

Unter Vernachlässigung von Wandwärmeverlusten, der stofflichen Umwandlung und der Annahme eines idealen Gases lässt sich aus dem Zylinderdruck mittels des ersten Hauptsatzes der Heizverlauf berechnen. Aufgrund des geringen Rechenaufwands eignet sich dieser besonders für schnelle Analysen und für die Online-Berechnung der Wärmefreisetzung. Zur Berechnung wird der Brennraum als aus einer Zone bestehend angenommen, in der unverbranntes und verbranntes Gemisch homogen verteilt vorliegen. Die Berechnung des Heizverlaufs kann dann entsprechend nach Gleichung 4.1 erfolgen:

$$dQ_b(\varphi) = \left( \frac{\kappa}{\kappa - 1} \right) \cdot p(\varphi) \cdot dV(\varphi) + \left( \frac{1}{\kappa - 1} \right) \cdot V(\varphi) \cdot dp(\varphi) \quad (4.1)$$

Da der Heizverlauf die Wärmefreisetzungsrates der Umsatzreaktion in Abhängigkeit des Kurbelwinkels  $\varphi$  beschreibt, ermöglicht die integrale Betrachtung (Gleichung 4.2) des Heizverlaufs die zeitliche Darstellung der freigesetzten Wärmemenge.

$$Q_b(\varphi) = \int_{\varphi(ES)}^{\varphi(A\ddot{O})} dQ_b(\varphi) \quad (4.2)$$

In Abhängigkeit des Endwertes bei Auslass öffnet  $Q_b(\varphi_{A\ddot{O}}) = \max(Q_b(\varphi))$ , also der gesamten freigesetzten Energiemenge, kann der prozentuale Anteil der freigesetzten Wärme und somit der Umsatzgrad berechnet werden. Hierfür wird der normierte Summenheizverlauf nach Gleichung 4.3 definiert.

$$Q_{bnorm}(\varphi) = \frac{Q_b(\varphi)}{\max(Q_b(\varphi))} \quad (4.3)$$

Verschiedene  $X$  %-Massenumsatzpunkte werden üblicherweise zur Beschreibung des Umsatzbeginns ( $X = 5$ ), der Verbrennungsschwerpunktlage ( $X = 50$ ) oder des Verbrennungsendes ( $X = 90$ ) verwendet. Zugehörige Kurbelwinkel ergeben sich dabei aus der Vorgabe des Umsatzgrads, wie am Beispiel des 50%-Massenumsatzpunkts gezeigt wird:

$$X_{50} : \implies Q_{bnorm}(\varphi_{50}) \stackrel{!}{=} 0.5 \quad (4.4)$$

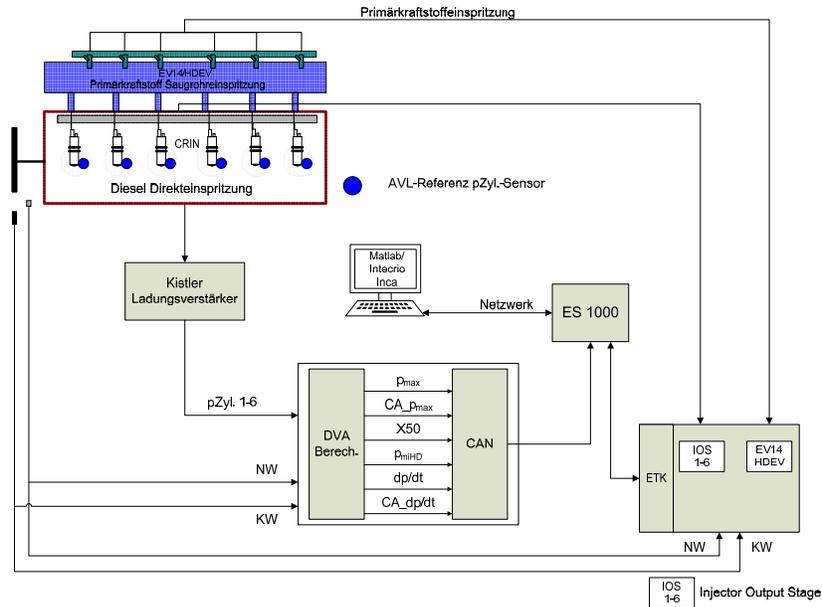
Als Verbrennungsschwerpunktlage wird der Zeitpunkt definiert, bei dem 50% der eingebrachten Energie umgesetzt sind. Zur Regelung der Verbrennung können die unterschiedlichsten Verbrennungskennwerte verwendet werden.

**Mehrzonige Druckverlaufsanalyse** Zur mehrzonigen Druckverlaufsanalyse wurde ein eigenes am Institut für Kolbenmaschinen entwickeltes Berechnungsprogramm BREMO verwendet, welches in [22] von Eichmeier für dieses Dual-Fuel-Brennverfahren erweitert wurde. Die Wärmefreisetzungsrates  $dQ_b$  wird als bekannt vorausgesetzt und so lange variiert, bis der berechnete Brennraumdruck mit dem gemessenen übereinstimmt. Als Startwert der Iteration wird der Wert nach Gleichung 4.1 verwendet. Für das Dual-Fuel-Brennverfahren wurde eine dreizonige Rechnung, bestehend aus

den einzelnen Brennraumzonen unverbranntes Gemisch, Dieselzone und verbranntes Gemisch implementiert, um im Speziellen beide Gemischbildungsarten ausreichend genau abzubilden. Während der Verdichtung existiert zunächst nur eine Zone, die das homogene Grundgemisch abbildet und aus Luft, Restgas, Benzin und gegebenenfalls zurückgeführtem Abgas besteht. Während der Dieseleinspritzung werden die einzelnen Strahlpakete generiert. Außerdem setzt die Kraftstoffverdampfung sowie die Beimischung des Grundgemisches aufgrund des air-entrainment ein. Die Pakete werden nicht als eigene Zonen behandelt, sondern der verdampfte Kraftstoff und das zugemischte Grundgemisch werden der zweiten Zone, der Dieselzone, zugeführt. Sobald also die Verbrennung einsetzt, wird das Gemisch aus der Dieselzone entnommen und mit dem in der Zone momentan vorliegenden Luftverhältnis verbrannt. Die Verbrennungswärme wird gänzlich der verbrannten Zone, die bei einsetzender Verbrennung neu erzeugt wird, zugeführt. Wenn die Dieselzone vollständig entleert ist, wird das noch unverbrannte Grundgemisch aus der ersten Zone entnommen und mit gleichbleibendem Luftverhältnis umgesetzt. Ab diesem Zeitpunkt unterscheidet sich das Rechenmodell nicht mehr von einem klassischen Zweizonenmodell [22]. Die in dieser Arbeit berechneten Temperaturverläufe und Wärmefreisetzungen in Kapitel 4 und 5 wurde mit BREMO und dem dreizonigen Modell basierend auf dem aus 200 Zyklen gemittelten Zylinderdruck berechnet.

#### 4.3.1 Zylinderdruckauswertung ECU

Nach heutigem Stand der Technik sind die Rechenleistungen von Motorsteuergeräten geeignet, verbrennungszyklussynchron eine Zylinderdruckauswertung und eine darauf basierende Regelung oder Vorsteuerung der Verbrennung zu übernehmen. Als Basis für eine Verbrennungsregelung wurde in dieser Arbeit nach Gleichung 4.1 der Verbrennungsschwerpunkt zylinderselektiv aus dem zuvor gefilterten Zylinderdrucksignal nach einem vorgenommenen thermodynamischen Nulllinienabgleich berechnet. Das Zylinderdrucksignal wurde über die am Prüfstand verwendeten Ladungsverstärker abgegriffen. Die Auflösung der einzelnen Drucksignale für die Echtzeitauswertung erfolgte in einem digitalen Signal-Prozessor mit integrierten Analog-Digital-Konverter, welcher in der verwendeten Auswertehardware zum Einsatz kam. Bei einer Abtastfrequenz von 25kHz erfolgte die Auswertung mit 0,5°KW Schrittweite. Für die Nenndrehzahl des Motors von 2100 1/min ergibt sich eine Zeitdauer von 79,4  $\mu$ s für 1°KW. Die Berechnung für die Einzelzylinder erfolgte entsprechend des Zündabstands des Sechszylindermotors über 120°KW nacheinander. Bei Nenndrehzahl stehen somit theoretisch bis zur Berechnung des Heizverlaufs für den nächsten Zylinder 9,5 ms zur Verfügung. Die Auswertehardware ist in der Lage, die Berechnung für die Einzelzylinder in 4 ms durchzuführen und die berechneten Größen mit Zylinderzuordnung an die ES1000 (250 kBit) über CAN zu übertragen. Die Gesamtstruktur der verwendeten Sensoren, Auswertenumgebungen und Aktoren ist in Abbildung 4.5 schematisch dargestellt.



**Abbildung 4.5:** Signalerfassung des Zylinderdrucksignals zur Verbrennungsregelung und allgemein verwendete ECU- Systemübersicht

Die aus dem zylinderselektiv erfassten Drucksignal berechneten Verbrennungskenngrößen sind in Tabelle 4.3 dargestellt. Die Kenntnis der zylinderindividuellen Werte ermöglicht neben der Gleichstellung der Verbrennungslage auch die mechanische Überwachung der einzelnen Zylinder hinsichtlich des Spitzendrucks und des Druckanstiegsgradienten.

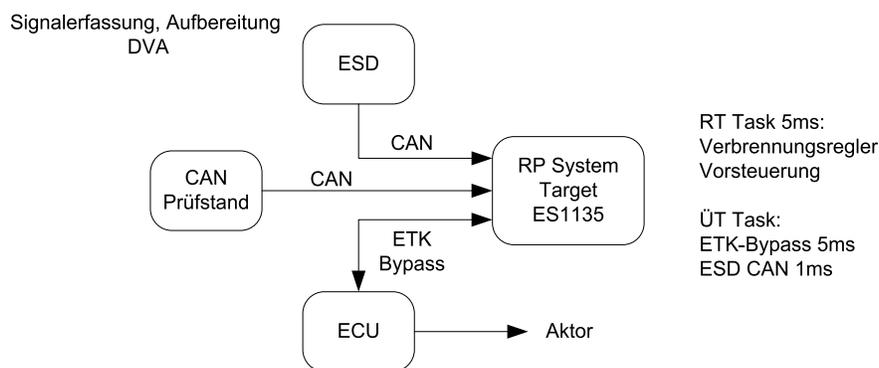
Bezeichnung	Abkürzung
indizierter Mitteldruck Hochdruckarbeit	$p_{miHD}$
Verbrennungsschwerpunkt	X50
Standardabweichung $p_{mi}$	$\sigma_{p_{mi}}$
Brennbeginn	X05
Brennende	X90
Druckgradient	dp/dt
Zylinderspitzenruck	$p_{max}$
Zylinderspitzenrucklage	$X_{p_{max}}$
Summenheizverlauf	$Q_B$

**Tabelle 4.3:** In Echtzeit berechnete Verbrennungskenngrößen pro Zylinder

Erste Untersuchungen an einem Einzylindermotor und einem weiteren Vollmotor zeigen, dass sich auch alternative Zylinderdrucksensoren mit integrierten Ladungsverstärkern für die Erfassung des Rohsignals für dieses Brennverfahren eignen und sich mit ausreichender Güte die benötigten Kenngrößen aus der Druckverlaufsanalyse berechnen lassen.

### 4.3.2 Steuergeräte Funktions-Entwicklungsumgebung (Rapid Prototyping ECU)

Die in MATLAB Simulink erstellten Modelle für die Motor- bzw. die Verbrennungsregelung werden über den in Simulink integrierten Real-Time-Workshop (RTW) in C-Code überführt. Die einzelnen Softwaremodule können anschließend über die Software-Plattform Intecrio miteinander und mit den entsprechenden Hardwareschnittstellen verknüpft werden. Die Generierung einer a2l Datei nach dem ASAM<sup>1</sup> Standard ermöglicht die direkte Implementierung der Software auf dem Simulationsboard. Das verwendete Simulationsboard der Firma ETAS ES1135 verfügt über einen 1 GHz, 64 Bit PowerPC mit dem Hauptprozessor IBM750GX. Durch die hohe Rechenleistung wird es ermöglicht, hierüber echtzeitfähige Modelle einzubinden. In die ES1135 Simulationsumgebung über VMEBus eingebunden sind weitere einzelne Schnittstellenkarten zur Signalerfassung oder zur Kommunikation mit weiteren Steuergeräten oder Systemen (DA-, AD- Karten, CAN-Bus und ETK-Bypass Funktion). Über diese Schnittstellen besteht die Möglichkeit, für die Modelleingänge benötigte Eingangsgrößen beispielsweise am Prüfstand erfasste Messgrößen oder bestehende ECU-Parameter zu verwenden. Ebenso können entsprechend berechnete Modellausgangswerte als Steuer- oder Regelsignale auf entsprechende Aktorik geleitet werden. Abbildung 4.6 gibt einen Überblick der verwendeten Schnittstellen sowie der Rechen- (RT) und Übertragungstasks (ÜT).



**Abbildung 4.6:** Signalkette der verwendeten Funktionsentwicklungsumgebung zur Verbrennungsregelung

Das Motormodell inklusive Verbrennungsregler und Vorsteuerung wurde auf dem Simulationsboard ES1135 in einem 5ms Task gerechnet, was bei Nenndrehzahl von 2100 1/min ca. 63°KW entspricht, womit es innerhalb eines Arbeitsspiels problemlos berechnet werden kann. Es kann somit mit der verwendeten Entwicklungsumgebung pro Zylinder auf den nächsten Zyklus mit entsprechender Aktorik reagiert werden. Weiterhin besteht mit einer solchen Entwicklungsumgebung die Möglichkeit zur Verwendung von sogenannten "virtuellen Sensoren", um entsprechende Aktoren zu steuern, z.B. zur Einstellung der AGR-Rate. Hierbei werden Stellgrößensollwerte basierend auf physikalischen und thermodynamischen Größen berechnet, welche durch Standardsensorik nur sehr schlecht oder gar nicht erfasst werden können.

<sup>1</sup>Association for Standardization of Automation and Measuring Systems

## 5 Verbrennungssteuergrößen E5/Dieselmotoren

### 5.1 Sensitivitätsanalyse der Verbrennungssteuergrößen und Störgrößen

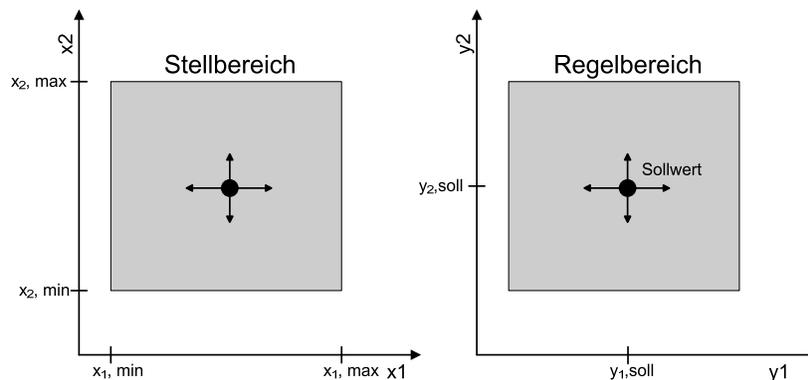
Wie in den vorhergehenden Kapitel beschrieben weisen reaktionskinetisch kontrollierte Brennverfahren eine hohe Sensitivität gegenüber Parametern auf, die die Ladungszusammensetzung und die Temperaturhistorie beeinflussen. Allgemein ergeben sich zur Verbrennungsregelung verschiedene Möglichkeiten, je nach Motorprozess, Regelgröße und entsprechend verwendeter Sensorik (Tabelle 5.1).

Motortyp	Regelgröße	Sensor
Otto	Zündwinkel (an der Klopfgrenze)	Körperschall, Ionenstrom
Otto	Luftverhältnis	Lambda-Sonde
Otto	Ansaugluftmenge	Heißfilmluftmassenmesser
Gas	Luftverhältnis	Thermoelement im Brennraum
Gas	Schwerpunktlage der Verbrennung	Brennraumdruck, Ionenstrom
Diesel	Ansteuerbeginn des Injektors	Nadelhubsensor
Diesel	Ladedruck	Drucksensor
Diesel	Einspritzdruck Common-Rail-System	Drucksensor
CAI/HCCI	Schwerpunktlage der Verbrennung	Brennraumdruck, Ionenstrom
CAI/HCCI	Schwerpunktlage der Verbrennung	Thermoelement im Brennraum, Körperschall

**Tabelle 5.1:** Beispiele für Verbrennungsregelgrößen nach Motorart [49]

Weiterhin muss je nach Verbrennungsregelung und eingesetzter Sensorik berücksichtigt werden, welche Verstellgeschwindigkeit des Systems benötigt wird und welcher Aufwand sich hinsichtlich der Integration und der Kosten ergibt.

Die benötigten Prozessstellgrößen sollten nach folgendem Zusammenhang ausgewählt werden. Abbildung 5.1 zeigt hierzu nach ISERMANN idealisiert den Stellbereich zweier Steuergrößen  $x_1$  und  $x_2$  sowie den dazugehörigen Regelbereich der Regelgrößen  $y_1$  und  $y_2$ .



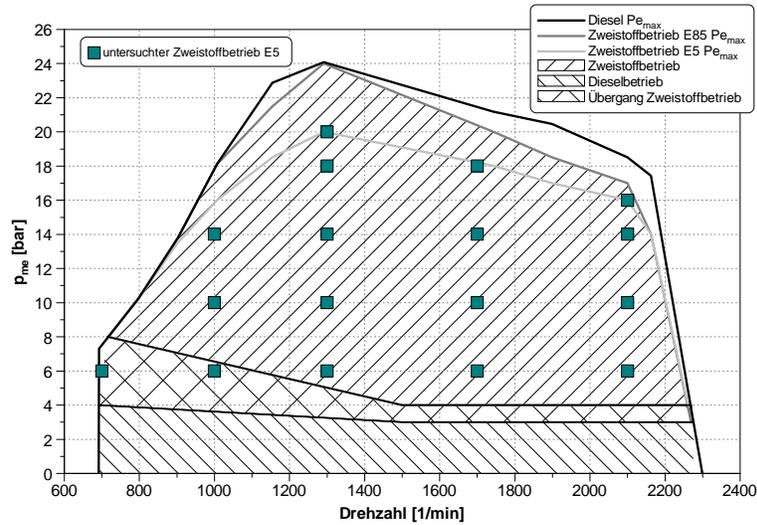
**Abbildung 5.1:** Exemplarisch idealisierte Darstellung eines begrenzten Stellbereichs sowie des aus dem Stellbereich resultierenden begrenzten Regelbereichs mit Sollwert im Mehrgrößenfall (2 Stellgrößen; 2 Regelgrößen)

Im idealen Fall befindet sich der Sollwert  $y = [y1, y2]$  möglichst mittig im Regelbereich, der aufgrund der Stellgrößenbegrenzung bzw. durch Systemgrenzen eingeschränkt ist [42]. Da der Motor im hier untersuchten Zweistoffbetrieb teilweise sehr dicht an der Verbrennungsgrenze betrieben wird, sind Verbrennungsregelgrößen zu suchen, die einen Regelbereich aufspannen, der trotzdem eine Variation der Sollwerte zulässt. Die Sollwerte sind so zu wählen, dass beispielsweise eine gleichzeitige Reduktion der Emissionen und eine geringe Motorbelastung bei gleichzeitig stabiler Verbrennung gewährleistet wird. Im ersten Schritt wurden durch stationäre Messungen globale und zylinderabhängige Steuergrößen ermittelt. Die Abhängigkeiten und Quereinflüsse auf die Wärmefreisetzung und den Verbrennungsschwerpunkt werden im Folgenden weiter behandelt. Zunächst können die Verbrennungssteuergrößen eines Mehrzylindermotors allgemein unterteilt werden in:

- globale (für alle Zylinder identische) Einflüsse oder
- zylinderspezifische Einflüsse durch Ungleichverteilungen (T, p, AGR, Gemischzusammensetzung, Vgl. 4.2) sowie deren Möglichkeit, diese zylinderindividuell zu korrigieren
- direkte Steuergrößen, welche direkt über die Motorsteuerung als (Kennfeld-) Wert eingestellt werden können, beispielsweise Größen über den Kraftstoff- oder Gaspfad
- indirekte Größen wie Drücke, Temperaturen und Mischungsverhältnisse, die sich aus z.B. Gaspfadabhängigkeiten ergeben

Im folgenden Kapitel werden die entscheidenden Einflussgrößen auf die Wärmefreisetzung für den Zweistoffbetrieb mit E5 und Diesel vorgestellt. Hierbei steht stets die Verwendung oder Abbildung des jeweiligen Steuergrößeneinflusses auf ein echtzeitfähiges Modell im Fokus.

Alle nachfolgend gezeigten Einzelparameter-Variationen wurden am Beispiel des Lastpunktes 1700 1/min bei einem effektiven Mitteldruck von 10 bar  $p_{me}$  als repräsentativer Punkt im untersuchten Motorkennfeld für den Zweistoffbetrieb durchgeführt (Vgl. Abb. 5.2).



**Abbildung 5.2:** Motorkennfeld mit E5 als Primärkraftstoff. Untersuchte Lastpunkte im Zweistoffbetrieb

In Tabelle 5.2 sind die wesentlichen Einstellparameter dieses Lastpunktes und das Variationsintervall der Einzelgrößen für diesen Betriebspunkt aufgelistet.

Parameter	Einheit	Wert	Variationsbereich
BOI	[°KW v.ZOT]	55	[35; 55]
$\chi$	[-]	0,92	[0,88; 0,92]
AGR	[%]	42	[33; 43]
Lambda	[-]	1,55	[1,5; 1,8]
p5	[bar]	2,35	[2,1; 2,8]
p7	[bar]	3,4	[2,8; 4,3]
T5	[°C]	71	[60; 72]

**Tabelle 5.2:** Betriebsparameter für Variationspunkt 1700 1/min, 10 bar  $p_{me}$

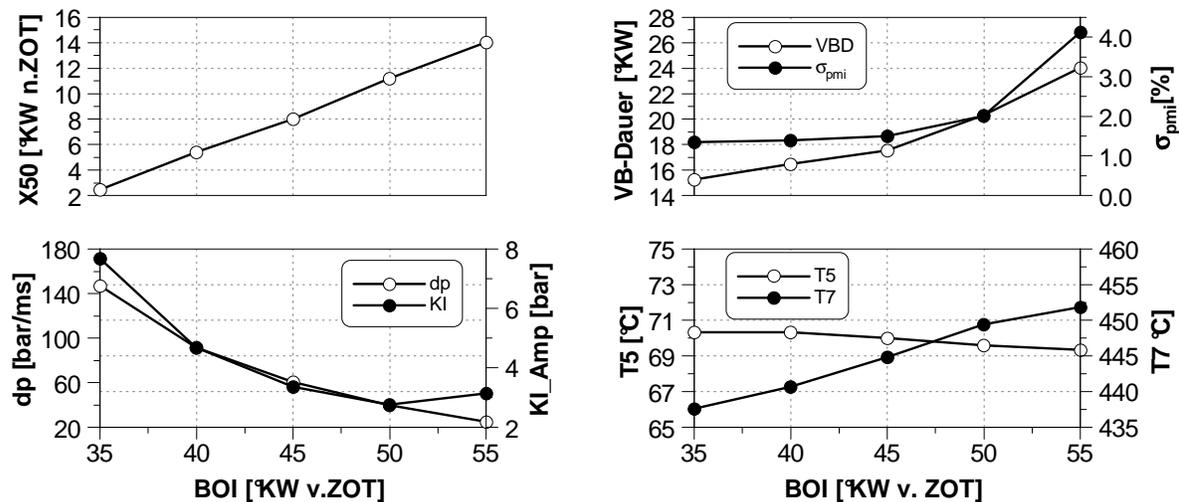
Die nachfolgend herausgestellten Abhängigkeiten der Steuergrößen auf die Verbrennung im Zweistoffbetrieb sowie auf die Emissionen gelten über diesen Betriebspunkt hinaus. Insgesamt wurde der Zweistoffbetrieb im Motorkennfeld an den in Abbildung 5.2 dargestellten Lastpunkten untersucht.

### 5.1.1 Einfluss des Ansteuerbeginns der Diesel-Piloteinspritzung

Über den Einspritzbeginn der Dieselpilotmenge kann maßgeblich die Schichtung bzw. der Homogenisierungsgrad dieser direkt eingespritzten Menge beeinflusst werden. Diesem Parameter zur Beeinflussung der Wärmefreisetzung kommt eine bedeutende Rolle zu, da sich auch bei den hier sehr früh gewählten Ansteuerbeginnen keine vollständige Homogenisierung des Pilotkraftstoffs ergibt. Je nach Einspritzbeginn herrschen im Zylinder unterschiedliche Temperatur- und Druckniveaus, welche maßgeblich die Eindringtiefe, den Strahlaufbruch und die Verdampfung des Dieselkraftstoffs beein-

flussen. Es ergeben sich somit unterschiedliche Verbrennungsregime, in denen der Dieseldieselkraftstoff unterschiedlich vorgemischt oder geschichtet (späte Einspritzung ca. 20-0°KW v.ZOT) vorliegt und entsprechend unterschiedlich umgesetzt. Die Unterschiede sind sehr deutlich in der Wärmefreisetzung erkennbar. Bei starker Dieselschichtung werden größere Wärmemengen schon bereits während der Niedertemperaturoxidation im cool-flame- Bereich freigesetzt (Vgl. Abb. 5.6 rechts). Der Einfluss des Ansteuerbeginns BOI auf die Verbrennungsschwerpunktlage kehrt sich um. Dies wurde von Eichmeier in [22] untersucht und ist in Abbildung 3.1 und in Kapitel 3.1 näher erläutert.

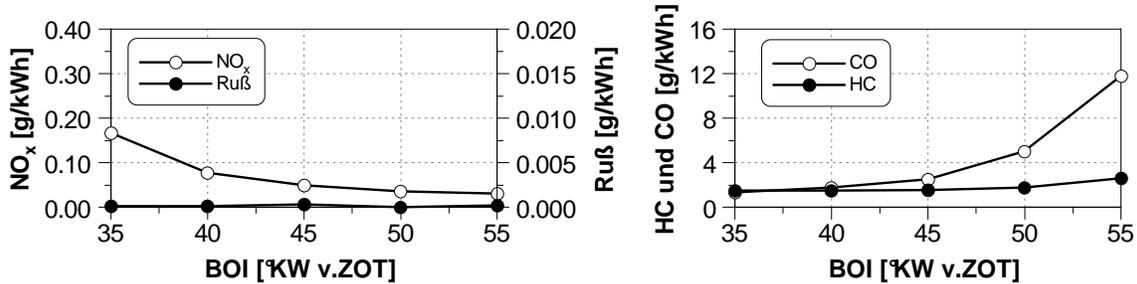
Bei den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen wird zunächst der Einfluss des Ansteuerbeginns BOI auf ausgewählte Verbrennungskenngrößen (Abbildung 5.3) gezeigt. Es ergibt sich für diesen Variationsbereich von BOI ein linearer Zusammenhang zur Verbrennungsschwerpunktlage X50. Die Verbrennungsschwerpunktlage kann über einen Bereich von  $\Delta 12^\circ\text{KW}$  mit  $\Delta 20^\circ\text{KW}$  BOI verstellt werden, wobei aus einem frühen Ansteuerbeginn eine späte Verbrennungslage durch den teilweise vorgemischten Dieseldieselkraftstoff resultiert. Bei späten Ansteuerbeginnen liegt der Dieseldieselkraftstoff geschichtet vor und X50 nahe des ZOT. Dieser lineare Zusammenhang zwischen X50 und BOI kehrt sich jedoch um, falls der Diesel bei einem Ansteuerbeginnen kleiner  $20^\circ\text{KW}$  v.ZOT geschichtet vorliegt. Eine detaillierte Analyse hierzu ist unter [22] zu finden. Mit steigender Dieseldieselhomogenisierung nimmt nach Abbildung 5.3 der Druckgradient deutlich ab, während die Verbrennungsdauer zu nimmt. Dies wirkt sich positiv auf die Motorbelastung aus.



**Abbildung 5.3:** Verbrennungskenngrößen für eine Variation des Ansteuerbeginns BOI mit E5 als Primärkraftstoff

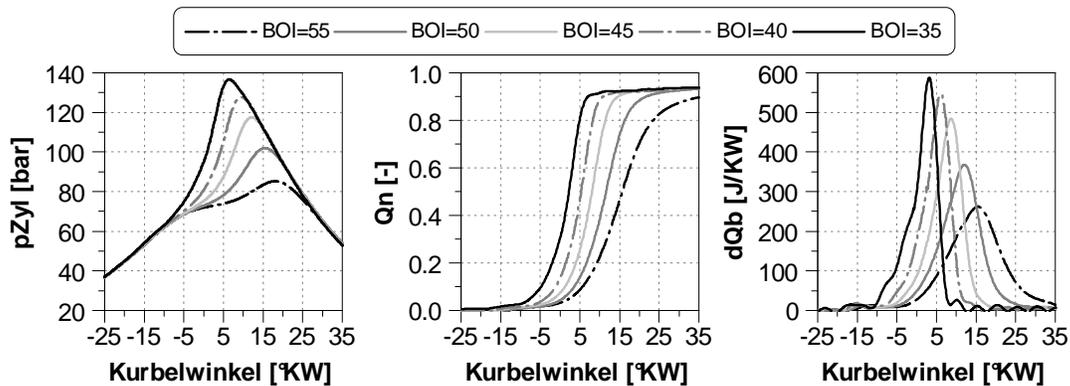
Als Maß für die Verbrennungsstabilität ist hier die normierte Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks als Mittelwert aller 6 Zylinder über BOI aufgetragen. Mit zunehmend früherem BOI steigt  $\sigma_{pmi}$ , zeigt aber mit Werten bis zu 4% noch eine geringe Zyklenschwankung. Betrachtet man

die Emissionen in Abbildung 5.4, so ist trotz des sehr niedrigen  $NO_x$ -Niveaus von ca. 0,16 g/kWh (20 ppm) bei BOI 35 noch ein Absinken der  $NO_x$ -Emissionen mit zunehmender Dieselhomogenisierung für frühere BOI zu erkennen.



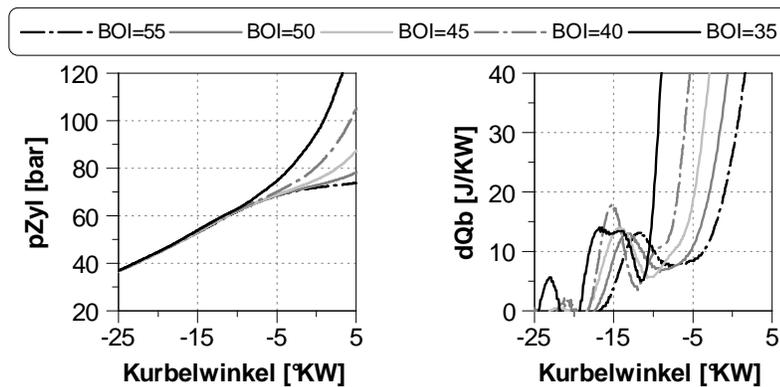
**Abbildung 5.4:** Emissionen für eine Variation des Ansteuerbeginns BOI mit E5 als Primärkraftstoff

Wie in Abbildung 5.7 dargestellt ergeben sich mit früherem Ansteuerbeginn geringere Brennraumtemperaturen sowohl in der verbrannten als auch in der unverbrannten Zone, welche die thermische  $NO_x$ -Bildung verringern. Für alle BOI-Werte liegt die mittlere Temperatur unter 1800K und die Temperatur in der verbrannten Zone  $T_b$  fast ständig unter 2000K. Die thermische  $NO_x$ -Bildung wird so vermieden. Die Rußemissionen liegen mit Schwärzungszahlen von FSN < 0,003 an der Nachweisgrenze und sind somit auch spezifisch auf äußerst geringem Niveau. Die Emissionen unverbrannter Kohlenwasserstoffe und Kohlenstoffmonoxid steigen ab einem BOI von >45°KW v.ZOT deutlich an, was auf eine Zunahme der unvollständigen Verbrennung schließen lässt. Dieser Anstieg, bedingt durch die niedrigen Verbrennungstemperaturen und die global magere Gemischzusammensetzung bei entsprechender Homogenisierung des Dieselkraftstoffs, ist typisch für solche Niedertemperaturbrennverfahren. Betrachtet man in Abbildung 5.5 die Brennverläufe aus der Druckverlaufsanalyse, ist auch hier der deutliche Einfluss des BOI auf die Verbrennung zu erkennen. Mit zunehmendem Homogenisierungsgrad des Dieselkraftstoffs hin zu früherem Ansteuerbeginn sinkt die maximale Wärmefreisetzung deutlich ab und die langsamere Verbrennung setzt nach längerem Zündverzug auch erst deutlich später ein.



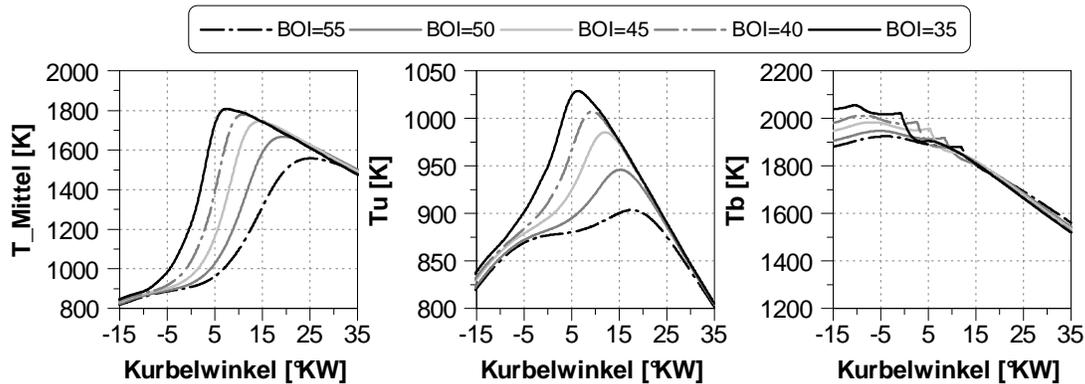
**Abbildung 5.5:** Indizierdaten für eine Variation des Ansteuerbeginns BOI mit E5 als Primärkraftstoff

Die Reduzierung der Motorbelastung mit geringerem Schichtungsanteil des Dieselmotors lässt sich auch hier durch das deutliche Absinken des Spitzendrucks erkennen. Die Niedertemperaturreaktionen, erkennbar in Abbildung 5.6, schwächen sich mit früherem Ansteuerbeginn ab.



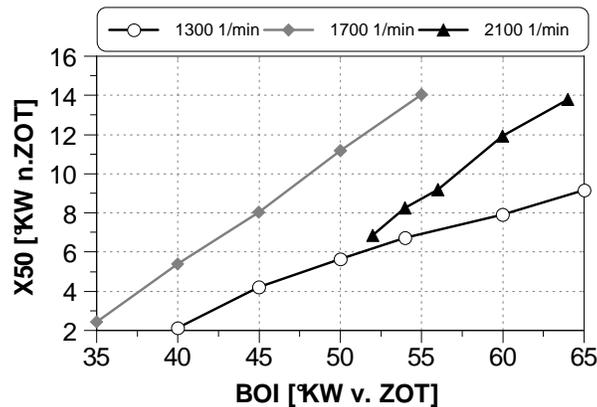
**Abbildung 5.6:** Cool-flame Bereich für eine Variation des Ansteuerbeginns BOI mit E5 als Primärkraftstoff

Die Variation des Ansteuerbeginns zeigt, dass durch den Grad der Dieselvormischung die Verbrennung und die Emissionen stark beeinflusst werden können. Da der Primärkraftstoff ins Saugrohr eingespritzt wird, ist kein Wärmeentzug durch die Verdampfungsenthalpie erkennbar. Das Einsetzen der Hochtemperaturoxidation während der Hauptverbrennungsphase kann an der Temperatur der unverbrannten Zone  $T_u$  etwa bei 900K beobachtet werden, welche für den spätesten Ansteuerzeitpunkt (BOI=35) in etwa bei 5°KW v.ZOT erreicht wird (Vgl. Abb.5.7).



**Abbildung 5.7:** Aus der Druckverlaufsanalyse berechnete Temperaturen für eine Variation des Ansteuerbeginns BOI mit E5 als Primärkraftstoff

Abbildung 5.8 gibt zusammenfassend einen Überblick über den Stellbereich der Steuergröße BOI auf den Verbrennungsschwerpunkt bei 10 bar  $p_{me}$  für drei unterschiedliche Motordrehzahlen.

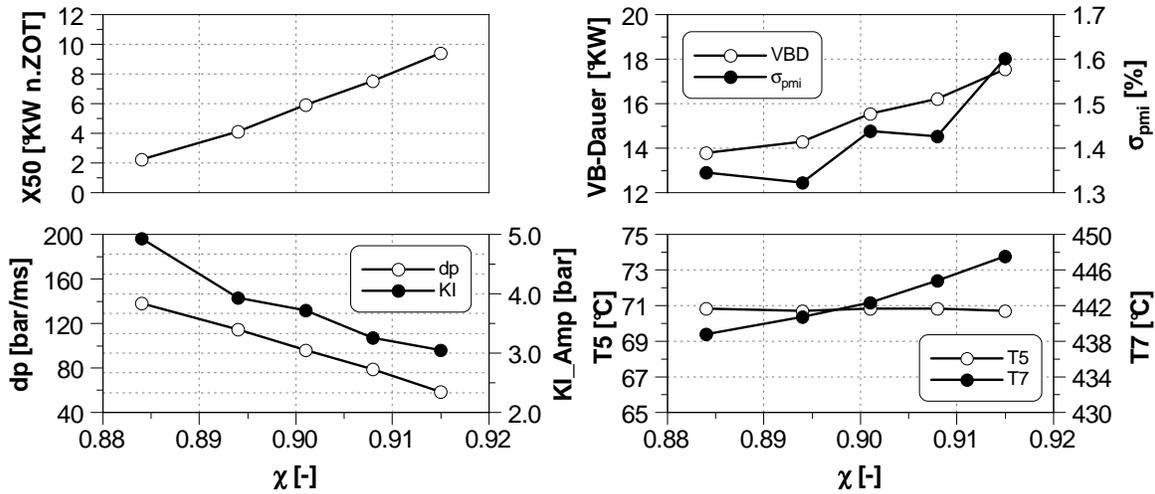


**Abbildung 5.8:** Stellbereich der Steuergröße Ansteuerbeginn BOI auf die Verbrennungsschwerpunktlage X50 bei verschiedenen Drehzahlen und 10 bar  $p_{me}$

### 5.1.2 Einfluss des energetischen Anteils des zündunwilligen Kraftstoffes E5

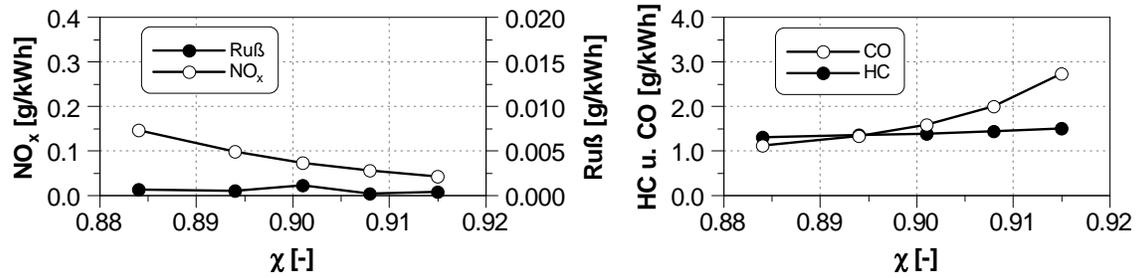
Ausgehend vom in Tabelle 5.2 beschriebenen zentralen Applikationspunkt zeigt die nachfolgend dargestellte  $\chi$ -Variation die gezielte Änderung der Zündwilligkeit durch die Änderung des energetischen Verhältnisses der eingespritzten Kraftstoffmenge auf.  $\chi$  stellt somit eine weitere schnelle direkte Steuergröße über den Kraftstoffpfad dar. Für die Variation von  $\chi$  wurden die Gesamtenergie und der Ansteuerbeginn BOI konstant gehalten. Mit abnehmendem Dieselanteil an der zugeführten Gesamtenergie und somit höheren  $\chi$ -Werten verschiebt sich, wie aus Abbildung 5.9 ersichtlich, bei ansteigender Verbrennungsdauer nahezu linear der Verbrennungsschwerpunkt nach spät. Dies ist

durch die Reduzierung des zündwilligen Dieselanteils begründet und ist auch an der zunehmenden Abgastemperatur T7 erkennbar.



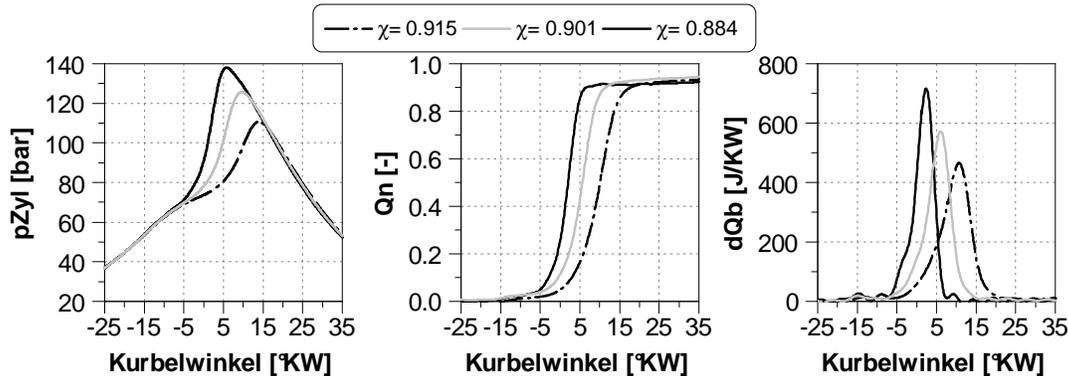
**Abbildung 5.9:** Verbrennungskenngrößen für eine Variation des Energieverhältnisses  $\chi$  mit E5 als Primärkraftstoff

Des Weiteren zeigt die  $\chi$ -Variation einen klaren Einfluss auf die Motorbelastung. Beide hierzu dargestellten Größen, die Klopfamplitude und der Zylinderdruckgradient, verringern sich durch die Senkung des Dieselanteils an der Gesamtenergie. Die Zyklenschwankung nimmt mit späteren Verbrennungslagen leicht zu, zeigt aber mit Werten von maximal 1,6% eine sehr stabile Verbrennung. Bei den  $NO_x$ -Emissionen ist der zu erwartende Trend zu höheren Emissionen mit höherem Dieselanteil in Abbildung 5.10 leicht erkennbar. Die Verbrennung findet früher statt und es kommt so unter global mageren Gemischverhältnissen zu höheren Verbrennungstemperaturen, was die Bildung von thermischem  $NO_x$  begünstigt. Für den größten Dieselanteil wurden für 0,15 g/kWh jedoch  $NO_x$ -Rohemissionen von kleiner 20ppm gemessen. Bei der Betrachtung der Temperaturen der verbrannten Zone (Tb) und der Massenmitteltemperatur (T\_Mittel) in Abbildung 5.12 zeigt sich, dass auch hier die Temperaturen mit  $<2000K$  für eine thermische  $NO_x$ -Bildung nicht erreicht werden. Die Rußemissionen werden durch die  $\chi$ -Variation nicht beeinflusst und liegen auf sehr geringem Niveau. Mit zunehmender Verbrennungsdauer und späterem Verbrennungsschwerpunkt steigen jedoch die HC- und CO-Emissionen durch die verzögerte Umsetzung. Sehr deutlich lässt sich auch der Einfluss von  $\chi$  bei Betrachtung der Brennverläufe erkennen.



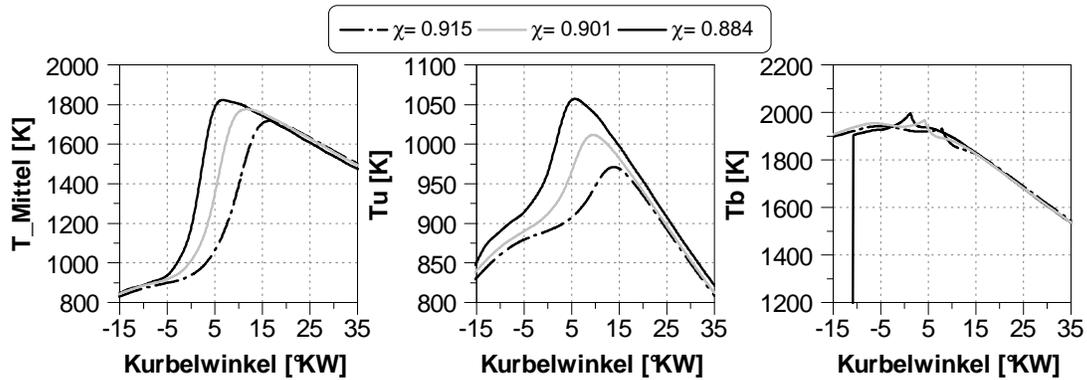
**Abbildung 5.10:** Emissionen für eine Variation des Energieverhältnisses  $\chi$  mit E5 als Primärkraftstoff

Abbildung 5.11 zeigt für größere  $\chi$ -Werte eine deutliche Verlängerung des Zündverzugs, eine Verzögerung des Brennbeginns und eine Senkung der maximalen Wärmefreisetzung sowie der Reaktivität im Allgemeinen. Durch das Ersetzen des zündwilligen Dieselanteils durch den zündunwilligen E5-Kraftstoff wird die Reaktivität des Gemisches herabgesetzt. Die Verbrennung läuft mit höherem E5-Anteil deutlich später und auch etwas langsamer ab. Weiterhin ist die Reduzierung der Motorbelastung auch im Absinken des Spitzendrucks zu erkennen.



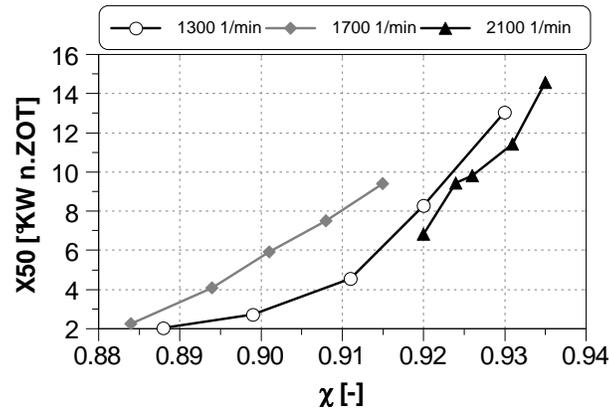
**Abbildung 5.11:** Indizierdatenauswertung für eine Variation des Energieverhältnisses  $\chi$  mit E5 als Primärkraftstoff

Aus den Temperaturen der unverbrannten Zone  $T_u$  lässt sich erneut der Beginn der Hauptwärmefreisetzung bei 900K ermitteln (Abb. 5.12). Mit abnehmendem Dieselanteil wird diese Selbstzündungstemperatur später erreicht und das Einsetzen der Hauptverbrennung wird somit verzögert.



**Abbildung 5.12:** Aus der Druckverlaufsanalyse berechnete Temperaturen für eine Variation des Energieverhältnisses  $\chi$  mit E5 als Primärkraftstoff

Abbildung 5.13 gibt einen Überblick über den Stellbereich der Steuergröße  $\chi$  auf den Verbrennungsschwerpunkt bei 10 bar  $p_{me}$  für unterschiedliche Motordrehzahlen. Mit steigender Drehzahl ergibt sich ein eingeschränkter  $\chi$ -Bereich. Zudem muss die Verbrennung für steigende Lasten in ihrer Reaktivität durch geringere Dieselanteile (höhere  $\chi$ -Werte) eingeschränkt werden.



