

**Kombinierte Verbrennung brennraumintern
gemischter Kraftstoffe mit unterschiedlichen
Zündwilligkeiten untersucht am Beispiel von Diesel
und Benzin**

Zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Ingenieurwissenschaften

der Fakultät für Maschinenbau
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte
Dissertation
von

Dipl.-Ing. Johannes Eichmeier

Tag der mündlichen Prüfung:
Hauptreferent:
Korreferent:

03. Mai 2012
Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher
Prof. Dr.-Ing. habil. Günter P. Merker

**Forschungsberichte aus dem
Institut für Kolbenmaschinen
der Universität Karlsruhe (TH)
Hrsg.: Prof. Dr.-Ing. U. Spicher**

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 2012
Alle Rechte vorbehalten

ISBN 978-3-8325-3172-0
ISSN 1615-2980

Logos Verlag Berlin
Comeniushof, Gubener Str. 47,
10243 Berlin
Tel.: +49 (0)30 42 85 10 90
Fax: +49 (0)30 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 Brennvorgänge mit der besonderen Zielsetzung einer Senkung von Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen. Zur Lösung dieser Aufgaben stehen an unseren modernen Motorprüfständen 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 3/2012 berichtet Herr Eichmeier über die Umsetzung eines neuen Ansatzes zur Steuerung kinetisch kontrollierter Brennverfahren für Ottokraftstoffe. Dabei werden zwei Kraftstoffe mit unterschiedlicher Zündwilligkeit erst im Brennraum miteinander gemischt. Am Beispiel von Diesel als zündwilligem Kraftstoff und Benzin als Kraftstoff mit nur geringer Neigung zur Selbstzündung werden die maßgeblichen Stellgrößen dieses neuartigen Dual-Fuel-Brennverfahrens identifiziert und deren Auswirkungen auf den Verbrennungsablauf, die Schadstoffemissionen und die mechanische Motorbelastung untersucht. Um ein möglichst genaues Bild der kombinierten Verbrennung von Diesel und Benzin zu erhalten, werden umfangreiche experimentelle Untersuchungen durchgeführt und ein spezielles thermodynamisches Analysemodell entwickelt. Des Weiteren wird der Ablauf der Verbrennung mittels der Chemilumineszenz des OH*-Radikals und der Zwei-Farben-Methode detailliert analysiert. Der Einfluss der dieselmotorischen Gemischbildung wird durch die Visualisierung der Dieseleinspritzung beurteilt. Neben den grundlegenden Erkenntnissen über den Verbrennungsablauf und die Möglichkeiten zur Steuerung der kombinierten Verbrennung von Diesel und Benzin zeigt die Arbeit verschiedene Strategien zur Reduktion der mechanischen Motorbelastung auf. Schließlich wird das Potenzial des Brennverfahrens an verschiedenen Betriebspunkten im Kennfeld unter Beweis gestellt. Selbst bei hohen Lasten und Drehzahlen kann die Verbrennung zuverlässig über die Dieseleinspritzung gesteuert werden und es ergeben sich äußerst geringe Ruß- und NO_x-Emissionen bei gleichzeitig akzeptabler Motorbelastung.

Die in dieser Arbeit vorgestellte kombinierte Verbrennung brennraumintern gemischter Kraftstoffe mit unterschiedlichen Zündwilligkeiten stellt ein Brennverfahrenskonzept mit großem Potenzial zur innermotorischen Einhaltung zukünftiger Abgasgrenzwerte dar. Die bekannten Nachteile kinetisch kontrollierter Brennverfahren können dabei weitgehend überwunden werden.

Karlsruhe, im Mai 2012

Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher

Vorwort des Autors

Es gibt Menschen, die sich mit Ideen beschäftigen, die schon zum Scheitern verurteilt waren bevor sie das erste Mal richtig gedacht wurden [27]. Andere wiederum forschen in Herzensangelegenheiten [106] oder setzen sich mit Technologien auseinander, die viele Fragen zu bieten haben [33, 135]. Es gibt aber auch solche, die sich an einem Thema gänzlich aufreiben [90] und Dinge versuchen, die nicht zu schaffen sind [48]. Manch einer schwärmt für winzige Maschinen, die ihren Weg ganz alleine finden [130] und wieder andere experimentieren mit kalter Luft, die eigentlich heiß ist [47]. Diese Arbeit stellt nun also meinen kleinen Beitrag zur bunten Vielfalt der Wissenschaft dar, der nicht ohne die Unterstützung und das Zutun anderer entstanden ist.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher für das mir entgegengebrachte Vertrauen und die mir gebotene Freiheit bei der Gestaltung und Durchführung der Arbeit. Für die kurzfristige Übernahme des Korreferats bin ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Günter P. Merker sehr dankbar. Weiterhin möchte ich mich bei Herrn Dr.-Ing. Christoph Teetz für die Initiierung des Dual-Fuel-Projekts und das stete Interesse an den Ergebnissen meiner Arbeit bedanken. Herrn Dr.-Ing. Arne Schneemann danke ich dafür, dass er anfänglich den Fortschritt der Arbeiten wöchentlich kontrollierte und stets dort nachfragte, wo es nötig war. Dafür, dass Sie dies nicht mehr jede Woche tat, danke ich Frau Dr.-Ing. Christina Sauer. Außerdem danke ich Herrn Dr.-Ing. Uwe Wagner, der mir stets mit gutem Rat zur Seite stand und immer ein offenes Ohr für meine Fragen hatte.

Meinen Arbeitskollegen danke ich für das gute Arbeitsklima und dafür, dass wir eben nicht nur Arbeitskollegen sind. Mit meinem Büromitbewohner und geschätzten Kollegen Dr.-Ing. Stefan Buri habe ich eine Kaffeemaschine gekauft und zahlreiche Diskussionen rund um und auch vollkommen abseits des Verbrennungsmotors geführt. Andreas Binde repariert Kaffeemaschinen mit mir und hat immer einen Kaugummi für mich. Florian Schumann unterstützt mich immer dann, wenn man zwei geschickte Hände und technischen Sachverstand braucht. Mit Daniel Ghebru und Christoph Dahnz zu diskutieren macht einfach Spaß [24] und außerdem schlau, zumindest hoffe ich das. Erst Christophe Pfister gibt der Couch in meinem Büro ihre Daseinsberechtigung und mit Dr.-Ing. Steffen Kuhnert habe ich mehr als ein Feierabendbier getrunken. Mit Dr.-Ing. Sebastian Hensel waren es sogar noch mehr. Ernst Hummel und Helge Rosenthal haben einen Ingenieur aus mir gemacht. Ruben Klumpp fertigt mit Engelsgeduld die kleinsten Kupferringe, die ich dann kaputt mache. Eduard Oberländer

kennt die hübsche Bedienung aus der *Milano Bar* und weiß, wie man Pleuelschrauben mit runden Köpfen herausdreht. Steve Busch grillt richtig gute Burger und Florian Bach arbeitet da weiter, wo ich aufgehört habe.

Auch meinen Studenten bin ich zu Dank verpflichtet. Klaus Finkbeiner war der erste. Philipp Berger hat viele dumme Sprüche auf seine Kosten ertragen und trotzdem sehr gute Arbeit geleistet. Die Arbeiten von Xiaoling Hua und Wei Zhang ins Deutsche zu übersetzen, hat keinen Spaß gemacht. Die Ergebnisse waren dennoch hilfreich. Jahn Hörhle hat mit seinen VBA-Programmen manch nervigen Klick überflüssig gemacht und Lars Haßlinger wusste immer wo er im Prüfstand anpacken musste.

Ganz besonders danke ich meinen Eltern für die weit über das übliche Maß hinausgegangene Unterstützung und den großen Zuspruch, den sie mir immer entgegengebracht haben. Ich danke auch meiner Schwester, die mir viel mehr bedeutet als sie ahnt.

Mein größter Dank gilt meiner Frau Nina und unserer gemeinsamen Tochter Juna, die mir den nötigen Rückhalt geben, unendlich viel Geduld mit mir haben und mir jeden Tag vor Augen führen, worauf es im Leben am meisten ankommt.

Karlsruhe, im Mai 2012

Johannes Eichmeier

Inhaltsverzeichnis

Vorwort des Herausgebers	iii
Vorwort des Autors	v
Nomenklatur	ix
1 Einleitung und Aufgabenstellung	1
2 Ausgewählte Grundlagen relevanter motorischer Prozesse	5
2.1 Selbstzündung und Verbrennung höherer Kohlenwasserstoffe	5
2.2 Schadstoffentstehung	10
2.2.1 Stickoxide	11
2.2.2 Kohlenmonoxid	13
2.2.3 Unverbrannte Kohlenwasserstoffe	14
2.2.4 Partikel	17
2.3 Gemischbildung und Verbrennung beim Dieselmotor	20
2.3.1 Dieselmotorische Gemischbildung	20
2.3.2 Konventionelle dieselmotorische Verbrennung	23
2.4 Verbrennungsregime homogener Gemische	25
3 Brennverfahren mit kombinierter Verbrennung von Diesel- und Ottokraftstoff	29
3.1 Dual-Fuel-Brennverfahren mit gasförmigen Primärkraftstoffen	30
3.2 Dual-Fuel-Brennverfahren mit flüssigen Primärkraftstoffen	33
4 Versuchsträger und Analysemethoden	39
4.1 Versuchsträger und Prüfstands Aufbau	39
4.2 Thermodynamische Analysemethoden	46
4.2.1 Druckverlaufsanalyse	46
4.2.2 Entwicklung eines speziellen Analysemodells für die Dual-Fuel- Verbrennung	52
4.3 Optische Analysemethoden	57
4.3.1 Visualisierung der Dieseleinspritzung mittels Mie-Streulicht . . .	58
4.3.2 Visualisierung der Verbrennung mittels Chemilumineszenz . . .	59
4.3.3 Zwei-Farben-Methode	62

4.4	Bewertung der Motorbelastung	64
4.4.1	Filterung des gemessenen Drucksignals	64
4.4.2	Vergleich verschiedener Bewertungsmethoden	68
5	Theoretische Modellvorstellung der Dual-Fuel-Verbrennung	75
6	Untersuchungsergebnisse	79
6.1	Umsetzung des Dual-Fuel-Brennverfahrens	79
6.2	Einfluss der dieselmotorischen Gemischbildung	88
6.2.1	Variation des Einspritzzeitpunkts	89
6.2.2	Variation des Einspritzdrucks	104
6.2.3	Variation der Einspritzdüse	109
6.3	Einfluss des energetischen Benzinanteils	115
6.4	Einfluss äußerer Randbedingungen	117
6.4.1	Variation der Kühlwassertemperatur	118
6.4.2	Variation der Ladelufttemperatur	120
6.5	Einfluss der Verdünnung	121
6.6	Einfluss der ottomotorischen Gemischbildung	129
6.6.1	Untersuchungen zur Saugrohreinspritzung	130
6.6.2	Untersuchungen zur Benzindirekteinspritzung	131
6.7	Betrieb im Kennfeld	136
7	Zusammenfassung	141
	Literaturverzeichnis	145

Nomenklatur

Pysikalische Größen

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
α	°KW	Kurbelwinkel
Δp	bar	Druckamplitude
$\Delta \bar{p}$	bar	mittlere Klopfamplitude im Zeitbereich
Δp_{FFT}^2	bar ²	Signalenergie des hochpassgefilterten Druckverlaufs im Frequenzbereich
Δp_{filt}^2	bar ²	Signalenergie des hochpassgefilterten Druckverlaufs im Zeitbereich
$\Delta p_{Max,f}$	bar	maximale Klopfamplitude im Frequenzbereich
$\Delta p_{Max,t}$	bar	maximale Klopfamplitude im Zeitbereich
Δp_{xx}	bar	xx-Quantil
ϵ	-	Verdichtungsverhältnis
ϵ_λ	-	Emissionskoeffizient
η_i	%	indizierter Wirkungsgrad
κ	-	Isentropenexponent
$\lambda_{1,2}$	nm	Wellenlängen für die Zwei-Farben-Methode
λ	-	Luftverhältnis
λ_{CNG}	-	Luftverhältnis im CNG-Grundgemisch
λ_D	-	Luftverhältnis nur mit Diesel
λ_{DZ}	-	Luftverhältnis in der Dieselzone
λ_{Ges}	-	Gesamtluftverhältnis mit Diesel und Benzin
λ_{GG}	-	Luftverhältnis im Grundgemisch (nur mit Benzin)
μ	-	Massenbruch
$\mu_{CO_2,Abg}$	-	Massenbruch von CO ₂ im Abgas
$\mu_{CO_2,LL}$	-	Massenbruch von CO ₂ in der Ladeluft
μ_D	-	Massenbruch von Diesel
ρ_a	kg/m ³	Dichte der Zylinderladung
ρ_l	kg/m ³	Dichte von flüssigem Kraftstoff
$\sigma_{p_{mi}}\%$	%	Variationskoeffizient von p_{mi}
τ_i	ms	Zündverzugszeit
Φ	W	Strahlungsfluss
χ_{Prim}	-	energetischer Anteil an Primärkraftstoff
χ_B	-	energetischer Benzinanteil

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
ψ	-	Molenbruch
$\psi_{CO_2, Abg}$	-	Molenbruch von CO ₂ im Abgas
$\psi_{CO_2, LL}$	-	Molenbruch von CO ₂ in der Ladeluft
$\psi_{CO_2, Luft}$	-	Molenbruch von CO ₂ in der Luft
$\omega_{n,m}$	kHz	Eigenkreisfrequenz
A_a	m ² /g	Massenabsorbptionsquerschnitt
c	m/s	Schallgeschwindigkeit
C_1	-	Modellkonstante
C_D	-	Durchflusskoeffizient
CO_i	g/kWh	CO-Emissionen bezogen auf die indizierte Leistung
c_p	kJ/kg K	spezifische Wärmekapazität
C_p	kJ/K	Wärmekapazität
$c_{Ru\beta}$	mg/m ³	Rußkonzentration
d_0	mm	Spritzlochdurchmesser
$dp/dt _{Max}$	bar/ms	gemessene maximale Druckanstiegsrate
$dQ_b/d\alpha$	J/°KW	Wärmefreisetzungsrate
dQ_{filt}^2	J ² /°KW ²	Signalenergie des hochpassgefilterten Heizverlaufs
f	kHz	Frequenz
$f_{n,m}$	kHz	Eigenfrequenz
I	MW/m ²	Intensität einer äquivalenten Schallwelle
h	J/kg	spezifische Enthalpie
HC_i	g/kWh	HC-Emissionen bezogen auf die indizierte Leistung
H_{uPilot}	J/kg	unterer Heizwert des Pilot- bzw. Zündkraftstoffs
H_{uPrim}	J/kg	unterer Heizwert des Primärkraftstoffs
L	W/m ² m sr	spektrale Strahldichte
L_s	W/m ² m sr	spektrale Strahldichte eines schwarzen Strahlers
L_{St}	-	stöchiometrischer Luftbedarf
$L_{StBenzin}$	-	stöchiometrischer Luftbedarf von Benzin
$L_{StDiesel}$	-	stöchiometrischer Luftbedarf von Diesel
M_{Abg}	g/mol	molare Masse von Abgas
M_{CO_2}	g/mol	molare Masse von Kohlenstoffdioxid
M_{LL}	g/mol	molare Masse der Ladeluft bestehend aus rückgeführtem Abgas und Luft
M_{Luft}	g/mol	molare Masse von Luft
n	1/min	Drehzahl
\dot{m}	kg/h	Massenstrom
\dot{m}_{Abg}	kg/h	Abgasmassenstrom
\dot{m}_B	kg/h	Benzinmassenstrom
\dot{m}_D	kg/h	Dieselmassenstrom
\dot{m}_{Luft}	kg/h	Luftmassenstrom
m_D	kg	Dieselmasse
m_j	kg	Masse von Spezies j

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
m_{Pilot}	kg	Masse des Pilot- bzw. Zündkraftstoffs
m_{Prim}	kg	Masse des Primärkraftstoffs
m_{Zyl}	kg	Masse im Zylinder
NO_{xi}	g/kWh	NO_x -Emissionen bezogen auf die indizierte Leistung
p	bar	Druck
p_{Abg}	bar	Abgasgegendruck
p_D	bar	Einspritzdruck des Diesels
p_{Inj}	bar	Einspritzdruck
p_{LL}	bar	Ladedruck
p_{Zyl}	bar	Zylinderdruck
$p_{Zyl_{Max}}$	bar	maximaler Zylinderdruck
p_{mi}	bar	indizierter Mitteldruck
Q_b	J	Verbrennungswärme
Q_{Ges}	J	insgesamt zugeführte Energie
Q_{Prim}	J	mit dem Primärkraftstoff zugeführte Energie
Q_n	J	mit dem Maximalwert normierter Summenbrennverlauf
r	m	Radius
R	J/kg K	Gaskonstante
R_j	J/kg K	Gaskonstante von Spezies j
R_{Zyl}	m	Zylinderradius
s	m	Schichtdicke
S	-	beliebiges Signal
s_{Spray}	m	Eindringtiefe der Einspritzstrahlspitze
t	s	Zeit
T	K	Temperatur
T_{2FM}	K	mittels der Zwei-Farben-Methode ermittelte Temperatur
t_b	s	Zeitpunkt des Strahlaufbruchs
T_b	K	Temperatur in der verbrannten Zone
T_{LL}	°C	Ladelufttemperatur
T_u	K	Temperatur in der unverbrannten Zone
T_{Zyl}	K	mittlere Zylindertemperatur
$T_{Zyl_{Max}}$	K	maximale Zylindertemperatur
u	J/kg	spezifische innere Energie
u_a	m/s	Ausbreitungsgeschwindigkeit einer Reaktionsfront
UG	%	Kraftstoffumsetzungsgrad
u_j	J/kg	spezifische innere Energie von Spezies j
V	m ³	Volumen
V_D	%	prozentualer Volumenanteil der Dieselzone
V_h	m ³	Hubvolumen
$X_{0,5}$	°KW n. OT	0,5 %-Umsatzpunkt

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
X_5	°KW n. OT	5 %-Umsatzpunkt
X_{50}	°KW n. OT	Umsatzschwerpunkt
x_{RG}	%	Abgasrückführtrate

Abkürzungen und Indizes

Abkürzung	Bezeichnung
Abg	Abgas
AGR	Abgasrückführung
Aö	Öffnen des Auslassventils
As	Schließen des Auslassventils
B bzw. <i>B</i>	Benzin
BDE	Benzindirekteinspritzung
CAI	controlled auto ignition
CFD	computational fluid dynamics
CNG	compressed natural gas
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
CRIN	Common-Rail Injektor für Nutzfahrzeuge
CZ	Cetanzahl
D bzw. <i>D</i>	Diesel
Eö	Öffnen des Einlassventils
Es	Schließen des Einlassventils
H•	Wasserstoffradikal
HC	unverbrannte Kohlenwasserstoffe
HCCI	homogeneous charge compression ignition
j	Laufindex einzelner Spezies
KI	Klopfintensität
Krst	Kraftstoff
KW	Kurbelwinkel
LL	Ladeluft bestehend aus rückgeführtem Abgas und Luft
LOT	oberer Totpunkt des Ladungswechsels
n. ASB	nach Ansteuerbeginn
n. OT	nach dem oberen Totpunkt
NO	Stickstoffmonoxid
NO ₂	Stickstoffdioxid
N ₂ O	Lachgas
NO _x	Stickoxide
NTC	negative temperature coefficient
O•	Sauerstoffradikal

Abkürzung	Bezeichnung
OH•	Hydroxylradikal
OH*	Hydroxylradikal im angeregten Zustand
OT	oberer Totpunkt des Hochdruckprozesses
Pilot	Pilot- bzw. Zündkraftstoff
Prim	Primärkraftstoff
ROZ	Research-Oktanzahl
SOI	Einspritzbeginn (Start of Injection)
SOI _D	Einspritzbeginn der Dieseleinspritzung
SOI _{BDE}	Einspritzbeginn der Benzineinspritzung bei BDE
SPL	Spritzloch
SRE	Saugrohreinspritzung
v. OT	vor dem oberen Totpunkt des Hochdruckprozesses
z	Laufindex einzelner Zonen
Zyl bzw. <i>Zyl</i>	Zylinder

1 Einleitung und Aufgabenstellung

Vor dem Hintergrund des Klimawandels und stetig steigender Rohstoffpreise wird häufig diskutiert, Verbrennungsmotoren durch elektrische oder zumindest teilweise elektrische Antriebe zu ersetzen. Mit den derzeit zur Verfügung stehenden Technologien scheint eine vollständige Elektrifizierung besonders im Bereich der Großmotoren mit ihrer großen Leistung sowie der hohen Leistungsdichte allerdings sehr unrealistisch. Der Verbrennungsmotor wird also auch in Zukunft wesentlicher Bestandteil moderner Antriebskonzepte bleiben. Sei es in Form von Hybridantrieben, also der Kombination aus Batterie, Elektroantrieb und Verbrennungsmotor oder als alleinige Antriebsquelle. Die Entwicklung emissionsarmer und effizienter Brennverfahren ist also auch weiterhin von zentraler Bedeutung. In diesem Zusammenhang stellt die Reduktion des Kraftstoffverbrauchs bei gleichzeitig geringsten Schadstoffemissionen den Schwerpunkt moderner Forschungs- und Entwicklungsarbeiten auf dem Gebiet der Verbrennungsmotoren dar.

Die homogene Niedertemperaturverbrennung wird als einer der vielversprechendsten Ansätze angesehen, den bislang bestehenden Zielkonflikt zwischen geringem Verbrauch und niedrigem Schadstoffausstoß zu überwinden. Bei dieser Art der motorischen Verbrennung wird die stark mit Luft oder Abgas verdünnte Zylinderladung solange verdichtet, bis die Verbrennung ohne äußere Zündung von selbst einsetzt. Bedingt durch die an mehreren Stellen im Brennraum gleichzeitig beginnende Verbrennung im Zusammenspiel mit der sogenannten thermischen Kopplung, also der Beschleunigung des Reaktionsfortschritts an einer Stelle durch die Wärmefreisetzung an einer anderen [37, 95], ergeben sich schnelle Umsatzraten und kurze Brenndauern. Einerseits stellt dies eine Annäherung an den Gleichraumprozess, den motorischen Vergleichsprozess mit dem höchsten thermischen Wirkungsgrad, dar, bedingt andererseits aber auch hohe Druckanstiegsraten und damit verbunden eine hohe mechanische Belastung des Motors. Die starke Verdünnung der Ladung wirkt dabei der Umsetzungsgeschwindigkeit entgegen und kann so die Motorbelastung auf ein akzeptables Niveau senken. Außerdem ergeben sich sehr geringe Verbrennungstemperaturen, sodass die Bildung von thermischem NO nahezu vollständig unterbunden werden kann.

Prinzipiell lässt sich die homogene Niedertemperaturverbrennung sowohl mit Otto- als auch mit Dieseldieselkraftstoff realisieren. Bei Verwendung von Dieseldieselkraftstoff wird im Allgemeinen von HCCI- (Homogeneous Charge Compression Ignition) bzw. von PCCI- (Premixed Charge Compression Ignition) Brennverfahren gesprochen, während

im Fall von Ottokraftstoff meist von CAI- (Controlled Auto Ignition) Brennverfahren die Rede ist. Beide Kraftstoffarten zeigen hierbei unterschiedliche Eigenschaften hinsichtlich ihrer Neigung zur Selbstzündung. Bei Dieselkraftstoff ist diese sehr ausgeprägt und die Schwierigkeit bei der Umsetzung der HCCI-Verfahren liegt darin, eine zu frühe und zu rasche Umsetzung des vollständig oder teilweise vorgemischten Dieselkraftstoffs zu verhindern. Um eine adäquate Verbrennungsschwerpunktlage zu gewährleisten und die Motorbelastung zu senken, sind HCCI-Brennverfahren daher meist mit hohen AGR-Raten verbunden. Verglichen mit Diesel zeigt Ottokraftstoff schlechte Eigenschaften hinsichtlich der Selbstzündung. Bei den CAI-Verfahren muss dementsprechend zunächst das thermodynamische Niveau der Zylinderladung angehoben werden, um in Bereiche von Druck und Temperatur zu gelangen, in denen die Selbstzündung des Ottokraftstoffs überhaupt erst möglich wird. Meist geschieht dies durch Rückhaltung von heißen Brennraumgasen mittels Ventilunterschneidung.

Sowohl bei den CAI- als auch bei den HCCI-Brennverfahren fehlt ein äußerer Trigger, der die Verbrennung einleitet, wie beispielsweise der Zündfunke bei klassischen Ottomotoren. Beide Verfahren sind damit kinetisch kontrolliert und hängen besonders stark von der Zusammensetzung der Zylinderladung sowie vom Druck und der Temperatur ab. Um den Verbrennungsprozess von CAI- und HCCI-Brennverfahren zu steuern, müssen folglich diese drei Einflussgrößen gleichzeitig kontrolliert werden. Da hier gegenseitige Abhängigkeiten bestehen, ist die Steuerung kinetisch kontrollierter Brennverfahren eine große Herausforderung. Aufgrund dieser Schwierigkeiten und wegen der hohen Reaktionsraten sind CAI- und HCCI-Brennverfahren bislang auf Betriebspunkte im unteren Kennfeldbereich beschränkt. Neuere Untersuchungen zeigen aber, dass Aufladung eine Möglichkeit zur Laststeigerung auch bei kinetisch kontrollierten Brennverfahren darstellt [53, 97, 112].

Sauer [112] gibt eine umfassende Zusammenfassung der möglichen Steuerungskonzepte für CAI-Brennverfahren. Eines der vorgestellten Konzepte sieht die Verwendung variabler Ventiltriebe vor. Der Zeitpunkt, bei dem das Auslassventil schließt, bestimmt die Menge an internem Restgas, die nach dem Ladungswechsel im Brennraum verbleibt. Frühes Auslassschließen führt zu hohen Restgasraten und folglich zu höheren Temperaturen bei Kompressionsbeginn. Die Zündung setzt damit früher ein und die Verbrennung läuft schneller ab. Spätes Auslassschließen hingegen führt zu geringeren Restgasraten und damit zu späteren Verbrennungsschwerpunkten. Da die Temperatur des Verbrennungsgases mit dem Lastpunkt beträchtlichen Schwankungen ausgesetzt ist, müssen die Steuerzeiten für jeden Betriebspunkt individuell angepasst werden.

Bei Motoren mit Benzindirekteinspritzung stellt der Einspritzzeitpunkt eine weitere Stellgröße zur Steuerung der Verbrennungsschwerpunktlage dar. Aufgrund der besseren Gemischaufbereitung und der längeren Verweildauer führen frühe Einspritzzeitpunkte zu hohen Umsatzraten und frühen Schwerpunktlagen [111]. Bei späterer Einspritzung ergibt sich eine Schichtung der Zylinderladung hinsichtlich der Gemischzu-

sammensetzung und, bedingt durch die Verdampfungsenthalpie des Kraftstoffs, auch hinsichtlich der Temperatur. Diese Ladungsschicht ist verantwortlich für unterschiedliche Zündverzugszeiten und bewirkt damit geringere Reaktionsraten und sanftere Druckerhöhungen [113].

Wie die obigen Ausführungen zeigen, ist die Steuerung von CAI-Brennverfahren stets mit großem technischen Aufwand und damit mit hohen Kosten verbunden. Vor diesem Hintergrund beschäftigt sich die vorliegende Arbeit mit einem neuen Ansatz zur Steuerung eines kinetisch kontrollierten Brennverfahrens für Ottokraftstoffe. Die Verbrennung eines stark verdünnten Gemischs aus Luft und Benzin wird dabei durch die brennraumdirekte Einspritzung einer kleinen Menge an Dieselkraftstoff eingeleitet. Ohne die Einspritzung des Diesels setzt die Verbrennung nicht ein. Mit dem Zeitpunkt der Dieseleinspritzung und der eingespritzten Dieselmenge stehen damit zwei vom Betriebspunkt unabhängige Stellgrößen zur Verbrennungssteuerung zur Verfügung. Da die Mischung der beiden Kraftstoffe, die eine unterschiedliche Neigung zur Selbstzündung aufweisen, erst im Brennraum erfolgt, ergibt sich stets eine Schichtung der Zündwilligkeit. Wie oben beschrieben können so geringere Reaktionsraten realisiert werden. Für diese Art der Steuerung eines kinetisch kontrollierten Brennverfahrens werden keine aufwändigen variablen Ventiltriebe oder gar Benzindirekteinspritzung benötigt. Es lässt sich somit vergleichsweise einfach auch an hubraumgroßen Dieselmotoren umsetzen.

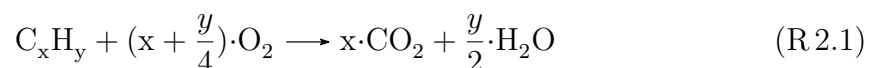
Im Rahmen der durchgeführten Arbeit wird dieses neue Dual-Fuel-Brennverfahren an einem Einzylinderforschungsmotor, der auf einem Nutzfahrzeugdieselmotor basiert, umgesetzt und detailliert experimentell untersucht. Im Mittelpunkt stehen dabei die Identifikation einzelner Einflussgrößen und die Bestimmung ihrer Auswirkungen auf den Verbrennungsablauf, die Motorbelastung sowie die Schadstoffemissionen. Zur genauen thermodynamischen Analyse, wird ein spezielles Modell entwickelt, das in der Lage ist, den Verbrennungsablauf des Dual-Fuel-Brennverfahrens wesentlich besser abzubilden als gängige Ein- oder Zweizonenmodelle. Abschließend wird das Potential des Brennverfahrens an verschiedenen Lastpunkten im Kennfeld aufgezeigt.

2 Ausgewählte Grundlagen relevanter motorischer Prozesse

Bei dem in der vorliegenden Arbeit vorgestellten Brennverfahren mit der kombinierten Verbrennung von Diesel und Benzin handelt es sich um ein kinetisch kontrolliertes Brennverfahren. Die Einleitung der Verbrennung erfolgt durch die Einspritzung einer kleinen Menge an Dieseldieselkraftstoff in ein homogenes, mageres Benzin-Luft-Gemisch. Der Gemischbildungsvorgang und die anschließende Zündung des Dieseldieselkraftstoffs spielen hierbei eine ebenso wichtige Rolle wie die kinetisch kontrollierte Verbrennung des Benzins. Zum besseren Verständnis wird im Folgenden ein kurzer Überblick über die chemischen und physikalischen Vorgänge gegeben, die bei der dieselmotorischen Gemischbildung und Verbrennung sowie bei der Niedertemperaturverbrennung mit homogener Ladung von Bedeutung sind.

2.1 Selbstzündung und Verbrennung höherer Kohlenwasserstoffe

Bei Verbrennungsmotoren hat die Zündung einen erheblichen Einfluss auf den Ablauf der Verbrennung und beeinflusst damit maßgeblich das Systemverhalten hinsichtlich Leistung und Emissionen. Für die ablaufenden chemischen Prozesse ist es dabei unerheblich, ob eine von außen induzierte Zündung wie etwa die Funkenzündung bei Ottomotoren oder ob eine Selbstzündung wie bei Dieselmotoren vorliegt. In beiden Fällen handelt es sich sowohl bei den Zünd- wie auch bei den folgenden Verbrennungsprozessen um Radikalkettenreaktionen, bei denen reaktive Spezies gebildet werden und auf unterschiedlichen Wegen weiterreagieren [139]. So läuft die Verbrennung höherer Kohlenwasserstoffe (C_xH_y) mit der Bruttoreaktion



nicht in einem einzigen Reaktionsschritt ab, sondern durchläuft eine Vielzahl verschiedener Reaktionen, an denen nur wenige Moleküle beteiligt sind. In diesen sogenannten Elementarreaktionen entstehen Zwischenprodukte, die entweder in nachfolgenden Elementarreaktionen verbraucht werden oder am Ende der Verbrennung als Schadstoffe

erhalten bleiben [81]. Ein System von Elementarreaktionen, das den Verbrennungsprozess eines Stoffes mit einem Oxidationsmittel beschreibt, wird als Reaktionsmechanismus bezeichnet.

Entscheidend dafür, ob oder wie ein Verbrennungsprozess abläuft, ist die Geschwindigkeit, mit der Radikale gebildet werden und wie diese weiterreagieren. In sogenannten Ketteneinleitungsreaktionen werden z. B. durch thermischen Zerfall aus stabilen Spezies aktive Radikale gebildet [141, 148]. Im weiteren Verlauf der Reaktion greifen diese Radikale den Brennstoff an und bilden neue Radikale, die ihrerseits mit anderen Radikalen oder Molekülen weiterreagieren. Bleibt bei einer solchen Folgereaktion die Anzahl der Radikale konstant, spricht man von einer Kettenfortpflanzungsreaktion. Verringert sich hingegen die Anzahl der Radikale, z. B. durch Rekombination an Wänden, handelt es sich um eine Kettenabbruchreaktion. Reaktionen, bei denen sich die Anzahl der Radikale erhöht, werden als Kettenverzweigungsreaktionen bezeichnet. Sie bestimmen maßgeblich das Verhalten eines chemisch reagierenden Systems hinsichtlich Zündung und Verbrennung. Überwiegen in einem System die Kettenverzweigungsreaktionen, steigt die Konzentration der aktiven Radikale mit der Zeit an und es kommt zu einer Radikalkettenexplosion, also einem sich mittels Kettenverzweigung selbst verstärkenden Umsatz des Brennstoffs.

Kennzeichnend für Explosionen im Allgemeinen ist der exponentielle Anstieg der Temperatur und der Anzahl der freien Radikale innerhalb des reagierenden Systems. Als Zündzeitpunkt wird in diesem Zusammenhang häufig ein Zeitpunkt definiert, bei dem die Konzentration eines bestimmten Radikals, z. B. OH, oder die Temperatur des Systems einen definierten Wert übersteigt [81]. Die Temperatur, die im reagierenden System zu diesem Zeitpunkt vorliegt, wird Zündtemperatur genannt [15].

Charakteristisch für die oben genannten Radikalkettenexplosionen ist die Induktions- bzw. Zündverzugszeit. Während dieser werden freie Radikale zunächst nur langsam gebildet und die Systemtemperatur steigt nur unwesentlich an. Erreicht die Konzentration der Radikale einen kritischen Wert, so ist der Brennstoff bereits zu einem erheblichen Teil verbraucht und die schnelle Zündung setzt ein [81]. Bei den meisten Reaktionen führt sowohl die mit der Zündung verbundene Temperatur- als auch die Drucksteigerung zu einer weiteren Beschleunigung der Reaktion.

Welche Reaktionen während der Induktionszeit und bei der Zündung ablaufen, hängt stark vom thermodynamischen Zustand des Systems und dem Brennstoff ab. Für Alkane ergeben sich abhängig von der Temperatur drei unterschiedliche Zünd- bzw. Verbrennungsregime. Die im Folgenden angegebenen Temperaturbereiche entsprechen den Angaben von Westbrook und sind [140] zu entnehmen.

Bei Temperaturen über 1200 K, wie sie beispielsweise in der Vorwärmzone einer Flammenfront vorliegen, greifen die in der Flamme gebildeten Radikale H, O oder OH den Kraftstoff an und führen zur Abgabe von Wasserstoffatomen (H-Abstraktion)

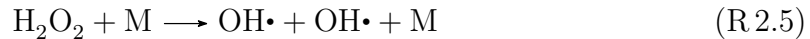
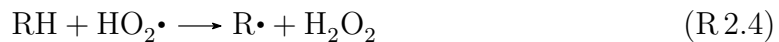
und damit zur Bildung von Alkylradikalen. Aufgrund der hohen Temperaturen zerfallen diese Alkylradikale anschließend zu immer kleineren Alkenen und Alkylradikalen (β -Zerfall), bis schließlich die relativ stabilen Radikale Methyl und Ethyl gebildet werden. Die Weiterreaktion dieser beiden Radikale läuft deutlich langsamer ab als der β -Zerfall. Dies ist der Grund für die Ähnlichkeit der Reaktionsabläufe aller Alkane und Alkene [138].

Während Methylradikale wieder zu stabilen Verbindungen (Ethan) rekombinieren können, beschleunigt die Bildung der Ethylradikale den Reaktionsablauf. Der Zerfall dieser Radikale ergibt ein H-Radikal, das anschließend über



weiterreagieren kann. Reaktion R 2.2 beschreibt die entscheidende Kettenverzweigungsreaktion für die Oxidation von Kohlenwasserstoffen bei hohen Temperaturen [141].

Aufgrund der hohen Aktivierungsenergie sowohl für Reaktion R 2.2 als auch für den thermischen Zerfall von Alkylradikalen werden bei mittleren Temperaturen zwischen 850 K und 1200 K zu wenige Radikale gebildet, sodass es nicht zu einer schnellen Zündung kommen kann [140]. In diesem Temperaturbereich wird die Zündung durch folgende Kettenverzweigungsreaktion bestimmt:



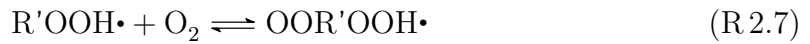
Hierbei stellt RH ein Alkan und $\text{R}\cdot$ ein Alkylradikal dar. Mit M wird ein beliebiger Stoßpartner bezeichnet. Insgesamt handelt es sich bei den Reaktionen R 2.3 bis R 2.5 um eine Kettenverzweigung, da mit einem H-Radikal zwei OH-Radikale gebildet werden. Bei niedrigeren Temperaturen läuft der Zerfall von Wasserstoffperoxid (Reaktion R 2.5) langsam ab, sodass dessen Konzentration zunächst ansteigen kann. Zwischen 900 K und 1000 K beschleunigt sich der Zerfall von H_2O_2 und es kommt zur Zündung. Westbrook [140] beschreibt den Prozess der Bildung von Wasserstoffperoxid bei mittleren Temperaturen und den anschließenden Zerfall im Temperaturbereich zwischen 900 K und 1000 K, der mit einem drastischen Anstieg an OH-Radikalen verbunden ist, als entscheidenden Zündprozess bei den kinetisch kontrollierten CAI- bzw. HCCI-Brennverfahren.

Bei niedrigeren Temperaturen verliert der oben beschriebene Zerfall von Wasserstoffperoxid an Bedeutung und andere, von der Art des Brennstoffs abhängige, Reaktionspfade werden bestimmend für den Zündprozess.

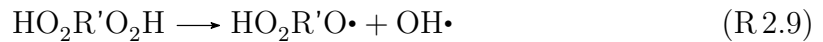
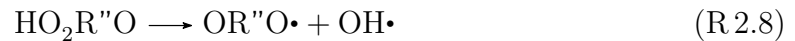
Zunächst reagieren Kohlenwasserstoffradikale ($R\cdot$) mit Sauerstoff entsprechend der stark temperaturabhängigen Reaktion R 2.6 zu Peroxiradikalen ($RO_2\cdot$), die Wasserstoffatome unter Bildung von Hydroperoxi-Verbindungen abstrahieren können.



Handelt es sich dabei um ein Wasserstoffatom eines anderen Moleküls (externe Wasserstoffabstraktion), entsteht ein gesättigtes Hydroperoxid ($ROOH$), das zu einem Oxiradikal ($RO\cdot$) und einem Hydroxylradikal ($OH\cdot$) zerfällt. Bei der internen H-Abstraktion, die wesentlich schneller als die externe abläuft, wird ein Wasserstoffatom des selben Moleküls umgelagert und intermediär eine stabile Ringstruktur gebildet. Das so gebildete Hydroperoxiradikal ($R'OOH\cdot$) kann in einer Kettenfortpflanzung zu einer stabilen Verbindung (Aldehyd oder Keton) und einem Hydroxylradikal ($OH\cdot$) zerfallen oder ein weiteres Mal entsprechend Reaktion R 2.7 mit Sauerstoff reagieren.



Das bei dieser Reaktion entstandene neue Dihydroperoxiradikal ($OOR'OOH\cdot$) reagiert nach interner oder externer H-Abstraktion weiter, bis letztendlich die Kettenverzweigung durch Reaktion R 2.8 (interne H-Abstraktion) bzw. Reaktion R 2.9 (externe H-Abstraktion) gegeben ist.



R' bzw. R'' deuten dabei an, dass eine C-H-Bindung durch interne H-Abstraktion aufgebrochen wurde.

Setzt durch den oben beschriebenen Mechanismus die Zündung ein und bewirkt ein Ansteigen der Temperatur, verlagert sich das Gleichgewicht der Reaktionen R 2.6 und R 2.7 auf die Seite der Edukte. Dem Kettenverzweigungsmechanismus wird damit die Grundlage entzogen [21] und die Radikalkettenexplosion bricht ab. Es folgt eine zweite Zündverzugszeit, in welcher der Kraftstoff nach dem oben beschriebenen Mechanismus der Zwischentemperaturoxidation abgebaut wird, bis ausreichend OH-Radikale zur Einleitung einer schnellen Zündung vorhanden sind. Abbildung 2.1 zeigt hierzu die Temperaturverläufe von n-Heptan-Sauerstoffmischungen in Stickstoff und Argon für unterschiedliche Starttemperaturen. Für die Starttemperaturen von 650 K und 750 K ist deutlich die Zweistufenzündung zu erkennen und die Erhöhung der Temperatur führt zu einer kürzeren Zündverzugszeit. Wird die Starttemperatur hingegen auf einen Wert von 850 K angehoben, verlängert sich die Zündverzugszeit und die Zündung erfolgt, wie für die Zwischentemperaturoxidation typisch, einstufig. Die oben beschriebene sogenannte degenerative Kettenverzweigung und die damit verbundene Zweistufenzündung ist dafür verantwortlich, dass in bestimmten Temperaturbereichen

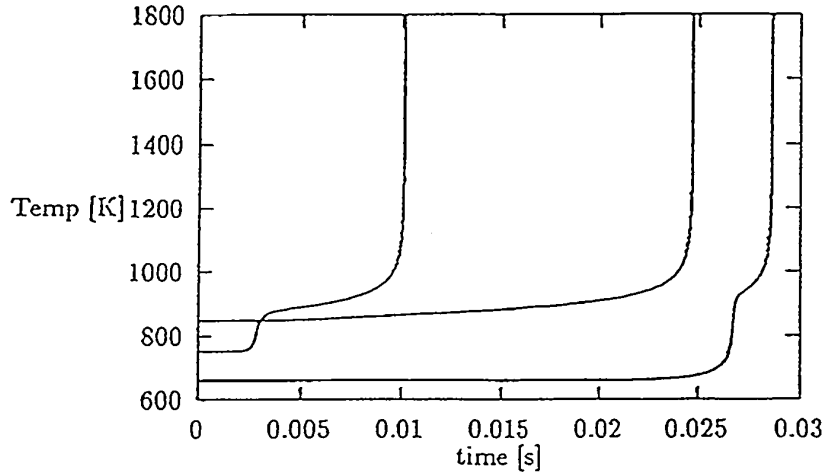


Abbildung 2.1: Berechnete Temperaturverläufe von n-Heptan-Sauerstoffmischungen in Stickstoff und Argon [141]

die Zündverzugszeit trotz steigender Temperatur zunimmt (vgl. Abbildung 2.1). Wie stark ausgeprägt dieses Verhalten ist, hängt von der Struktur und Größe des Kraftstoffmoleküls ab. Generell können langkettige Moleküle leichter in kleinere Radikale, die am Anfang eines jeden Zündprozesses stehen, gespalten werden und zeigen somit eine höhere Zündwilligkeit. Die Ausprägung des NTC-Bereichs (negative temperature coefficient) wird jedoch maßgeblich von der Fähigkeit zur internen Wasserstoffabstraktion und von der Art der intermediär gebildeten Ringstruktur bestimmt. Besitzt ein Molekül eine hohe Anzahl an sekundären C-H-Bindungen, die eine geringere Bindungsenergie aufweisen als primäre, wird die interne H-Abstraktion erheblich vereinfacht. Weiterhin besteht in der Folge die Möglichkeit zur Bildung eines energetisch günstigen 6-Atom-Rings, was schließlich die Bildung eines Hydroperoxiradikals ermöglicht und somit die Basis des oben beschriebenen Mechanismus der Niedertemperaturoxidation bildet [81, 139].