**Abbildung 5.13:** Stellbereich der Steuergröße  $\chi$  auf die Verbrennungsschwerpunktlage  $X_{50}$  bei verschiedenen Drehzahlen und 10 bar  $p_{me}$

## 5.2 Ladungsverdünnung

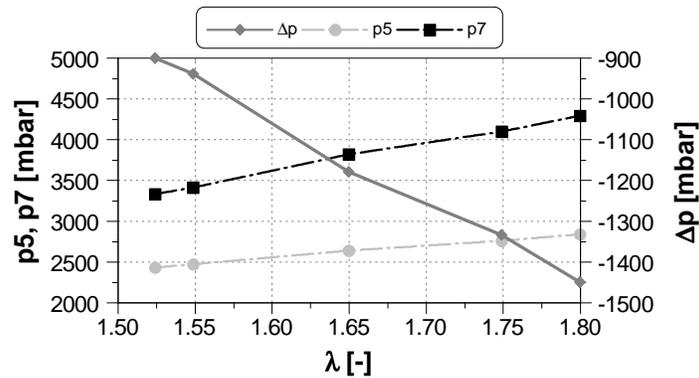
Bei einem Mehrzylinderomotor mit Abgasturboaufladung ergibt sich stets eine Koppelung der beiden Größen AGR-Rate und Luft-Kraftstoffverhältnis, respektive Abgasgegendruck und Ladedruck. Zur isolierten Betrachtung des Luft-Kraftstoffverhältnisses  $\lambda$  und Abgasrückführung auf die Verbrennung wurde im Steuergerät eine Gaspfadstruktur implementiert, die die getrennte Betrachtung durch Nachregeln des  $\lambda$ -Sollwertes über die Anpassung des Ladedrucks ermöglicht. Der Ladedruck wird über den Turbinenbypass der Hochdruckturbinen angepasst, bis das mittels Lambdasonde gemessene Luft-Kraftstoffverhältnis dem Kennfeld-Sollwert entspricht. Weiterhin wird die AGR-Klappenposition entsprechend dem AGR-Sollwert eingestellt. Die Bestimmung der vorliegenden AGR-Rate erfolgt in der ECU durch ein physikalisches hinterlegtes Modell in Abhängigkeit von gemessenen Drücken und Temperaturen sowie mit dem vorab bestimmten Luftaufwand des Motors. Da dieses Modell nicht Gegenstand dieser Arbeit ist, wird an dieser Stelle nicht weiter darauf eingegangen. Wird die Ladung entweder durch Abgas oder Frischluft verdünnt, ändert sich der Isentropenexponent  $\kappa$  ( $\alpha$ ).  $\kappa$  ist weiterhin von der Temperatur und der Gaszusammensetzung abhängig (Vgl. Abb. 2.3). Der Isentropenexponent fällt mit steigender Temperatur und zunehmend fetterem Gemisch. Eine Änderung von  $\alpha$  im Frischgemisch hat nach  $\frac{T_2}{T_1} = \varepsilon^{\kappa-1}$  für die isentrope Kompression einen direkten Einfluss auf die Verdichtungsendtemperatur.

In [39] zeigte INAGAKI für ein Zweistoffbrennverfahren ebenso den Einfluss der Verdünnung. Er stellte heraus, dass der Einfluss vom Luftverhältnis und AGR zweitrangig ist. Entscheidend hingegen ist das Erreichen der Selbstzündungstemperatur durch die vorangehende Niedertemperaturoxidation.

Als schnelle Verbrennungssteuergröße eignet sich jedoch aufgrund der Trägheit des Gaspfades nur eine Steuergröße aus dem Kraftstoffpfad. Die Einflüsse auf Änderungen im Gaspfad müssen jedoch für eine Verbrennungsregelungsstrategie ebenso berücksichtigt werden und werden anschließend diskutiert.

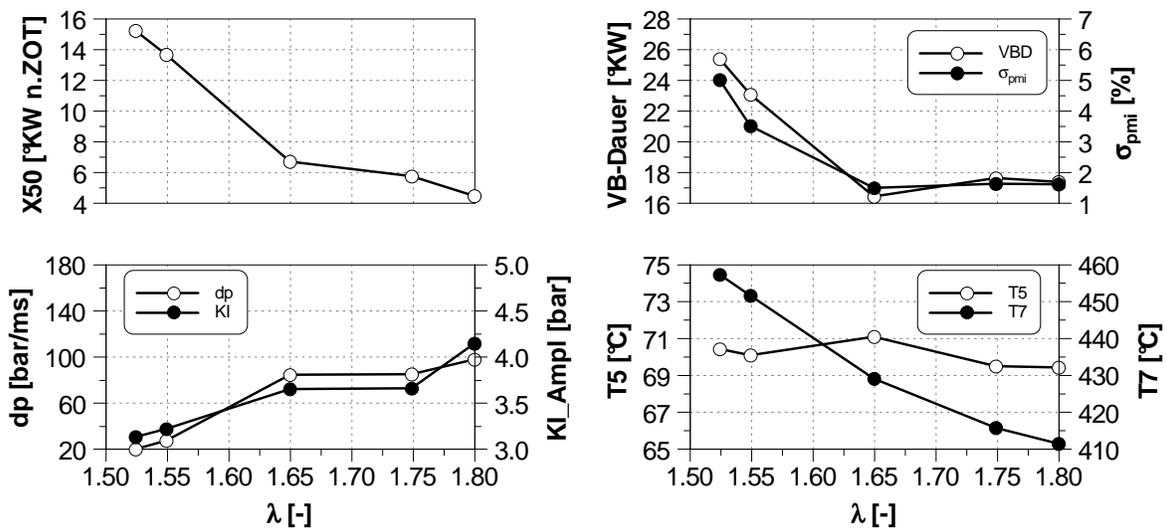
### 5.2.1 Einfluss des Luft-Kraftstoffverhältnisses

Die Variation des Luft-Kraftstoffverhältnisses erfolgt durch Erhöhung des Ladedrucks bei konstanter externer AGR-Rate für den beschriebenen Lastpunkt 1700 1/min 10 bar  $p_{me}$ . Die Ansaugtemperatur ( $T_5$ ) wurde hierbei mittels der beiden Ladeluftkühler konstant gehalten. Entsprechend der Koppelung von Abgasdruck und Ladedruck durch die Abgasturboaufladung erhöht sich das Spülgefälle ( $\Delta p$ ) für die in dieser Messreihe konstant gehaltene AGR-Rate. Der Zusammenhang ist in Abbildung 5.14 beispielhaft dargestellt. Um die AGR-Rate konstant auf 42% zu halten und den für die Turbinen notwendigen höheren Staudruck zur Erhöhung des Ladedrucks ( $p_5$ ) bereitzustellen, erhöht sich der Abgasgegendruck ( $p_7$ ) überproportional zu  $p_5$  und somit auch der interne Restgasgehalt.



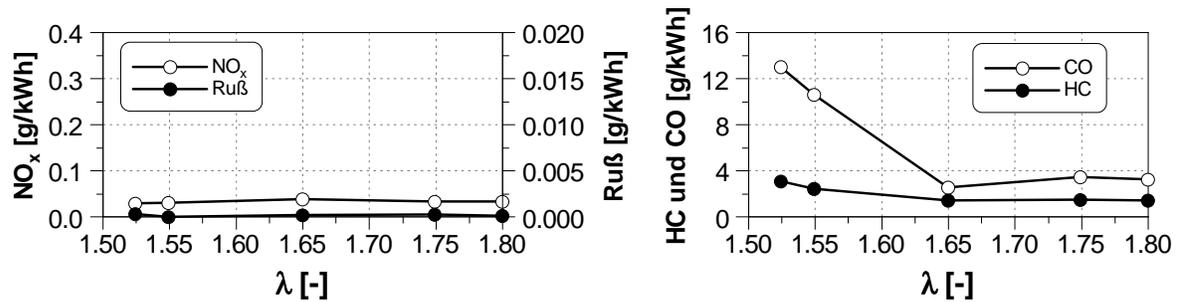
**Abbildung 5.14:** Sich über Ladedruck ( $p_5$ ) und Abgasgedruck ( $p_7$ ) einstellendes Spülgefälle  $\Delta p$  bei der Variation des Luft-Kraftstoffverhältnisses  $\lambda$

Die Auswirkung der Variation des Luft-Kraftstoffverhältnisses  $\lambda$  auf die Verbrennungskenngrößen ist in Abbildung 5.15 dargestellt. Entgegen den Erwartungen steigt die Reaktivität bei der Verdünnung durch Luft und der Verbrennungsschwerpunkt verschiebt sich mit magerem Luft-Kraftstoffverhältnis deutlich nach früh. Die Motorbelastung in Form des Zylinderdruckgradienten nimmt mit steigendem Luftverhältnis deutlich zu. Ebenso verkürzt sich bei früherer Umsetzung auch die Verbrennungsdauer. Hin zu fetterer Gemischzusammensetzung verschiebt sich die Verbrennung nach spät und die Zykelschwankung nimmt deutlich zu. Die späte Verbrennung mit fetterem Grundgemisch spiegelt sich auch in der Erhöhung der Abgastemperatur  $T_7$  wider, die für diese Variation des Luft-Kraftstoffverhältnis um ca. 50K ansteigt.



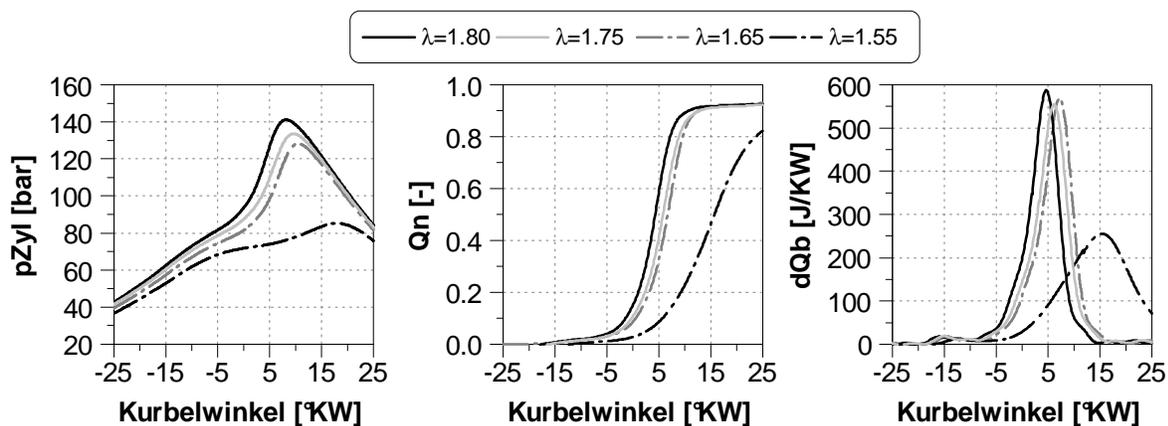
**Abbildung 5.15:** Verbrennungskenngrößen für eine Variation des Luft-Kraftstoffverhältnisses  $\lambda$  mit E5 als Primärkraftstoff

Begründet durch die verschleppte Verbrennung ergibt sich die Zunahme der HC- und CO-Emissionen ab einem Luft-Kraftstoffverhältnis  $\lambda$  kleiner 1,65 (Abb. 5.16). Insbesondere die CO-Emissionen steigen deutlich an. Die Luft-Kraftstoffverhältnis Variation zeigt hingegen keinen Einfluss auf die  $NO_x$ - und Ruß-Emissionen. Beide Emissionsbestandteile liegen innermotorisch mit Schwärzungszahlen FSN  $< 0,005$  und  $NO_x$  kleiner 10 ppm bei äußerst geringen Werten an der Nachweisgrenze.



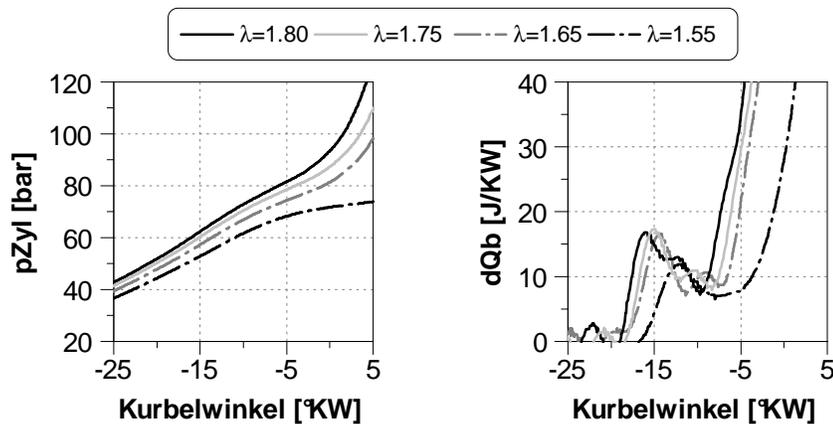
**Abbildung 5.16:** Emissionen für eine Variation des Luft-Kraftstoffverhältnisses  $\lambda$  mit E5 als Primärkraftstoff

Aus den Zylinderdruckverläufen ist ersichtlich, dass durch die Erhöhung des Ladedrucks folglich der Kompressionsenddruck steigt, zusätzlich steigt mit höherem Luft-Kraftstoffverhältnis der Zylinderspitzenenddruck. Betrachtet man die Brennverläufe für  $\lambda > 1,65$  in Abbildung 5.17, findet lediglich eine Verschiebung der Wärmefreisetzung und des Brennbeginns statt. Für höhere Luft-Kraftstoffverhältnisse setzt die Verbrennung früher ein. Die Umsatzgeschwindigkeit bleibt jedoch fast identisch.



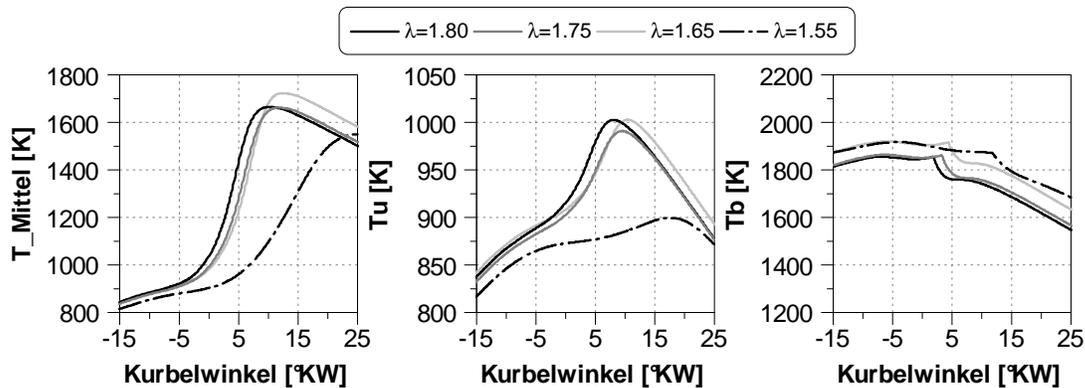
**Abbildung 5.17:** Indizierdatenauswertung für eine Variation des Luft-Kraftstoffverhältnisses  $\lambda$  mit E5 als Primärkraftstoff

Bei diesem Lastpunkt wird die maximale Wärmefreisetzung erst deutlich mit dem  $\lambda$ -Wert von 1,55 reduziert. Die Verbrennung setzt trotz fetterem Gemisch erst deutlich später ein und verläuft unter verminderter Wärmefreisetzungsrates wesentlich langsamer. Bei nahezu konstanter Ansauglufttemperatur  $T_5$  zu Kompressionsbeginn ist die Ursache für die mit  $\lambda$  gestiegene Reaktivität auf mehrere mögliche Ursachen zurückzuführen. Durch die Erhöhung der spezifischen Wärmekapazität und damit des Isentropenexponenten  $\kappa$  erhöht sich wie beschrieben die Verdichtungsendtemperatur. Aus den berechneten Temperaturen in Abbildung 5.19 zeigt sich, dass die Temperatur der unverbrannten Zone für  $\lambda = 1,55$  auf dem geringsten Niveau liegt und die Selbstzündungstemperatur von 900K erst sehr spät bei etwa 15 °KW n.ZOT erreicht wird. Ein weiteres Indiz für die Steigerung des thermischen Ladungszustandes mit zunehmend magerem Luft-Kraftstoffverhältnis lässt sich durch eine höhere Wärmefreisetzung im cool-flame-Bereich erklären (Abb. 5.18).



**Abbildung 5.18:** Cool-flame-Bereich für eine Variation des Luft-Kraftstoffverhältnisses  $\lambda$  mit E5 als Primärkraftstoff

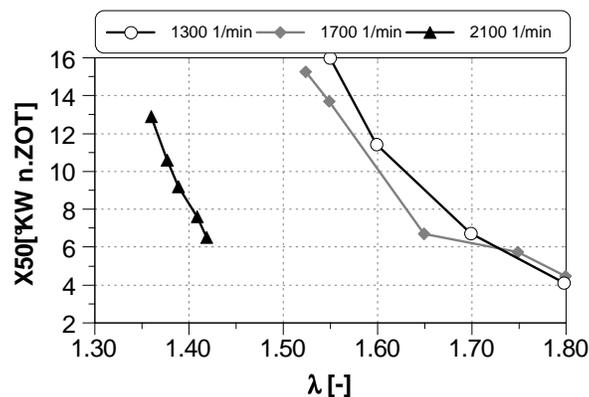
Beide Effekte führen dazu, dass für  $\lambda$ -Werte  $> 1,65$  die Selbstzündungstemperatur von 900K in der unverbrannten Zone erreicht werden, wodurch diese Gemischzusammensetzungen zünden und beschleunigt umsetzen. Für die fetteste Gemischzusammensetzung mit  $\lambda$  1,55 scheint sich der thermische Ladungszustand bei geringerem Abgasgedruck und Ladedruck wesentlich in Form einer geringeren Verdichtungsendtemperatur und durch die zusätzlich geringere interne Restgasmasse in seiner Reaktivität abzuschwächen.



**Abbildung 5.19:** Aus Druckverlaufsanalyse berechnete Temperaturen für eine Variation des Luft-Kraftstoffverhältnisses  $\lambda$  mit E5 als Primärkraftstoff

In Abbildung 5.19 sind die mittels Druckverlaufsanalyse ermittelten Massenmitteltemperaturen ( $T_{\text{Mittel}}$ ) sowie die Temperaturen in der verbrannten ( $T_b$ ) und unverbrannten Zone ( $T_u$ ) aufgetragen. Mit höherer Verdünnung ergibt sich hier ein deutlich schnellerer Anstieg der Massenmitteltemperatur im Brennraum. Im Speziellen wird für das magere Gemisch die für die Selbstzündung sehr wichtige Zerfallstemperatur von  $H_2O_2$  von 900K in der unverbrannten Zone sehr viel früher (bei etwa 2,5°KW v.ZOT) im Vergleich zum fetten Gemisch mit  $\lambda$  1,55 erreicht und das Gemisch zündet. Das fettere Gemisch setzt später, langsamer und vor allem zu Beginn bei niedrigeren Temperaturen um, da die 900K in der unverbrannten Zone erst sehr spät bei ca. 19°KW n.ZOT erreicht werden.

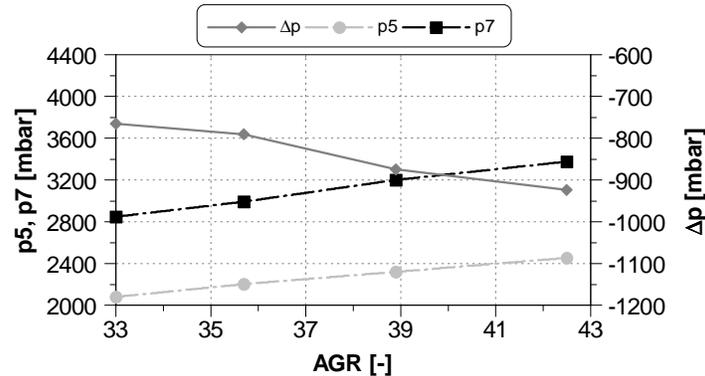
Generell reagiert die Verbrennung auf Änderungen des Luft-Kraftstoffverhältnisses äußerst sensibel. Abbildung 5.20 gibt einen Überblick über den Stellbereich des Luft-Kraftstoffverhältnisses  $\lambda$  auf den Verbrennungsschwerpunkt bei 10 bar  $p_{me}$  für unterschiedliche Motordrehzahlen.



**Abbildung 5.20:** Stellbereich der Steuergröße  $\lambda$  auf die Verbrennungsschwerpunktlage  $X50$  bei verschiedenen Drehzahlen und 10 bar  $p_{me}$

### 5.2.2 Einfluss der externen AGR-Rate

Nachfolgend wird eine additive Variation der AGR-Raten bei nicht konstanter Ladungstemperatur für den schon bekannten Teillastpunkt (Tab.5.2) gezeigt. Für ein hier konstantes Luft-Kraftstoffverhältnis erfolgt zusätzliche eine Ladedrucksteigerung sowie eine Ladungstemperaturerhöhung durch die höher verdichtete Luft und die Zumischung des nach AGR-Kühler ca. 90°C heißen rückgeführten Abgases.



**Abbildung 5.21:** Sich über Ladedruck ( $p_5$ ) und Abgasgegendruck ( $p_7$ ) einstellendes Spülgefälle  $\Delta p$  bei der Variation der Abgasrückführtrate AGR

Wie aus Abbildung 5.21 ersichtlich, steigt durch die Ladedruckerhöhung auch der Abgasdruck, das Spülgefälle ändert sich aber im Gegensatz zur  $\lambda$ -Variation nur um 150 mbar. Obwohl eine additiv rückgeführte Abgasmasse durch die erhöhte inerte Zylindermasse und höhere Wärmekapazität bei Zugabe von AGR die Zündverzugszeit verlängert, kompensiert die Temperaturerhöhung des angesaugten Gemisches die eigentliche Zündverzugsverlängerung. Deutlich erkennbar ist dies in Abbildung 5.22 an der Verbrennungsschwerpunktlage, welche sich für diesen Lastpunkt bei mehr als 35% AGR nicht wesentlich ändert.

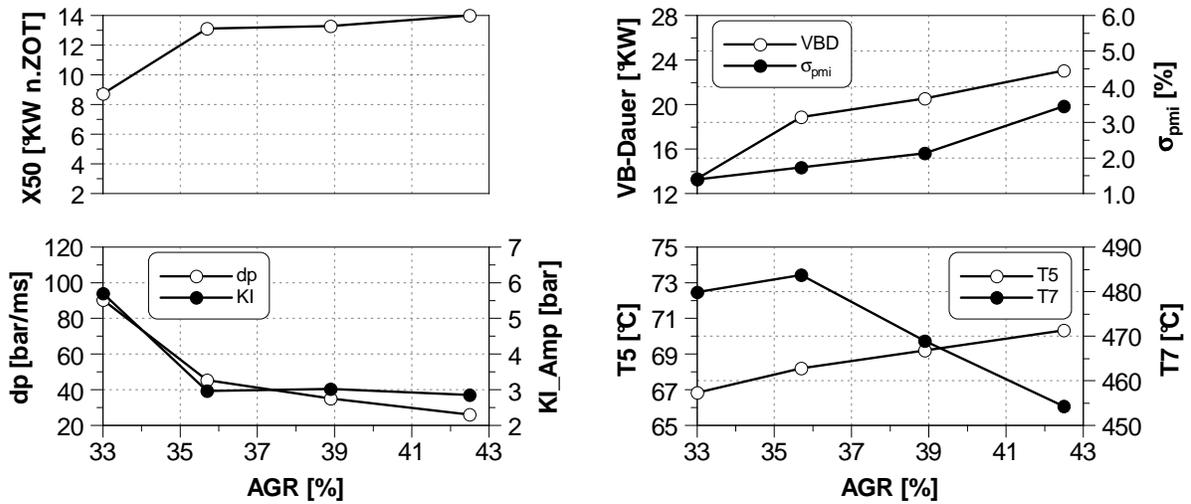


Abbildung 5.22: Verbrennungskenngrößen für eine Variation der Abgasrückführrate AGR mit E5 als Primärkraftstoff

Wird jedoch eine zu geringe AGR-Rate (hier 33%) eingestellt, kommt es zu einer deutlichen Frühverlagerung der Verbrennung durch den nicht mehr ausreichend langen Zündverzug. Hierbei nimmt auch die Motorbelastung in Form des hier dargestellten Druckgradienten und der Klopfamplitude erheblich zu. Die Emissionen (Abb.5.23) unvollständiger Verbrennung steigen wie erwartet hin zu späteren Verbrennungslagen und mit längerer Verbrennungsdauer an. Insbesondere die CO-Emissionen liegen für die hier höchste AGR-Rate von knapp 43% bei sehr hohen Werten. Bezüglich der Rußemissionen lässt sich bei den auch hier äußerst geringen Werten keinerlei Einfluss durch die AGR-Variation erkennen. Die  $NO_x$ -Emissionen steigen erst bei einer AGR-Rate kleiner 35% deutlich an, liegen aber bei den anderen AGR-Raten unter 0,1 g/kWh. Aufgrund der geringeren Verdünnung nimmt die Reaktivität des Gemisches deutlich zu. Aus der früheren Verbrennungslage und der gesteigerten Wärmefreisetzung resultieren höhere Massenmitteltemperaturen und höhere Temperaturen in der verbrannten Zone, die hier wieder die thermische  $NO_x$ -Bildung begünstigen (Abb. 5.26).

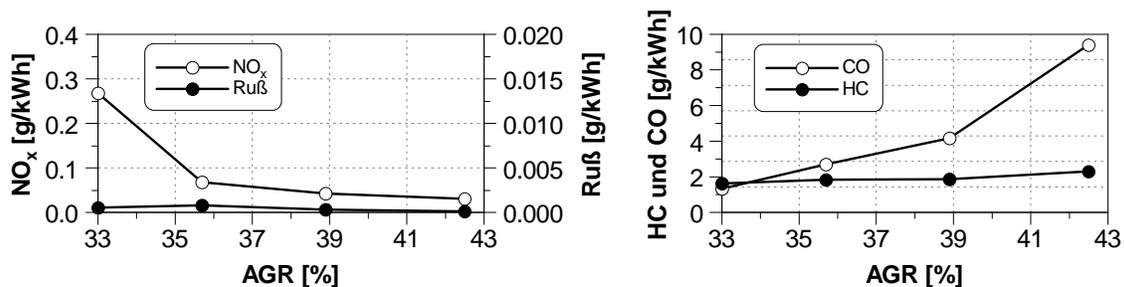
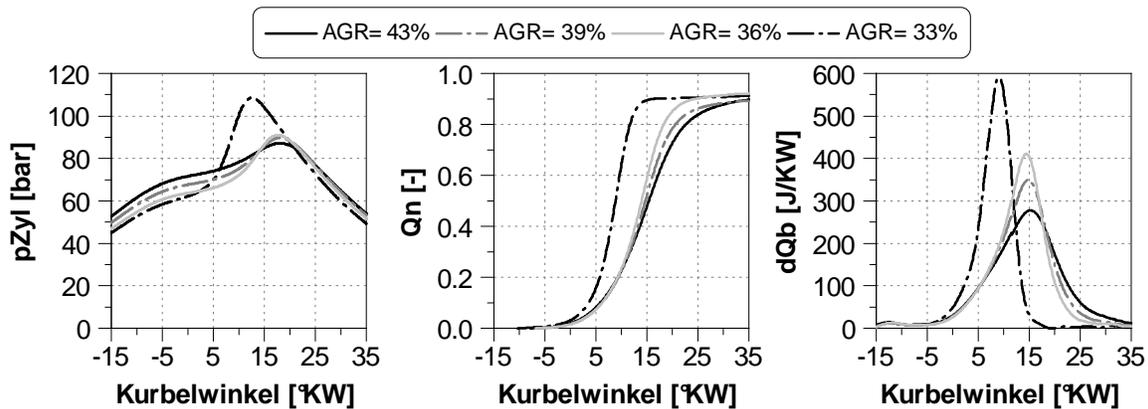


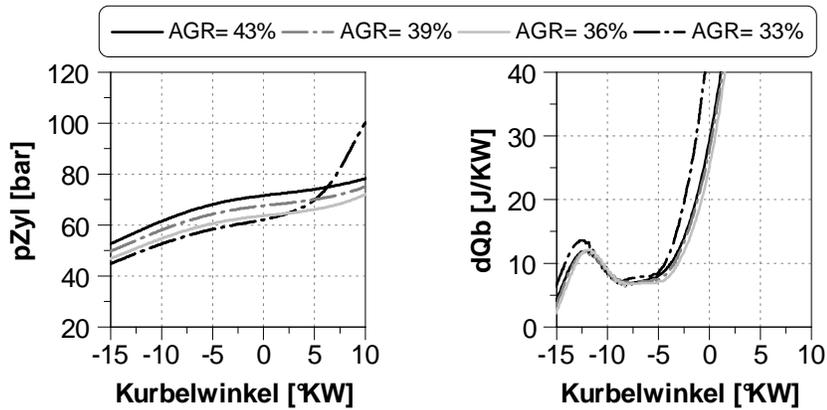
Abbildung 5.23: Emissionen für eine Variation der Abgasrückführrate AGR mit E5 als Primärkraftstoff

Die Ergebnisse der Indizierdatenauswertung sind in Abbildung 5.24 dargestellt. Mit einer AGR-Rate von 33% scheint die Verdünnung für das Gemisch trotz kühlerer Ansaugtemperatur zu gering und die Wärmefreisetzung erfolgt nach kürzerem Zündverzug deutlich früher, schneller und mit höherem Maximalwert im Vergleich zu den stärker mit Abgas verdünnten Betriebspunkten. Die trotz des geringeren Ladedrucks höhere Motorbelastung lässt sich für die minimale AGR-Rate gut am Zylinderdruckverlauf in Form des Druckgradienten und des Spitzendrucks erkennen. Betrachtet man die Brennverläufe für die AGR-Raten 36-43%, lässt sich bezüglich des Verbrennungsbeginns keinerlei Unterschied erkennen.



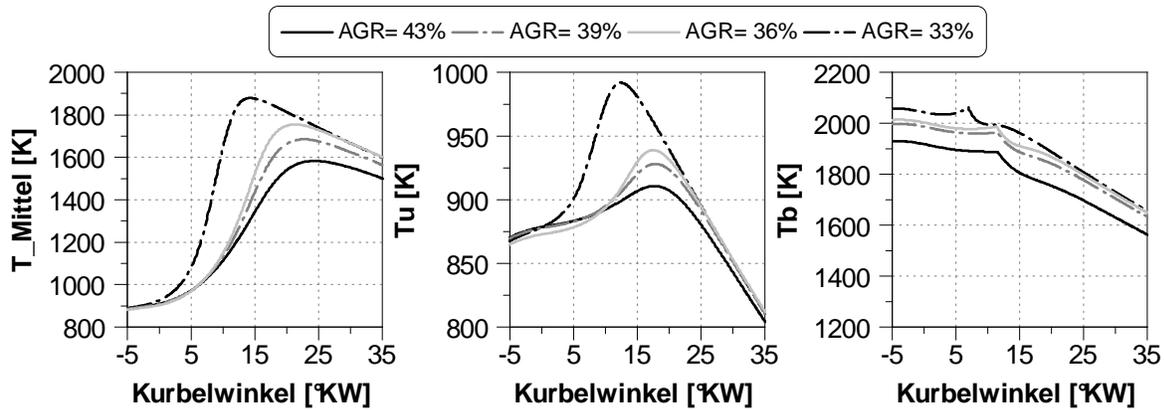
**Abbildung 5.24:** Ergebnisse der Indizierdatenauswertung für eine Variation der Abgasrückführrate AGR mit E5 als Primärkraftstoff

Nur die zweite Hälfte der Verbrennung läuft mit höheren AGR-Raten etwas verzögert ab und die maximalen Wärmefreisetzungsraten sinken. Obwohl die Ladedrücke mit höherer Verdünnung ansteigen, liegen die Spitzendrücke durch die Verzögerung der Verbrennung in der zweiten Hälfte auf nahezu identischem Niveau. Die Wärmefreisetzung im cool-flame-Bereich, wie in Abbildung 5.25 dargestellt, ist identisch für die vier verschiedenen AGR-Raten und liefert kein Indiz für die gesteigerte Reaktivität für den Lastpunkt mit 33% AGR.



**Abbildung 5.25:** Cool-flame-Bereich für eine Variation der Abgasrückführrate AGR mit E5 als Primärkraftstoff

Die Ursache für die gesteigerte Reaktivität bei geringster AGR-Rate lässt sich auch nicht mit der Temperatur  $T_u$  in der unverbrannten Zone erklären. Bis etwa  $2,5 \text{ } ^\circ\text{KW}$  v.ZOT ergeben sich für alle vier Messpunkte nahezu identische Temperaturen  $T_u$  und  $T_{\text{Mittel}}$ . Wie aus Abbildung 5.26 ersichtlich liegt  $T_u$  für die um ca. 15% geringer verdünnte Ladung (AGR-Rate 33%) vor Beginn der Hauptwärmeabfuhr auf dem selben Temperaturniveau bei etwa 875K. Für den am meisten verdünnten Variationspunkt mit 43% AGR-Rate bleibt die Temperatur in der unverbrannten Zone gänzlich unter 925K. Somit wird hier die Selbstzündungstemperatur sehr spät erreicht. Es wird vermutet, dass es sich hier um einen Grenztemperaturbereich zwischen Niedertemperatur- und Hochtemperaturoxidation handelt, bei dem nicht genau bekannt ist, welche Reaktionen dominieren und schließlich zur Zündung des Gemisches, im Speziellen für den Punkt mit 33% AGR, führen. Die höhere inerte Gesamtladungsmasse für den Punkt mit einer AGR-Rate von 43% hat folglich auch eine höhere Wärmekapazität und setzt dementsprechend kälter und später um. Auch die Temperatur in der verbrannten Zone  $T_b$  liegt für das geringst verdünnte Gemisch um etwa 200K höher und mit  $>2000\text{K}$  in Temperaturbereichen der thermischen  $\text{NO}_x$ -Bildung.



**Abbildung 5.26:** Aus der Druckverlaufsanalyse berechnete Temperaturen für eine Variation der Abgasrückführrate AGR mit E5 als Primärkraftstoff

Die Verdünnung mit externer AGR zeigt einen geringen Einfluss auf die Verbrennung, wenn eine lastpunktspezifische und von der Wahl der anderen Steuergrößen abhängige minimale AGR-Rate eingehalten wird. Wird diese Verdünnungsrate zur Verlängerung des Zündverzugs unterschritten, reagiert die Verbrennung äußerst reaktiv und die weiteren Steuergrößen sind anzupassen. Wie für das Luft-Kraftstoffverhältnis  $\lambda$  ist die Wahl der richtigen Applikationswerte auch für die AGR-Sollwerte von großer Bedeutung. Die Zylinderladung muss für einen entsprechenden Zündverzug und eine notwendige Dämpfung der Reaktivität ausreichend verdünnt werden. Hin zur Vollast ergeben sich für den E5 Betrieb AGR-Raten von bis zu 60% und die Verbrennung erfolgt dann bei stöchiometrischem Luftverhältnis.

### 5.2.3 Einfluss der Ladungstemperatur

Reaktionskinetisch kontrollierte Brennverfahren zeigen eine hohe Sensitivität gegenüber einer Veränderung der Temperaturen vor Kompressionsbeginn und den sich einstellenden Temperaturen im Brennraum. Insbesondere auch die hohe Sensitivität gegenüber der Motorkühlwassertemperatur durch die veränderte Wärmeabfuhr über die Brennraumwände wurde in vielen Untersuchungen für CAI- und HCCI-Brennverfahren als bedeutende Einflussgröße auf die Verbrennung identifiziert.

Für das hier untersuchte Zweistoff-Brennverfahren wurde dieser Einfluss auf die Wärmefreisetzung in [22] für Variationen der Ladungs- und Motorkühlwassertemperatur herausgestellt. Um diese Sensitivität der Ladungstemperatur auf die Verbrennung und Emissionen am Vollmotor zu verdeutlichen, wird hier eine Variation der Ladungstemperatur um ca. 10K für den Lastpunkt 1700 1/min 10 bar  $p_{me}$  diskutiert. In Abbildung 5.27 ist der lineare und starke Einfluss der Ladungstemperatur  $T_5$  auf die Verbrennungsschwerpunktlage zu erkennen. Hier entspricht in etwa 1K Temperaturänderung  $1^\circ\text{KW} \times 50$  Änderung. Mit höherer Ladungstemperatur verschiebt sich der Verbrennungsschwerpunkt nach früh und die Verbrennungsdauer verkürzt sich. Gleichzeitig steigt mit einer früheren Verbrennungslage die Motorbelastung, ersichtlich an den erhöhten Zylinderdruckgradienten, sowie höheren

Klopfamplituden. Mit geringerer Ladungstemperatur nimmt für spätere X50-Zeitpunkte die Zyklenschwankung zu und es kommt zu einem deutlichen Anstieg der CO- und HC-Emissionen (Abb. 5.28) als Folge der verschleppten Verbrennung.

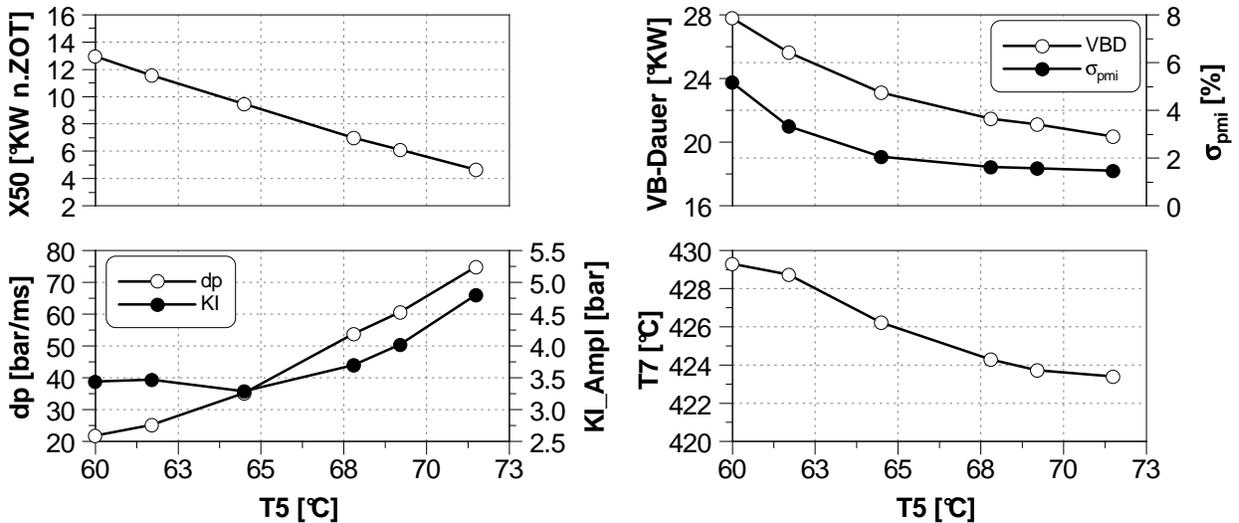


Abbildung 5.27: Verbrennungskenngrößen für eine Variation der Ansauglufttemperatur  $T_5$  mit E5 als Primärkraftstoff

Insbesondere die CO-Emissionen steigen um etwa den Faktor 5.  $NO_x$ - und Rußemissionen zeigen sich über die Variation der Ladungstemperatur nahezu unverändert bei sehr geringen Werten.

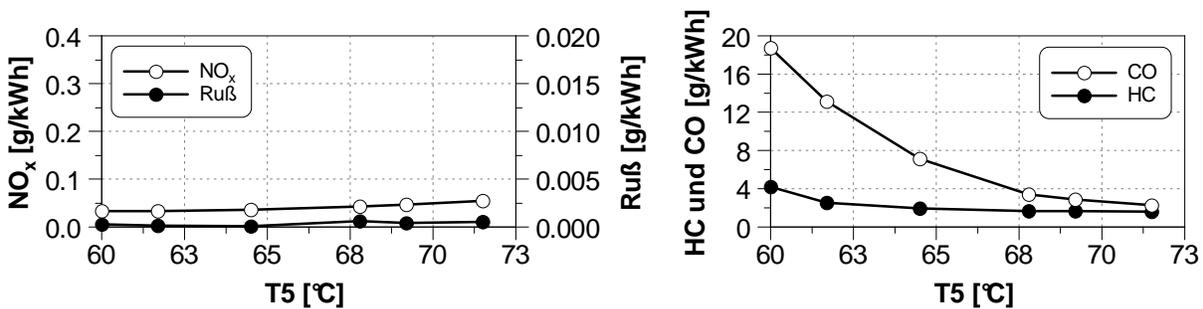
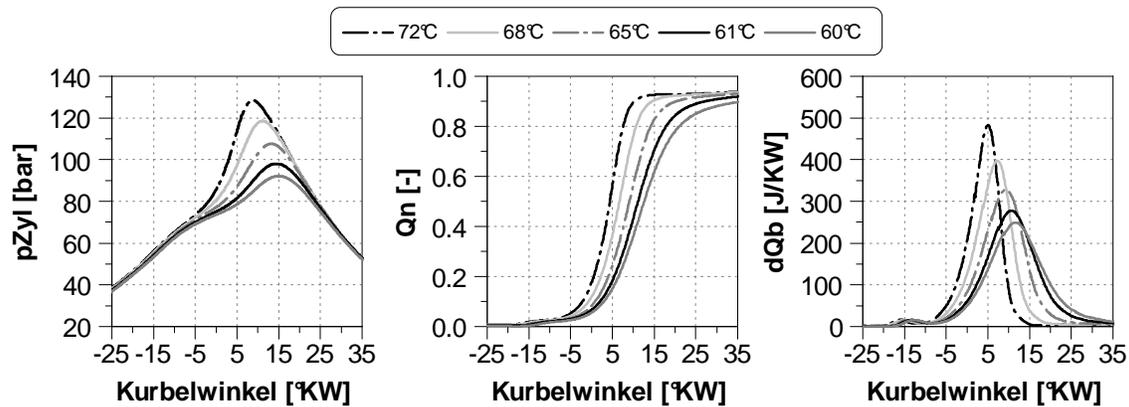


Abbildung 5.28: Emissionen für eine Variation der Ansauglufttemperatur  $T_5$  mit E5 als Primärkraftstoff

Des Weiteren lässt sich der Einfluss der Ladungstemperatur auch sehr gut in Abbildung 5.29 bei der Betrachtung der Ergebnisse der Indizierdatenauswertung erkennen. Mit kälterer Ladungstemperatur erhöht sich der Zündverzögerung und die Verbrennung setzt erst deutlich später ein. Die Wärme-freisetzung wird in ihren Maxima deutlich reduziert und verläuft klar langsamer. Ebenso nehmen mit verschleppter Verbrennung die Zylinderspitzen-druckwerte und somit die Motorbelastung ab.



**Abbildung 5.29:** Ergebnisse der Indizierdatenauswertung für eine Variation der Ansauglufttemperatur T5 mit E5 als Primärkraftstoff

Zusammenfassend gibt Tabelle 5.3 eine Übersicht der hier ermittelten direkten und indirekten Steuergrößen sowie deren tendenziellen Einfluss auf den Verbrennungsschwerpunkt. Zu betonen ist, dass sich die hier dargestellten Einzeleinflüsse weitestgehend isoliert betrachten lassen, deren Tendenz auf den Verbrennungsschwerpunkt aber aufgrund verschiedener Koppelungen und Randbedingungen speziell für den hier untersuchten Vollmotor gelten. Insbesondere gilt dies auf den beschriebenen Zusammenhang für die Steuergrößen Luft-Kraftstoffverhältnis  $\lambda$  und Abgasrückführrate AGR.

	früh	X50	spät	
kleiner	←	$\chi$	→	größer
später	←	BOI	→	früher
magerer	←	$\lambda$	→	fetter
kleiner	←	AGR-Rate	→	größer
höher	←	T5	→	niedriger

**Tabelle 5.3:** Einfluss auf die Verbrennungsschwerpunktlage X50 durch indirekte und direkte Verbrennungssteuergrößen

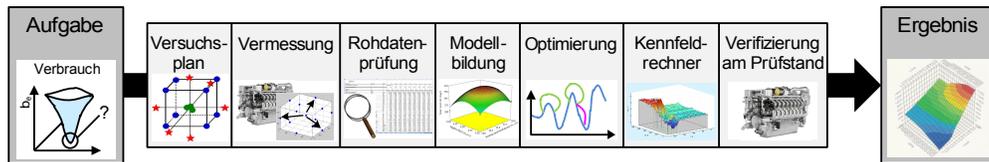
Zusätzlich ist es wichtig die Toleranzen der einzelnen Messsysteme/Messaufnehmer für die jeweilige Steuergröße zu betrachten (Lambda-Sonde, AGR, Kleinstmengenregelung, T- und p-Sensoren), insbesondere für den Fall, dass die über entsprechende Sensoren erfassten Istwerte als Eingangsgrößen für weitere Modelle dienen.

Bei der Betrachtung der in diesem Kapitel gezeigten Steuergrößeneinflüsse auf die Verbrennung wird deutlich, dass aufgrund der Vielfältigkeit und deren direkten oder indirekten Abhängigkeiten neue Ansätze zur Modellierung solcher komplexen und sensitiven Brennverfahren notwendig sind. Die Kontrolle der Wärmefreisetzung kann in Form einer Verbrennungsregelung erfolgen und wird als notwendig erachtet. Die Grundlagen bezüglich Messverfahren und Modellierungsarten werden im folgenden Kapitel 6 näher beschrieben. Wie gezeigt ergibt sich ein stetiges Verhalten für die Steuergröße  $\chi$  bezüglich des Emissionsverhalten, der Motorbelastung und des Verbrennungsschwerpunkts, falls sich die Applikationswerte aller anderen aufgezeigten Steuergrößen in einem Bereich befinden, der den  $\chi$ -Einfluss nicht weitestgehend einschränkt. Die Korrelation zwischen Verbrennungslage, Emissionen und Motorbelastung ermöglicht es, ohne weiteres Kriterium oder notwendige Sensorik die Verbrennung zu kontrollieren. Dies kann wie dargelegt sehr gut über die schnelle und präzise Steuergröße  $\chi$  erfolgen. In dieser Arbeit wird zur Verbrennungsregelung des Zweistoffbetriebs die Verbrennungsschwerpunktlage X50 als Regelgröße vorgeschlagen. Sie ist robust aus dem Zylinderdrucksignal berechenbar und zusätzlich ein gut interpretierbares Verbrennungsmerkmal. Ein Ansatz für eine modellbasierte Vorsteuerung des Verbrennungsschwerpunktes in Abhängigkeit der in diesem Kapitel vorgestellten Steuergrößen wird in Kapitel 6.3 beschrieben.



## 6 Ausgewählte Grundlagen zur modellbasierten Applikation

Der Applikationsprozess oder die Identifikation von messdatenbasierten Zusammenhängen erfordert aufgrund der zunehmenden Komplexität Ansätze, die diese Prozesse effizienter gestalten, um neue Funktionen zu entwickeln. Als Beispiel ist die Vorgehensweise unter Zuhilfenahme der statistischen Versuchsplanung der einzelnen Arbeitsschritte in Abbildung 6.1 dargestellt.

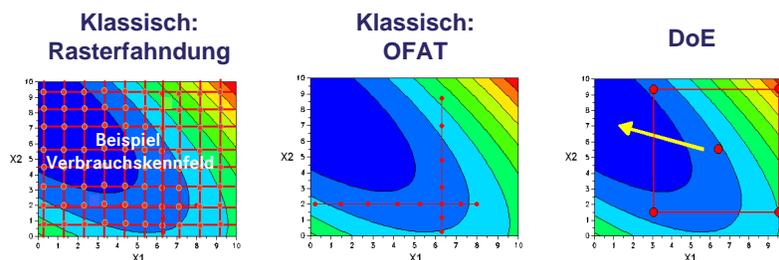


**Abbildung 6.1:** Vorgehensweise bei der statistischen Versuchsplanung in der Motorenentwicklung [26]

Der Applikationsprozess von Mehrgrößensystemen kann durch Einsatz solcher Vorgehensweisen und Werkzeuge erheblich effizienter erfolgen, jedoch ist stets ein bedingtes Systemverständnis vorausgesetzt. Auf einzelne Teilschritte des dargestellten Ablaufs wird im Folgenden näher eingegangen.