Im Vergleich zu iso-Oktan besitzt n-Heptan wesentlich mehr sekundäre C-H-Bindungen und ist dementsprechend deutlich zündwilliger und weist einen ausgeprägten NTC-Bereich auf. Abbildung 2.2 zeigt berechnete Zündverzugszeiten für n-Heptan in Abhängigkeit von Druck und Temperatur. Es ist zu erkennen, dass mit steigendem Druck die Zündverzugszeit sinkt und der NTC-Bereich zu höheren Temperaturen verschoben wird. Im Bezug auf die kombinierte Verbrennung von Dieselmotorkraftstoff und Benzin, die Gegenstand dieser Arbeit ist, weisen Untersuchungen von Inagaki et al. [56] darauf hin, dass bei der Reaktion von Mischungen aus n-Heptan, dem Vergleichskraftstoff für Diesel, und iso-Oktan, dem Vergleichskraftstoff für Benzin, die Oxidation beider Komponenten nahezu so abläuft, als wäre die jeweils andere Komponente nicht vorhanden. Die oben beschriebenen Zusammenhänge behalten also auch bei dem hier untersuchten Brennverfahren ihre Gültigkeit.

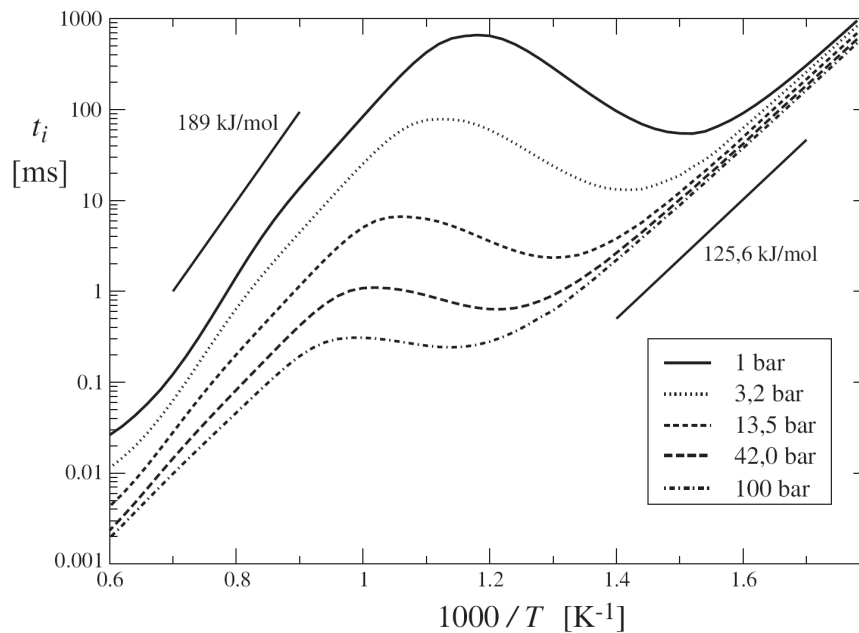


Abbildung 2.2: Zündverzugszeiten für n-Heptan in Abhängigkeit von Druck und Temperatur [101]

2.2 Schadstoffentstehung

Bei der motorischen Verbrennung entstehen neben den Produkten der vollständigen Verbrennung CO_2 und H_2O auch stets Schadstoffe. Es handelt sich hierbei um Stoffe, die entweder als Zwischenprodukte der Verbrennung gebildet werden und anschließend nicht bzw. nur unvollständig weiterreagieren oder um Stoffe, die erst entstehen, wenn durch den Verbrennungsprozess die hierfür notwendigen Randbedingungen geschaffen werden. Generell hängt die Schadstoffentstehung eng mit der Prozessführung der Verbrennung und weniger mit der Art des Brennstoffs zusammen. Die entscheidenden Einflussgrößen sind hierbei die Temperatur sowie das Luftverhältnis λ , also das Verhältnis von der für die Verbrennung des vorhandenen Kraftstoffs notwendigen zu der tatsächlich vorhandenen Luftmenge. Zu beachten ist, dass λ nicht im gesamten Brennraum den selben Wert annehmen muss und somit die Schadstoffentstehung besonders bei der konventionellen heterogenen dieselmotorischen Verbrennung im Brennraum lokal unterschiedlich ablaufen kann.

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC), Kohlenmonoxid (CO), Stickoxide (NO_x) und Partikel sind die wichtigsten Schadstoffe bei der motorischen Verbrennung und sind entsprechend in allen Abgasvorschriften reglementiert. Im Folgenden werden die Bildungsmechanismen dieser Schadstoffe im Hinblick auf das hier untersuchte Dual-Fuel-Brennverfahren näher erläutert.

2.2.1 Stickoxide

Unter dem Begriff Stickoxide (NO_x) versteht man im Allgemeinen das bei der Verbrennung entstehende Stickstoffmonoxid NO sowie das durch Oxidation bei atmosphärischen Bedingungen umgewandelte Stickstoffdioxid NO_2 . Stickoxide sind verantwortlich für die Bildung des bodennahen Ozons und verursachen den sogenannten sauren Regen. Prinzipiell wird zwischen thermischem NO , Prompt- NO , Brennstoff- NO und über Distickstoffoxid gebildetem NO unterschieden. Brennstoff- NO spielt dabei nur eine Rolle, wenn Kraftstoffe mit Stickstoffanteil wie z. B. Schweröle bei großen Zweitaktsschiffsdieselmotoren zum Einsatz kommen.

An dieser Stelle soll lediglich ein zum Verständnis der Arbeit hilfreicher Überblick der wichtigsten NO_x -Bildungsmechanismen gegeben werden. Eine umfassende Darstellung ist z. B. in [89] gegeben.

Thermisches NO Thermisches NO wird bei hohen Temperaturen hinter der Flammenfront gebildet. Freie Sauerstoff-Radikale und die hohe OH -Konzentration begünstigen dort seine Bildung. Aufgrund der dabei sehr langsam ablaufenden Reaktionen wird das chemische Gleichgewicht nicht erreicht und die Reaktionskinetik muss berücksichtigt werden [139]. Insgesamt kommt der Bildung des thermischen NO für konventionelle Diesel- und ottomotorische Brennverfahren die größte Bedeutung zu. So werden ca. 90-95 % des NO über den Zeldovich-Mechanismus (s.u.) gebildet [87].

Der sogenannte erweiterte Zeldovich-Reaktionsmechanismus beschreibt vereinfacht die Reaktionskinetik der NO -Bildung mittels der drei Elementarreaktionen:



Die Geschwindigkeitskonstanten k_1 - k_3 können für die Hin -und Rückreaktion mittels einer Arrhenius-Gleichung und empirisch bestimmter Konstanten in Abhängigkeit der Temperatur berechnet werden.

Die Rückreaktionen spielen aufgrund der in weiten Bereichen der Verbrennung niedrigen NO -Konzentration nur eine untergeordnete Rolle und können vernachlässigt werden. Die NO -Bildungsrate $\frac{d[\text{NO}]}{dt}$ kann damit allein durch die Konzentrationen der beteiligten Reaktionspartner sowie durch die Geschwindigkeitskonstanten der Hinreaktionen ausgedrückt werden.

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = k_{1_{hin}}[\text{O}][\text{N}_2] + k_{2_{hin}}[\text{N}][\text{O}_2] + k_{3_{hin}}[\text{N}][\text{OH}] \quad (2.1)$$

Für die Änderungsrate der Stickstoffkonzentration gilt analog ohne Betrachtung der Rückreaktion:

$$\frac{d[N]}{dt} = k_{1_{hin}}[O][N_2] - k_{2_{hin}}[N][O_2] - k_{3_{hin}}[N][OH] \quad (2.2)$$

Wegen der starken Dreifachbindung des in der Verbrennungsluft vorkommenden N_2 -Moleküls läuft Reaktion R 2.10 deutlich langsamer ab als die Reaktionen R 2.11 und R 2.12, sodass der bei Reaktion R 2.10 entstehende Stickstoff unmittelbar weiter reagiert. In guter Näherung kann daher $\frac{d[N]}{dt}$ zu Null gesetzt werden. Durch Addition der Gleichungen 2.1 und 2.2 ergibt sich damit für die Bildungsrate des thermischen NO:

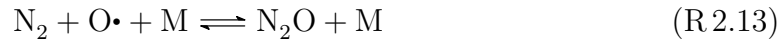
$$\frac{d[NO]}{dt} = 2 k_{1_{hin}}[O][N_2] \quad (2.3)$$

Die Geschwindigkeitskonstante $k_{1_{hin}}$ und damit die gesamte NO-Bildung ist stark von der Temperatur abhängig. Weitere Einflussfaktoren sind die Sauerstoff- sowie die Stickstoffkonzentration. Vereinfacht bedeutet dies, dass thermisches NO nur bei hohen Temperaturen und ausreichend hoher Sauerstoffkonzentration gebildet wird, wie dies z. B. bei konventionell betriebenen Ottomotoren mit leichtem Luftüberschuss der Fall ist. Bei Dieselmotoren werden Stickoxide hauptsächlich in Bereichen mit nahezu stöchiometrischer Gemischzusammensetzung, z. B. in den Randbereichen des Einspritzstrahls gebildet [49]. Die hohe Verdünnung der Ladung sorgt bei modernen Niedertemperaturbrennverfahren für so geringe Verbrennungstemperaturen, dass Reaktion R 2.10 zu langsam abläuft und damit die Bildung von thermischem NO bei diesen Brennverfahren unterdrückt werden kann.

Prompt-NO Prompt-NO oder auch Fenimore-NO wird direkt in der Flammenfront gebildet und spielt vor allem bei fetter Verbrennung eine wichtige Rolle. Fenimore-NO ist über das CH-Radikal eng mit der Reaktionskinetik von Kohlenwasserstoffen verknüpft. Im Vergleich zu thermischem NO entsteht Prompt-NO schon bei deutlich geringeren Temperaturen [139] und kann bei Niedertemperatur-Brennverfahren im Falle schlechter Gemischbildung zur Entstehung von NO_x -Emissionen beitragen.

Brennstoff-NO Brennstoff-NO entsteht aus dem im Kraftstoff gebundenen Stickstoff. Oberhalb einer Temperatur von 1100 K werden mehrere Reaktionsschritte sehr schnell durchlaufen, bei denen primär Blausäure (HCN) und Ammoniak (NH_3), das weiter zu NH reagiert, gebildet werden. Der Anteil der auf diese Art entstehenden NO_x -Emissionen ist stark vom Brennstoff abhängig und bei der Verbrennung von Benzin und Diesel vernachlässigbar gering.

Über N₂O gebildetes NO Bei sehr magerer Prozessführung mit geringen Verbrennungstemperaturen ist außerdem die NO-Bildung über N₂O zu beobachten. Bedingt durch die niedrigen Verbrennungstemperaturen wird die Entstehung von thermischem NO unterdrückt. Gleichzeitig werden aufgrund des mageren Gemischs weniger CH-Radikale gebildet und so die Entstehung von Prompt-NO gehemmt [139]. Ähnlich der ersten Reaktion des Zeldovich-Mechanismus entsteht N₂O durch die Reaktion von N₂ mit atomarem Sauerstoff:



Bedingt durch den Stoß mit dem an der Reaktion sonst nicht beteiligten Molekül M entsteht N₂O und nicht NO [87]. Durch die anschließende Reaktion von N₂O mit einem Sauerstoffradikal wird schließlich NO gebildet. Die Bildung des über N₂O gebildeten NO läuft wegen der drei benötigten Reaktionspartner bevorzugt bei hohen Drücken ab. Die Temperatur hat nur einen vergleichsweise geringen Einfluss.

Die Bedeutung der oben dargestellten Zusammenhänge wurde hauptsächlich für magere Verbrennungsprozesse bei stationär betriebenen Gasturbinen nachgewiesen [87]. Amnéus et al. [2] zeigten aber, dass die N₂O-Reaktionspfade auch bei HCCI- bzw. CAI-Brennverfahren hinsichtlich der Bildung von NO zu berücksichtigen sind. Dies gilt insbesondere bei sehr geringen NO_x-Emissionen.

Verhältnis von NO zu NO₂ Bei HCCI- bzw. CAI-Brennverfahren, aber auch bei mageren Gasmotoren, wird häufig beobachtet, dass bei sehr niedrigen NO_x-Emissionen das Verhältnis von NO zu NO₂ hin zu deutlich höheren Anteilen an NO₂ verschoben ist [2,68]. Die Ursache hierfür liegt in der Entstehung von NO₂ durch die Reaktion von NO mit HO₂, welches ein Zwischenprodukt bei der Niedertemperatur- bzw. Zwischentemperaturoxidation ist. Zwar entsteht NO₂ z. B. auch während der konventionellen dieselmotorischen Verbrennung, doch überwiegen bei den dort herrschenden hohen Temperaturen Reaktionen von NO₂ mit Wasserstoff- bzw. Sauerstoffatomen, sodass NO₂ wieder schnell zu NO gewandelt wird. Verglichen mit NO bleiben nur sehr geringe Konzentrationen an NO₂ zurück [134].

2.2.2 Kohlenmonoxid

Kohlenmonoxid ist ein Zwischenprodukt der Verbrennung kohlenstoffhaltiger Brennstoffe und tritt nur dann auf, wenn der Verbrennungsprozess unvollständig abgelaufen ist. CO entsteht daher vor allem bei sehr brennstoffreichen Gemischen, bei denen nicht genug Sauerstoff für eine vollständige Oxidation zur Verfügung steht. Bei

Dieselmotoren mit konventionellen Brennverfahren und Luftüberschuss spielen CO-Emissionen nur eine untergeordnete Rolle. Ottomotoren mit Flammenfrontverbrennung oder Motoren mit kinetisch kontrollierten Brennverfahren neigen hingegen verstärkt zur Bildung von CO. Meist treten erhöhte CO-Emissionen gleichzeitig mit hohen HC-Emissionen auf.

Bei hohen Temperaturen und Drücken, wie sie hinter der Flammenfront bei konventionell betriebenen Ottomotoren vorliegen, stimmt die tatsächliche Konzentration von CO weitgehend mit der berechneten Gleichgewichtskonzentration im ohc-System (vgl. Kapitel 4.2) überein [49,134]. Hohe Temperaturen führen dann zu hohen Konzentrationen an CO. Wenn während der Expansion die Temperaturen sinken und die Annahme des chemischen Gleichgewichts nicht mehr gilt, friert das Gleichgewicht in einem bestimmten Temperaturbereich ein und die im Auslass messbaren CO-Konzentrationen liegen deutlich über den zu den Bedingungen im Auslass passenden Gleichgewichtskonzentrationen [87].

Generell ist die Oxidation von CO zu CO₂ über das Hydroxylradikal ein langsam ablaufender kinetisch kontrollierter Prozess, der erst am Ende der Verbrennung, wenn der Kraftstoff bereits verbraucht ist, stattfindet [76]. Bei sehr mageren ($\lambda > 1.4$ [87]) oder stark verdünnten Gemischen und den damit verbundenen niedrigen Verbrennungstemperaturen wird die Reaktionskinetik der CO-Oxidation entscheidend, und es können erhöhte CO-Emissionen auftreten. Besonders bei kinetisch kontrollierten Brennverfahren mit starker Ladungsverdünnung ist dies von großer Bedeutung [22,80].

2.2.3 Unverbrannte Kohlenwasserstoffe

Emissionen unverbrannter Kohlenwasserstoffe stammen aus Brennraumbereichen, die nicht oder nur teilweise an der Verbrennung teilgenommen haben. Dementsprechend setzen sich diese Emissionen aus teilverbrannten und gänzlich unverbrannten Kohlenwasserstoffen sowie Pyrolyseprodukten zusammen. Die meisten der emittierten Kohlenwasserstoffe sind stark gesundheitsschädlich (Carbonylverbindungen, polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe). Während die Art der HC-Emissionen stark von der Zusammensetzung des Brennstoffs beeinflusst wird [49], hängen die Entstehungsmechanismen hauptsächlich von der Gemischbildung und dem Ablauf der anschließenden Verbrennung ab.

Bei Motoren mit homogenen Brennverfahren und Flammenfrontverbrennung, also bei klassischen Ottomotoren, werden die HC-Emissionen maßgeblich durch die Mechanismen des *Wall-* und *Bulk-Quenching* sowie durch die Absorption und Desorption von Kraftstoff sowohl in den Ölfilm als auch in Ablagerungen an den Brennraumwänden bestimmt.

Wall-Quenching beschreibt das Erlöschen der Flamme aufgrund starker Wärmeabfuhr sowie durch die Rekombination reaktiver Spezies an den vergleichsweise kalten Brennraumwänden. Dabei verbleibt eine Grenzschicht an der Zylinderwand, die nicht an der Verbrennung teilnimmt [64]. Mit der Abmagerung nimmt dieser Quenchbereich insbesondere bei kalten Brennraumwänden deutlich zu [120]. Ein Großteil des unverbrannten Gemischs kann allerdings von der Grenzschicht zurück in die Brennraummitte diffundieren und dort nachoxidiert werden. Insgesamt hat das *Wall-Quenching* an Brennraumwänden nur einen geringen Einfluss auf die gesamten HC-Emissionen. Besonders groß hingegen ist der Einfluss des *Wall-Quenching* in Brennraumspalten wie z. B. dem Feuersteg. Obwohl zündfähiges Gemisch vorliegt, kann sich die Flamme aufgrund zu großer Wärmeabfuhr an die Wände nicht in die Spalten hinein ausbreiten. Das dort zwischengespeicherte Gemisch tritt während der Expansionsphase aus und kann dann aufgrund der niedrigeren Temperaturen meist nur unvollständig nachoxidiert werden.

Flame- oder Bulk-Quenching tritt hauptsächlich bei sehr niedriger Last, sehr mageren Luftverhältnissen oder hohen Abgasrückführraten auf [49]. Dabei erlischt die Flamme bevor sie die Brennraumwände erreicht hat. Der Reaktionszone wird schneller Wärme entzogen als durch die chemische Reaktion der Verbrennung zugeführt werden kann. Im homogenen Magerbetrieb ergibt sich daher in der Regel ein schlechterer Durchbrand, was sich in einem verminderten maximalen Kraftstoffmassenumsatz und in erhöhten HC-Emissionen niederschlägt [69]. Durch intensivierte Ladungsbewegung im Brennraum kann dem *Flame-Quenching* beim Magerbetrieb entgegengewirkt werden [63,64]. Zu große Turbulenz kann allerdings auch zur Löschung der Flamme führen, und damit den positiven Effekt umkehren [32].

Eine weitere Quelle für unverbrannte Kohlenwasserstoffe stellt die Absorption in bzw. die Desorption von Kraftstoff aus dem Ölfilm dar. Während des Ladungswechsels diffundiert Kraftstoff aus der Zylinderladung in den Ölfilm. Es stellt sich ein von der Ölfilmdicke, der Temperatur und dem Brennraumdruck abhängiges Gleichgewicht zwischen der Kohlenwasserstoffkonzentration in der Zylinderladung und der im Ölfilm ein. Nach der Verbrennung ist die HC-Konzentration im Ölfilm größer als die im Brennraum, sodass sich der oben beschriebene Prozess umkehrt und die hohe HC-Konzentration im Schmierfilm durch Desorption abgebaut wird. Die dabei freiwerdenden Kohlenwasserstoffe können nur bei entsprechend hohen Temperaturen nachoxidieren. Besonders bei mageren Gemischen sind die Temperaturen für die Nachoxidation häufig zu niedrig und die Kohlenwasserstoffe gelangen un- bzw. teilverbrannt in den Auslass. Auch in den Ablagerungen an Brennraumwänden treten Absorption bzw. Desorption auf und führen so zu HC-Emissionen.

Der Auftrag von flüssigem Kraftstoff auf die Brennraumwände, besonders auf den Kolbenboden, kann bei Motoren mit Benzindirekteinspritzung aufgrund der damit

verbundenen ungenügenden Kraftstoffaufbereitung ebenfalls zu erhöhten Emissionen unverbrannter Kohlenwasserstoffe führen [18, 125].

Bei Dieselmotoren unterscheiden sich Gemischbildung und Verbrennung stark von den entsprechenden ottomotorischen Prozessen. Dementsprechend sind es auch andere Mechanismen, die hier zu erhöhten HC-Emissionen führen.

Bei frühen Einspritzzeitpunkten und den damit verbundenen langen Zündverzugszeiten können Bereiche des Einspritzstrahls so sehr abmagern, dass keine Zündung mehr stattfindet und diese Bereiche auch an der späteren Verbrennung nicht mehr teilnehmen. Andererseits kann es vor allem bei der Steigerung der Last aufgrund unzureichender Gemischbildung auch zu sehr fetten Strahlbereichen kommen, die im weiteren Verlauf der Verbrennung nur schlecht oder unzureichend umgesetzt werden. Auch Kraftstoff, der gegen Ende der Verbrennung aus dem Sacklochvolumen des Injektors ausdampft, kann bei den niedrigen Temperaturen während der Expansion nur noch unvollständig oxidiert werden.

Generell spielt bei der konventionellen dieselmotorischen Verbrennung die Interaktion zwischen der Kolbenmulde und dem Einspritzstrahl eine große Rolle. Hier kann es zum einen zum Erlöschen der Flamme aufgrund zu hoher Wärmeabfuhr an die Brennraumwände kommen, andererseits kann flüssiger Kraftstoff an der Muldenwand angelagert werden und so zu den HC-Emissionen beitragen. Auch sehr starker Temperatur- und Druckabfall während der Expansion kann zum Erlöschen der Diffusionsflamme führen.

Insgesamt spielt die Nachoxidation der unverbrannten Kohlenwasserstoffe bei allen Brennverfahren eine große Rolle und ist bestimmend für die tatsächlich im Abgas messbaren HC-Emissionen. Hohe Temperaturen und eine gute Durchmischung des un- bzw. teilverbrannten Gemischs mit den heißen Abgasen begünstigen dabei die rasche Nachoxidation.

Bei kinetisch kontrollierten Brennverfahren mit homogenen oder teilhomogenen Gemischen können auch bei Verwendung von Dieselmotoren die bislang nur bei Ottomotoren beobachteten Wirkmechanismen der HC-Entstehung (Absorption und Desorption aus Ablagerungen und dem Ölfilm sowie Emissionen aus Brennraumspalten) an Bedeutung gewinnen [80]. Colban et al. [22, 23] untersuchten hierzu mittels einer Gasentnahmesonde die HC-Konzentration während des Auslassvorgangs für verschiedene kinetisch kontrollierte Dieselmotoren und konnten zeigen, dass sowohl Kraftstoffanlagerungen auf den Wänden der Kolbenmulde als auch eine zu starke Abmagerung bei langen Zündverzugszeiten zu den, für diese Brennverfahren typischen, hohen HC-Emissionen beitragen. Aronsson et al. [3] untersuchten mittels laserinduzierter Fluoreszenz (LIF) den Einfluss des Spraytargeting und verschiedener Quetschspalthöhen auf die HC- und CO-Emissionen bei teilhomogener Dieselmotorenverbrennung und kamen

bei ihren Untersuchungen zu ähnlichen Ergebnissen wie Colban et al.. Um die Quellen von unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxid ausfindig zu machen, wurden von Kim et al. [65] optische Messtechnik in Verbindung mit reaktionskinetischen Rechnungen eingesetzt. Es konnte nachweisen werden, dass der Qutschpalt maßgeblich zur Entstehung von HC- und CO-Emissionen beiträgt. Außerdem wurde der Kolbenringspalt als eine weitere wichtige Quelle für HC-Emissionen bei teilhomogenen Dieselmotoren identifiziert.

2.2.4 Partikel

Neben gasförmigen Schadstoffen entstehen bei technischen Verbrennungsprozessen auch gesundheitsschädliche Feststoffemissionen, die meist einer Reglementierung unterliegen und damit im Fokus moderner Brennverfahrensentwicklung stehen. Besonders bei Dieselmotoren sind die Partikelemissionen neben den Stickoxiden die entscheidende Schadstoffkomponente und bestimmen maßgeblich die Entwicklungstendenzen moderner Dieselmotoren. Aber auch bei Ottomotoren mit Benzindirekteinspritzung können Partikelemissionen einen nicht unerheblichen Teil der Gesamtschadstoffemissionen ausmachen.

Bei Partikeln von Dieselmotoren handelt es sich zum größten Teil um kohlenstoffartige Feststoffe, die vereinfachend häufig als Ruß bezeichnet werden [87]. Weitere Arten von Partikeln sind organische (unverbrannte Kohlenwasserstoffe) und anorganische Verbindungen (Asche) sowie Sulfate. Bei den in Auspuffgasen gemessenen Rußpartikeln handelt es sich im allgemeinen nicht um reinen Ruß, sondern um Rußpartikel, an die durch Adsorptionsprozesse eine Schicht aus unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Sulfaten angelagert ist. Der Anteil der meist flüchtigen unverbrannten Kohlenwasserstoffe hängt dabei von der Temperaturhistorie der Partikel ab und kann daher stark mit der Last variieren [67].

Je nach Größe der Partikel unterscheidet man zwischen Nanopartikeln ($< 50 \text{ nm}$), ultrafeinen Partikeln ($< 100 \text{ nm}$), feinen Partikeln ($< 2.5 \text{ }\mu\text{m}$) und groben Partikeln ($< 10 \text{ }\mu\text{m}$). Der Großteil der Partikelmasse von Verbrennungsmotoren wird in Form von feinen Partikeln im sogenannten Akkumulationsmodus ausgestoßen. Die größte Partikelanzahl liegt hingegen in Form von Nanopartikeln im sogenannten Nukleationsmodus vor [67]. Dies gilt sowohl für Diesel- als auch für Ottomotoren. EU-weit reglementiert sind derzeit nur Grobpartikel (PM₁₀). Ab 2015 gelten aber auch Grenzwerte für feine Partikel (PM_{2.5}) [93]. Problematisch sind vor allem kleine Partikel, die tief in die Atmungsorgane vordringen können und wegen der angelagerten organischen Verbindungen als krebserregend gelten. Es wird aber auch vermutet, dass die schiere Größe der kleinsten Partikel ein noch höheres Gefährdungspotenzial in sich birgt [14].

Die Bildung von Rußpartikeln ist besonders bei hohen Temperaturen und unter Luftmangel stark ausgeprägt. Die dabei ablaufenden Vorgänge sind sehr komplex und noch nicht vollständig verstanden. Nach dem heutigen Stand des Wissens lassen sich aber folgende Teilprozesse ableiten (vgl. auch Abbildung 2.3):

- Bildung und Wachstum großer aromatischer Kohlenwasserstoffe
- Bildung von Rußkeimen
- Koagulation und Wachstum der Rußkeime
- Rußoxidation

Ungesättigte Kohlenwasserstoffe, die bevorzugt bei hohen Temperaturen durch Pyrolyse entstehenden, stellen den Ausgangspunkt der Rußbildung dar. Über Zwischenschritte reagieren diese zu Ethin (C_2H_2), woraus anschließend die sogenannten PAKs (polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe), ein oder mehrringige aromatische Kohlenwasserstoffe, entstehen. Durch fortschreitende H-Abspaltung und Ethinanlagerung, den sogenannten HACA-Mechanismus, werden diese immer größer und stabiler, bis sich schließlich graphitähnliche Strukturen ausbilden. Durch Anlagerung aus im Kraftstoff enthaltenen Aromaten kann dieser Wachstumsprozess weiter beschleunigt werden. Von Partikeln wird dann gesprochen, wenn die flachen PAK-Strukturen kleine, kugelförmige Strukturen, die sogenannten Rußkeime, bilden [87, 139].

Parallel zum Wachstum der Rußkeime durch weitere Anlagerung von Ethin findet eine Koagulation der primären Rußpartikel statt, bei der einzelne Partikel miteinander verschmelzen und so neue, größere Partikel bilden. Das Wachstum durch Ethin-Anlagerung ist aufgrund der einhergehenden Dehydrierung stets mit der Anreicherung an Kohlenstoff verbunden. Ab einer gewissen Größe können die Partikel nicht mehr miteinander verschmelzen, sodass räumlich verzweigte Ketten, sogenannte Agglomerate, entstehen.

Neben der Bildung von Ruß spielt vor allem dessen Oxidation eine entscheidende Rolle. So ist die im Abgas messbare Rußmenge nur ein Bruchteil der während der Verbrennung entstandenen Gesamtmenge. Zu jedem Zeitpunkt der Verbrennung wird Ruß gebildet und wieder oxidiert. Zu Beginn der Verbrennung überwiegt dabei die Rußbildung, sodass die Rußkonzentration im Brennraum ansteigt. Mit fortschreitender Verbrennung nimmt die Bildung von Ruß immer weiter ab und die Oxidationsprozesse überwiegen. Die Rußkonzentration sinkt wieder, bis beide Prozesse schließlich zum Erliegen kommen.

Die Rußbildung ist eng mit der Entstehung der PAKs gekoppelt und damit ein kinetisch kontrollierter Prozess, der stark von der Temperatur abhängt. Abbildung 2.3 zeigt hierzu den Rußertrag in Abhängigkeit des Luftverhältnisses und der Temperatur. Besonders für Temperaturen im Bereich von 1500 K bis 1900 K in Verbindung mit

Sauerstoffmangel wird viel Ruß gebildet. Allerdings ist ebenfalls ersichtlich, dass die Rußentstehung auch unter Luftmangel ($\lambda > 0,6$) unterbunden werden kann. Bei sehr hohen Temperaturen werden die Rußvorläufer pyrolysiert und oxidiert, wohingegen sie bei niedrigen Temperaturen nicht in ausreichender Menge gebildet werden, sodass die Rußentstehung auf einen Temperaturbereich von 1000 K bis 2000 K begrenzt ist [59]. Untersuchungen von Mansurov et al. [82,83] weisen allerdings darauf hin, dass es auch im Bereich kalter Flammen zur Bildung von Ruß kommen kann.

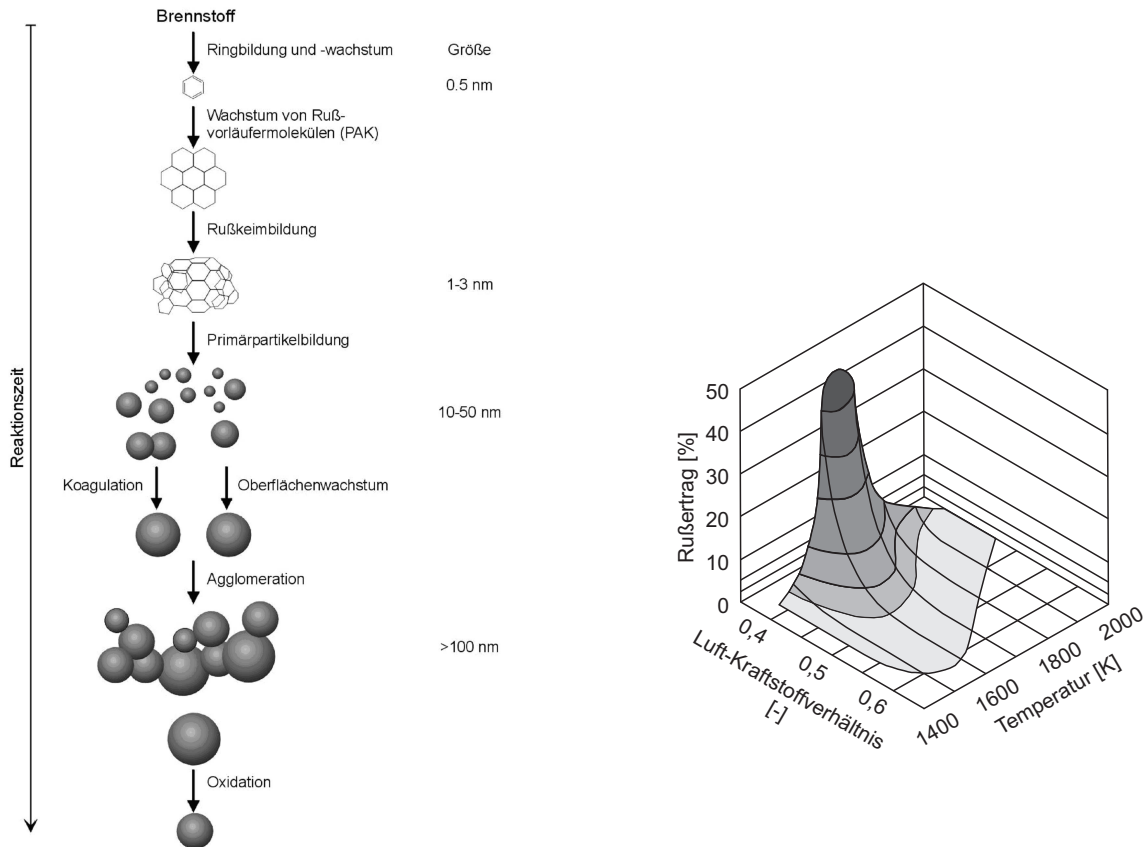


Abbildung 2.3: Schematische Darstellung der Rußentstehung [11] (links) und Rußertrag in Abhängigkeit der Temperatur und des Luftverhältnisses λ [102] (rechts)

Während Rußpartikel im Laufe der Verbrennung gebildet werden, entstehen Partikel aus organischen Verbindungen und Sulfaten durch Keimbildung und Kondensation im vergleichsweise kalten Abgas und bilden eine Vielzahl kleiner Partikel im Nukleationsmodus [67]. Brennverfahren mit vorgemischter Verbrennung (z. B. konventionelle ottomotorische Brennverfahren, HCCI- und CAI-Brennverfahren) neigen zwar nicht zur Bildung von als Schwarzrauch sichtbarem Ruß, können aber aufgrund der meist erhöhten HC-Emissionen sehr wohl eine erhebliche Anzahl an Nanopartikeln emittieren [67].

2.3 Gemischbildung und Verbrennung beim Dieselmotor

Die dieselmotorische Verbrennung ist ein komplexer Prozess, der durch die enge Kopplung von Gemischbildung und Verbrennung gekennzeichnet ist.

Bei konventionellen Dieselmotoren sind Kraftstoff und Luft nicht homogen vorge-mischt. Die Gemischaufbereitung findet erst während der Verbrennung durch Mi-schungs- und Diffusionsprozesse statt. Da die Mischung von Luft und Kraftstoff deut-lich langsamer abläuft als die anschließende Verbrennung, spricht man von einer dif-fusionskontrollierten oder auch von einer nicht-vorgemischten Verbrennung [103].

Bei modernen Dieselmotoren wird der Kraftstoff im Bereich des oberen Totpunkts direkt in den Brennraum eingespritzt. Während der Einspritzung bricht der Einspritz-strahl auf und zerfällt in immer kleinere Tropfen. Diese mischen sich mit der heißen, stark verdichteten Brennraumluft und verdampfen, sodass sich schließlich zündfähige Gemischbereiche bilden. Nach der Zündverzugszeit verbrennt der bereits ausreichend aufbereitete Kraftstoff schlagartig und die diffusionskontrollierte Verbrennung mit ei-nem stark heterogenen Gemisch setzt ein. Diese Gemischinhomogenität mit sehr fetten und sehr mageren Bereichen begünstigt sowohl die Entstehung von NO_x -Emissionen als auch die Bildung von Ruß und ist damit die Ursache der Schadstoffproblematik von Dieselmotoren.

Um bei weiterhin hohem Wirkungsgrad geringe Partikel- und NO_x -Emissionen zu ge-währleisten, sind moderne Dieselmotoren heute meist mit Common-Rail Einspritz-systemen, Abgasturboaufladung und Abgasrückführung ausgestattet [28]. Die Ent-wicklungstrends gehen dabei hin zu noch höheren Einspritzdrücken, verbesserter Auf-ladetechnik sowie Optimierung der Abgasnachbehandlung und Hybridisierung [30]. Alternative homogene oder teilhomogene Dieselmotoren sind derzeit noch Ge-genstand der Forschung.

Für das in der vorliegenden Arbeit untersuchte alternative Brennverfahren mit der kombinierten Verbrennung von Dieselmotorkraftstoff und Benzin sind die oben kurz umris-sene dieselmotorische Gemischbildung und Verbrennung von zentraler Bedeutung und werden daher im Folgenden genauer betrachtet.

2.3.1 Dieselmotorische Gemischbildung

Die Strahlausbreitung und damit die Gemischbildung läuft beim Dieselmotor größ-tenteils parallel zur Verbrennung ab. Die Gemischbildung hat folglich einen deutlich größeren Einfluss auf den Verbrennungsablauf als dies bei Brennverfahren mit vor-gemischter Ladung der Fall ist. Das Einspritzsystem und dessen genaue Abstimmung

auf die Brennraumgeometrie und die Zylinderinnenströmung ist somit bestimmend für den Wirkungsgrad und die Emissionen. Um die Bildung von Ruß zu vermeiden, muss ein schneller Zerfall des flüssigen Kraftstoffstrahls in kleine Tropfen sowie die schnelle Durchmischung dieser Tropfen mit der im Brennraum befindlichen Luft gewährleistet werden.

Abbildung 2.4 zeigt schematisch die einzelnen Zerfallsmechanismen von Dieselsprays. Es wird zwischen dem primären Strahlzerfall, bei dem der zusammenhängende Kraftstoffstrahl in größere Tropfen und Ligamente zerfällt und dem sekundären Strahlzerfall, bei dem bestehende Tropfen in kleinere Tropfen zerfallen, unterschieden.

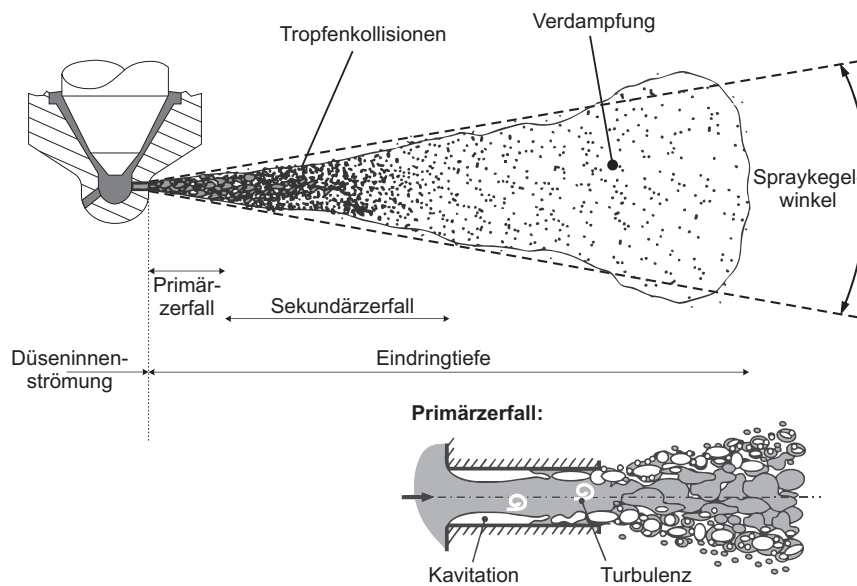


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung der Zerfallsmechanismen in Dieselsprays [5]

Der Aufbruch des flüssigen Kraftstoffstrahls während des Primärzerfalls wird maßgeblich durch den Einspritzdruck und die Geometrie der Düse bestimmt. Bei den heute üblichen Einspritzdrücken im Bereich von 2000 bar und höher tritt der Kraftstoff mit sehr hohen Geschwindigkeiten in den Brennraum ein, sodass der Kraftstoffstrahl unmittelbar nach dem Austritt aus der Düse aufbricht und in größere Tropfen zerstäubt wird. Besonders Turbulenz und Kavitation sind hierbei die bestimmenden Größen.

Die mit den hohen Auströmgeschwindigkeiten einhergehende hohe Turbulenz kann die Bildung von Wirbeln begünstigen, die schließlich die Oberflächenspannung des Kraftstoffs überwinden und zur Ablösung von Tropfen führen können.

Hydrodynamische Kavitation tritt auf, wenn der statische Druck der Düseninnenströmung aufgrund starker Umlenkung und damit verbunden starker Beschleunigung unter den Dampfdruck des Kraftstoffs fällt. Wenn die in der Einspritzdüse gebildeten

Kavitationsblasen das Spritzloch verlassen und bei den hohen Drücken im Brennraum implodieren, führt dies direkt oder aber aufgrund der steigenden Turbulenz zu primärem Strahlzerfall. Der Grad der Kavitation in einer Düse hängt dabei maßgeblich von ihrer Geometrie ab. So begünstigen u.a. rasche Querschnittsänderungen und kleine Rundungsradien am Übergang von Sackloch zu Spritzloch die Ausbildung von Kavitation. Kavitierende Düsen weisen dementsprechend einen verbesserten Strahlaufbruch und damit eine verbesserte Gemischbildung auf. Jedoch führt Kavitation zu einer Verringerung des effektiven Strömungsquerschnitts des Spritzlochs und erschwert damit die Einspritzung großer Kraftstoffmengen bei Volllast [5].

Sowohl Turbulenz als auch Kavitation führen schon im Düseninneren zum Aufbruch des Strahls, sodass bereits beim Austritt aus der Düse einzelne große Tropfen und Ligamente vorliegen. In direkter Düsennähe ergibt sich ein Spray mit hoher Tropfendichte und es kommt zu Tropfenkollision und Koaleszenz, also der Verschmelzung einzelner Tropfen miteinander.

Im sekundären Strahlzerfall weiter stromabwärts zerfallen die bereits bestehenden Tropfen aufgrund aerodynamischer Kräfte, die durch die Relativgeschwindigkeit zwischen Brennraumgas und Tropfen verursacht werden, in immer kleinere Tropfen. Infolge des *air entrainment*, also der Beimischung des Brennraumgases, magert das Spray stromabwärts kontinuierlich ab. Besonders am Strahlrand ist der Impulsaustausch mit dem Brennraumgas groß und die Tropfen werden dort stärker abgebremst als in der Strahlmitte. Es bildet sich ein konisches Kraftstoffspray mit einer höheren Konzentration an flüssigem Kraftstoff in der Strahlmitte aus. Insgesamt trägt das *air entrainment* entscheidend zur schnellen und guten Aufbereitung des Kraftstoffs bei [100].

Parallel zum Zerfall der Tropfen erfolgt deren Verdampfung bzw. Verdunstung. Die Verdampfungsrate hängt dabei einerseits von der Brennraumtemperatur, dem Druck und der Tropfengeschwindigkeit sowie andererseits von den chemischen und physikalischen Eigenschaften des Kraftstoffs ab [99]. Hohe Relativgeschwindigkeiten zwischen Tropfen und Brennraumgas begünstigen sowohl den konvektiven Wärmeübergang auf den Tropfen als auch den Abtransport des bereits verdampften Kraftstoffs und führen so zu einem den Verdunstungsprozess vorantreibenden, größeren Konzentrationsgefälle an der Tropfenoberfläche. Tropfenradius und -temperatur haben ebenfalls Einfluss auf die Wärmeübertragung vom Brennraumgas zum Tropfen.