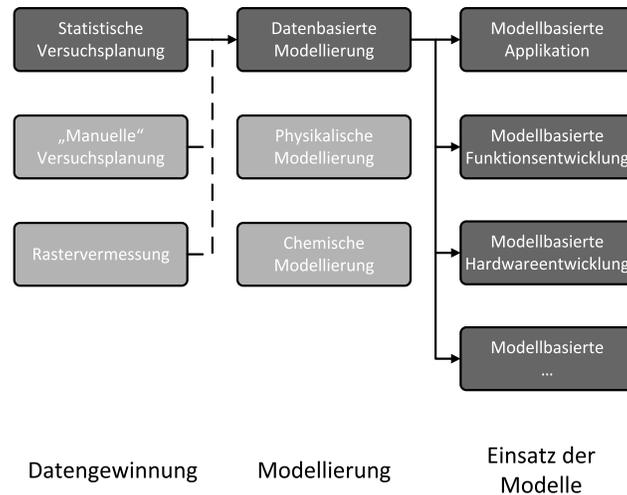
### 6.1 Versuchsplanung und unterschiedliche Messverfahren

Bei jeder Messung stellt sich die Frage nach der minimalen Anzahl von Messungen und nach der Lage der optimalen Messpunkte. Im Vergleich zur vollständigen Rastervermessung des Versuchsraums beschreibt die klassische Parametervariation OFAT (One Factor At a Time) den bisher am meisten angewandten Messansatz in der Motorenvermessung. Bei der kompletten Rasterung des Versuchsraumes unter der Annahme von einer Anzahl von  $k$  Faktoren bei  $n$  Faktorstufen wird der Messaufwand durch den exponentiellen Zusammenhang sehr hoch. Die Anzahl der erforderlichen Messungen ergibt sich allgemein zu  $m = \prod_{i=1}^k n_i$ . Mit der OFAT-Methode lässt sich nicht automatisch ein Optimum finden und es können keine Wechselwirkungen der einzelnen Faktoren identifiziert werden. Abbildung 6.2 gibt einen Überblick der unterschiedlichen Messmethoden.



**Abbildung 6.2:** Allgemeine Darstellung verschiedene Messverfahren am Beispiel für zwei Variablen X1 und X2 [26]

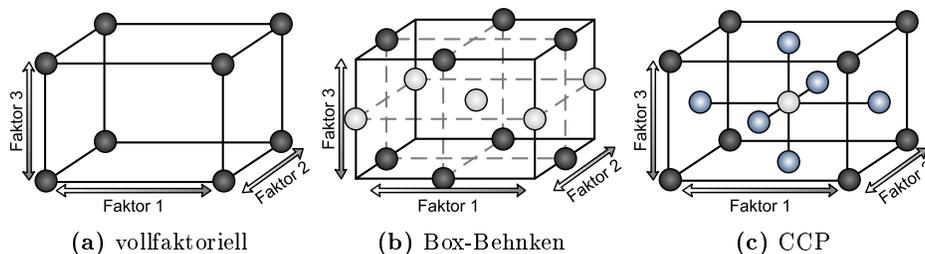
Unter Zuhilfenahme statistischer Methoden kann die Versuchsplanung sowie die Motorenvermessung erheblich effizienter durchgeführt werden. Insbesondere ist diese Versuchsplanung vorteilhaft, wenn eine anschließende messdatenbasierte Modellierung erfolgt. Hierzu stehen statistische Methoden zur Verfügung, welche unter dem Begriff der statistischen Versuchsplanung (eng.: Design of Experiments DoE) zusammengefasst sind. Die Einordnung der statistischen Versuchsplanung kann allgemein nach Abbildung 6.3 beschrieben werden und findet häufig, wie schon beschrieben, ihren Einsatz bei modellbasierten Ansätzen.



**Abbildung 6.3:** Einordnung der statistischen Versuchsplanung DoE in den Motor-Applikationsprozess [38]

Um geeignete Steuer- und Regelgrößen eines Prozesses zu identifizieren, ist es jedoch auch notwendig, einzelne Größen isoliert zu betrachten, um deren Einzeleinflüsse auf die Zielgröße zu verdeutlichen. Somit ist eine Kombination aus Einzelparametervariation und DoE-Versuchen sinnvoll.

**Klassische Versuchspläne** Bei der Verwendung von klassischen Versuchsplänen, beispielsweise die würfelförmigen voll- und teilfaktoriellen Versuchspläne, der Box-Behnken-Plan und die zentral zusammengesetzten Versuchspläne (Central-Composite-Plan, CCP), wird von einem linearen oder quadratischen Verhalten der Zielgröße ausgegangen (Abb. 6.4). Weiterhin werden Annahmen über das Vorhandensein von Wechselwirkungen zwischen den Eingangsgrößen getroffen [42].



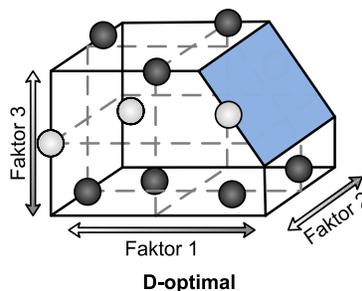
**Abbildung 6.4:** Allgemeine Darstellung klassischer Versuchspläne

Je nach Wahl des verwendeten Versuchsplans können Zusammenhänge und Wechselwirkungen zwischen den Variationsgrößen unterschiedlich genau erfasst werden. Sind beispielsweise ausschließlich lineare Abhängigkeiten und keine Wechselbeziehungen zu erwarten, so eignet sich ein teilfaktorierter Versuchsplan zur weiteren Reduzierung von Messpunkten. Soll hingegen ein quadratischer Zusammenhang erfasst werden, so bietet sich ein Versuchsplan mit zentralen Messpunkten, wie der Box-Behnken- oder der CCP-Plan an. Diese klassischen Versuchspläne finden jedoch aufgrund von Versuchsraumrestriktionen beispielsweise durch ihren eingeschränkten Versuchsraum (würfelförmige Struktur) in der Motorvermessung selten Anwendung.

**Raumfüllende Versuchspläne** So genannte space-filling Designs werden verwendet, wenn der mathematische Zusammenhang zwischen Eingangs- und Ausgangsgröße nicht von vornherein bekannt ist. Diese kommen bei Modellansätzen wie künstlichen neuronalen Netzen zum Einsatz. Um den Versuchsraum möglichst homogen mit Messpunkten abzudecken, werden hierbei Messpunkte mittels Zufallsgenerator oder einem geeigneten Algorithmus (z.B. Halton-Sequenz oder Latin-Hypercube-Sampling [79]) möglichst gleichmäßig innerhalb der Versuchsraumgrenzen verteilt.

Da bei der Vermessung und Applikation von Motoren meist hinreichende Kenntnisse über die verschiedenen Auswirkungen und Wechselbeziehungen vorhanden sind, werden im Allgemeinen *optimale Versuchspläne* verwendet. Die Messstellen werden bei dieser Art Design durch die Optimierung bestimmter mathematischer Kriterien ermittelt. Als ein Beispiel hierfür wird nachfolgend der D-Optimale Versuchsplan vorgestellt.

**D-Optimale Versuchspläne** D-Optimale Versuchspläne sind sehr gut geeignet, um schon vorhandene Messpunkte in den Versuchsplan zu integrieren (Inclusions) oder eine Erweiterung durch neue Einflussfaktoren zu ergänzen. Durch ihre nicht vorgeschriebene würfelförmige Struktur ist es möglich, mehrere Versuchsraumgrenzen zu berücksichtigen (Abb. 6.5).



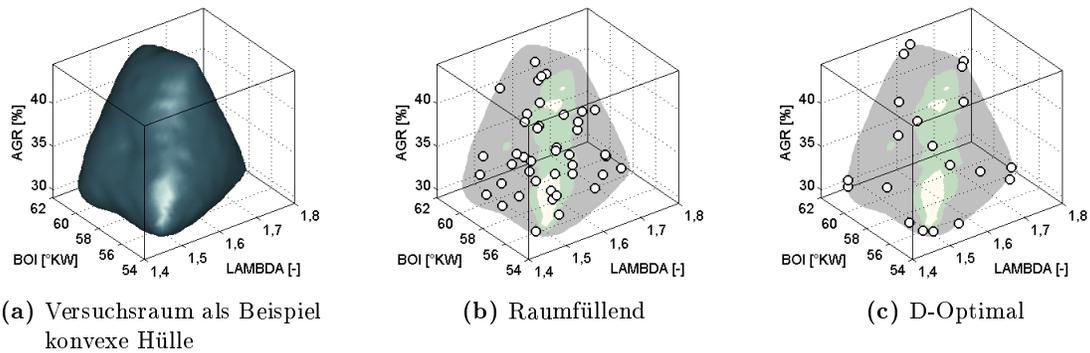
**Abbildung 6.5:** D-optimaler Versuchsraum

Im ersten Schritt muss eine Modellannahme/-gleichung sowie die Anzahl der möglichen Versuchspunkte getroffen werden, um die entsprechende Designmatrix  $X$  aufstellen zu können. Der Versuchsraum kann eine beliebige Form (z.B. eine konvexe Hülle Abb. 6.6) ohne Zentralpunkte haben, wobei als Modellgleichung Polynommodelle höherer Ordnung möglich sind. Bereits durch die Auswahl geeigneter Messpunkte im Versuchsraum kann die Varianz der geschätzten Modellgleichung

minimiert werden [42]. Durch die Maximierung der Determinante der Fischer Informationsmatrix ( $X^T X$ ) wird das Volumen des Vertrauensbereichs, also die Varianz der geschätzten Modellparameter, minimiert.

$$\text{Det}(X^T X) \rightarrow \max \quad (6.1)$$

Die D-Optimale Versuchsplanerstellung hat sich in der Praxis an Motorenprüfständen bewährt und wird hier oft auch in kommerziellen Werkzeugen verwendet, da der Rechenaufwand am geringsten ist. Diese Erstellung von Versuchsplänen erfolgt zur Verringerung des Rechenaufwands numerisch mit bestimmten Abbruchkriterien für den Algorithmus, obwohl es sich um ein rein analytisches Problem handelt.



**Abbildung 6.6:** Designs im eingeschränkten Versuchsraum für das hier untersuchte Zweistoffbrennverfahren am Beispiel der drei Steuergrößen AGR, Luft-Kraftstoffverhältnis und BOI

## 6.2 Modellierung nichtlinearer Mehrgrößensysteme

Bei der Vielfalt der direkten und indirekten Verbrennungssteuergrößen und deren Koppelung wird nachfolgend ein modellgestützter Entwurf für eine Vorsteuerung des Verbrennungsschwerpunktes für das hier untersuchte Zweistoffbrennverfahren vorgestellt. Die Einzeleinflüsse wurden bereits in Kapitel 5.1 näher erläutert. Die modellierten Zusammenhänge können für eine ECU (Online-Echtzeitberechnung) oder für Offline-Modelle zur Beschreibung bestimmter Zusammenhänge wie beispielsweise die Simulation oder virtuelle Applikation verwendet werden.

Grundsätzlich werden unterschiedliche Modellierungsansätze entsprechend ihres Einsatzgebietes angewandt. Aufgrund einer Vielzahl solcher modellbasierten Ansätze unterscheidet man nach ISERMANN im Wesentlichen zwischen drei verschiedenen Systemidentifikationen:

	white box Modell	grey box Modell	black box Modell
Zusammenhang	physikalischer/chemischer	Mischung black/white	kein phy./chem.
Basis	Erhaltungsgleichungen		rein messdatenbasiert
Beispiel	Arrhenius Gleichung		Polynommodell/ KNN

**Tabelle 6.1:** Möglichkeiten zur Systemidentifikation nach Isermann [41]

Nachfolgend wird das Vorgehen zur stationären, datenbasierten Modellbildung behandelt. Der mathematische Algorithmus bildet hierbei das Systemverhalten aus den Messdaten ab und kann dieses Verhalten übertragen und interpolieren [42]. Die Sensitivitätsanalyse der einzelnen Steuergrößen erfolgt durch einzelne Variationsmessungen wie in 6.1 beschrieben. Aus den stationären Zusammenhängen wird somit eine Messdatenbasis generiert. Das Modell stellt dann einen Funktionszusammenhang zwischen mehreren Eingangsgrößen zu einer oder mehreren Ausgangs- bzw. Zielgrößen her. Es kann hierbei unterschieden werden in MISO<sup>2</sup> oder MIMO<sup>3</sup> Modelle. Die Einzelschritte für die Erstellung von nichtlinearen Mehrgrößen-Polynommodellen können nach der Vermessung unterteilt werden in:

1. Regressionsanalyse der Messdaten / Bewertung der Regression
2. Erstellung eines Zustandsraummodell
3. invertiertes Zustandsraummodell liefert Vorsteuermodell

Die am häufigsten verwendeten Möglichkeiten zur black-box-Modellierung werden im Folgenden beschrieben.

---

<sup>2</sup>Multiple In Single Out

<sup>3</sup>MIMO: Multiple In Multiple Out

### 6.2.1 Polynommodelle und Regressionsanalyse

Eine oft angewandte Modellierungsart zur Erstellung von messdatenbasierten Modellen sind Polynommodelle in Kombination mit einem Parameterschätzverfahren. Eine Polynomgleichung in Matrixschreibweise mit Ordnung  $m$ ,  $k$  unabhängigen Variablen und für  $n$  zugrunde liegenden Messungen nach Gleichung 6.2 weist folgende Form auf:

$$\vec{y} = X \cdot \vec{b} = \begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_n \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x_{10} & x_{11}x_{12} & x_{13}^2 & \cdots & x_{1k}^m \\ 1 & \vdots & & & \ddots & \\ 1 & x_{n0} & x_{n1}x_{n2} & x_{n3}^2 & \cdots & x_{nk}^m \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} b_0 \\ b_1 \\ \vdots \\ b_n \end{pmatrix} \quad (6.2)$$

Die Terme der Designmatrix  $X$  enthalten die einzelnen Verknüpfungen der formatierten Eingangsgrößen, welche aus beliebigen Potenzen inklusiver aller Wechselwirkungen der Eingangsgrößen bestehen. Der Modellparametervektor  $\vec{b}$  enthält die Polynomkoeffizienten des Ausgangsvektors  $\vec{y}$  der Beobachtungen und wird mittels eines Optimierungsverfahrens geschätzt. Beispielsweise wird mit Hilfe der Regressionsanalyse für den Zusammenhang zwischen Eingangs- und Ausgangsgrößen die notwendige Parameterschätzung für das Polynommodell meist mit der sehr effizienten *Methode der kleinsten Fehlerquadrate* nach Gauß-Markov durchgeführt. Die Methode der kleinsten Fehlerquadrate (eng. least square) ist das mathematische Standardverfahren zur linearen Regression [45]. Die Modellabweichung beziehungsweise der Fehler  $e$  zum Messwert  $y$  wird als *Residuum* Gleichung 6.3 bezeichnet,

$$e = y - \hat{y} = y - X \cdot b \quad (6.3)$$

Ziel ist es, bei der Methode der kleinsten Fehlerquadrate, die Fehlerquadratsumme numerisch zu minimieren (Gl.6.4):

$$\sum_{i=1}^n e_i^2 = e^T e = (y - Xb)^T (y - Xb) \rightarrow \min \quad (6.4)$$

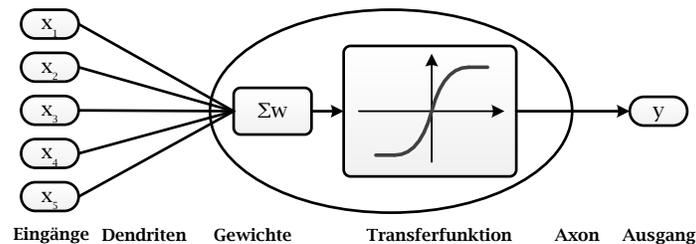
Nach Ableiten und Nullsetzen ergibt sich somit die Schätzgleichung Gleichung 6.5 für die Modellparameter  $b$

$$b = (X^T X)^{-1} X^T y \quad (6.5)$$

Die Schätzwerte der Parameter ergeben sich ohne Iteration durch das Auswerten einer einfachen Matrixgleichung nach Gleichung 6.5, was deutliche Vorteile hinsichtlich der Auswertegeschwindigkeit bietet. Die meisten Problemstellungen lassen sich mit Polynomen erster oder zweiter Ordnung modellieren.

### 6.2.2 Künstliche neuronale Netze (KNN)

Ein weiteres black-box-System zur Modellierung von komplexen nichtlinearen Zusammenhängen bilden künstliche neuronale Netze. Die unterschiedlichen Aktivierungsschwellen der einzelnen Neuronen sind dem menschlichen Nervensystem nachempfunden. Der einfachste Fall ist das Perzeptron (Abbildung 6.7).



**Abbildung 6.7:** Einzelnes Neuron (Perzeptron)

Über gewichtete Eingänge  $w$  werden beliebige Transferfunktionen aktiviert und einem Ausgang zugeordnet. Mehrere Neuronenschichten werden als Multi-Layer-Perzeptrons (MLPs) bezeichnet. Eine große Herausforderung bei der Approximation mit MLPs ist die Anpassung der Gewichte, da es sich um ein nichtlineares Optimierungsproblem handelt [42].

Eine weitere Form der KNN bilden Radiale Basisfunktionen Netze (RBF-Netze). RBF-Netze besitzen als Aktivierungsfunktion radial-symmetrische Funktionen. Diese werden als Funktionen  $f(x - x_0)$ , welche sich zu ihrem Ursprung  $x_0$  symmetrisch verhalten, beschrieben. Bei RBF werden die Eingänge im Vergleich zu den Ausgängen nicht gewichtet, somit kann das nichtlineare Optimierungsproblem vermieden werden.

Ein von der TU Darmstadt entwickeltes spezielles neuronales Netz, ähnlich zum RBF-Netz beschreibt das linear modell tree Netz, kurz LOLIMOT. Hierbei werden die einzelnen gewichteten Ausgänge durch lineare Modelle ersetzt. Diese lokalen linearen Modelle werden anschließend über Gültigkeitsfunktionen verknüpft.

### 6.2.3 Bewertung und Optimierung von Modellen

Allgemein stehen aus der Statistik verschiedene Kennzahlen zur Beschreibung der Modellgüte zur Verfügung. Im folgenden Abschnitt wird hiervon nur eine Auswahl der meist verwendeten Kennzahlen zur Beschreibung der Modellgüte stationärer Modelle erläutert. Für weitere Gütekriterien wird auf [42, 45, 79] verwiesen. Neben den Messwerten  $y_i$  stehen bei der Anzahl von  $n$  Messungen der Mittelwert (Erwartungswert)  $\bar{y}$  und die entsprechenden geschätzten Werte  $\hat{y}_i$  zur Verfügung. Mithilfe dieser eingeführten Größen lassen sich weitere Gütekriterien berechnen, wie beispielsweise das Bestimmtheitsmaß als gängiges Gütekriterium. Es resultiert nach Gleichung 6.6 aus dem Verhältnis

der Quadratsummenzerlegung der Regression (SSR) zur Gesamtquadratsumme (SST).

$$R^2 = \frac{SSR}{SST} = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 - \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} \quad (6.6)$$

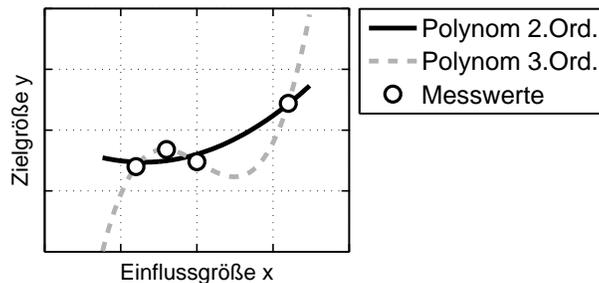
Das Bestimmtheitsmaß gibt an, wie gut die Modellschätzwerte über die Messwerte durch eine Gerade mit der Steigung "1" approximiert werden, mit  $R^2 = 1$  liegt eine ideale Approximation vor. Alleinig mittels  $R^2$  lässt sich allerdings eine Überanpassung des Modells nicht erkennen, da der rechte Term des Zählers in Gleichung 6.6 dann gegen "0" strebt und somit der Gesamtausdruck gegen "1" [45]. Um das Bestimmtheitsmaß in Bezug zur Modellkomplexität zu setzen, kann ein adjustiertes Bestimmtheitsmaß  $R_{adj}^2$  nach Gleichung 6.7 bestimmt werden. Mit  $k$  unabhängigen Parametern ergibt sich dieses aus dem Bestimmtheitsmaß

$$R_{adj}^2 = 1 - \frac{(1 - R^2)(n - k)}{n - k - 1} \quad (6.7)$$

Ein weiteres Gütekriterium stellt beispielsweise die Quadratsumme der Residuen  $(y_i - \hat{y}_i)$  (eng.: *Root-Mean-Square-Error*, RMSE) dar. Es wird durch die Regressionsanalyse minimiert und ist ein geeignetes Kriterium, um erste Abschätzungen über die Modellgüte zu treffen.

$$RMSE = \sqrt{\left(\frac{1}{n - k}\right) \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2} \quad (6.8)$$

Der RMSE erfasst die durchschnittliche Abweichung zwischen dem gemessenen Wert und dem Modellwert. Durchläuft das Modell jeden Messdatenpunkt exakt, so ist der RMSE-Wert gleich Null. Erfolgt die Berechnung der Gütemaße stets mit allen Messdaten, kann es trotz exakter Modellierung der Daten zu einer falschen Interpolation kommen. Die Modellierung ist somit mit hohen Modellfehlern behaftet. Abbildung 6.8 verdeutlicht diesen Einfluss durch die Gegenüberstellung zur Modellierung von Messdaten mittels eines Polynoms 2. und 3. Ordnung.



**Abbildung 6.8:** Überanpassung eines Modells

Der Überanpassung kann einerseits durch die geeignete Wahl von Position und Anzahl der Mess-/Stützstellen sowie andererseits durch die Begrenzung der Modellordnung und somit der Anzahl an Modellkoeffizienten entgegengewirkt werden.

**Vorhersagegenauigkeit** Die Aufteilung der Messdaten in Modelldaten (Trainingsdaten) und Validierungsdaten kann einer Überanpassung beispielsweise mittels Kreuzvalidierung Abhilfe schaffen. Neben der Kreuzvalidierung findet oft ein leave-one-out Verfahren angewandt, welches den PRESS Wert (predicted residual error sum of squares) nach Gl. 6.9 liefert. Hierzu werden für  $n$  Beobachtungen nur  $n-1$  für die Regressionsberechnung zur Parameterschätzung verwendet. Die jeweils  $n$ -te Messung wird dann mit dem Model geschätzt.

$$PRESS = \sum_{i=1}^n \left( \frac{y_i - \hat{y}_i}{1 - x_i^T (X^T X)^{-1} x_i} \right)^2 \quad (6.9)$$

Zur Vorhersage des Schätzwertes  $\hat{y}_i$  am Messpunkt  $i$  wird also der Messwert  $y_i$  zur Parameterschätzung des Modells nicht verwendet. Dieser Schritt wird für jeden Messpunkt im Datensatz durchgeführt und es kann mit Hilfe der Gleichungen 6.8 und 6.9 der PRESS-RMSE berechnet werden. Liegt der PRESS-RMSE erheblich über dem RMSE-Wert, ist das Modell überangepasst. Die Minimierung des PRESS-RMSE stellt zudem ein Gütekriterium zur Anpassung der Modellgleichung bei gleichzeitiger Optimierung der Vorhersagegenauigkeit nach dem leave-one-out Prinzip dar. Auch für das Bestimmtheitsmaß kann zur Aussage über die Vorhersagetauglichkeit durch die PRESS-Methode nach Gleichung 6.10 ein Prognose-Bestimmtheitsmaß  $R_{predicted}^2$  berechnet werden.

$$R_{predicted}^2 = 1 - \frac{PRESS}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} \quad (6.10)$$

Es existieren weiter eine Vielzahl an Gütemaßen und grafische Methoden zur Beurteilung stationärer Modelle. Als grafisches Analysewerkzeug sei hier noch das Auftragen des gemessenen gegenüber dem geschätzten Modellwert und der Intersektions-Plot erwähnt. Hiermit können mehrere Faktoren und ihre Modellabhängigkeit in 2D-Ansicht dargestellt werden. Wurde das Systemverhalten mit ausreichender Güte modelliert, kann man verschiedene Optimierungsalgorithmen zur Verbesserung des Modells anwenden. Diese Algorithmen können durch geeignete Wahl eines Parametervektors  $X$  den Ort eines globalen Minimums einer Zielfunktion bestimmen (s. Bsp. in Gl. 6.4).

#### 6.2.4 Anwendungsbeispiele modellbasierter Applikationen für homogene Brennverfahren

Einige Beispiele für modellbasierte Verbrennungssteuerung beziehungsweise -regelung sind in der Literatur unter [35, 67, 74] zu finden. Die Steuerung von homogenen Brennverfahren lässt sich zwar chemisch mit komplexer Reaktionskinetik modellieren, aufgrund der Komplexität finden solche Modelle jedoch keinerlei Verwendung in Steuergeräte-Algorithmen für eine Echtzeit-Regelung.

Auf Basis einer echtzeitfähigen Zylinderdrucksignalauswertung beschreibt LARINK [50] eine modellbasierte Regelung des AGR- und Ladedruck-Gaspfades auf Basis eines Füllungsmodells. Die Kopplungen und Quereinflüsse zwischen Abgasrückführung und Ladedruckaufbau über die Abgasturbolader wird hierbei unter Berücksichtigung von teilweise nicht messbaren Zustandsgrößen modelliert. Es wurde ein physikalisches (thermodynamisches) Brennraummodell als Polynommodell erstellt und mit der Verbrennungsregelung kombiniert. Für ein schnelles Regelverhalten der Abgasrückführrate und der Zylinderfüllung kam ein entkoppelter PID-Regler mit einer Vorsteuerung zum Einsatz. Um das transiente Verhalten weiter zu verbessern, wurde der statisch entkoppelte PID-Regler mit einer kennfeldbasierten Regler-Parameteradaption betrieben.

HOFFMANN beschreibt in [35] eine modellbasierte Regelung der homogenen Niedertemperatur-Verbrennung am Beispiel eines Einzylindermotors mit Benzindirekteinspritzung und elektrohydraulischem Ventiltrieb. Unter dem Einsatz von neuronalen Netzen zur Modellierung des nichtlinearen Zustandsraumes verdeutlicht er die Notwendigkeit eines nicht-linearen modellbasierten Ansatzes für die Verbrennungsregelung eines solchen Brennverfahrens. Als Stellgrößen wurden insbesondere die Ventilsteuerzeiten für Auslass schließt und die Parameter der Benzindirekteinspritzung verwendet. Regelgrößen waren simultan der indizierte Mitteldruck  $p_{mi}$  und der Verbrennungsschwerpunkt (X50) unter Begrenzung des maximalen Druckerhöhungsgradienten. Die gewählten MIMO-Modelle verdeutlichen die Komplexität des hier gewählten Ansatzes zur Regelung der Verbrennung. Es zeigten sich jedoch erhebliche Schwankungen bei der Regelgröße X50.

FRANZ untersuchte in [25] eine CAI-Verbrennungsregelung mittels PID-Regler an PKW-Mehrzylindermotoren mit Einfach- und Mehrfacheinspritzung. Als Verbrennungsregelgrößen verwendete er X50 und  $p_{mi}$  für die Last. Hierfür benutzte er die beiden Steuergrößen Einspritzzeitpunkt und -menge. Der Verbrennungsschwerpunkt wurde global über die Ventilsteuerzeit Auslass schließt (AS) gesteuert. Seine Untersuchungen verdeutlichen ebenso die Notwendigkeit einer Verbrennungsregelung, welche am geeignetsten auf Basis einer echtzeitfähigen Zylinderdruckauswertung erachtet wird. Zur Verbesserung des geregelten dynamischen Betriebsverhaltens wird die Verwendung einer Online-Adaption des Last- und Verbrennungs-Reglerausgangs mittels KNN aufgrund von langen Einregelungszeiten bei Lastsprüngen vorgeschlagen. Die Regeleinriffe und Verbrennungsschwankungen konnten somit reduziert werden. Des Weiteren konnten aber die aufgezeigten Verbrennungsstörungen noch nicht in seine Vorsteuerung integriert werden und es wird die Entwicklung weiterer umfassender Modelle vorgeschlagen.

SAUER untersuchte in [74] Ansätze zur Regelung und Vorsteuerung der CAI-Verbrennung mit Restgasspeicherung. Als wichtigste Steuergrößen wurden auch hier die Ventilsteuerzeit AS und der

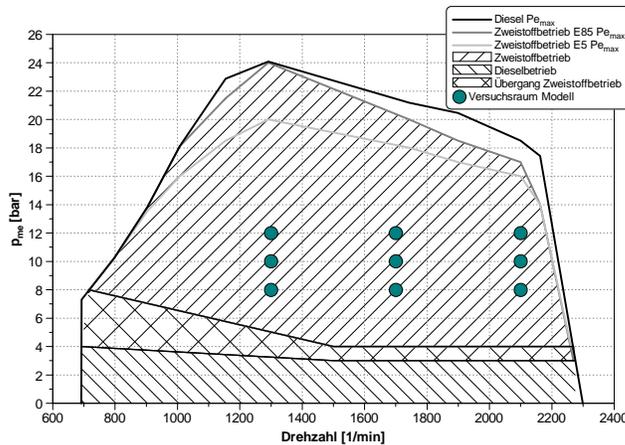
Einspritzzeitpunkt identifiziert. Hierzu wurde ein echtzeitfähiges Vorsteuermodell mittels multiplen Polynomregressionen mit Wechselwirkungen basierend auf den experimentellen Ergebnissen unter Einsatz von DoE-Messungen erstellt. Das Modell verwendet als Steuergrößen  $p_{mi}$  und X50, welche durch die Stellgrößen AS und den Einspritzbeginn sowie als weitere Führungsgröße das Luft-Kraftstoffverhältnis  $\lambda$  gesteuert werden. Weiterhin sollte der Ladedruck mit steigendem Aufladegrad aufgrund des zunehmenden Einflusses auf den Zündverzug als weiterer Modellparameter berücksichtigt werden. Sauer weist auf die Problemstellung eines physikalisch basierten Modells am Beispiel der Temperatur bei Einlassschluß hin. Im CAI-Betrieb wird auch hier eine zylinderdruckbasierte Verbrennungsregelung als besonders geeignet erachtet.

KOHLHASE beschreibt in [42] eine Brennraumdruckregelung an einem homogen Dieselbrennverfahren. Als ausgewählte Regelgrößen werden von ihm neben der Verbrennungsschwerpunktlage die Luftmasse und die Abgasrückführrate favorisiert. Die Modellierung des Luftpfades erfolgt datenbasiert (black-box). Mit den aufbereiteten Messdaten wird mittels LOLIMOT ein dynamisches lokalaffines Ein-/Ausgangsmodell in Form von parameterveränderlichen Übertragungsfunktionen mit dem least square Schätzverfahren ermittelt. Die Parameterfehler wurden nach dem ARX-Verfahren minimiert. Es wurde eine nichtlineare modellbasierte Vorsteuerung eingesetzt.

Eine weitere bekannte Art der Verbrennungsmodellierung ist die VIBE-Approximation des Brennverlaufs. Hierbei erfolgt die Schätzung der drei Vibe-Parameter einer Exponentialfunktion über die Methode der kleinsten Fehlerquadrate.

### 6.3 Modellierung des Verbrennungsschwerpunkts für das Zweistoffbrennverfahren

Zur Modellierung des Verbrennungsschwerpunkts X50 mit entsprechender Güte müssen die in Kapitel 5.1 beschriebenen direkten und indirekten Einflussgrößen bei der Modellaufstellung berücksichtigt werden. Als Basis für die Modellbildung wurden Messdaten von 3x3 stationären Lastpunkten verwendet. An den jeweiligen Lastpunkten wurden Steuergrößenvariationen mittels den Messverfahren DoE und Einzelparametervariation (OFAT) durchgeführt. Die einzelnen hierfür untersuchten Lastpunkte sind in Abbildung 6.9 im Motorkennfeld dargestellt sowie in Tabelle 6.2 aufgeführt.



Modell Bezeichn.	$n_{Mot}$ [1/min]	$p_{me}$ [bar]
1300- 8	1300	8
1300-10	1300	10
1300-12	1300	12
1700- 8	1700	8
1700-10	1700	10
1700-12	1700	12
2100- 8	2100	8
2100-10	2100	10
2100-12	2100	12

**Abbildung 6.9:** Der globale Versuchsraum liegt im Teillastbereich und wird durch die lokalen Modelle (Kreissymbole) aufgespannt

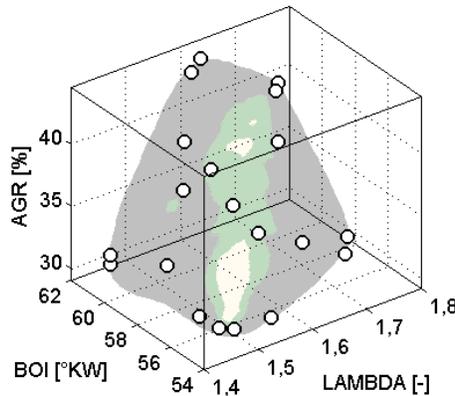
**Tabelle 6.2:** Globale Koordinaten der Lokalmodele

Insgesamt basiert das zweistufige Modell auf 607 Messpunkten, gruppiert in 9 Testreihen für die einzelnen 9 Lastpunkte. Die Modelleingänge bilden die direkten und indirekten in Kapitel 5.1 beschriebenen Steuergrößen. Als Modellierungsumgebung für den Modellausgang Verbrennungsschwerpunkt X50 wurde die *model based calibration Toolbox*, welche im Programm MATLAB der Firma MATHWORKS integriert ist, verwendet. Das hier aufgestellte messdatenbasierte Polynommodell ist eher praktischer Natur und erhebt nicht den Anspruch, mit white-box-Modellen zur entsprechenden Verbrennungsregelung für diese Art von Brennverfahren in Konkurrenz zu stehen. Wie erwähnt, ist aber eine genaue chemisch-physikalische Modellierung unter Berücksichtigung entsprechender Kopplungen und Quereinflüsse für ein echtzeitfähiges Modell in einer ECU aus der Sicht des Autors nicht möglich.

#### 6.3.1 Versuchsplanerstellung

Die mögliche Variationsbreite der einzelnen Steuergrößen wurde für die einzelnen Lastpunkte durch entsprechende Fahrbarkeitsgrenzen vorher identifiziert. Aus diesen ermittelten Grenzen wurden D-optimale Versuchspläne für den entsprechenden Versuchsraum aufgestellt und am Vollmotor vermessen. Abbildung 6.10 zeigt beispielsweise einen solchen mit komplexer Hülle begrenzten dreidim-

ensionalen Versuchsraum für die Steuergrößenvariation AGR-Rate, Dieseleinspritzbeginn BOI und Luft-Kraftstoffverhältnis  $\lambda$  für den Lastpunkt 1700 1/min, 10 bar  $p_{me}$ .



**Abbildung 6.10:** D-optimaler Versuchsraum mit beispielsweise 20 Messpunkten und Fahrbarkeitsgrenzen als komplexe Hülle

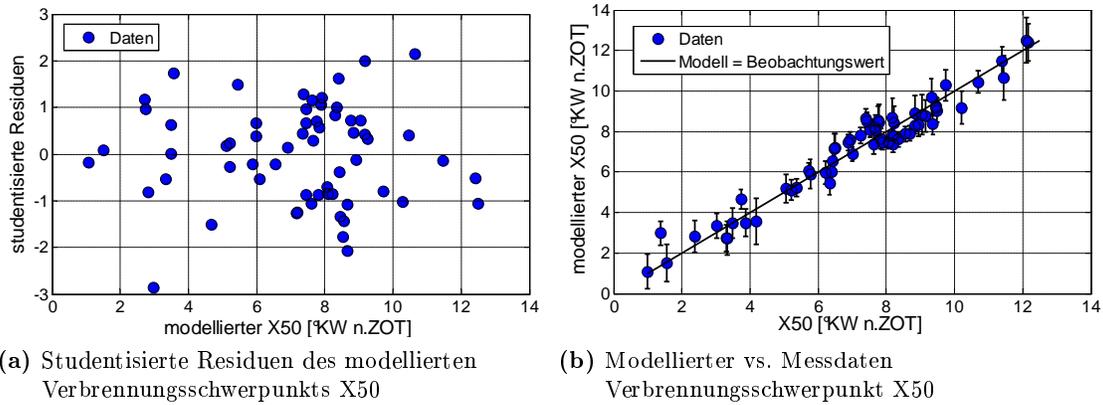
### 6.3.2 Lokale Modellstruktur

Ein lokales Modell beschreibt den Funktionszusammenhang zwischen einer Eingangsgröße und einer Ausgangsgröße in einem lokal beschränkten Bereich. Für die Modellierung des Verbrennungsschwerpunkts erfolgte die Aufstellung von neun lokalen Modellen für die jeweiligen Testreihen der Stationärpunkte. Diese so aufgestellten Lokalm Modelle sind durch zusätzliche Messdaten beliebig erweiterbar. Zur Verbesserung der numerischen Stabilität wurde eine Eingangsgrößentransformation der variierten Steuergrößen in den Wertebereich  $[-1; +1]$  vorgenommen, sodass für alle lokalen Eingangsgrößen  $x$  stets gilt:

$$x_{\text{lokal}} \in [-1; 1]$$

Diese Eingangsgrößentransformation gleicht den Wertebereich der verschiedenen Modellkoeffizienten an. Zudem erlaubt die Gegenüberstellung der Modellkoeffizienten den Vergleich der verschiedenen Modelleinflüsse. Aus den Parametervariationsmessungen in Kapitel 5.1 geht hervor, dass zwischen der einzelnen Steuergröße und dem Verbrennungsschwerpunkt stets ein linearer oder quadratischer Zusammenhang besteht. Somit wurde als Modellstruktur für jedes lokale Modell ein Polynom mit möglicher zweiter Ordnung und Wechselwirkungen gewählt. Über die stufenweise Minimierung des PRESS-Wertes wird das Modell, nachdem zuvor eine Minimierung des SSE durch die Box-Cox Transformation durchgeführt wurde, erstellt. Allgemeine Grundbedingung für die Modellierung ist eine Normalverteilung der Messwerte und eine eingehende Rohdatenprüfung, um nicht direkt erkennbare Quereinflüsse ausschließen zu können. Als grafische Beurteilung der Modellgüte und zur Ausreißerererkennung eignet sich die Darstellung der studentisierten Residuen sowie des geschätzten Modellwertes gegenüber dem Messwert inklusive der Darstellung des 95%-Vertrauensbereichs. Befinden sich die Residuen innerhalb des  $\pm 3 \sigma$ -Vertrauensbereich, kann von einer guten Modellgüte

ohne signifikante Ausreißer ausgegangen werden. Abbildung 6.11 zeigt dies beispielhaft für das lokale Verbrennungsschwerpunktmodell für den Lastpunkt 1700 1/min, 10 bar  $p_{me}$ .



**Abbildung 6.11:** Grafische Beurteilung der Modellgüte am Beispiel des lokalen Verbrennungsschwerpunkts X50 für 1700 1/min, 10 bar  $p_{me}$

Da sowohl die qualitativen/indirekten Größen (z.B.  $\lambda$ , AGR) sowie quantitativen/direkten Größen ( $p_5$ ,  $T_5$ ,  $p_7$ ) einen erheblichen Einfluss auf die Verbrennung besitzen, müssen beide Größenarten ausreichend für die Modellierung der lokalen Modelle berücksichtigt werden (Vgl. Tab. 5.3). So lassen sich prinzipbedingte Abhängigkeiten der Steuergrößen berücksichtigen. Als Beispiel hierzu sei die schon in Kapitel 5.2.1 gezeigte Koppelung von Abgasgedruck und Verdünnungsrate erwähnt. Die gesteigerte Ladungsverdünnung mit Abgas bzw. Frischluft kann durch das gezielte Schließen von AGR- bzw. Turbinen-Bypass-Klappe bewirkt werden. Somit ist die Ladungsverdünnung in diesem Motor immer mit einer überproportionalen Erhöhung des Abgasgedrucks  $p_7$  verbunden. Als eine weitere Koppelung ergibt sich die Erhöhung der Ladeluft- bzw. der Mischungstemperatur  $T_5$ , deren Einfluss auf den Verbrennungsschwerpunkt ebenfalls als Modelleingang berücksichtigt ist.

Für die Nutzung des Modells in Echtzeit müssen auch die indirekten Steuergrößen jeweils als Messwert ohne große Totzeit vorliegen, oder sie werden über direkt messbare Größen abgebildet. So ist beispielsweise die AGR-Rate direkt nur mit großem Aufwand und erheblicher Totzeit messbar und somit als indirekte Eingangsgröße schlecht für ein echtzeitfähiges Modell geeignet. Nach der Prüfung verschiedener Steuergrößeneingänge und Modellvarianten wurde folgende allgemeine Modellgleichung für den Verbrennungsschwerpunkt mit insgesamt 15 Modellkoeffizienten  $b_i$  verwendet.

$$\begin{aligned}
 X_{50, \text{lokal}} = & b_0 + b_1 \cdot p_7 + b_2 \cdot p_7^2 + b_3 \cdot BOI + b_4 \cdot BOI^2 \\
 & + b_5 \cdot \chi + b_6 \cdot \chi^2 + b_7 \cdot \lambda + b_8 \cdot \lambda^2 \\
 & + b_9 \cdot p_5 + b_{10} \cdot p_5^2 + b_{11} \cdot T_5 + b_{12} \cdot T_5^2 \\
 & + b_{13} \cdot E_{ges} + b_{14} \cdot E_{ges}^2
 \end{aligned} \tag{6.11}$$

Für die Ermittlung der einzelnen Modellkoeffizienten  $b_i$  des X50-Modells nach Gleichung 6.11 erfolgt die Lösung der polynomialen Regression entsprechend nach Gleichung 6.5 für die erfassten Messdaten. Hieraus resultieren nun 9 lokale Modellgleichungen mit jeweils 15 unabhängigen Modellkoeffizienten  $b_i$ . Die Ergebnisse der lokalen Modellbildung sind in Abbildung 6.12 grafisch sowie in Tabelle 6.13 anhand verschiedener Gütekriterien dargestellt.

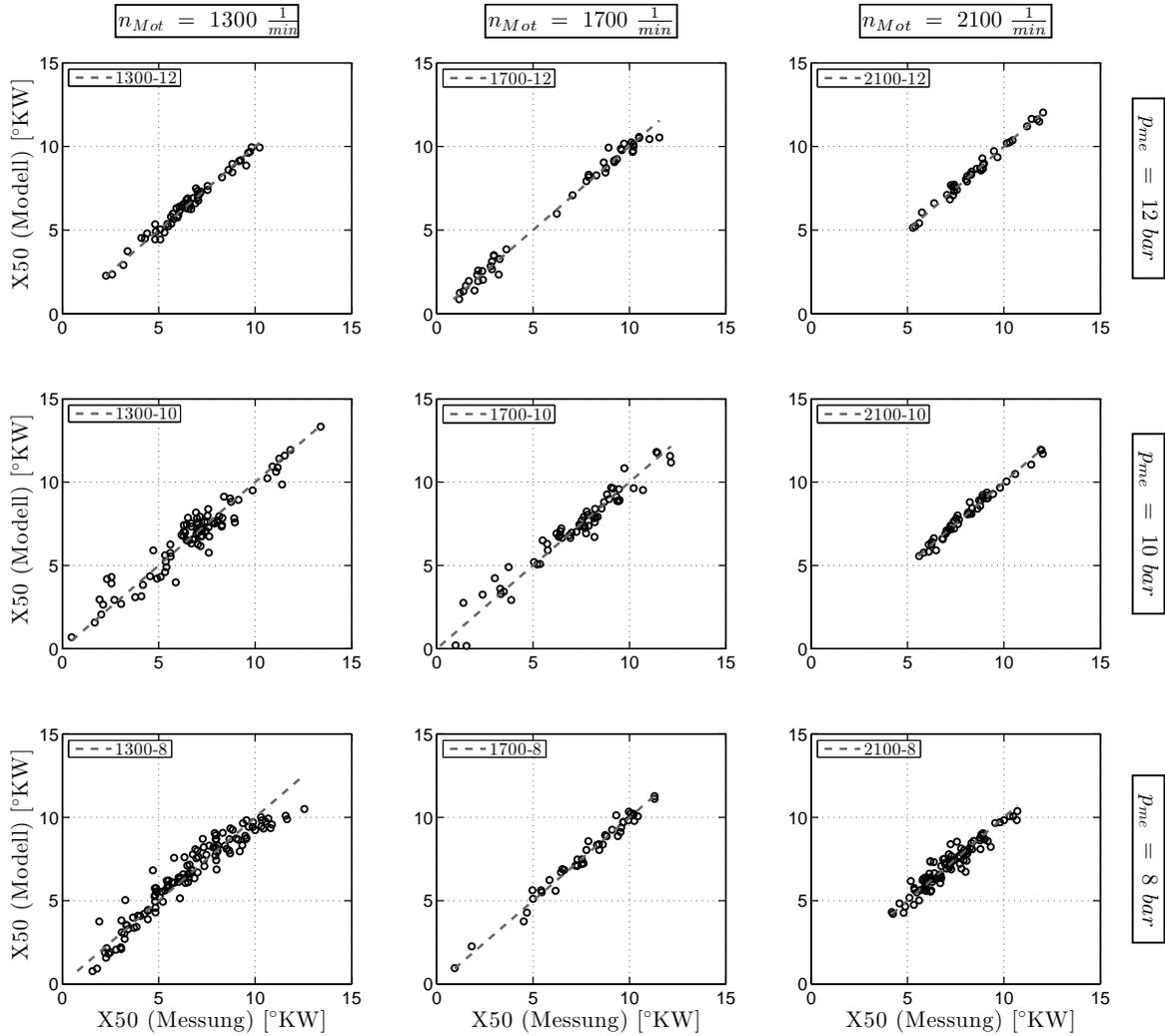


Abbildung 6.12: Berechnete Modellgröße über gemessenen Umsatzschwerpunkt X50 für die einzelnen lokalen Modelle

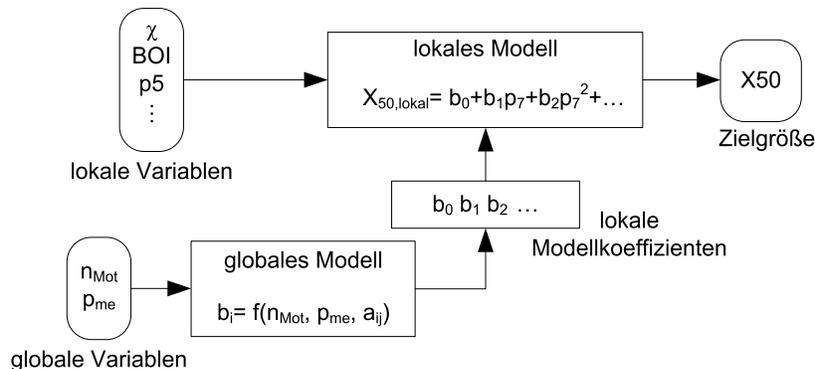
Lokalmodell	Datenpunkte	Koeffizienten	RMSE	PRESS RMSE	$R_{adj}^2$
1300-8	128	15	0,781	0,907	0,903
1300-10	87	15	0,798	1,611	0,897
1300-12	57	15	0,323	0,450	0,968
1700-8	43	15	0,426	1,300	0,976
1700-10	61	15	0,709	0,961	0,933
1700-12	44	15	0,467	0,603	0,983
2100-8	99	15	0,497	0,555	0,884
2100-10	47	15	0,259	0,414	0,974
2100-12	40	15	0,256	0,362	0,978
Mittelwert		15	0,497	0,783	0,943

74 **Abbildung 6.13:** Statistische Bewertung der lokalen X50-Verbrennungsschwerpunktmodelle

Wie die grafische Darstellung der Modellausgangsgröße über die erfassten Messwerte zeigt, können die ermittelten Modelle die Schwerpunktlage mit hoher Genauigkeit abbilden. Tabelle 6.13 verdeutlicht, dass der Modellfehler  $RMSE$  für alle erzeugten Lokalmodele unter  $0,8 \text{ °KW}$  liegt. Auch bei der Betrachtung des adjustierten Bestimmtheitsmaßes liegen alle Werte im Intervall  $[0,884; 0,978]$ . Dies bestätigt die richtige Auswahl der verwendeten lokalen Modelleingangsgrößen und der polynomialen Modellstruktur. Möglichkeiten zur Verbesserung der Modellqualität ergeben sich durch die Berücksichtigung weiterer Einflussgrößen als zusätzliche Modelleingänge sowie beispielsweise durch die Erhöhung der Modellordnung. Da beides jedoch die Anzahl der verwendeten Modellkoeffizienten steigert, führt dies zu erheblich komplexeren Modellgleichungen und einem damit verbundenen erhöhten Versuchsaufwand, was aber prinzipiell möglich ist. Die Vorhersagegenauigkeit erzeugter Modelle resultiert daher stets aus dem Kompromiss von Planungs-, Vermessungs- und Rechenaufwand. Die 9 Lokalmodele beschreiben den begrenzt gültigen Zusammenhang zwischen den gewählten Eingangsgrößen und dem Verbrennungsschwerpunkt  $X_{50}$ . Um eine Approximation des Verbrennungsschwerpunkts über die lokalen Modellgrenzen hinaus zu bekommen, erfolgt in einem zweiten Schritt die Vernetzung der Lokalmodele durch ein übergeordnetes Globalmodell.