Relativ einfach zu messen ist die Eindringtiefe sowohl der Gas- als auch der Flüssigphase des Kraftstoffsprays. Druckkammeruntersuchungen [75] zeigen, dass die Eindringtiefe von Gas- und Flüssigphase zunächst gleich sind. Nach Überschreiten einer gewissen Einspritzdauer bleibt die Eindringtiefe des flüssigen Kraftstoffs schließlich konstant, während die Gasphase immer weiter eindringt. Im Motor wird die Eindringtiefe des Sprays durch die Brennraumwände begrenzt. Bei sehr hohen Einspritzdrücken, langen

Einspritzdauern oder niedrigen Gasdichten im Brennraum aufgrund früher Einspritzzeitpunkte kann das Spray auf die Zylinderwand bzw. die Kolbenmulde auftreffen und einen nur langsam abdampfenden Kraftstofffilm ausbilden [5]. Durch entsprechende Gestaltung der Muldenform kann andererseits auch eine Strömungsumlenkung des Sprays erfolgen und so zusätzliche Luft in den Strahl eingebracht werden. Die Abstimmung der Einspritzparameter auf die Form der Kolbenmulde trägt daher entscheidend zur guten Luftausnutzung und Gemischbildung bei.

Der größte Teil der für die Gemischbildung zur Verfügung stehenden Energie wird über die hohen Drücke der Einspritzung eingebracht. Die turbulente kinetische Energie der Einspritzstrahlen liegt mindestens eine Größenordnung über der der Zylinderinnenströmung [87]. Erst gegen Ende der Einspritzung, wenn das Spray stark abgebremst ist, steigt der Einfluss der Ladungsbewegung. Bei Dieselmotoren sind dabei hauptsächlich Drall- und Quetschströmungen von Bedeutung. Quetschspaltströmungen werden erzeugt, wenn der Kolben den oberen Totpunkt erreicht und die Luft vom Rand der Zylinderbohrung ins Muldeninnere drückt. Drallströmungen werden hingegen über speziell angepasste Ventilsitze oder durch entsprechend geformte Einlasskanäle generiert. Im Gegensatz zu Tumble-Strömungen, die mit fortschreitender Kompression in kleinskalige Wirbel zerfallen [144], bleibt eine Drallströmung wesentlich länger erhalten [110]. In der Teillast unterstützt der Drall die Mischung von Kraftstoff und Luft und trägt so entscheidend zur Gemischbildung bei. Besonders bei Volllast kann ein zu hoher Drall allerdings zum Überwehen der einzelnen Einspritzstrahlen und damit zu erhöhten Rußemissionen führen.

2.3.2 Konventionelle dieselmotorische Verbrennung

Abbildung 2.5 gibt einen schematischen Überblick der konventionellen dieselmotorischen Verbrennung mit den drei für Motoren mit Direkteinspritzung typischen Phasen. Unmittelbar nach Einspritzbeginn bricht in Phase I, wie in Kapitel 2.3.1 beschrieben, der Einspritzstrahl auf und die Gemischbildung setzt ein. Die heiße in den Strahl gesogene Luft heizt den Kraftstoff auf und mit zunehmender Eindringtiefe bildet sich um den Strahl eine Hülle aus heißem Kraftstoffdampf und beigemischter Luft [26]. Ab Temperaturen über 750 K beginnt der Kraftstoff zu zerfallen und die für das Nieder- und Zwischentemperaturregime (vgl. Kapitel 2.1) typischen Oxidationsprozesse setzen ein [35]. Die dabei freigesetzte Wärme und die weitere Beimischung heißer Luft führen schließlich zu einem raschen Anstieg der Reaktionsraten und das während der Zündverzugszeit, also der Zeitspanne zwischen Einspritzbeginn und Zündung, gebildete Gemisch setzt schlagartig um. In Abbildung 2.5 ist der sogenannte *premixed peak*, der erste schnelle Umsatz, als Spitze im Brennverlauf zu sehen.

Da der Großteil des im Spray vorhandenen Sauerstoffs mit der vorgemischten Verbrennung verbraucht wird, kann der nachfolgende Kraftstoff in Phase II nur mit der beim

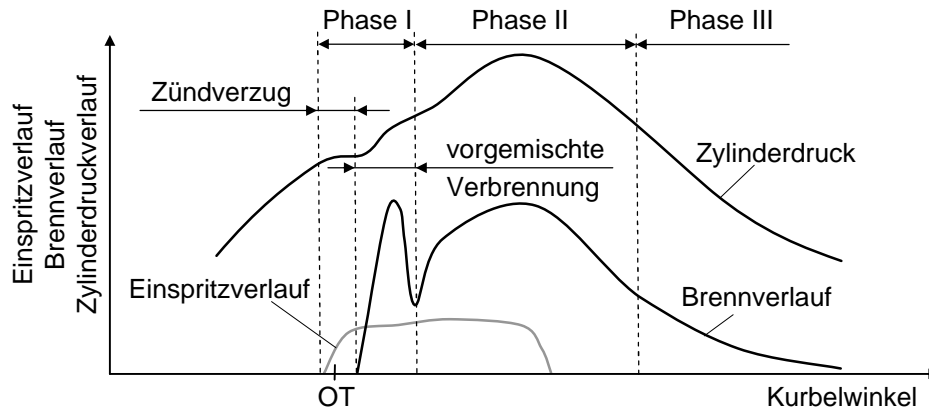


Abbildung 2.5: Phasen der konventionellen dieselmotorischen Verbrennung [122]

Austritt aus der Düse beigemischten Luft oxidiert werden. Die dabei entstehenden Produkte unvollständiger Verbrennung wie CO, Partikel und teiloxydierte Kohlenwasserstoffe diffundieren zum Strahlmangel, mischen sich dort mit der umgebenden Luft und werden schließlich in einer Diffusionsflamme bei annähernd stöchiometrischen Bedingungen nahezu vollständig oxidiert [26]. Die Temperaturen im Strahlmangel sind folglich sehr hoch und die Oxidationsprozesse laufen entsprechend schnell ab, sodass die sich ausbildende Diffusionsflamme sehr dünn ist. Der ausreichend vorhandene Sauerstoff und die hohen Temperaturen führen zur Bildung von NO_x .

Durch die bei der unvollständigen Oxidation freigesetzte Energie und durch den Wärmetransport von der heißen Diffusionsflamme ins Strahlinnere ergeben sich auch dort hohe Temperaturen. Zusammen mit der niedrigen Sauerstoffkonzentration liegen im Strahlkern insgesamt ideale Bedingungen für die Bildung von Partikeln vor (vgl. Kapitel 2.2.4). Am Strahlrand hingegen steht ausreichend Sauerstoff für die Partikeloxidation zur Verfügung, sodass ein Großteil der im Strahlkern gebildeten Partikel dort oxidiert werden kann. Mit Abschluss der Einspritzung wird der Partikelbildung im Strahlkern die Grundlage entzogen und es werden mehr Partikel oxidiert als gebildet. Die im Auslass messbare Partikelmenge liegt damit deutlich unter der während der Verbrennung maximal gebildeten.

Insgesamt wird die zweite Phase der Verbrennung von den Mischungsvorgängen zwischen der umgebenden Luft und den Produkten der unvollständigen Verbrennung aus dem Strahlkern dominiert. Diese mischungs- oder diffusionskontrollierte Verbrennung läuft dementsprechend deutlich langsamer ab als die vorgemischte Verbrennung der Phase I.

Während des Ausbrands in Phase III werden die noch vorhandenen Kraftstoffreste und Produkte der unvollständigen Verbrennung sowie Partikel oxidiert. Aufgrund der Expansion sinkt die Temperatur schnell ab. Außerdem steht weniger Sauerstoff zur Ver-

fügung, sodass die Oxidationsprozesse langsamer werden und schließlich zum Erliegen kommen. Ein Großteil der emittierten Partikel resultieren aus einem frühen Abbruch der Nachoxidation während des Ausbrands. Aus diesem Grund erfolgt zur Anhebung des Temperaturniveaus häufig eine Nacheinspritzung in der Expansionsphase [122].

Zusammenfassend zeigt Abbildung 2.6 die schematische Darstellung der Sprayverbrennung mit der fetten Verbrennung im Strahlkern und dem Strahlmantel in Form einer dünnen, heißen Diffusionsflamme.

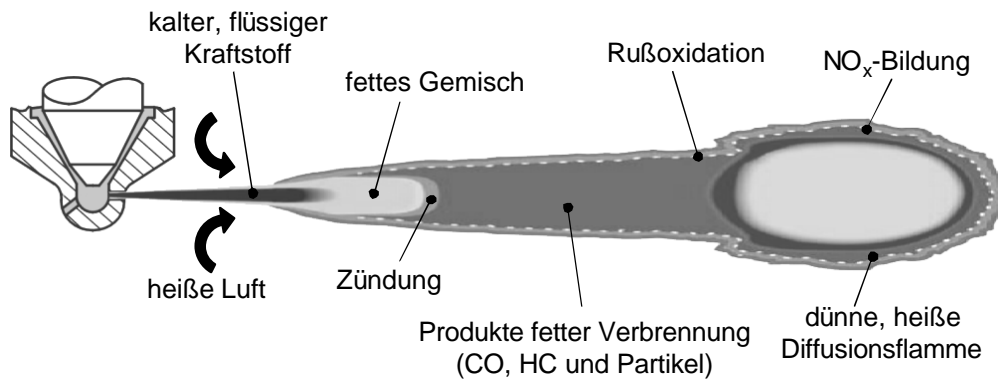


Abbildung 2.6: Schematische Darstellung der Sprayverbrennung nach [35]

2.4 Verbrennungsregime homogener Gemische

Anders als bei der dieselmotorischen Verbrennung ist bei Brennverfahren mit homogener Ladung die Gemischbildung zum Zeitpunkt der Zündung bereits abgeschlossen. Der Verbrennungsablauf wird folglich nicht durch die Mischungsprozesse von Luft mit Kraftstoff, sondern vielmehr von der Druck-, Temperatur- und Gemischverteilung sowie vom Reaktionsfortschritt der Ladung selbst bestimmt [15].

In Abhängigkeit der Ausbreitungsgeschwindigkeit u_a einer Reaktionsfront unterscheidet Zeldovich [147] zwischen drei charakteristischen Verbrennungsregimen: der Deflagration, der Volumenexplosion und der Detonation.

Bei der deflagrativen Verbrennung fällt die Temperatur um den Zündort sehr steil ab und es ergibt sich eine langsame Ausbreitungsgeschwindigkeit der Reaktionsfront. Wärmeleitung und Diffusion sind dann die entscheidenden Ausbreitungsmechanismen. Der Reaktionsablauf der Verbrennung ist dabei gekennzeichnet durch eine stark exotherme Reaktion verbunden mit hohen Temperaturen in der Flammenfront und einer geringen Reaktionsintensität vor der Flamme. Die deflagrative Verbrennung kann als

Modellvorstellung der Verbrennung bei Ottomotoren mit Fremdzündung angesehen werden.

Werden Diffusionsprozesse und Wärmeleitung vernachlässigt, hängt die Ausbreitungsgeschwindigkeit einer Reaktionsfront einzig von der Zündverzugszeit τ im Unverbrannten ab. Für ein Gemisch mit vollständig homogener Ladung wird unter diesen Voraussetzungen die Zündverzugszeit allein von der Temperatur T bestimmt, sodass für den eindimensionalen Fall die Geschwindigkeit der Reaktionsfront u_a in Abhängigkeit des Abstands r zum Zündort entsprechend Gleichung 2.4 angegeben werden kann [43].

$$u_a = \left(\frac{\partial \tau_i}{\partial r} \right)^{-1} = \left(\frac{\partial \tau_i}{\partial T} \frac{\partial T}{\partial r} \right)^{-1} \quad (2.4)$$

Demnach wird die Ausbreitungsgeschwindigkeit eines vollständig homogenen Gemischs ($\frac{\partial \tau_i}{\partial T} \neq f(r)$) einzig von der anfänglichen Temperaturverteilung $\frac{\partial T}{\partial r}$ bestimmt. Basierend auf einer einfachen Modellvorstellung für ein ideales Gas, dessen Umsatzgeschwindigkeit nur von der Temperatur abhängt (Arrhenius-Ansatz), zeigt Zeldovich [150], dass ein kritischer Wert für $\frac{\partial T}{\partial r}$ existiert, bei dem sich die Reaktionsfront annähernd mit Schallgeschwindigkeit ins Unverbrannte ausbreitet und es zur Ausbildung einer Detonation kommt. Hierbei wird die Ausbreitung der Reaktionsfront durch eine vorseilende Druckwelle vorangetrieben, welche ihrerseits durch die chemische Reaktion und die damit verbundene Wärmefreisetzung aufrecht erhalten wird [139]. Die freigesetzte Wärmemenge ist dabei so groß, dass kein Druckausgleich mit der Umgebung erfolgen kann und sich die Druckwelle nach einer gewissen Anlaufstrecke zu einer Stoßwelle aufsteilt. Die mit der Stoßwelle einhergehende Verdichtung und der damit verbundene Temperaturanstieg bewirken einen extrem schnellen Umsatz hinter der Stoßwelle und ermöglichen so deren weitere Ausbreitung [149]. Numerische Experimente von Bradley et al. [12] zeigen, dass die Entstehung einer Detonationswelle nicht allein vom anfänglichen Temperaturgradienten abhängt, sondern dass auch die Reaktivität des Gemischs und die Ausdehnung des Zündorts, dem sogenannten *hot spot*, eine wichtige Rolle spielen. Insgesamt können Detonationen in geschlossenen Brennräumen als Vorläufer einer Volumenexplosion (s.u.) betrachtet werden [12]. Detonationswellen gehen einher mit sehr hohen Ausbreitungsgeschwindigkeiten und enormen Druckspitzen. Aus motorischer Sicht sind sie hauptsächlich bei klopfender Verbrennung, bei der sich Druckwellen ausgehend vom Zündort im Endgas ausbreiten, von Bedeutung. Die dabei im Brennraum zur Verfügung stehenden Wegstrecken reichen aber im allgemeinen nicht zur Entstehung einer voll ausgebildeten Detonationswelle aus, sodass im Zusammenhang mit klopfender Verbrennung meist von sich entwickelnden Detonationswellen gesprochen wird [15].

Bei homogenen Gemischen, die ausgehend vom Zündort nur sehr geringe Temperaturgradienten und damit auch nur geringe Unterschiede in den Zündverzugszeiten

aufweisen ($\frac{\partial T}{\partial r} \approx 0$), erfolgt die Umsetzung im gesamten Gemisch nahezu zeitgleich. Man spricht dann von einer Volumenexplosion. Der Reaktionsfortschritt hängt dabei nicht mehr von molekularen Transportprozessen und Wärmeleitung, sondern allein von der Zündverzugszeit und damit von den thermodynamischen Randbedingungen, der Gemischzusammensetzung und dem Vorreaktionszustand im Unverbrannten ab. Die Volumenexplosion dient im allgemeinen als Modellvorstellung zur Beschreibung der kompressionsgezündeten Verbrennung homogener Gemische.

Abweichend von dieser Modellvorstellung liegen in realen Motoren keine vollkommen homogenen Bedingungen vor. Temperatur und Gemischzusammensetzung sind lokal unterschiedlich und bedingen damit auch lokal unterschiedliche Zündverzugszeiten. Dementsprechend erfolgt die Zündung an einigen Orten früher als an anderen [113]. Diese vorzeitige Zündung verursacht einen Druck- und Temperaturanstieg, der wiederum die Reaktionsintensität im unverbrannten Gemisch steigert und damit die Energiefreisetzung insgesamt beschleunigt [95]. Dieser sequentielle Ablauf der Verbrennung bedingt gegenüber der Volumenexplosion eine längere Brenndauer und ist damit für die motorentechnische Umsetzung der kompressionsgezündeten Verbrennung homogener Gemische von zentraler Bedeutung [12].

3 Brennverfahren mit kombinierter Verbrennung von Diesel- und Ottokraftstoff

In konventionellen Dieselmotoren wird der Verbrennungsprozess vor allem durch die stark heterogene Gemischbildung bestimmt. Trotz des global mageren Gemischs treten lokal sehr fette, aber auch nahezu stöchiometrische oder sehr magere Bereiche auf. Stickoxide werden dabei hauptsächlich in den stöchiometrischen Randbereichen des Einspritzstrahls bei den dort herrschenden hohen Verbrennungstemperaturen gebildet. Ruß entsteht vornehmlich in den fetten Bereichen des Strahlkerns (vgl. Abbildung 2.6).

Bei Dual-Fuel-Brennverfahren soll der Einfluss der heterogenen Gemischbildung auf die Abgasemissionen reduziert werden. Die Zündung und die anschließende Verbrennung eines homogenen mageren Grundgemischs werden über die Piloteinspritzung eines zweiten, leicht entflammaren Kraftstoffs, meist Diesel oder Gasöl, eingeleitet. Aufgrund der sehr geringen Menge an eingesetztem Pilotkraftstoff kann dessen diffusionskontrollierte Verbrennung vermieden werden und es ergeben sich deutlich geringere Rußemissionen. Da die zur Zündung des mageren Gemischs zur Verfügung stehende Energie selbst bei Einspritzung nur geringer Mengen Dieselkraftstoff um ein Vielfaches größer ist als die Zündenergie einer konventionellen Zündkerze, kann das häufig sehr magere Grundgemisch sicher und weiträumig entflammt werden. CO- und HC-Emissionen können so im Vergleich zu herkömmlichen mager betriebenen Ottomotoren deutlich reduziert bzw. die Magerlaufgrenze erheblich erweitert werden.

Der Kraftstoff zur Erzeugung des homogenen Grundgemischs wird häufig als Primärkraftstoff bezeichnet. Allgemein kann die mit beiden Kraftstoffen insgesamt zugeführte Energie sowohl auf den Primär- als auch auf den Pilotkraftstoff verteilt werden. Als Maß für die zugeführte Menge des Primärkraftstoffs m_{Prim} dient daher der energetische Primärkraftstoffanteil χ_{Prim} :

$$\chi_{Prim} = \frac{Q_{Prim}}{Q_{Ges}} = \frac{m_{Prim} \cdot H_{u_{Prim}}}{m_{Pilot} \cdot H_{u_{Pilot}} + m_{Prim} \cdot H_{u_{Prim}}} \quad (3.1)$$

Bislang werden Dual-Fuel-Konzepte hauptsächlich im Bereich leistungsstarker Gasmotoren eingesetzt. Im Vordergrund steht dabei vor allem die Überwindung der Standzeitproblematik herkömmlicher Zünd- oder Kammerkerzen sowie die gesteigerte Abmagerungsfähigkeit und der damit verbundene höhere Wirkungsgrad [7]. Die Umsetzung

erfolgt meist durch die Pilot- bzw. Zündeinspritzung einer sehr kleinen Menge Diesekraftstoff oder Gasöl in eine mit Bohrungen versehene Vorkammer (Micro-Pilot). Die aus der Kammer austretenden Fackelstrahlen entflammen das magere Gemisch und übernehmen so die Funktion der Zündkerze. Entwicklungsbeispiele sind in [6, 7, 45, 72] zu finden.

Neben den vorgenannten Entwicklungen im Bereich klassischer Gasmotoren zielen einige Untersuchungen aber auch auf die Steuerung der homogenen Niedertemperatur-Verbrennung mittels der kombinierten Verbrennung von Kraftstoffen unterschiedlicher Zündwilligkeit ab. Im Folgenden wird hierzu ein Überblick der für diese Arbeit relevanten Entwicklungen gegeben.

3.1 Dual-Fuel-Brennverfahren mit gasförmigen Primärkraftstoffen

Lin [79] führt an einem zum Dual-Fuel-Motor umgebauten Sechszylinder-Turbodieselmotor Untersuchungen mit *Compressed Natural Gas* (CNG) als Primär- und Diesel als Pilotkraftstoff durch. Variationsparameter sind dabei das Luftverhältnis des Grundgemischs aus Luft und CNG (λ_{CNG}) sowie die Menge des eingespritzten Pilotkraftstoffs. Eine Änderung der eingespritzten Pilotmenge bedingt dabei wegen der Forderung nach gleicher Last auch eine Änderung des CNG-Luftverhältnisses. Abhängig von der Last existiert eine bestimmte Menge an Pilotkraftstoff und damit ein bestimmtes CNG-Luftverhältnis, ab dem eine weitere Absenkung der Pilotmenge nicht mehr zu einer Verbesserung der Rußemissionen führt. Lin begründet dies damit, dass Ruß ausschließlich in den fetten Bereichen des Einspritzstrahls über dieselben Mechanismen gebildet wird wie bei der dieselmotorischen Verbrennung. Sinkt die eingespritzte Menge des Pilotkraftstoffs unter den Grenzwert, vermischt sich der Diesel vollständig mit dem ihn umgebenden mageren CNG-Gemisch und es kommt zu einer rußarmen Vormischverbrennung des Diesels mit gleichzeitig niedrigen NO_x -Emissionen. Wenn die Mengen des eingespritzten Pilotkraftstoffs allerdings sehr klein sind und entsprechend mehr CNG zugeführt werden muss, steigen die NO_x -Emissionen aufgrund des zu fetten CNG-Gemischs wieder an. Bei zu großer Pilotmenge und sehr magerem Grundgemisch können nach Lin Stickoxide aufgrund des hohen Anteils diffusionskontrollierter Verbrennung des Diesekraftstoffs entstehen.

Karim [61] untersucht die Mechanismen der Schadstoffentstehung bei Dual-Fuel-Brennverfahren am Beispiel eines mit Erdgas und Diesel betriebenen Einzylinderforschungsaggregats. Mittels eines reaktionskinetischen Modells für die Oxidation von Methan in Luft zeigt Karim, dass während der Kompression Vorreaktionen der Verbrennung ablaufen und Radikale, Aldehyde und CO gebildet werden. Versuche mit verschiedenen

Einspritzraten des Pilotkraftstoffs bei konstanter Last ($\lambda_{ges} = const.$) zeigen, dass für niedrige Lastpunkte zur besseren Entflammung des Methangemischs und damit zur Reduzierung der HC-Emissionen deutlich höhere Einspritzraten des Pilotkraftstoffs und damit magerere Methangemische erforderlich sind als bei hohen Lasten. Dies deckt sich mit den Ergebnissen von Lin [79] und Havenith [46]. Mit höherer Einspritzrate des Pilotkraftstoffs steigen allerdings die NO_x -Emission deutlich an. Nach Karim resultieren die Stickoxide hauptsächlich aus der Verbrennung des Pilotkraftstoffs, da dort höhere Temperaturen vorliegen und längere Reaktionszeiten möglich sind.

Singh et al. [118] führen an einem Einzylindermotor experimentelle und numerische Untersuchungen zur Dual-Fuel-Verbrennung durch. Zur Erzeugung des Grundgemischs wird dabei CNG verwendet, die Zündung erfolgt durch Direkteinspritzung einer kleinen Dieselmengende als Pilotkraftstoff. Der energetische Anteil von Gas am Gesamtkraftstoff wird von 0 % (reiner Dieselbetrieb) bis 95 % variiert. Dabei ist festzustellen, dass mit steigendem Gasanteil die Wärmefreisetzungsraten sinken und die Verbrennungsdauer zunimmt. Singh führt dies auf die Verbrennung des sehr mageren Grundgemischs zurück. Bezüglich der Emissionen ist im Vergleich zu reinem Dieselbetrieb eine starke Reduktion der NO_x -Emissionen bei steigendem Gasanteil festzustellen. Allerdings kommt es zu einer deutlichen Erhöhung des Ausstoßes an unverbrannten Kohlenwasserstoffen.

Daisho [25] führt Untersuchungen zur kombinierten Verbrennung von Erdgas und Diesel in Verbindung mit gekühlter, teilweise gekühlter und ungekühlter AGR durch. Bei einer AGR-Rate von 40 %, was aufgrund der Klopfneigung der maximal möglichen ungekühlten AGR-Rate bei Vollast entspricht, lassen sich mit gekühlter und teilweise gekühlter Abgasrückführung die NO_x -Emissionen bei weitestgehend gleichem Wirkungsgrad für alle Erdgasanteile deutlich senken. Bei ungekühlter AGR steigen die NO_x -Emissionen hingegen mit dem Anteil an zugeführtem Erdgas an. Hinsichtlich der Rußemissionen kann gezeigt werden, dass gekühlte bzw. teilweise gekühlte Abgasrückführung zu einer Erhöhung des Rußanteils im Abgas führt, wohingegen die Abgasrückführung mit ungekühltem Abgas zu einer deutlichen Rußreduktion führt.

Für die Untersuchungen von Tomita et al. [132] wird ein aufgeladener Einzylindermotor mit flachem Brennraum eingesetzt. Als Primärkraftstoff dient ein in das Saugrohr eingeleitetes Pyrolysegas. Die Zündung erfolgt über Gasöl, das kurz vor OT eingespritzt wird. Die Verlagerung des Piloteinspritzzeitpunkts dient dabei zur Steuerung der Verbrennung und entspricht etwa dem Zündzeitpunkt bei fremdgezündeten Ottomotoren. Ein früher Einspritzbeginn führt zu einem frühen Brennbeginn und zu einem erhöhten Maximaldruck. Einflüsse auf die Emissionen von HC, CO und Ruß sind bei den hier gewählten Einspritzzeitpunkten von 4-12 °KW v.OT nicht zu erkennen. Die NO_x -Emissionen steigen mit frühem Einspritzbeginn hingegen stark an und erreichen bei einem Einspritzzeitpunkt von 12 °KW v.OT einen Wert von ca.

1500 ppm. Demgegenüber steht ein Wert von ca. 200 ppm bei einem Einspritzzeitpunkt von 4°KW v.OT .

Die ebenfalls von Tomita durchgeföhrt Visualisierung des Verbrennungsprozesses ist in Abbildung 3.1 dargestellt. Zunächst wird nur Diesel eingespritzt (links), um die einzelnen Zündstrahlen genau lokalisieren zu können. Der anschließend aufgenommene Verbrennungsprozess des Pyrolysegases zeigt die weiträumige Entflammung des Grundgemischs durch die Verbrennung des Dieselkraftstoffs sowie die Ausbreitung einer Flammenfront von jedem der vier Fackelstrahlen (rechts).

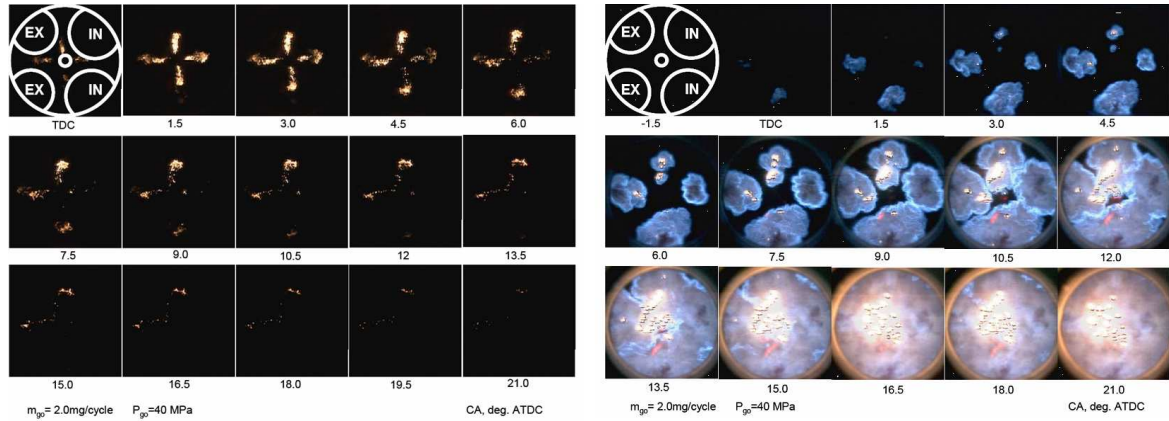


Abbildung 3.1: Ausbildung der Zündstrahlen (links) und Verbrennung des mittels Piloteinspritzung gezündeten Pyrolysegases (rechts) [132]

In [133] beschreiben Tomita et al. den Einfluss sehr früher Einspritzzeitpunkte des Pilotdiesels auf den Ablauf der Verbrennung von Methan. Weiterhin werden die Effekte von Abgasrückführung, dargestellt durch die Eindüsung von Stickstoff, untersucht. Bei der Variation des Zeitpunkts der Piloteinspritzung von 50°KW v.OT bis zum oberen Totpunkt ergeben sich zwei unterschiedliche Verbrennungsregime. Bei Einspritzzeitpunkten später als 30°KW v.OT folgt die Verbrennungsschwerpunktlage direkt dem Einspritzzeitpunkt. Ein umgekehrtes Bild ergibt sich bei früheren Einspritzzeitpunkten. Hier bewirkt eine frühe Einspritzung eine späte Schwerpunktlage. Außerdem ist bei Einspritzzeitpunkten vor 30°KW v.OT ein kleiner Peak im Brennverlauf zu erkennen, der deutlich vor der Hauptverbrennung auftritt. Tomita führt diesen auf die Niedertemperaturoxidation des Pilotdiesels zurück. Beim Vergleich mit HCCI-Brennvorfahren sieht der Autor deutliche Ähnlichkeiten im Bezug auf den Ablauf der Verbrennung. Hinsichtlich der Abgasrückführung kann gezeigt werden, dass höhere AGR-Raten den Verbrennungsschwerpunkt zu späten Zeitpunkten hin verschieben und die Maximaldrücke sinken.

Basierend auf numerischen Modellrechnungen schlagen Gong et al. [38] ein Konzept zur Steuerung der Selbstzündung von Methan mittels der Einspritzung einer kleinen Menge an Diesel vor. Die Piloteinspritzung erfolgt dabei zu Beginn der Kompression.

Die Simulationen zeigen, dass entsprechend der frühen Einspritzung die Konzentration des Dieselkraftstoffs in den Randbereichen des Brennraums höher ist als im Zentrum und zunächst nur der Dieselkraftstoff verbrennt, bevor das Methan umgesetzt. In den berechneten Brennverläufen ist der auch von Tomita [133] beobachtete erste Peak der Dieselverbrennung zu erkennen.

Srinivasan et al. [124] untersuchen ein Brennverfahren, wie es von Gong [38] vorgeschlagen wurde. Ein mageres Erdgasgrundgemisch wird durch die Piloteinspritzung bei ca. 60°KW v. OT gezündet. Die frühe Dieseleinspritzung begünstigt die gute Durchmischung des Diesels mit dem Erdgasgrundgemisch und bewirkt so längere Zündverzugszeiten und damit geringere NO_x-Emissionen. Bei energetischen Dieselanteilen von 2-3 % ergeben sich abhängig vom Einspritzzeitpunkt die bereits von Tomita et al. [133] beschriebenen Verbrennungsregime. Bei späten Einspritzzeitpunkten folgt die Verbrennung der Einspritzung, wohingegen sehr frühe Einspritzzeitpunkte zu späten Schwerpunktlagen führen. Um auch niedrigere Lasten mit guten Wirkungsgraden und geringen HC-Emissionen darstellen zu können, schlägt der Autor die Rückführung ungekühlten Abgases vor. Es zeigt sich, dass AGR bei späten Einspritzzeitpunkten zu einer verlangsamten Verbrennung und geringeren NO_x-Emissionen führt. Bei frühen Einspritzzeitpunkten steigen die NO_x-Emissionen hingegen leicht an. Srinivasan führt dies auf die gestiegenen Temperaturen der Ladung zurück. Insgesamt beschreibt Srinivasan den Verbrennungsprozess als Mischung aus Flammenfrontverbrennung und der Verbrennung kompressionsgezündeter magerer Gemische. Basierend auf den Untersuchungen von Srinivasan entwickelt Krishnan [74] ein nulldimensionales Modell zur Vorausberechnung des Brennverlaufs und kombiniert dabei ein Paketmodell für die Dieselverbrennung mit einem Modell für die turbulente Flammenfrontverbrennung des Methangrundgemischs.

3.2 Dual-Fuel-Brennverfahren mit flüssigen Primärkraftstoffen

Havenith [46] führt grundlegende Untersuchungen zum Zweistoffbetrieb von Dieselmotoren mit Methanol und Gasöl als Pilotkraftstoff durch. Das Methanolgrundgemisch wird dabei sowohl mittels Saugrohr- als auch über brennraumdirekte Einspritzung erzeugt. Im Vergleich zum Betrieb mit Gasöl ergeben sich für den Zweistoffbetrieb mit einem Methanolanteil von 90 % leichte Verbrauchsvorteile. Außerdem ist ein nahezu rußfreier Betrieb bei deutlich gesunkenen NO_x-Emissionen darstellbar.

Suzuki et al. [128] beschreiben ein Brennverfahren, bei dem ein homogenes mageres iso-Oktangemisch erst durch die direkte Piloteinspritzung einer geringen Menge Diesel gezündet wird. Ausgehend vom reinen Dieselbetrieb wird zunächst der Anteil des

Diesekraftstoffs an der insgesamt zugeführten Kraftstoffmenge reduziert. Während die Rußemissionen stetig mit der Erhöhung des Anteils an iso-Oktan sinken, bleiben die Stickoxidemissionen bis zu einem energetischen Anteil von 60 % auf dem Niveau des Dieselmotors und fallen erst bei weiterer Erhöhung des iso-Oktananteils stark ab. Der Verbrennungsschwerpunkt verlagert sich zu späten Zeitpunkten und die Umsetzung erfolgt wesentlich beschleunigt. Das Maß, in dem Diesel durch iso-Oktan ersetzt werden kann, hängt von der Last ab. Im unteren Lastbereich muss ausreichend Diesel zur Vermeidung von Verbrennungsaussetzern eingebracht werden. Bei hohen Lasten reicht hingegen schon wenig Diesel, um eine stabile Verbrennung zu gewährleisten. Die maximale Dieselmenge wird dann so festgelegt, dass trotz der mit geringem Dieselananteil einhergehenden Anfettung im Grundgemisch keine Zündung ohne Diesel erfolgt. Bei Verwendung von Abgasrückführung werden die NO_x -Emissionen unabhängig vom iso-Oktananteil reduziert und die Verbrennung läuft deutlich verlangsamt ab.

Aufbauend auf den Untersuchungen von Suzuki [128] reduzieren Ishii et al. [57] die Menge an Diesel auf unter 5 % der insgesamt zugeführten Kraftstoffmenge und weisen mittels optischer Untersuchungsmethoden die nahezu vollständig homogene Verbrennung des iso-Oktan-Dieselmischs mit geringsten Ruß- und Stickoxidemissionen nach.

Auf Basis der Ergebnisse aus [57, 128] untersuchen Suzuki et al. [129] die Zündung homogener Gemische durch Piloteinspritzung nur mit Diesel. Dabei wird sowohl das homogene Grundgemisch als auch der Zündstrahl mit Diesekraftstoff dargestellt. Die vorangegangenen Untersuchungen hatten gezeigt, dass bei Verwendung von iso-Oktan zur Erzeugung des homogenen Grundgemischs Klopfphänomene im Bereich der Volllast auftreten. Durch den Einsatz von zündwilligem Diesel wird diese Problematik weiter verstärkt. Hinsichtlich der Schadstoffemissionen ist erkennbar, dass der Schadstoffausstoß durch einen hohen Anteil an homogenem Gemisch deutlich zurückgeht. Ein hoher Anteil homogenisiert vorliegenden Kraftstoffs ist also wesentlich für geringe Ruß- und NO_x -Emissionen. Suzuki stellt fest, dass der maximal mögliche Anteil an Primärkraftstoff eindeutig durch Klopfen begrenzt ist. Bei 75% Last trat Klopfen ab ca. 80 % homogen zugeführtem Kraftstoff auf, bei Volllast bereits ab ca. 60 %. Das Klopfproblem ist insgesamt stärker ausgeprägt als bei iso-Oktan.

Lee [78] untersucht den Einfluss des Anteils an Diesekraftstoff auf die Verbrennung und die Emissionen an einem Dual-Fuel-Motor mit homogenem Benzingerisch. Der energetische Anteil an Benzin wird von 0 % bis 85 % variiert. Mit steigendem Benzinanteil sinkt der maximale Zylinderdruck und die Verbrennungsschwerpunktlage verschiebt sich nach spät. Während der Zündverzug steigt, sinkt die Brenndauer und es ergibt sich ein symmetrischer Brennverlauf ohne dieseltypischen Premixed-Peak. Lee begründet die mit steigendem Benzinanteil stetig fallenden Ruß- und NO_x -Emissionen mit dem nahezu vollständig homogenen und mageren Grundgemisch. Durch den

Einsatz von Abgasrückführung lassen sich sowohl die NO_x -Emissionen als auch die HC-Emissionen senken.

Ein homogenes Grundgemisch, das durch die Piloteinspritzung von Diesel gezündet wird, bildet auch bei Kim [66] die Basis der Untersuchungen. Zur Erzeugung des Grundgemischs kommen Diesel, n-Heptan und Benzin zum Einsatz. Wird das Grundgemisch mit Diesel oder n-Heptan erzeugt, ist die frühe Wärmefreisetzung aufgrund von Niedertemperaturoxidation im Brennverlauf deutlich zu erkennen. Außerdem erfolgt bei hoher Temperatur der Ansaugluft ($T > 50^\circ\text{C}$) die Zündung unabhängig vom Zeitpunkt der Piloteinspritzung. Wird jedoch Benzin zur Bildung des homogenen Grundgemischs verwendet, wird die Zündung erst durch die Piloteinspritzung des Dieselmotorkraftstoffs eingeleitet. Neben der besseren Steuerbarkeit zeigt die Kombination aus Benzingrundgemisch und Diesel als Pilotkraftstoff auch das größte Potenzial hinsichtlich der Reduzierung von NO_x - und Rußemissionen.

Zur Einstellung der Verbrennungsschwerpunktlage bei unterschiedlichen Lasten und vor allem bei Lastsprüngen verwendet Olsson [98] zwei Kraftstoffe mit unterschiedlicher Zündwilligkeit. Durch die gleichzeitige Einspritzung unterschiedlicher Mengen an iso-Oktan und n-Heptan in das Saugrohr wird die Zündwilligkeit des Kraftstoff-Luftgemischs im Zylinder verändert und so der Verbrennungsschwerpunkt eingestellt. Bei Verwendung von Ethanol anstatt von iso-Oktan können in Verbindung mit Turboaufladung an einem 6-Zylinder Lkw-Motor Mitteldrücke von bis zu 16 bar dargestellt werden [97]. Der Wirkungsgrad liegt dabei geringfügig unter dem des reinen Dieselmotors. Olsson begründet dies mit höheren Ladungswechselverlusten bedingt durch die Abgasturboaufladung in Verbindung mit niedrigen Abgastemperaturen und hohen Ladedrücken.

Ein ähnliches Verfahren wird von Reitz und Kokjohn [70, 108] vorgeschlagen. Zur Steuerung der Verbrennungsschwerpunktlage und zur Erreichung hoher Wirkungsgrade wird die Zündwilligkeit der Zylinderladung über unterschiedliche Verhältnisse von Benzin zu Diesel eingestellt. Den Experimenten vorangestellte Simulationsrechnungen zeigen den Einfluss der Abgasrückführung auf das jeweils beste Diesel-Benzin-Verhältnis. Tendenziell bedingt eine hohe Abgasrückführrate einen größeren Anteil an Diesel. Der optimale Wirkungsgrad ist aber weder nur mit Diesel noch allein mit Benzin darzustellen. Für die experimentellen Untersuchungen wird mittels Saugrohreinspritzung ein homogenes Grundgemisch aus Benzin erzeugt, das durch die Piloteinspritzung von Diesel zur Zündung gebracht wird. Die Piloteinspritzung erfolgt dabei direkt in den Brennraum mit einer Vor- und einer Haupteinspritzung, wobei die größere Menge an Diesel (ca. 60 %) mit der Voreinspritzung bei ca. 60-70 °KW v.OT zugeführt wird. Auf diese Weise soll die Reaktivität des Gemischs im Quetschbereich erhöht und so die HC- und CO-Emissionen reduziert werden. Die Verbrennung wird schließlich mit der zweiten Einspritzung bei ca. 35 °KW v.OT eingeleitet. Bedingt durch die zweite Dieseleinspritzung tritt gleichzeitig eine Schichtung im Luftverhältnis und in

der Zündwilligkeit des Grundgemischs auf. Die Wärmefreisetzung erfolgt nicht mehr schlagartig und die Verbrennung kann besser kontrolliert werden [109]. Ergänzende CFD-Simulationen kombiniert mit reaktionskinetischen Rechnungen zeigen, dass zunächst bedingt durch die auftretende Niedertemperaturoxidation der Dieseldieselkraftstoff (gerechnet als n-Heptan) verbraucht und Formaldehyd gebildet wird. Die Oxidation des Benzins (gerechnet als iso-Oktan) setzt erst ein, wenn durch die Niedertemperaturreaktionen des Diesels ausreichend OH-Radikale gebildet wurden. Zu Beginn der Hauptverbrennung liegt die höchste Konzentration von OH-Radikalen und anderen Zwischenprodukten entsprechend dort vor, wo die Dieseldieselkonzentration am höchsten ist. Die motorischen Experimente ergeben bei einem massebezogenen Benzanteil von 85 % und einem indizierten Mitteldruck von 11 bar geringste NO_x - und Rußemissionen. Der Wirkungsgrad liegt mit 53 % über dem des reinen Dieseldieselbetriebs. In den Brennverläufen ist der erste Peak, der auch von Tomita [133] auf die Niedertemperaturoxidation des Dieseldiesels zurückgeführt wurde, zu erkennen.

Weiterführende Untersuchungen werden von Kokjohn et al. in [71] vorgestellt. Die kombinierte Verbrennung von Diesel und Benzin wird dabei auf unterschiedliche Lasten von 5 bar bis 15 bar ausgeweitet. Für alle Lasten können geringste Ruß- und NO_x -Emissionen erzielt werden. Mit ergänzenden Simulationsrechnungen kann gezeigt werden, dass ein Großteil der HC- und CO-Emissionen aus dem Kolbenringspalt und Bereichen nahe der Zylinderwand resultieren. Bei hohen Lasten, wenn nahezu stöchiometrische Bedingungen im Grundgemisch vorliegen, führt die späte Dieseldieseleinspritzung zu fetten Gemischbereichen und verursacht so die Bildung von CO und HC. Der Autor erklärt hiermit die etwas schlechteren Wirkungsgrade bei hohen Lasten. Der maximale Wirkungsgrad von 56 % wird bei einem Mitteldruck von ca. 9 bar erreicht. Der Vergleich zwischen Dual-Fuel- und konventionellem Dieseldieselbetrieb ergibt, dass die drastische Reduktion der NO_x -Emissionen im Dual-Fuel-Betrieb vor allem auf die Vermeidung stöchiometrischer Bereiche mit hohen Verbrennungstemperaturen zurückzuführen ist. Die Vorteile im Wirkungsgrad sind hauptsächlich auf deutlich geringere Wärmeverluste und eine kürzere Brenndauer zurückzuführen.

Inagaki et al. [56] erzeugen für ihre Untersuchungen mittels Saugrohreinspritzung ein homogenes Grundgemisch aus Luft und iso-Oktan. Diesel wird während der Kompression eingespritzt, um auf diese Weise eine leichte Schichtung des Luftverhältnisses und der Zündwilligkeit zum Zeitpunkt der Zündung sicher zu stellen. Der Grad dieser Schichtung hängt dabei sowohl von der Menge an direkt eingespritztem Diesel als auch vom Zeitpunkt der Piloteinspritzung ab. Vorangestellte Experimente mit homogener Ladung und dieseldieselähnlichen Kraftstoffen unterschiedlicher Zündwilligkeit zeigen, dass die Zündung unabhängig von der AGR-Rate oder dem Luftverhältnis immer bei ähnlichen Temperaturen stattfindet und dass die Wärmemenge, die während der Niedertemperaturoxidation freigesetzt wird, mit der Zündwilligkeit des Kraftstoffs steigt. Werden die Kraftstoffe in unterschiedlichen Verhältnissen miteinander gemischt, er-

geben sich mit höherem Anteil an zündunwilligem Kraftstoff spätere Verbrennungsschwerpunkte. Weiterhin zeigt sich, dass die Kraftstoffe keinen gegenseitigen Einfluss auf ihre Zündung haben und der spätere Verbrennungsschwerpunkt folglich durch die geringere Wärmefreisetzung bei niedrigeren Temperaturen verursacht wird. Bei den Experimenten mit iso-Oktan und Diesel ergibt sich eine Abhängigkeit sowohl des Umsatzschwerpunkts als auch der maximalen Wärmefreisetzungsrates vom Einspritzzeitpunkt. Frühe Einspritzzeitpunkte ergeben späte Verbrennungsschwerpunkte und geringere Wärmefreisetzungsraten. Der Zeitpunkt der Niedertemperaturoxidation hingegen ist unabhängig vom Einspritzzeitpunkt des Dieselmotors. Insgesamt verhindert die Schichtung der Zündwilligkeit die gleichzeitige Umsetzung der gesamten Zylinderladung und bewirkt so einen weniger abrupten Verlauf der Verbrennung. Die Schichtung des Luftverhältnisses spielt nur eine untergeordnete Rolle.

4 Versuchsträger und Analysemethoden

Im Mittelpunkt dieser Arbeit steht die experimentelle Untersuchung der kombinierten Verbrennung von Diesel und Benzin. Mittels unterschiedlicher Messtechniken werden dabei der Ablauf der Verbrennung untersucht und die gewonnenen Messdaten detailliert analysiert. Im Folgenden werden die für diese Arbeit eingesetzten Motoren und Prüfstände sowie die verwendete Messtechnik und die zur Analyse des Brennverfahrens angepassten oder speziell entwickelten Analysemethoden vorgestellt.

4.1 Versuchsträger und Prüfstandsaufbau

Für die experimentellen Untersuchungen stehen zwei unterschiedliche Motoren zur Verfügung, die im Weiteren mit Motor I und Motor II bezeichnet werden. Bei beiden Motoren handelt es sich um Forschungseinzylinder, die auf Industrie- bzw. Nutzfahrzeugmotoren basieren. Für den Einsatz optischer Messtechnik wurden die Motoren konstruktiv angepasst.

Motor I

Motor I basiert auf einem Mercedes-Benz Nutzfahrzeugmotor der Baureihe OM 457 mit vier Ventilen und drallfreiem Brennverfahren. Wie meist bei Dieselmotoren aus dem Nutzfahrzeugbereich oder Industrieanwendungen wird die für die Gemischbildung zur Verfügung stehende Energie fast ausschließlich über hohe Einspritzdrücke bereitgestellt. Die Ladungsbewegung spielt damit nur eine untergeordnete Rolle und der Brennraum kann in Form einer offenen W-Mulde ausgeführt werden. Im Laufe der Untersuchungen wurde die W-Mulde durch eine flache linsenförmige Mulde ersetzt und das Kompressionsverhältnis in zwei Schritten von 15,8 auf 11,75 abgesenkt. Beide Mulden sind in Abbildung 4.1 dargestellt.

Die Pilot- bzw. Zündeinspritzung erfolgt mit einem Bosch Einzelspeicherinjektor in Verbindung mit einem elektrisch angetriebenen Common-Rail-System. Das Common-Rail-System basiert auf Pkw-Serienkomponenten und lässt Einspritzdrücke von bis zu 2000 bar zu. Der Einzelspeicherinjektor wird serienmäßig in MTU-Motoren der Baureihe 2000 eingesetzt und wurde speziell entwickelt, um besonders bei Mehrzylindermotoren die hydraulischen Wechselwirkungen der einzelnen Einspritzvorgänge zu minimieren und so die Gemischbildung zu verbessern [62]. Für die Untersuchungen

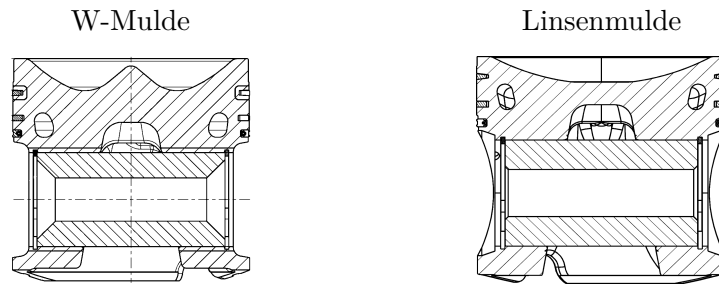


Abbildung 4.1: Muldengeometrien von Motor I

wurde sowohl die Seriendüse mit acht Spritzlöchern und einem Spritzlochdurchmesser von je 0,2 mm als auch speziell angepasste Düsen eingesetzt. Der Durchfluss der Seriendüse ist auf den Nennleistungspunkt ausgelegt und damit für die hier durchgeführten Untersuchungen mit teilweise sehr kleinen eingespritzten Dieselmengen deutlich überdimensioniert. Um bei den Sonderdüsen den Durchfluss zu verringern und ihn damit an das Brennverfahren anzupassen, wurde der Spritzlochdurchmesser jeweils auf 0,1 mm reduziert. Weiterhin wurde die Anzahl und die Anordnung der Spritzlöcher verändert (vgl. Kapitel 6.2.3).

Das homogene Benzingrundgemisch wird über drei Pkw-Saugrohrinjektoren vom Typ Bosch EV 6 erzeugt. Die einzelnen Injektoren sind dabei radial um ein zylindrisches Ladeluftrohr angeordnet. Da keine transienten Untersuchungen durchgeführt werden sollen, kann die Kraftstoffeinspritzung bereits ca. 40 cm vor den Einlassventilen erfolgen. Auf diese Weise wird die Erzeugung eines möglichst homogenen Grundgemischs sichergestellt. Um auch bei hohen Ladedrücken ausreichend Kraftstoff einbringen zu können, wird der Einspritzdruck der Saugrohrinjektoren auf bis zu 10 bar erhöht. Messungen an einer Druckkammer ergaben dabei einen Durchfluss von ca. 215 g/min bei einem Gegendruck von 1 bar. Bei Erhöhung des Kammerdrucks auf 6 bar sinkt der Durchfluss auf ca. 153 g/min. Die Ansteuerung des Dieselinjektors und der Saugrohrinjektoren erfolgt über separate Prüfstandsmotorsteuerungen, sodass die Einspritzzeitpunkte unabhängig voneinander frei einstellbar sind.

Zur Durchführung der Visualisierung des Einspritzvorgangs der modifizierten Düsen steht ein Zylinderkopf mit je einem endoskopischen Zugang für eine Kamera und ein Beleuchtungssystem zur Verfügung. Die konstruktiven Anpassungen des optisch zugänglichen Zylinderkopfs umfassen dabei keine Änderungen an den Ladungswechselorganen, sodass ein signifikanter Einfluss auf die thermodynamischen Eigenschaften des Motors nicht zu erwarten ist. Eine genauere Beschreibung der Konstruktion ist [86, 127] zu entnehmen. Abbildung 4.2 zeigt den für die optischen Messungen angepassten Zylinderkopf sowie das Gemischbildungssystem mit den drei Saugrohrinjektoren. Die wichtigsten technischen Daten des Versuchsmotors I sind in Tabelle 4.1 aufgeführt.

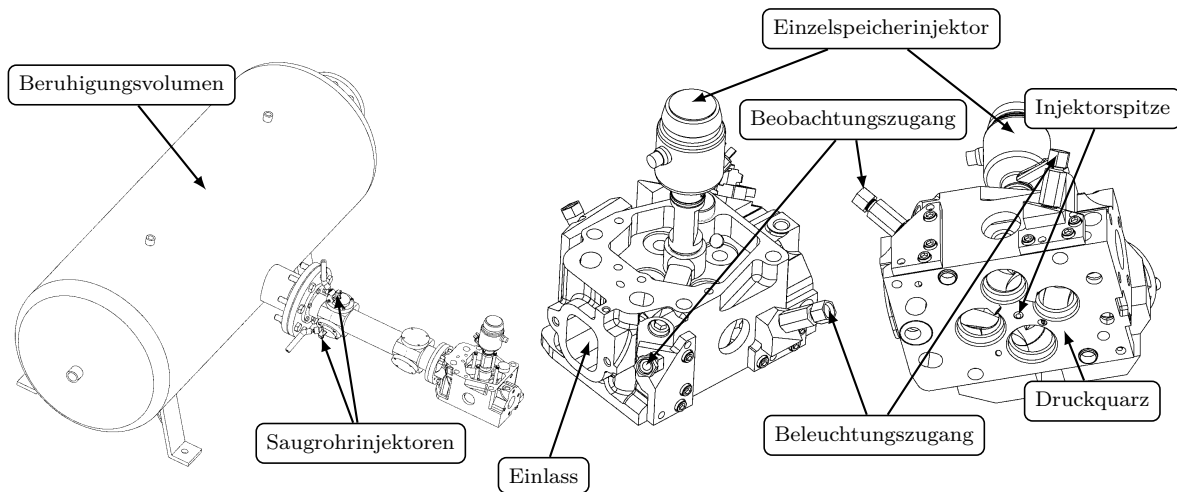


Abbildung 4.2: Gemischbildungssystem und für die optische Messtechnik angepasster Zylinderkopf von Motor I

Motor II

Motor II verfügt über ein Ausgleichsgetriebe für Massenkräfte erster und zweiter Ordnung und ist auf Basis eines FEV-Grundmotors [58] aufgebaut. Bei dem verwendeten Zylinderkopf handelt es sich um einen modifizierten Serienkopf des Reihensechzylindermotors der MTU Baureihe 1600 [73, 115]. Um den Zylinderkopf an den Grundmotor anzupassen, wurden die Bereiche der äußeren Zylinder entfernt und die dann offen liegenden Gas- und Kühlkanäle mit seitlichen Abdeckplatten verschlossen. Der Zylinderkopf ist in Abbildung 4.3 dargestellt. Die Form der Kolbenmulde entspricht der Linsenform aus Abbildung 4.1.

Die Einspritzung des Diesels erfolgt mit einem Bosch Common-Rail Injektor der Baustufe CRIN 3.3 mit acht Spritzlöchern und einem Spritzlochdurchmesser von je 0,1 mm. Das Common-Rail-System entspricht dem von Motor I. Die Erzeugung des homogenen Benzin-Luft-Gemischs erfolgt entweder mit zwei Bosch EV 6 Saugrohrinjektoren (vgl. Motor I) oder mit einem direkt vor den Einlassventilen verbauten Saugrohrinjektor des Typs Bosch EV 14. Im Vergleich zu den EV 6 Injektoren besitzt das EV 14 Ventil einen erhöhten Durchfluss. Die beiden EV 6 Injektoren sind dabei in einem Abstand von ca. 40 cm vor den Einlassventilen angebracht. Der Einspritzdruck wird unabhängig vom Injektortyp auf bis zu 10 bar angehoben. Zusätzlich wurde ein Hochdruckinjektor zur Umsetzung von Benzindirekteinspritzung adaptiert. Ebenso wie bei Motor I können die Einspritzvorgänge sowohl für die Deseinspritzung als auch zur Erzeugung des Grundgemischs unabhängig voneinander eingestellt werden.

Zur Durchführung optischer Untersuchungen ist der Motor mit insgesamt drei endoskopischen Zugängen ausgestattet. Die optischen Zugänge sind als Hülsen ausgeführt, in deren vorderes Ende eine Quarzglasscheibe eingepresst ist. Die Dichtung gegenüber

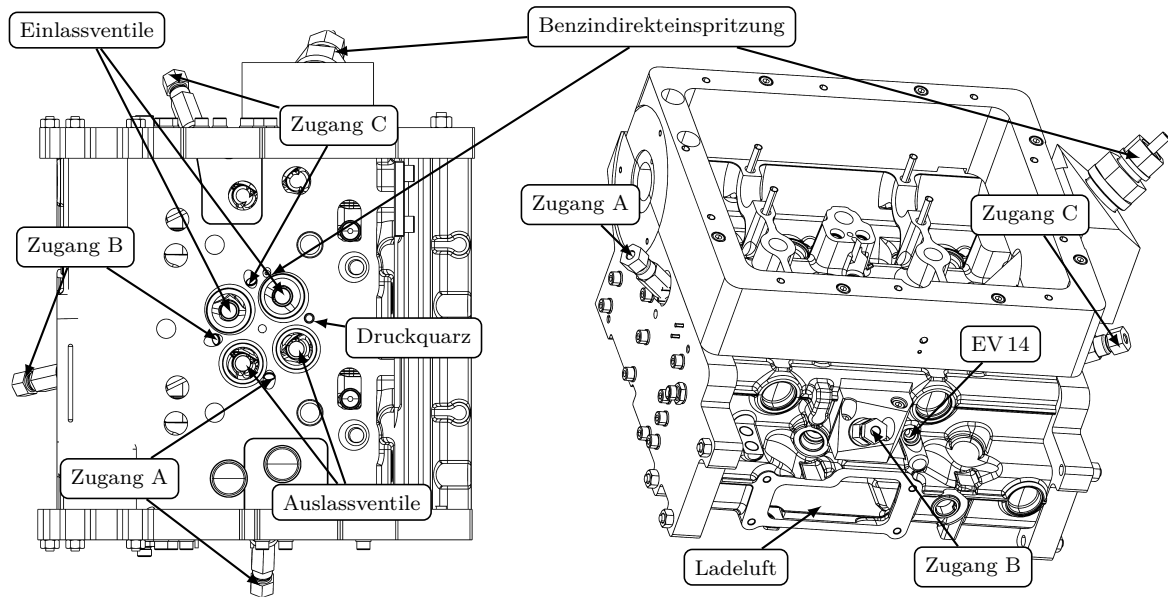


Abbildung 4.3: Angepasster Zylinderkopf der Baureihe 1600 mit drei optischen Zugängen und BDE-Injektor

dem Brennraum erfolgt mittels einer Kombination aus temperaturbeständigem Silikon und dünnen Kupferscheiben an der Vorder- und Rückseite der Gläser. Um ein möglichst großes Sichtfeld zu gewährleisten, sind die Quarzglasscheiben bei einem Durchmesser von 11 mm mit einer Dicke von 4 mm sehr dünn ausgeführt. Mit dieser auf minimalen Platzbedarf ausgelegten Konstruktionsweise können Untersuchungen mit optischer Messtechnik bei Spitzendrücken von über 130 bar durchgeführt werden. Da die konstruktiven Änderungen kaum Auswirkungen auf das thermodynamische Verhalten des Motors erwarten lassen, werden sowohl die optischen als auch die Messungen bezüglich der Emissionen und des Wirkungsgrads mit demselben Kopf durchgeführt. Die wichtigsten technischen Daten von Motor II sind in Tabelle 4.1 aufgeführt.

Tabelle 4.1: Technische Daten von Motor I und Motor II

		Motor I	Motor II
Hub x Bohrung	mm x mm	150 x 130	150 x 122
Hubvolumen	L	1,99	1,75
Pleuellänge	mm	251	274
Kompressionsverhältnis	–	15,8:1 / 13:1 / 11,75:1	11,75:1
Einlassventil Eö / Es	°KW v. OT	370 / 175	400 / 130
Auslassventil Aö / As	°KW v. OT	-130 / -370	-100 / -430
zulässiger max. Spitzendruck	bar	170	235
zulässige max. Druckerhöhung	bar/ms	100	100

Prüfstands Aufbau

Der Prüfstands Aufbau ist für beide Motoren weitgehend identisch und in Abbildung 4.4 beispielhaft für Motor II dargestellt. Über einen externen Kompressor kann ein Ladedruck von bis zu 9 bar bereitgestellt werden. Die mit einem Schraubenkompressor verdichtete Luft wird gefiltert, sodass keine Ölrückstände des Kompressors die Messergebnisse verfälschen können. Um gleichbleibende Betriebsbedingungen zu gewährleisten, wird die Ladeluft außerdem mittels eines Kältetrockners entfeuchtet. Die relative Luftfeuchtigkeit kann so auf einen Wert von 15-20 % eingestellt werden.

Hinsichtlich des Lade- und Abgasgedrucks wird versucht, die Bedingungen am Vollmotor abzubilden. Bei Motor I erfolgt die Vorgabe der Einstellwerte auf Basis eines an den Versuchsmotor angepassten 1D-Simulationsmodells der MTU Baureihe 2000 mit einstufiger Aufladung. Das Modell ist allerdings nicht exakt auf das untersuchte Brennverfahren abgestimmt. Im Rahmen dieser Arbeit werden grundlegende Untersuchungen zu einem neuartigen Brennverfahren durchgeführt. Das verwendete Simulationsmodell dient dabei lediglich dazu, realistische Einstellwerte für Lade- und Abgasgedruck bereitzustellen. Bei Motor II werden die Einstellwerte, wenn möglich, direkt von einem parallel betriebenen, auf den Dual-Fuel-Betrieb umgerüsteten, Sechszylinder-Reihenmotor mit zweistufiger Aufladung übernommen. Allerdings ist auch hier von Unsicherheiten hinsichtlich der Übertragung der Einstelldaten des Vollmotors auf den Einzylinder auszugehen. Für die hier vorgestellten grundlegenden Untersuchungen sind diese Abweichungen aber zunächst nicht von Bedeutung.

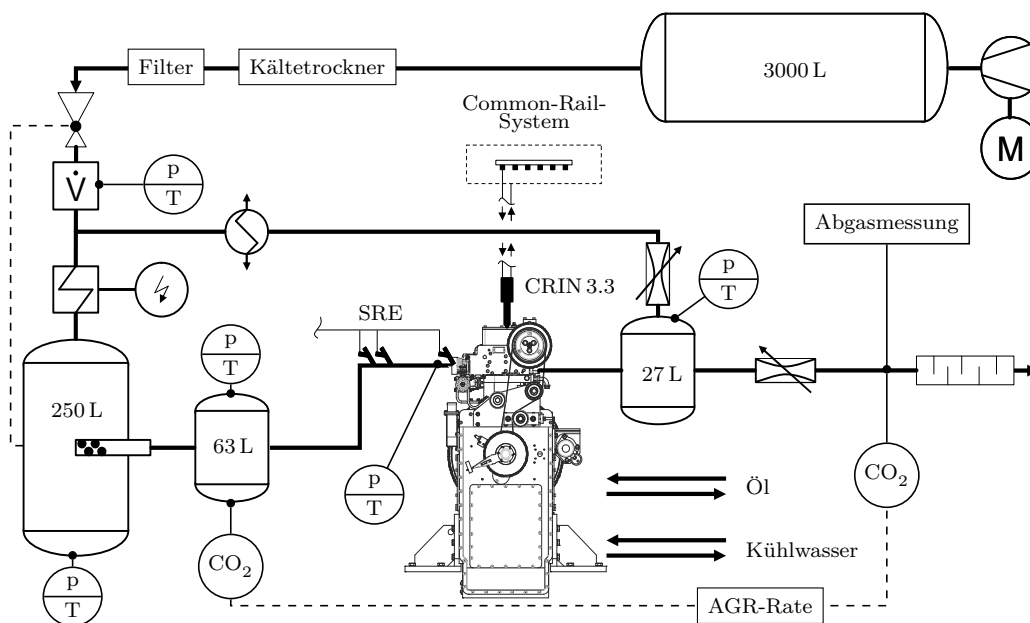


Abbildung 4.4: Schematische Darstellung des Prüfstands Aufbaus für Motor II

Um die gasdynamischen Schwingungsvorgänge während des Einlassvorgangs zu dämpfen und die Auswirkungen auf den Ladungswechsel zu minimieren, sind beide Motoren ladeluftseitig mit einem Ausgleichsvolumen von 250 L ausgestattet. Bei Motor II sind zusätzlich zwei kleinere Ausgleichsvolumina im Ladeluft- bzw. Abgastrakt vorhanden, um die Gasdynamik an die des Sechszylinder-Reihenmotors anzupassen.

Für beide Motoren ist der Prüfstand mit einem System zur Abgasrückführung ausgestattet. Die Abgasentnahme erfolgt dabei hochdruckseitig vor der Abgasdrosselklappe. Das rückgeführte Abgas wird aus Bauteilschutzgründen zunächst gekühlt und schließlich vor dem Ausgleichsvolumen mit der Ladeluft vermischt. Ein vor dem Ausgleichsbehälter angebrachter Rohrlufterhitzer dient zur Einstellung der geforderten Ladelufttemperatur. Eventuell kondensiertes Verbrennungswasser wird nicht abgeschieden, sondern verbleibt im System.

Die Menge an rückgeführtem Abgas wird mittels eines Drehflügel-Ventils eingestellt und die AGR-Rate über die Messung der CO_2 -Konzentration (ψ_{CO_2}) in der Ladeluft und im Abgas bestimmt. Lässt man die unterschiedlichen molaren Massen von Abgas und Luft außer Acht, kann die AGR-Rate einfach als Quotient der beiden Messwerte entsprechend Gleichung 4.1 berechnet werden.

$$x_{RG} = \frac{\dot{m}_{Abg}}{\dot{m}_{Abg} + \dot{m}_{Luft}} = \frac{\mu_{\text{CO}_2,LL}}{\mu_{\text{CO}_2,Abg}} \approx \frac{\psi_{\text{CO}_2,LL}}{\psi_{\text{CO}_2,Abg}} \quad (4.1)$$

Eine genauere Berechnung der AGR-Rate ist möglich, wenn zunächst die molare Masse der Ladeluft unter Einbeziehung der molaren Massen von Luft und Abgas berechnet wird. Die gemessene molare CO_2 -Konzentration der Ladeluft kann dann in einen Massenbruch umgerechnet werden. Wird außerdem noch die natürliche CO_2 -Konzentration der Luft berücksichtigt, ergibt sich für die AGR-Rate der in Gleichung 4.2 dargestellte Zusammenhang, der im Rahmen dieser Arbeit verwendet wird.

$$M_{LL} = \frac{1}{\frac{1-x_{RG}}{M_{Luft}} + \frac{x_{RG}}{M_{Abg}}} = \frac{M_{Luft}}{1 + x_{RG} \left(\frac{M_{Luft}}{M_{Abg}} - 1 \right)}$$

$$\mu_{\text{CO}_2,LL} = (\psi_{\text{CO}_2,LL} - \psi_{\text{CO}_2,Luft}) \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_{LL}} \quad \text{und} \quad \mu_{\text{CO}_2,Abg} = \psi_{\text{CO}_2,Abg} \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_{Abg}}$$

$$x_{RG} = \frac{\mu_{\text{CO}_2,LL}}{\mu_{\text{CO}_2,Abg}} = \frac{\psi_{\text{CO}_2,LL} - \psi_{\text{CO}_2,Luft}}{\psi_{\text{CO}_2,Abg} \cdot \frac{M_{Luft}}{M_{Abg}} - (\psi_{\text{CO}_2,LL} - \psi_{\text{CO}_2,Luft}) \left(\frac{M_{Luft}}{M_{Abg}} - 1 \right)} \quad (4.2)$$

Keiner der beiden Motoren verfügt über Nebenaggregate, sodass Öl und Kühlwasser extern konditioniert werden müssen. Bei Motor I werden Motoröl und Kühlwasser auf eine Temperatur von 85 °C geregelt. Motor II lässt eine getrennte Einstellung von Öl- und Kühlwassertemperatur zu. Wenn nicht anders angegeben, betragen beide Temperaturen 90 °C.

Neben der Ausstattung mit Standardmesstechnik zur Erfassung von Drücken und Temperaturen an relevanten Stellen sind beide Motoren mit spezieller, auf die Untersuchung neuer motorischer Brennverfahren angepasster Messtechnik ausgerüstet.

Der Zylinderdruck wird bei Motor I mit einem wassergekühlten Druckquarz vom Typ Kistler 6061B gemessen. Bei Motor II kommt ein AVL Drucksensor vom Typ GU21D zum Einsatz. Beide Sensoren sind bündig mit dem flachen Brennraumdach montiert und mit einem Ladungsverstärker vom Typ Kistler 5011 verbunden. Zur kurbelwinkelauflösten Messung des Saugrohr- bzw. des Abgasgegendrucks werden piezoresistive Sensoren (Kistler 4075) verwendet. Die Nullpunktkorrektur für die relativ messenden Druckquarzsensoren kann damit wahlweise mit der Polytropenmethode oder mittels eines Saugrohrdruckabgleichs erfolgen. Die Druckdaten werden kurbelwinkelbasiert mit einem 12 bit Indiziersystem der Firma SMETec (Combi FireWire) und einer Auflösung von $0,1^\circ\text{KW}$ erfasst.

Die Messung der Abgasemissionen erfolgt mit einer Abgasmessanlage der Firma AVL (AMA 4000). Spezifische Emissionswerte werden dabei angelehnt an ISO-8178-1 [91] berechnet. Abweichend von der Norm wird für den Abgasmassenstrom nicht der aus dem Kraftstoffverbrauch berechnete, sondern der über Luft- und Kraftstoffmassenstrom direkt gemessene Wert verwendet. Die durchgesetzte Luftmasse wird dabei mittels eines Drehkolbengaszählers erfasst. Um die unterschiedlichen Kraftstoffeigenschaften von Diesel und Benzin zu berücksichtigen, werden die für die Abgasanalyse relevanten Kraftstoffkenngrößen, wie z. B. der Kohlenstoff- oder der Wasserstoffanteil, entsprechend den gemessenen Verbrauchswerten massengemittelt. Sowohl bei dem verwendeten Diesel ($CZ = 51,3$) als auch bei dem eingesetzten Benzin ($ROZ = 95,8$) handelt es sich um kommerziell erhältliche Standardkraftstoffe, für die im Vorfeld der Untersuchungen detaillierte Analysen hinsichtlich der Zusammensetzung durchgeführt wurden.

Zur Bestimmung der Rußemissionen wird ein AVL Smokemeter 415S verwendet. Für jede Messung werden jeweils drei Proben mit einem Volumen von je 2 L entnommen. Die Umrechnung der gemessenen Filter Smoke Number, kurz FSN, in eine auf das Abgasvolumen bezogene Rußmasse wäre zwar möglich, erscheint aber aufgrund der Unsicherheit hinsichtlich der angegebenen Korrelation für diese Arbeit nicht zielführend.

Die Messung des Benzinverbrauchs erfolgt über die parallele Messung des Kraftstoffvolumenstroms und der Kraftstoffdichte. Für die hohen Mengen an eingesetztem Benzin erweist sich dieses System als sehr zuverlässig. Bei den geringen Dieselmengen in Verbindung mit dem durch den Dieselinjektor bedingten Leakagestrom zeigen sich allerdings große Schwankungen im Kraftstoffverbrauch, sodass hier auf den aus dem Luftverhältnis berechneten Wert zurückgegriffen wird. Da der aus den Emissionen be-

rechnerische Lambdawert selbst wieder abhängig vom Dieserverbrauch ist (s.u.), erfolgt die Berechnung iterativ nach Gleichung 4.3.

$$\dot{m}_{Diesel} = \frac{\dot{m}_{Luft} - \lambda_{Ges}(\dot{m}_{Diesel}) \cdot \dot{m}_{Benzin} \cdot L_{St_{Benzin}}}{\lambda_{Ges}(\dot{m}_{Diesel}) \cdot L_{St_{Diesel}}} \quad (4.3)$$

Neben der Bestimmung des Luftverhältnisses auf Basis der gemessenen Abgasemissionen [13] steht zu Kontrollzwecken eine Breitband-Lambdasonde zur Verfügung. Wenn nicht anders angegeben, wird der berechnete Lambdawert verwendet.

Im Unterschied zum Betrieb mit nur einem Kraftstoff können beim Dual-Fuel-Betrieb verschiedene Luftverhältnisse definiert werden. Das aus den Abgasemissionen berechnete bzw. das mittels der Lambdasonde gemessene Luftverhältnis entspricht dem Luftverhältnis wie es sich ergeben würde, wenn beide Kraftstoffe bereits vor der Verbrennung vermischt worden wären. Im Folgenden wird hier die Rede vom Gesamtluftverhältnis λ_{Ges} sein. Wird hingegen nur der zugeführte Ottokraftstoff zur Berechnung des Luftverhältnisses herangezogen, wird dies als Luftverhältnis des Grundgemischs bezeichnet und mit λ_{GG} abgekürzt.

4.2 Thermodynamische Analysemethoden

Zur thermodynamischen Analyse der Verbrennung werden in der Motorenentwicklung neben aufwändigen 3D-CFD-Verfahren vornehmlich nulldimensionale Simulations- und Analysemethoden eingesetzt. Sie bieten die Möglichkeit, einzelne Phänomene schnell und gezielt zu untersuchen bzw. zu bewerten und tragen so entscheidend zum besseren Verständnis der komplexen motorischen Prozesse bei. Die sogenannte Arbeitsprozessrechnung bietet dabei die Möglichkeit den Motorprozess vorzuberechnen und ist damit ein wichtiges Werkzeug bei der Entwicklung von Abgasturboladersystemen oder ähnlich komplexen Motorkomponenten. Von einer Druckverlaufsanalyse wird gesprochen, wenn der Ablauf der Verbrennung auf Basis des gemessenen Druckverlaufs detailliert untersucht und charakteristische Größen, wie z. B. die Wärmefreisetzungsrate, der Brennbeginn oder die Verbrennungsschwerpunktlage, berechnet werden.

4.2.1 Druckverlaufsanalyse

Obwohl das am Institut für Kolbenmaschinen des Karlsruher Instituts für Technologie entwickelte Programm zur Druckverlaufsanalyse BREMO [39, 143] stetig erweitert wurde, genügte es den Anforderungen, die an die Analyse des hier untersuchten Brennverfahrens gestellt werden, nicht mehr. Im Rahmen dieser Arbeit wurde das Programm daher mit einem objektorientierten Ansatz gänzlich neu umgesetzt und auf die Analyse

und Simulation moderner Brennverfahren ausgerichtet. Im Folgenden wird ein kurzer Überblick der neuen Programmstruktur und der bereits implementierten Modelle gegeben.

Die nulldimensionale Analyse des gemessenen Druckverlaufs liefert als Ergebnis neben dem Verlauf der Wärmefreisetzung auch Informationen bezüglich der Temperatur im Brennraum, der momentanen Zusammensetzung des Arbeitsgases und der Wärmeverluste. Abhängig von den verwendeten Modellen können auch weitere Größen, wie z. B. die zu einem Zeitpunkt bereits verdampfte Kraftstoffmasse oder die Blow-By-Verluste, berechnet werden.

Bei den im Folgenden vorgestellten Formulierungen können die vollständigen Differentiale entweder in Abhängigkeit des Kurbelwinkels α oder der Zeit t angegeben werden. Die Ableitung nach der Zeit ist allerdings vorzuziehen, da so zeitbasierte Modelle z. B. für die Gemischbildung oder den Wandwärmeübergang leicht eingebunden werden können. In den angegebenen Formeln wird vereinfachend das vollständige Differential $\frac{d}{d\alpha}$ bzw. $\frac{d}{dt}$ durch d ersetzt.

Die Druckverlaufsanalyse beginnt in der Regel, sobald die Einlassventile geschlossen sind, und endet, wenn die Auslassventile öffnen. Sie basiert im Wesentlichen auf dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik und der allgemeinen Gasgleichung. Das thermodynamische System wird von den Brennraumwänden begrenzt und kann in beliebig viele Untersysteme, sogenannte Zonen, eingeteilt werden. Massenströme können dabei aus den einzelnen Zonen austreten oder in sie hineinströmen. Vereinfachend wird angenommen, dass zwischen den Zonen Energie nur in Form von Massenströmen transportiert werden kann. Wärmeströme sind nicht möglich. Wird weiterhin der Druck im gesamten Brennraum als ortsunabhängig betrachtet und werden außerdem nur gasförmige Stoffe berücksichtigt, lässt sich für jede Zone ein einfaches Differentialgleichungssystem aufstellen.

Bei der einfachsten Form der Druckverlaufsanalyse wird der Brennraum in nur eine einzige Zone unterteilt und die stoffliche Umwandlung des Arbeitsgases sowie Wandwärmeverluste und Blow-By werden vernachlässigt. Aus dem ersten Hauptsatz und der allgemeinen Gasgleichung lässt sich die Wärmefreisetzungsrates dQ_b entsprechend Gleichung 4.4 direkt ermitteln.

$$dQ_b = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot p \cdot dV + \frac{1}{\kappa - 1} \cdot V \cdot dp \quad (4.4)$$

Diese einfache Art der Druckverlaufsanalyse bietet sich vor allem dann an, wenn eine große Anzahl an Messungen automatisiert analysiert werden soll. Für Vergleichszwecke werden der Umsatzschwerpunkt und die Wärmefreisetzungsrates ausreichend genau berechnet. Betrachtungen hinsichtlich der Verbrennungstemperaturen sind allerdings nicht möglich.

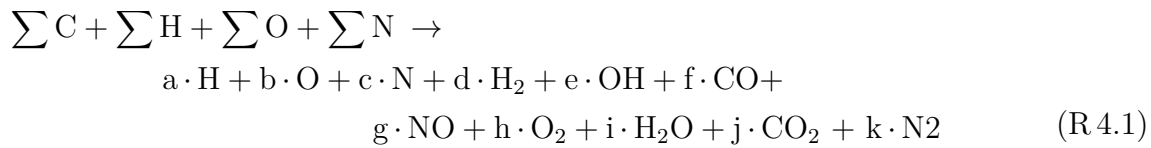
Wesentlich aufwändiger wird die Druckverlaufsanalyse, wenn sowohl die Umwandlung des Arbeitsgases als auch Wandwärmeverluste und verschiedene Massenströme, wie z. B. direkt eingespritzter Kraftstoff, berücksichtigt werden. Im Folgenden wird der in BREMO implementierte detaillierte Ansatz zur Durchführung der Druckverlaufsanalyse mit beliebig vielen Zonen vorgestellt. Für den ersten Hauptsatz in differentieller Form formuliert für eine Zone gilt zunächst:

$$\sum dQ \overbrace{-p \cdot dV}^{\text{Volumenänderungs-}} + \underbrace{\sum_j (dm_j^* \cdot h_j^*)}_{\substack{\text{Enthalpieströme über} \\ \text{die} \\ \text{Systemgrenze}}} = d \sum_j (m_j \cdot u_j) = \sum_j (dm_j \cdot u_j + m_j \cdot du_j) \\ = \underbrace{\sum_j (dm_j \cdot u_j) + \sum_j \left(m_j \cdot \frac{\partial u_j}{\partial T} \cdot dT \right)}_{\text{Änderung der Energie in der Zone}} \quad (4.5)$$

Es bedeuten:

dQ	Wärmestrom über die Systemgrenze (z. B. Verbrennungswärme oder Wandwärmeverluste)
p	Druck in der Zone
dV	Änderung des Volumens der Zone
u_j	spezifische innere Energie von Spezies j
dm_j	Änderung der Masse von Spezies j
dm_j^*	über die Systemgrenze ein- oder ausströmende Masse der Spezies j
h_j^*	spezifische Enthalpie der ein- oder ausströmenden Spezies j
dT	Temperaturänderung der Zone

Die Änderung der Speziesmasse dm_j in der Zone muss gesondert betrachtet werden. Das bei der Verbrennung entstehende Rauchgas enthält, wie in Kapitel 2.2 diskutiert, neben den Produkten der vollständigen Verbrennung auch Komponenten wie Kohlenmonoxid oder atomaren Sauerstoff. Um zur Bestimmung der Zusammensetzung von Rauchgas nicht aufwändige reaktionskinetische Rechnungen durchführen zu müssen, kann vereinfachend vom chemischen Gleichgewicht für eine bestimmte Anzahl relevanter Elementarreaktionen ausgegangen werden. Olikara und Borman [96] stellten einen Ansatz vor, der von 12 Spezies und sieben Elementarreaktionen ausgeht. Berner und Chiodi [8] bauten auf diesem Ansatz auf und entwickelten einen vereinfachten Reaktionsmechanismus, mit dem sich die Zusammensetzung dissoziierenden Rauchgases entsprechend Reaktion R 4.1 bestimmen lässt.



Die Bilanzierung der Atomzahlen für O, H, C und N liefert zusammen mit der Gleichgewichtsannahme der sieben Elementarreaktionen ein nicht lineares Gleichungssystem für die elf Unbekannten a...k. Dieses kann mit einem Newton-Raphson-Verfahren oder mit der von Grill [41] entwickelten und auf der Arbeit von Vogt [136] aufbauenden Iterationsvorschrift gelöst werden. Eine genaue Beschreibung zur Aufstellung der Elementarreaktionen und zur Lösung des Gleichungssystems kann z. B. [39, 41] entnommen werden.

Die linke Seite von Reaktion R 4.1 hängt vom Luftverhältnis λ sowie von der Zusammensetzung des Kraftstoffs und der Verbrennungsluft, der z. B. Wasser beigemischt sein kann, ab. Bedingt durch die Temperatur- und Druckabhängigkeit der Gleichgewichtsreaktionen lässt sich damit die Zusammensetzung des Rauchgases insgesamt als Funktion der Gemischzusammensetzung, des Verbrennungsdrucks und der Temperatur bestimmen. Die Gleichgewichtskonstanten werden dabei mittels der in [85] vorgestellten Polynomgleichungen in Abhängigkeit der Temperatur ermittelt. Besonders für die Konzentration der Stickoxide ist allerdings die Annahme des Reaktionsgleichgewichts nicht zulässig. Hier müssen zur ausreichend genauen Bestimmung reaktionskinetische Ansätze (vgl. 2.2.1) verwendet werden. Aufgrund der vergleichsweise geringen Konzentrationen von NO im ppm-Bereich können die kalorischen Eigenschaften von Abgas aber durchaus mit den Gleichgewichtskonzentrationen berechnet werden.

Mit dem oben beschriebenen Ansatz zur Bestimmung der Zusammensetzung von dissozierendem Rauchgas ergibt sich für die Änderung der Speziesmasse dm_j :

$$dm_j = \frac{\partial m_j}{\partial p} \cdot dp + \overbrace{\frac{\partial m_j}{\partial T} \cdot dT}^{\text{Dissoziation}} + dm_j^* \quad (4.6)$$

Für nicht dissoziierende Gase (z. B. Frischgemisch) oder unterhalb einer bestimmten Grenztemperatur, der sogenannten Einfriertemperatur, werden $\frac{\partial m_j}{\partial p}$ und $\frac{\partial m_j}{\partial T}$ zu null und die Änderung der Speziesmasse dm_j hängt nur von den über die Systemgrenzen ein- bzw. ausströmenden Massen dm_j^* ab. Für die Einfriertemperatur werden meist Werte zwischen 1600-1700 K angenommen [39, 40, 87, 103].

Gleichung 4.6 eingesetzt in den ersten Hauptsatz und umgestellt nach den Differentialen dT , dp und dV liefert:

$$p \cdot dV + \left(\sum_j \left(\frac{\partial m_j}{\partial T} \cdot u_j \right) + \sum_j \left(m_j \cdot \frac{\partial u_j}{\partial T} \right) \right) dT + \sum_j \left(u_j \cdot \frac{\partial m_j}{\partial p} \right) dp \\ = \sum dQ + \sum_j \left(dm_j^* \cdot h_j^* \right) - \sum_j \left(dm_j^* \cdot u_j \right) \quad (4.7)$$

Gleichung 4.7 kann mittels der Gleichungen 4.8 und 4.9 vereinfacht werden.

$$m \cdot \frac{\partial u}{\partial T} = m \cdot \frac{\partial \sum_j \left(\frac{m_j}{m} \cdot u_j \right)}{\partial T} = \sum_j \left(\frac{\partial m_j}{\partial T} \cdot u_j \right) + \sum_j \left(m_j \cdot \frac{\partial u_j}{\partial T} \right) \quad (4.8)$$

$$m \cdot \frac{\partial u}{\partial p} = m \cdot \frac{\partial \sum_j \left(\frac{m_j}{m} \cdot u_j \right)}{\partial p} = \sum_j \left(\frac{\partial m_j}{\partial p} \cdot u_j \right) + \sum_j \left(m_j \cdot \underbrace{\frac{\partial u_j}{\partial p}}_{=0} \right) \quad (4.9)$$

Der erste Hauptsatz für eine Zone ergibt sich schließlich zu:

$$p \cdot dV + \underbrace{m \cdot \frac{\partial u}{\partial T}}_{hs_T} \cdot dT + \underbrace{m \cdot \frac{\partial u}{\partial p}}_{hs_p} \cdot dp = \underbrace{\sum dQ + \sum_j \left(dm_j^* \cdot h_j^* \right) - \sum_j \left(dm_j^* \cdot u_j \right)}_{hs_R} \quad (4.10)$$

Wobei m die Gesamtmasse und u die spezifische innere Energie einer Zone bedeuten. Zu beachten ist außerdem, dass h_j^* die spezifische Enthalpie entsprechend der Temperatur des Massenelements dm_j^* ist und dass u_j die innere Energie der Spezies j bei der Temperatur der Zone angibt.

Neben dem ersten Hauptsatz muss für jede Zone die allgemeine Gasgleichung in differentieller Form entsprechend Gleichung 4.11 aufgestellt werden.

$$p \cdot dV + V \cdot dp = d \left(T \cdot \sum_j \left(m_j \cdot R_j \right) \right) = \sum_j \left(m_j \cdot R_j \right) dT + \\ T \cdot \sum_j \left(dm_j \cdot R_j + m_j \cdot \underbrace{dR_j}_{=0} \right) = \sum_j \left(m_j \cdot R_j \right) dT + T \cdot \sum_j \left(dm_j \cdot R_j \right) \quad (4.11)$$

Unter Berücksichtigung von Gleichung 4.6 lässt sich die Gasgleichung mit wenigen Rechenschritten in folgende Form überführen:

$$p \cdot dV - \underbrace{\left(m \cdot R + m \cdot T \cdot \frac{\partial R}{\partial T} \right)}_{gg_T} dT + \underbrace{\left(V - m \cdot T \cdot \frac{\partial R}{\partial p} \right)}_{gg_p} dp = T \cdot \underbrace{\sum_j \left(R_j \cdot dm_j^* \right)}_{gg_R} \quad (4.12)$$

Es sind:

R_j, dR_j Gaskonstante von Spezies j bzw. deren Änderung
 T Temperatur der Zone

Unter der Bedingung, dass die Summe der Einzelvolumina der Zonen dem gesamten Volumen des Brennraums entspricht, kann das Differentialgleichungssystem für eine beliebige Anzahl ZN an Zonen mit den Gleichungen 4.10 und 4.12 aufgestellt werden:

$$\begin{pmatrix} A_1 & 0 & \dots & 0 & a_1 \\ 0 & A_2 & 0 & \vdots & a_2 \\ \vdots & & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & \dots & 0 & A_{ZN} & a_{ZN} \\ b_1 & b_2 & \dots & b_{ZN} & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} c_1 \\ c_2 \\ \vdots \\ c_{ZN} \\ dp \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} d_1 \\ d_2 \\ \vdots \\ d_{ZN} \\ dV_{Zyl} \end{pmatrix} \quad (4.13)$$

Wobei für $z = 1 \dots ZN$ gilt:

$$A_z = \begin{pmatrix} p & hs_{T,z} & 0 & \dots & 0 \\ p & gg_{T,z} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad a_z = \begin{pmatrix} hs_{p,z} \\ gg_{p,z} \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{pmatrix} \quad b_z^T = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{pmatrix} \quad c_z = \begin{pmatrix} dV_z \\ dT_z \\ dm_{1,z}^* \\ \vdots \\ dm_{j,z}^* \end{pmatrix} \quad d_z = \begin{pmatrix} hs_{R,z} \\ gg_{R,z} \\ e_{1,z} \\ \vdots \\ e_{j,z} \end{pmatrix}$$

Das Differentialgleichungssystem 4.13 lässt sich mit einem LU-Verfahren oder mit der in [40] vorgeschlagenen Methode nach den Differentialen dV_z , dT_z und dp auflösen und kann so schließlich integriert werden.