### 6.3.3 globale Modellstruktur

In der Motorenapplikation werden meist Funktionszusammenhänge beschrieben, die sich über weite Kennfeldbereiche erstrecken. Als dreidimensionale, kennfeldbeschreibende Größen werden meist die Drehzahl und eine lastbeschreibende Größe, wie z.B. der Saugrohrdruck oder das Motordrehmoment bzw.  $p_{me}$  verwendet. Um lokale Modelleingänge der Steuergrößen und deren kennfeldabhängige Sensitivität abzubilden, ist es geeignet, die lokalen Funktionszusammenhänge global über das Motorkennfeld zu verknüpfen. Das Ziel von globalen Modellen ist somit die Verknüpfung der lokal aufgestellten Modelle über das Motorkennfeld, um so die Einsatzbreite des Modells zu erweitern. Die Variablen Motordrehzahl und effektiver Mitteldruck  $p_{me}$  dienen im Weiteren als die beiden globalen Modellparameter. Hierbei werden die 15 lokalen Modellkoeffizienten  $b_0$ - $b_{14}$  erneut in Abhängigkeit der globalen Variablen Motordrehzahl und  $p_{me}$  bestimmt. In der zusätzlichen globalen Modellebene gilt somit für die Vernetzung  $b_i = f(n_{Mot}, p_{me})$ .



**Abbildung 6.14:** Darstellung der global zweistufigen Modellstruktur für den Verbrennungsschwerpunkt  $X_{50}$  als Zielgröße

Als globale Modellgleichung wurde ein Polynomansatz zweiter Ordnung mit linearen Wechselwirkungen gewählt, so dass sich für jeden lokalen Koeffizienten  $b_i$  die 6 globalen Parameter  $a_{ij}$  in Abhängigkeit von  $n_{Mot}$  und  $p_{me}$  nach Gleichung 6.12 ergeben.

$$b_i = a_{i,0} + a_{i,1} \cdot p_{me} + a_{i,2} \cdot p_{me}^2 + a_{i,3} \cdot n_{Mot} + a_{i,4} \cdot n_{Mot}^2 + a_{i,5} \cdot p_{me} \cdot n_{Mot} \quad (6.12)$$

Die Parameterschätzung der globalen Modellkoeffizienten  $a_{ij}$  erfolgte in einem ersten Schritt analog zu den lokalen Modellkoeffizienten wieder über die Regressionsanalyse. Für die Modellgleichungen nach Gleichung 6.12 wird hierdurch die Fehlerquadratsumme zwischen den lokalen und globalen Modellkoeffizienten minimiert und es lassen sich somit die globalen Modellkoeffizienten  $a_{ij}$  bestimmen.

$$\hat{b}_i = f(x_{g,i}, a_{i,j}) \quad a_{i,j} \longrightarrow \min(\sum (\hat{b}_i^2 - b_i^2)) \quad (6.13)$$

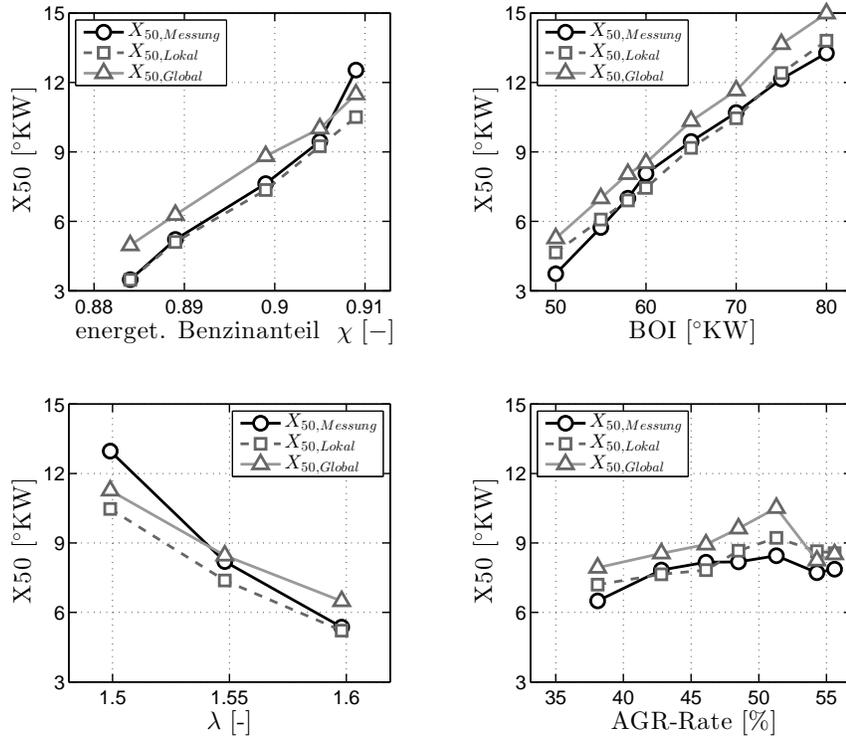
Im ersten Schritt erfolgt die Schätzung der lokalen Parameter nur in Abhängigkeit der globalen Variablen  $x_{g,i}$  in Form der Parameter  $a_{ij}$  ohne den Einbezug der Zielgröße X50. Nach erfolgter Parameterschätzung der globalen Modellkoeffizienten für die Motordrehzahl und  $p_{me}$  wurden diese mittels einer MLE (Maximum Likelihood Estimation) -Optimierung angepasst. In diesem Schritt werden die Modellkoeffizienten  $a_{ij}$  durch Minimierung des Vorhersagefehlers der modellierten Verbrennungsschwerpunktlage X50 optimiert. Das angewandte Gradientenabstiegsverfahren (Quasi-Newton) ist der hier verwendete Algorithmus zur Maximierung der Kovarianz des Gesamtmodells. Das nichtlineare Parameterschätzproblem wird so iterativ zu einem numerisch gut lösaren Minimierungsproblem. Tabelle 6.3 gibt einen Überblick des Gütekriteriums RMSE für die lokalen Modelle, sowie für die globale Modellschätzung mit ( $RMSE_{fit}$ ) und ohne Optimierung ( $RMSE_{global}$ ).

Modell	$RMSE_{lokal}$	$RMSE_{global}$	$RMSE_{fit}$
$X_{50} : f(BOI, \chi, \lambda, p_5, p_7, T_5, E_{ges})$	0,864	32,149	0,973

**Tabelle 6.3:**  $RMSE$ -Werte für die erzeugten Modelle

Die Betrachtung der Werte verdeutlicht, dass die globale Vernetzung der einzelnen Lokalmodele zur starken Erhöhung des Modellfehlers  $RMSE_{global}$  beiträgt, da die Anpassung der globalen Modellgleichungen ausschließlich die Abweichungen der Modellkoeffizienten  $b_i$  berücksichtigt. Durch die Optimierung des Globalmodells im Bezug auf die Modellausgangsgröße X50 kann der Modellfehler ( $RMSE_{fit}$ ) wieder minimiert werden. Allgemein ergibt sich stets ein größerer Modellfehler, wenn eine Parameterschätzung über eine zweite Modellstufe wie hier durch die Vernetzung der lokalen Einzelmodelle auf die globale Modellebene erfolgt. Somit können die 9 ermittelten Lokalmodele mit guter Näherung über das komplette Motorkennfeld verknüpft werden. Abbildung 6.15 gibt hierzu einen grafischen Überblick, indem am Beispiel des Lastpunkts 1700 1/min, 10 bar  $p_{me}$  jeweils für einen Variationsbereich einer Steuergröße die Änderung des Verbrennungsschwerpunkts aufgetragen ist.

Hierbei sind pro Diagramm jeweils die gemessene Verbrennungsschwerpunktänderung sowie die lokale und die optimierte globale Modellantwort dargestellt.



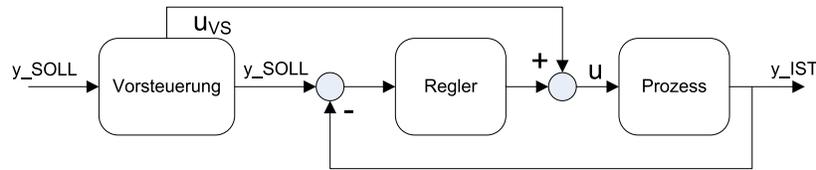
**Abbildung 6.15:** Modellgüte des Verbrennungsschwerpunkts  $X_{50}$  für eine Variation der vier wesentlichen Verbrennungssteuergrößen. Vergleich der gemessenen sowie der lokal und global übers Betriebskennfeld modellierten Verbrennungsschwerpunktlage

Aus der Darstellung folgt, dass die Modellantwort stets die richtige Tendenz und mit guter Näherung die Verbrennungsschwerpunktlage beschreibt. Die Abweichungen ergeben sich aufgrund der vereinfachten Annahmen (Polynom zweiter Ordnung, begrenzte Anzahl an Modelleingangsgrößen und Messungen) und stellen stets einen Kompromiss zwischen Vorhersagegüte und vertretbarem Versuchs- und Rechenaufwand dar.

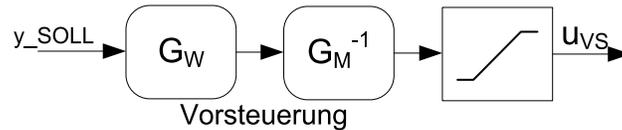
Über das globale Zustandsraummodell ist somit der Zusammenhang zwischen den erwähnten Modelleingangsgrößen auf die Zielgröße Verbrennungsschwerpunkt gegeben. Für die Steuerung des Brennverfahrens eignet sich, wie in Kapitel 5.1.2 gezeigt, sehr gut das energetische Kraftstoffverhältnis  $\chi$ . Das weitere Vorgehen bei der Erstellung der  $\chi$ -Vorsteuerung wird im folgenden Kapitel näher beschrieben, nachdem kurz allgemein auf den Aufbau einer Vorsteuerung eingegangen wird.

#### 6.3.4 Allgemeiner Aufbau einer Vorsteuerung

Eine Vorsteuerung dient über eine Schrittweitevorgabe zur Entlastung des Reglers und zum Ausgleich bekannter Störgrößen. Der Vorteil liegt in der Schnelligkeit und den Grenzen durch die vor-



(a) Allgemeine Einbindung einer Vorsteuerung in einen Regelkreis



(b) Übertragungsfunktion und Zustandsraummodell einer Vorsteuerung [42]

**Abbildung 6.16:** Schematischer Aufbau einer Vorsteuerung

gegebene Schrittweite, wodurch die Reglerdifferenz bei einem Sollwertsprung gering bleibt und nur Ungenauigkeiten der Vorsteuerung ausgeglichen werden. Schematisch ist der Aufbau einer Vorsteuerung und deren Einbindung in den Regelkreis allgemein in Abbildung 6.16(a) beschrieben. Die hier verwendete Vorsteuerung besteht aus der Inversion des Zustandsraummodell  $G_M$  im stationären Zustand.  $G_W$  beschreibt die gewählte Übertragungsfunktion zwischen Steuergröße(n) und Zielgröße(n) (Abb. 6.16(b)). Im Gegensatz zu einer kennfeldbasierten Entnahme und Korrektur des stationären Vorsteuerwertes  $u_{VS}$  wurde bei der Modellierung des Verbrennungsschwerpunkts (Kap. 6.3) ein Polynommodell 2. Ordnung als Übertragungsfunktion verwendet. Eine weitere Möglichkeit wäre eine zustandsreglerbasierte Vorsteuerung ohne explizite Invertierung des Zustandsraummodell.

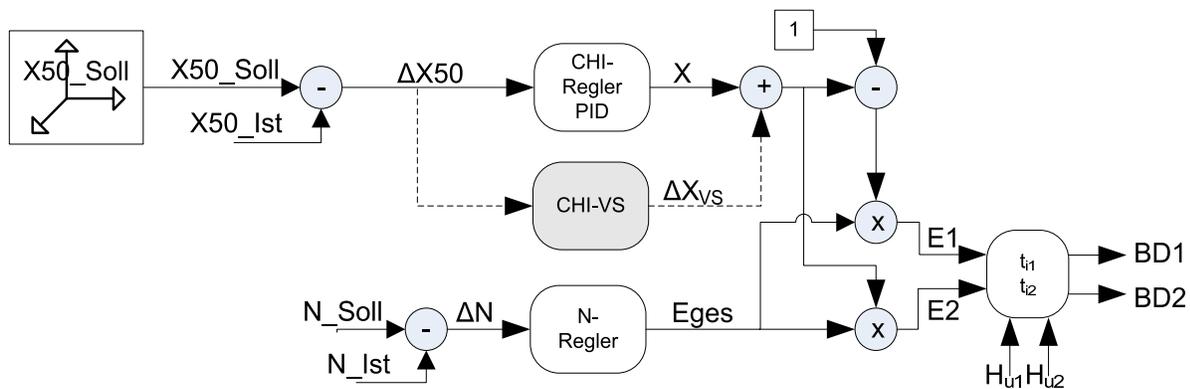
Alle erfassten Größen, die als Modelleingänge verwendet werden, sollten frei von Rauschen und anderen Störgrößen sein. Hierbei ist es wichtig, diese Signalkonditionierung/ Filterung ohne Verfälschung der Phasenlage oder Amplitude durchzuführen. Oft verwendet werden hierzu PT1-Glieder. Des Weiteren ist eine Beschränkung (Saturierer) für Eingangs- und Ausgangsgrößen notwendig, um eine falsche Extrapolation zu verhindern.

## 6.4 Verbrennungsregelung

Wie in den vorhergehenden Kapiteln gezeigt, reagiert die Dual-Fuel-Verbrennung teilweise äußerst sensibel auf äußere Einflüsse, wie beispielsweise eine veränderte Ladungszusammensetzung oder veränderliche Temperaturniveaus. Bei den durchgeführten stationären Untersuchungen wurden somit Soll-Kennfelder der identifizierten Steuergrößen bedatet. Allein bei einem Lastpunktwechsel kommt es zu großen Änderungen der applizierten Verbrennungssteuergrößen und eine Verbrennungsregelung ist somit unabdingbar. Als Regelgröße mit kurzer Totzeit steht die Steuergröße  $\chi$  über den Kraftstoffpfad zur Verfügung, über welche die Wärmefreisetzung maßgeblich beeinflusst werden kann. Zusätzlich werden Änderungen über den Gaspfad in der modellierten Vorsteuerung berücksichtigt. Der Aufbau des hier verwendeten Motorreglers wird im Folgenden näher erläutert.

### 6.4.1 PID-Energieregler gekoppelt mit Schwerpunktregler

Der hier verwendete Motorregler ist als Energieregler ausgeführt, um eine gewünschte Solldrehzahl bei entsprechend vorgegebener Last zu halten. Erfolgt beispielsweise eine Laständerung, kommt es zu einer Drehzahlabweichung  $\Delta N$  und die Gesamtenergie  $E_{ges}$  wird entsprechend angepasst (siehe Abb.6.17). Weiterhin kann diese Gesamtenergie entsprechend  $\chi$  aufgeteilt werden und es ergeben sich zwei Bestromungsdauern für die jeweiligen Injektoren des Primär- (BD2) und des Pilotkraftstoffs (BD1). Aus der Druckverlaufsanalyse wird ein über die sechs Zylinder gemittelter Umsatzschwerpunkt  $X50\_Ist$  berechnet. Der Verbrennungsregler ist als Verbrennungsschwerpunktregler ausgeführt und regelt bei einer Reglerabweichung der Verbrennungsschwerpunktlage  $\Delta X50$  die Regelgröße  $\chi$ . Hierbei stammt  $X50\_Soll$  aus einem applizierten Soll-Kennfeld und  $X50\_Ist$  steht als berechneter Wert aus der Online-Druckverlaufsanalyse zur Verfügung. Da sich dieser Verbrennungsschwerpunktregler entsprechend dem erforderlichen Sollwert lediglich iterativ annähert und nicht direkt einstellt, resultieren für größere Soll-Ist-Differenzen des Verbrennungsschwerpunkts automatisch längere Regelzeiten. Weiterhin ist der Verbrennungsregler mit der in Kapitel 6.4.2 beschriebenen modellbasierten  $\chi$ -Vorsteuerung (CHI\_VS) gekoppelt.

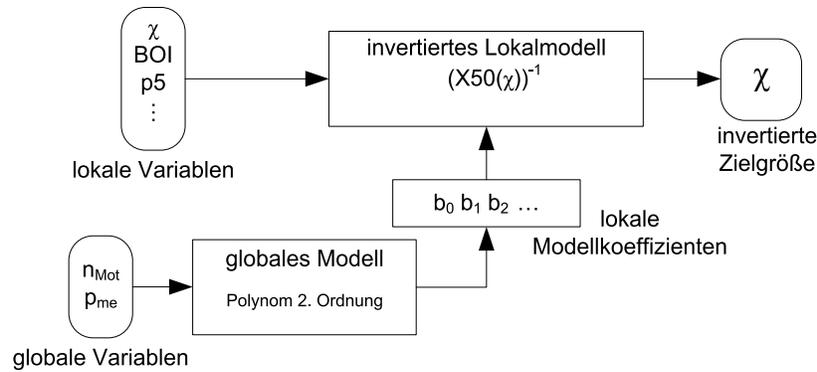


**Abbildung 6.17:** Blockschaltbild des am Vollmotor verwendeten Verbrennungsreglers für den Zweistoffbetrieb

Hierzu wird der geschätzte  $\chi$ -Vorsteuerwert ( $\Delta\chi_{VS}$ ) auf den Reglerausgang addiert und dem  $\chi$ -Regler zur Verbrennungsregelung kann der vorgesteuerte  $\chi$ -Wert überlagert werden, welcher im Transientbetrieb die Führungsgröße für die Schwerpunktregelung übernimmt.

### 6.4.2 $\chi$ -Vorsteuerung

Aus dem in Kapitel 6.3.3 vorgestellten Modell für den Verbrennungsschwerpunkt wird durch Invertierung des lokalen Zustandsraummodells die  $\chi$ -Vorsteuerung bestimmt. Die lokale Modellgleichung wird hierzu invertiert und nach  $\chi$  aufgelöst, sodass für einen vorgegebenen Verbrennungsschwerpunkt direkt ein  $\chi$ -Wert berechnet werden kann (Vgl. Abb.6.18).



**Abbildung 6.18:** Invertiertes zweistufiges Lokalmodell des Verbrennungsschwerpunkts X50 für den Zweistoffbetrieb in Abhängigkeit der lokalen und globalen Variablen

Da das lokale Modell als Polynomgleichung zweiter Ordnung ausgeführt ist, ergibt sich die Modellinvertierung durch einfaches Auflösen der Modellgleichung nach der Eingangsgröße  $\chi$ . Es ergibt sich somit das invertierte Lokalmodell nach folgender Gleichung Gleichung 6.14

$$\chi = \frac{1}{b_6} \left( -\frac{b_5}{2} - \sqrt{\frac{b_5^2}{4} - \Phi \cdot b_6} \right) \quad (6.14)$$

$$\begin{aligned} \text{mit } \Phi = & b_0 + b_1 \cdot p_7 + b_2 \cdot p_7^2 + b_3 \cdot BOI + b_4 \cdot BOI^2 + b_7 \cdot \lambda + b_8 \cdot \lambda^2 \\ & + b_9 \cdot p_5 + b_{10} \cdot p_5^2 + b_{11} \cdot T_5 + b_{12} \cdot T_5^2 + b_{13} \cdot E_{ges} + b_{14} \cdot E_{ges}^2 - X_{50} \end{aligned}$$

Alle weiteren direkten und indirekten Steuergrößeneinflüsse bleiben ebenso berücksichtigt. Die globalen Modellparameter bleiben für das invertierte Modell unverändert. Um einen Offset auf den  $\chi$  Absolutwert zu vermeiden, werden aus dem invertierten Modell zeitgleich zwei  $\chi$ -Vorsteuerwerte jeweils für den aktuellen Verbrennungsschwerpunkt und den Soll-Verbrennungsschwerpunkt berechnet (Vgl. Abb.6.19). Die weiteren Modelleingänge sind identisch. Durch die Differenz dieser beiden Modellausgänge ergibt sich somit  $\Delta\chi$ , welches als Vorsteuerwert genutzt werden kann.

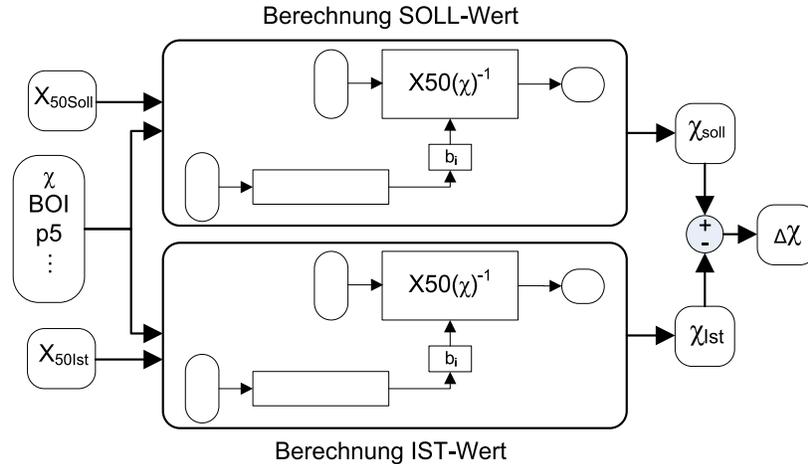


Abbildung 6.19: Blockschaltbild zur Berechnung von  $\Delta\chi$  als Vorsteuergröße

Die Vorsteuerung wurde vorab im MIL (Model in the Loop) Verfahren in Simulink getestet. Durch entsprechende Funktionsblöcke ist es hierbei möglich, Tests mit bestehenden stationären und instationären Motormessdaten für die Modelleingänge zur ersten Modellvalidierung durchzuführen. In einem weiteren Schritt erfolgte die Umsetzung in der rapid prototyping Umgebung am Prüfstand mit anschließenden ausgiebigen Motortests.

**Transientverstärkung** Zur Verstärkung des Vorsteuerwertes  $\Delta\chi$  wurde zusätzlich ein multiplikativer Faktor in Abhängigkeit des Energiegradienten  $dE/dt$  eingeführt. Dieser ermöglicht es, die Wirkung entsprechend des über den Energiegradienten erkannten Transientverhalten zu verstärken. Abbildung 6.20 gibt hierzu eine mögliche Form dieses Verstärkungsfaktors  $f_{trans}$ , welcher als mathematische Funktion oder auch als Kennlinie über den Energiegradienten ausgeführt werden kann. Um zu starke Eingriffe zu vermeiden, wirkt die Verstärkung hierbei erst nach dem Überschreiten definierter Schwellenwerte.

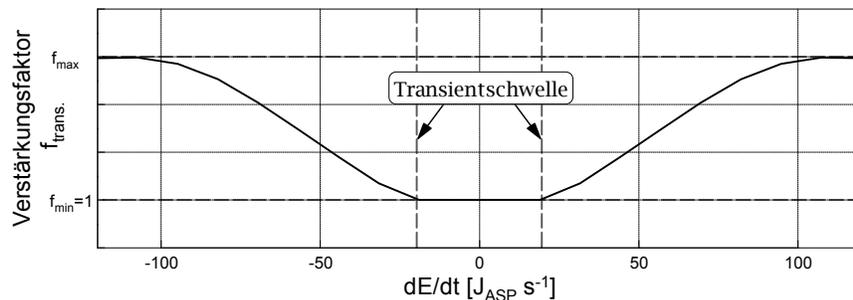
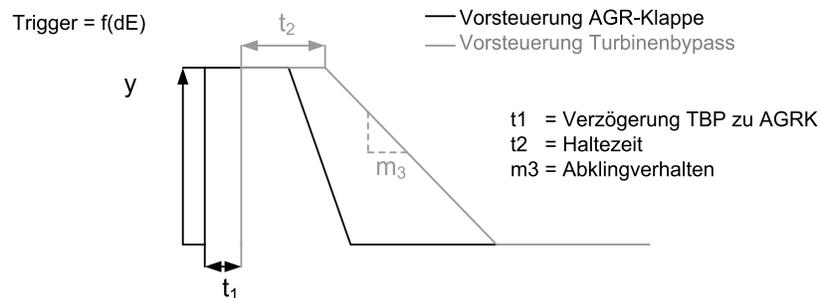


Abbildung 6.20: Verstärkungsfaktor  $f_{trans}$  des Vorsteuerwertes  $\Delta\chi$  in Abhängigkeit des Energiegradienten  $dE/dt$

### 6.4.3 Vorsteuerung der Gaspfadklappen für Transientbetrieb

Für dynamische Lastwechsel eines Motors sind schnelle Eingriffe in den Kraftstoff- und Luftpfad notwendig. Wie in Kapitel 4 erwähnt erfolgt für diesen Motor die Anpassung des Ladedrucks und der AGR-Rate über zwei Klappen, die AGR-Klappe und den Turbinenbypass der HD-ATL Stufe. Die Klappenpositionen werden hierzu aus Sollwertkennfeldern für das Luft-Kraftstoffverhältnis  $\lambda$  und der AGR-Rate berechnet. Diese Kennfelder wurden im Rahmen dieser Arbeit für den Zweistoffbetrieb entsprechend bedatet. Für transiente Vorgänge übernimmt eine Vorsteuerung die Klappenpositionierung, um beispielsweise eine schnelle Ladedruckänderung ohne zu große Abweichungen im Spülgefälle zu gewährleisten. Die Funktion wird im Folgenden am Beispiel einer Lastaufschaltung näher erklärt. Zum besseren Verständnis ist die Vorsteuerfunktion schematisch in Abbildung 6.21 dargestellt.



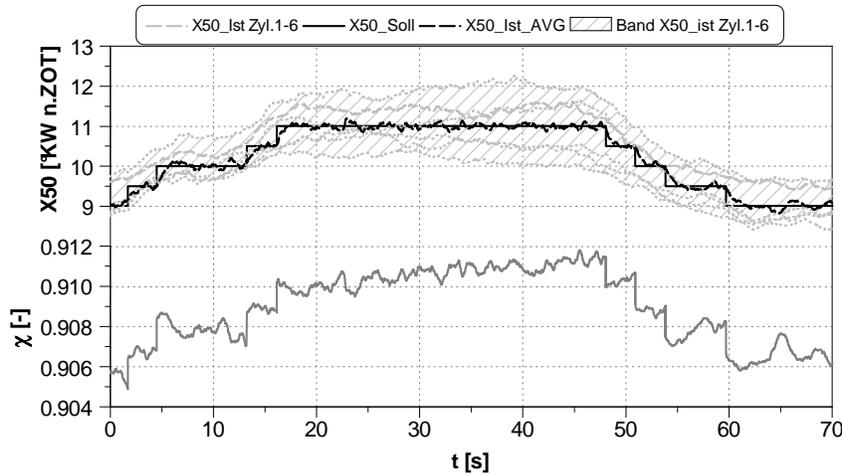
**Abbildung 6.21:** Schematische Funktion zur Vorsteuerung der Gaspfadklappen des Vollmotors

In Abhängigkeit einer Trigger-Schwelle des Energiegradienten  $dE$  wird das Transientverhalten zur Lastaufschaltung erkannt und die  $\lambda$ - und AGR-Regelung deaktiviert. Mittels der Vorsteuerung der beiden Gaspfadklappen erfolgt ein unmittelbares Schließen der Turbinenbypassklappe (TBP) und ein schnelles Öffnen der AGR-Klappe (AGRK), jeweils um den Wert  $y$ . Mit der Zeitvariablen  $t_2$  kann die Dauer dieser Wirkung bestimmt werden, oder es erfolgt eine vom Energiegradient abhängige Abbruchbedingung. Das Abklingen der Transientfunktion kann beispielsweise durch die Steigung  $m_3$  beeinflusst werden und ermöglicht einen sanften Übergang in den geregelten Betrieb. Das Verhalten ist über die einzelnen Variablen parametrierbar. Es konnte somit eine deutliche Reduzierung der Motorbelastung bei Lastaufschaltung infolge von schnellerem Ladedruckaufbau und Erhöhung der AGR-Rate ohne einen erforderlichen schnellen Reglereingriff erreicht werden.

### 6.4.4 Motorregler im Betrieb

Als Herausforderungen für den Einsatz von reaktionskinetisch kontrollierten Brennverfahren gilt die Verbrennungsregelung und das eingeschränkte Transientverhalten. Im Folgenden wird das vorgestellte Verbrennungsregelungskonzept hinsichtlich des stationären Verhaltens vorgestellt, aber insbesondere auch das Transientverhalten bei Lastaufschaltung bewertet. Der Test des gesamten Verbrennungsreglers inklusive Vorsteuerfunktionen erfolgt hierbei durch sprunghafte Änderungen und Rampen der entsprechenden Sollwerte.

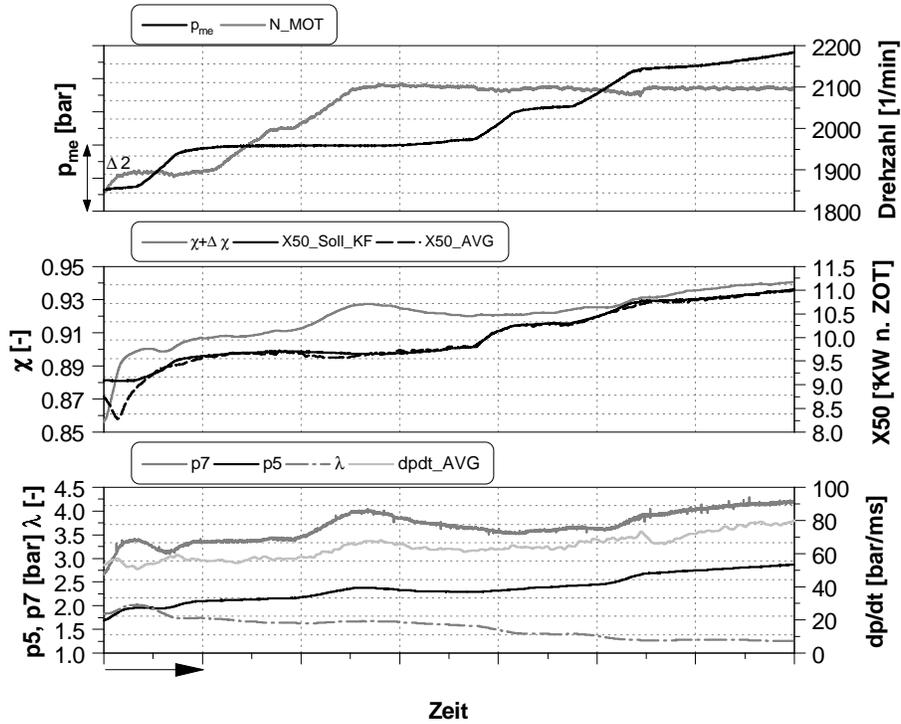
**Test Verbrennungsschwerpunktregler** In einem ersten Schritt wurde im stationären Betrieb getestet, ob der Schwerpunktregler über  $\chi$  in der Lage ist, eine Änderung der Soll-Verbrennungsschwerpunktlage (X50\_Soll) auszugleichen.



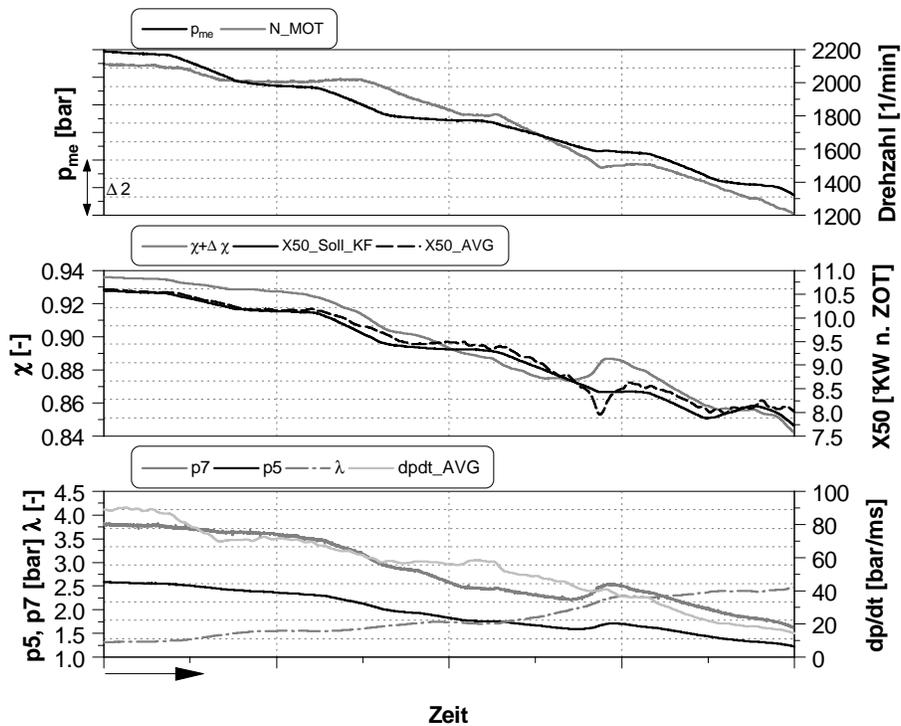
**Abbildung 6.22:** Sprungantwort des Verbrennungsreglers auf eine X50 Sollwertänderung des Verbrennungsschwerpunkts im stationären Betrieb mit E5 als Primärkraftstoff

Die hier dargestellte sprunghafte Änderung der X50-Sollage ist im motorischen Betrieb zwar nicht realistisch, stellt jedoch einen guten Reglertest dar. Abbildung 6.22 zeigt hierzu für einen stationären Betrieb eine stufenweise Änderung des Verbrennungsschwerpunkts von 9°KW n.ZOT auf 11°KW n.ZOT und zurück. Es ist zu erkennen, dass der über die sechs Zylinder gemittelte Ist-Verbrennungsschwerpunkt (X50\_Ist\_AVG) nur mit sehr geringen Abweichungen der geänderten Sollverbrennungsschwerpunktlage (X50\_Soll) folgt. In der unteren Hälfte des Diagramms wird deutlich, dass der veränderte Verbrennungsschwerpunkt über die Regelgröße  $\chi$  präzise eingeregelt wird. Für alle sechs Zylinder wird derselbe  $\chi$ -Wert eingeregelt. Die Schwerpunktlage der Verbrennung für die Einzelzylinder liegt in einem akzeptablen Bereich (Vgl. Band X50\_ist\_Zyl.1-6).

Als weiteren Funktionstest sind in Abbildung 6.23 beispielsweise zwei Laständerungen im Zweistoff-Kennfeldbetrieb gezeigt. Der Verbrennungsschwerpunkt folgt durch die Änderungen von  $\chi$  stets mit nur sehr geringen Abweichungen dem im Kennfeld hinterlegten Sollwert (jeweils mittleres Diagramm). Ergänzend sind im jeweils unteren Diagramm der Zylinderdruckgradient sowie die Änderungen der Gaspfadgrößen im jeweils unteren Diagramm dargestellt.



(a) Steigerung von Drehzahl und Last im Zweistoffbetrieb



(b) Reduktion von Drehzahl und Last im Zweistoffbetrieb

Abbildung 6.23: Motor im Zweistoffbetrieb mit E5 als Primärkraftstoff, Betrieb nach Kennfeldbedatung

**Dual-Fuel-Übergangsbereich** Der bisher durchgeführte Wechsel der Dieselerbrennung in den Zweistoffbetrieb erfolgte kontinuierlich über den Motorregler und wird im Folgenden exemplarisch aufgezeigt. In Abbildung 6.24 werden bei möglichst konstanter Gesamtenergie die beiden Kraftstoffe gegeneinander ausgetauscht. Der  $\chi$ -Schwerpunktregler versucht hierbei, die Verbrennungslage entsprechend dem im Kennfeld hinterlegten Sollwert über die beiden veränderlichen Kraftstoffanteile an der Gesamtenergie anzupassen. Bei dem hier gezeigten Übergang vom reinen Dieselbetrieb in den Zweistoffbetrieb kommt es kurzzeitig zu einer akzeptablen Schwerpunktabweichung von ca. 2,5 kW. Die Übergangsgeschwindigkeit vom Dieselbetrieb in den Zweistoffbetrieb erfolgte abhängig von der Freigabe eines  $\chi$ -Maximalwertes. Durch eine schnellere Freigabe beim Wechsel der beiden Brennvorfahren könnte der Übergang schneller erfolgen, wurde aber im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter untersucht, da die Darstellbarkeit des Zweistoffbetriebs im kompletten Motorkennfeld im Fokus lag.

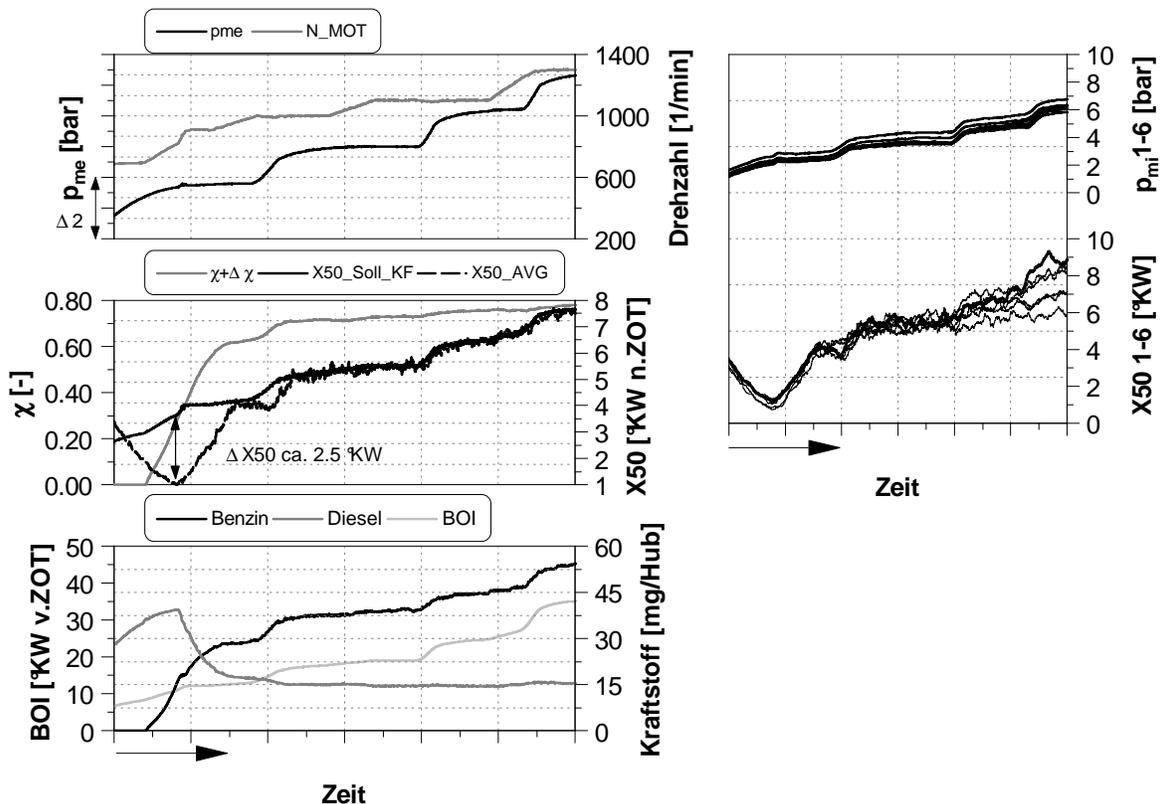
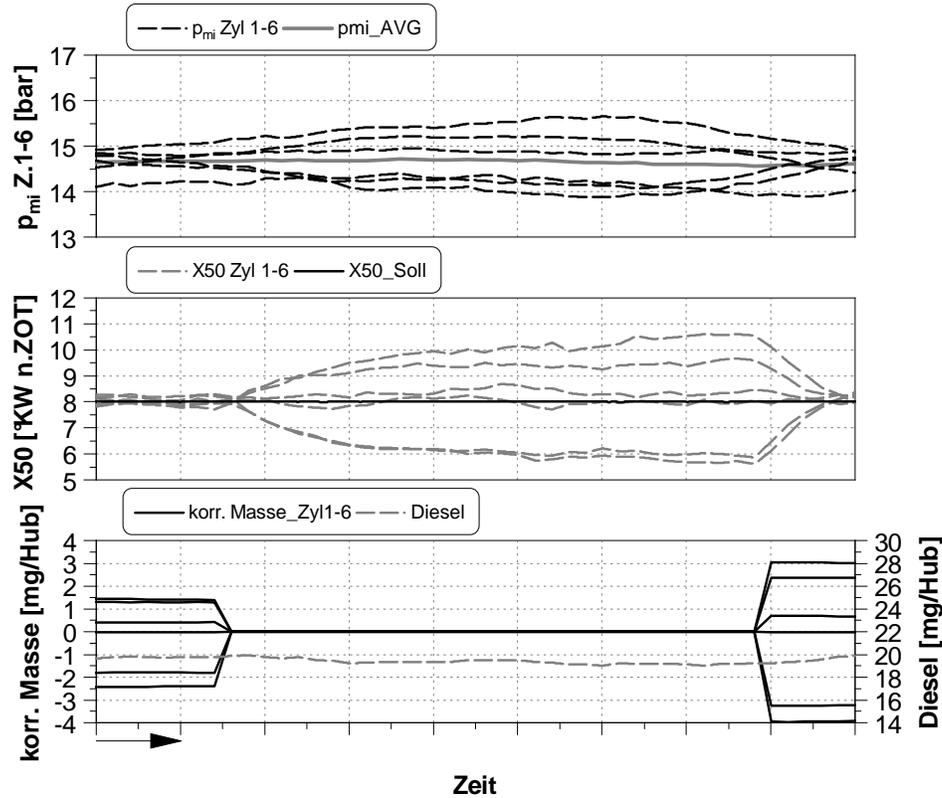


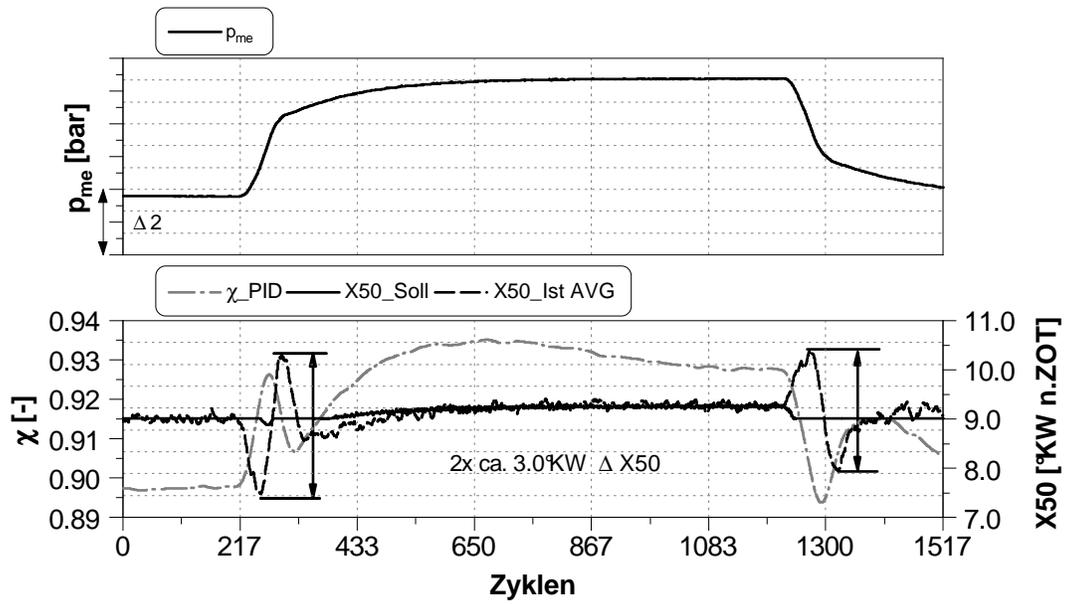
Abbildung 6.24: Überführung der beiden Verbrennungsregime Dieselbetrieb und Zweistoffbetrieb nach Motorstart

**Zylindergleichstellung** Eine weitere Herausforderung im Mehrzylinderbetrieb ist die Gleichstellung der Einzelzylinder. Die zylinderselektive Korrektur des Verbrennungsschwerpunkts kann über die direkt eingespritzte Dieselmenge erfolgen, welche über die ECU zylinderselektiv korrigiert werden kann. Zu Beginn der Verbrennungsreglerentwicklung erfolgte dies noch über Korrekturkennfelder der einzelnen Dieselmengen. In weiteren Entwicklungsstufen wurden die Korrekturmengen über einen Regler vorgenommen. Veranschaulicht wird diese Funktion in Abbildung 6.25, in der die geregelte Dieselmengenkorrektur pro Zylinder an- und abgeschaltet wird. Für jeden Einzelzylinder wird eine separate Verbrennungsschwerpunktlage berechnet, welche über eine kleine Korrekturmenge auf X50\_Soll eingeregelt wird. Zu Beginn der Messung ist die Korrekturfunktion aktiviert und die einzelnen Zylinder werden mit  $-2,5\text{mg}$  bis  $+1,5\text{mg}/\text{Hub}$  entsprechend ihrer Schwerpunktabweichung vom X50-Sollwert korrigiert. Wird diese Funktion deaktiviert, kommt es für die einzelnen Zylinder zu unterschiedlich stark ausgeprägten Abweichungen im Bereich von ca.  $\pm 2,5$  °KW vom X50-Sollwert. Es ist somit nicht nötig, zylinderselektiv ein  $\chi$  zu berechnen. Die  $\chi$ -Vorsteuerung gibt ebenso ein globales  $\chi$  vor.

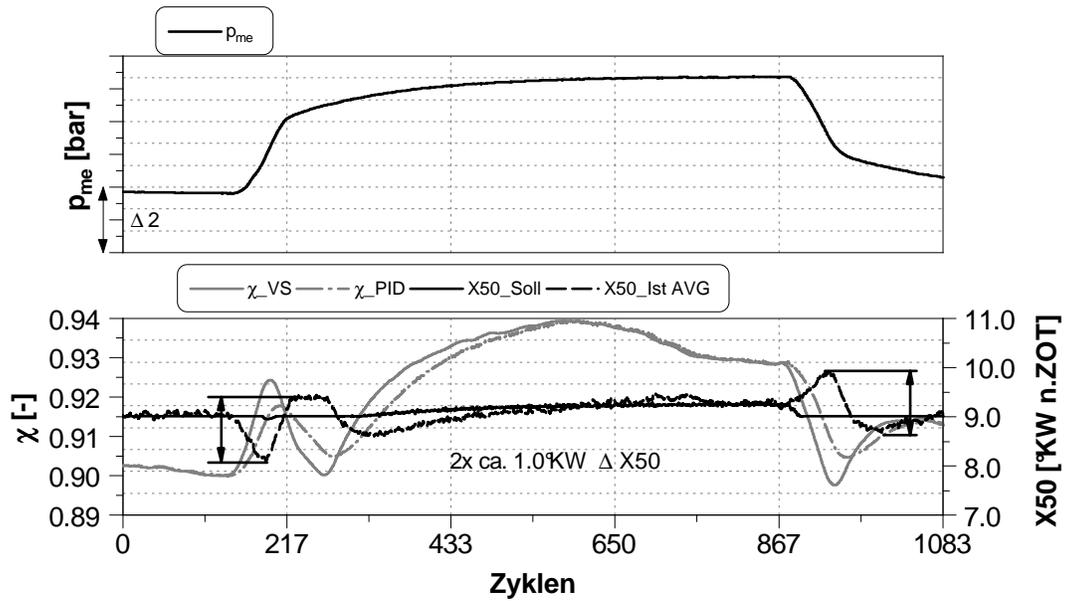


**Abbildung 6.25:** Zylinderselektive Dieselmengenkorrektur zur Gleichstellung der Zylinder im stationären Betrieb mit E85 als Primärkraftstoff

**Test  $\chi$ -Vorsteuerung** Die Wirkung der Vorsteuerung soll an einem Beispiel in Abbildung 6.26 verdeutlicht werden. Gezeigt ist eine Lastaufschaltung und ein Lastabwurf bei einer Drehzahl von 1300 1/min. In Fall (a) ist nur die Regelung ( $\chi$ \_PID) aktiv und es kommt zu deutlich stärkeren Schwerpunktabweichungen nach früh und spät mit einer Schwingungsbreite von ca. 3°KW während der beiden transienten Phasen. Mit aktiver  $\chi$ -Vorsteuerung ( $\chi$ \_VS) kann die Abweichung der Schwerpunktlage vom Sollwert reduziert werden. Auch das Schwingungsverhalten des Umsatzschwerpunkts fällt nach beiden Lastsprüngen deutlich geringer aus. Die spätere Schwerpunktlage kann hierbei mit der Vorsteuerung durch die rechtzeitige Erhöhung der Dieselmenge abgefangen werden. Des Weiteren ist in Abbildung 6.26 (b) zu erkennen, dass der Vorsteuerwert stets in seiner Wirkung dem Regler zeitlich vorseilt. Die Vorsteuerung des Gaspfades war in beiden Fällen mit gleicher Wirkung aktiv.



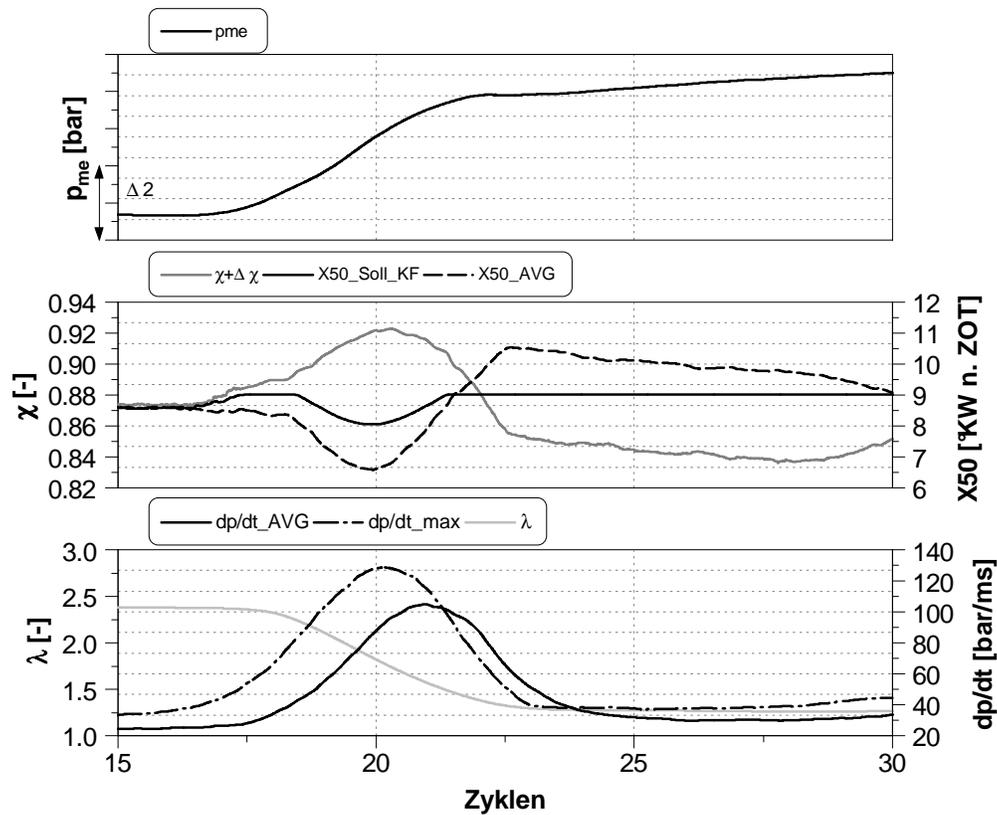
(a)  $\chi$ -Vorsteuerung inaktiv



(b)  $\chi$ -Vorsteuerung aktiv

**Abbildung 6.26:** Vorsteuerung des Energieverhältnisses  $\chi$  inaktiv und aktiv. Einfluss auf die Verbrennungsschwerpunktlage  $X50$  für eine Lastaufschaltung und -abwurf bei 1300 U/min im Zweistoffbetrieb mit E5 als Primärkraftstoff

**Transient E5-Betrieb** Mit entsprechender Transientverstärkung und der Aktivierung der Vorsteuerfunktionen für  $\chi$  und der des Gaspfads zeigt Abbildung 6.27 eine untersuchte Lastaufschaltung im E5-Betrieb. Die Last wird hierbei von 6,5 bar  $p_{me}$  auf ca. 10 bar  $p_{me}$  gesteigert. Die Schwerpunktabweichung bleibt zwar mit  $\pm 1^\circ\text{KW}$  vom Sollwert nur gering, jedoch kommt es infolge des hohen Energiegradienten durch die Lastaufschaltung zu erhöhten Zylinderdruckgradienten, die im Maximum den definierten Grenzwert von 100 bar/ms überschreiten.



**Abbildung 6.27:** Exemplarische Lastaufschaltung im Zweistoffbetrieb mit E5 als Primärkraftstoff bei 1300 U/min

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass sich eine Verbrennungsregelung für das untersuchte Zweistoffbrennverfahren sehr gut über den Parameter  $\chi$ , der als das energetisches Verhältnis der beiden Kraftstoffe definiert wurde, eignet. Die Experimente im Motorbetrieb zeigen die Robustheit der vorgestellten Verbrennungsregelungsstrategie auch gegenüber veränderlichen Umgebungsbedingungen ( $p, T$ , Gemischzusammensetzung) beziehungsweise im Transientbetrieb.



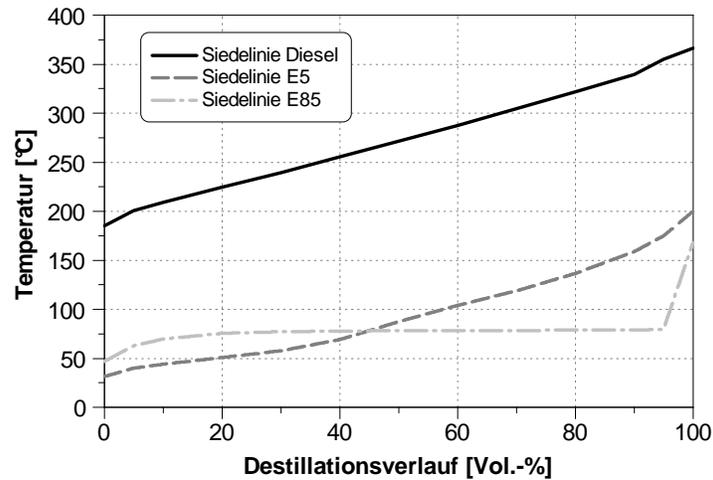
## 7 Zweistoffbetrieb mit einem Primärkraftstoff mit erhöhtem Ethanolanteil

### 7.1 Allgemeine Zusammenhänge bei der Verwendung von ethanolhaltigen Kraftstoffen

Als Alternative zu rein auf Erdöl basierenden Kraftstoffen erweisen sich Alkoholkraftstoffe, die durch Fermentation aus organischem Material hergestellt werden können. Wird beispielsweise zur  $CO_2$  neutralen Herstellung des Ethanol Lignozellulose aus Holz, Stroh sowie Rest- und Abfallprodukten verwendet, stehen diese organischen Materialien nicht mehr in Konkurrenz zur Nahrungsmittelproduktion und werden als Biokraftstoffe der zweiten Generation bezeichnet [16], [70], [54]. Auch Dieselmotoren lassen sich aus diesen Rohstoffen synthetisieren (BtL Kraftstoffe) und weisen durch die überwiegend paraffinischen Kohlenwasserstoffe erhöhte Cetanzahlen (CZ) auf [51]. Ethanol kann großtechnisch hergestellt werden und es existieren bereits für den Endverbraucher einfache zu beziehende Mischungsverhältnisse, wie beispielsweise E85 als Mischung von 85 Vol% Ethanol und 15 Vol% Benzinkraftstoff.

Die bisherigen Untersuchungen für dieses Brennverfahren mit E5 als Primärkraftstoff zeigen, dass sich zwar sehr große Lastbereiche im Zweistoffbetrieb bei sehr geringen  $NO_x$ - und Rußemissionen erreichen lassen, hinsichtlich der Senkung der Motorbelastung aber auch eine sehr hohe Ladungsverdünnung notwendig ist. Hieraus ergeben sich aktuell Grenzen bei transienten Lastaufschaltungen. Im Folgenden wird der Kraftstoff E85 als alternativer Primärkraftstoff für das vorgestellte Zweistoff-Brennverfahren am Vollmotor II untersucht. Es soll in ersten Untersuchungen geklärt werden, inwiefern sich Änderungen hinsichtlich des Verbrennungsablaufs und der Verbrennungssteuerung im Vergleich zu E5 als Primärkraftstoff ergeben. Vorab werden einzelne grundlegende Zusammenhänge bei der Verbrennung von Alkoholkraftstoffen erläutert.

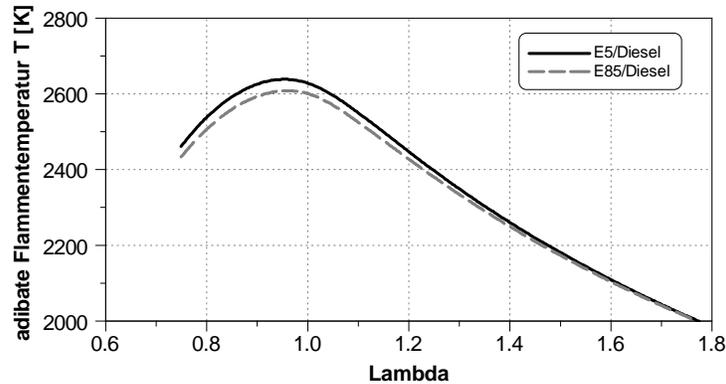
Als gängige Kraftstoffkennzahl zur Beschreibung der Zündwilligkeit wird die Cetanzahl verwendet. Zur Beschreibung der Zündwilligkeit für eigentlich zündunwillige Kraftstoffe lässt sich mittels linearer Regression nach [40] die ROZ in eine Cetanzahl umrechnen und es kann ein annähernder Vergleich aufgestellt werden. Die wesentlichen Eigenschaften des für die Untersuchungen verwendeten E85-Primärkraftstoffs sind entsprechend der Kraftstoffanalyse nach EN 228 in Tabelle 4.2 dargestellt. Der ermittelte Ethanolgehalt des E85 liegt mit 80 Vol.% innerhalb des Grenzwerts der entsprechenden Norm DIN 51625 für Ethanolkraftstoffe. Durch die Hydroxylgruppe des Ethanol ergibt sich im Vergleich zu E5 ein deutlich höherer Sauerstoffgehalt und somit ein wesentlich geringerer theoretischer Luftbedarf. Ebenso weist E85 eine deutlich höhere Oktanzahl auf und ist somit klopffester. Die Cetanzahl allein reicht jedoch nicht aus, um die Selbstzündungseigenschaften eines Kraftstoffs exakt zu beschreiben, da sich die Kraftstoffe zusätzlich in ihrer Molekülstruktur, ihrer Viskosität sowie ihrem Verdampfungs- und Siedeverhalten deutlich unterscheiden. Die Siedelinien für die hier untersuchten Kraftstoffe sind in Abbildung 7.1 dargestellt.



**Abbildung 7.1:** Siedelinien verschiedener Kraftstoffe. Ermittelt aus Laboranalysen der für den Zweistoffbetrieb am Vollmotor verwendeten Kraftstoffe [19]

Der E85-Kraftstoff verdampft aufgrund des hohen Ethanolgehalts fast vollständig bei einem Siedepunkt von  $72^{\circ}\text{C}$ . Erst die höher siedenden Anteile des Benzins verdampfen bei Temperaturen über diesem Siedepunkt. E85 zeigt somit ein komplett anderes Siedeverhalten wie die beiden Kraftstoffe E5 und Diesel.

Alkoholkraftstoffe haben des Weiteren einen Einfluss auf die Verbrennungstemperaturen. Mit der Software STANJAN [71] kann die adiabate Flammentemperatur für vorher angegebene Edukte berechnet werden. Die einzelnen Produkte sind nach JANAF-Polynomen berücksichtigt und werden für chemisches Gleichgewicht gelöst. Für die Berechnung der adiabaten Flammentemperatur wurde für den Zweistoffbetrieb mit E85 zusätzlich ein Stoffmengenanteil von 15% Diesel, und für E5 als Primärkraftstoff ein Stoffmengenanteil von 10% Diesel angenommen. Für die Startbedingungen wurden jeweils der Druck und die Temperatur bei Verdichtungsende angenommen. Die so berechneten adiabaten Flammentemperaturen für die hier untersuchten Mischungsverhältnisse E85/Diesel und E5/Diesel sind in Abbildung 7.2 dargestellt. Es zeigt sich für diesen berechneten Fall eine nur um ca. 30K geringere Flammentemperatur bei der stöchiometrischen Verbrennung von E85 gegenüber E5.



**Abbildung 7.2:** Berechnete adiabate Flammentemperaturen für die beiden Primärkraftstoffe E5/Diesel und E85/Diesel, dargestellt über dem Luft-Kraftstoffverhältnis  $\lambda$

Darüber hinaus wird das Gemisch im Saugrohr durch die hohe Verdampfungsenthalpie von Ethanol bei der Gemischbildung von E85 stark abgekühlt und ein Teil des Kraftstoffs kann flüssig in den Brennraum gelangen.

OGAWA ET. AL. zeigten in mehreren Untersuchungen den Einfluss von Ethanol auf die HCCI-Verbrennung [63, 64, 65]. Das für das Einsetzen der Zündung wichtige OH-Radikal wird durch Reaktionen mit Alkoholen verbraucht (R.7.1). Sie festigten durch Untersuchungen am Einhubtriebwerk sowie motorische Versuche und chemische Berechnungen die Annahme, dass OH-Radikale mit Ethanol reagieren. Die schon verbrauchten OH-Radikale führen zu Verzögerungen und Hemmungen der Niedertemperaturwärmeabgabe sowie zu einer verzögerten Umsetzung des zündwilligen Dieselmotorkraftstoffs. Die Hochtemperaturoxidation und Wärmeabgabe findet somit ebenfalls verzögert statt [63].



Beides hat eine deutlich längere Verbrennungsdauer und eine veränderte Wärmeabgabe mit E85 zur Folge. Zusätzlich wird durch Ethanol im Vergleich zu Benzin die Zündwilligkeit weiter gesenkt und durch die hohe Verdampfungsenthalpie dem angesaugten Gemisch mehr Wärme entzogen. Als wesentlicher Effekt wird jedoch die nach Reaktionsgleichung R. 7.1 beschriebene Reaktion gesehen.

Auch nach HASHIMOTO [30] scheint Ethanol aufgrund der beschriebenen Vorreaktionen geeignet die Neigung zur Selbstzündung herabzusetzen und somit die Wärmeabgabe bei HCCI-Brennverfahren maßgeblich zu verzögern. Zusammenfassend wird die längere Verbrennungsdauer und die Verzögerung der Selbstzündung als die Kombination aus mehreren Effekten, bestehend aus Temperatureinflüssen, lokalen und globalen Unterschieden in der Reaktivität und chemischen Reaktionen erklärt. Ein detaillierter chemischer Reaktionsmechanismus für die Hochtemperatur-Oxidation ist in [53] von MARINOV gegeben.

Es existieren eine Vielzahl an älteren Untersuchungen zur Verwendung von Alkoholkraftstoffen in Dieselmotoren und Ottomotoren [80], [54], [31], jedoch wenige Ergebnisse für homogen vorge-mischte Verbrennung mit Selbstzündung im Zweistoffbetrieb. In der Literatur sind dennoch einige grundlegenden Untersuchungen zum Einfluss von Alkoholkraftstoffen auf die HCCI- oder PCCI-Verbrennung zu finden. Im Folgenden wird hieraus ein Auszug gegeben. Aufgrund der höheren Oktanzahl sind ethanolhaltige Kraftstoffe sehr gut geeignet, den limitierenden Druckgradienten zu senken und das notwendige Maß an Ladungsverdünnung herabzusetzen.

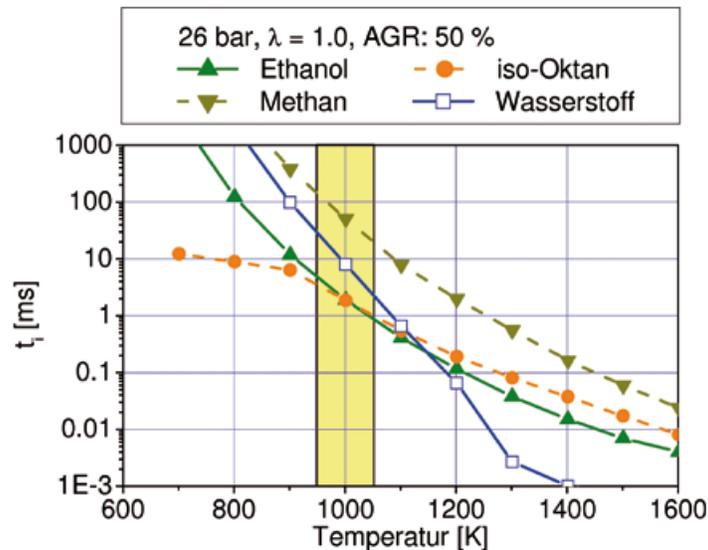
OLLSON ET. AL führten in [66] mit ethanolhaltigen Kraftstoffen Untersuchungen zu einem Dual-Fuel- Brennverfahren durch und konnten mit diesen Kraftstoffen die Motorbelastung deutlich redu-zieren.

JOHANSSON ET. AL untersuchten in [3] an einem Einzylindermotor die Kraftstoffe Diesel, Otto-kraftstoff und E100 für ein teilvorgemischtes Brennverfahren. Die Kraftstoffe wurden mit 1600 bar direkt in den Brennraum eingespritzt und die Verbrennung bei einer Variation des Luftverhältnis-ses und der AGR-Rate bis hin zu stöchiometrischem Betrieb untersucht. Sie konnten zeigen, dass sich mit Ethanol geringere Wärmeverluste ergaben und somit die geringsten Wirkungsgradeinbu-ßen zu verzeichnen waren. Bei den drei Kraftstoffen im Vergleich wurden mit E100 die geringsten Schwärzungszahlen gemessen. Für weitere Forschungsvorhaben werden Ethanol-Benzin-Mischungen als interessant erachtet.

DEMPSEY ET AL. verglich in [14] einer Simulation des Zweistoff RCCI-Betriebs mit den zwei Kraftstoffkombinationen Benzin und Diesel sowie E85 und Diesel mit Experimenten. Experimen-tell wurden mit einem Primärkraftstoff mit bis zu 70 Massenprozent Ethanol bis zu 17 bar  $p_{mi}$  im Arbeitstakt erreicht. Die Unterschiede der Saugrohrgemischabkühlung begründet durch die höhere Verdampfungsenthalpie von Ethanol wurde mit der Software GT-Power gekoppelt mit der Soft-ware Chemkin simuliert. Die Einspritzung von Ethanol-Wasser-Gemischen zeigt u.a. bei Einlass schließt eine deutliche Temperaturabsenkung (ca. 20K) durch die Verdampfung. Weiterhin wurden CFD-Simulationen durchgeführt, um den Einfluss der unterschiedlichen Kraftstoffmischungen auf die Verbrennungseigenschaften zu untersuchen. Mischungen aus Ethanol und Wasser mit Dieselpilotein-spritzung zeigten deutliches Potential, die Motorbelastung zu senken. Es konnten bei entsprechender Absenkung der Ansaugtemperatur bis auf 40°C bei 17 bar  $p_{mi}$  komplett auf die Verdünnung mittels externer AGR verzichtet werden. In weiteren Untersuchungen [2] und [13] untersuchten DEMPSEY ET AL. den Einfluss von Methanol als Primärkraftstoff. Auch mit diesem Alkoholkraftstoff konnte die AGR-Rate zur Ladungsverdünnung deutlich reduziert und der Gesamtwirkungsgrad gesteigert wer-den. Es ist jedoch ein höherer Dieselanteil für das zündunwilligere Grundgemisch notwendig. Wird Methanol mit einem Zusatzstoff zur Verbesserung der Zündwilligkeit als Sekundärkraftstoff (Die-selersatz) direkt eingespritzt und zusätzlich Methanol als Primärkraftstoff im Saugrohr verwendet, ist nach deren Beobachtungen die Verbrennungssteuergröße über die Parameter der Direkteinsprit-zung (Ansteuerbeginn und Menge) stark eingeschränkt. Dies stellt einen erheblichen Nachteil zur Verbrennungssteuerung dar. Trotz des Zusatzstoffs zur Cetanzahlerhöhung wird die hohe Verdamp-fungsenthalpie des direkt eingespritzten Methanolgemisches als Ursache hierfür angesehen.

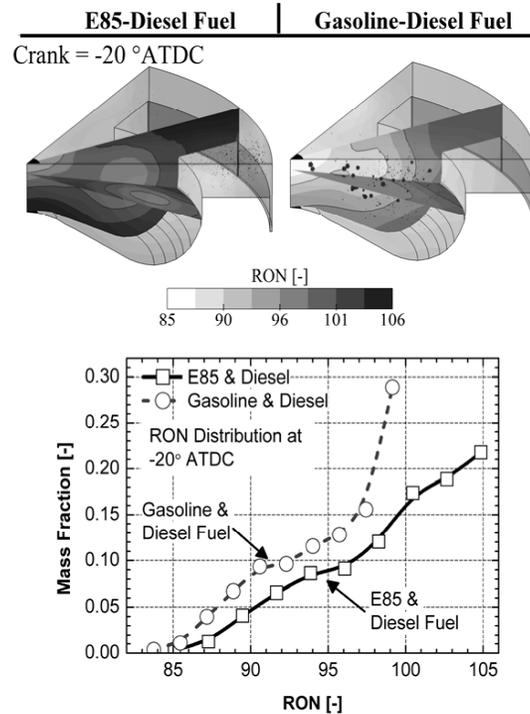
## 7.1 Allgemeine Zusammenhänge bei der Verwendung von ethanolhaltigen Kraftstoffen

STAPF ET.AL. zeigt in [82] den Vergleich der Zündverzugszeiten für verschiedene Alternativkraftstoffe. Markant ist in diesem Bereich nach Abbildung 7.3 der Schnittpunkt der Verläufe von Ethanol und Iso-Oktan bei etwa 1000K. Zu höheren Temperaturen hin verkürzt sich die Zündverzugszeit von Ethanol schneller als die von Iso-Oktan. Zu niedrigeren Temperaturen hingegen zeigt Iso-Oktan eine stark verkürzte Zündverzugszeit. Diese Eigenschaften lassen Ethanol als günstigen Kraftstoff für die ottomotorische Selbstzündung erscheinen.



**Abbildung 7.3:** Zündverzugszeiten verschiedener Kraftstoffe als Funktion der Temperatur [82]

SPLITTER ET AL. konnten an einem 1-Zylinder Heavy-Duty Dieselmotor deutliche Unterschiede von E85 im Vergleich zu Benzin bei der Verwendung in einem PCCI-Brennverfahren hinsichtlich der Wärmefreisetzung und den Emissionen zeigen [81]. Dabei wurden die beiden zündunwilligen Kraftstoffe ins Saugrohr eingespritzt, der Diesel direkt in den Brennraum. Mittels CFD-Simulation, gekoppelt mit chemischen Berechnungen, wurden die Bedingungen zu Beginn der Selbstzündung und experimentell die unterschiedlichen Reaktionsgradienten und Gemischbildungseigenschaften der Kraftstoffe untersucht. Die Simulation zeigt die erwartete Gemischabkühlung bei Verdampfung von E85 im Saugrohr aufgrund der hohen Verdampfungsenthalpie. Mittels CFD-Simulation konnte gezeigt werden, dass sich größere Brennraumbereiche mit zündwilligen Massenanteilen bei der Verwendung von Benzin/Diesel im Vergleich zu E85/Diesel kurz vor Selbstzündung ergeben (Abbildung 7.4).



**Abbildung 7.4:** Massenumsatz aus CFD Berechnungen und Verteilung der Reaktivität im Brennraum für eine E85/Benzin-Schichtung im Vergleich zu einer Benzin/Diesel-Schichtung [81]

Aus den Experimenten geht hervor, dass sich mit der Kraftstoffmischung aus E85/Diesel der Zylinderdruckgradient (Motorbelastung) deutlich senken lässt, wodurch mit geringeren AGR-Raten und gesteigertem Dieselanteil höhere Lasten im Vergleich zum Benzinbetrieb dargestellt werden konnten. Die  $NO_x$ - und Rußemissionen liegen für beide Primärkraftstoffe auf sehr geringem Niveau. Die längere Hochtemperaturwärmeabfuhr mit E85 wird als "Dreiecksform" beschrieben und es konnte in deren Untersuchungen mit E85 keine ausgeprägte Niedertemperaturwärmeabfuhr beobachtet werden.

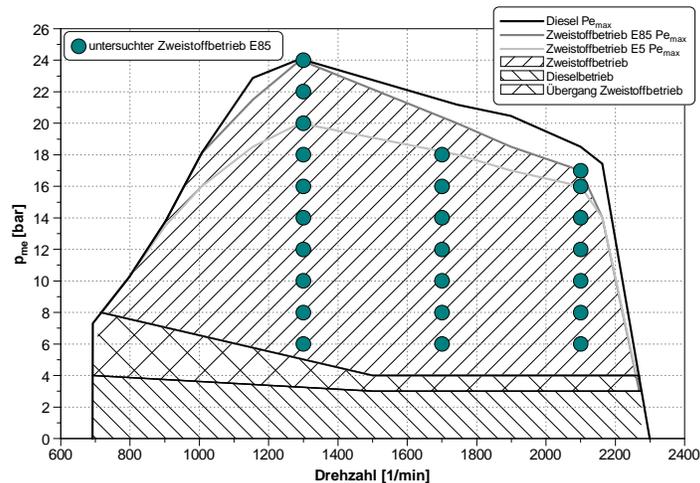
## 7.2 Einfluss der Steuergrößen auf die Verbrennung bei E85/Diesel

Die isolierte Betrachtung der bekannten E5 Verbrennungssteuergrößen wurde für E85 als Primärkraftstoff an den Lastpunkten 2100 1/min und 10 bar  $p_{me}$  sowie 1300 1/min und 12 bar  $p_{me}$  untersucht. Beide Lastpunkte erlauben einen ausreichend breiten Stellbereich der bekannten Steuergrößen. Nachfolgend werden die einzelnen Einflüsse auf die Verbrennung, die Motorbelastung und die Emissionen betrachtet. Die Ergebnisse werden am Beispiel des 1300 1/min, 12 bar  $p_{me}$  Teillastpunkts mit entsprechenden in Tabelle 7.1 aufgelisteten Einstellparametern näher erläutert. Tabelle 7.1 gibt ebenso eine Übersicht des untersuchten Variationsbereichs der jeweiligen Steuergröße für diesen Lastpunkt.

Parameter	Einheit	Wert	Variationsbereich
BOI	[°KW v. ZOT]	30	[24; 32]
$\chi$	[-]	0,87	[0,87; 0,91]
AGR	[%]	30	[21; 37]
Lambda	[-]	1,6	[1,55; 1,75]
p5	[bar]	2,38	[2,15; 2,70]
p7	[bar]	3,41	[3,06; 3,88]
T5	[°C]	68	[62; 71]

**Tabelle 7.1:** Betriebsparameter für Variationspunkt 1300 1/min, 12 bar  $p_{me}$  mit E85

Um den geringeren Heizwert von E85 zu kompensieren, wird für die gleiche Gesamtenergie eine größere Kraftstoffmenge benötigt, was eine entsprechende Herausforderung an das Einspritzsystem darstellt. Wie in Kapitel 4 beschrieben verfügt Vollmotor II hierzu über eine Hochdruck-Saugrohr-gemischbildung. Der E85-Kraftstoff wird über Hochdruckeinspritzventile mit bis zu 185 bar saugsyn-chron eingespritzt. Der Kraftstoffhochdruck für E85 wurde hierbei über ein separates Hochdruck-system erzeugt. Die nachfolgend dargestellten Parametervariationen mit E85 unterliegen zeitlich bedingt einer deutlich geringeren Messdatenbasis als die Untersuchungen mit E5, zeigen aber die wesentlichen Zusammenhänge. Insgesamt wurden mit E85 als Primärkraftstoff die in Abbildung 7.5 dargestellten Lastpunkte untersucht.

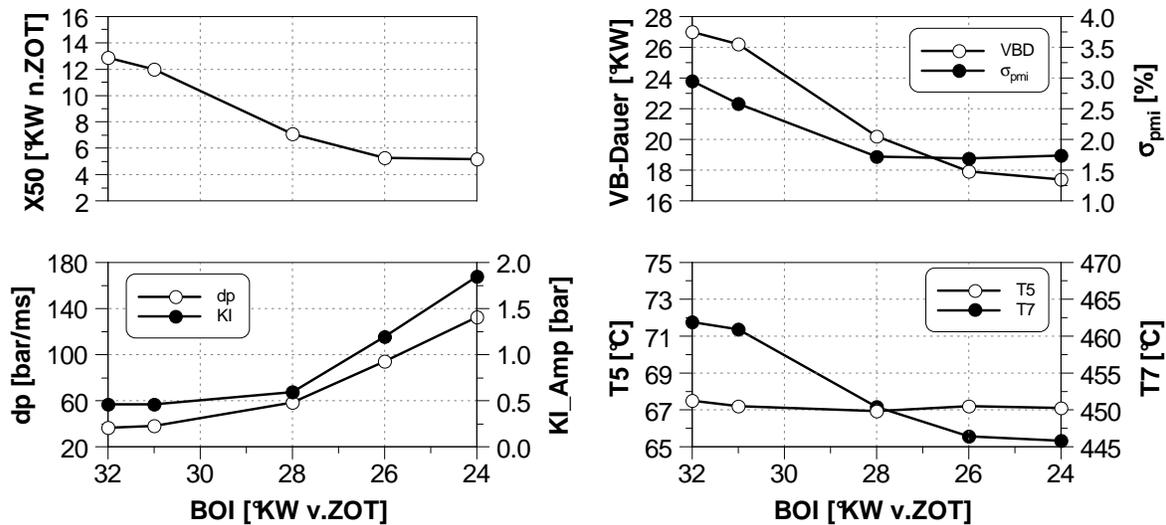


**Abbildung 7.5:** Am Vollmotor untersuchte Lastpunkte im Zweistoffbetrieb mit E85 als Primärkraftstoff

### 7.2.1 Einfluss des Ansteuerbeginns der Diesel-Piloteinspritzung

Abbildung 7.6 zeigt den von E5 bekannten Zusammenhang zwischen der Verbrennungsschwerpunkt-lage, der Motorbelastung und dem Ansteuerbeginn BOI der Piloteinspritzung. Deutlich erkennbar ist, dass bei Verwendung von E85 im Vergleich zu E5 als Primärkraftstoff der Dieseleinspritzbe-ginn um ca. 30 °KW später erfolgen muss, um einen stabilen Motorlauf zu gewährleisten. Wie aus

Abbildung 7.6 weiterhin ersichtlich, kann der Verbrennungsschwerpunkt auch für E85 durch den Homogenisierungsgrad der Pilotmenge über ein großes Intervall beeinflusst werden. Mit zunehmender Schichtung der Dieselmenge hin zu späten Ansteuerbeginn (BOI < 28 °KW v.ZOT) nimmt die Motorbelastung in Form des Zylinderdruckgradienten stark zu. Die ermittelte Klopfamplitude bleibt jedoch bei moderaten Werten unter 2 bar. Hin zu einer späteren, verschleppten Verbrennung steigen erwartungsgemäß die zyklischen Schwankungen der Verbrennung.



**Abbildung 7.6:** Verbrennungskenngrößen bei einer Variation des Ansteuerbeginns BOI der Diesel-Piloteinspritzung für E85 als Primärkraftstoff

Auch auf die  $NO_x$ -Emissionen kann über den Ansteuerbeginn des Dieselkraftstoffs ein erheblicher Einfluss genommen werden. Für eine frühe und zugleich heiße Verbrennung steigen die  $NO_x$ -Emissionen nach Abbildung 7.7 sehr stark an. Wird jedoch ein Einspritzbeginn im Bereich von etwa 30°KW v.ZOT und früher gewählt, liegen die  $NO_x$ -Emissionen auch mit E85 innermotorisch unter dem hier definierten Grenzwert von 0,4 g/kWh. Die erhöhte  $NO_x$ -Bildung korreliert mit den in Abbildung 7.10 gezeigten, durch die Druckverlaufsanalyse berechneten Temperaturen. Für Ansteuerbeginne später als 28°KW v.ZOT liegen die Temperaturen in der verbrannten Zone  $T_b$  für bis zu 20°KW über 2000K, was die thermische  $NO_x$ -Bildung begünstigt. Die Rußemissionen werden von der Variation des Pilotmengenansteuerbeginns nur unwesentlich beeinflusst und liegen bei sehr geringen Werten. Wird die Verbrennung durch einen früheren Ansteuerbeginn verschleppt, steigen erwartungsgemäß die HC- und CO-Emissionen an, können aber wie in Kapitel 8.1.1 aufgeführt auch für den E85 Betrieb durch einen Dieseloxydationskatalysator konvertiert werden.

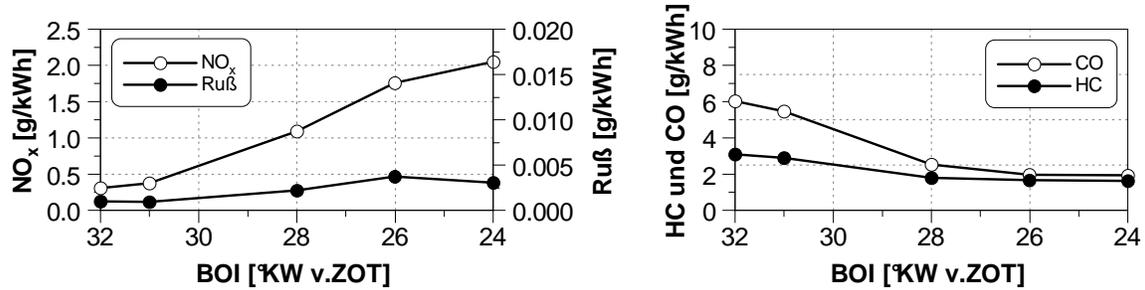


Abbildung 7.7: Emissionen bei einer Variation des Ansteuerbeginns BOI der Diesel-Piloteinspritzung für E85 als Primärkraftstoff

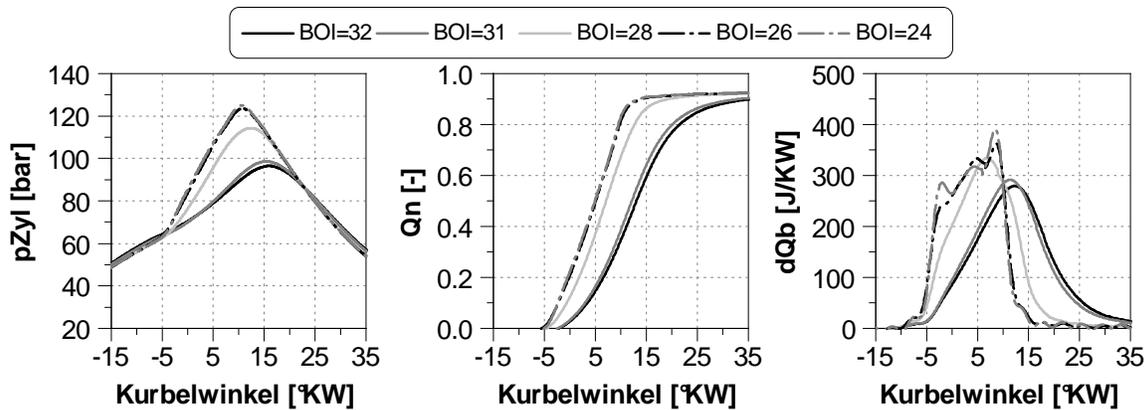
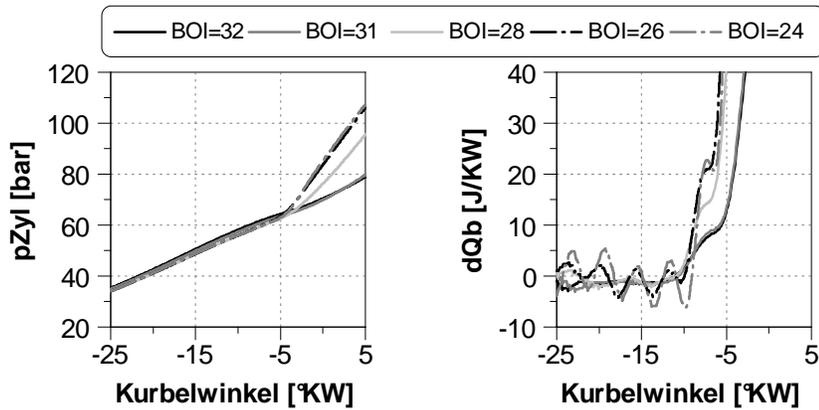


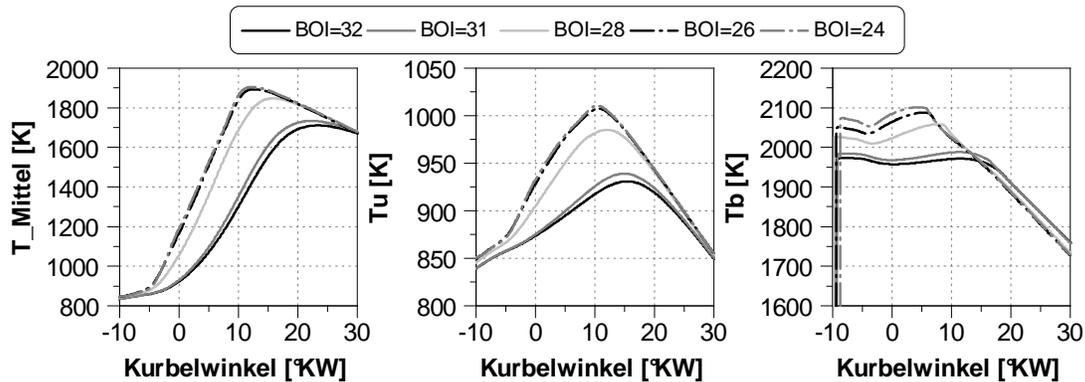
Abbildung 7.8: Ergebnisse der Indizierdatenauswertung bei einer Variation des Ansteuerbeginns BOI der Diesel-Piloteinspritzung für E85 als Primärkraftstoff

Betrachtet man die Brennverläufe in Abbildung 7.8, zeigt sich eine deutliche Änderung in Abhängigkeit des Ansteuerbeginns BOI. Wird der Diesel später als 31 $^{\circ}\text{KW v.ZOT}$  eingespritzt, ändert sich die Wärmefreisetzungsratesignifikant. Es wird vermutet, dass zuerst reaktivere Zonen umsetzen und es danach zu einem Bereich mit reduzierter Wärmefreisetzung kommt, welcher anschließende Reaktionen verzögert. Ob es hier für E85 zu einem Wechsel, wie für einen Ansteuerbeginn von 28 $^{\circ}\text{KW v.ZOT}$  und später schon andeutungsweise erkennbar, unterschiedlicher Verbrennungsarten (Flammenfrontverbrennung vs. rein reaktionschemisch kontrollierte Verbrennung) kommt, muss weiter analysiert werden. Für einen Ansteuerbeginn von BOI 32  $^{\circ}\text{KW v.ZOT}$  ergibt sich eine nahezu "symmetrische" Wärmefreisetzung, die Verbrennung setzt später ein und wird deutlich verzögert. Weiterhin kann eine nur sehr geringe Niedertemperaturwärmefreisetzung beobachtet werden (Abb. 7.9).



**Abbildung 7.9:** Cool-flame-Bereich bei einer Variation des Ansteuerbeginns BOI der Diesel-Piloteinspritzung für E85 als Primärkraftstoff

Aus der Betrachtung der Temperaturen in Abbildung 7.10 lässt sich die Selbstzündungstemperatur in der unverbrannten Zone der Gemisches in etwa bei 875K ausmachen.



**Abbildung 7.10:** Aus der Druckverlaufsanalyse berechnete Temperaturen bei einer Variation des Ansteuerbeginns BOI der Diesel-Piloteinspritzung für E85 als Primärkraftstoff

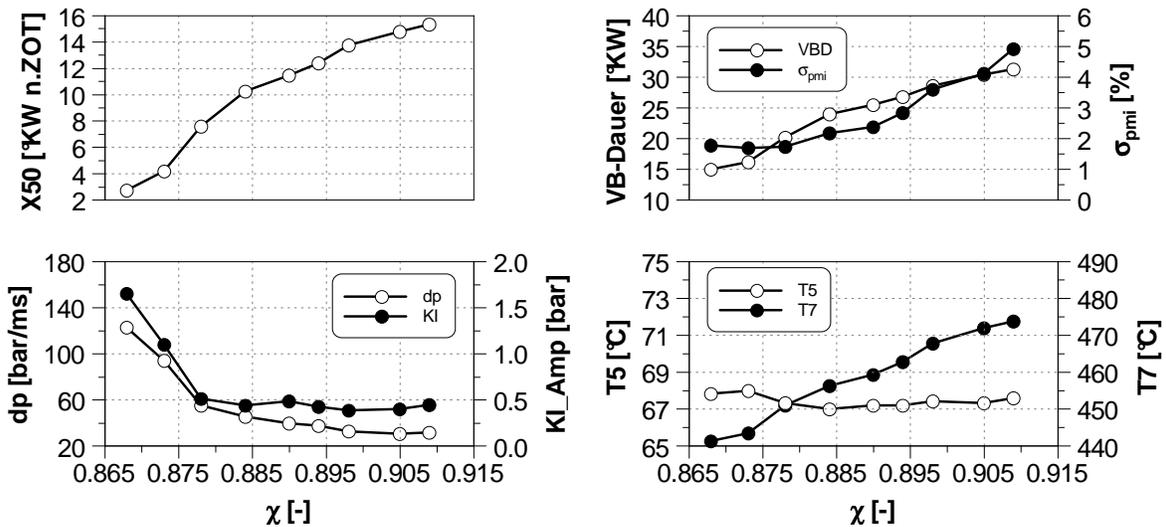
Diese ersten Erkenntnisse mit E85 als Primärkraftstoff decken sich sehr gut mit den in [81] beobachteten. Die chemischen Reaktionen beziehungsweise die Verbrennung scheinen teilweise verändert bei der Verwendung von E85 mit Diesel. Die Hochtemperaturoxidation findet deutlich verzögert statt.

### 7.2.2 Einfluss des energetischen Anteils E85

Vergleicht man die Molekülstruktur von Ethanol mit der von E5, so ist aufgrund der geringeren Zündwilligkeit von E85 für die Selbstzündung des E85-Gemisches ein größerer Mengenanteil Dieselkraftstoff im Vergleich zum E5-Zweistoffbetrieb zu erwarten. Des Weiteren bestätigen die ersten

Ergebnisse der Ansteuerbeginn-Variation eine verlangsamte Umsetzung bei der Verwendung von E85 als Primärkraftstoff. Abbildung 7.11 zeigt hierzu eine Variation des energetischen Kraftstoffanteils von E85 für den in Tabelle 7.1 beschriebenen Lastpunkt.

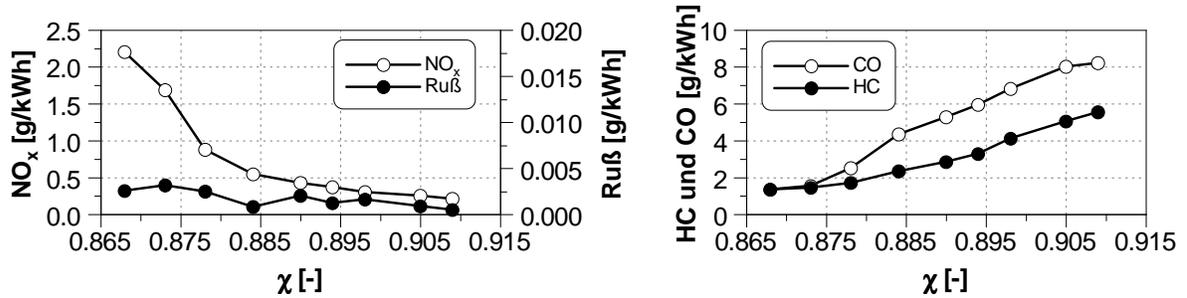
Im Vergleich zum Betrieb mit E5 wird für E85 trotz des späteren Einspritzbeginns eine um ca. 10-15% höhere Dieselmenge zur sicheren Zündung und zur Gewährleistung eines stabilen Motorbetriebs benötigt. Die Verbrennung lässt sich auch hier über den Anteil von E85 an der insgesamt mit beiden Kraftstoffen zugeführten Energie sehr gut steuern. Mit der hier gezeigten  $\chi$ -Variation kann die Verbrennungsschwerpunktlage um bis zu 14 °KW verschoben werden.



**Abbildung 7.11:** Verbrennungskenngrößen für eine Variation des Energieverhältnisses  $\chi$  mit E85 als Primärkraftstoff

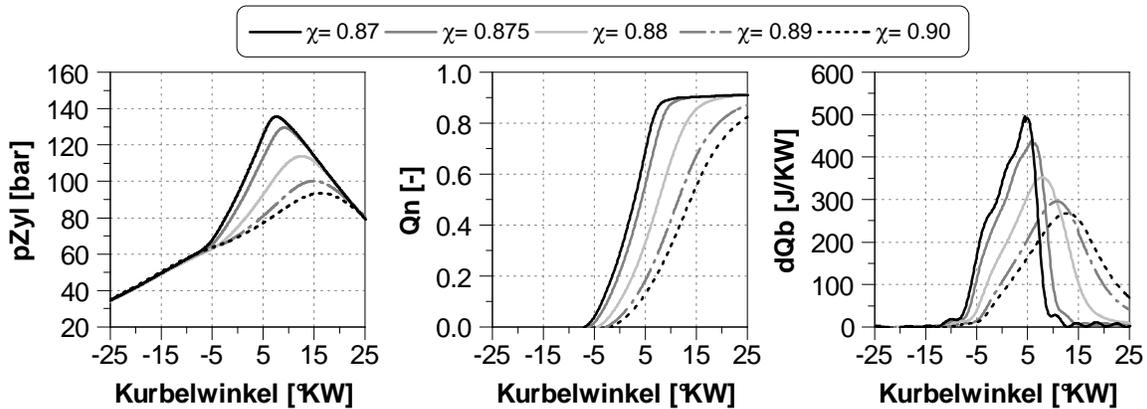
Mit höherem Dieselanteil verschiebt sich die Verbrennungslage nach früh und die beiden Werte zur Quantifizierung der Motorbelastung der Zylinderdruckgradient und die Klopfamplitude steigen stark an. Für  $\chi$ -Werte größer 0,875 ergibt sich mit einem Zylinderdruckgradienten kleiner 40 bar/ms und einer Klopfamplitude von etwa 0,5 bar eine sehr geringe Motorbelastung. Hin zu späteren Verbrennungsschwerpunktlagen, respektive höheren  $\chi$ -Werten, erfolgt die Zunahme der Verbrennungsdauer, der Abgastemperatur und auch die der zyklischen Schwankungen. Der merkbliche Einfluss von  $\chi$  lässt sich auch bei der Betrachtung der Emissionen in Abbildung 7.12 erkennen. Bei einer früheren Verbrennungsalge durch den höheren Dieselanteil steigen durch die höheren Verbrennungstemperaturen die  $NO_x$ -Emissionen. Bei den sehr geringen Rußemissionen ist kein Einfluss durch die  $\chi$ -Variation erkennbar. E85 wird mit 185 bar ins Saugrohr eingespritzt und liegt für diese Menge weitestgehend homogen vor, so dass sich auch hier sehr geringe Rußemissionen ergeben. Eine genauere Betrachtung der emittierten Partikel ist in Kapitel 8.2.2 erläutert. Mit späterer Verbrennungslage und zunehmender Verbrennungsdauer steigen die HC- und CO-Emissionen durch die unvollständige Verbrennung deutlich an. Die frühe Verbrennung mit höherem Dieselanteil setzt heißer um und es kommt folglich

zum starken Ansteigen der  $NO_x$ -Emissionen für  $\chi$ -Werte kleiner 0,89. Für  $\chi$ -Werte darüber sinkt sowohl die mittlere Verbrennungstemperatur als auch die Temperatur in der verbrannten Zone  $T_b$  unter die für thermisches  $NO$  typische Bildungstemperatur (Abb. 7.15), weshalb weniger als 40 ppm  $NO_x$  gebildet werden.