Wie schon bei den Vorgängerversionen von BREMO wird die Wärmefreisetzungsrate dQ_b als bekannt vorausgesetzt und so lange variiert bis der mittels des Gleichungssystems 4.13 berechnete Brennraumdruck mit dem gemessenen übereinstimmt. Als Startwert der Iteration wird der Wert nach Gleichung 4.4 verwendet.

Die in die jeweilige Zone ein- oder ausströmenden Massen $dm_{j,z}^* = e_{j,z}$ ergeben sich entweder direkt durch Modelle für z. B. die Kraftstoffeinspritzung oder werden entsprechend der freigesetzten Wärmemenge dQ_b berechnet. Die Umrechnung von dQ_b in ein verbranntes Masseelement erfolgt entsprechend des Heizwertes. Dieser wird während jedes Integrations schritt für dissoziierendes Rauchgas und das momentan vorliegende Verbrennungsluftverhältnis berechnet und beinhaltet so automatisch die Abnahme der maximal freisetzbaren Verbrennungswärme bei Verbrennung unter Luftmangel. Die Dissoziation wird berücksichtigt, indem für jeden Rechenschritt das chemische Gleichgewicht in der jeweiligen Zone berechnet wird.

Die kalorischen Daten der einzelnen Spezies werden mit den in [85] angegebenen Polynomgleichungen berechnet. Die Werte für die Koeffizienten können wahlweise [16] oder [146] entnommen werden.

Mit dem hier vorgestellten Modell zur Beschreibung eines thermodynamischen Systems mit beliebig vielen Zonen in Verbindung mit der Integration über die einzelnen Speziesmassen lässt sich ohne großen Aufwand eine Ladungswechselanalyse nach der Füll- und Entleermethode [49, 116] umsetzen. Zur Anpassung des berechneten Luftmassenstroms an den gemessenen wird, wie von Schwarz [116] vorgeschlagen, die Temperatur der Ladeluft so lange variiert, bis Rechnung und Messung übereinstimmen. Der interne Restgasgehalt kann auf diese Weise mit guter Genauigkeit abgeschätzt werden.

4.2.2 Entwicklung eines speziellen Analysemodells für die Dual-Fuel-Verbrennung

Für Brennverfahren mit vollständig homogen durchmischter Ladung kann mit guter Näherung von einem gleichbleibenden Verbrennungsluftverhältnis über die gesamte Dauer der Verbrennung ausgegangen werden. Die Analyse des Druckverlaufs kann somit auf Basis nulldimensionaler bzw. thermodynamischer Modelle durchgeführt werden, ohne dass Einbußen hinsichtlich der Aussagekraft der Ergebnisse in Kauf genommen werden müssen. Für Motoren mit Saugrohr oder Saughubeinspritzung werden für die Druckverlaufsanalyse daher meist Ein- oder Zweizonenmodelle mit konstantem Verbrennungsluftverhältnis verwendet [39, 105, 143]. Bei Brennverfahren, bei denen die Gemischbildung nicht getrennt vom Verbrennungsprozess betrachtet werden kann, wie dies bei Dieselmotoren oder bei Ottomotoren mit strahlgeführten Brennverfahren der Fall ist, müssen quasidimensionale bzw. phänomenologische Modelle zum Einsatz kommen. Diese müssen in der Lage sein die relevanten physikalischen Prozesse der Gemischbildung und Verbrennung abzubilden.

Auch bei dem in dieser Arbeit untersuchten Dual-Fuel-Brennverfahren können Verbrennungsregime auftreten, bei denen die Annahme eines vollständig homogenen Gemischs nicht zulässig ist. Abbildung 4.5 zeigt für einen Betriebspunkt mit $p_{mi} = 10$ bar und $n = 1275$ 1/min die Ergebnisse einer zweizonigen Druckverlaufsanalyse mit vollständig homogen angenommener Ladung. Detaillierte Untersuchungen zu diesem Betriebspunkt werden in Kapitel 6.2.1 vorgestellt. Die maximale Temperatur in der verbrannten Zone von $T_{b_{Max}} = 1863$ K korreliert nicht mit dem vergleichsweise hohen Wert der NO_x -Emissionen von $\text{NO}_{x_i} = 2,2$ g/kWh. Der Dieseldieselkraftstoff wird bei diesem Betriebspunkt kurz vor dem oberen Totpunkt eingespritzt. Mittels der in Kapitel 4.3 beschriebenen optischen Analysemethoden konnte eine starke Schichtung des Diesels mit deutlich sichtbarer Rußstrahlung nachgewiesen werden. Zur Berücksichtigung dieser Dieselschichtung und damit zur belastbaren Analyse der Dual-Fuel-Verbrennung

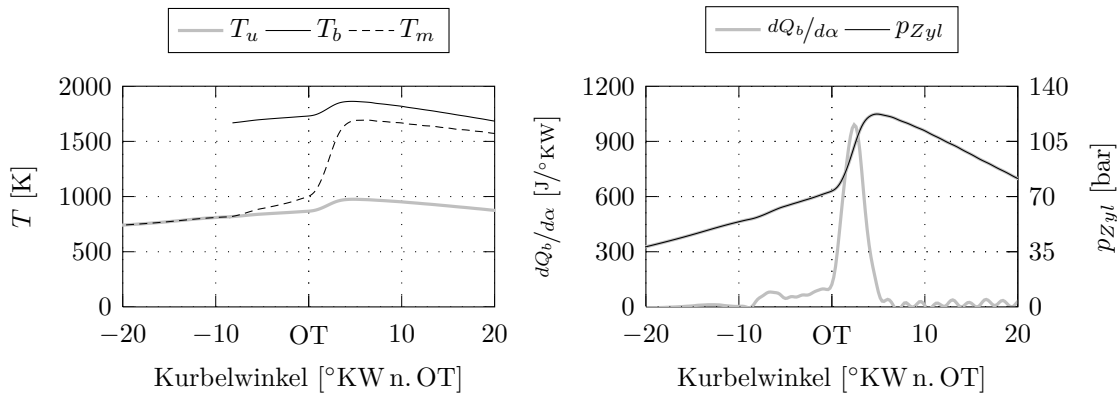


Abbildung 4.5: Wärmefreisetzungsrates $dQ_b/d\alpha$, Zylinderdruckverlauf p_{Zyl} sowie Temperatur T_b in der verbrannten Zone, Temperatur T_u in der unverbrannten Zone und mittlere Zylindertemperatur T_m für einen Betriebspunkt bei mittlerer Last und Dieseleinspritzung kurz vor dem oberen Totpunkt

müssen daher Modelle verwendet werden, welche die dieselmotorische Gemischbildung ausreichend genau abbilden.

Für Dieselmotoren wird häufig der erstmals von Hiroyasu [51, 52] vorgestellte Paketansatz zur Beschreibung der Gemischbildung und Verbrennung verwendet. Der Einspritzstrahl wird dabei in einzelne Zonen, sogenannte Pakete, unterteilt. Die Aufteilung erfolgt in axialer und radialer Richtung. Die axiale Aufteilung entspricht einer Diskretisierung in der Zeit, wohingegen durch die radiale Unterteilung berücksichtigt werden kann, dass der Einspritzstrahl am Rand stärker abgebremst wird als auf der Strahlachse. Empirisch ermittelte Gleichungen werden genutzt, um die Eindringtiefe auf der Strahlachse und am Strahlrand zu beschreiben. Jedes Paket wird als eigenständige Zone betrachtet, für die die Differentialgleichungen entsprechend des Gleichungssystems 4.13 aufgestellt werden. Die Teilprozesse der Kraftstoffverdampfung, Luftbeimischung, Zündung, Verbrennung und Schadstoffbildung werden schließlich für jedes Paket einzeln berechnet. Abhängig von der Anzahl der zu berechnenden Pakete ergibt sich ein umfangreiches Differentialgleichungssystem mit einer entsprechend langen Rechendauer.

Üblicherweise werden Paketmodelle im Rahmen der Arbeitsprozessrechnung verwendet, um die Wärmefreisetzungsrates, den Druckverlauf und die Emissionen vorzuberechnen [74, 126, 131, 137]. Alternativ können sie aber auch zur Analyse gemessener Druckverläufe genutzt werden [44]. Auch im Rahmen dieser Arbeit wird ein Paketansatz verwendet, um die dieselmotorische Gemischbildung quasidimensional zu beschreiben. Bei vergleichsweise geringem Aufwand kann auf diese Weise die Dual-Fuel-Verbrennung detailliert analysiert werden. Der Brennraum wird hierzu in drei Zonen aufgeteilt. Während der Verdichtung existiert zunächst nur eine Zone, die das homogene Grundgemisch abbildet und aus Luft, Restgas, Benzin und gegebenenfalls

zurückgeführten Abgas besteht. Während der Dieseleinspritzung werden die einzelnen Strahlpakete generiert und die Kraftstoffverdampfung sowie die Beimischung des Grundgemischs aufgrund des *air entrainment* (vgl. Kapitel 2.3.1) setzt ein. Die Pakete werden nicht als eigene Zonen behandelt, sondern der verdampfte Kraftstoff und das zugemischte Grundgemisch werden der zweiten Zone, der Dieselzone, zugeführt. Zur Berechnung der Kraftstoffverdampfung wird für jedes Paket die Temperatur und die Zusammensetzung der Dieselzone angenommen. Die Untersuchungen von Kokjohn [70] und Inagaki [56] sowie auch die eigenen Ergebnisse zeigen, dass während der Verbrennung zuerst Bereiche mit erhöhter Dieselskonzentration umsetzen. 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.

Paketmodelle basieren meist auf empirischen Gleichungen, die versuchen die Eindringtiefe s_{Spray} des Dieselstrahls abzubilden. Unterschieden wird dabei die Eindringtiefe vor und nach dem Strahlaufbruch (vgl. Kapitel 2.3.1). Jung und Assanis [60] geben eine Gleichung an, mit der sich der Zeitpunkt des Strahlaufbruchs t_B in Abhängigkeit des Durchflusskoeffizienten C_D der Düse berechnen lässt. Für die Eindringtiefe der Strahlspitze als Funktion der Zeit t ergibt sich damit:

$$s_{Spray} = C_D \left(\frac{2(p_{Inj} - p_{Zyl})}{\rho_l} \right)^{0,5} t \quad \text{für } 0 < t < t_B \quad (4.14)$$

$$s_{Spray} = C_1 \left(\frac{p_{Inj} - p_{Zyl}}{\rho_a} \right)^{0,25} (d_0 \cdot t)^{0,5} \quad \text{für } t \geq t_B \quad (4.15)$$

Wobei d_0 der Spritzlochdurchmesser, p_{Zyl} der Zylinderdruck, p_{Inj} der Einspritzdruck, ρ_l die Dichte des flüssigen Kraftstoffs und ρ_a die Dichte der Zylinderladung bedeuten. Die Konstante C_1 kann genutzt werden, um die Gleichung individuell an gegebene Randbedingungen anzupassen. Durch Multiplikation von s_{Spray} mit einem Faktor, der auf der Strahlachse eins ist und zum Strahlrand hin exponentiell abfällt, wird die geringere Eindringtiefe der äußeren Strahlpakete berücksichtigt. Aus der Eindringtiefe lässt sich durch Ableiten nach der Zeit die Paketgeschwindigkeit ermitteln. Die Impulserhaltung liefert dann das *air entrainment* für jedes Paket und ist damit entscheidend für das momentane Verbrennungsluftverhältnis.

Die oben beschriebenen Gleichungen wurden an Einspritzstrahlen mit großen Einspritzmengen und langen Einspritzdauern aufgestellt. Zur Beschreibung kleiner Einspritzmengen, wie sie bei dem hier untersuchten Dual-Fuel-Brennverfahren vorliegen,

sind sie daher nicht uneingeschränkt geeignet [131]. Um die Gleichungen an die vorliegenden Verhältnisse anzupassen, wird die dieselmotorische Gemischbildung mittels dreidimensionaler Strömungssimulation (3D-CFD) analysiert. Die Modellkonstante C_1 wird schließlich so angepasst, dass das *air entrainment* aus dem quasidimensionalen Modell mit dem der 3D-CFD übereinstimmt. Das verwendete CFD-Modell basiert auf Motor II und umfasst das Ladeluftrohr, den Einlass- und Auslasskanal sowie den Brennraum. Die Rechnung wird mit dem CFD-Code STAR-CD V3.26 durchgeführt. Um die Ladungsbewegung während der Dieseleinspritzung realitätsnah abzubilden, wird der vollständige Ladungswechsel berechnet. Als Randbedingungen werden die am Prüfstand gemessenen Einlass- und Auslassdruckverläufe aufgeprägt sowie die ebenfalls gemessene Ladelufttemperatur vorgegeben. Zur Berechnung der Dieseleinspritzung wird sowohl der primäre als auch der sekundäre Strahlaufbruch (vgl. Kapitel 2.3.1) nicht direkt berechnet, sondern über geeignete Modelle beschrieben. Die Verteilung von Tropfenradius und Tropfengeschwindigkeit am Düsenaustritt wird mittels des Modells von Huh und Gosman [55, 92] abgeschätzt, während für den sekundären Strahlerfall, also den Zerfall größerer Tropfen aufgrund aerodynamischer Kräfte, das Modell nach Reitz und Diwakar [92, 107] zum Einsatz kommt. Im unteren Totpunkt beträgt die maximale Zellenzahl des Modells 950 000. Dies stellt einen guten Kompromiss zwischen Rechendauer und Genauigkeit dar.

Für unterschiedliche Dieseleinspritzzeitpunkte zeigt Abbildung 4.6 den Vergleich zwischen dem mittels 3D-CFD berechneten *entrainment*-Massenstrom und dem Massenstrom, der sich aus dem quasidimensionalen Modell mit angepasster Modellkonstante C_1 ergibt. Um den *entrainment*-Massenstrom auf Basis der CFD-Rechnung zu bestimmen, werden alle Zellen, in denen der Massenbruch des Diesels einen Wert von

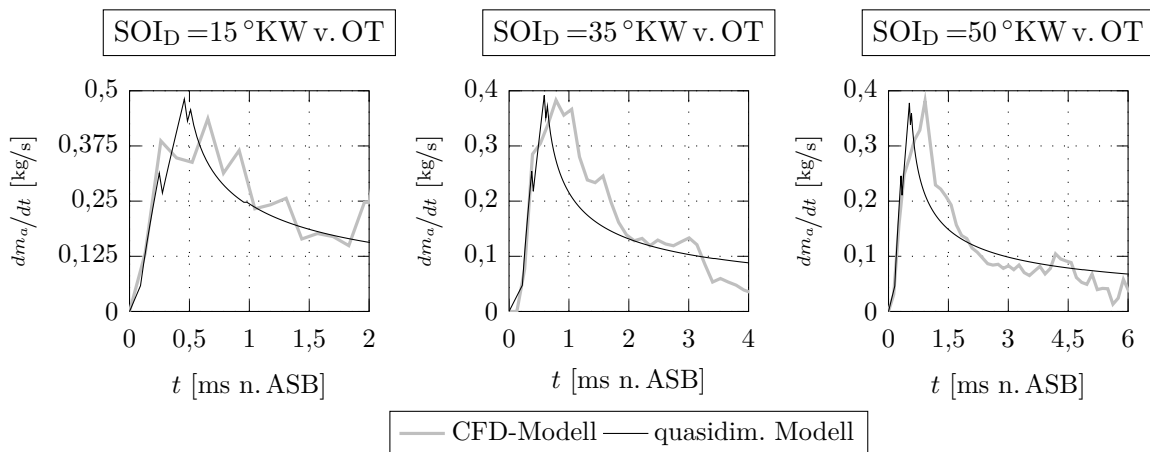


Abbildung 4.6: Für unterschiedliche Zeitpunkte der Dieseleinspritzung SOI_D mittels 3D-CFD und quasidimensionalem Modell berechneter *entrainment*-Massenstrom dm_a/dt

$\mu_D = 0,0025$ überschreitet, in einer Zone zusammengefasst. Dabei ergibt sich ein Luftverhältnis des Diesels von $\lambda_D = 21$. Der Wert für den Dieselmassenbruch ist also ausreichend klein gewählt, um alle für die Verbrennung relevanten Bereiche zu erfassen. Der *entrainment*-Massenstrom ergibt sich dann als die Änderung der Zonenmasse bezogen auf die Dauer eines Zeitschritts. Für das quasidimensionale Modell wird die Konstante C_1 lediglich an einem Einspritzzeitpunkt angepasst und bleibt dann unverändert. Wie aus Abbildung 4.6 hervorgeht, ergibt sich für alle Einspritzzeitpunkte eine gute Übereinstimmung zwischen CFD-Modell und quasidimensionaler Rechnung.

Mit dem auf diese Weise an kleine Einspritzmengen angepassten Paketansatz kann das oben beschriebene dreizonige Modell genutzt werden, um den Verlauf der Dual-Fuel-Verbrennung detailliert zu analysieren. Für den in Abbildung 4.5 bereits dargestellten und in Kapitel 6.2.1 ausführlich diskutierten Betriebspunkt sind die mit der dreizonigen Druckverlaufsanalyse berechneten Massen- und Temperaturverläufe der einzelnen Zonen in Abbildung 4.7 dargestellt. Die Einspritzung des Diesels erfolgt bei $\text{SOI}_D = 15^\circ \text{KW v. OT}$. Mit der Einspritzung wird die Dieselzone initialisiert und die Masse der Zone steigt aufgrund der Kraftstoffverdampfung und wegen des *air entrainment* zunächst an. Sobald die Verbrennung einsetzt, wird die verbrannte Zone initialisiert und die Masse der Dieselzone nimmt ab. Wenn die Dieselzone schließlich vollständig entleert ist, wird das verbrennende Masselement aus der Grundgemischzone entnommen.

Für Rechnungen mit zwei- und dreizonigem Modell zeigt Abbildung 4.8 die Wärmefreisetzungsraten sowie die Temperaturverläufe in der verbrannten Zone. Hinsichtlich der Wärmefreisetzungsraten sind kaum Unterschiede zwischen den Modellen auszumachen. Auch der nach Gleichung 4.4 berechnete Heizverlauf zeigt im Vergleich zu den

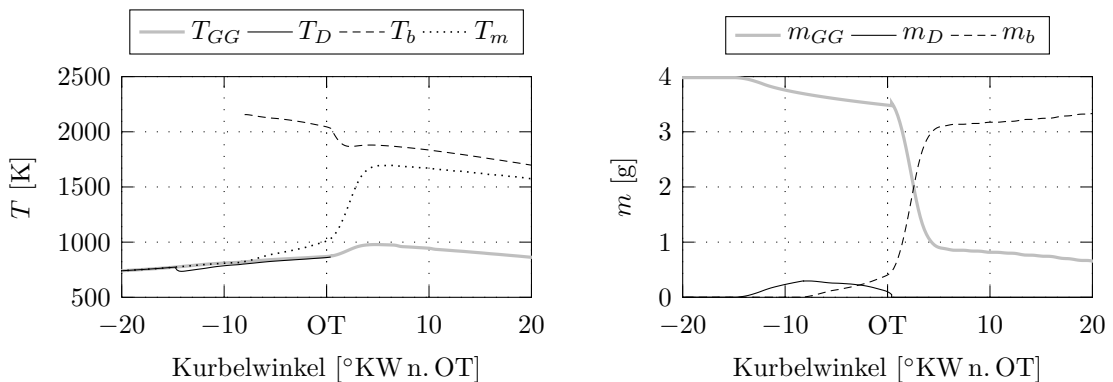


Abbildung 4.7: Temperatur T_b in der verbrannten Zone, Temperatur T_{GG} in der Grundgemischzone, Temperatur T_D in der Dieselzone und mittlere Zylindertemperatur T_m sowie Masse m_{GG} der Grundgemischzone, Masse m_D der Dieselzone und Masse m_b der verbrannten Zone für einen Betriebspunkt mit mittlerer Last und später Dieseleinspritzung

beiden detaillierten Modellen ein sehr ähnliches Verhalten. Die geringeren Maximalwerte sind auf die Vernachlässigung der Wandwärmeverluste zurückzuführen. Während zur Berechnung der Wärmefreisetzungsraten detaillierte Modelle offensichtlich nur bedingt notwendig sind, zeigt der Vergleich der Temperaturen in der verbrannten Zone eine starke Abhängigkeit vom Modell. Bei dem dreizonigen Modell wird zunächst nur das Gemisch aus der Dieselzone verbrannt. Bei dem hier berechneten späten Einspritzzeitpunkt des Diesels ergibt sich ein Verbrennungsluftverhältnis, das im leicht mageren Bereich um $\lambda = 1$ liegt (vgl. Kapitel 6.2.1). Hieraus resultiert die deutlich höhere Temperatur in der verbrannten Zone, die wesentlich besser mit den tatsächlichen NO_x -Emissionen korreliert als die Temperatur des Zweizonenmodells.

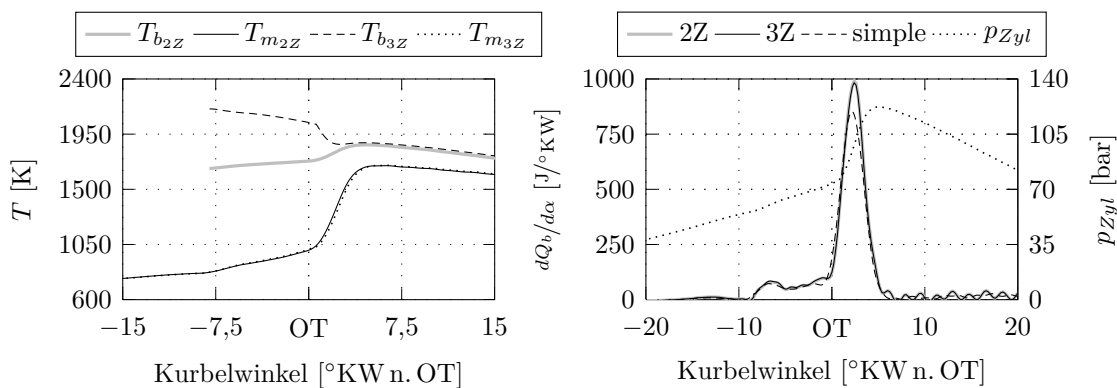


Abbildung 4.8: Mittlere Zylindertemperaturen T_m , Temperaturen in der verbrannten Zone T_b und Wärmefreisetzungsraten $dQ_b/d\alpha$ für zweizonige (2Z) und dreizonige (3Z) Rechnung sowie nach Gleichung 4.4 (simple)

Insgesamt beschreibt das vorgestellte dreizonige Modell die Vorgänge der Gemischbildung und Verbrennung bei der Dual-Fuel-Verbrennung deutlich besser als einfache Zweizonenmodelle. Zur detaillierten thermodynamischen Analyse der durchgeführten Messungen wird im Folgenden daher das dreizonige Modell eingesetzt. Die von 400 aufeinanderfolgenden Arbeitsspielen indizierten Druckverläufe werden dazu zunächst gemittelt und anhand des Saugrohrdrucks im Niveau angepasst. Die Wandwärmeverluste werden entsprechend dem speziell an CAI-Brennverfahren angepassten Wärmeübergangsmodell nach [48] berechnet. Sollen lediglich Umsatzschwerpunkte ermittelt werden, kommt aufgrund des geringeren Aufwands und der ausreichend guten Aussagekraft (vgl. Abbildung 4.8) Gleichung 4.4 zum Einsatz.

4.3 Optische Analysemethoden

Mittels optischer Messtechnik können die im Brennraum ablaufenden Vorgänge der Gemischbildung und Verbrennung erfasst und teilweise quantifiziert werden. Neben der

thermodynamischen Analyse der am Prüfstand gewonnenen Messdaten tragen optische Messungen damit entscheidend zum Verständnis der innermotorischen Prozesse bei. Im Folgenden werden die in dieser Arbeit eingesetzten optischen Messtechniken und die entsprechenden Vorgehensweisen bei der Auswertung der gewonnenen Messdaten vorgestellt.

4.3.1 Visualisierung der Dieseleinspritzung mittels Mie-Streulicht

Die Visualisierung der Dieseleinspritzung liefert wichtige Erkenntnisse hinsichtlich des Verdampfungsverhaltens sowie der Kraftstoffverteilung bei einsetzender Verbrennung. Sie kann damit entscheidend zur richtigen Interpretation der thermodynamischen Analyseergebnisse beitragen.

Zur Erfassung der Kraftstoffstrahlausbreitung wird in der vorliegenden Arbeit das sogenannte Mie-Streulichtverfahren eingesetzt. An sphärischen Partikeln wird dabei Licht gestreut, wenn die Wellenlänge des einfallenden Lichts deutlich kleiner als der Durchmesser des Partikels ist [104]. Wird also ein Kraftstoffstrahl mit einer Lichtquelle beleuchtet und das an den Kraftstofftropfen gestreute Licht von einer Kamera erfasst, kann eine Aussage über die Eindringtiefe und die Verteilung des flüssigen Kraftstoffs getroffen werden. Zur Erfassung der Ausbreitung von Kraftstoffdampf ist diese Messtechnik nicht geeignet.

Die Intensität des gestreuten Lichts hängt von mehreren Faktoren, wie z. B. dem Verhältnis der Brechungsindexe des Partikels und des ihn umgebenden Gases oder der Beobachtungsrichtung, ab. Da auch die Partikelgröße eine entscheidende Rolle spielt, wird das Signal eines verdampfenden Kraftstofftropfens stetig schwächer. Es ist daher nicht möglich eine genaue Aussage über das exakte Ende der Verdampfung zu treffen.

Für die vorgestellten optischen Untersuchungen wird der Brennraum mit einem frequenzverdoppelten Nd:YAG-Laser der Firma Quantel über Zugang B (vgl. Abbildung 4.3) beleuchtet. Die maximale Pulsenergie dieses Lasers beträgt 140 mJ bei einer Wellenlänge von 532 nm. Eine CCD-Kamera (LaVision Imager Compact) erfasst in Verbindung mit einem Beobachtungsendoskop (Öffnungswinkel von 70°) das gestreute Licht durch Zugang A und speichert Grauwertbilder mit einer Farbtiefe von 14 Bit. Da weder der Laser noch die Kamera eine kontinuierliche Aufnahme des Einspritzvorgangs zulassen, werden zu verschiedenen Zeitpunkten einzelne Aufnahmen erstellt. Ausgehend vom Einspritzbeginn wird dabei der Aufnahmezeitpunkt sukzessive um $0,2^\circ\text{KW}$ nach spät verschoben. Der Einspritzvorgang ist sehr reproduzierbar, es genügen daher 15 Aufnahmen pro Zeitschritt.

Im Postprocessing wird für jede der Aufnahmen eine Histogrammäqualisation [17], also die Gleichverteilung der Pixelintensitäten auf den gesamten zulässigen Wertebereich, durchgeführt. Mit den so bearbeiteten Aufnahmen wird anschließend für jeden Zeitschritt ein Mittelwertbild gebildet. Die Vorgehensweise zur Aufbereitung der Strahltaufnahmen ist in Abbildung 4.9 dargestellt.

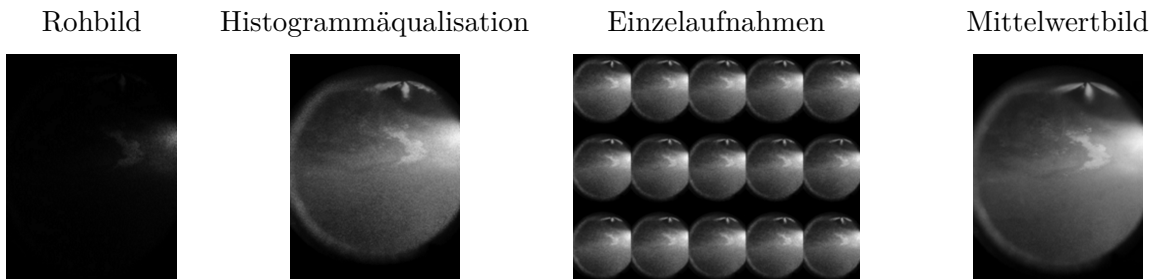


Abbildung 4.9: Vorgehensweise zur Aufbereitung der Strahltaufnahmen

4.3.2 Visualisierung der Verbrennung mittels Chemilumineszenz

Kohlenwasserstoffflammen emittieren Licht mit einer spektralen Verteilung sowohl im sichtbaren als auch im ultravioletten Bereich [120]. Neben der Rußstrahlung ist vor allem die sogenannte Chemilumineszenz hierfür verantwortlich. Bei bestimmten während der Verbrennung ablaufenden Reaktionen können angeregte Moleküle entstehen, d.h. Moleküle bei denen einzelne Elektronen in ein höheres Energieniveau angehoben wurden. Wenn das Elektron nun aus dieser energetisch instabilen Lage entweder direkt oder über Zwischenstufen in das Ausgangsniveau zurückfällt, wird ein Lichtquant mit einer der Energiedifferenz zwischen Ausgangs- und Endlage entsprechenden Frequenz emittiert. Für jedes Molekül sind dabei die Ausgangs- und Endzustände spezifische Größen. Jedem Molekül kann damit ein bestimmtes Lichtemissionsspektrum zugeordnet werden. Abbildung 4.10 zeigt hierzu das Chemilumineszenzspektrum einer stöchiometrischen Methan-Luft-Flamme. Deutlich zu erkennen ist die Bandenstrahlung des angeregten OH^* -Radikals¹ bei 306 nm. Wie die Ausführungen in Kapitel 2.1 zeigen, ist das OH -Radikal eng mit Zündprozessen und der Flammenausbreitung verknüpft. Die Detektion der Chemilumineszenz von OH^* kann daher genutzt werden, um Zündherde zu lokalisieren oder um die Ausbreitung einer Reaktionsfront zu bestimmen. Die Intensität der emittierten Strahlung hängt dabei von einer Vielzahl an Parametern ab. An laminaren Brennerflammen wurde nachgewiesen, dass die Intensität der OH^* -Chemilumineszenz mit steigendem Druck und zunehmender Abmagerung deutlich abnimmt. Ein Anstieg der Intensität ist hingegen mit größerem Kraftstoffumsatz zu verzeichnen [50]. Bei turbulenten Flammen können sich die Abhängigkeiten

¹Das * weist auf den angeregten Zustand des Radikals hin.

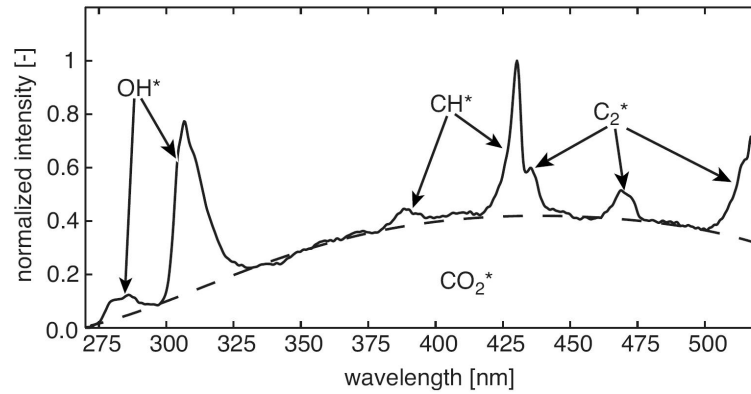


Abbildung 4.10: Lumineszenzspektrum einer stöchiometrischen Methan-Luft-Flamme [77]

aber durchaus ändern [77]. Auf die Verbrennung in Motoren sind diese Erkenntnisse daher nur bedingt anwendbar. Eine quantitative Aussage über z. B. die Gemischqualität oder die Temperatur auf Basis der gemessenen OH^* -Intensität zu treffen, ist somit nur mit Einschränkungen möglich.

Zur Bestimmung der Zündherde sowie der zeitlichen und räumlichen Ausbreitung der Reaktionsfront wird in der vorliegenden Arbeit die Strahlung des OH^* -Radikals mit einer High-Speed-Kamera (LaVision HSS 6) in Verbindung mit einem Hochgeschwindigkeitsbildverstärker (LaVision HighSpeed IRO) erfasst. Ein vorgeschaltetes 290-320 nm Bandpassfilter wird eingesetzt, um hauptsächlich die Strahlung des OH^* -Radikals zu detektieren. Die Überlagerung mit der breitbandigen CO_2 -Strahlung spielt für diese Messungen keine Rolle, da lediglich qualitative Aussagen getroffen werden. Die Verbrennungsstrahlung wird mittels eines UV-Endoskops über Zugang A (vgl. Abbildung 4.3) erfasst. Das Endoskop hat einen Öffnungswinkel von 60° und ermöglicht damit Einblicke in einen ähnlichen Brennraumbereich wie das Endoskop, das zur Einspritzstrahlvisualisierung eingesetzt wird. Abbildung 4.11 zeigt die Adaption von Kamera und Bildverstärker an Motor II.

Die Aufnahme des Verbrennungsvorgangs wird mittels eines Triggersignals ausgelöst und erfolgt dann mit einer Frequenz von 16 kHz. Bei einer Drehzahl von 1275 1/min entspricht dies einer Auflösung von ca. $0,5^\circ \text{KW}$. Von jedem Betriebspunkt werden Aufnahmen von 30 aufeinander folgenden Zyklen erstellt.

Bei dem hier untersuchten Brennverfahren treten verschiedene Verbrennungsregime auf, die sich durch sehr unterschiedliche Verhältnisse während der Verbrennung und damit durch stark unterschiedliche Intensitäten der Chemilumineszenz auszeichnen. Um der Abhängigkeit der Strahlungsintensität von den Betriebsbedingungen gerecht zu werden, wird ein angepasstes Verfahren zur Auswertung der Aufnahmen angewendet. Für jeden aufgenommenen Zyklus wird das Bild mit der größten mittleren Intensität ermittelt und mit einem automatischen Algorithmus [31] ein Schwellenwert

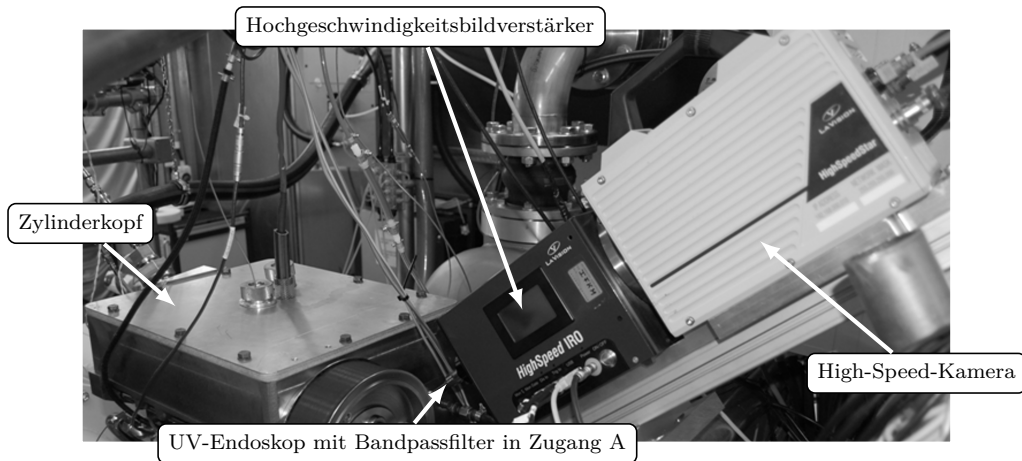


Abbildung 4.11: Adaption von Kamera und Bildverstärker an Motor II

bestimmt. Für den gesamten Zyklus werden die Aufnahmen dann mit dem so bestimmten Schwellenwert binarisiert. Durch die Mittelung der dem selben Zeitpunkt entsprechenden Aufnahmen aller 30 Zyklen entsteht ein Grauwertbild mit Pixelwerten zwischen 0 und 255. Um eine bessere Übersichtlichkeit zu gewährleisten, wird für die Grauwertbilder eine Falschfarbendarstellung gewählt. Die Spanne der möglichen Pixelwerte wird dabei in 16 gleich große Bereiche unterteilt, wobei jedem der Bereiche eine spezielle Farbe zugeordnet ist. Mit den auf diese Weise erzeugten Bildern lässt sich die Stabilität der Verbrennung sowie deren zeitliche und räumliche Ausbreitung beurteilen. Die Aufnahmen enthalten keine Information mehr bezüglich der Intensität der OH*-Strahlung. Sie ermöglichen damit den aussagekräftigen Vergleich der oben erwähnten unterschiedlichen Verbrennungsregime. Um auch Aussagen bezüglich der Intensität zu treffen, müssen für jeden Zeitpunkt die Aufnahmen der einzelnen Zyklen lediglich gemittelt werden. Abbildung 4.12 veranschaulicht das Vorgehen zur Auswertung der Chemilumineszenzaufnahmen.

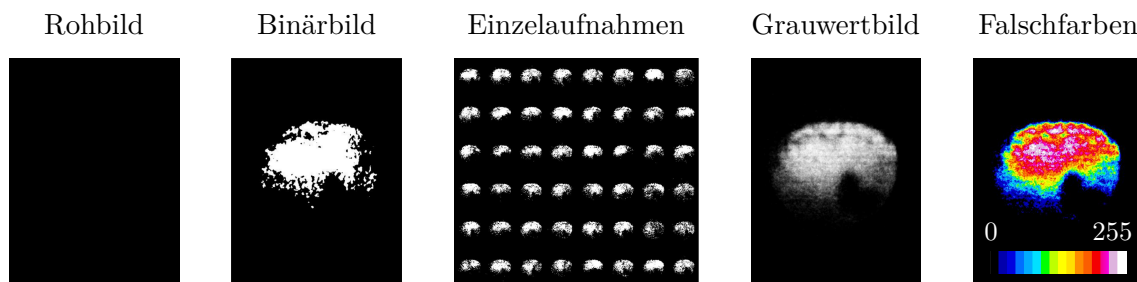


Abbildung 4.12: Vorgehensweise zur Auswertung der Chemilumineszenzaufnahmen

4.3.3 Zwei-Farben-Methode

Die Zwei-Farben-Methode dient zur Bestimmung der Temperatur und der Partikelkonzentration von rußenden Flammen. Die Grundlage bildet dabei die von den Rußteilchen emittierte Kontinuumsstrahlung. Diese wird bei zwei unterschiedlichen Wellenlängen λ_1 und λ_2 erfasst und kann auf Basis der Wienschen Näherung für das Plancksche Strahlungsgesetz sowie der Theorie absorbierender, trüber Medien ausgewertet werden. Dazu wird für jede untersuchte Wellenlänge die Strahldichte L des Rußes der Strahldichte L_s eines schwarzen Körpers gleichgesetzt. Anschaulich bedeutet dies, dass die fiktive Temperatur T_s des schwarzen Körpers einen Wert annimmt, der zu einer Strahldichte führt, die der des Rußes entspricht.

$$L(\lambda, T) = \epsilon_\lambda \cdot L_s(\lambda, T) = L_s(\lambda, T_s) \quad (4.16)$$

Das Beer-Lambertsche Absorbtionsgesetz liefert mit Gleichung 4.17 einen von der Wellenlänge λ abhängigen Zusammenhang zwischen dem Emissionskoeffizienten ϵ_λ , der Rußkonzentration $c_{Ru\beta}$ und der Schichtdicke s der Flamme.

$$\epsilon_\lambda(s, c_{Ru\beta}) = 1 - e^{-A_a \cdot c_{Ru\beta} \cdot s} \quad (4.17)$$

Der Massenabsorbtionsquerschnitt A_a hängt von der Wellenlänge, der Rußdichte und dem Durchmesser der Rußpartikel ab. Er kann also für eine bestimmte Wellenlänge als konstant angesehen werden. Gleichung 4.16 kann damit unter Verwendung von Gleichung 4.17 für die zwei betrachteten Wellenlängen λ_1 und λ_2 nach dem Produkt aus Rußkonzentration $c_{Ru\beta}$ und Schichtdicke s aufgelöst werden. Setzt man die so erhaltenen Gleichungen gleich, lässt sich die Temperatur der Rußpartikel in Abhängigkeit der fiktiven Schwarzkörpertemperaturen $T_{s,1}$ und $T_{s,2}$ ermitteln. Diese wiederum können bestimmt werden, wenn der Absolutwert der Rußstrahlung gemessen wird. Hierzu muss die Messkette mit Hilfe einer definierten Strahlungsquelle zuvor kalibriert werden. Wird für die Schichtdicke s die Länge des Beobachtungsvolumens angenommen, lässt sich mit der zuvor berechneten Temperatur der Rußpartikel die Konzentration $c_{Ru\beta}$ berechnen.

Wie die obigen Ausführungen zeigen, werden bei der Zwei-Farben-Methode Annahmen, beispielsweise hinsichtlich des Durchmessers der Rußpartikel, getroffen, die mit einer gewissen Unsicherheit behaftet sind. Bei der erweiterten Zwei-Farben-Methode werden daher nicht nur zwei, sondern mindestens drei unterschiedliche Wellenlängen betrachtet. Jede Wellenlängenpaarung muss dann, zutreffende Annahmen vorausgesetzt, zum selben Ergebnis führen. Ergeben sich stark unterschiedliche Ergebnisse, deutet dies auf fehlerhafte Annahmen oder eine unzureichende Kalibrierung hin. Ausführliche Darstellungen der Zwei-Farben-Methode sind [42, 54] zu entnehmen. Die erweiterte Zwei-Farben-Methode wird in [10, 84] behandelt.

Für die hier vorgestellten Untersuchungen wird die Rußstrahlung über Zugang B (vgl. Abbildung 4.3) mittels eines mehrarmigen Lichtleiters erfasst und einem Photodiodenmodul zugeführt. Zur Messung diskreter Wellenlängen sind dem Photodiodenmodul Interferenzfilter für $\lambda_1 = 600 \text{ nm}$ und $\lambda_2 = 750 \text{ nm}$ vorgeschaltet. Die gesamte Messkette, bestehend aus Sonde, Lichtleiter, Filter und Photodiodenmodul wird mit einer Wolframbandlampe mit bekannter Strahldichte kalibriert. Für die Rußdichte wird ein Wert von 2000 kg/m^3 und für den Durchmesser der Rußpartikel ein Wert von 50 nm angenommen [42, 84].