**Abbildung 7.12:** Emissionen bei der Variation des Energieverhältnisses  $\chi$  mit E85 als Primärkraftstoff

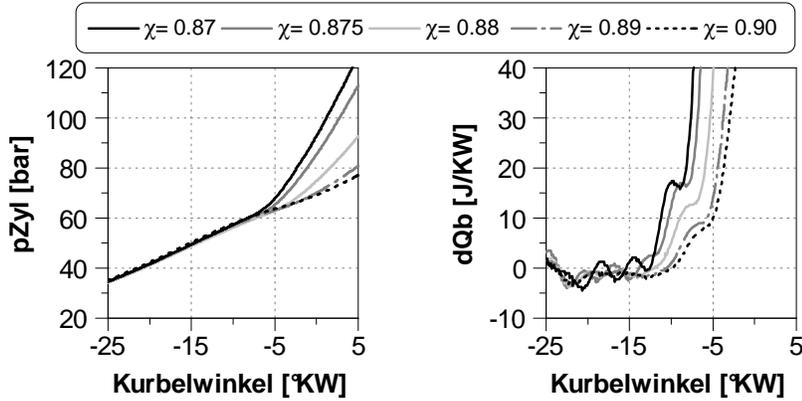
Betrachtet man die Brennverläufe in Abbildung 7.13, zeigt sich die hohe Sensitivität der Verbrennung gegenüber dem Parameter  $\chi$ . Mit größerem Anteil an E85 liegt der Brennbeginn wegen der reduzierten Zündwilligkeit später und die maximale Wärmefreisetzungsrate wird deutlich reduziert. Gleichzeitig erfolgt die Wärmefreisetzung langsamer aufgrund der herabgesetzten Reaktivität, was ein Absinken des Spitzendrucks zur Folge hat. Der “symmetrische” Verlauf der Wärmefreisetzungsrate  $dQ_b$ , wie er schon bei der Variation des Ansteuerbeginns beobachtet wurde, lässt sich auch hier für die zwei größten  $\chi$ -Werte erkennen.



**Abbildung 7.13:** Ergebnisse der Indizierdatenauswertung für eine Variation des Energieverhältnisses  $\chi$  mit E85 als Primärkraftstoff

Ebenso läuft die Wärmefreisetzung mit erhöhtem Dieselanteil zweistufig und deutlich schneller ab. Des weiteren lässt sich mit zunehmender Dieselmenge eine gering zunehmende Niedertempe-

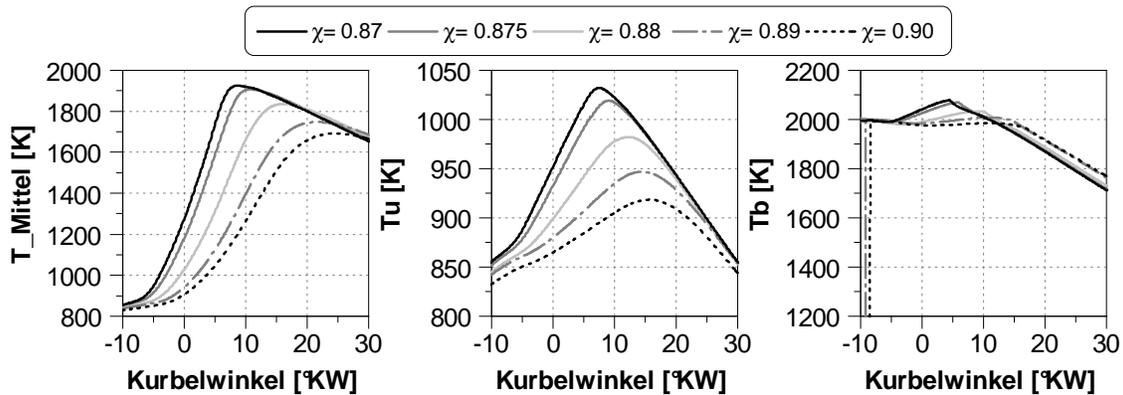
raturoxidation erkennen. Abbildung 7.14 zeigt, dass die Hochtemperaturoxidation mit reduziertem Dieselanteil später einsetzt. Eine geringe Wärmefreisetzung durch die Niedertemperaturoxidation ist bei ca.  $-10^{\circ}\text{KW}$  zu beobachten.



**Abbildung 7.14:** Cool-flame-Bereich für eine Variation des Energieverhältnisses  $\chi$  mit E85 als Primärkraftstoff

Aus den Temperaturen in der unverbrannten Zone  $T_u$  lässt sich wieder die Selbstzündungstemperatur von etwa  $875\text{K}$  ausmachen, welche je nach Gemischzusammensetzung früher oder später erreicht wird. Erfolgt das Einsetzen der Hochtemperaturoxidation, setzen die Gemische mit höherem Dieselanteil (kleineren  $\chi$ -Werten) ebenfalls mit höheren Massenmitteltemperaturen um.

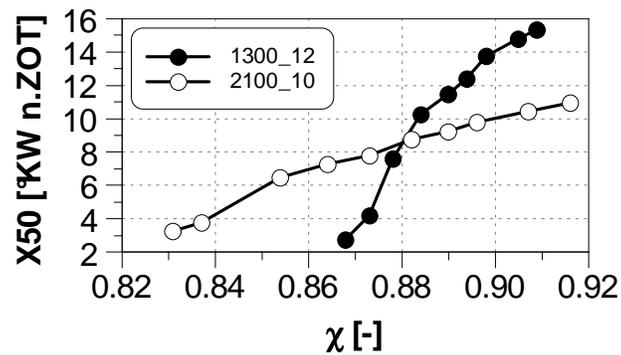
Es bleibt festzuhalten, dass sich auch für das Brennverfahren mit E85 als Primärkraftstoff die Wärmefreisetzung über  $\chi$  sehr gut kontrollieren lässt. Gleichzeitig stehen die weiteren Größen wie Motorbelastung und Emissionen auch hier im stetigen Zusammenhang mit der Verbrennungsschwerpunktlage.



**Abbildung 7.15:** Aus der Druckverlaufsanalyse berechnete Temperaturen für eine Variation des Energieverhältnisses  $\chi$  mit E85 als Primärkraftstoff

Abbildung 7.16 zeigt den Einfluss der Steuergröße  $\chi$  auf die Verbrennungsschwerpunktlage X50 für zwei unterschiedliche Lastpunkte mit E85. Je nach Lastpunkt und Wahl der anderen Steuergrößen ergibt sich ein entsprechend großer Stellbereich für  $\chi$  zur Beeinflussung der Wärmefreisetzung. Verglichen mit dem Betrieb mit E5 ist vor allem der Stellbereich von  $\chi$  beim Lastpunkt 2100 1/min, 10 bar  $p_{me}$  deutlich größer (Vgl. Abb. 5.13), was sich mit der abgeschwächten Reaktivität des E85-Grundgemisches erklären lässt.

Die  $\chi$ -Variation mit E85 bestätigt, dass über diesen Parameter die Schwerpunktlage kontrolliert werden kann. Dieser Parameter stellt somit auch für den Zweistoffbetrieb mit E85 als Primärkraftstoff eine geeignete Größe für die Verbrennungsregelung dar.



**Abbildung 7.16:** Einfluss einer  $\chi$ -Variation auf die Verbrennungsschwerpunktlage X50 für zwei unterschiedliche Lastpunkte im Zweistoffbetrieb mit E85 als Primärkraftstoff

### 7.2.3 Ladungsverdünnung

Das E85-Gemisch muss wegen der deutlich geringeren Reaktivität durch die in Kapitel 7.1 beschriebenen Reaktionsmechanismen und Kraftstoffeigenschaften weniger verdünnt werden. Nachfolgend wird eine Luft-Kraftstoffverhältnis und AGR-Variation für den schon beschriebenen Lastpunkt 1300 1/min, 12 bar  $p_{me}$  näher erläutert.

### 7.2.4 Einfluss des Luft-Kraftstoffverhältnisses

Für die nachfolgende Variation des Verbrennungsluftverhältnisses wurde, wie schon bei der Variation mit E5, die AGR-Rate konstant gehalten. Das E85-Gemisch wird somit durch zusätzliche Frischluft verdünnt. Wie für E5 beobachtet, ergibt sich mit E85 derselbe Zusammenhang zwischen dem Luft-Kraftstoffverhältnis  $\lambda$  und den Verbrennungskenngrößen. Wie in Abbildung 7.17 dargestellt, verschiebt sich mit höherem  $\lambda$  die Verbrennungsschwerpunktlage nach früh. Gleichzeitig steigt die Motorbelastung in Form des Zylinderdruckgradienten und der Klopfamplitude deutlich an.

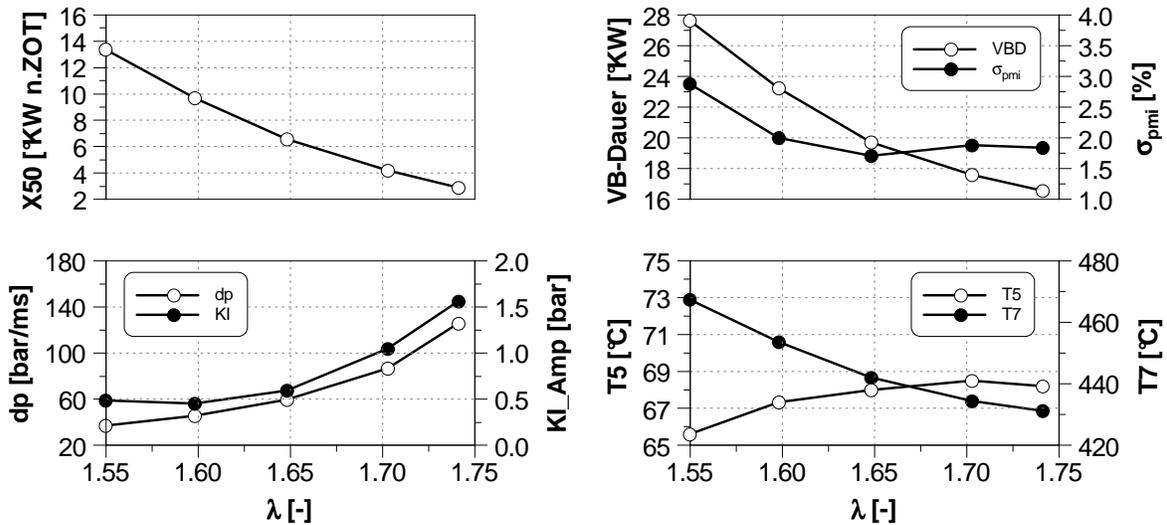


Abbildung 7.17: Verbrennungskenngrößen für eine Variation des Luft-Kraftstoffverhältnisses  $\lambda$  mit E85 als Primärkraftstoff

Das E85-Gemisch setzt für frühe Schwerpunkte schneller und hinsichtlich der zyklischen Schwankungen stabiler um. Hin zu späteren Verbrennungsschwerpunkten steigt erwartungsgemäß die Abgastemperatur T7 an. Prinzipbedingt steigt, wie in Abbildung 7.18 ersichtlich, das notwendige Spülgefälle an, um die AGR-Rate von hier 30% bei der Verdünnung mit Luft durch die Ladedrucksteigerung konstant zu halten. Das Spülgefälle wird über die Variation des Luft-Kraftstoffverhältnisses um ca. 400 mbar erhöht, was einen zum Ladedruck  $p_5$  überproportionalen Anstieg des Abgasgedrucks  $p_7$  (+500mbar) zur Folge hat.

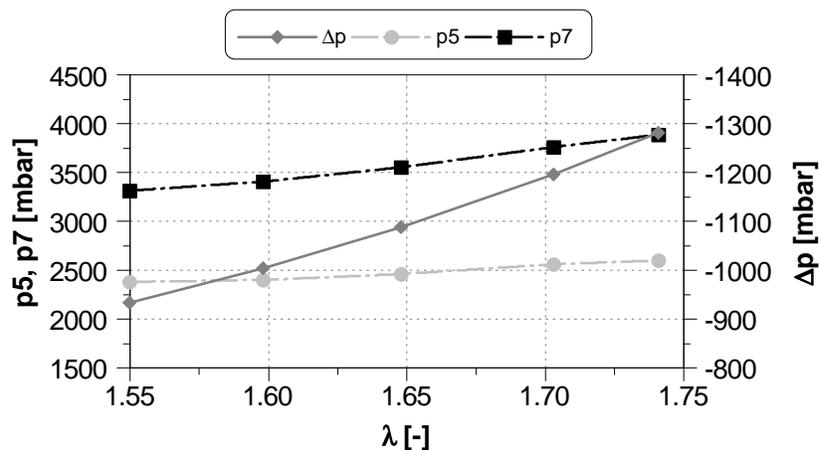
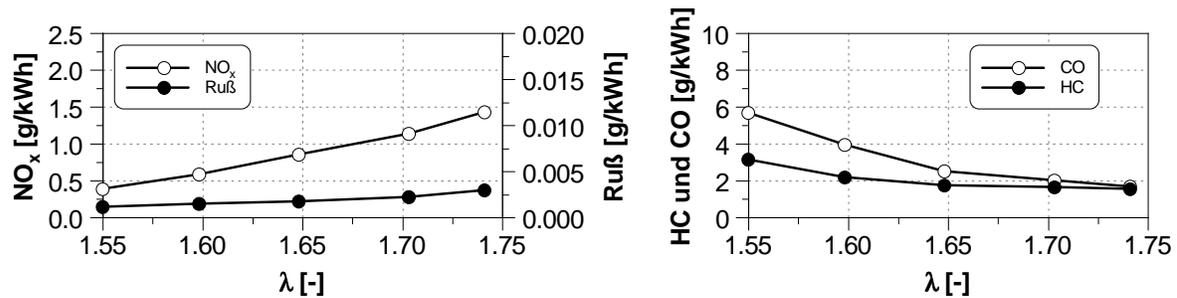


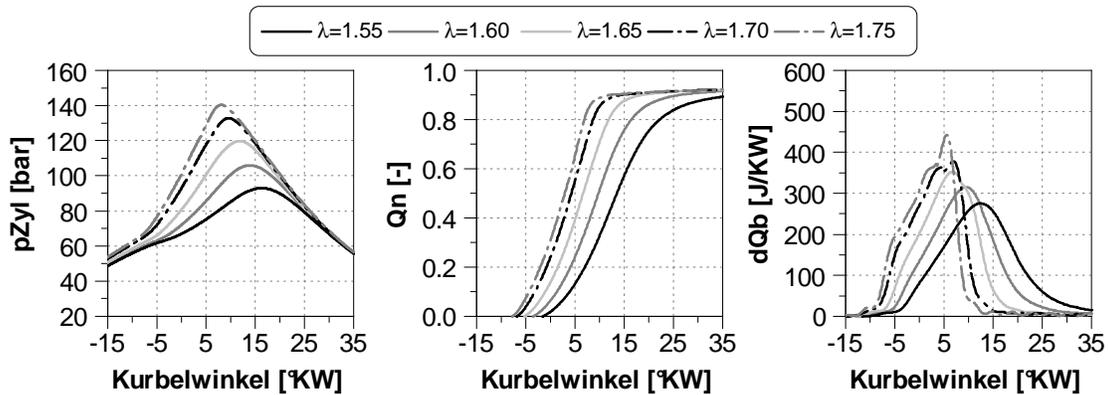
Abbildung 7.18: Lade- ( $p_5$ ) und Abgasgedruck ( $p_7$ ) sowie sich einstellendes Spülgefälle  $\Delta p$  bei einer Variation des Luft-Kraftstoffverhältnisses  $\lambda$  mit E85 als Primärkraftstoff. Lastpunkt 1300 1/min, 12 bar  $p_{me}$

Bei früherer Verbrennungslage und magerem Gemisch kommt es, wie aus Abbildung 7.19 ersichtlich, zu einer deutlichen Zunahme der  $NO_x$ -Emissionen. Die Rußemissionen zeigen einen minimalen Einfluss hinsichtlich des veränderten Luft-Kraftstoffverhältnisses und liegen mit Rohemissionen von Schwärzungszahlen im Hundertstelbereich an der Nachweisgrenze. Die HC- und CO-Emissionen steigen mit verschleppter Verbrennung erwartungsgemäß an.



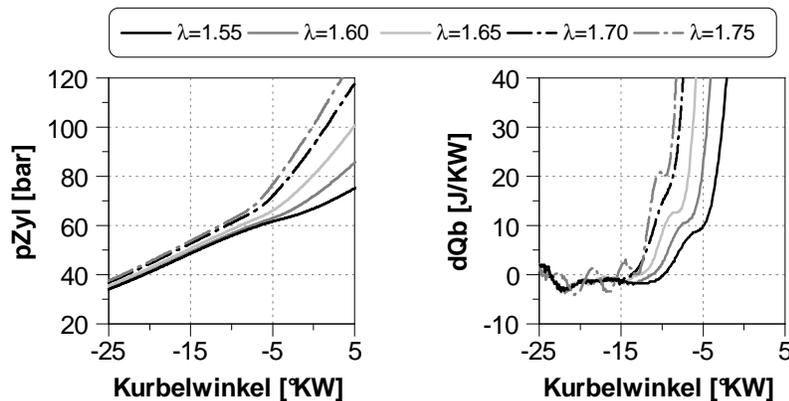
**Abbildung 7.19:** Emissionen für eine Variation des Luft-Kraftstoffverhältnisses  $\lambda$  mit E85 als Primärkraftstoff

Wie schon mit E5 beobachtet, zeigt sich eine hohe Sensitivität der Verbrennung gegenüber dem Luft-Kraftstoffverhältnis. Die Wärmefreisetzung verläuft nach Abbildung 7.20 für höhere Luft-Kraftstoffverhältnisse wesentlich früher, schneller und mit höheren Maxima. Für frühe Verbrennungsverläufe lässt sich auch bei dieser Variation eine klare zweistufige Wärmefreisetzung erkennen, was eventuell wieder auf einen Wechsel unterschiedlicher Verbrennungsregime zurückzuführen ist. In Abbildung 7.20 verläuft die Wärmefreisetzungsrates  $dQ_b$  in Stufen, zuerst mit höherem Gradient, um dann bis zum Maximum deutlich abzufachen, gefolgt von einem schnelleren Ausbrand. Für eine spätere Verbrennungslage, wie sie sich für die beiden höheren Luftverhältnisse zeigt, ergibt sich die schon beobachtete symmetrische und deutlich in ihrer Reaktivität abgeschwächte Wärmefreisetzung. Mit einem  $\lambda$  von 1,55 zeigt sich im Gegensatz zu einem  $\lambda$  von 1,74 ein um 50 bar geringerer Spitzendruck und somit eine deutliche Absenkung der Motorbelastung.



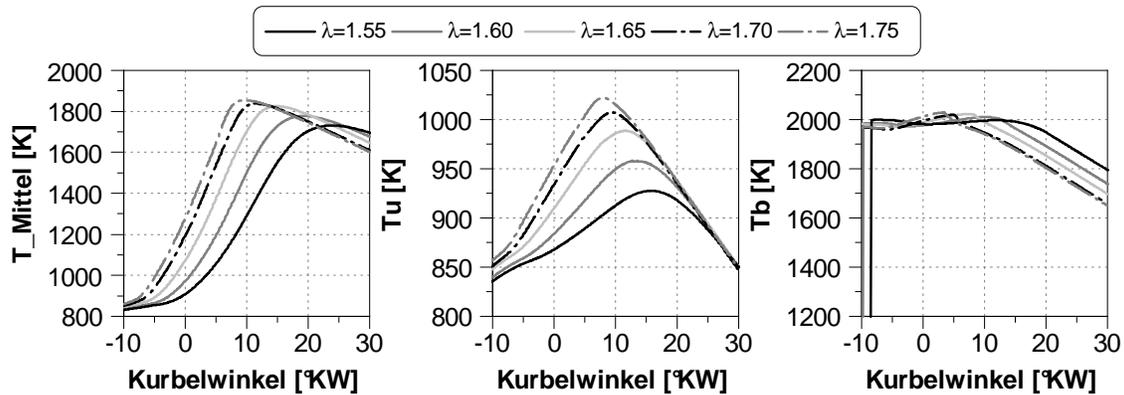
**Abbildung 7.20:** Ergebnis der Indizierdatenauswertung für eine Variation des Luft-Kraftstoffverhältnisses  $\lambda$  mit E85 als Primärkraftstoff

Eine ausgeprägte positive Wärmefreisetzung während der Niedertemperaturoxidation in Form einer kalten Verbrennung ist mit E85 erneut auch in Abbildung 7.21 nicht zu verzeichnen.



**Abbildung 7.21:** Cool-flame-Bereich für eine Variation des Luft-Kraftstoffverhältnisses  $\lambda$  mit E85 als Primärkraftstoff

Betrachtet man die Temperaturen in der unverbrannten Zone  $T_u$  in Abbildung 7.22, so ist festzustellen, dass mit abnehmendem Luft-Kraftstoffverhältnis die Selbstzündungstemperatur erst später erreicht wird. Mit höherem Sauerstoffgehalt setzt nach einem kürzeren Zündverzug die Hauptwärmefreisetzung früher ein und das Gemisch setzt insgesamt früher bei höheren Massenmitteltemperaturen um. Für geringere Luft-Kraftstoffverhältnisse verläuft die Hochtemperaturoxidation langsamer und es kommt nur zu einer langsamen Umsetzung des Gemisches.

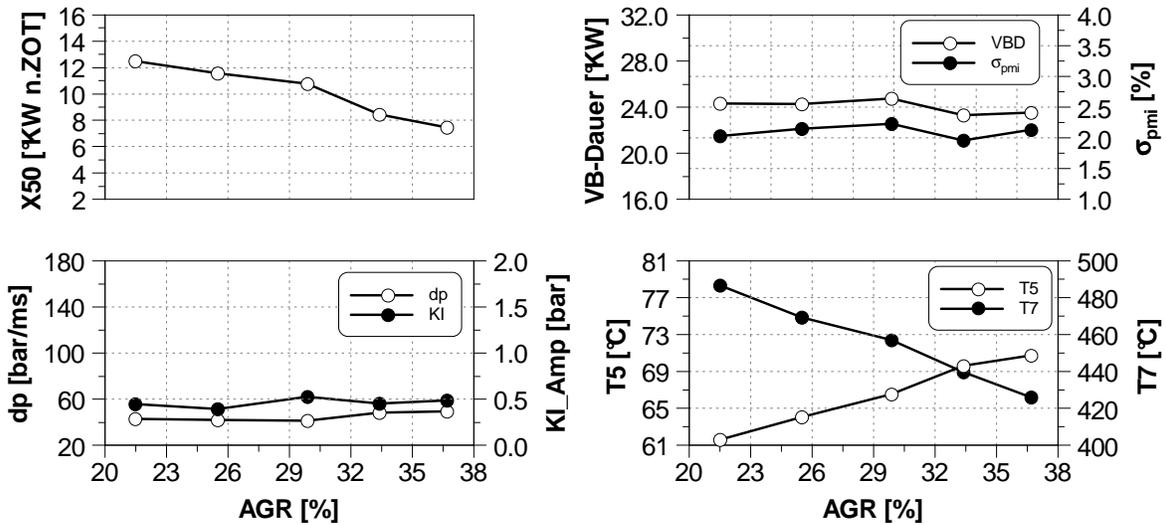


**Abbildung 7.22:** Aus der Druckverlaufsanalyse berechnete Temperaturen für eine Variation des Luft-Kraftstoffverhältnisses  $\lambda$  mit E85 als Primärkraftstoff

Bezüglich der Temperaturen in der verbrannten Zone liegen alle Variationspunkte auf dem selben Niveau von ca. 2000K, allerdings nimmt diese Temperatur für die Punkte mit magerem Gemisch und schnellerer Wärmefreisetzung schneller wieder ab. Die gesteigerte  $NO_x$ -Bildung ist eventuell auf eine höhere  $N_2O$ -Bildung zurückzuführen.

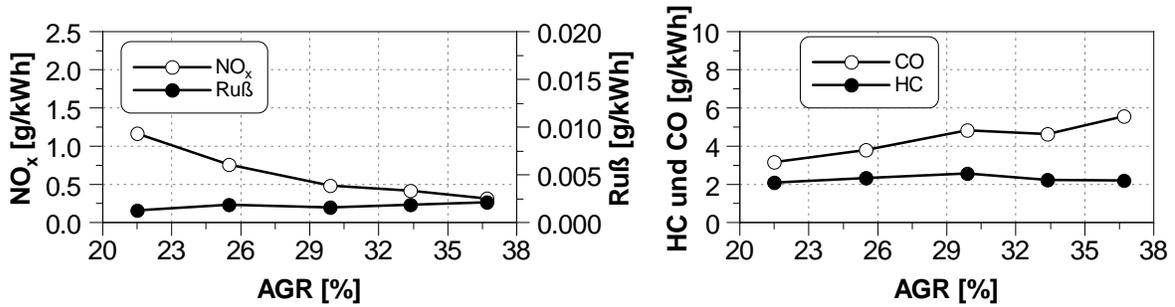
### 7.2.5 Einfluss der AGR-Rate

Auch für den E85-Betrieb wurde eine AGR-Variation bei konstantem Luftverhältnis durchgeführt. Die AGR-Rate wurde hier in einem im Vergleich zum E5-Betrieb deutlich größerem Intervall variiert, ohne an die Grenzen bezüglich Motorbelastung oder Verbrennungsstabilität zu gelangen. Die Mischungstemperatur wurde hierbei, wie bei Realanwendungen auch, nicht konstant gehalten, so dass die Effekte der Temperaturerhöhung der Ladelufttemperatur und die der Verdünnung des Gemisches durch zusätzlich rückgeführtes Abgas hier gemeinsam zum Tragen kommen. Das rückgeführte Abgas wird über einen Wärmetauscher mit Motorkühlwasser gekühlt und mit ca. 93 °C der Frischluft zugemischt. Betrachtet man den Einfluss der AGR-Rate auf die Verbrennung, wie in Abbildung 7.23 dargestellt, ist eine Frühverlagerung des Verbrennungsschwerpunkts mit zunehmender AGR-Rate zu erkennen. Die Ladung wird zwar durch das zurückgeführte Abgas verdünnt, was erwartungsgemäß zu einer späteren Verbrennung führt. Der Verdünnungseffekt scheint aber hier im Wesentlichen durch die höhere Mischungstemperatur überkompensiert zu werden. Die Mischungstemperatur  $T_5$  steigt über die Variation der AGR-Rate um bis zu 10K, wodurch sich eine Änderung des thermischen Ladungszustands ergibt.



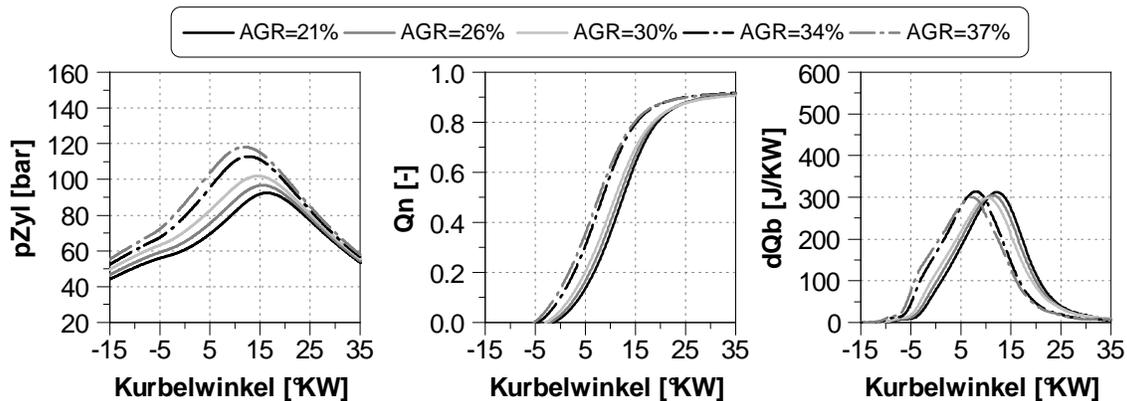
**Abbildung 7.23:** Verbrennungskenngrößen für eine Variation der Abgasrückführrate AGR mit E85 als Primärkraftstoff

Dieser Effekt konnte beispielsweise auch bei einer AGR-Variation am Lastpunkt 2100 1/min und 10 bar  $p_{me}$  beobachtet werden. Bei dem betrachteten Lastpunkt zeigen die zyklischen Schwankungen sowie die Verbrennungsdauer keinen Einfluss über die veränderte AGR-Rate. Die Verbrennungsdauer von etwa 24°KW bleibt über die hier gezeigte AGR-Variation nahezu konstant. Das Gemisch scheint dabei durch die Verdünnung mit AGR soweit in seiner Reaktivität gedämpft, dass sich auch kein Einfluss auf die Motorbelastung bei unterschiedlichen AGR-Raten erkennen lässt. Es zeigt sich im Allgemeinen eine sehr hohe AGR-Toleranz der Verbrennung im Vergleich zum E5-Betrieb. An den in Abbildung 7.24 dargestellten Emissionen lässt sich erkennen, dass wie erwartet, die  $NO_x$ -Emissionen bei zunehmender Verdünnung mit Abgas abnehmen. Die Brennraumtemperatur nimmt ab und die Temperatur in der verbrannten Zone  $T_b$  liegt im Bereich der kritischen Temperatur zur Bildung von thermischem NO unter 2100K, so dass mit zunehmender AGR-Rate weniger Stickoxide gebildet werden (Abb. 7.27). Eventuell kommt es auch hier zu einer verstärkten Stickoxidbildung durch  $N_2O$ .



**Abbildung 7.24:** Emissionen für eine Variation der Abgasrückführrate AGR mit E85 als Primärkraftstoff

Bei den Rußemissionen zeigt sich nahezu kein Einfluss durch die AGR-Rate, wodurch die Rußemissionen auf einem sehr niedrigen Niveau liegen. Außerdem ist kein Ruß- $NO_x$ -Trade-Off erkennbar. Das E85-Gemisch liegt weitestgehend homogen vor, so dass es auch lokal zu keinerlei fetten Bereichen kommt, in denen Ruß gebildet wird. Weiterhin kommt es mit höherer AGR-Rate zu einem Ansteigen der CO-Emissionen. Die HC-Emissionen hingegen lassen keinen Einfluss der AGR-Rate erkennen. In den Abbildungen 7.25 und 7.26 ist aus den Zylinderdruckverläufen ersichtlich, dass für ein konstantes Luft-Kraftstoffverhältnis mit zunehmender AGR-Rate eine Erhöhung des Ladedrucks, und somit des Zylinderdrucks während der Kompression notwendig ist. Die Ladungsmasse wird dabei durch das zusätzlich rückgeführte Abgas deutlich erhöht und setzt auch mit höheren Zylinderdrücken um.



**Abbildung 7.25:** Ergebnisse der Indizierdatenauswertung für eine Variation der Abgasrückführrate AGR mit E85 als Primärkraftstoff

Mit höheren AGR-Raten ergibt sich zudem ein früherer Brennbeginn. Die anschließende Wärmefreisetzung findet jedoch nahezu gleich schnell und mit fast gleicher maximaler Wärmefreisetzung statt. Die Brennverläufe sind um den veränderten Brennbeginn verschoben und es zeigt sich für die AGR-Raten 21-30% ein nahezu symmetrischer Verlauf. Für die Wärmefreisetzung der Variationspunkte mit 34% und 37% AGR-Rate deutet sich wieder eine stufenförmige Umsetzung in der

ersten Hälfte der Verbrennung an, wie diese auch schon bei den anderen E85-Variationen beobachtet wurde. Trotz der höheren Ladungsmasse und der höheren Wärmekapazität durch die AGR steigt die Temperatur in der unverbrannten Zone schneller über 850K und die anschließende Hochtemperaturoxidation setzt für die höheren AGR-Raten früher ein (Abb. 7.27). Die Gründe für die frühere Wärmefreisetzung sind somit im Wesentlichen durch die Temperatur  $T_u$  sowie aus eventuell veränderlichen Reaktionen in der Niedertemperaturoxidation erklärbar.

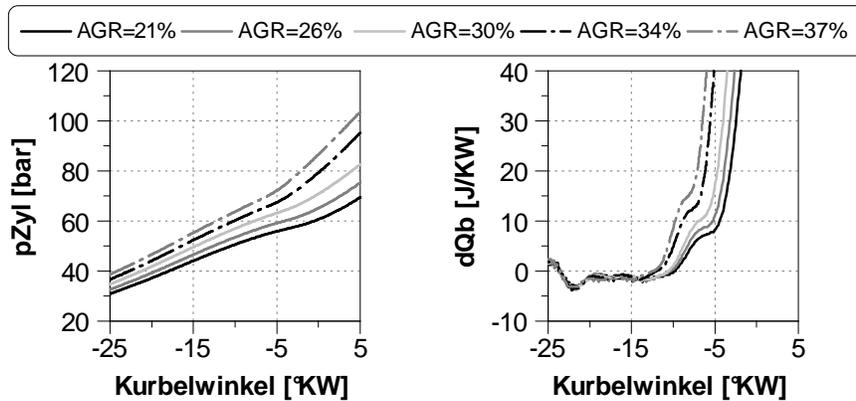


Abbildung 7.26: Cool-flame-Bereich für eine Variation der Abgasrückführrate AGR mit E85 als Primärkraftstoff

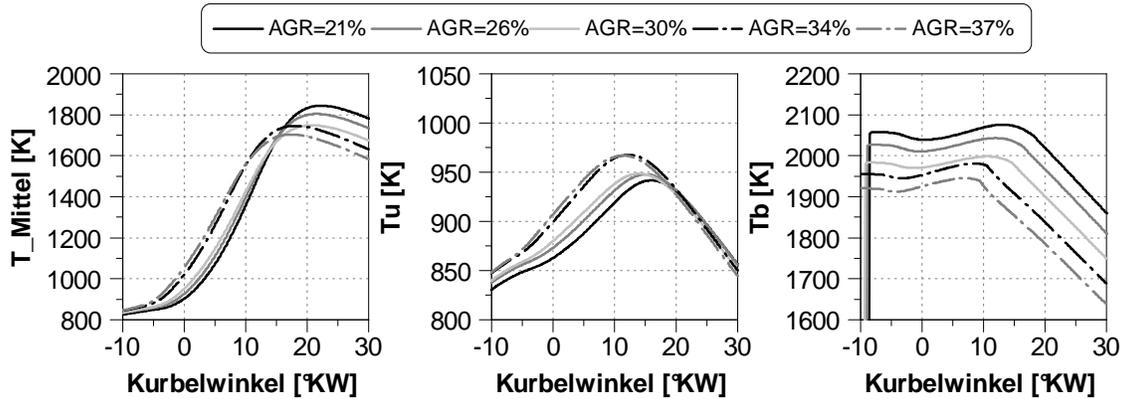


Abbildung 7.27: Aus der Druckverlaufsanalyse berechnete Temperaturen für eine Variation der Abgasrückführrate AGR mit E85 als Primärkraftstoff

### 7.3 Vergleich des Zweistoffbetriebs E5/Diesel mit E85/Diesel

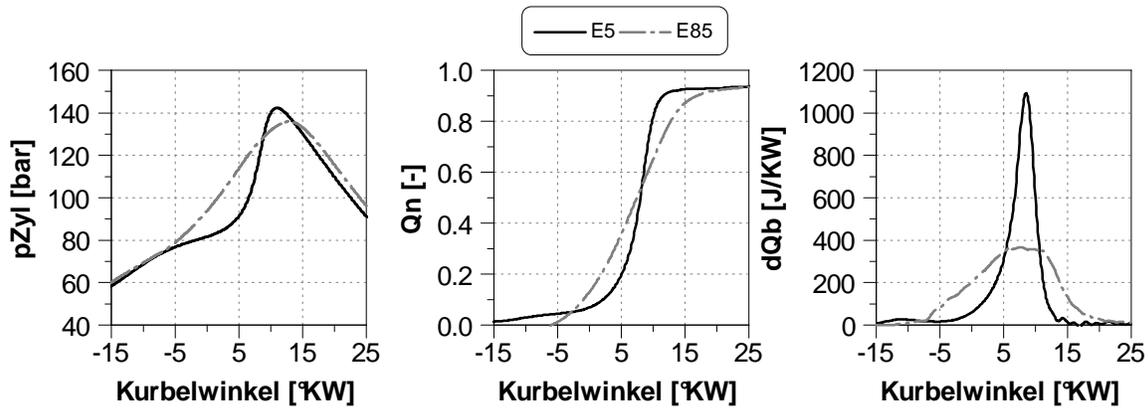
#### 7.3.1 Gegenüberstellung von E5 und E85 bei gleichem Last- und Verbrennungsschwerpunkt

Am Beispiel eines erhöhten Teillastpunkts bei 1300 1/min und 14 bar  $p_{me}$  wird nachfolgend für einen in beiden Fällen gleichen Verbrennungsschwerpunkt X50 von 8,0°KW n.ZOT ein direkter Vergleich des Zweistoffbetriebs für die zwei Primärkraftstoffe E5 und E85 aufgestellt. In Tabelle 7.2 sind die Differenzen der Einstellparameter beider Betriebspunkte aufgelistet.

Parameter	Einheit	E5-E85
$\Delta BOI$	[°KW v.ZOT]	30
$\Delta \chi$	[-]	0,009
$\Delta \lambda$	[-]	-0,44
$\Delta AGR$	[%]	18
$\Delta p_5$	[bar]	-0,15
$\Delta T_5$	[°C]	0
$\Delta p_7$	[bar]	-1,0
$\Delta T_7$	[°C]	1,0
$\Delta X_{50}$	[°KW n.ZOT]	0,3

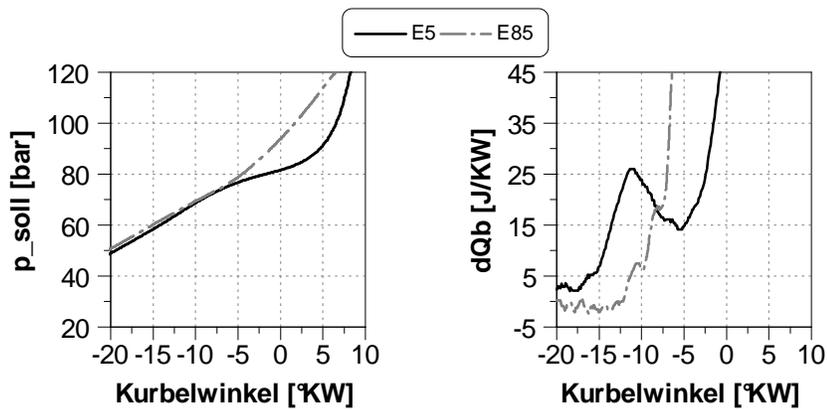
**Tabelle 7.2:** Unterschiede der Einstellparameter E5-E85 für den Betriebspunkt 1300 1/min und 14 bar  $p_{me}$

Die Diesel-Piloteinspritzung mit E85 erfolgt um 30°KW später als im E5-Betrieb und es wurden 4,7 mg pro Hub mehr Diesel eingespritzt, erkennbar am positiven  $\chi$ -Differenzwert. Die Verbrennung mit E85 läuft global deutlich magerer ab, wobei hier der Aufladegrad noch reduziert werden kann. Entsprechend des höheren Luft-Kraftstoffverhältnisses für E85 ergibt sich ein um ca. 200 mbar höherer Ladedruck. Mit E5 wären diese hohen Luft-Kraftstoffverhältnisse selbst bei einer AGR-Rate von 50% wegen einer zu hohen mechanischen Motorbelastung nicht möglich. Ebenso deutliche Unterschiede ergeben sich bezüglich der AGR-Rate, welche für den E5-Betrieb um 18% höher liegt. Entsprechend der in Kapitel 7.2.4 gezeigten Parametervariation der beiden Größen Luft-Kraftstoffverhältnis und AGR würde eine Absenkung des Luft-Kraftstoffverhältnisses zu einem deutlich späteren Verbrennungsschwerpunkt und höheren zyklischen Schwankungen führen. Die optimale Anpassung des Luft-Kraftstoffverhältnisses und der AGR-Rate im E85 Betrieb und somit die Einstellung des thermischen Ladungszustandes für eine günstige Wärmefreisetzung muss noch weiter untersucht werden. Die Ladelufttemperatur ist für beide Betriebspunkte identisch. Durch die mit E85 deutlich langsamere Umsetzung ergibt sich ein um 1 bar höherer Abgasgegendruck  $p_7$ , was sich nachteilig auf die Ladungswechselerbeit auswirkt. Die signifikantesten Unterschiede zeigen sich jedoch bei Betrachtung der Zylinderdruckverläufe und der Wärmefreisetzungsrates in Abbildung 7.28.



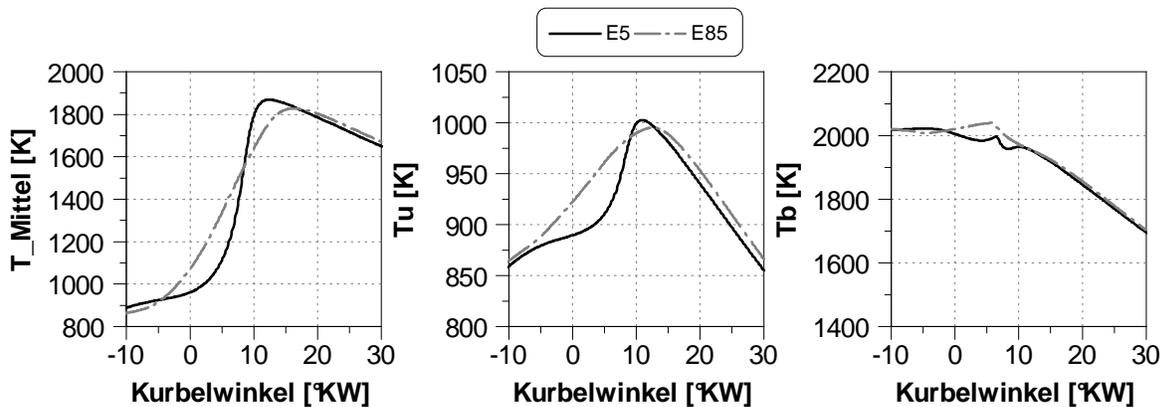
**Abbildung 7.28:** Vergleich der Indizierdatenergebnisse für die beiden Primärkraftstoffe E5 und E85 bei einem Lastpunkt von 1300 1/min, 14 bar  $p_{me}$

Der Spitzendruck liegt für E85 minimal unter dem von E5. Hinsichtlich des Einsetzens der Verbrennung und dem damit verbundenen Druckgradienten zeigen sich jedoch deutliche Unterschiede. Bei E85 liegt der Zylinderdruckgradient mit 34 bar/ms um etwa 100 bar/ms unter dem Druckgradienten von E5. Die Wärmefreisetzung verläuft mit E85 gänzlich anders. Nach einem kürzeren Zündverzug setzt die Verbrennung mit E85 etwa bei  $-5^{\circ}\text{KW}$  vor ZOT ein und verläuft dann im Vergleich zu E5 langsamer ab. Mit E5 lässt sich schon eine geringe Umsetzung im cool-flame-Bereich ab ca.  $-15^{\circ}\text{KW}$  v.ZOT erkennen, die signifikant schnellere Hochtemperaturoxidation setzt jedoch erst bei etwa  $2^{\circ}\text{KW}$  n.ZOT ein und setzt mit  $1100 \text{ J}/^{\circ}\text{KW}$  im Maximum um. Verglichen mit der maximalen Wärmefreisetzungsrate von  $365 \text{ J}/^{\circ}\text{KW}$  bei E85 zeigt sich hier der wesentliche Unterschied zwischen den beiden Primärkraftstoffen. Das Ende der Hochtemperaturwärmefreisetzung liegt bei E85 in etwa  $8^{\circ}\text{KW}$  später als im Vergleich zu E5.



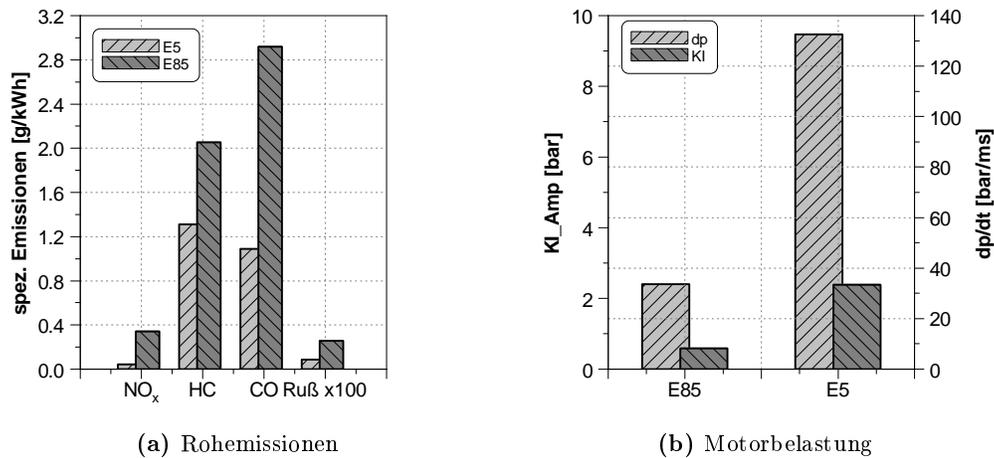
**Abbildung 7.29:** Vergleich des cool-flame-Bereichs für eine identische Verbrennungsschwerpunktlage X50 für den Zweistoffbetrieb mit E5 und E85 als Primärkraftstoff

Eine unterschiedliche Wärmefreisetzung im cool-flame Bereich lässt sich nach Abbildung 7.29 erkennen. Die unterschiedliche Verbrennung der beiden Kraftstoffe zeigt sich auch im Verlauf der Massenmitteltemperatur und der Temperatur in der unverbrannten Zone  $T_u$  in Abbildung 7.30.



**Abbildung 7.30:** Vergleich der aus der Druckverlaufsanalyse berechneten Temperaturen für eine identische Verbrennungsschwerpunktlage X50 für den Zweistoffbetrieb mit E5 und E85 als Primärkraftstoff

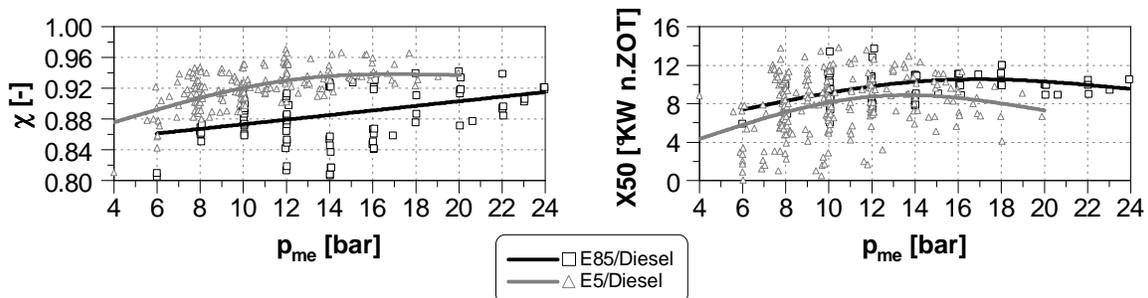
Die Emissionen und Motorbelastung sind in Abbildung 7.31 dargestellt und zeigen ebenso große Unterschiede. Die HC- und CO-Emissionen liegen mit E85 um den Faktor 1,6 bzw. 2,7 höher für diesen ausgewählten Betriebspunkt. Mit beiden Primärkraftstoffen lassen sich spezifische  $NO_x$ -Emissionen unter 0,4 g/kWh erzielen.



**Abbildung 7.31:** Vergleich der Rohemissionen und der Motorbelastung 1300 1/min, 14 bar  $p_{me}$  für die beiden Primärkraftstoffe E5 und E85 bei identischer Verbrennungsschwerpunktlage X50

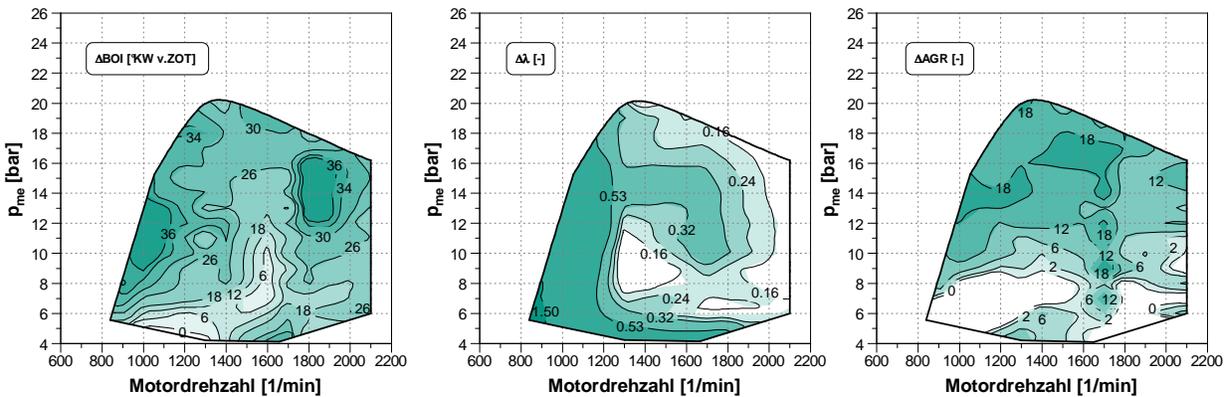
### 7.3.2 Vergleich der Verbrennung mit beiden Primärkraftstoffen

Zum Vergleich des Brennverfahrens mit den Primärkraftstoffen E5 und E85 werden hier einzelne Größen nochmal zusammenfassend und zur Verdeutlichung der Unterschiede als Differenzkennfelder sowie über dem effektiven Mitteldruck aufgetragen. Im E85-Betrieb lassen sich Lastpunkte bis zu 24 bar  $p_{me}$  darstellen. Die einzelnen Messpunkte in den Diagrammen sind in ihrem Verlauf approximiert. Die Bedeutung der Steuergrößen-Kennfelder ist für die unterschiedlichen Primärkraftstoffe verschieden. Der Dieselanteil, wie schon bei der Parametervariation am Lastpunkt 1300 1/min und 12 bar  $p_{me}$  in Kapitel 7.2.1 erwähnt, muss für E85 um 10-15% erhöht werden, um eine sichere Entflammung und eine stabile Verbrennung zu gewährleisten. Gleichzeitig werden über alle Lastpunkte deutlich höhere Energiemengenanteile Dieselkraftstoff mit E85 benötigt, was an den geringen  $\chi$ -Werten, dargestellt in Abbildung 7.32, erkennbar ist.



**Abbildung 7.32:** Hauptsteuergröße Energieverhältnis  $\chi$  und Unterschiede der Verbrennungsschwerpunktlage X50 über  $p_{me}$  für den Betrieb mit beiden Primärkraftstoffen E5 und E85

Deutlich erkennbar sind weitere Unterschiede in den Steuergrößen- Deltakennfeldern für nahezu gleichen Verbrennungsschwerpunkt in Abbildung 7.33.



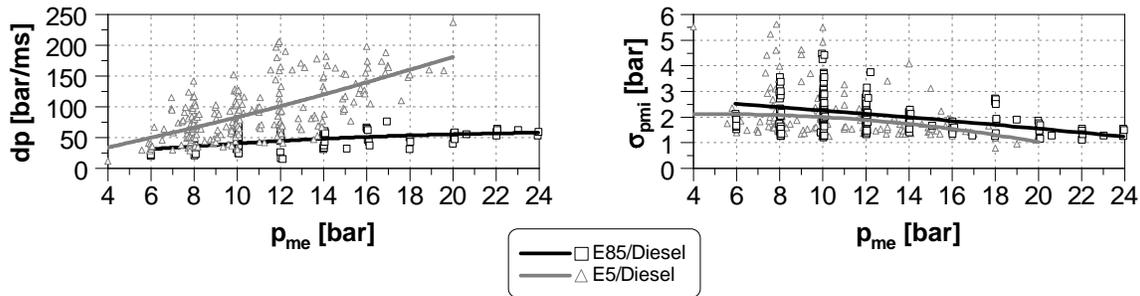
**Abbildung 7.33:** Steuergrößen als Differenzkennfelder für den Zweistoffbetrieb für die beiden Primärkraftstoffe E5 und E85

Über das Motorkennfeld ergibt sich für den E85-Betrieb ein deutlich späterer Ansteuerbeginn BOI des Dieselkraftstoffs. Der Ansteuerbeginn der Piloteinspritzung im E5-Betrieb erfolgt etwa 30°KW früher, um eine ausreichende Homogenisierung der Dieselzone sicher zu stellen. Der Einspritzbeginn der Dieselpilotmenge ist im E85-Betrieb für eine sicheres Einleiten der Verbrennung circa 25-35 °KW später zu wählen.

Weiterhin ist beim Einsatz von E85 als Primärkraftstoff eine geringere Ladungsverdünnung mit Abgas notwendig, da durch die in Kapitel 7.1 beschriebenen Reaktionen von Ethanol die Wärmefreisetzung deutlich verzögert abläuft (Vgl. Kap. 7.1). Die durchgeführten Messungen mit E85 zeigen, dass im Mittel 10-15% weniger rückgeführtes Abgas benötigt wird. So wird beispielsweise im Nennleistungspunkt des E85-Betriebs eine um 12% geringere AGR-Rate im Vergleich zum E5-Betrieb benötigt, um die Reaktivität einzuschränken und einen ausreichend langen Zündverzug zu gewährleisten. Bezüglich des Luft-Kraftstoffverhältnisses sind keine wesentlichen Unterschiede für die einzelnen Lastbereiche zu nennen und die bisher ermittelten Werte für beide Primärkraftstoffe sind vergleichbar. Im Bereich der Volllast wird der Motor stöchiometrisch betrieben, was sich in ähnlichen Ladedrücken  $p_5$  widerspiegelt. Es ist jedoch anzumerken, dass der E85-Betrieb mit der gleichen zweistufigen Abgasturboaufladung erfolgte. Eventuell ist nur eine einstufige Aufladung notwendig, wodurch die Ladungswechselerluste deutlich reduziert werden könnten. Das Spülgefälle für die benötigten AGR-Raten hierbei scheint ausreichend.

Klar erkennbar in Abbildung 7.34 ist die deutlich geringere Motorbelastung. Die Druckgradienten im E85 Betrieb überschreiten bei entsprechender Applikation der Steuergrößen im gesamten Lastbereich nie Werte von 75 bar/ms. Im Gegensatz dazu gelingt es im E5-Betrieb für Lasten größer 10 bar  $p_{me}$  nur mit ausreichend hohen AGR-Raten, die Zylinderdruckgradienten unter 150 bar/ms zu halten. In hohen Lastbereichen von 18-20 bar  $p_{me}$  kann die Wärmefreisetzung mit E5 trotz AGR-Raten von bis zu 60% nicht mehr ausreichend verzögert werden, wodurch es zu früheren Schwerpunkten

um die 5°KW n.ZOT mit sehr hohem Gleichraumanteil kommt, was teilweise zu Druckgradienten von bis zu 200 bar/ms führt. Die hohen AGR-Raten haben Abgasgedrücke von bis zu 6 bar absolut zur Folge und wirken sich dementsprechend negativ auf die Ladungswechselerbeit und den Wirkungsgrad aus. Lastbereiche von 20 bar  $p_{me}$  stellen bei diesen Untersuchungen für E5 hinsichtlich Motorbelastung und Aufladung in Kombination mit der verwendeten Hochdruck-Abgasrückführung den Grenzbereich des Brennverfahrens für diesen Versuchsträger dar. Entsprechend der im Vergleich zu E5 deutlich niedrigeren Wärmefreisetzungsraten von E85 ist eine Ausweitung zu hohen Lastbereichen auf bis zu 24 bar  $p_{me}$  möglich. Die Druckgradienten liegen hierbei bei moderaten Werten von etwa 50 bar/ms. Zum aktuellen Untersuchungszeitpunkt wird hier als limitierende Größe für den Mitteldruck nicht die Verbrennung gesehen. Mit der verwendeten ATL-Konfiguration konnte für diese Lastbereiche kein zusätzlicher Sauerstoff mehr bereit gestellt werden, um eine weitere Erhöhung des Mitteldrucks zu erzielen.

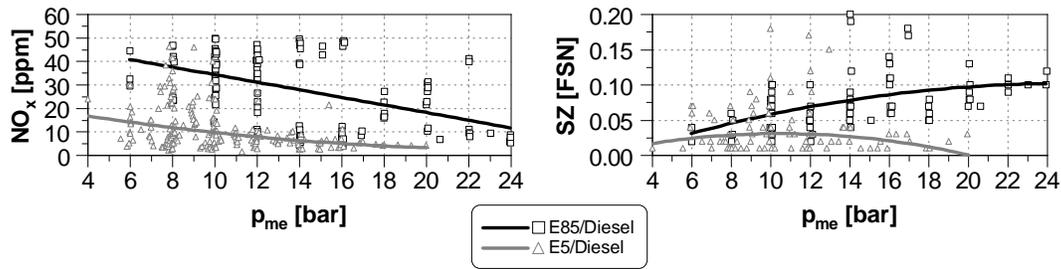


**Abbildung 7.34:** Vergleich ausgewählter E5/E85-Verbrennungskenngrößen über  $p_{me}$

In Abbildung 7.34 ist die Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks aufgetragen. Hieraus lässt sich eine stabile Verbrennung sowohl für den E5- als auch für den E85-Betrieb erkennen.

### 7.3.3 Vergleich der Emissionen mit beiden Primärkraftstoffen

Betrachtet man die  $NO_x$ -Rohemissionen, liegen diese im E85-Betrieb wie erwartet etwa um 30-40 ppm höher als im E5-Betrieb. Dies lässt sich durch den höheren Dieselanteil und die geringeren AGR-Raten begründen. Trotzdem ergeben sich, wie für das Brennverfahren typisch, sehr geringe  $NO_x$ -Emissionen, welche sich durch eine weitere Abstimmung der Steuergrößen auch auf das Niveau mit E5 absenken lassen. Weiterhin wurden mit E85 bei höheren Lastpunkten erhöhte Schwärzungszahlen gemessen, welche auf eine noch nicht passende Auslegung der Düsengeometrie des Hochdruckinjektors für die Saugrohrgemischbildung im E85-Betrieb zurückzuführen sind. Alle gemessenen Werte lagen jedoch, mit FSN von  $\leq 0,2$  auf sehr niedrigem Niveau.



**Abbildung 7.35:** Vergleich der Emissionen über  $p_{me}$  im Zweistoffbetrieb mit den beiden Primärkraftstoffen E5 und E85

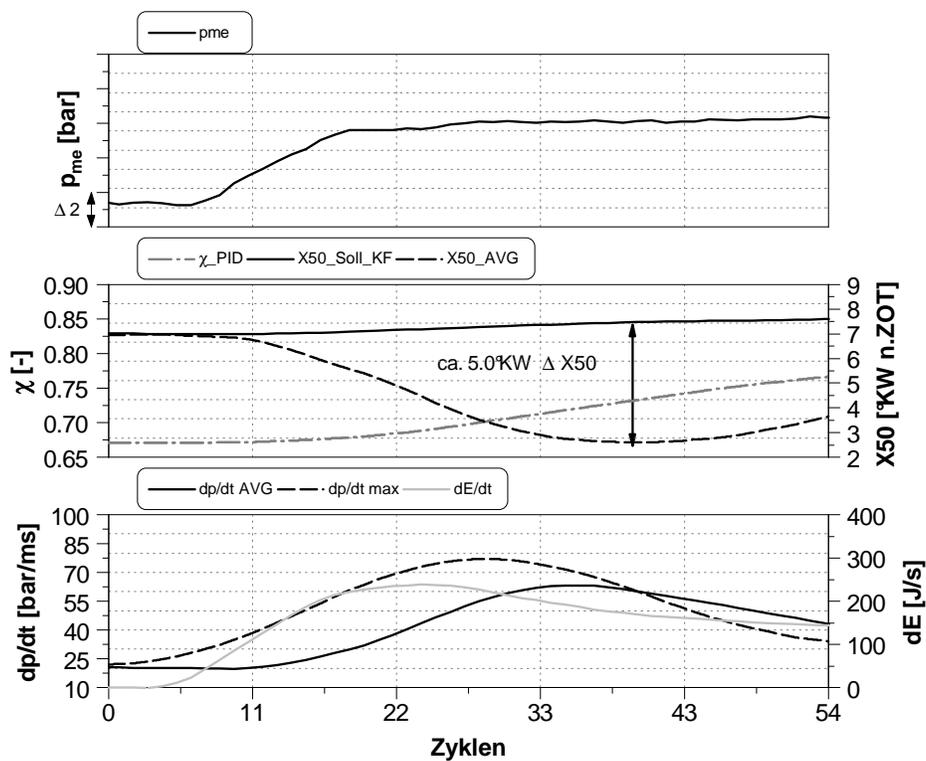
Für eine genauere Betrachtung der Partikelemissionen wird auf Kapitel 8.2.2 verwiesen. Ebenso wird auf die Emissionen HC- und CO-Emissionen in Kapitel 8.1.1 im Rahmen der Untersuchungen zum Einsatz eines Dieseloxydationskatalysators (DOC) weiter eingegangen.

#### 7.4 Ergebnisse der Untersuchungen des Motorreglers im Transientbetrieb

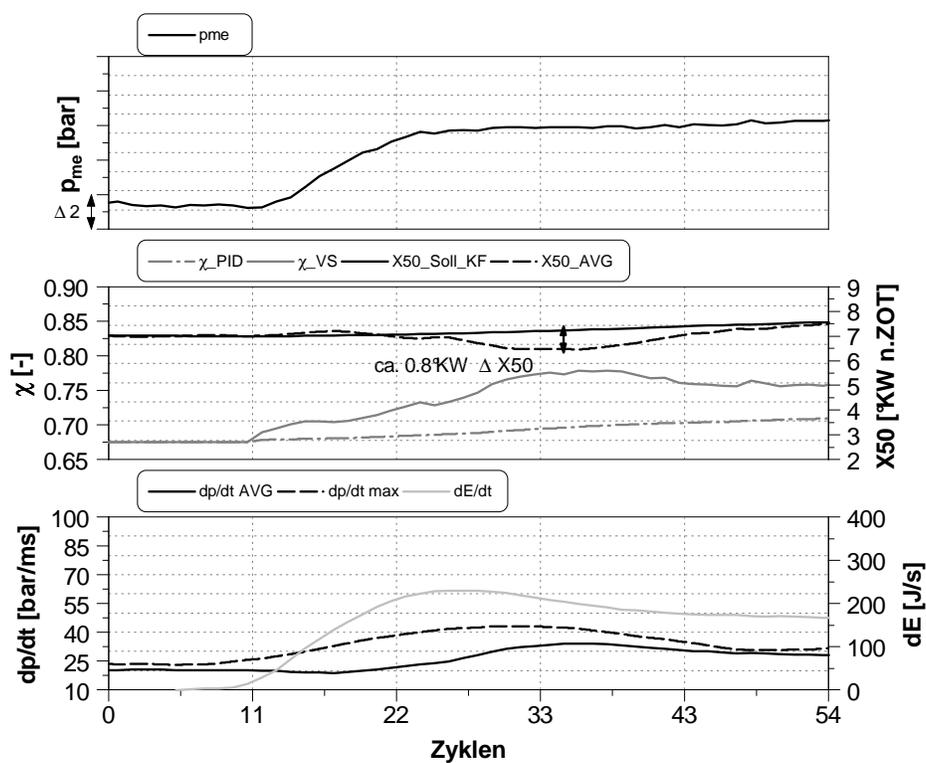
Nach den Untersuchungen im stationären Motorbetrieb mit E85 als Primärkraftstoff stellt sich die Frage nach der Verwendbarkeit des Motorreglers inklusive der Vorsteuerung bei transienten Vorgängen. Wie die vorangehenden Untersuchungen in Kapitel 7.2 zeigen, reagiert das Brennverfahren auch mit E85 auf die bekannten Verbrennungsteuergrößen, insbesondere auf  $\chi$  qualitativ in gleichem Maße wie mit E5. Alle weiteren Sollwerte müssen rein applikativ auf den E85-Betrieb angepasst werden. Die nachfolgend gezeigten Tests des Motorreglers zur Lastaufschaltung geben einen ersten Eindruck über die Verwendbarkeit der bisherigen Strategie zur Verbrennungssteuerung nach Kapitel 6.4 für den E85-Betrieb.

In Abbildung 7.36 ist eine Lastaufschaltung mit aktiver und inaktiver  $\chi$ -Vorsteuerung mit einem  $p_{me}$ -Gradienten von ca. 4 bar  $p_{me}$ /s beschrieben. Deutlich erkennbar zeigt sich in Abbildung 7.36a (a) die starke Abweichung der Verbrennungsschwerpunktlage vom Sollwert um ca. 5°KW bei gleichzeitig hohen Druckgradienten während der transienten Phase, wenn der Lastsprung ohne Aktivierung der  $\chi$ -Vorsteuerung erfolgt. Wird der gleiche Lastsprung mit aktiver  $\chi$ -Vorsteuerung wiederholt, kommt es nur zu einer geringen Verbrennungsschwerpunktabweichung (Abb. 7.36b). Der hier über alle sechs Zylinder gemittelte Verbrennungsschwerpunkt X50 folgt dem Sollwert. Als Folge sinkt auch die Motorbelastung durch den etwa halbierten maximalen Druckgradienten.

## 7.4 Ergebnisse der Untersuchungen des Motorreglers im Transientbetrieb



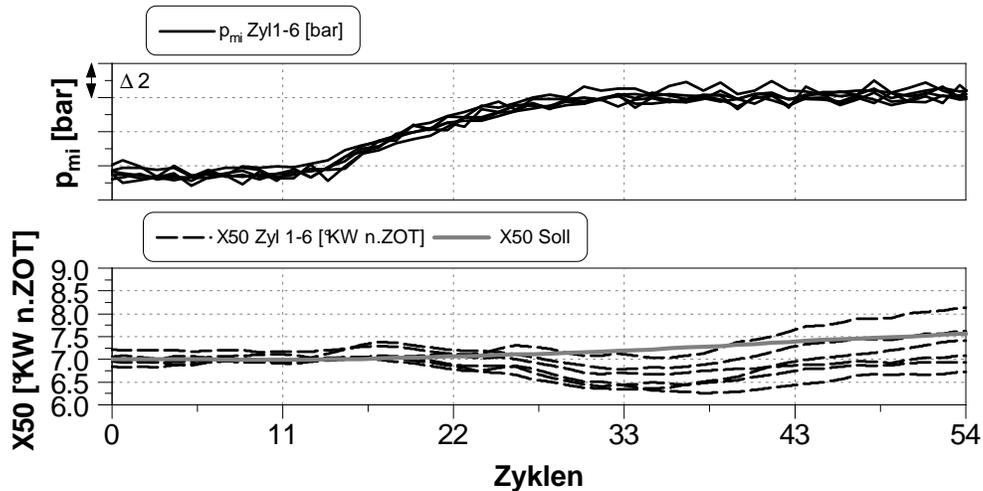
(a)  $\chi$ -Vorsteuerung inaktiv



(b)  $\chi$ -Vorsteuerung aktiv

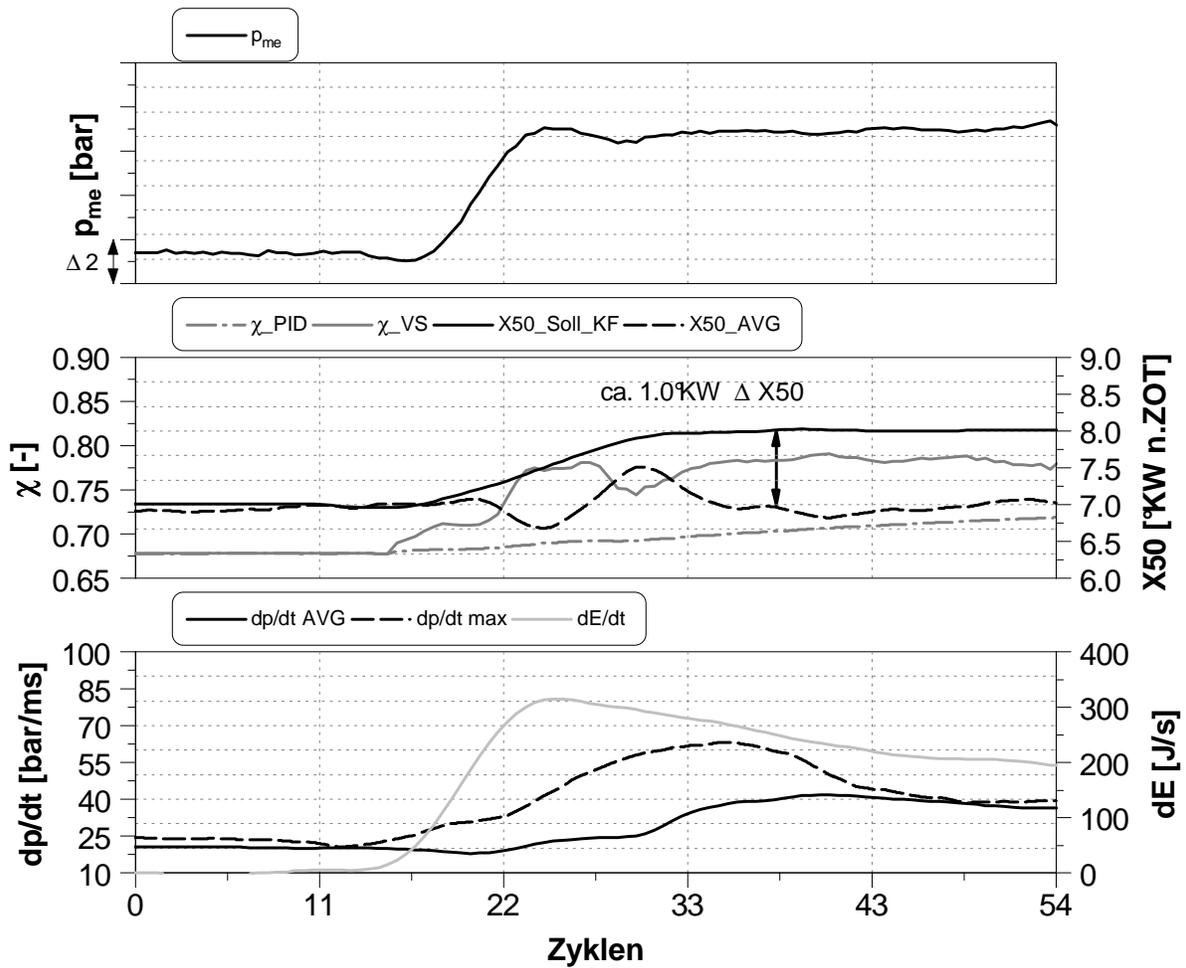
**Abbildung 7.36:** Vorsteuerung des Energieverhältnisses  $\chi$  inaktiv (a) und aktiv (b). Einfluss auf die Verbrennungsschwerpunktlage  $X50$  für eine Lastaufschaltung bei 1300 U/min im E85 Zweistoffbetrieb

Die Gaspfad-Vorsteuerung (Vgl. Kapitel 6.4.3) war in beiden Fällen gleichermaßen aktiv. Betrachtet man den Einfluss auf die einzelnen Zylinder, so lässt sich in Abbildung 7.37 an den indizierten Mitteldrücken und der Verbrennungsschwerpunktlage pro Zylinder erkennen, dass es nur zu geringen Abweichungen bei den einzelnen Zylindern während der Lastaufschaltung kommt.



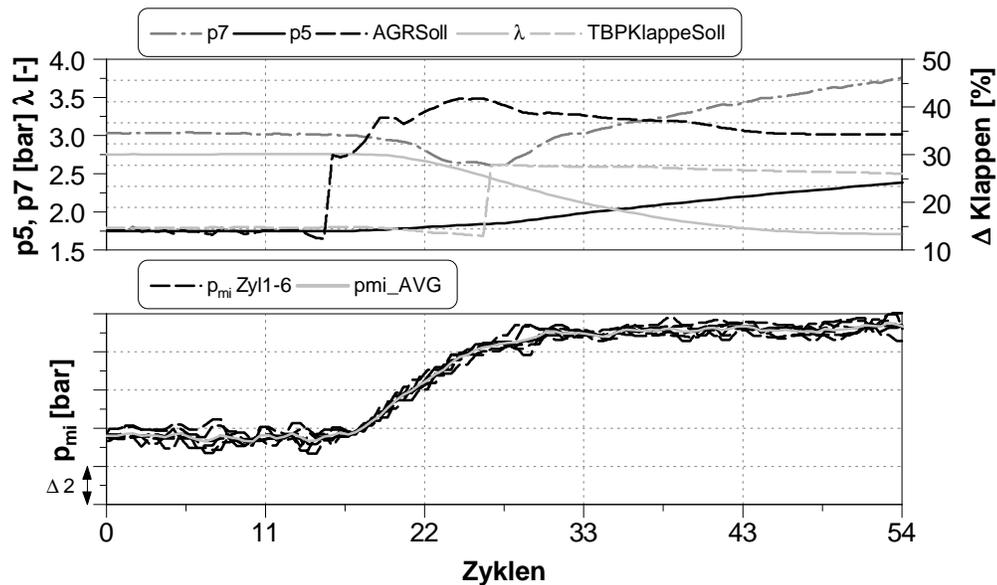
**Abbildung 7.37:** Indizierter Mitteldruck und Verbrennungsschwerpunktlage pro Zylinder während der Lastaufschaltung

Die größte Schwerpunktabweichung von etwa  $1^{\circ}\text{KW}$  ergibt sich nach ca. 38 Zyklen, zu diesem Zeitpunkt ist die Transientverstärkung der  $\chi$ -Vorsteuerung nicht mehr aktiv. Eine höhere Lastaufschaltung, beginnend vom gleichen Ausgangspunkt hinsichtlich Motorlast und Drehzahl, ist in Abbildung 7.38 gezeigt. Bei einer konstanten Drehzahl von  $1300 \text{ 1/min}$  ist hier eine Lastaufschaltung mit einem maximalen Gradienten von  $10 \text{ bar } p_{me}/\text{s}$  dargestellt. Es kommt hierbei während der transienten Phase zu einer maximalen Schwerpunktabweichung von lediglich  $1^{\circ}\text{KW}$ . Die beiden aktiven Vorsteuerfunktionen für den Gaspfad und  $\chi$  ermöglichen diese sehr geringe Sollwertabweichung des Verbrennungsschwerpunkts. Der Wert der  $\chi$ -Vorsteuerung ( $\chi\_VS$ ) ist in der Lage, sehr schnell auf die Sollwertabweichungen von X50 zu reagieren, was den  $\chi$ -Regler ( $\chi\_PID$ ) deutlich entlastet. Die Verbrennung reagiert ohne jegliche Aussetzer und mit einem maximalen Druckgradienten von unter  $65 \text{ bar/ms}$  mit einer für das Brennverfahren moderaten Motorbelastung.



**Abbildung 7.38:** Lastaufschaltung mit aktiver Vorsteuerung des Energieverhältnisses  $\chi$  und aktiver Gaspfadvorsteuerung bei 1300 U/min für E85 als Primärkraftstoff

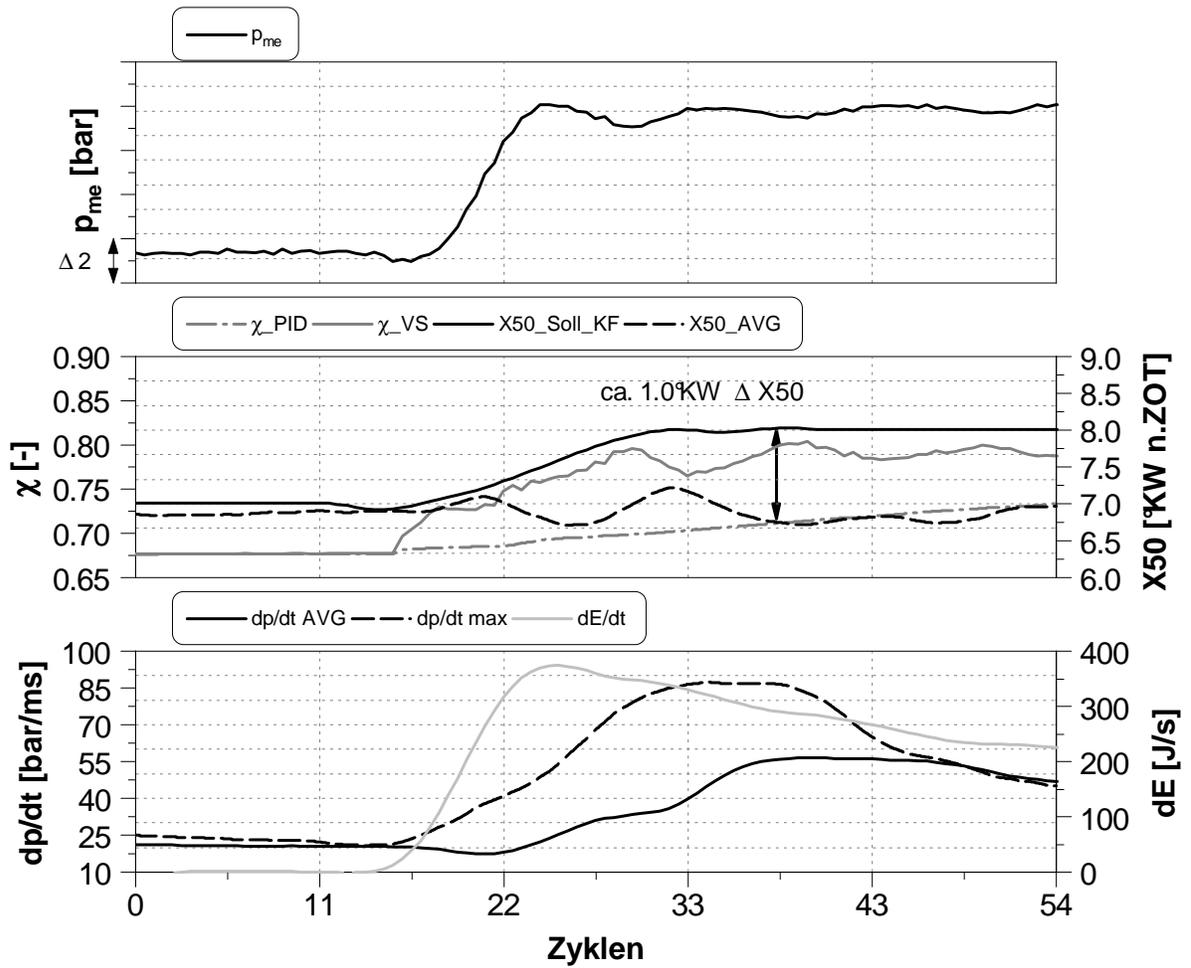
Die transiente Änderung der entsprechenden direkten Steuergrößen Luft-Kraftstoffverhältnis, AGR-Rate, respektive der Größen Abgasendruck  $p_7$  und Ladedruck  $p_5$  sind hierzu ergänzend in Abbildung 7.39 dargestellt.



**Abbildung 7.39:** Beispielhafte Steuergrößenänderung während einer Lastaufschaltung sowie Gleichstellung der Einzelzylinder

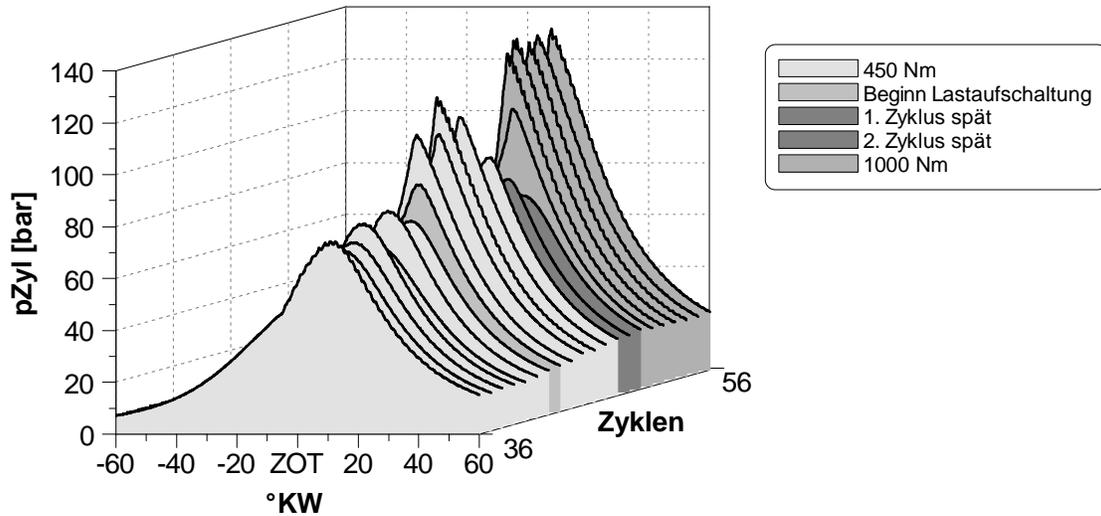
Entsprechend der beschriebenen Vorsteuerungen des Turbinenbypasses und der AGR-Klappe erfolgt nur ein geringes Absinken des Abgasdruckes  $p_7$  vor der Hochdruckturbinen. Die beiden Vorsteuerwerte (AGRSoll und TBPKlappeSoll) der Klappen sind hierzu auf der rechten y-Achse aufgetragen. Die Ladedruck- respektive die Luft-Kraftstoffverhältnis-Änderung erfolgt demzufolge sehr harmonisch über den Kennfeldbereich entsprechend der geänderten Sollwerte. Die indizierten Mitteldrücke je Zylinder weichen nur sehr gering voneinander ab. Der Einspritzzeitpunkt des Dieselkraftstoffs bleibt für diese Lastaufschaltung entsprechend dem applizierten Kennfeldwert identisch.

Abbildung 7.40 zeigt aus den abschließenden Transientuntersuchungen mit E85 einen Lastsprung bei einer Drehzahl von 1300 1/min. Die Last wird hier um 7 bar  $p_{me}$  gesteigert. Entsprechend der Charakteristik der Bremsenregelung ergibt sich ein maximaler  $p_{me}$ -Gradient für diesen Lastsprung von ca. 12 bar  $p_{me}/s$ , was für diesen Motor einer Drehmomentsteigerung von 1000 Nm/s entspricht. Mittels aktiver  $\chi$ - und Gaspfadvorsteuerung weicht der Umsatzzschwerpunkt X50 über den Lastsprung nur um ca. 1,5 °KW vom Sollwert ab. Die Motorbelastung in Form des Zylinderdruckgradienten erreicht während des Transientvorgangs mittlere Werte kleiner 65 bar/ms. Der ermittelte Maximalwert erhöht sich bis auf 86 bar/ms, liegt damit für diesen Motor aber noch unter dem definierten Grenzwert von 100 bar/ms.



**Abbildung 7.40:** Abschließend untersuchte Lastaufschaltung mit aktiver Vorsteuerung des Energieverhältnisses  $\chi$  und aktiver Gaspfadvorsteuerung bei 1300 U/min für E85 als Primärkraftstoff

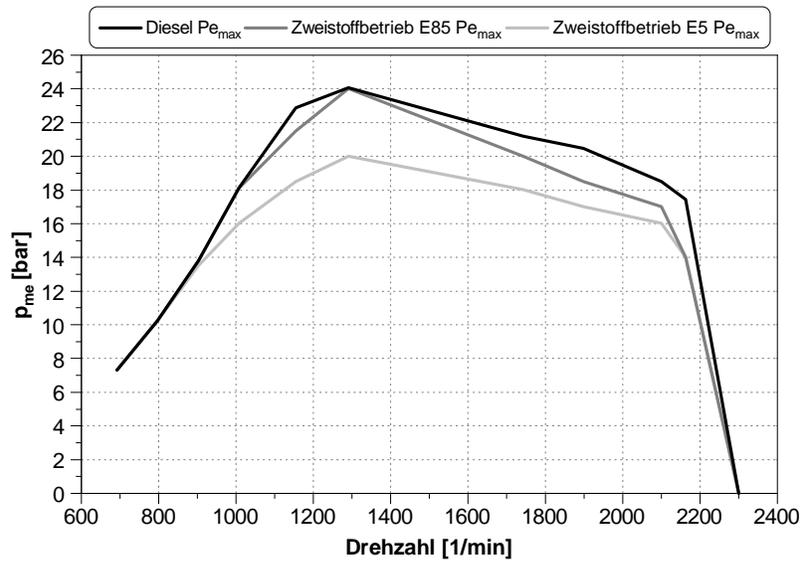
In Abbildung 7.41 sind exemplarisch für einen Zylinder die Einzelzyklen des Zylinderdruckverlaufs für diesen Transientvorgang dargestellt. Aus den insgesamt 24 dargestellten Zyklen lässt sich die Lastaufschaltung gut erkennen.



**Abbildung 7.41:** Einzelzyklendarstellung des Zylinderdrucks für die abschließend untersuchte Lastaufschaltung mit E85 als Primärkraftstoff

Die ersten 7 Zyklen befindet sich der Motor noch bei der Last von etwa 5 bar  $p_{me}$  bei ca. 70 bar Spitzendruck, nachdem im 8. Zyklus die Lastaufschaltung erkennbar wird (Beginn Lastaufschaltung). Die folgenden 5 Zyklen entsprechen den Zyklen 22 bis ca. 27 in Abbildung 7.40, in denen die Verbrennung aufgrund der Lastzunahme eine minimal frühere Schwerpunktlage einnimmt.  $\chi$  wird in der Folge weiter gesteigert und es ergeben sich zwei etwas spätere Verbrennungszyklen (s. Abb. 7.41). Abschließend wird die geforderte Last erreicht und die Einzelzyklen weisen keine nennenswerten Unterschiede mehr auf. Die Zykelschwankung liegt mit 3% auf einem sehr geringen Niveau.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass sich der hier untersuchte E85-Kraftstoff aufgrund der beschriebenen Kraftstoffeigenschaften sehr gut für dieses Brennverfahren eignet. Der Lastbereich kann bei deutlich geringerer Motorbelastung um bis zu 4 bar  $p_{me}$  im Drückpunkt bei 1300 1/min auf 24 bar  $p_{me}$  erweitert werden. Erfolgt eine Anpassung der Turbolader an den E85-Betrieb, ist die Vollastlinie eines Dieselmotors gleicher Baureihe darstellbar (Vgl. Abbildung 7.42).



**Abbildung 7.42:** Motorkennfeld mit dargestellter Vollastlinie für den jeweiligen Zweistoffbetrieb mit E5 und E85 im Vergleich zum Dieselpetrieb

Für eine Flexfuel-Anwendung mit ethanolhaltigen Kraftstoffen kann der Ethanolgehalt entweder über den Heizwert aus dem Heizverlauf zurückgerechnet werden, oder er wird aus dem Luft-Kraftstoffverhältnis bestimmt. Ein weiterer Ansatz ist es, den Ethanolgehalt im Kraftstoffpfad direkt mit einem Sensor zu erfassen. Hierzu existieren bereits serientaugliche Anwendungen, wie beispielsweise in [28] beschrieben. Basierend auf der Änderung der Dielektrizität des Kraftstoffs wird über den Sensor der Ethanolgehalt bestimmt.



## 8 Abgasnachbehandlung

Im Allgemeinen ergeben sich mit homogenen mageren Niedertemperatur-Brennverfahren, neben den sehr geringen  $NO_x$ - und Rußemissionen, höhere Emissionen unverbrannter Verbrennungsprodukte wie Kohlenwasserstoffe und Kohlenstoffmonoxid. Speziell im unteren Teillastbereich findet die vollständige Verdampfung des Kraftstoffs sowie die Nachoxidation beider Schadstoffkomponenten im Brennraum aufgrund der niedrigen Temperaturen nicht ausreichend statt. Aus den Ergebnissen in Kapitel 5.1 ist zu entnehmen, dass es einer Abgasnachbehandlung der HC- und CO-Emissionen für das vorgestellte Zweistoffbrennverfahren bedarf, um die entsprechenden C1-Zyklusgrenzwerte US EPA Tier IV final<sup>4</sup> einzuhalten. Im folgenden Kapitel wird als Abgasnachbehandlungssystem für dieses Brennverfahren ein Dieseloxydationskatalysator (DOC) in den relevanten C1-Testzykluspunkten im Betrieb mit E5 und E85 untersucht. Begründet durch die niedrigen Abgastemperaturen stellt insbesondere die Anspringtemperatur (Light-Off-Temperatur) zur Konvertierung der HC- und CO-Abgasbestandteile im Teillastbetrieb und vor allem im Leerlauf eine Herausforderung dar.

Des Weiteren werden im folgenden Kapitel 8.2.2 erste Ergebnisse mit E5 und E85 zur erweiterten Rußemissionsmessung mittels eines EEPS<sup>5</sup> Partikelmessgerätes vorgestellt. Es ermöglicht die Bestimmung der Partikelgrößenverteilung und der Partikelgesamtkonzentration.

### 8.1 Dieseloxydationskatalysator

Bei einem Dieseloxydationskatalysator besteht der Katalysatorkörper aus einer keramischen oder metallischen Wabenstruktur, in welcher das Abgas durch dünne Kanäle geleitet wird. Die Kanalwände bestehen aus einer Metallträgerstruktur, die mit einer edelmetallhaltigen Katalysatorschicht, dem sogenannten Washcoat, überzogen ist. Beim Durchströmen des Katalysatorkörpers gelangen die zu oxidierenden Komponenten des Abgases durch Diffusion an diese Katalysatorschicht und werden dort oxidiert. Die wesentlichen Einflussgrößen auf den Umsatz eines Katalysators sind allgemein nach [60]:

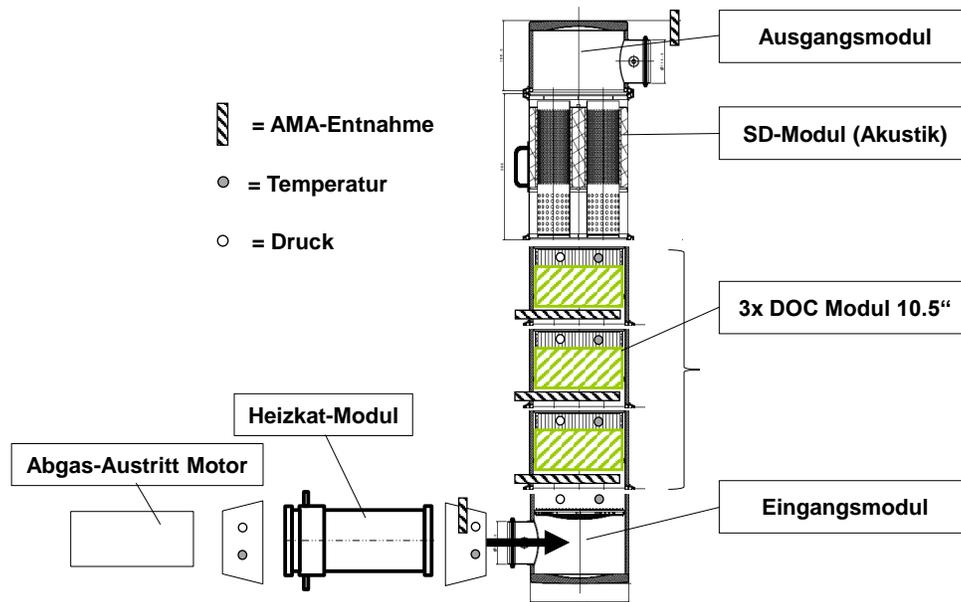
- Aktivität der Katalysatorbeschichtung (Menge und Art)
- Größe und innere Geometrie des Katalysators, damit verbunden die Verweildauer des Gases bzw. die Raumgeschwindigkeit
- Katalysatortemperatur, möglichst motornaher Einbau
- Konzentration der Reaktionspartner

Der hier verwendete Dieseloxydationskatalysator besteht insgesamt aus drei Katalysatormodulen. Abbildung 8.1 zeigt dessen schematischen Aufbau. In den durchgeführten DOC-Testreihen wurden mehrere frische und gealterte edelmetallhaltigen Katalysatorbeschichtungen untersucht, wobei die

---

<sup>4</sup>gültig ab 2014

<sup>5</sup>Engine Exhaust Particle Sizer



**Abbildung 8.1:** Schematischer Aufbau des verwendeten Dieseloxydationskatalysators [MTU]

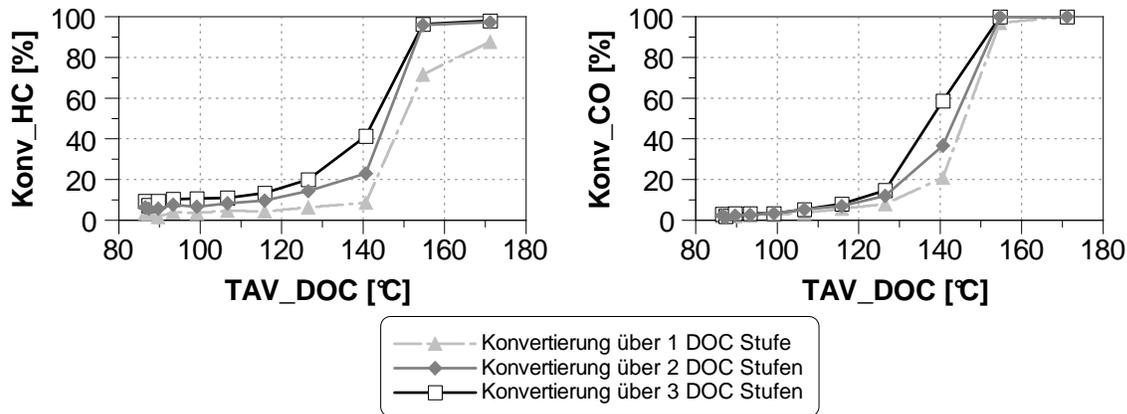
nachfolgend gezeigten Untersuchungsergebnisse alle mit einer nicht gealterten Beschichtung durchgeführt wurden. Für den DOC ergeben sich im Leerlauf Raumgeschwindigkeiten von  $SV=28000$  1/h pro Modul und  $SV=9333$  1/h für die ganze DOC-Einheit (3 Module).

Um ein besseres Verständnis für die Konvertierung der einzelnen Stufen in Abhängigkeit von der Abgastemperatur zu bekommen, wurde mittels eines elektrischen Heizkats (E-KAT) die Abgastemperatur vor DOC variiert und die Konvertierung für die DOC-Technologie im Leerlauf bestimmt. Die Betriebsparameter des hier untersuchten Leerlaufpunkts im reinen Dieselpetrieb sind in Tabelle 8.1 aufgeführt .

Drehzahl	[1/min]	700
BOI Haupteinspritzung	[°KW v.ZOT]	6
Anzahl Voreinspritzung	[-]	1
Abgastemperatur	[°C]	100
Kühlwassertemperatur	[°C]	60

**Tabelle 8.1:** Betriebsparameter der Leerlaufuntersuchungen mit dem elektrischen Heizkatalysator (E-KAT)

Die Konvertierungsraten der HC- und CO-Emissionen über die einzelnen Katalysatorstufen sind in Abbildung 8.2 in Abhängigkeit der Abgastemperatur vor DOC-Eintritt (TAV\_DOC) dargestellt. Von besonderer Bedeutung ist die Light-Off Temperatur des Katalysators, bei der ein Umsatz von 50% im DOC erfolgt. Die Light-Off-Temperatur ergibt sich bei ca. 145°C für die CO-Konvertierung und bei ca. 150°C für die HC-Konvertierung. Ab einer Abgastemperatur von 152°C werden die emit-



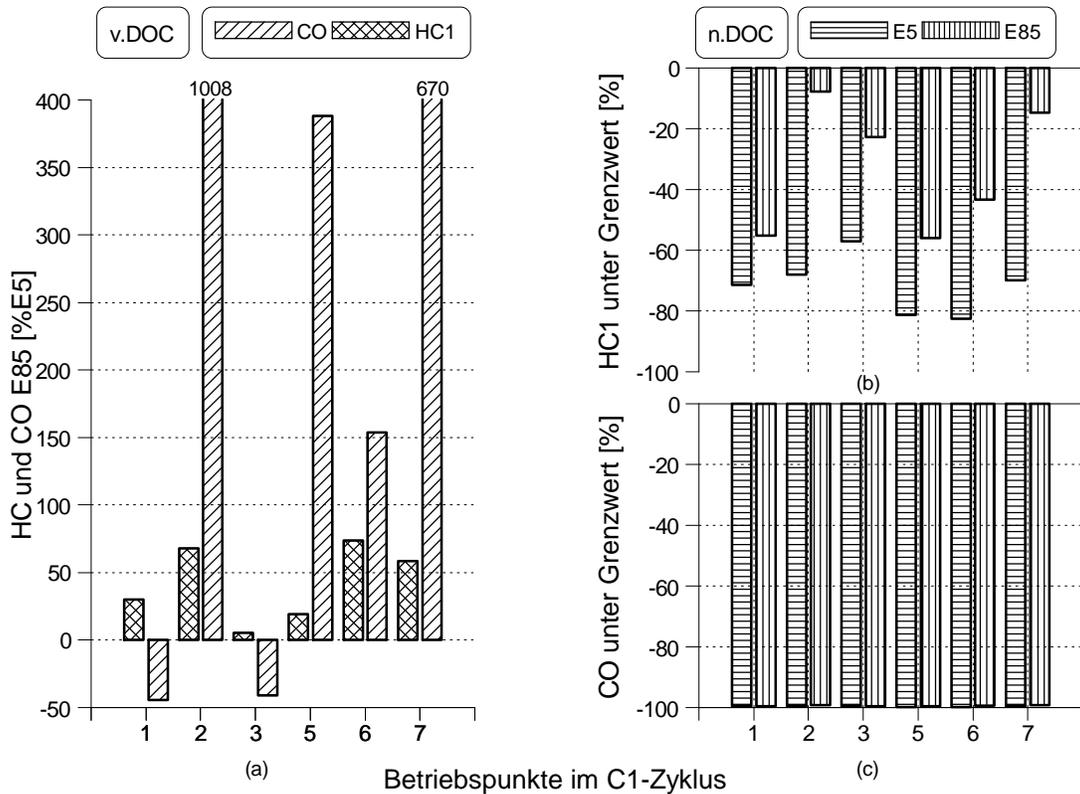
**Abbildung 8.2:** Konvertierung der HC- und CO-Emissionen über die einzelnen Stufen des Dieseloxidationskatalysators DOC

tierten Kohlenmonoxide schon in der ersten Stufe nahezu vollständig oxidiert mit Umsätzen von  $>82\%$ . Für die HC-Konvertierung ist dies bei gleicher Temperatur erst nach der zweiten Katalysatorstufe der Fall. Bei ca.  $140^\circ\text{C}$  werden die CO-Emissionen in der ersten Stufe zu  $20\%$  umgesetzt, für die gleiche Konvertierungsrate sind für die HC-Emissionen unter diesen Betriebsbedingungen wieder zwei DOC-Stufen notwendig. Unter  $140^\circ\text{C}$  Abgastemperatur vor DOC findet für beide Emissionsbestandteile über alle drei Katalysatorstufen nur eine Konvertierung von weniger als  $20\%$  statt. Wie erwartet erfolgt der Umsatz der CO-Emissionen schon bei geringeren Temperaturen im Vergleich zur Konvertierung der HC-Emissionen. Dies hängt im Wesentlichen von der Zusammensetzung der Kohlenwasserstoffe ab. Methan wird erst bei sehr hohen Temperaturen umgesetzt, während kurzkettige Alkene bereits bei niedrigen Temperaturen reagieren [60]. Die bei der Oxidation frei werdende Reaktionswärme wird erst bei höherem Umsatz deutlich und begünstigt die Umsetzung der nachfolgenden Stufen. Für den verwendeten DOC und die beschriebene LeerlaufEinstellung wird eine Abgastemperatur von  $>150^\circ\text{C}$  und mindestens zwei DOC-Module benötigt, wenn ein HC- und CO-Umsatz von  $>90\%$  erreicht werden soll.