Die Funktionsweise der Zwei-Farben-Methode basiert auf der Kontinuumsstrahlung heißer Rußpartikel, die vornehmlich bei mischungskontrollierter Verbrennung auftritt. Die Zwei-Farben-Methode kann also nur dann sinnvolle Ergebnisse liefern, wenn während der Verbrennung ausreichend intensive Rußstrahlung vorliegt. Bei dem in dieser Arbeit untersuchten Dual-Fuel-Brennverfahren tritt Rußstrahlung nur unter bestimmten Randbedingungen auf und dann auch nur über einen begrenzten Zeitbereich. Für die Ergebnisse der Zwei-Farben-Methode ergibt sich damit ein von der Strahlungsintensität abhängiger Vertrauensbereich, der sich von Messung zu Messung unterscheidet. Abbildung 4.13 zeigt hierzu den gemessenen Strahlungsfluss Φ für 600 nm und 750 nm sowie die daraus berechnete Temperatur T_{2FM} .

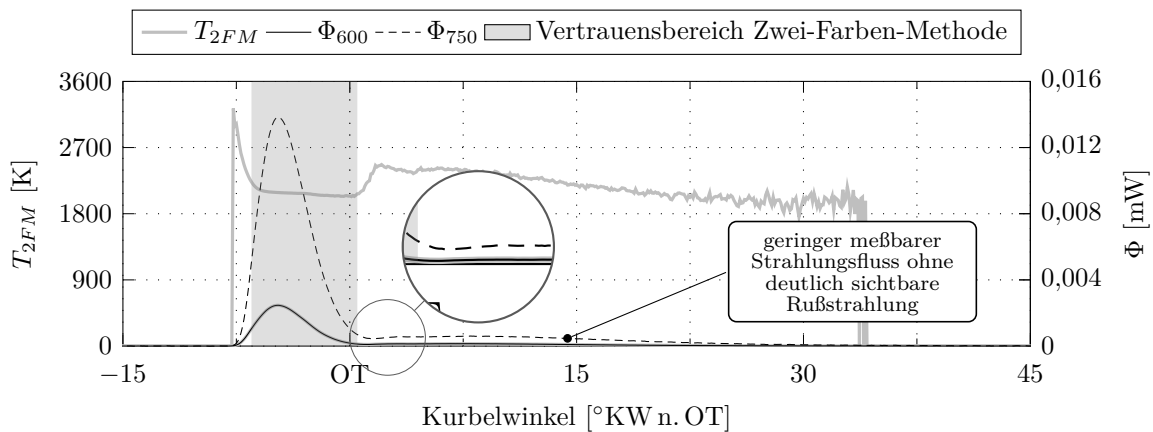


Abbildung 4.13: Gemessener Strahlungsfluss Φ für 600 nm und 750 nm sowie daraus berechneter Verlauf der Temperatur sowie Vertrauensbereich der Zwei-Farben-Methode

Für den aufgeführten Betriebspunkt ergab die Visualisierung des Einspritzvorgangs deutlich sichtbare Rußstrahlung nur in einem Bereich von ca. $7,5^\circ \text{KW v. OT}$ bis ca. 2°KW n. OT . Der für Zeitpunkte nach dem oberen Totpunkt messbare geringe Strahlungsfluss und vor allem dessen leichter Anstieg, sind damit nicht, auf den während der Verbrennung gebildeten Ruß zurückzuführen. Möglicherweise ist die Hintergrundstrahlung von CO_2^* oder die Strahlung der heißen Brennraumwände [84] hierfür ver-

antwortlich. Unabhängig von der Ursache des meßbaren Strahlungsflusses haben die für die Zwei-Farben-Methode getroffenen Annahmen in diesem Bereich keine Gültigkeit mehr. Die Anwendung der Zwei-Farben-Methode bleibt daher auf den Bereich vor dem erneuten Intensitätsanstieg beschränkt. Des Weiteren liefert die Zwei-Farben-Methode auch bei sehr geringen Strahlungsintensitäten unplausible Werte, sodass die extrem hohe und sehr rasch abfallende Temperatur zu Beginn der Verbrennung nicht berücksichtigt werden sollte.

4.4 Bewertung der Motorbelastung

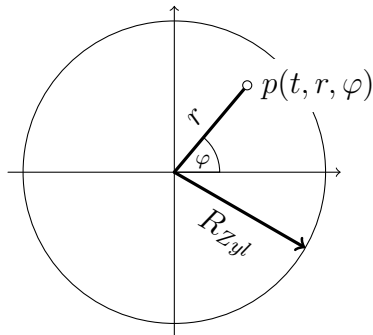
Die Ausweitung des HCCI- bzw. CAI-Betriebs hin zu höheren Lasten ist bislang durch die hohe mechanische Motorbelastung und die starke Geräusentwicklung während der Verbrennung begrenzt. Die mit HCCI- bzw. CAI-Brennverfahren einhergehenden hohen Umsatzraten führen zu großen Druckgradienten und zu Druckschwingungen, die denen der klopfenden Verbrennung bei konventionellen Ottomotoren ähnlich sind [29]. Obwohl es sich um zwei unterschiedliche Phänomene handelt, wird im Folgenden der Begriff Klopfen auch für die Druckschwingungen bei der HCCI- bzw. CAI-Verbrennung verwendet. Zur Bewertung der Motorbelastung müssen sowohl das Klopfen als auch die Druckanstiegsraten berücksichtigt und entsprechend bewertet werden. Die Bewertungsgrundlage bildet dabei der indizierte Brennraumdruckverlauf.

4.4.1 Filterung des gemessenen Drucksignals

Das im Brennraum eingeschlossene Gas stellt ein schwingungsfähiges System dar, das durch den mit den hohen Umsetzungsraten bei HCCI- oder CAI-Brennverfahren verbundenen raschen Druckanstieg zu Schwingungen angeregt wird [29]. Diese hochfrequenten Schwingungen sind dem Druckverlauf überlagert und bilden die Basis für die meisten Methoden zur Quantifizierung der Klopfstärke. Vor der eigentlichen Analyse und Bewertung der klopfenden Verbrennung muss dieser hochfrequente Anteil des Drucksignals durch den Einsatz digitaler oder analoger Hochpass- bzw. Bandpassfilter isoliert werden. Die Filter müssen dabei auf die auftretenden Frequenzen abgestimmt werden. Häufig werden bei der Messdatenerfassung analoge Tiefpassfilter eingesetzt, um hochfrequenten Fehleinträgen aufgrund von Eigenschwingungen des Drucksensors oder Aliasing-Effekten bei zu geringen Digitalisierungsraten [117] vorzubeugen.

Die Frequenzen der hochfrequenten Druckschwingung werden maßgeblich von der Form des Brennraums sowie von der Temperatur und den Eigenschaften des eingeschlossenen Gases bestimmt. Da Klopfen sowohl bei konventionellen Ottomotoren als auch bei dem hier untersuchten Dual-Fuel-Brennverfahren vornehmlich in Bereichen

um den oberen Totpunkt auftritt, kann der Brennraum als flache Zylinderscheibe angenähert werden. Schwingungen in Achsrichtung sind dann vernachlässigbar. Dies gilt insbesondere, da für beide eingesetzten Motoren sowohl das Brennraumdach als auch der Kolbenboden flach sind (vgl. Abbildung 4.1). Die Gültigkeit der akustischen Theorie vorausgesetzt, können damit die sich ausbildenden Schwingungen durch die ebene Wellengleichung in Polarkoordinaten (Gleichung 4.18) beschrieben werden [1, 36].



$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = c^2 \left[\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p}{\partial \varphi^2} \right] \quad (4.18)$$

c = Schallgeschwindigkeit

Mittels eines Produktansatzes der Form $p(t, r, \varphi) = T(t) \cdot R(r) \cdot \Phi(\varphi)$ kann Gleichung 4.18 analytisch gelöst werden. Der Term $R(r)$ resultiert dabei in einer Besselfunktion erster Art. Mit den als unendlich steif angenommenen Brennraumwänden ergibt sich die Randbedingung $\frac{\partial R(r)}{\partial r} \Big|_{r=R_{Zyl}} = 0$ und damit die Eigenkreisfrequenzen $\omega_{n,m}$ entsprechend Gleichung 4.19.

$$\omega_{n,m} = 2\pi f_{n,m} = c \frac{J'_0(n, m)}{R_{Zyl}} \quad (4.19)$$

Wobei $J'_0(n, m)$ die m -te Nullstelle der Besselfunktion mit der Ordnung n darstellt. Genaue Beschreibungen zur Integration der Wellengleichung und zu deren Anpassung an vorgegebene Rand- und Anfangsbedingungen finden sich z. B. in [142] und [36].

Wie aus Gleichung 4.19 ersichtlich wird, gibt es für ein in einem Hohlzylinder schwingendes Gas unendlich viele Eigenfrequenzen und damit auch unendliche viele Eigenmoden. Der Zustand des Systems lässt sich zu jedem beliebigen Zeitpunkt durch eine Linearkombination dieser Eigenmoden beschreiben. Zahlreiche Untersuchungen [19, 29, 143] zeigen allerdings, dass beim Klopfen die in den Eigenmoden enthaltene Energie mit höheren Frequenzen stark abfällt. Für Pkw-Motoren mit Bohrungsdurchmessern von ca. 80-90 mm können demnach Eigenmoden mit Frequenzen über 20-25 kHz vernachlässigt werden. Für Motoren mit größeren Bohrungsdurchmessern wird diese Grenze zu niedrigeren Frequenzen verschoben.

Abbildung 4.14 zeigt das aus 400 Einzelarbeitsspielen mittels diskreter Fouriertransformation ermittelte Amplitudenspektrum von Motor II für einen stark klopfenden Betriebspunkt. Die Eigenfrequenzen sind als Überhöhungen der Druckamplituden deut-

lich zu erkennen und fallen mit ansteigender Frequenz stark ab. Ebenfalls dargestellt ist das Amplitudenspektrum bei Verwendung eines analogen Tiefpassfilters mit einer Grenzfrequenz von 30 kHz. Obwohl die Spektren von unterschiedlichen Messungen stammen, sind keine Unterschiede bei den Resonanzfrequenzen festzustellen. Für die weiteren Untersuchungen wird daher auf die Verwendung eines analogen Tiefpassfilters verzichtet.

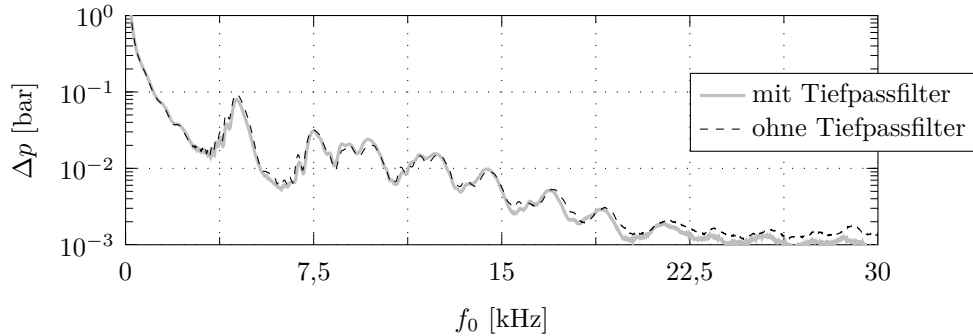


Abbildung 4.14: Aus 400 Einzelarbeitsspielen bei einer Abtastfrequenz von $f = 76,5$ kHz ermitteltes Amplitudenspektrum von Motor II für einen stark klopfenden Betriebspunkt (mit und ohne Verwendung eines analogen Tiefpassfilters)

Neben den geometrischen Abmessungen des Brennraums hängen die Eigenfrequenzen hauptsächlich von der Schallgeschwindigkeit und damit nach Gleichung 4.20 von der Zusammensetzung und der Temperatur des im Brennraum eingeschlossenen Gases ab.

$$c = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T} \quad (4.20)$$

Mit dem in Kapitel 4.2 beschriebenen Algorithmus wurde die Zusammensetzung von dissoziierendem Rauchgas für verschiedene Luftverhältnisse und Drücke bestimmt und der entsprechende Isentropenexponent κ sowie die Gaskonstante R in Abhängigkeit der Temperatur berechnet. Wie Abbildung 4.15 zeigt, kann die Druckabhängigkeit der Stoffwerte im interessierenden Temperaturbereich bis 2500 K vernachlässigt werden. Die Resonanzfrequenzen des Brennraums können damit als Funktion des Luftverhältnisses und der Temperatur dargestellt werden.

Abbildung 4.16 zeigt die für verschiedene Luftverhältnisse berechneten Resonanzfrequenzen von Motor II in Abhängigkeit der Temperatur. Während das Luftverhältnis nur einen geringen Einfluss hat, zeigt sich ein nahezu linearer Zusammenhang zwischen Resonanzfrequenz und Temperatur.

Für die Analyse der klopfenden Verbrennung muss die Filterung des Drucksignals derart erfolgen, dass die energiereichen, niederfrequenten Moden erhalten bleiben, wohingegen höhere ausgeblendet werden können. Die Grenzfrequenz der eingesetzten Hoch-

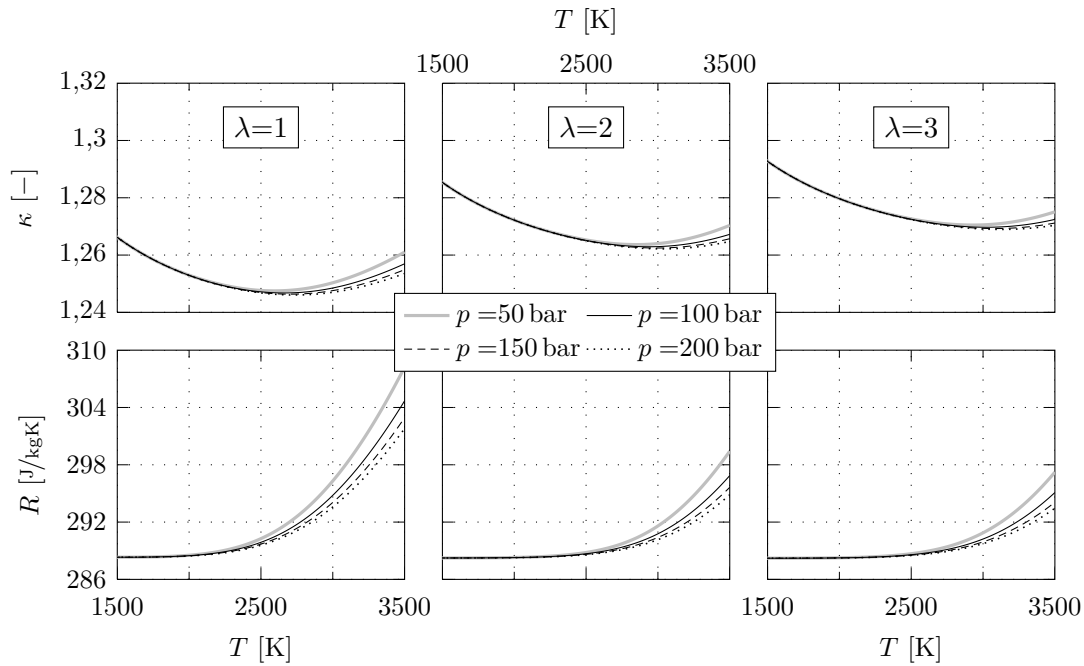


Abbildung 4.15: Isentropenexponent κ und Gaskonstante R von dissoziierendem Rauchgas für verschiedene Luftverhältnisse λ und Drücke p in Abhängigkeit der Temperatur T

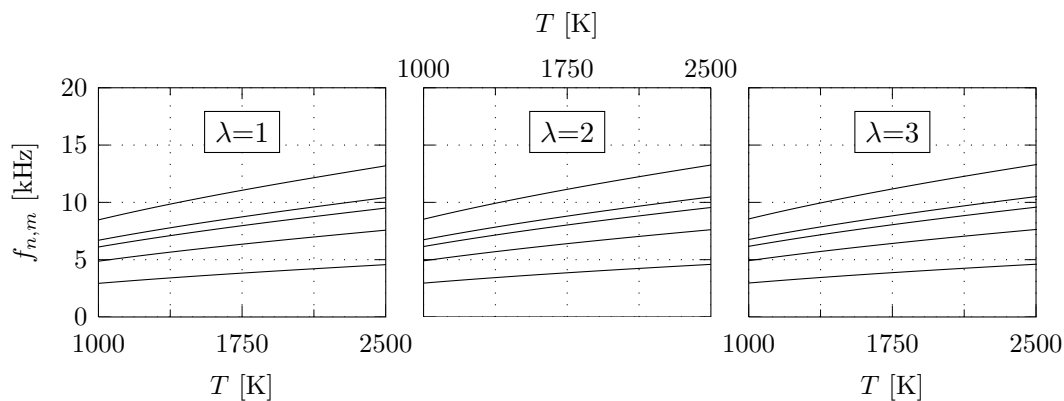


Abbildung 4.16: Eigenfrequenzen $f_{n,m}$ von Motor II für verschiedene Luftverhältnisse λ in Abhängigkeit der Temperatur T

oder Bandpassfilter muss damit unterhalb der ersten Resonanzfrequenz des Brennraums liegen. Zur Isolation der hochfrequenten Druckschwingungen wird in dieser Arbeit ein digitales Butterworth Hochpassfilter 5. Ordnung mit einer Grenzfrequenz von 3 kHz eingesetzt. Dies entspricht der ersten Brennraumresonanzfrequenz von Motor II bei einer Temperatur von 1000 K. Mit Signalverlust aufgrund einer zu hoch gewählten

Grenzfrequenz des Filters ist somit nicht zu rechnen. Die Vorwärts- und Rückwärtsfilterung des Drucksignals gleicht die Phasenverschiebung des Filters aus [94].

4.4.2 Vergleich verschiedener Bewertungsmethoden

Im CAI- bzw. HCCI-Betrieb werden die Motoren sowohl durch die Amplituden der Druckschwingungen beim Klopfen als auch durch die hohen Druckanstiegsraten starken mechanischen Belastungen ausgesetzt. Zur ganzheitlichen Bewertung dieser Brennvorgänge ist daher neben der Betrachtung des Wirkungsgrades oder der Emissionen die eindeutige Quantifizierung der Motorbelastung von zentraler Bedeutung.

Die Bestimmung der maximalen Druckanstiegsrate kann dabei allerdings nicht direkt auf Basis des gemessenen Drucksignals erfolgen. Die überlagerten hochfrequenten Klopferschwingungen würden zu unrealistisch hohen Werten führen. Auch die Auswertung des über mehrere Zyklen gemittelten Druckanstiegs führt zu fehlerhaften Werten. Zwar werden die Klopferschwingungen, eine ausreichende Anzahl von Zyklen vorausgesetzt, zuverlässig eliminiert, allerdings ergeben sich aufgrund der zyklischen Schwankungen zu geringe Druckanstiegsraten. Abbildung 4.17 zeigt hierzu Druckverläufe, die sich lediglich durch eine Phasenverschiebung voneinander unterscheiden. Deutlich zu erkennen ist die geringere Druckanstiegsrate des durch die Mittelung aller Druckverläufe erzeugten synthetischen Druckverlaufs. Zur Bestimmung des maximalen Druckanstiegs wird in der vorliegenden Arbeit daher zunächst für jeden Zyklus das tiefpassgefilterte Drucksignal als Differenz von Rohsignal und hochpassgefiltertem Drucksignal (vgl. Kapitel 4.4.1) berechnet. Die maximale Druckanstiegsrate für einen Betriebspunkt ergibt sich dann als Mittelwert der Druckanstiegsraten der tiefpassgefilterten Einzelzyklen. Abbildung 4.17 zeigt die maximalen Druckanstiegsraten auf Basis des Rohsignals sowie auf Basis des gemittelten und des tiefpassgefilterten Druckverlaufs.

Zahlreiche Untersuchungen beschäftigen sich mit der zylinderdruckbasierten Detektion und Quantifizierung des Klopfens. Als Basis der Auswertung wird dabei meist das hoch- oder bandpassgefilterte Drucksignal verwendet. Andere Methoden nutzen den Brennverlauf, die erste Ableitung des Drucksignals oder führen eine Analyse im Frequenzbereich durch. Ein weiterer Ansatz zur Bestimmung der Klopfstärke besteht in der Ermittlung der noch unverbrannten Gemischmasse zum Zeitpunkt des Klopfbeginns. Die Klopfstärke ist dann direkt proportional zu der im Restgemisch enthaltenen Energie.

Im Folgenden werden einige unterschiedliche Methoden zur Quantifizierung des Klopfens kurz umrissen und einander gegenübergestellt. Zu beachten ist hierbei, dass es keine Referenzmethode gibt [121] und daher lediglich die Unterschiede der einzelnen

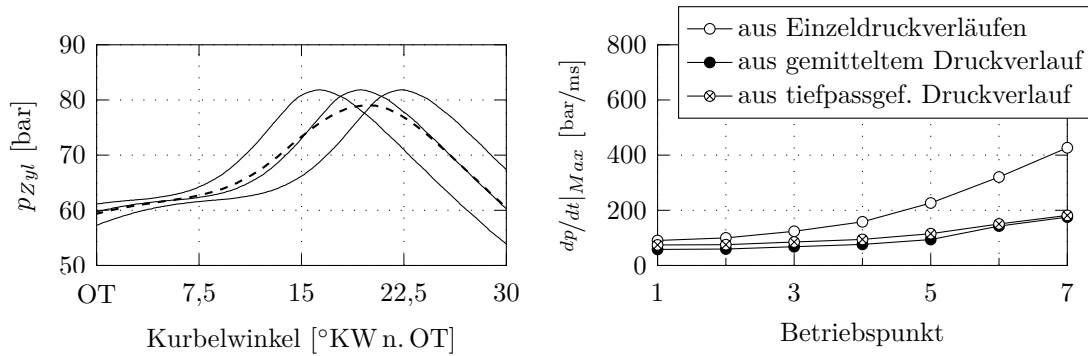


Abbildung 4.17: Generierung eines synthetischen Druckverlaufs durch Mittelung phasenverschobener Einzeldruckverläufe (links). Vergleich verschiedener Methoden zur Ermittlung der maximalen Druckanstiegsrate $dp/dt|_{Max}$ für unterschiedlich stark klopfende Betriebspunkte (rechts)

Methoden bewertet werden können. Ziel ist es, eine geeignete Bewertungsmethode für die durchgeführten Untersuchungen auszuwählen.

Wie oben bereits erläutert, ist bei klopfender Verbrennung dem Drucksignal eine hochfrequente, mit der Zeit abklingende Druckschwingung überlagert. Es ist daher naheliegend, als Maß für die Klopfstärke die Amplitude Δp dieser Oberschwingung heranzuziehen. Bestimmt wird diese meist als der maximale positive Wert oder der maximale Betrag des hochpassgefilterten Druckverlaufs [1, 19]. Andere Untersuchungen verwenden die Differenz zwischen maximalem positiven und minimalem negativen Wert [29, 114]. Weiterhin möglich ist die Bestimmung der maximalen Klopfamplitude auf Basis des fouriertransformierten Drucksignals. Die Klopfstärke entspricht dann der zur ersten Eigenfrequenz des Brennraums gehörenden Schwingungsamplitude. Unabhängig davon wie die Klopfamplitude ermittelt wird, basiert bei dieser Vorgehensweise zur Quantifizierung des Klopfens die Klopfstärke für jedes untersuchte Arbeitsspiel lediglich auf einem einzelnen Wert. Entsprechend der stochastischen Natur des Klopfens unterliegt dieser starken Schwankungen. Um statistisch belastbarere Ergebnisse zu erhalten, schlagen Adolph [1] und Fischer [34] die Einführung von sogenannten Quantilen vor. Ein Quantil Δp_{xx} beziffert dabei die Schwelle, die von der angegebenen Anzahl an gemessenen Amplituden nicht überschritten wird. Je höher das Quantil ist, um so mehr Messungen müssen ausgewertet werden, um einen statistisch verlässlichen Wert zu erhalten. So spricht Fischer von 9000 auszuwertenden Arbeitsspielen für das Quantil $\Delta p_{99,5}$ (99,5% aller Amplituden liegen unterhalb des angegebenen Wertes). Für Δp_{85} sind hingegen schon 350 Arbeitsspiele ausreichend.

Integrierende Methoden werten das relevante Signal S , meist der Zylinderdruckverlauf, über ein vorgegebenes Intervall aus und tragen so der stochastischen Natur des Klopfens Rechnung. Als Klopfintensität KI kann entweder die Signalenergie (Glei-

chung 4.21) oder der auf die Länge des ausgewerteten Intervalls bezogene Gleichrichtwert (Gleichung 4.22) verwendet werden.

$$KI = \int_{\text{Intervallanfang}}^{\text{Intervallende}} S^2(\alpha) d\alpha \quad (4.21)$$

$$KI = \frac{1}{\text{Intervalllänge}} \int_{\text{Intervallanfang}}^{\text{Intervallende}} |S(\alpha)| d\alpha \quad (4.22)$$

Als auszuwertendes Signal S wird häufig der hochpassgefilterte Druck- [9, 20, 123, 145] bzw. Heizverlauf [88, 143] verwendet. Ebenso möglich ist die Auswertung im Frequenzbereich [145].

Eng [29] vergleicht die Druckschwingungen von klopfender Verbrennung mit denen, die bei CAI-Brennverfahren zu beobachten sind. Er stellt fest, dass beim CAI-Betrieb die Energie der ersten Brennraumeigenfrequenz um Größenordnungen über der des klopfenden Betriebs liegt, und dass beim Klopfen ein größerer Anteil der Energie mit den oberen Eigenfrequenzen transportiert wird. Auf Basis der akustischen Theorie entwickelt Eng eine Methode, mit der die Energie, die mit der Druckschwingung transportiert wird, bestimmt werden kann. Er geht dazu von der Energie einer Schallwelle aus und verknüpft deren Amplitude über einen Korrelationsfaktor β mit der maximalen Druckanstiegsrate. Für β wird ein Wert von 0,05 angenommen. Die Klopfstärke KI lässt sich dann entsprechend Gleichung 4.23 als Intensität einer Schallwelle bestimmen.

$$KI = \frac{1}{2\kappa} \frac{\Delta p^2}{p} \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T} = \frac{1}{2\kappa} \frac{\left(\beta \cdot \frac{dp}{dt}\bigg|_{Max}\right)^2}{p_{Zyl_{Max}}} \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_{Zyl_{Max}}} \quad (4.23)$$

Obwohl Eng die oben beschriebene Methode hauptsächlich zur Verwendung in der Arbeitsprozessrechnung entwickelte, findet sie auch häufig Anwendung bei der Analyse experimentell ermittelter Daten [71, 119]. Die Druckanstiegsrate kann dann sowohl auf Basis des tiefpassgefilterten Drucksignals als auch auf Basis des Rohsignals berechnet werden. Für die vorliegende Arbeit wird zur Berechnung der Klopfintensität nach Eng das tiefpassgefilterte Drucksignal verwendet.

Zum Vergleich und zur Bewertung der vorgestellten Methoden werden unterschiedlich stark klopfende Arbeitsspiele analysiert und die Ergebnisse einander gegenübergestellt. Tabelle 4.2 fasst hierzu die implementierten Methoden zusammen. Für die im Zeitbereich integrierenden Methoden wird ein festes Intervall von 20°KW v. OT bis 40°KW n. OT ausgewertet. Im Frequenzbereich liegen die Grenzen bei 3 kHz und 30 kHz. Wie aus Gleichung 4.23 ersichtlich ist, werden zur Berechnung der Intensität nach Eng sowohl die Temperatur als auch die Gaszusammensetzung benötigt. Diese

können nicht direkt gemessen, sondern nur mittels einer Druckverlaufsanalyse berechnet werden. Bei der großen Anzahl der auszuwertenden Arbeitsspiele erscheint die Durchführung einer Druckverlaufsanalyse für jedes einzelne Arbeitsspiel nicht praktikabel. Die Werte für κ , R und T_{Max} werden daher für den Vergleich der einzelnen Methoden zunächst auf feste Werte eingestellt.

Tabelle 4.2: Definition der implementierten Methoden zur Bewertung der Klopfintensität. Es gilt: $a = 20^\circ\text{KW v. OT}$, $b = 40^\circ\text{KW n. OT}$, $c = 3\text{ kHz}$, $d = 30\text{ kHz}$, $\kappa = 1,267$, $R = 288,427\text{ J/kg K}$, $T_{ZylMax} = 2300\text{ K}$, $\beta = 0.05$

Bezeichnung	Definition
Mittlere Klopfamplitude im Zeitbereich	$\Delta\bar{p} = \frac{1}{b-a} \int_a^b p_{filt}(\alpha) d\alpha \quad (4.24)$
Signalenergie des hochpassgefilterten Druckverlaufs im Zeitbereich	$\Delta p_{filt}^2 = \frac{1}{b-a} \int_a^b (p_{filt}(\alpha))^2 d\alpha \quad (4.25)$
Signalenergie des Druckverlaufs im Frequenzbereich	$p_{FFT}^2 = \sum_{f=c}^d (p_{FFT}(f))^2 \quad (4.26)$
Signalenergie des hochpassgefilterten Heizverlaufs	$dQ_{filt}^2 = \frac{1}{b-a} \int_a^b \left(\frac{dQ(\alpha)}{d\alpha} \right)_{filt}^2 d\alpha \quad (4.27)$
Maximale Klopfamplitude im Zeitbereich	$\Delta p_{Max,t} = MAX(p_{filt}(\alpha)) \Big _a^b \quad (4.28)$
Maximale Klopfamplitude im Frequenzbereich	$\Delta p_{Max,f} = MAX(FFT(p(\alpha))) \Big _c^d \quad (4.29)$
Intensität einer äquivalenten Schallwelle	$I = \frac{1}{2\kappa} \frac{\left(\beta \cdot \frac{dp}{dt} \Big _{Max} \right)^2}{p_{ZylMax}} \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_{ZylMax}} \quad (4.30)$

Abbildung 4.18 zeigt Korrelationen zwischen den verschiedenen Klopfintensitäten, die mit den in Tabelle 4.2 aufgeführten Methoden berechnet wurden. Die integrierenden Methoden korrelieren dabei insgesamt sehr gut. Die Auswertung der Signalenergie im Frequenz- und im Zeitbereich liefert entsprechend dem Parseval'schen Theorem [117] nahezu identische Ergebnisse. Zwischen der mittleren Klopfamplitude (Gleichung 4.24) und der Signalenergie im Zeitbereich (Gleichung 4.25) besteht erwartungsgemäß ein quadratischer Zusammenhang, sodass auch hier beide Methoden äquivalente Klopfintensitäten liefern. Einzig die Signalenergie des hochpassgefilterten Heizverlaufs zeigt größere Schwankungen gegenüber den anderen integrierenden Methoden. Ursächlich hierfür ist die Verwendung des Druckgradienten zur Berechnung des Heizverlaufs (vgl.

Gleichung 4.4). Die Ableitung des Drucksignals verstärkt die vorhandenen Oberschwingungen und sorgt damit für den größeren Schwankungsbereich des Heizverlaufsignals. Bei Verwendung des analogen Tiefpassfilters nehmen die Schwankungen stark ab und es ergibt sich eine bessere Korrelation mit den übrigen integrierenden Methoden. Angemerkt sei, dass nur bei der Berechnung der Klopfintensität nach dem Heizverlaufskriterium die Verwendung des analogen Tiefpassfilters merkliche Auswirkungen hat.

Methoden, die auf der Auswertung eines einzelnen Signalkennwertes beruhen, zeigen generell bei hohen Klopfintensitäten größere Streuungen, unabhängig davon, ob sie mit integrierenden oder nicht integrierenden Methoden verglichen werden. Auch die Methode nach Eng weist einen großen Schwankungsbereich auf.

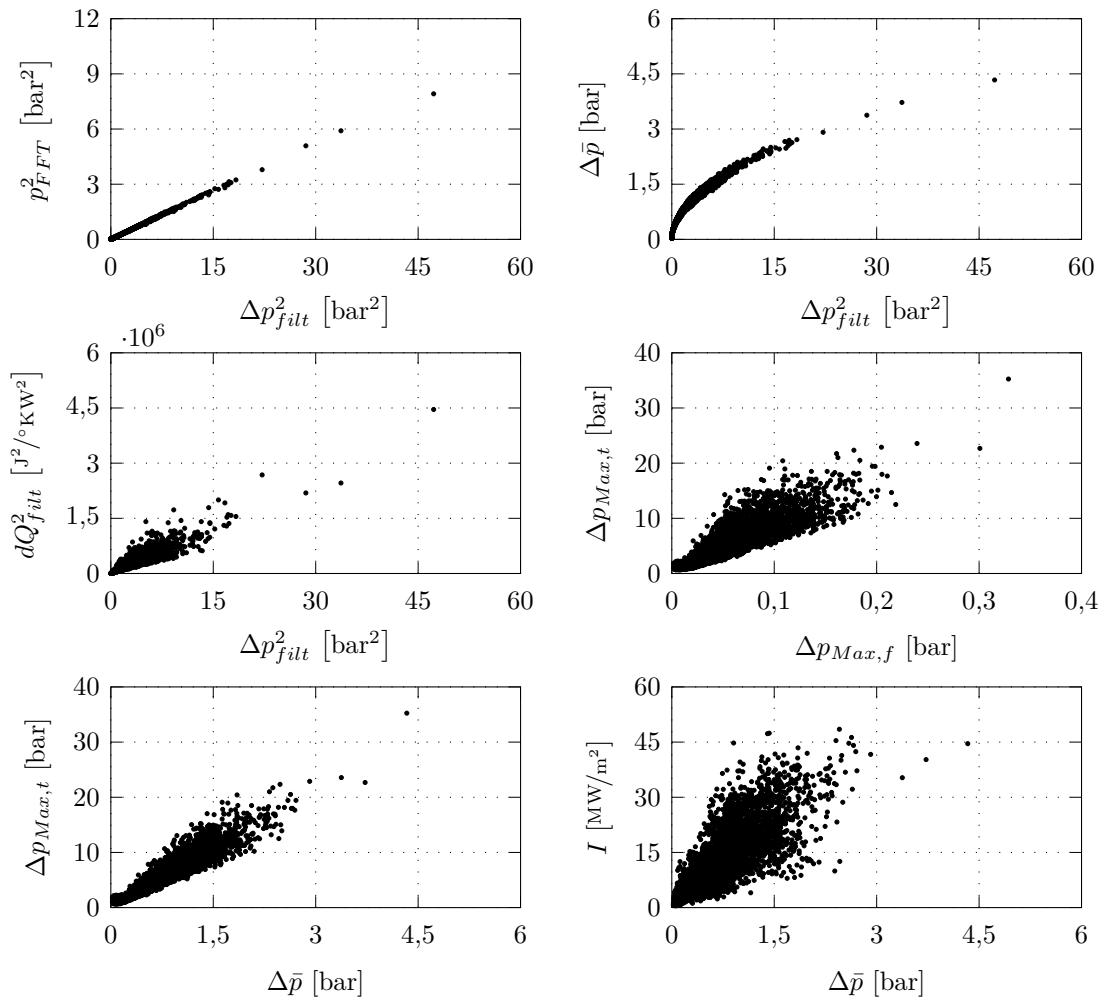


Abbildung 4.18: Vergleich verschiedener Methoden zur Ermittlung der Klopfintensität (jeweils 3600 Arbeitsspiele)

Im weiteren Verlauf der Arbeit wird zur Bewertung der Klopfintensität die mittlere Klopfamplitude verwendet. Sie korreliert gut mit den meisten anderen Methoden und

liefert aufgrund ihrer Definition, die der des Mitteldrucks ähnelt, einen anschaulichen Wert in einer physikalisch sinnvollen Einheit. Die Klopfintensität wird dabei für jeden Betriebspunkt auf Basis von 400 aufeinanderfolgenden Arbeitsspielen ermittelt. Dies stellt einen guten Kompromiss zwischen einer verlässlichen Datenbasis und einem sehr hohen Messaufwand dar.

Im Zusammenhang mit der Bestimmung der Klopfintensität ist allerdings zu beachten, dass die Klopfstärken von Motor I und II nur bedingt miteinander vergleichbar sind. Die gemessenen Druckamplituden hängen merklich von der Position des Sensors ab [34, 143] und es ergeben sich dementsprechend abhängig von der Sensorposition unterschiedliche Werte für die Klopfintensität.

5 Theoretische Modellvorstellung der Dual-Fuel-Verbrennung

Die in dieser Arbeit vorgestellten Untersuchungsergebnisse führen zu einer theoretischen Modellvorstellung der Dual-Fuel-Verbrennung mit drei unterschiedlichen Verbrennungsregimen. Abhängig vom Homogenisierungsgrad des Zünddiesels kann die Dieselverbrennung geschichtet, teilweise vorgemischt oder homogen erfolgen. Für jedes Verbrennungsregime ergibt sich ein charakteristischer Ablauf der Verbrennung, der große Auswirkungen auf die Emissionen und die Motorbelastung hat. Die präsentierte Modellvorstellung ist ein wesentliches Ergebnis dieser Arbeit. Da sie entscheidend zum besseren Verständnis der ablaufenden Vorgänge und damit zur richtigen Interpretation der experimentellen Untersuchungsergebnisse beiträgt, steht sie vor der eigentlichen Ergebnisdiskussion. Die folgenden Erläuterungen beziehen sich auf den Zeitpunkt der Zündeinspritzung als Maßnahme zur Steuerung der Dieselhomogenisierung. Es ist allerdings unerheblich, ob die Vormischung des Diesels durch hohen Einspritzdruck, eine große Spritzlochzahl oder eine frühe Einspritzung erzielt wird.

Geschichtete Dieselverbrennung Aufgrund hoher Temperaturen und Drücke erfolgt bei später, OT-naher Dieseleinspritzung die Zündung sehr rasch und es ergibt sich eine starke Schichtung des Dieselmotorkraftstoffs, die mit einem zweistufigen Ablauf der Verbrennung verbunden ist. Die optischen Untersuchungen zeigen, dass während der ersten Verbrennungsphase zunächst Bereiche mit hoher Dieselmotorkonzentration verbrennen und dass es dabei zu beträchtlicher Rußbildung kommt. Die während dieser Phase freigesetzte Wärme führt zu einer Druck- und Temperaturerhöhung in den übrigen Brennraumbereichen. Sobald die Zündverzugszeit überschritten ist, setzt das restliche Gemisch schlagartig um und es kommt zu extremen Druckanstiegsraten, die mit klopfartigen Druckschwingungen verbunden sind. Vor der sehr schnell ablaufenden Wärmefreisetzung der Hauptverbrennungsphase zeigt der Brennverlauf einen von der Verbrennung des Diesels herrührenden Peak. Der Verbrennungsschwerpunkt folgt dem Zeitpunkt der Zündeinspritzung und frühe Einspritzungen führen zu frühen Verbrennungsschwerpunktlagen. Eine von den Zündstrahlen ausgehende Flammenfrontverbrennung, wie sie beispielsweise von [132] beobachtet wurde, kann für dieses Verbrennungsregime nicht nachgewiesen werden. Wegen der starken Schichtung des Dieselmotorkraftstoffs in Verbindung mit den intensiven Druckschwingungen ergeben sich lokal hohe Verbrennungstemperaturen und die NO_x -Emissionen steigen erheblich an. In der

Regel sollte dieser Betriebsmodus aufgrund der teilweise enormen Motorbelastung und der stark erhöhten NO_x -Emissionen vermieden werden. Für Kaltstartszenarien oder Betriebspunkte mit niedriger Last kann aber auch der Betrieb in diesem Verbrennungsmodus zur Reduktion der HC- und CO-Emissionen sinnvoll sein. Das Ende der vorgemischten Dieselerverbrennung wird durch denjenigen Einspritzzeitpunkt bestimmt, ab dem der Umsatzschwerpunkt nicht mehr der Einspritzung folgt und eine weitere Frühverstellung der Zündeinspritzung zu einer späteren Verbrennungsschwerpunktlage führt.

Teilweise vorgemischte Dieselerverbrennung Dieser Betriebsmodus stellt den Übergang zwischen der geschichteten und der vollständig vorgemischten Dieselerverbrennung dar. Wird der Zeitpunkt der Zündeinspritzung nach früh verlagert, sind Druck und Temperatur im Zylinder gering. Folglich steigt die Zündverzugszeit des Dieselerkraftstoffs, sodass dessen Schichtung abnimmt und die Bereiche, in denen bei der Zündung Dieselerkraftstoff vorhanden ist, größer werden. Bei der selben eingespritzten Menge ist die Dieselerkonzentration in diesen Bereichen entsprechend geringer. Die Zündverzugszeiten werden weiter verlängert und die Verbrennungsschwerpunktlage wird zu späten Zeitpunkten verschoben. Frühe Einspritzungen führen so zu späten Schwerpunktlagen. Aufgrund der nur mäßigen Dieselerhomogenisierung ergeben sich vergleichsweise hohe NO_x -Emissionen, die aber mit weiterer Frühverlagerung der Einspritzung schnell sinken. Ein ganz ähnliches Verhalten zeigt sich im Bezug auf die Motorbelastung. Je früher die Einspritzung erfolgt, umso geringer wird die Motorbelastung aufgrund von Klopfen und hohen Druckanstiegsraten. Im Brennverlauf ist der charakteristische Dieselerpeak einem sanften Übergang zur Hauptverbrennungsphase gewichen.

Vorgemischte Dieselerverbrennung Bei der vorgemischten oder homogenen Dieselerverbrennung wird der Dieselerkraftstoff so früh eingespritzt, dass ausreichend Zeit für dessen nahezu vollständige Vermischung mit dem Grundgemisch besteht. Hinsichtlich der NO_x -Emissionen ergeben sich sehr geringe, dem mageren Grundgemisch entsprechende Werte. Die Frühverlagerung der Zündeinspritzung führt auch hier zur Reduktion der Dieselerkonzentration. Auswirkungen auf die NO_x -Emissionen sind aber keine mehr zu erkennen. Die Verbrennungstemperaturen sind aufgrund der starken Verdünnung der Zylinderladung so gering, dass ohnehin nahezu kein thermisches NO gebildet wird. Die Verlängerung der Zündverzugszeit mit abnehmender Dieselerkonzentration bewirkt aber dennoch eine Spätverlagerung der Umsatzschwerpunktlage bei früherer Einspritzung. Wird der Dieselerkraftstoff extrem früh eingespritzt, liegt also ein sehr hohes Maß an Homogenisierung vor, nimmt der Einfluss des Einspritzzeitpunkts auf die Verbrennungsschwerpunktlage ab und die Verbrennung lässt sich hauptsächlich durch unterschiedliche Verhältnisse von Dieseler zu Benzin beeinflussen. Ob die Verbrennung mit gänzlich vorgemischtem Dieseler überhaupt darstellbar ist, hängt stark von den

Betriebsbedingungen ab. Bei geringer Verdünnung, niedriger AGR-Rate oder hoher Ladelufttemperatur kann die Einspritzung des Diesels beispielsweise im Ladungswechsel-OT erfolgen, ohne dass Verbrennungsaussetzer auftreten. Wird die Reaktivität der Zylinderladung aber durch z. B. äußere Abgasrückführung abgesenkt, steigen bei sehr frühen Einspritzzeiten zunächst die zyklischen Schwankungen an, bevor die Verbrennung schließlich erlischt. Für die vorgemischte Dieselverbrennung zeigt der Brennverlauf ein symmetrisches, sanft ansteigendes Profil, das keinerlei Hinweise darauf gibt, dass Bereiche vorhanden sind, bei denen die Verbrennung früher einsetzt als bei anderen. Beim Betrieb am Übergang von der teilweise zur vollständig vorgemischten Dieselverbrennung ergeben sich meist die besten Wirkungsgrade bei gleichzeitig geringen NO_x -Emissionen und akzeptabler Motorbelastung. Der Übergang kann dabei als derjenige Punkt definiert werden, ab dem die weitere Frühverstellung der Zündinspritzung zu keiner weiteren Absenkung der NO_x -Emissionen führt.

Abbildung 5.1 fasst die oben beschriebene theoretische Modellvorstellung der Dual-Fuel-Verbrennung noch einmal grafisch zusammen. Gezeigt sind die NO_x -Emissionen sowie die Umsatzschwerpunktlage und die Wärmefreisetzungsraten für die drei charakteristischen Verbrennungsregime.

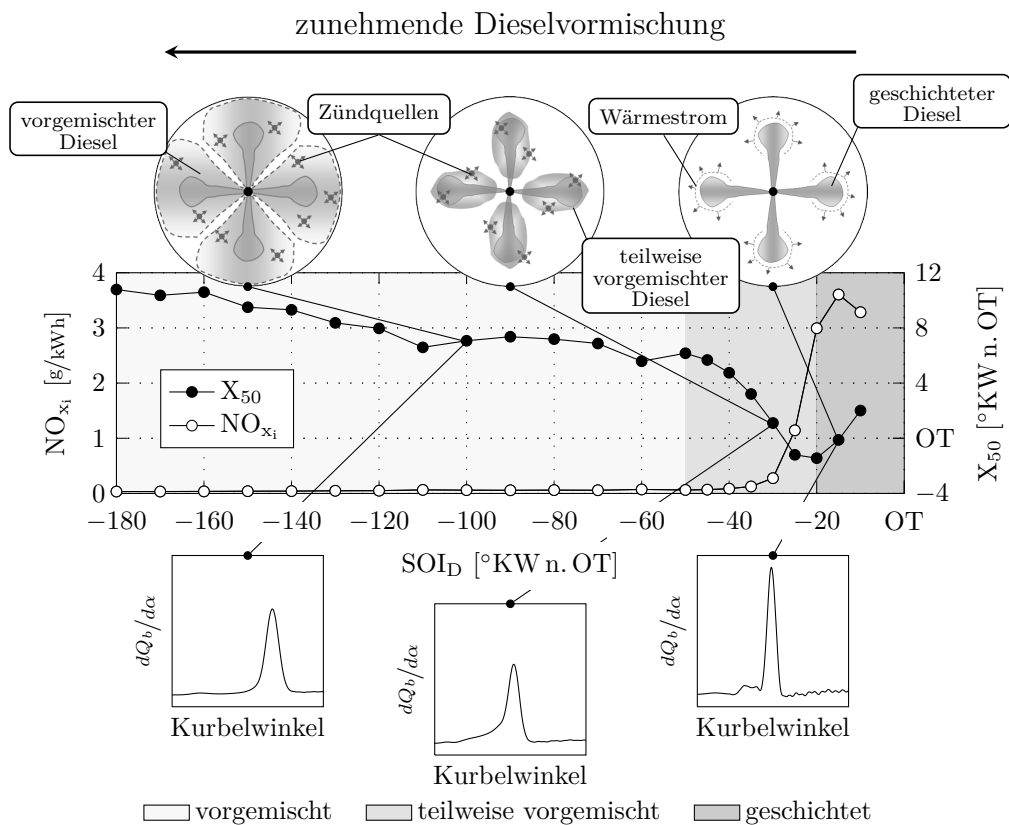


Abbildung 5.1: Theoretische Modellvorstellung der Dual-Fuel-Verbrennung, energetischer Benzinanteil $\chi_B = 0,95$, $x_{RG} = 10\%$, $p_{mi} = 10\text{ bar}$, $n = 1275\text{ 1/min}$

6 Untersuchungsergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen zur kombinierten Verbrennung von Diesel und Benzin vorgestellt. Es werden die wesentlichen Einflussgrößen auf den Dual-Fuel-Betrieb identifiziert und ihre Auswirkungen auf Emissionen, Wirkungsgrad und Motorbelastung dargestellt. Nach der grundsätzlichen Vorstellung dieses neuen Zweistoffbrennverfahrens folgen detaillierte Untersuchungen an einem Teillastbetriebspunkt mit $p_{mi} = 10$ bar und Drehzahlen von $n = 1175$ $1/\text{min}$ bzw. 1275 $1/\text{min}$, bevor schließlich das Potenzial des Dual-Fuel-Betriebs auch für hohe Lasten und Drehzahlen aufgezeigt wird.

6.1 Umsetzung des Dual-Fuel-Brennverfahrens

Wie bereits in Kapitel 3 beschrieben, findet bei dem in dieser Arbeit untersuchten Dual-Fuel-Brennverfahren die Einleitung der Verbrennung eines homogenen, mageren Benzin-Luft-Gemischs durch die brennraumdirekte Einspritzung einer kleinen Menge Dieseldieselkraftstoff statt. Die Erzeugung des homogenen Grundgemischs erfolgt dabei mittels Saugrohreinspritzung. Aufgrund des großen Abstands zwischen den Einlassventilen und den Saugrohrinjektoren (vgl. Kapitel 4) gibt es keinen Einfluss des Ladungswechsels auf die Gemischbildung und der Einspritzzeitpunkt der Benzineinspritzung kann beliebig gewählt werden (vgl. Kapitel 6.6). Die Einspritzung des Benzins erfolgt zunächst bei 480°KW v. OT . Abbildung 6.1 zeigt hierzu neben dem Zylinderdruck die Steuersignale der Diesel- sowie der Benzineinspritzung.

Die im Folgenden vorgestellten Untersuchungen zur Umsetzung des Dual-Fuel-Brennverfahrens werden bei geringer Last an Motor I mit der W-Mulde und einem Kompressionsverhältnis von $\epsilon = 15,8:1$ durchgeführt. Für die Zündeinspritzung wird eine Düse mit 12 Spritzlöchern und einem Spritzlochdurchmesser von $0,1$ mm verwendet. Die übrigen Betriebsparameter sind in Tabelle 6.1 aufgeführt.

Ausgehend vom reinen Dieseldieselbetrieb wird bei gleicher Last und bei gleichem Zeitpunkt der Dieseldieselinspritzung zunächst der Benzinanteil am insgesamt zugeführten Kraftstoff erhöht, sodass sich entsprechend die eingespritzte Dieseldieselmenge reduziert. Abbildung 6.2 zeigt die sich dabei ergebenden Zylinderdruckverläufe und die mittels Gleichung 4.4 berechneten Heizraten. Es ist zu erkennen, dass die Erhöhung des

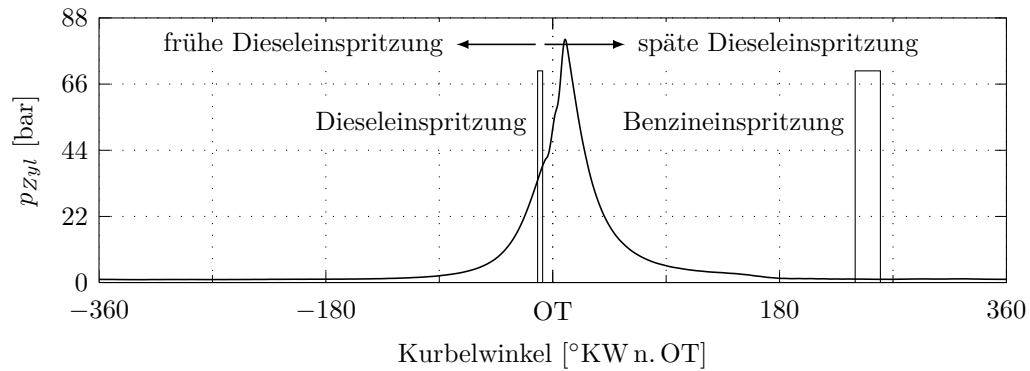


Abbildung 6.1: Zylinderdruckverlauf sowie Steuersignale von Saugrohr- und Dieseleinspritzung beim Dual-Fuel-Betrieb

energetischen Benzinanteils χ_B die Charakteristik des Verbrennungsablaufs stark beeinflusst. Ohne Benzin ergibt sich ein dieseltypischer Teillastbrennverlauf mit *premixed peak* und anschließender mischungskontrollierter Verbrennung. Mit zunehmendem Benzinanteil steigen die Wärmefreisetzungsraten insgesamt stark an und besonders die Brenndauer der zweiten Verbrennungsphase nimmt kontinuierlich ab. Mit dem *entrainment*-Massenstrom wird der Dieseleinspritzung im Dual-Fuel-Betrieb nicht nur Luft, sondern zusätzlich auch Benzin beigemischt. In der vorgemischten Verbrennungsphase wird damit mehr Energie freigesetzt und die Heizrate steigt deutlich an. Gleichzeitig wird bedingt durch die Verbrennung des Benzins die Energieumsetzung der zweiten Verbrennungsphase beschleunigt, sodass sich die Heizraten des *premixed peaks* und der Hauptverbrennungsphase angleichen. Bei einem energetischen Benzinanteil von ca. 60% ist schließlich kein *premixed peak* mehr zu erkennen und die Wärmefreisetzungsraten bleiben über einen Zeitraum von ca. 4°KW auf annähernd konstantem Niveau. Bei weiterer Erhöhung des Benzinanteils auf 90% ist wieder eine deutliche Unterscheidung zwischen der ersten und der zweiten Verbrennungsphase möglich und der Heizverlauf zeigt eine zweistufige Charakteristik. In der ersten Verbrennungsphase (gekennzeichnet als schraffierte Fläche in Abbildung 6.2) werden dabei ca. 17% der

Tabelle 6.1: Betriebsparameter bei der Umsetzung des Dual-Fuel-Betriebs

Indizierter Mitteldruck	p_{mi}	bar	7
Drehzahl	n	1/min	1175
Ladelufttemperatur	T_{LL}	°C	23
Ladedruck	p_{LL}	bar	1,05
Abgasgegendruck	p_{Abg}	bar	1,05
Einspritzdruck Diesel	p_D	bar	1600
Einspritzbeginn Diesel	SOI_D	°KW v. OT	10

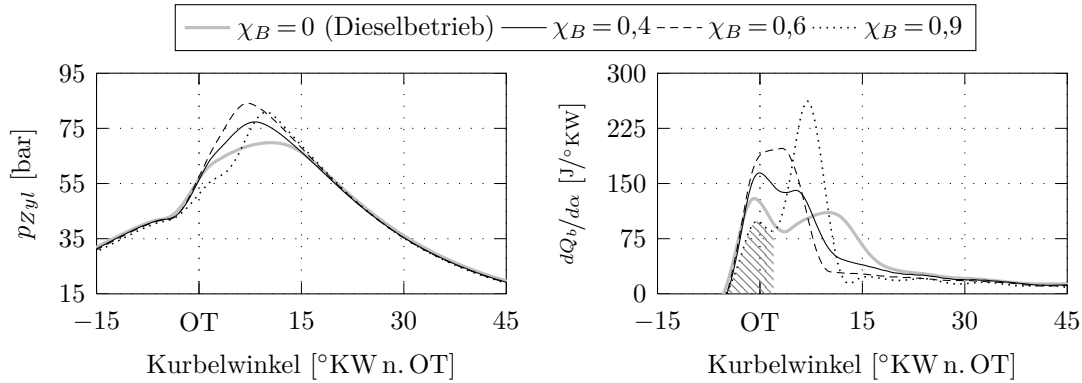


Abbildung 6.2: Zylinderdruckverläufe p_{Zyl} und Wärmefreisetzungsraten $dQ_b/d\alpha$ für Betriebspunkte mit unterschiedlichen energetischen Benzinanteilen χ_B , $p_{mi} = 7 \text{ bar}$, $n = 1175 \text{ 1/min}$

insgesamt zugeführten Energie umgesetzt. Dieser Wert liegt um ca. zwei Drittel über der Energie, die mit dem Dieselkraftstoff eingebracht wird. Wird jedoch die während der Zündverzugszeit über das *air entrainment* dem Dieselstrahl beigemischte Menge an Grundgemisch berücksichtigt, kann der erste Peak im Brennverlauf der Verbrennung des Zünddiesels zugeordnet werden.

Abbildung 6.3 zeigt die Betriebsparameter bei der Variation des Benzinanteils χ_B sowie einige motorische Kenngrößen und die auf die indizierte Leistung bezogenen spezifischen Emissionen. Gut erkennbar ist, wie bei Erhöhung von χ_B der zugeführte Dieselmassenstrom \dot{m}_D abnimmt und das Grundgemisch zunehmend fetter wird. Aber selbst bei maximalem Benzinmassenstrom \dot{m}_B wird im Grundgemisch ein Luftverhältnis von $\lambda_{GG} = 2,6$ nicht unterschritten. Bei Berücksichtigung von Diesel und Benzin ergibt sich ein während der Messreihe konstant gehaltenes Gesamtluftverhältnis von $\lambda_{Ges} = 2,3$. Hinsichtlich der Gemischzusammensetzung ergeben sich damit Verhältnisse, die jenseits der Magerlaufgrenzen selbst von auf den Magerbetrieb optimierten Gasmotoren liegen. Dies legt eindeutig den Schluss nahe, dass bei hohen Benzinanteilen und starker Ladungsverdünnung keine klassische Flammenfrontverbrennung, sondern ein kinetisch kontrollierter Verbrennungsprozess vorliegt.

Wie weiterhin aus Abbildung 6.3 hervorgeht, wird mit zunehmendem Benzinanteil der Verbrennungsschwerpunkt zu frühen Zeitpunkten verschoben und der maximale Zylinderdruck steigt deutlich an. Bei weiterer Erhöhung des energetischen Benzinanteils auf 90 % verlagert sich die Schwerpunktlage allerdings wieder nach spät und der Spitzendruck sinkt.

Die NO_x -Emissionen bleiben bis zu einem energetischen Benzinanteil von 60 % auf dem Niveau des reinen Dieselbetriebs. Erst bei weiterer Steigerung der Benzinzufuhr sinken die Emissionen stark ab. Die beiden Betriebspunkte mit energetischen Ben-

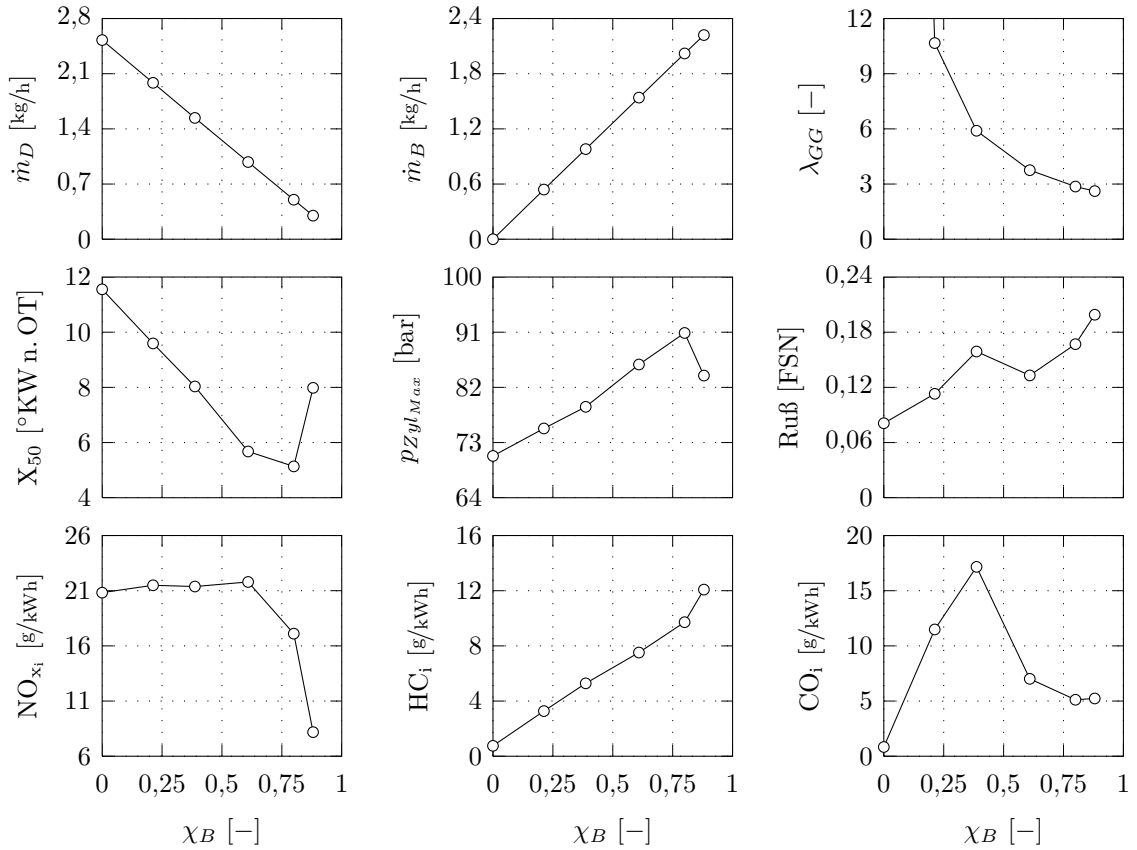


Abbildung 6.3: Betriebsparameter, motorische Kenngrößen und auf die indizierte Leistung bezogene spezifische Emissionen bei Variation des energetischen Benzinsanteils χ_B , $p_{mi} = 7 \text{ bar}$, $n = 1175 \text{ 1/min}$

zinanteilen von $\chi_B = 0,4$ bzw. $\chi_B = 0,9$ weisen den selben Umsatzschwerpunkt auf. Da auch die übrigen Betriebsparameter gleich sind, können die deutlich gesunkenen NO_x -Emission bei dem Betriebspunkt mit höherem Benzinsanteil nur aus der veränderten Gemischbildung resultieren. Wegen der geringen Dieselmenge geht der Anteil an mischungskontrollierter Verbrennung zurück und der Verbrennungsvorgang wird von der Verbrennung des sehr mageren Grundgemischs dominiert.

Aufgrund des hohen Einspritzdrucks und des kleinen Spritzlochdurchmessers sind die Rußemissionen im reinen Dieseltreibstoff sehr gering. Mit zunehmendem Benzinsanteil ist allerdings ein deutlicher Anstieg zu verzeichnen. Während der Kompression finden im Grundgemisch Vorreaktionen statt, die zur Bildung von Radikalen, Aldehyden und CO führen [61]. Bei geschlepptem Motorbetrieb, wenn Benzin aber kein Diesel eingespritzt wird, kann dementsprechend eine geringe Wärmefreisetzung beobachtet werden und die CO-Emissionen steigen auf mehrere tausend ppm. Die mit der Steigerung des Benzinsanteils einhergehende Anreicherung des Grundgemischs führt zu einer Zunahme der Vorreaktionen [61] und beeinflusst folglich die Verbrennung des Zünddiesels und damit

die Bildung von Ruß. Auch die ottomotorische Gemischbildung kann zur Entstehung von Ruß beitragen. Bedingt durch den großen Abstand zwischen den Saugrohrinjektoren und den Einlassventilen sowie aufgrund geringer Strömungsgeschwindigkeiten wegen des großen Durchmessers des Ladeluftrohrs (vgl. Abbildung 4.2) kann sich ein Wandfilm aufbauen, der bei den geringen Ladelufttemperaturen nur ungenügend abdampft. Auf diese Weise kann flüssiges Benzin in den Brennraum gelangen und so die Bildung von Ruß verursachen. In diesem Zusammenhang sind detaillierte Untersuchungen zum Einfluss der ottomotorischen Gemischbildung in Kapitel 6.6 aufgeführt. Die mit dem Benzinanteil stark steigenden HC- und CO-Emissionen lassen außerdem den Schluss zu, dass die Verbrennung mit steigendem Benzinanteil zunehmend unvollständig abläuft und dass dadurch bei der Verbrennung entstehender Ruß schlechter nachoxidiert werden kann. Mit geringem Benzinanteil ist das Grundgemisch sehr mager und setzt infolge dessen nur unvollständig um. Das Maximum der CO-Emissionen wird bei einem Benzinanteil von $\chi_B = 40\%$ erreicht. Erst bei weiterer Anfettung des Grundgemischs, also höheren Benzinanteilen, sinken die Emissionswerte wieder ab.

Mit der oben beschriebenen Dual-Fuel-Betriebsstrategie können die NO_x -Emissionen gegenüber dem Dieseltreib im besten Fall um 60 % gesenkt werden, insgesamt liegen sie aber noch deutlich über den Werten, die mit herkömmlichen CAI-Brennverfahren erzielt werden. Eine drastische Reduktion der NO_x -Emissionen wird beim Betrieb mit Diesel und Benzin erst dann erreicht, wenn bei geringen Dieselmengen die Zündinspritzung zu sehr frühen Zeitpunkten verschoben wird. Abbildung 6.4 zeigt hierzu die NO_x - und Rußemissionen sowie die Lage des Verbrennungsschwerpunkts für drei verschiedene Zeitpunkte der Zündinspritzung. Die Betriebsbedingungen entsprechen denen aus Tabelle 6.1, lediglich der Einspritzdruck wurde von 1600 bar auf 1200 bar abgesenkt. Der energetische Benzinanteil beträgt ca. 90 %. Während der Beginn der Dieseleinspritzung keinen Einfluss auf die Rußemissionen hat, sinken die NO_x -Emissionen mit früher Einspritzung stark ab. Deutlich zu erkennen ist außerdem der Einfluss

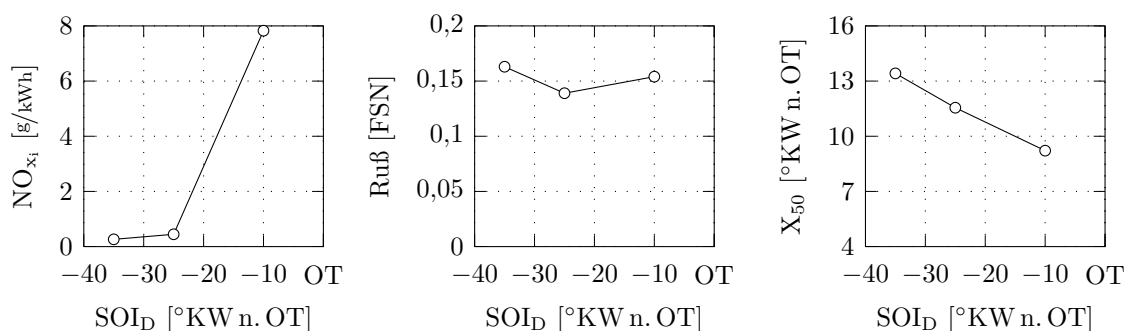


Abbildung 6.4: Ruß- und auf die indizierte Leistung bezogene spezifische NO_x -Emissionen sowie Verbrennungsschwerpunktlage X_{50} in Abhängigkeit des Zeitpunkts der Zündinspritzung SOI_D , $\chi_B = 0,9$, $p_{mi} = 7 \text{ bar}$, $n = 1175 \text{ 1/min}$

des Einspritzbeginns auf die Verbrennungsschwerpunktlage. Eine frühe Dieseleinspritzung führt zu einem späten Umsatzschwerpunkt.

In Abbildung 6.5 sind für die drei Einspritzzeitpunkte die Druckverläufe sowie die nach Gleichung 4.4 berechneten Wärmefreisetzungsraten und die auf den Maximalwert normierten Summenbrennverläufe dargestellt. Mit später Dieseleinspritzung ist erneut der zweistufige Ablauf der Verbrennung erkennbar (vgl. Abbildung 6.2). Deutlich zeichnet sich eine Stufe im Druckverlauf ab und im Brennverlauf ist der entsprechende Peak zu sehen. Mit früher Zündinspritzung verschwindet dieser Peak und es ergibt sich ein zu späteren Zeitpunkten verschobener, symmetrischer Brennverlauf. Aufgrund des *air entrainment* wird dem Dieselstrahl mit früher Einspritzung in zunehmendem Maße mageres Grundgemisch beigemischt. Wegen der damit verbundenen Abmagerung ergeben sich verlängerte Zündverzugszeiten und die Verbrennung wird nach spät verschoben. Eine ausführliche Diskussion des Einflusses der mit frühen Einspritzzeitpunkten einhergehenden Dieselhomogenisierung ist Kapitel 6.2.1 zu entnehmen.

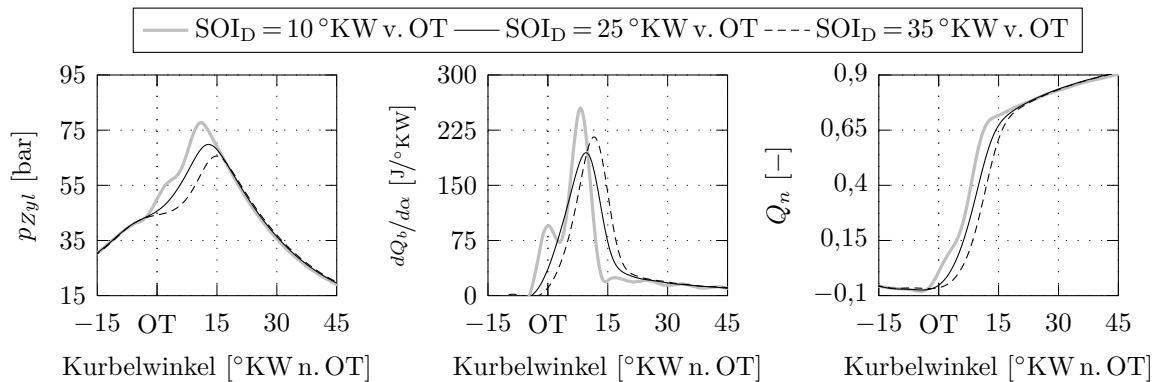


Abbildung 6.5: Zylinderdruckverlauf p_{Zyl} , Wärmefreisetzungsraten $dQ_b/d\alpha$ und normierter Summenbrennverlauf Q_n in Abhängigkeit des Zeitpunkts der Zündinspritzung SOI_D , $\chi_B = 0,9$, $p_{mi} = 7$ bar, $n = 1175$ 1/min

Den direkten Vergleich zwischen der dieselmotorischen Verbrennung und dem hier untersuchten Dual-Fuel-Brennverfahren zeigt Abbildung 6.6. Dargestellt sind die auf die indizierte Leistung bezogenen spezifischen Emissionen sowie der nach [103] auf Basis der gemessenen Emissionswerte berechnete Kraftstoffumsetzungsgrad und der indizierte Wirkungsgrad. Für den Vergleich wurde der Umsatzschwerpunkt für beide Brennverfahren auf ca. $14^{\circ}KW$ n. OT gelegt. Die übrigen Betriebsparameter entsprechen denen der vorangegangenen Untersuchung.

Im Dual-Fuel-Betrieb stehen den drastisch gesunkenen NO_x -Emission leicht erhöhte Rußzahlen und deutlich gestiegene HC- und CO-Emissionen gegenüber. Dementsprechend ergibt sich für die kombinierte Verbrennung von Diesel und Benzin ein wesentlich

6.1 Umsetzung des Dual-Fuel-Brennverfahrens

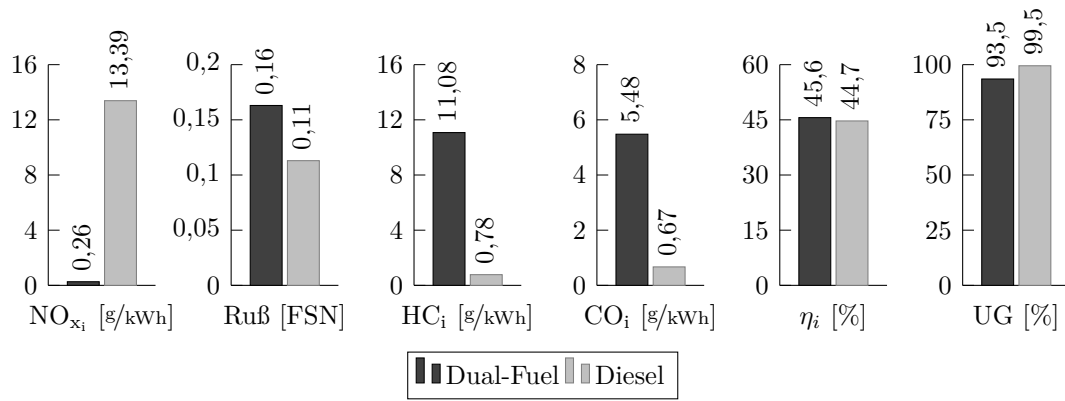


Abbildung 6.6: Auf die indizierte Leistung bezogene spezifische Emissionen sowie Kraftstoffumsetzungsgrad UG und indizierter Wirkungsgrad η_i für den Diesel- und Dual-Fuel-Betrieb, $\chi_B = 0,9$, $p_{mi} = 7$ bar, $n = 1175$ 1/min

schlechterer Umsetzungsgrad des Kraftstoffs. Im Wirkungsgrad zeichnet sich dies allerdings nicht ab. Beide Brennverfahren weisen auf hohem Niveau nahezu identische Werte auf.

Abbildung 6.7 zeigt in diesem Zusammenhang die Heizraten und die normierten Summenbrennverläufe für beide Brennverfahren. Für den Dual-Fuel-Betrieb ergeben sich, wie für kinetisch kontrollierte Brennverfahren typisch, wesentlich höhere Umsatzgeschwindigkeiten und eine deutlich verkürzte Brenndauer. Die Nachteile hinsichtlich der Kraftstoffumsetzung werden also durch die Annäherung an den Gleichraumprozess und die damit verbundene Steigerung des thermischen Wirkungsgrads kompensiert. Auch die geringeren Verbrennungstemperaturen, ersichtlich an den niedrigeren NO_x-Emissionen, und die damit einhergehenden geringeren Wandwärmeverluste tragen zum guten Wirkungsgrad des Dual-Fuel-Brennverfahrens bei.

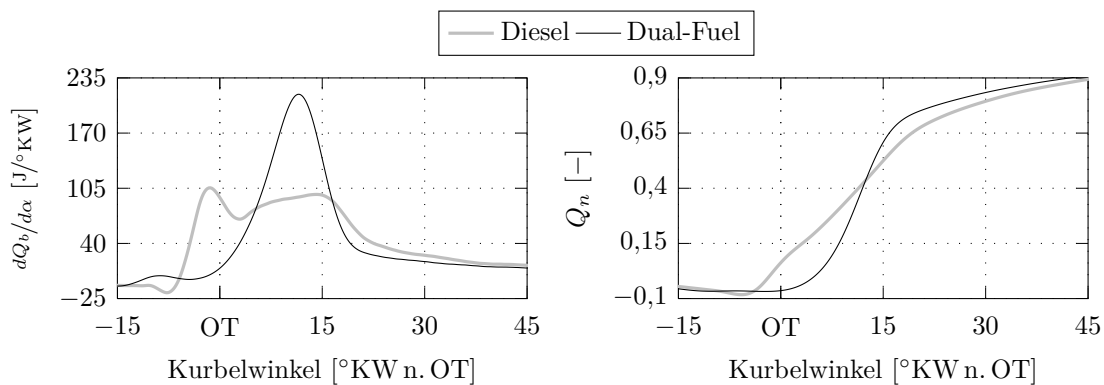


Abbildung 6.7: Wärmefreisetzungsraten $dQ_b/d\alpha$ und normierte Summenbrennverläufe Q_n für den Diesel- und Dual-Fuel-Betrieb, $\chi_B = 0,9$, $p_{mi} = 7$ bar, $n = 1175$ 1/min

Die bisherigen Untersuchungen verdeutlichen das Potenzial der kombinierten Verbrennung von Diesel und Benzin hinsichtlich der Reduktion der NO_x -Emissionen bei gleichzeitig hohem Wirkungsgrad und geringen Rußzahlen. Obgleich der gewählte Lastpunkt von $p_{mi} = 7$ bar für den verwendeten Motor im Bereich der unteren Teillast liegt, ist eine Anhebung des Mitteldrucks wegen der hohen Motorbelastung ohne weitere Maßnahmen nicht möglich. Das Dual-Fuel-Brennverfahren stellt ein qualitätsgeregeltes Brennverfahren dar. Die Steigerung der Last führt folglich zur Reduktion des Luftverhältnisses. Aufgrund der geringen eingesetzten Dieselmengen erfolgt die Erhöhung der Last maßgeblich durch die Steigerung der Benzinzufuhr. Damit ergibt sich eine Absenkung des Luftverhältnisses im Grundgemisch und in Folge dessen eine deutlich erhöhte Zündwilligkeit. Bei entsprechend hoher Last bzw. entsprechend geringem Luftverhältnis im Grundgemisch kommt es zu sehr hohen Umsatzraten und starken, klopfähnlichen Druckschwingungen. Die Verbrennung kann bei diesen Betriebsbedingungen nicht mehr zuverlässig durch die Dieseleinspritzung gesteuert werden. Im Extremfall findet die Verbrennung des Grundgemischs völlig losgelöst von der Einspritzung des Dieselmotorkraftstoffs statt. Abbildung 6.8 zeigt hierzu exemplarisch den Druckverlauf eines stark klopfenden Arbeitsspiels sowie den nach Gleichung 4.4 berechneten und über 140 Arbeitsspiele gemittelten Heizverlauf für einen Betriebspunkt mit einem indizierten Mitteldruck von $p_{mi} = 8,7$ bar und einem nicht mehr kontrollierbaren Verbrennungsablauf.

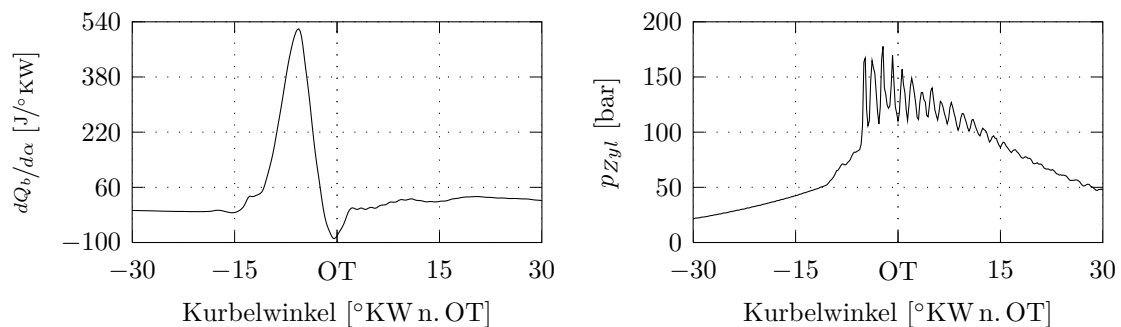


Abbildung 6.8: Wärmefreisetzungsrates $dQ_b/d\alpha$ und Zylinderdruckverlauf p_{Zyl} beim Versuch der Laststeigerung ohne Maßnahmen zur Reduktion der Motorbelastung, $\text{SOI}_D = 17^\circ\text{KW v. OT}$, $\chi_B = 0,81$, $\lambda_{GG} = 2,5$, $p_{mi} = 8,7$ bar, $n = 1175$ 1/min

Um die starke Motorbelastung zu reduzieren und den Verbrennungsablauf auch bei hohen Lasten kontrollieren zu können, muss die Reaktivität des Grundgemischs abgesenkt und der Verbrennungsprozess insgesamt verlangsamt werden. Die entscheidenden Parameter zur Beeinflussung der Gemischreaktivität sind dabei der Druck und die Temperatur sowie die Ladungszusammensetzung. Druck und Temperatur können auf einfache Weise durch das Absenken der Kompression reduziert werden. Das Kompressionsverhältnis des Versuchsmotors wird daher zunächst von $\epsilon = 15,8:1$ auf $\epsilon = 13:1$ und schließlich auf $\epsilon = 11,75:1$ reduziert.

Neben der verringerten Kompression stellt die Ladungsverdünnung die entscheidende Maßnahme zur Reduktion der Selbstzündneigung des Grundgemischs dar. Abbildung 6.9 zeigt in diesem Zusammenhang den Einfluss der Ladungsverdünnung auf die Motorbelastung sowie auf die Ruß- und NO_x -Emissionen. Bei einem indizierten Mitteldruck von $p_{mi} = 10$ bar und stark verdünntem Grundgemisch mit einem Luftverhältnis von $\lambda_{GG} = 3$ wird der Ladedruck sukzessive abgesenkt und so die Reaktivität des Grundgemischs gesteigert. Die Untersuchungen werden bei einem Kompressionsverhältnis von $\epsilon = 13:1$ mit einem energetischen Benzinanteil von $\chi_B = 0,93$ durchgeführt. Weiterhin bleibt das Gefälle zwischen Ladedruck und Abgasgegendruck während der gesamten Messreihe konstant. Die genauen Werte sind Abbildung 6.9 zu entnehmen.

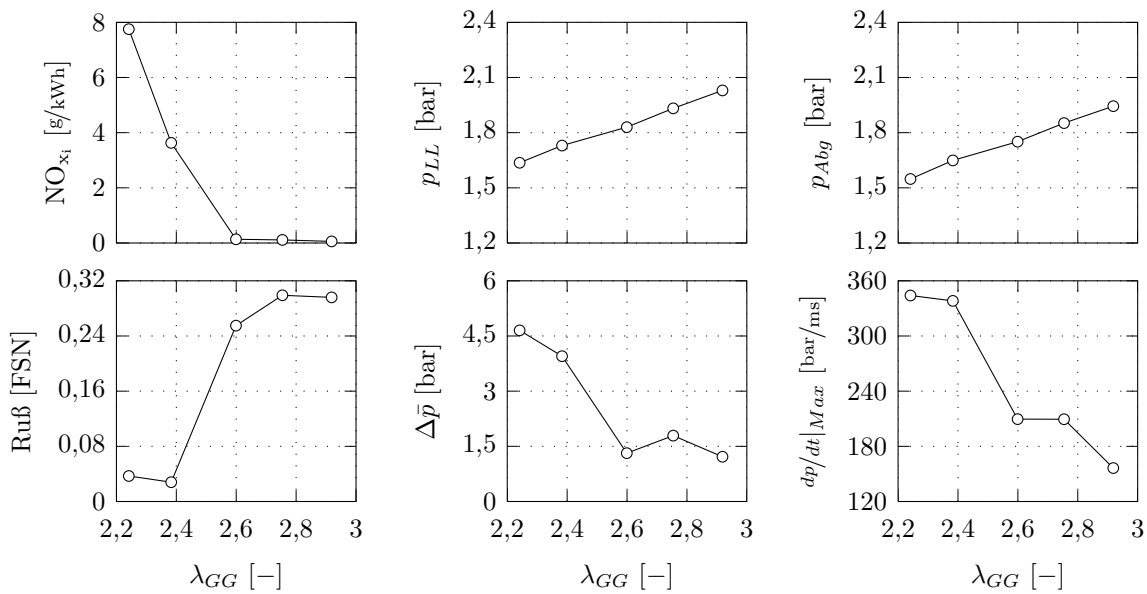


Abbildung 6.9: Ruß- und auf die indizierte Leistung bezogene spezifische NO_x -Emissionen sowie mittlere Klopfamplitude $\Delta\bar{p}$, maximale Druckanstiegsrate $dp/dt|_{Max}$, Ladedruck p_{LL} und Abgasgegendruck p_{Abg} in Abhängigkeit des Luftverhältnisses im Grundgemisch λ_{GG} , $\text{SOI}_D = 100^\circ\text{KW v. OT}$, $\chi_B = 0,93$, $p_{mi} = 10$ bar, $n = 1175$ 1/min

Bei der Absenkung des Luftverhältnisses im Grundgemisch bleiben die NO_x -Emissionen zunächst auf gleichbleibend geringem Niveau, bevor sie unterhalb eines Luftverhältnisses von $\lambda_{GG} = 2,6$ drastisch ansteigen. Bei den Rußemissionen zeigt sich ein gegenläufiger Trend. Mit zunehmender Anfechtung des Grundgemischs nehmen die Rußemissionen stark ab. Aus den stark erhöhten NO_x -Emissionen kann geschlossen werden, dass bei abgesenktem Ladedruck die Verbrennungstemperaturen deutlich ansteigen. Der bei der Verbrennung des Diesels entstehende Ruß kann dadurch besser nachoxidiert werden. Weiterhin wird die Motorbelastung mit zunehmender Reaktivität

des Grundgemischs stetig größer. Die entsprechend Kapitel 4.4 berechneten mittleren Klopfamplituden sowie die maximalen Druckerhöhungsgraten steigen mit abnehmendem Luftverhältnis stark an. Ab Luftverhältnissen kleiner als $\lambda_{GG} = 2,6$ ist ein dauerhaft sicherer Betrieb ohne Schädigung des Versuchsmotors nicht mehr möglich.

Zur Veranschaulichung zeigt Abbildung 6.10 die Zylinderdruckverläufe für die Zyklen mit der maximalen mittleren Klopfamplitude bei $\lambda_{GG} = 2,9$ und $\lambda_{GG} = 2,2$. Die deutliche Steigerung der Selbstzündneigung ist für das fettere Grundgemisch sowohl an den stark gestiegenen Druckschwingungen als auch an der merklichen Frühverlagerung des Verbrennungsbeginns zu erkennen.

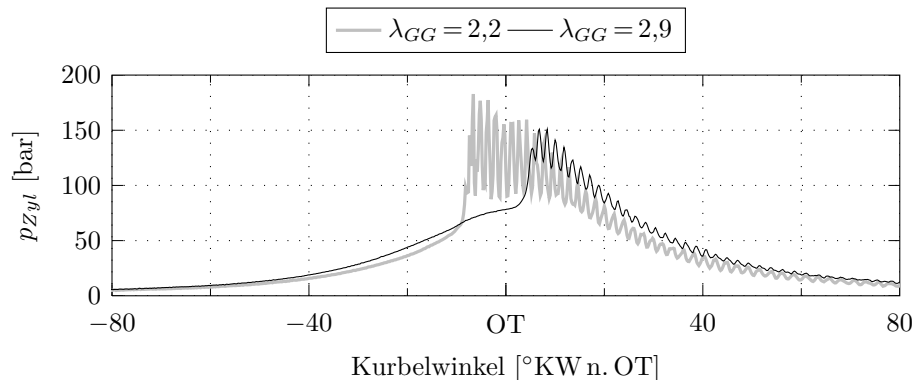


Abbildung 6.10: Zylinderdruckverläufe für die Einzelzyklen mit der maximalen mittleren Klopfamplitude bei $\lambda_{GG} = 2,9$ und $\lambda_{GG} = 2,2$, $\text{SOI}_D = 100^\circ \text{KW v. OT}$, $\chi_B = 0,93$, $p_{mi} = 10 \text{ bar}$, $n = 1175 \text{ 1/min}$

Insgesamt zeigen diese Untersuchungen, dass für Betriebspunkte im oberen Kennfeldbereich die Reduktion der Motorbelastung und die Gewährleistung eines stabilen und kontrollierbaren Verbrennungsablaufs nur mit ausreichender Ladungsverdünnung bei gleichzeitig reduziertem Kompressionsverhältnis zu erreichen ist. Alle weiteren Untersuchungen werden daher mit einem reduzierten Kompressionsverhältnis von $\epsilon = 11,75:1$ und ausreichender Ladungsverdünnung durchgeführt. In Kapitel 6.5 werden diesbezüglich unterschiedliche Möglichkeiten zur Ladungsverdünnung in Verbindung mit äußerer Abgasrückführung ausführlich diskutiert und bewertet.