Weiterhin existieren sowohl für Dieselmotoren als auch für Ottomotoren mehrere Strategien, um die Abgastemperatur für das entsprechende Abgasnachbehandlungssystem anzuheben, um beispielsweise die Light-Off-Temperatur eines Katalysators schneller zu erreichen. Eine Möglichkeit mit geringem Kraftstoffverbrauchs-nachteil, wie es sich in der Regel bei Konzepten mit Nacheinspritzung oder einer späten Verbrennungslage ergibt, besteht über Variabilitäten im Ventiltrieb. So wurde beispielsweise in [15] an einem Einzylinder Dieselmotor durch ein frühes Öffnen der Auslassventile eine Abgastemperaturerhöhung von  $80\text{K}$  erzielt.

### 8.1.1 DOC-Konvertierung im C1-Zyklus

Die DOC-Technologie wurde mit beiden Primärkraftstoffen in verschiedenen Lastpunkten im Zweistoffbetrieb untersucht. Abbildung 8.3 (a) zeigt die HC- und CO-Emissionen für die mit E85 gemessenen Betriebspunkte im C1-Zyklus prozentual bezogen auf die jeweiligen E5- Emissionswerte vor den drei Stufen des DOC. Für beide Emissionsbestandteile liegen die E85-Messwerte deutlich über denen von E5, außer für die Zykluspunkte C1-1 und C1-3.



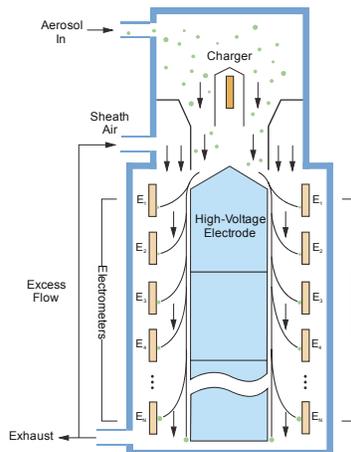
**Abbildung 8.3:** Vergleich der HC- und CO-Emissionen für verschiedene C1-Zykluspunkte. Prozentuale Darstellung mit E5-Werten als Basis (a) sowie prozentualer Grenzwertvergleich (b) und (c) für den Zweistoffbetrieb mit den beiden Primärkraftstoffen E5 und E85

Nimmt man eine Betrachtung der HC- und CO-Emissionen in einzelnen Zykluspunkten für den E5- und E85-Betrieb vor, ergeben sich die in Abbildung 8.3(b) und (c) dargestellten Werte in Prozent zu den jeweiligen Grenzwerten. Für beide Emissionsbestandteile können mit einem Dieseloxydationskatalysator die Grenzwerte Tier IV final eingehalten werden. Es ist möglich, über die drei untersuchten DOC-Stufen eine Konvertierung innerhalb der Zyklusgrenzwerte für die HC- (Abb. 8.3(b)) und CO- (Abb. 8.3(c)) Emissionsbestandteile (HC 0,19 g/kWh und CO 3,5 g/kWh [62]) zu erreichen.

## 8.2 Untersuchung der Partikelemissionen mit EEPS

### 8.2.1 Partikelmesstechnik

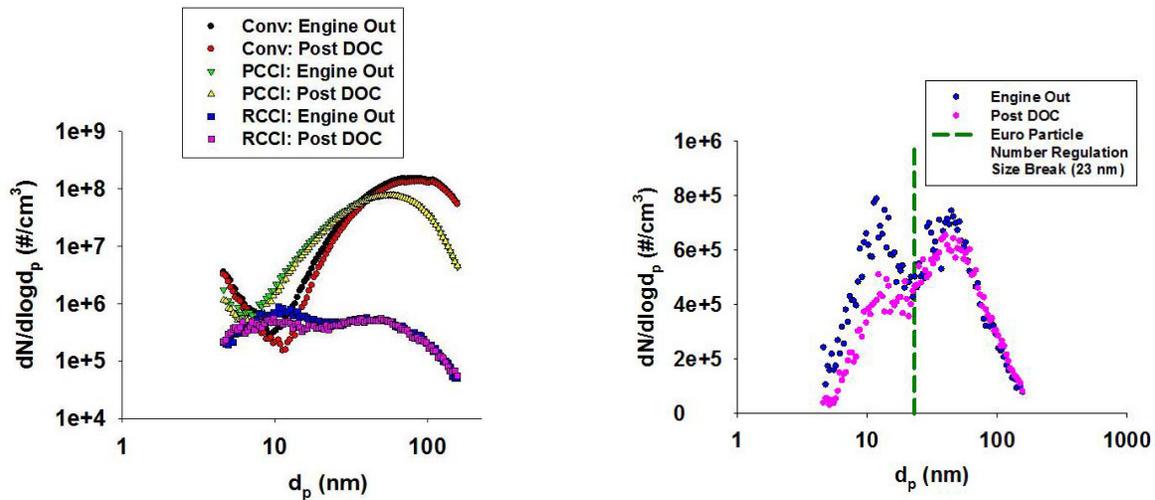
Neben den in den Kapiteln 5.1 und 7.2 beschriebenen sehr geringen Schwärzungszahlen im Zweistoffbetrieb wurde zur genaueren Betrachtung die Anzahl und Größenverteilung der Rußpartikel im Abgas mit einem EEPS 3090 der Firma TSI bestimmt. Dieses Gerät erfasst mit einer Frequenz von 10 Hz Partikel mit einem aerodynamischen Durchmesser von 5,6 bis 560 nm, eingeteilt in 32 Größenklassen. Die Partikel des Abgases werden im Messgerät elektrisch positiv geladen und entsprechend ihrer elektrischen Mobilität in Abhängigkeit der elektrischen Ladung und des Durchmessers in einem elektrischen Feld auf hintereinander angeordnete Messelektroden abgelenkt (siehe Abb. 8.4).



**Abbildung 8.4:** Prinzipskizze des verwendeten Partikelmessgerätes EEPS [87]

Um die Partikelkonzentration im Messgas auf ein für das EEPS geeignetes Niveau zu reduzieren und die Erfassung von unerwünschten Kondensaten auszuschließen ist dem EEPS eine zweistufige, beheizte Verdünnungseinheit ASET15-1/ MD19-3E der Firma Matter Engineering AG vorgeschaltet.

Erste Untersuchungen zur Bestimmung der Partikelgröße und Partikelverteilung für ein solches Zweistoffbrennverfahren sind beispielsweise von PRIKHODKO ET AL. in [69] und von KOLODZIEJ ET AL. in [47] zu finden. In den Untersuchungen von Prikhodko wurde im RCCI-Betrieb für eine konstante Kraftstoffaufteilung (Benzin/Diesel: 80/20) mit einem SMPS-Partikelmessgerät die Partikelgrößenverteilung bestimmt. Des Weiteren wurde die Partikelmasse gravimetrisch gemessen und die Partikelzusammensetzung anschließend chemisch analysiert. Hierbei wurden im RCCI-Betrieb kleinere und weniger Partikel verglichen zum Diesel- und PCCI-Betrieb gemessen. Weiterhin zeigte sich für die Partikel im RCCI-Betrieb eine bimodale Verteilung der Partikelgröße mit Maxima bei ca. 10 und 60 nm (Vgl. Abb.8.5). Mit dem in [69] verwendeten SMPS-Messgerät wurden jedoch nur Partikel bis zu einer maximalen Größe von 157 nm erfasst, so dass eine Betrachtung mit erweiterter Messtechnik für größere Partikeldurchmesser als sinnvoll erachtet wurde. Bezüglich ihrer chemischen Beschaffenheit wurden ebenso Unterschiede bei den Partikeln im Vergleich zu denen im Dieselbetrieb und PCCI Betrieb emittierten festgestellt. Die verwendeten Filter weisen im RCCI-Betrieb keinerlei



(a) Partikelgrößenverteilung für drei verschiedene Brennverfahren vor und nach DOC

(b) RCCI-Partikelgrößenverteilung vor und nach DOC

**Abbildung 8.5:** Vergleich der Partikelverteilung für drei unterschiedliche Brennverfahren [69]

erkennbare Schwärzung aus elementarem Kohlenstoff auf, so dass vermutlich die Hauptbestandteile der im RCCI-Betrieb emittierten Partikel aus Kohlenwasserstoffaerosolen und organischen Kohlenstoffverbindungen bestehen. Wurden die Partikel nach DOC entnommen, zeigte sich, dass mit dem verwendeten DOC HC-Partikel im Nukleationsbereich am DOC teilweise umgesetzt werden können.

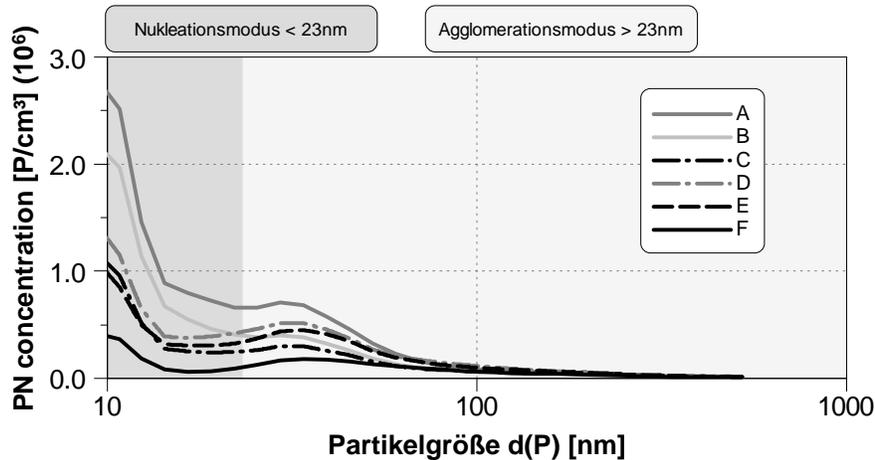
KOŁODZIEJ ET AL. konnten in [47] die bimodale Partikelgrößenverteilung nach [69] mit einem EEPS Gerät 3090 und einer Vorverdünnungseinheit an einem Einzylinder Heavy-Duty Forschungsmotor bestätigen. Sie untersuchten im Betrieb mit RCCI vier verschiedene Mengenaufteilungen der Gesamtenergie mit Otto- und Dieselmotorkraftstoff. Ebenso wurde der Ansteuerbeginn der Ottokraftstoffeinspritzung variiert. Beide Kraftstoffe wurden direkt in den Brennraum eingespritzt. Ein Einfluss des SOI der Ottokraftstoffeinspritzung auf die gemessenen Partikelemissionen wurde hierbei nur teilweise beobachtet. Des Weiteren hatte in den Untersuchungen ein geringerer Dieselanteil auch eine geringere Partikelkonzentration zur Folge.

In [1] wird von Partikelmessungen mit E85 im RCCI-Betrieb berichtet. Mit Ethanolmischungen wurde im Vergleich zu einem Referenzkraftstoff eine geringere Partikelanzahl gemessen. Mit Ethanol Mischkraftstoffen wurden höhere organische Anteile bei den Partikeln ermittelt.

### 8.2.2 Versuchsergebnisse

Die Partikelmesswerte für die mit E5 und E85 untersuchten Dual-Fuel Lastpunkte sind nachfolgend in Form von Größenspektren und Partikelgesamtkonzentrationen aufgetragen. Die Messergebnisse sind über mehrere Einzelmessungen je Lastpunkt gemittelt. Angemerkt sei an dieser Stelle, dass sich die Gemischbildung im Saugrohr für die beiden Primärkraftstoffe unterscheidet (vgl. Tab. 4.1) und somit eine exakte Vergleichbarkeit nicht gegeben ist. Beide Darstellungen der Lastpunkte zeigen

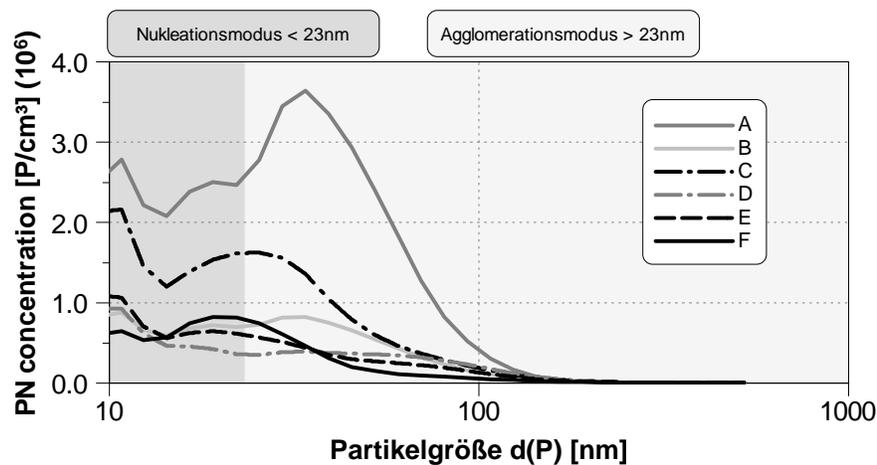
einen Last- und Drehzahleinfluss und sollen als erste Bestandsaufnahme zu den Partikelemissionen bei diesen Brennverfahren mit den beiden untersuchten Primärkraftstoffen E5 und E85 dienen, da in der Literatur vergleichbare Messergebnisse bisher kaum vorliegen.



**Abbildung 8.6:** Partikelgrößenverteilung für verschiedene Zweistoffbetrieb-Lastpunkte mit E5 als Primärkraftstoff

Betrachtet man in Abbildung 8.6 nur den für die EU-Regulierung relevanten Partikelgrößenbereich von größer als 23 nm im Agglomerationsmodus, ist die maximale Konzentration für alle Lastpunkte im E5-Betrieb bei einer Partikelgröße von ca. 35 nm zu finden. Die Lastpunkte untereinander unterscheiden sich sowohl im E5- Betrieb als auch mit E85 in der gemessenen Partikelkonzentration deutlich. Generell zeigte sich mit E5 bei den hohen Lastpunkten A, D und E eine höhere Partikelgesamtkonzentration als bei den Lastpunkten B, C und F (Abb. 8.6). Die höheren Lastpunkte werden mit deutlich höheren AGR-Raten und mit einem Luft-Kraftstoffverhältnis von nahezu 1 betrieben. Dies führt zu einem geringeren Angebot an Restsauerstoff und zu einem abgesenkten Temperaturniveau, was die Nachoxidation erschwert. Die für die höhere Last benötigte Kraftstoffmasse liegt eventuell nicht mehr gänzlich homogen vor, was eventuell auch als Ursache für die höheren Partikelkonzentrationen gesehen werden kann.

Mit E85 zeigt sich nach Abbildung 8.7 verglichen zum E5-Betrieb eine tendenziell höhere Partikelemission, speziell bei den Punkten A und C. Ebenso ist das Größenspektrum hin zu etwas kleineren Partikel verschoben und die Maxima im Agglomerationsmodus finden sich in einem Bereich von 25-35 nm Partikelgröße mit einer im Vergleich zum E5-Betrieb höheren Konzentration für die Lastpunkte A und C.



**Abbildung 8.7:** Partikelgrößenverteilung für verschiedene Zweistoffbetrieb-Lastpunkte mit E85 als Primärkraftstoff

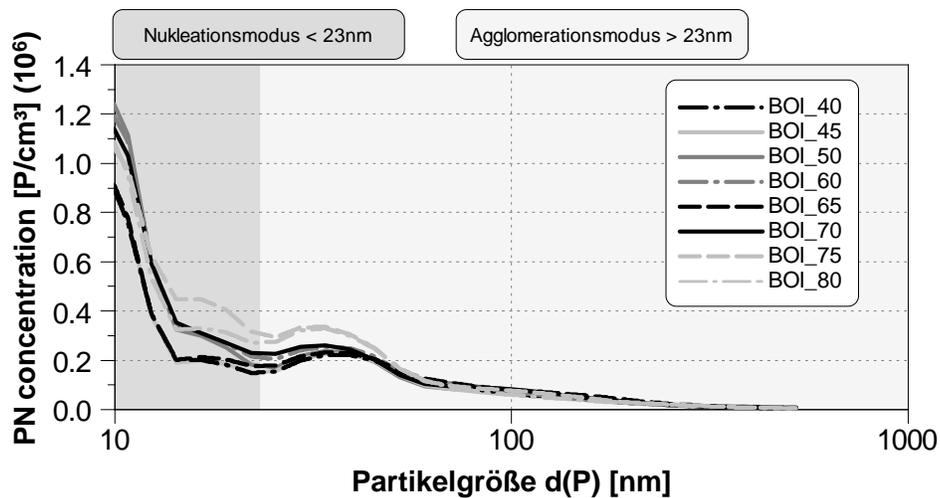
Betrachtet man die Gesamtkonzentration (TC) aufsummiert über die Partikelgrößen in Tabelle 8.2, ist für beide Primärkraftstoffe ein deutlicher Unterschied mit höheren Partikelkonzentrationen im E85-Betrieb erkennbar. Vernachlässigt man die Partikelgrößen  $< 23\text{nm}$  für die Betrachtung der Gesamtkonzentration, liegen die E5-Werte für alle gemessenen Zykluspunkte unter 5 Mio Partikel/cm<sup>3</sup>. Diese Schwelle wird auch im E85-Betrieb mit den Punkten im niedrigen Lastbereich, in den Lastpunkten D, E, und F unterschritten.

Die größte Gesamtkonzentration wird mit beiden Kraftstoffen für den Zykluspunkt A gemessen, was eventuell auf die deutlich geringere Gemischbildungszeit für die in diesem Hochlastpunkt große eingebrachte Kraftstoffmasse, speziell im E85- Betrieb, zurückzuführen ist. Vergleicht man die Unterschiede E5 zu E85 in der Gesamtpartikelkonzentration (TC), wurden mit E85 in den Lastpunkten A, B und C deutlich höhere Konzentrationen gemessen. Für die Punkte A im E85-Betrieb wurden ebenso erhöhte Schwärzungszahlen ( $FSN=0,123$ ) gemessen. Die Ursache hierfür wird aktuell in einer unzureichenden Saugrohrgemischbildung, insbesondere bei den längeren Haltezeiten mit E85 hin zu höheren Lastpunkten gesehen. Es besteht somit weiteres Potential zur Verbesserung der Gemischbildung der Hochdrucksaugrohreinspritzung mit E85 durch ein verbessertes Spray-Targeting. Stellt man für die beiden Kraftstoffe die chemischen Eigenschaften zur Partikelbildung gegenüber, so ist mit E85 einerseits aufgrund des Sauerstoffatoms im Ethanolmolekül eine bessere Voraussetzung zur Rußoxidation gegeben (vgl. Tab. 4.2). Andererseits weist E85 eine sehr hohe Verdampfungsenthalpie auf. Das Gemisch wird während der Einspritzung stark abgekühlt und es kann zu lokal fetten inhomogenen Bereichen kommen, die die Rußbildung begünstigen. Tabelle 8.2 gibt zusammenfassend eine Gegenüberstellung sowie den faktoriellen Unterschied der Gesamtpartikelkonzentration größer 23 nm wieder.

Lastpunkt	Gesamtpartikelkonzentration (TC)		Verhältnis (TC)
	E5 [P/cm <sup>3</sup> ] (10 <sup>6</sup> )	E85 [P/cm <sup>3</sup> ] (10 <sup>6</sup> )	E85/E5 [-]
A	4,42	23,57	5,33
B	2,66	5,70	2,14
C	2,21	8,67	3,92
D	3,77	3,84	1,02
E	3,33	3,50	1,05
F	1,58	2,93	1,85

**Tabelle 8.2:** Vergleich der Gesamtpartikelkonzentration (TC) >23nm in den einzelnen Lastpunkten

Abbildung 8.8 zeigt ergänzend die Ergebnisse einer Variation des Ansteuerbeginns BOI der Diesel-Piloteinspritzung für den Betriebspunkt F mit E5 um ein Variations-Intervall von 40 Grad Kurbelwinkel. Es lassen sich für diese Steuergröße nur sehr geringe Unterschiede in der Größenverteilung erkennen. Leicht höhere Werte sind für sehr frühe Ansteuerbeginne wie 70-80°KW v. ZOT zu beobachten. Generell liegt die eingespritzte Dieselmenge im Bereich von BOI 40-80 °KW v.ZOT nicht geschichtet vor und es kommt somit nicht zur Ausbildung fetter Gemischbereiche als eventuelle Ursache für erhöhte Partikelemissionen.



**Abbildung 8.8:** Partikelgrößenverteilung für eine Variation des Dieseleinspritzbeginns BOI bei einem Lastpunkt 1300 1/min und 10bar  $p_{me}$



## 9 Zusammenfassung und Ausblick

In der hier gezeigten Arbeit wurde ein kinetisch kontrolliertes Niedertemperatur-Zweistoffbrennverfahren für zwei verschiedene Primärkraftstoffe an einem Nutzfahrzeug-Mehrzylindermotor untersucht. Der zündunwillige Primärkraftstoff liegt hierbei weitestgehend homogen vor, wobei die geringe Menge eines zündwilligen Kraftstoffs mittels Piloteinspritzung die Selbstzündungsbedingungen anhebt und als eine Art Katalysator wirkt. Der Einfluss auf die Wärmefreisetzung und Emissionen einzelner Verbrennungskenngrößen wurde anhand von thermodynamischen Messungen aufgezeigt. Das Brennverfahren ist innermotorisch durch sehr geringe Stickoxid- und Rußemissionen gekennzeichnet und die HC- und CO-Emissionen können über einen Dieseloxydationskatalysator nachoxidiert werden. Des Weiteren wurden erste Partikelmessungen im Zweistoffbetrieb durchgeführt, um die geringen Rußemissionen weiter zu quantifizieren.

In einem ersten Schritt konnte die Übertragbarkeit des Brennverfahrens auf einen Vollmotor aufgezeigt werden. Basierend auf der Messdatenbasis der thermodynamischen Messungen wurde ein Verbrennungsregelungskonzept inklusive modellbasierter Vorsteuerung für dieses Brennverfahren umgesetzt. Das Regelungskonzept erlaubt es, über die Aufteilung der zugeführten Gesamtenergie der beiden verwendeten Kraftstoffe in Kombination mit einer zylinderdruckbasierten Verbrennungsregelung sehr große Motorkennfeldbereiche mit diesem Brennverfahren abzudecken. Mit der beschriebenen Verbrennungsregelungsstrategie wurde auch ein erster transienter Motorbetrieb realisiert. Modellbasierte prädiktive Steuerungs- und Regelungsstrukturen bieten einen Ansatz, eine sichere Verbrennungsregelung für solche Brennverfahren zu ermöglichen.

Erste Messungen zeigen ebenso die Anwendbarkeit des Brennverfahrens mit ethanolhaltigen Kraftstoffen unter der Verwendung gleicher Verbrennungsregler- und Steuerstrukturen. Inwieweit eine Interpolation zwischen einzelnen Steuergrößenkennfeldern bezüglich unterschiedlicher Primärkraftstoffe oder eine modellbasierte Struktur, welche auf den veränderlichen Ethanolgehalt reagiert, sinnvoll ist, sollte weiter untersucht werden. Für eine Flexfuel-Anwendung erscheint jedoch die Heizwerterkennung des Primärkraftstoffs als notwendig. Im Betrieb mit E85 als Primärkraftstoff konnte die Motorbelastung deutlich gesenkt werden und die maximale Leistung des vergleichbaren Aggregats im Dieselmotorbetrieb dargestellt werden.

Über eine Anpassung der Kolben und Spritzlochgeometrie des Dieselmotors kann in weiteren Untersuchungen die Verbrennung im reinen Dieselmotorbetrieb für die unteren Teillastbereiche weiter verbessert werden. Mittels CFD-Rechnungen kann zusätzlich eine Abstimmung der Luftströmung im Brennraum und der Einspritzgeometrie zur innermotorischen Senkung der HC- und CO-Emissionen erfolgen. Mit Hilfe der Simulation könnte darüber hinaus die Schichtung/Verteilung der Gebiete mit erhöhter Selbstzündungsneigung und die Temperaturverteilung im Brennraum, insbesondere für die Kraftstoffkombination E85/Diesel, identifiziert werden und in die weitere Brennverfahrensentwicklung einfließen.

**Literatur**

- [1] *Fuel-Neutral Studies of Particulate Matter Transport Emissions*. Pacific Northwest National Laboratory, 2012 . – Project ID: ACE056
- [2] ADAM, B.; DEMPSEY, N.; WALKER, R. ; REITZ, R.: Effect of Piston Bowl Geometry on Dual Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) in a Light-Duty Engine Operated with Gasoline/Diesel and Methanol/Diesel. In: *SAE 2013-01-0264* (2013)
- [3] AL., B. J.: Close to Stoichiometric Partially Premixed Combustion the Benefit of Ethanol in Comparison to Conventional Fuels. In: *SAE Worldcongress Paper DRAFT* (2013)
- [4] AZIMOV, U.; TOMITA, E. ; KAWAHARA, N.: Ignition, Combustion and Exhaust Emission Characteristics of Micro-pilot Ignited Dual-Fuel Engine Operated under PREMIER Combustion Mode. In: *JSAE 2011-01-1764* (2011)
- [5] BACH, F.; HAMPE, C.; SAUER, C.; WAGNER, U. ; SPICHER, U.: Low Temperature Gasoline combustion with Diesel micro-pilot injection in a six-cylinder heavy duty engine. In: *Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, ASME* (2012)
- [6] BAUMGARTEN, Carsten: *Mixture formation in internal combustion engines*. Berlin : Springer, 2006 (Heat and mass transfer). – ISBN 3–540–30835–0; 978–3–540–30835–5
- [7] BECK, Sebastian: *Beschreibung des Zündverzugs von dieselähnlichen Kraftstoffen im HCCI Betrieb*, Dissertation, Universität Stuttgart, 2012
- [8] BERAN, R.; BAUFELD, T.; LUDU, A. ; ALMER, W.: *Entwicklung eines Micro-Pilot Gasmotors zur Erreichung höchster Wirkungsgrade auch bei kleineren Bohrungsgrößen*. 4. Dessauer Gasmotoren-Konferenz, 2005
- [9] BOCKHORN, Henning: *Soot Formation in Combustion: Mechanisms and Models*. Bd. 59. Heidelberg : Springer Verlag, 1994
- [10] BUSCH, Stephen: *The Theory and Application of Optical Diagnostic Techniques in the Combustion Chamber of a Diesel Engine*, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2013
- [11] CURRAN, S.; PRIKHODKO, V.; CHO, K.; SLUDER, C.; WAGNER, J. Parksand R.; KOKJOHN, S. ; REITZ, R.: In-Cylinder Fuel Blending of Gasoline/Diesel for Improved Efficiency and Lowest Possible Emissions on a Multi-Cylinder Light-Duty Diesel Engine. In: *SAE 2010-01-2206* (2010)
- [12] DAHNZ, C.; KUBACH, H.; SPICHER, U. ; SCHIESSL, R.: Vorentflammung und andere Selbstzündungsphänomene in Ottomotoren. Thermodynamische Untersuchungen zu Ursachen, Wirkungsweise und Vermeidung. In: *13. Tagung der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors in Graz* (2011)

- [13] DEMPSEY, A.; WALKER, R. ; REITZ, R.: Effect of Cetane Improvers on Gasoline, Ethanol, and Methanol Reactivity and the Implications for RCCI Combustion. In: *SAE 2013-01-1678* (2013)
- [14] DEMPSEY, B.; ADHIKARY, B. D.; VISWANATHAN, S. ; REITZ, R.: Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) using premixed hydrated ethanol and direct injection diesel. In: *Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, ASME* (2011)
- [15] DIEZEMANN, M.; POHLKE, R.; BRAUER, M. ; SEVERIN, C.: Anhebung der Abgastemperatur am Dieselmotor durch variablen Ventiltrieb. In: *MTZ 04/13* (2013), S. 309–315
- [16] DINJUS, E.; DAHMEN, N.: Das Bioliq-Verfahren. Konzept, Technologie und Stand der Entwicklungen. In: *MTZ Sonderdruck 12/2010* (2010)
- [17] DOUAUD, A.M; EYZAT, P.: Four-Octane Number Method for Predicting the Anti-Knock Behavior of Fuels and Engines. In: *SAE 780080* (1978)
- [18] DRYER, F.L; GLASSMAN, I.: *High-Temperature Oxidation of CO and CH<sub>4</sub>*. Symposium (International) on Combustion, Vol. 14, 1972
- [19] E85, Kraftstoffanalysezertifikat: Untersuchungen nach EN 228.
- [20] EICHMEIER, J.; BACH, F.; SAUER, C. ; WAGNER, U.: Ottomotorische Selbstzündung mit Dieselpiloteinspritzung. In: *MTZ 04/13* (2013), S. 342–348
- [21] EICHMEIER, J.; WAGNER, U. ; SPICHER, U.: Controlling Gasoline Low-Temperature Combustion by Diesel Micro Pilot Injection. In: *Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, ASME* (2011)
- [22] EICHMEIER, Johannes: *Kombinierte Verbrennung brennraumintern gemischter Kraftstoffe mit unterschiedlichen Zündwilligkeiten untersucht am Beispiel von Diesel und Benzin*, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2012
- [23] ESSER, C.; MAAS, U. ; WARNATZ, J.: Chemistry of the combustion of higher hydrocarbons and its relation to engine knock. Proceeding 1. International Symposium on diagnostics and modeling of combustion in reciprocating Engines (1985)
- [24] FRANZ, J.; SCHWARZ, F.; GUENTHNER, M.; REISSIG, J.; MUELLER, A. ; DONN, C.: Closed Loop Control of an HCCI-Cylinder Engine and Corresponding Adaption Strategies. In: *SAE 2009-24-0079* (2009)
- [25] FRANZ, Johannes: *Untersuchungen zur Verbrennungsregelung und Sensorik für die homogene Kompressionszündung*, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2011
- [26] FRITZ, S.: *Design of Experiments MTU internes Seminar*. 2011

## LITERATUR

- [27] GÜNTNER, Michael: *Untersuchung der Eigenschaften und Kontrollmöglichkeiten der homogen kompressionsgezündeten Verbrennung von Ottokraftstoff*, Dissertation, Universität Karlsruhe, 2004
- [28] GREFF, A.; BRANDL, A.; SCHULZE, T. ; KAPPAN, F.: Erweiterter Bereich optimaler Verbrennung im Flex-Fuel-Betrieb. In: *MTZ 09/2011* (2011)
- [29] GROENENDIJK, A.; MÜLLER, E.: Mixture formation and combustion control for low emission DI Diesel combustion with HCCI characteristics. In: *Thiesel 2002* (2002)
- [30] HASHIMOTO, K.: Effect of Ethanol on the HCCI Combustion. In: *SAE 2007-01-2038* (2007)
- [31] HAVENITH, Cornelis: *Untersuchungen über Methanol-Zweistoffbetrieb bei Dieselmotoren mit direkter Einspritzung*, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 1981
- [32] HENSEL, S.; SAUTER, W.; VELJI, A. ; U.SPICHER: Analyse der zyklischen Schwankungen bei homogen kompressionsgezündeter Verbrennung (HCCI). In: *Haus der Technik* (2005)
- [33] HERRMANN, H.; HERWEG, R.; KARL, G.; PFAU, M.; STELTER, M. ; ELLMER, D.: Regelungskonzepte in Ottomotoren mit homogen kompressionsgezündeter Verbrennung. In: *Haus der Technik Tagung Kontrollierte Selbstzündung* (2005)
- [34] HEYWOOD, John B.: *Internal combustion engine fundamentals*. New York : McGraw-Hill, 1988 (McGraw-Hill Inc.). – ISBN 0-07-028637-X; 0-07-100499-8
- [35] HOFFMANN, Kai: *Non-linear model-based predictive control of a low-temperature gasoline combustion engine*, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2010
- [36] HOSSEINI, V.; NEILL, W.; GUO, H.; DUMITRESCU, C.E. ; CHIPPIOR, W.: Effects of Cetane Number, Aromatic Content and 90 Percentage Distillation Temperature on HCCI Combustion of Diesel Fuels. In: *SAE 2010-01-2168* (2010)
- [37] HOUBEN, H.; MARTO, A.; PECHOLD, F.; HAUSSNER, M. ; BORGERS, M.: Drucksensor Glühkerze für Dieselmotoren Pressure Sensor Glow Plug (PSG). In: *MTZ 11/2004* (2004), 2-7. [http://www.beru.com/download/produkte/fachaufsatz\\_psg\\_de.pdf](http://www.beru.com/download/produkte/fachaufsatz_psg_de.pdf)
- [38] HUBER, T. (Hrsg.): *Effiziente Applikation von Verbrennungsmotoren mit modernen Tools zur Erfüllung zukünftiger Grenzwerte*. 2010 (BOSCH BEG Seminarvortrag am Institut für Kolbenmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie)
- [39] INAGAKI, K.; FUYUTO, T.; NISHIKAWA, K.; NAKAKITA, K. ; SAKATA, I.: Dual-Fuel PCI Combustion Controlled by In-Cylinder Stratification of Ignitability. In: *SAE 2006-01-0028* (2006)
- [40] INSTITUTE, Southwest R.: Octane-Cetane Reallionship. In: *NTIS* (1974)

- [41] ISERMANN, Rolf: *Modellgestützte Steuerung, Regelung und Diagnose von Verbrennungsmotoren*. Springer, 2003. – ISBN 3–540–44286–3
- [42] ISERMANN, Rolf: *Elektronisches Management motorischer Fahrzeugantriebe*. Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2010. – ISBN 978–3–8348–9389–5
- [43] IVECO MAGIRUS, AG.: *Iveco Trakker Bi-fuel Ethanol-Diesel in Brasilien*. press release, 2011
- [44] KALGHATGI, G.; RISBERG, P. ; ANGSTRÖM, H.E.: A Method of Defining Ignition Quality of Fuels in HCCI Engines. In: *SAE 2003-01-1816* (2003)
- [45] KIRSCHBAUM, Frank: *Modellbasierte Applikationsverfahren - Vorlesungsumdruck*. 2011
- [46] KOKJOHN, S.L.; HANSON, R.M.; SPLITTER, D.A. ; REITZ, R.: Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion. In: *International Journal of Engine Research* 12 (2010), S. 209–226
- [47] KOŁODZIEJ, C.; WISSINK, M.; SPLITTER, D.; HANSON, R.; BENAJES, J. ; REITZ, R.: Particle Size and Number Emissions from RCCI with Direct Injections of Two Fuels. In: *SAE 2013-01-1661* (2013)
- [48] KOOK, S.; BAE, C.; MILES, P.; CHOI, D. ; PICKETT, L.: The Influence of Charge Dilution and Injection Timing on Low-Temperature Diesel Combustion and Emissions. In: *SAE 2005-01-3837* (2005)
- [49] KUBACH, Heiko: *Ionenstrom als Sensorsignal der dieselmotorischen Verbrennung*, Dissertation, Universität Karlsruhe, 2004
- [50] LARINK, Jörg: *Zylinderdruckbasierte Auflade- und Abgasrückführregelung für PKW-Dieselmotoren*, Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2005
- [51] LÜFT, M.; VELJI, A.; PABST, K. ; SCHAUB, G.: *Neuartige Kraftstoffe und zukünftige Abgasemissionen bei Kraftfahrzeugen*. Bericht, erstellt im Auftrag der Landesanstalt für Umwelt, Messungen und Naturschutz Baden-Württemberg (LUBW), 2007
- [52] MAAS, U.: *Grundlagen der technischen Verbrennung (I+II)*. Skript des Instituts für Technische Thermodynamik, Karlsruher Institut für Technologie WS 06, 2006
- [53] MARINOV, M.N.: A Detailed Chemical Kinetic Model for High Temperature Ethanol Oxidation. In: *International Journal of Chemical Kinetics* 31 (1999), S. 183–220
- [54] MENRAD, H.; KÖNIG, A.: *Akoholkraftstoffe*. Springer Verlag, 1982
- [55] MERKER, Günter P.: *Verbrennungsmotoren Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*. 3., überarb. u. aktualisierte Aufl. Wiesbaden : Teubner, 2006. – ISBN 3–8351–0080–7; 978–3–8351–0080–0

## LITERATUR

- [56] MILES, P.C.; PETERSEN, B.R. ; SAHOO, D.: *Quantitative mixture preparation studies in late injection Diesel combustion systems using Toluene LIF*. 10. International Symposium on Combustion Diagnostics, Baden Baden, 2012
- [57] MILPIED, J.; JEULAND, N.: Which fuel properties for improved CAI combustion? Study of fuel impacts on the operating range of a CAI PFI engine. In: *SAE 2009-01-1100* (2009)
- [58] MÜLLER, N.; ISSERMANN, R.: Control of Mixture Composition Using Cylinder Pressure Sensors. In: *SAE 2001-01-3382* (2001)
- [59] MÜLLER, R.; M, M. H.; TRUSCOTT, A.; NOBLE, A.; KRÖTZ, G.; EICKHOFF, M.; CAVALLONI, C. ; GNIELKA, M.: Combustion-Pressure-Based Engine Management System. In: *SAE 2000-01-0928* (2000)
- [60] MOLLENHAUER, Klaus: *Handbuch Dieselmotoren*. 3., neubearb. Aufl. Berlin : Springer, 2007 (VDI-Buch). – ISBN 978-3-540-72164-2; 3-540-72164-9
- [61] MTU, Intern.: *CAD Abbildung Vollmotor Versuchsträger*. 2012
- [62] N.N: *Europäische Norm Hubkolben-Verbrennungsmotoren Abgasmessung Teil 1: Messung der Gasförmigen Emission und der Partikelemission auf dem Prüfstand*. EN ISO 8178-1, 1996
- [63] OGAWA, H.; MIYAMOTO, N.; KANEKO, N. ; ANDO, H.: Combustion Control and Operating Range Expansion in an HCCI Engine with Selective Use of Fuels with Different Low-Temperature Oxidation Characteristics. In: *JSAE 2003-01-1827* (2003)
- [64] OGAWA, H.; MIYAMOTO, N.; KANEKO, N. ; ANDO, H.: Combustion control and operating range expansion in an homogeneous charge compression ignition engine with direct in-cylinder injection of reaction inhibitors. In: *JER01005 IMechE2005* (2005)
- [65] OGAWA, H.; SETIAPRAJA, H. ; NAKAMURA, T.: Improvements to Premixed Diesel Combustion with Ignition Inhibitor Effects of Premixed Ethanol by Intake Port Injection. In: *SAE 2010-01-0866* (2010)
- [66] OLSSON, J.O.; TUNESTAL, P.; HARALDSSON, G. ; JOHANSSON, B.: A Turbo Charged Dual Fuel HCCI Engine. In: *SAE 2001-01-1896* (2001)
- [67] OLSSON, J.O.; TUNESTAL, P. ; JOHANSSON, B.: Closed-Loop Control of an HCCI Engine. In: *SAE 2001-01-1031* (2001)
- [68] PRAGER, Maximilian: *Analytische Modellierung des Betriebsverhaltens eines Gasmotors mit neuem Gaszündstrahlverfahren für hohe Leistungsdichte*, Dissertation, Technische Universität München, 2009
- [69] PRIKHODKO, V.Y.; CURRAN, S.J.; BARONE, T.L.; LEWIS, S.A.; STOREY, J.M.; CHO, K.; WAGNER, R.M. ; PARKS, J.E.: Diesel Oxidation Catalyst Control of Hydrocarbon Aerosols from Reactivity Controlled Compression Ignition Combustion. In: *IMECE 2011-64147* (2011)

- [70] RARBACH, M.; SÖLTL, Y.: Zellulose Ethanol aus Agrar-Reststoffen. In: *MTZ 04/13* 74 (2013), S. 275–278
- [71] REYNOLDS, W.C.: *The Element Potential Method for Chemical Equilibrium Analysis: Implementation in the Interactive Program STANJAN*. Stanford University, 1986
- [72] RISBERG, P.: *Describing the Auto-Ignition Quality of Fuels in HCCI Engines*, Dissertation, KTH Stockholm, 2006
- [73] SARIKOÇ, Fatih: *Untersuchung zur Reduzierung der Stickoxidemissionen bei modernen Brennvorfahren für Motoren mit Bezin-Direkteinspritzung*, Dissertation, Universität Karlsruhe, 2009
- [74] SAUER, Christina: *Steuerung der ottomotorischen Selbstzündung*, Dissertation, Universität Stuttgart, 2010
- [75] SCHIESSEL, R.: Numerische Simulation zur Regelung der Selbstzündung in CAI Motoren. In: *Haus der Technik Tagung Kontrollierte Selbstzündung* (2005)
- [76] SCHWARZ, Frank: *Untersuchungen zur Bestimmung und Beschreibung des Restgasverhaltens von 4-Takt-Verbrennungsmotoren*, Dissertation, Universität Karlsruhe, 2005
- [77] SELLNAU, M.C.; MATEKUNAS, F.A.; BATTISTON, P.A.; CHANG, C.F. ; LANCASTER, D.R.: Cylinder-Pressure-Based Engine Control Using Pressure Ratio Management and Low Cost Non Intrusive Cylinder Pressure Sensors. In: *SAE 2000-01-0932* (2000)
- [78] SENSATA: *CPOS SERIES Cylinder Pressure Only Sensors*. Version:2013. <http://www.sensata.com/download/cpos.pdf>
- [79] SIEBERTZ ET. al.: *Statistische Versuchsplanung Design of Experiments (DoE)*. Springer, 2010
- [80] SPICHER, Ulrich: *Untersuchungen über die räumliche Ausbreitung und das Erlöschen der Flamme bei der ottomotorischen Verbrennung*, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 1982
- [81] SPLITTER, D.; HANSON, R.; KOKJOHN, S. ; REITZ, R.: Improving Engine Performance by Optimizing Fuel Reactivity with a Dual Fuel PCCI Strategy. In: *Thiesel* (2010)
- [82] STAPF, K.G.; SEEBACH, D. ; PISCHINGER, S.: Aspekte der ottomotorischen Selbstzündung Entwicklung eines Regelungskonzepts. In: *MTZ 04/2009* (2009), S. 294–301
- [83] STRANGLMAIER, R.; ROBTERS, C.: Homogeneous charge compression ignition (HCCI): Benefits, Compromises and future engine applications. In: *SAE 1999-01-3682* (1999)
- [84] TEETZ, C.; BERGMANN, D.; SCHNEEMANN, A. ; EICHMEIER, J.: HCCI Motor von MTU mit geringen Rohemissionen. In: *MTZ 09/2012* 73 (2012), S. 640–645

## LITERATUR

- [85] THRING, R.H: Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine. In: *SAE 892068* (1989)
- [86] TOMITA, E.; FUKATANI, N.; KAWAHARA, N.; MARUYAMA, K. ; KOMODA, T.: *Combustion Characteristics and Performance of Supercharged Pyrolysis Gas Engine with Micro-Pilot Ignition*. CIMAC Congress Vienna, 2007
- [87] TSI: *Model 3090 Engine Exhaust Particle Sizer Spectrometer Specifications*. web on tsi.com, 2013
- [88] TSURUSHIMA, T.; SHIMAZAKI, N. ; ASAUMI, Y.: Gas Sampling Analysis of Combustion Processes in a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine. In: *International Journal of Engine Research* Vol1 (2000), S. 337–352
- [89] TURNS, S.: *An Introduction to Combustion, Concepts and Applications*. 2nd. McGraw-Hill, Boston, 2000
- [90] ULRICH, O.; WLODARCZYK, R. ; WLODARCZYK, M.T.: High Accuracy Low Cost Cylinder Pressure Sensor for Advanced Engine Controls. In: *SAE 2001-01-0991* (2001)
- [91] VELJI, A.; GÜNTNER, M. ; SPICHER, U.: Direkteinspritzung im Ottomotor mit Fremd- und Kompressionszündung. In: *Direkteinspritzung im Otto-motor IV, Haus der Technik Fachbuch Band 24* (2003), S. 1–25
- [92] VRESSNER, A.; LUNDIN, A.; CHRISTENSEN, M.; TUNESTAL, P. ; JOHANSSON, B.: Pressure Oscillations During Rapid HCCI Combustion. In: *SAE 2003-01-3217* (2003)
- [93] WAGNER, R.; CURRAN, S.; HANSON, R.; BARONE, T.; KOKJOHN, S. ; REITZ, R.: Addressing the challenges of RCCI Operation on a light-duty Multi-cylinder engine. In: *DEER 2011* (2011)
- [94] WARNATZ, Jürgen; MAAS, Ulrich ; DIBBLE, Robert W.: *Verbrennung: physikalisch-chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung*. 3. Auflage. Berlin : Springer, 2001
- [95] WARNATZ, Jürgen; MAAS, Ulrich ; DIBBLE, Robert W.: *Combustion*. 4. ed. Berlin : Springer, 2006. – ISBN 3–540–25992–9; 978–3–540–25992–3
- [96] WATANABE, S.; MACHIDA, K.; IJIMA, K. ; TOMISAWA, N.: A Sophisticated Engine Control System Using Combustion Pressure Detection. In: *SAE 960042* (1996)
- [97] WESTBROOK, C.K.: Chemical Kinetics of Hydrocarbon Ignition in Practical Combustion Systems. In: *Proceedings of the Combustion Institute* 28 (2000), S. 1563–1577
- [98] ZELDOVICH, Ya. B.; LIBROVICH, V. B.; MAKHVILADZE, G. M. ; SIVSHINSKY, G. I.: On the Development of Detonation in a Non-Uniformly Preheated Gas. In: *Astronautica Acta* 15 (1970), S. 313–321

- [99] ZELDOVICH, Y.B.: *The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions*. Acta Physico-chimica U.R.S.S., XXI, 1946
- [100] ZHAO, H.; PENG, Z.; MILLIAMS, J. ; LADOMMATOS, N.: Understanding the Effects of Recycled Burnt Gases on the Controlled Autoignition (CAI) Combustion in Four-Stroke Gasoline Engines. In: *SAE 2001-01-3607* (2001)
- [101] ZHENG, J.; YANG, W.; MILLER, L. ; CERNANSKY, N.P.: A skeletal chemical model for the HCCI combustion process. In: *SAE 2002-01-0423* (2002)