6.2 Einfluss der dieselmotorischen Gemischbildung

Die im vorangegangenen Kapitel beschriebene erste Umsetzung des Dual-Fuel-Brennverfahrens zeigt, dass mittels der kombinierten Verbrennung von Diesel und Benzin die Schwerpunktlage eines kinetisch kontrollierten Brennverfahrens gesteuert werden kann. Je nach Zeitpunkt der Dieseleinspritzung ergeben sich dabei unterschiedliche Verbrennungsregime, die sich durch den Homogenisierungsgrad des Dieselkraftstoffs

und damit durch die brennrauminterne Schichtung der Zündwilligkeit unterscheiden. Im folgenden Kapitel sollen die Randbedingungen, welche das Auftreten und die Ausprägung der verschiedenen Verbrennungsregime bestimmen, identifiziert und detailliert untersucht werden. Im Mittelpunkt der Untersuchungen steht dabei die dieselmotorische Gemischbildung.

6.2.1 Variation des Einspritzzeitpunkts

Um den in Kapitel 6.1 bereits kurz umrissenen Einfluss des Ansteuerbeginns der Dieseleinspritzung detaillierter zu beschreiben, werden im Folgenden an Motor II durchgeführte Untersuchungen mit unterschiedlichen Dieseleinspritzzeitpunkten vorgestellt. Zum Einsatz kommt dabei eine Achtlochdüse mit einem Spritzlochdurchmesser von 0,1 mm. Während der Messungen wird die zugeführte Kraftstoffmasse konstant gehalten, sodass sich mit der Variation des Einspritzbeginns eine leichte Änderung des indizierten Mitteldrucks ergibt. Bei einem eingestellten energetischen Benzinanteil von 95 % beträgt die Last ca. 10 bar. Hinsichtlich der Motorbelastung ist die Ladung mit einer AGR-Rate von 20 % und einem Gesamtluftverhältnis von $\lambda_{Ges} = 2,1$ ausreichend stark verdünnt. Im Vergleich zu den oben beschriebenen Untersuchungen sei auf die deutliche Erhöhung der Ladelufttemperatur hingewiesen. Die übrigen Betriebsparameter wie Ladedruck oder Abgasgegendruck, die maßgeblich auf den Einstellwerten des Vollmotors basieren (vgl. Kapitel 4.1), sind Tabelle 6.2 zu entnehmen.

Tabelle 6.2: Betriebsparameter bei der Variation der Dieseleinspritzung

Indizierter Mitteldruck	p_{mi}	bar	10
Drehzahl	n	1/min	1275
Ladelufttemperatur	T_{LL}	°C	56,5
Ladedruck	p_{LL}	bar abs.	2,2
Abgasgegendruck	p_{Abg}	bar abs.	2,75
Energetischer Benzinanteil	χ_B	-	0,95
Abgasrückführrate	x_{RG}	%	20,1
Gesamtluftverhältnis	λ_{Ges}	-	2,1
Luftverhältnis im Grundgemisch	λ_{GG}	-	2,2
Einspritzdruck Diesel	p_D	bar	1200

Abbildung 6.11 zeigt den Verlauf der Umsatzzwerpunktage in Abhängigkeit des Zeitpunkts der Dieseleinspritzung. Wie zu erkennen ist, besteht ein weitestgehend linearer Zusammenhang zwischen dem Einspritzzeitpunkt des Dieseldieselkraftstoffs und dem Umsatzzwerpunkt. Erfolgt die Dieseleinspritzung im Bereich von 65 °KW v. OT

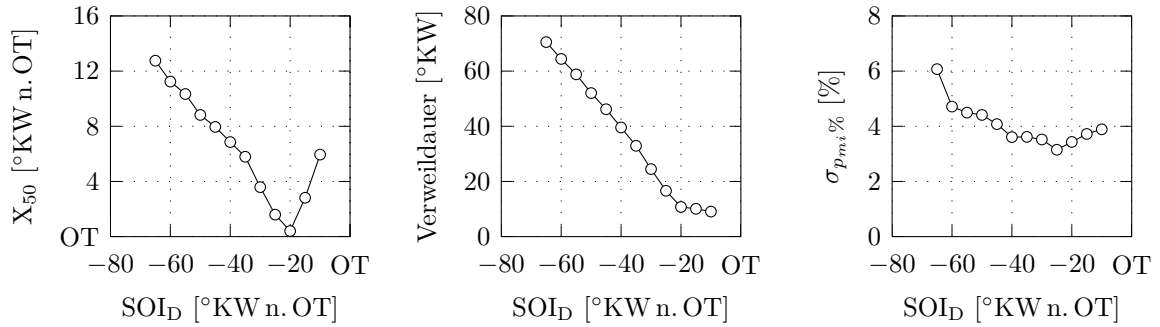


Abbildung 6.11: Umsatzschwerpunktlage X_{50} und Verweildauer des Dieselkraftstoffs sowie auf den Mittelwert bezogene Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks $\sigma_{p_{mi}}\%$ in Abhängigkeit des Zeitpunkts der Dieseleinspritzung SOI_D , $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10$ bar, $n = 1275$ 1/min

bis 20°KW v. OT bewirkt eine frühe Einspritzung einen späten Verbrennungsschwerpunkt. Erfolgt die Einspritzung hingegen später als 20°KW v. OT , folgt die Verbrennung dem Einspritzzeitpunkt des Dieselkraftstoffs. Ähnlich wie bei Gasmotoren mit Dieseleinspritzung ergibt dann ein später Einspritzzeitpunkt eine späte Verbrennungsschwerpunktlage.

Insgesamt lässt sich der Verbrennungsschwerpunkt mittels der Zündinspritzung in einem Bereich von mehr als 12°KW einstellen. Die auf den Mittelwert bezogene Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks, als Maß für die zyklischen Schwankungen, bleibt dabei in weiten Bereichen unter 5% . Wird der Dieselkraftstoff allerdings zu früh eingespritzt, steigen die zyklischen Schwankungen zunächst stark an, bevor die Verbrennung schließlich instabil wird und vermehrt Verbrennungsaussetzer auftreten. Auch bei zu später Einspritzung kommt es zu Verbrennungsaussetzern und es kann kein zuverlässiger Motorbetrieb dargestellt werden. Bei dem hier untersuchten Betriebspunkt liegen die Grenzen der möglichen Dieseleinspritzung zwischen 10°KW v. OT und 65°KW v. OT . Wie im vorausgegangenen Kapitel erläutert wurde, stellt die Gemischreaktivität den limitierenden Faktor bei der Steigerung der Last des Dual-Fuel-Betriebs dar. Entsprechend wurde die Reaktivität des Grundgemischs durch äußere Abgasrückführung und die Verdünnung mit Ladeluft abgesenkt. Um nun die oben erwähnten Grenzen der möglichen Dieseleinspritzzeitpunkte zu erweitern, muss die Reaktivität des Grundgemischs wieder angehoben werden. Ohne äußere Abgasrückführung oder mit höherer Ladelufttemperatur sind auch sehr frühe Einspritzzeitpunkte, wie beispielsweise im unteren Totpunkt, möglich. Die Grenze der späten Dieseleinspritzung wird dagegen weniger stark von der Gemischreaktivität beeinflusst und bleibt auch ohne AGR im Bereich zwischen 10°KW v. OT und 5°KW v. OT .

Bestimmend sowohl für die Grenzen der möglichen Dieseleinspritzzeitpunkte als auch für die Steuerung des Umsatzschwerpunkts ist die brennrauminterne Schichtung von Diesel und Benzin und damit die Schichtung der Zündwilligkeit. Diesel weist eine größere Neigung zur Selbstzündung auf als Benzin. Ein homogenes Grundgemisch vorausgesetzt, werden also Bereiche mit erhöhter Dieselkonzentration stets vor Bereichen mit geringerem oder keinem Dieselanteil zünden. Weiterhin ergeben sich bei gleicher Temperatur für fettere Gemische kürzere Zündverzugszeiten, unabhängig davon ob Diesel oder Benzin betrachtet wird. Die Spätverlagerung des Verbrennungsschwerpunkts mit früher Dieseleinspritzung lässt sich in diesem Zusammenhang also auf die zunehmende Abmagerung des Dieselstrahls zurückführen. Erfolgt die Einspritzung während der frühen Kompressionsphase, sind Zylinderdruck und -temperatur noch sehr gering und die Verdampfung sowie die Zündung des Dieselkraftstoffs laufen langsam ab. Folglich ist die Zeitspanne zwischen Einspritzung und Verbrennungsbeginn groß und dem Dieselstrahl wird zunehmend mageres Grundgemisch beigemischt. Dadurch steigen die Zündverzugszeiten an und der Verbrennungsbeginn wird verzögert, sodass sich eine späte Schwerpunktlage ergibt. Abbildung 6.11 zeigt hierzu den Verlauf der Verweildauer des Dieselkraftstoffs, ermittelt als Differenz zwischen dem Zeitpunkt der Einspritzung und dem 5 %-Umsatzpunkt. Wird nun der Einspritzbeginn sukzessive auf spätere Zeitpunkte gelegt, nimmt die Abmagerung aufgrund des *air entrainment* stetig ab und die Zündverzugszeiten werden verkürzt. Die Zeitspanne zwischen Einspritzung und Verbrennungsbeginn wird kontinuierlich kürzer und der Umsatzschwerpunkt wird nach früh verschoben. Bei sehr später Dieseleinspritzung (ab $SOI_D = 20^\circ \text{KW v. OT}$) sind die Drücke und vor allem die Temperaturen im Zylinder deutlich höher. Die reaktionskinetischen Prozesse der Dieselzündung laufen entsprechend schnell ab und die Abmagerung aufgrund der Luftbeimischung in den Dieselstrahl hat geringere Auswirkungen auf die Zündverzugszeit. Die Zündung des Dieselkraftstoffs erfolgt unmittelbar nach Einspritzende und die Verbrennung läuft vergleichsweise fett ab. Die Verweildauer des Dieselkraftstoffs ist kurz und die Schwerpunktlage folgt dem Einspritzzeitpunkt.

Um den Sachverhalt der Dieselschichtung und damit die Schichtung der Zündwilligkeit zu bestätigen, wird mittels des in Kapitel 4.2.2 beschriebenen 3D-CFD-Modells für den hier diskutierten Betriebspunkt die Gemischverteilung des Dieselkraftstoffs bei unterschiedlichen Einspritzzeitpunkten bestimmt. Zur Veranschaulichung der Rechenergebnisse werden für jeden Zeitschritt die Zellen entsprechend ihres Dieselmassenbruchs μ_D verschiedenen Klassen zugeordnet. Für jede Klasse wird die in den jeweiligen Zellen vorhandene Dieselmenge schließlich aufsummiert. Insgesamt werden zehn Klassen mit Massenbrüchen von $\mu_D \geq 0,00005$ bis $\mu_D \geq 0,005$ gebildet. Bei den eingestellten Betriebsparametern entspricht dies Luftverhältnissen des Diesels von $\lambda_D \leq 1055$ bis $\lambda_D \leq 1,05$. Durch die Aufteilung in sehr mageren und vergleichsweise fette Klassen lässt sich eine Aussage über den Grad der Homogenisierung des Dieselkraftstoffs zum Zeitpunkt des Verbrennungsbeginns treffen. Liegt der Großteil der Dieselmasse in mageren Klassen vor, so ist der Dieselkraftstoff gut mit dem mageren Grundge-

misch durchmischt und der Grad der Homogenisierung ist hoch. Überwiegt hingegen der Anteil an Diesel, der den fetteren Klassen zugeordnet ist, liegt eine starke Dieselschichtung vor und der Grad der Homogenisierung ist entsprechend gering.

Für repräsentative Zeitpunkte der Dieseleinspritzung zeigt Abbildung 6.12 den so bestimmten Verlauf der Dieselmassenschichtung. Die geschichtete Dieselmassenschichtung wird dabei mit Einspritzzeitpunkten von $\text{SOI}_D = 15^\circ\text{KW v. OT}$ und $\text{SOI}_D = 20^\circ\text{KW v. OT}$ charakterisiert, während mit $\text{SOI}_D = 50^\circ\text{KW v. OT}$ die vorgemischte Dieselmassenschichtung abgebildet wird. $\text{SOI}_D = 35^\circ\text{KW v. OT}$ stellt den Übergangsbereich dar.

Für alle vier Einspritzzeitpunkte ergibt sich ein ähnliches Bild. Die Klasse mit dem geringsten Dieselmassenschub von $\mu_D \geq 0,00005$ enthält die größte Menge an Diesel und der Verlauf spiegelt die Kraftstoffverdampfung wider. Mit zunehmender Verweildauer des Diesels nimmt die Menge an Diesel, die den fetteren Klassen zuzuordnen ist, stetig ab. Für $\text{SOI}_D = 50^\circ\text{KW v. OT}$ können bei Beginn der Verbrennung ca. 70 % des Diesels Klassen zugeordnet werden, deren Dieselmassenschub kleiner als $\mu_D = 0,005$ ($\lambda_D = 10,5$) ist. Bereiche, in denen ein Dieselmassenschub von $\mu_D = 0,01$ ($\lambda_D = 5,2$) überschritten wird, kommen nahezu nicht mehr vor. Der Verbrennungsbeginn wird in diesem Zusammenhang festgelegt als der Zeitpunkt, bei dem 0,5 % der Zylinderladung verbrannt sind. Für jeden der vier Betriebspunkte ist der Verbrennungsbeginn in Abbildung 6.12 eingezeichnet.

Bei später Zündeinspritzung ($\text{SOI}_D = 15^\circ\text{KW v. OT}$) ergibt sich erwartungsgemäß ein gegenteiliges Verhalten. Beim Beginn der Verbrennung liegt der Dieselmassenschub zu ca. 86 % in Klassen vor, deren Dieselmassenschub größer ist als $\mu_D = 0,005$. Zusammen mit der starken Gemischinhomogenität läuft die Verbrennung des Diesels damit unter Bedingungen ab, die eher der klassischen dieselmotorischen Verbrennung als einem homogenen Niedertemperatur-Brennverfahren zuzuordnen sind. Der Betriebspunkt mit $\text{SOI}_D = 20^\circ\text{KW v. OT}$ unterscheidet sich von $\text{SOI}_D = 15^\circ\text{KW v. OT}$ hauptsächlich durch eine dem Abstand der Einspritzzeitpunkte entsprechende Phasenverschiebung, wobei eine Tendenz hin zu den mageren Klassen erkennbar ist. Erfolgt die Zündeinspritzung bei $\text{SOI}_D = 35^\circ\text{KW v. OT}$, ergeben sich Verhältnisse, die dem Übergang von der fetten, stark geschichteten Verbrennung mit später Dieseleinspritzung hin zur Verbrennung mit weitgehend homogenisiertem Diesel bei früher Einspritzung entsprechen.

Für Betriebspunkte mit später Dieseleinspritzung zeigt Abbildung 6.13 den mittels des in Kapitel 4.2.2 beschriebenen nulldimensionalen Analysemodells berechneten Verlauf des Volumenanteils der Dieselmassenschichtung (bezogen auf das Zylindervolumen). Weiterhin ist die mit der Zwei-Farben-Methode ermittelte Rußkonzentration dargestellt. Für die drei aufgeführten Einspritzzeitpunkte ergeben sich Verläufe, welche die unterschiedlich starke Ausprägung der Dieselmassenschichtung widerspiegeln. Die stärkste Schichtung ist

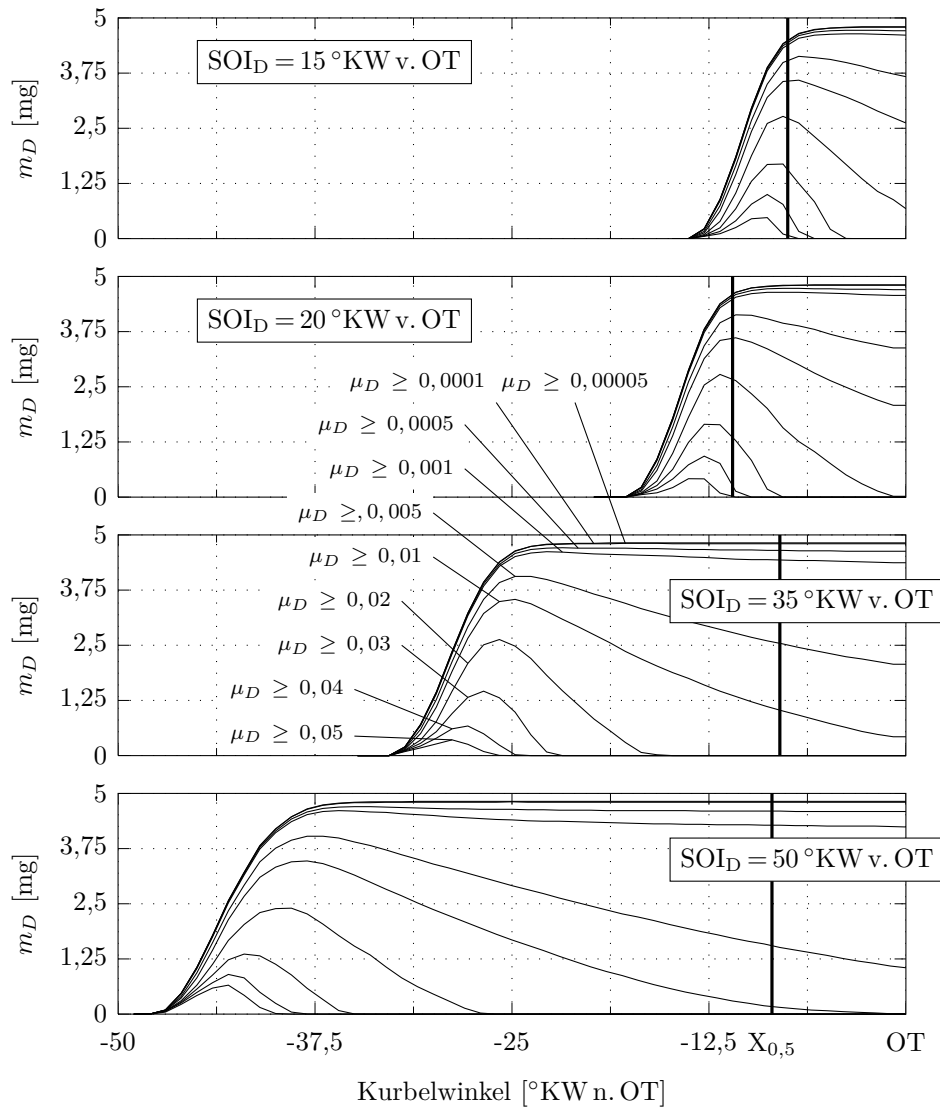


Abbildung 6.12: Für repräsentative Zeitpunkte der Dieseleinspritzung SOI_D mittels CFD berechnete Zuordnung der verdampften Dieselmasse zu verschiedenen Klassen mit Dieselmassenbrüchen von $\mu_D \geq 0,00005$ ($\lambda_D \leq 1052$) bis $\mu_D \geq 0,05$ ($\lambda_D \leq 1.05$), $X_{0,5}$ =Verbrennungsbeginn, $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10$ bar, $n = 1275$ 1/min

dementsprechend bei einem Einspritzzeitpunkt von $SOI_D = 10^\circ$ KW v. OT zu beobachten. Die maximale Rußkonzentration liegt hier mehr als das dreieinhalbfache über der Rußkonzentration des nächstfrüheren Einspritzzeitpunktes. Bei $SOI_D = 20^\circ$ KW v. OT ist schließlich kaum noch Ruß messbar. Noch frühere Einspritzzeitpunkte liefern aufgrund der größeren Diesellhomogenisierung keine auswertbaren Signale mehr. Auch am Verlauf des Volumens der Dieselzone ist die mit früherer Zündeinspritzung zunehmende Diesellhomogenisierung gut ersichtlich. Das maximale Volumen und damit

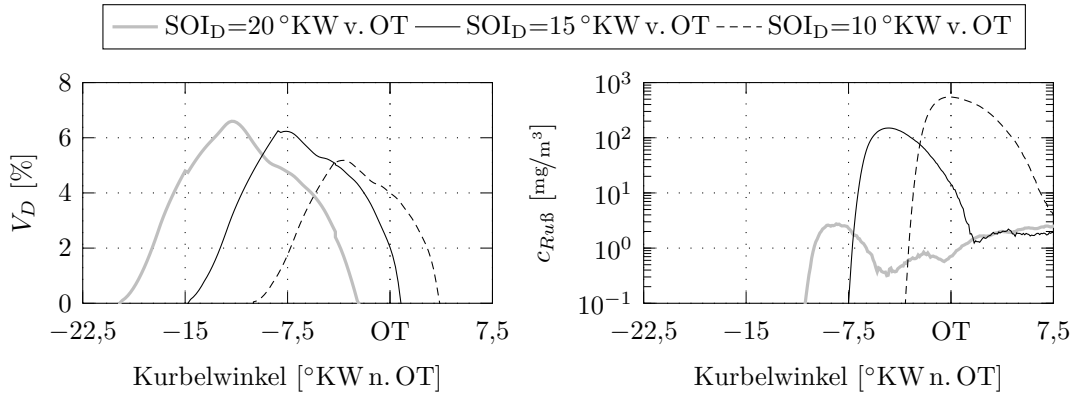


Abbildung 6.13: Auf das Zylindervolumen bezogener prozentualer Anteil des Volumens der Dieselzone V_D und mittels der Zwei-Farben-Methode ermittelte Rußkonzentration c_{RuB} (logarithmische Darstellung) in Abhängigkeit des Zeitpunkts der Dieseleinspritzung SOI_D , $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10$ bar, $n = 1275$ 1/min

das maximale Maß der Abmagerung wird mit früherem Einspritzzeitpunkt zusehends größer und kommt bei früheren Zeitpunkten zu liegen. Der Verbrennungsbeginn, erkennbar an der raschen Abnahme des Volumens der Dieselzone, wird ebenfalls nach früh verschoben.

Um die obigen Ausführungen zu verdeutlichen, ist in Abbildung 6.14 die Visualisierung des Einspritzvorgangs für unterschiedliche Zeitpunkte der Zündinspritzung dargestellt. Die Angabe des Kurbelwinkels erfolgt hierbei relativ zum Ansteuerbeginn des Injektors. Die unterschiedlichen Einspritzvorgänge können so parallel betrachtet und miteinander verglichen werden. Obwohl die einzelnen Aufnahmen den selben Zeitstempel tragen, ergibt sich je nach Ansteuerbeginn eine andere Kolbenstellung und damit auch gänzlich unterschiedliche Verhältnisse hinsichtlich Druck und Temperatur. Dieser Sachverhalt ist gut an der Ausbildung des Spraybildes zu erkennen. Bei frühen Einspritzzeitpunkten, wenn Druck und Temperatur noch gering sind und die Verdampfung langsam abläuft, dringen die einzelnen Einspritzstrahlen tief in den Brennraum ein. Über einen Zeitraum von annähernd 10° KW ist auf den Aufnahmen für $SOI_D = 50^\circ$ KW v. OT flüssiger Kraftstoff erkennbar. Bei später Einspritzung hingegen bilden sich nur kurze Einspritzstrahlen aus und die Kraftstoffverdampfung ist deutlich früher abgeschlossen. Nur kurze Zeit nachdem der Kraftstoff verdampft bzw. nachdem kein flüssiger Kraftstoff mehr zu sehen ist, beginnt die Verbrennung in Regionen mit hoher Dieselkonzentration. Für $SOI_D = 15^\circ$ KW v. OT ist deutliche Rußstrahlung im Bereich der Einspritzstrahlen zu erkennen. Auch für $SOI_D = 20^\circ$ KW v. OT ist auf der letzten Aufnahme die beginnende Rußstrahlung zu sehen.

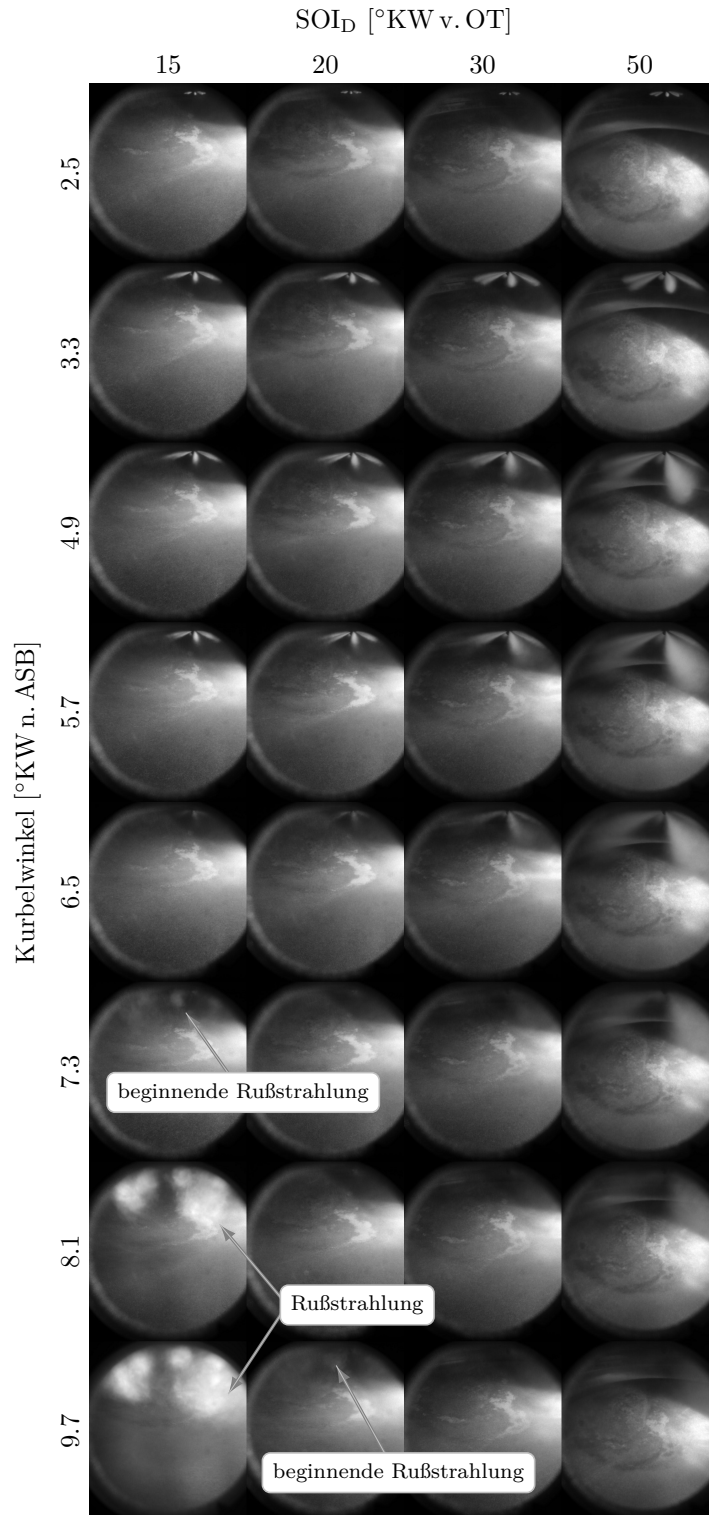


Abbildung 6.14: Visualisierung der Dieseleinspritzung für vier repräsentative Einspritzzeitpunkte SOI_D , $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10$ bar, $n = 1275$ 1/min

Insgesamt bestätigen die Strahltaufnahmen die oben beschriebenen Ergebnisse und lassen den Schluss zu, dass bei später Dieseleinspritzung eine starke Gemischschichtung im Zentrum des Brennraums vorliegt und während der ersten Verbrennungsphase fettes Gemisch mit lokal hohen Temperaturen und hohen Rußkonzentrationen verbrennt. Mit zunehmender Frühverlagerung der Dieseleinspritzung nimmt die Gemischinhomogenität ab und der Verbrennungsablauf wird hauptsächlich von der Verbrennung des mageren Grundgemischs dominiert.

Wie besonders Abbildung 6.11 und Abbildung 6.13 zeigen, erfolgt bei dem hier untersuchten Betriebspunkt der Wechsel der Verbrennungsregime bei einem Einspritzzeitpunkt von $\text{SOI}_D = 20^\circ\text{KW v. OT}$. Spätere Einspritzzeitpunkte ergeben eine starke Dieselschichtung mit deutlicher Rußbildung, während mit früherer Einspritzung die Dieselhomogenisierung deutlich ansteigt und sich ein für homogene Niedertemperaturbrennverfahren typischer Verbrennungsablauf einstellt.

Um die Auswirkungen der unterschiedlich starken Dieselschichtung auf den Ablauf der Verbrennung zu analysieren, sind in Abbildung 6.15 die mittels des in Kapitel 4.2.2 beschriebenen Analysemodells berechneten Wärmefreisetzungsraten sowie die dazugehörigen Zylinderdruckverläufe für den Übergang von der stark geschichteten hin zur weitgehend vorgemischten Dieselverbrennung dargestellt. Der Spitzendruck sinkt mit

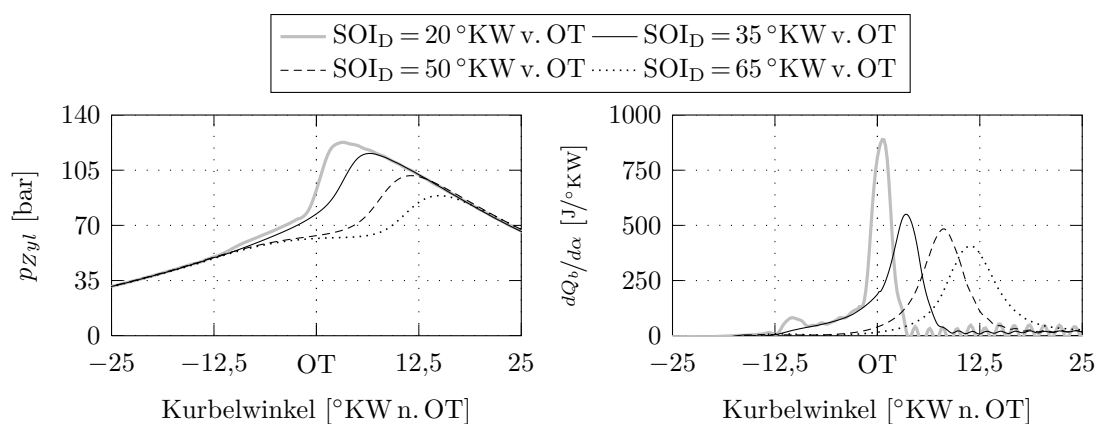


Abbildung 6.15: Zylinderdruckverläufe p_{Zyl} und Wärmefreisetzungsraten $dQ_b/d\alpha$ in Abhängigkeit des Zeitpunkts der Zündeinspritzung SOI_D , $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10 \text{ bar}$, $n = 1275 \text{ 1/min}$

Frühverlagerung der Zündeinspritzung deutlich ab und wird zu späteren Zeitpunkten verschoben. Erfolgt die Dieseleinspritzung spät ($\text{SOI}_D = 20^\circ\text{KW v. OT}$) ist eine deutliche Stufe im Druckverlauf zu sehen, der über einen Zeitraum von ca. 8°KW ein mäßiger Druckanstieg folgt. Im Brennverlauf findet sich diese abrupte Druckerhöhung als erster Peak wieder. Nach einer Periode mit nur geringer Wärmefreisetzung ergeben sich in der anschließenden Hauptverbrennungsphase sehr hohe Wärmefreisetzungsraten und der Zylinderdruck steigt dementsprechend rasch an. Die Visualisierung des

Einspritzvorgangs (vgl. Abbildung 6.14) und die Messungen mit der Zwei-Farben-Methode (vgl. Abbildung 6.13) haben gezeigt, dass bei später Dieseleinspritzung zunächst der stark geschichtete Diesel unter Bildung erheblicher Mengen von Ruß verbrennt. Der erste Peak in der Wärmefreisetzung kann demnach eindeutig der Dieselerverbrennung zugeordnet werden.

Mit der Frühverstellung des Einspritzzeitpunktes verschwindet die Stufe im Druckverlauf und in der Wärmefreisetzungsrates ist der Peak einem stetigen Übergang zur Hauptverbrennungsphase gewichen. Für $\text{SOI}_D = 50^\circ\text{KW v. OT}$ ist schließlich auch diese Übergangsphase nicht mehr zu erkennen und es ergibt sich ein symmetrischer Heizverlauf, der keinerlei Hinweise darauf gibt, dass Gemischbereiche vorhanden sind, die vor anderen verbrennen. Des Weiteren sinken mit der Frühverstellung der Einspritzung die maximalen Wärmefreisetzungsraten kontinuierlich ab und die Verbrennung verläuft weniger abrupt.

Die Homogenisierung des Dieselkraftstoffs nimmt mit früher Einspritzung zu und die gesamte Verbrennung läuft zunehmend mager ab. Abbildung 6.16 zeigt hierzu das Volumen und das Luftverhältnis der Dieselzone. Mit früher Dieseleinspritzung steigt vor allem das Volumen der Dieselzone stark an. Auch hinsichtlich des minimalen Luftverhältnisses ist ein leichter Anstieg mit früher Einspritzung zu erkennen. Entscheidend ist hier aber die lange Zeitspanne zwischen Einspritzung und Zündung, die maßgeblich zur Abmagerung der Dieselzone führt. Angemerkt sei, dass die berechneten Luftverhältnisse die genauen bei der Verbrennung vorliegenden Bedingungen nicht exakt abbilden können. Die Zusammenfassung des Dieselsprays in nur eine Zone vernachlässigt den Sachverhalt, dass es auch innerhalb des Dieselsprays Bereiche mit unterschiedlicher Gemischqualität gibt (vgl. Abbildung 6.12). Vergleichende Aussagen sind aber in jedem Falle zulässig.

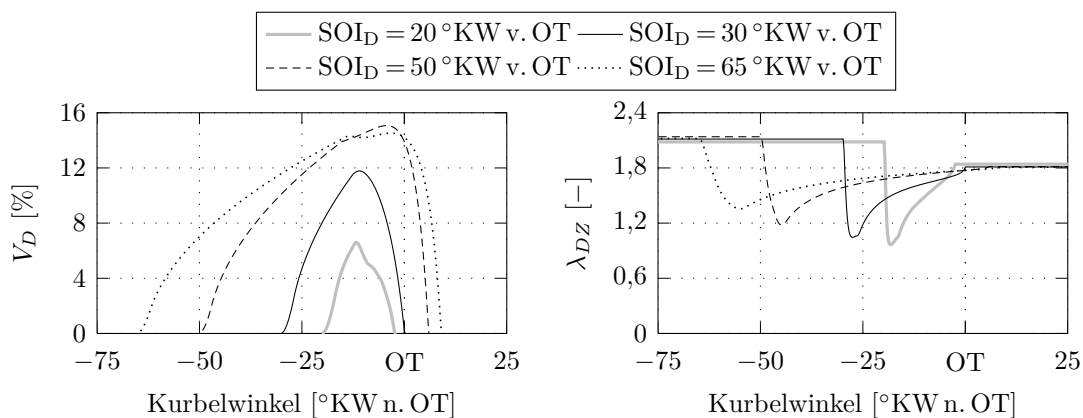


Abbildung 6.16: Auf das Zylindervolumen bezogener prozentualer Anteil des Volumens der Dieselzone V_D sowie Luftverhältnis λ_{DZ} in der Dieselzone in Abhängigkeit des Zeitpunktes der Dieseleinspritzung SOI_D , $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10$ bar, $n = 1275$ 1/min

Der Verlauf der mittleren Zylindertemperatur sowie die Temperatur in der verbrannten Zone sind in Abbildung 6.17 dargestellt. Mit früher Zündeinspritzung fällt die maximale Zylindertemperatur ab und wird zu späteren Zeitpunkten verschoben. Wie schon beim Zylinderdruck, ist auch bei der mittleren Zylindertemperatur eine Stufe aufgrund der geschichteten Verbrennung des Diesels zu erkennen. Die Temperatur in der verbrannten Zone spiegelt den Verlauf der Dieselhomogenisierung wieder. Mit später Zündeinspritzung verbrennt der Dieselkraftstoff zunächst mit nur leicht mageren Luftverhältnissen und die Verbrennungstemperaturen sind entsprechend hoch. Mit zunehmender Vormischung des Diesels sinken die Verbrennungstemperaturen stark ab, bis schließlich bei einem Einspritzzeitpunkt von $\text{SOI}_D = 65^\circ \text{KW v. OT}$ eine nahezu vollständig homogene Zylinderladung vorliegt. Im Verlauf der Temperatur ist die charakteristische Stufe, die auftritt, sobald die Dieselzone verbrannt ist und die Verbrennung des mageren Grundgemischs zu niedrigeren Verbrennungstemperaturen führt, kaum noch zu erkennen. Generell zeigt sich, dass der Abfall der Temperatur mit der Frühverstellung der Einspritzung für späte Einspritzzeitpunkte deutlich stärker ausgeprägt ist. Die Temperaturunterschiede zwischen $\text{SOI}_D = 50^\circ \text{KW v. OT}$ und $\text{SOI}_D = 65^\circ \text{KW v. OT}$ sind wesentlich geringer als die zwischen $\text{SOI}_D = 20^\circ \text{KW v. OT}$ und $\text{SOI}_D = 30^\circ \text{KW v. OT}$.

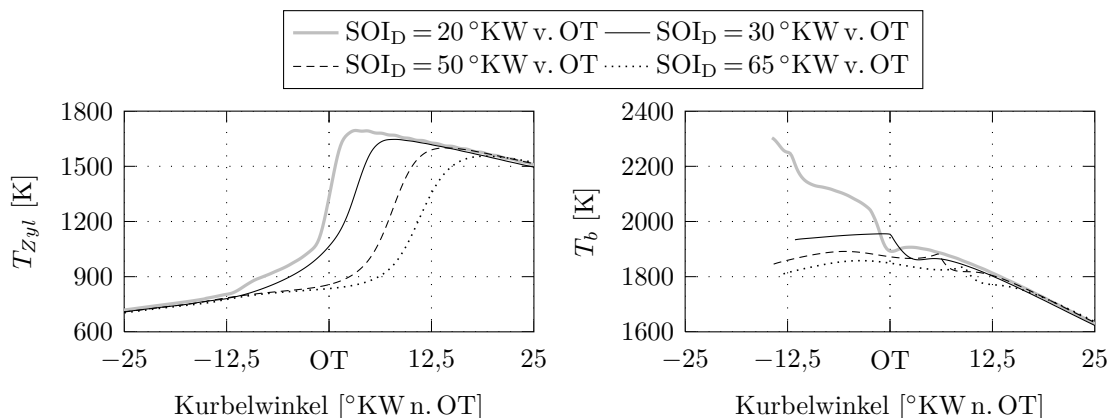


Abbildung 6.17: Mittlere Zylindertemperatur T_{Zyl} sowie Temperatur T_b in der verbrannten Zone in Abhängigkeit des Zeitpunkts der Dieseleinspritzung SOI_D , $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10 \text{ bar}$, $n = 1275 \text{ 1/min}$

Für Betriebspunkte mit starker Dieselschichtung sind die Wärmefreisetzungsraten in Abbildung 6.18 dargestellt. Abgesehen von der Phasenverschiebung aufgrund der unterschiedlichen Einspritzzeitpunkte sind die Verläufe der Wärmefreisetzung für alle drei Fälle nahezu gleich. Dem ersten Peak im Brennverlauf folgen die extrem hohen Wärmefreisetzungsraten der Hauptverbrennungsphase, die ursächlich für die hohen Druckanstiegsraten in diesen Betriebspunkten sind. Wie die in Abbildung 6.18 ebenfalls dargestellten Temperaturen in der unverbrannten Zone zeigen, liegen für

alle drei untersuchten Einspritzzeitpunkte die Temperaturen bei Beginn der Hauptverbrennungsphase im engen Bereich zwischen 859 K und 875 K. Zusammen mit den sehr hohen Umsatzraten in der zweiten Verbrennungsphase deutet dieser enge Temperaturbereich darauf hin, dass die Verbrennung des Grundgemischs ohne klassische Flammenfront abläuft. Die Wärmefreisetzung in der ersten Verbrennungsphase führt zu einem Anstieg der Temperatur in den noch unverbrannten Gemischbereichen und damit zu einer Verkürzung der Zündverzugszeit. Wird schließlich eine kritische Temperatur überschritten, setzt die gesamte bis dahin noch unverbrannte Ladung nahezu zeitgleich um. Mit später Einspritzung ergibt sich eine leichte, aber stetige Abnahme der Temperatur zu Beginn der Hauptverbrennungsphase. Aufgrund der längeren Zeit, die für die Vorreaktionen zur Verfügung steht, ist der Umsatz des Grundgemischs entsprechend vorangeschritten und die Zündung setzt schließlich bei einer niedrigeren Temperatur ein.

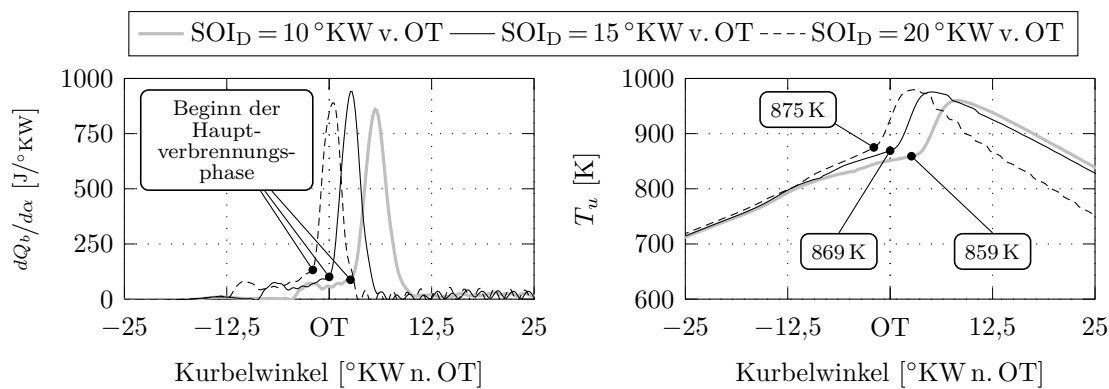


Abbildung 6.18: Wärmefreisetzungsraten $dQ_b/d\alpha$ sowie Temperatur T_u in der unverbrannten Zone in Abhängigkeit des Zeitpunkts der Dieseleinspritzung SOI_D , $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10$ bar, $n = 1275$ 1/min

Zur weiteren Analyse des Verbrennungsablaufs zeigt Abbildung 6.19 die Visualisierung des Verbrennungsprozesses mittels der Chemilumineszenz von OH^* . Die Darstellung erfolgt für unterschiedliche Zeitpunkte der Zündinspritzung sowohl mit starker Schichtung des Diesels als auch mit einem hohen Grad der Homogenisierung. Wie bereits die Betrachtung der Wärmefreisetzungsraten zeigte, unterscheiden sich die Verbrennungsabläufe von $SOI_D = 15^\circ\text{KW v. OT}$ und $SOI_D = 20^\circ\text{KW v. OT}$ nur durch eine den unterschiedlichen Einspritzzeitpunkten entsprechende Phasenverschiebung. Für beide Betriebspunkte ist die starke Schichtung des Dieselkraftstoffs in den Verbrennungsaufnahmen eindeutig zu erkennen und die einzelnen Einspritzstrahlen lassen sich gut identifizieren. Nach der ersten Verbrennungsphase mit den deutlich sichtbaren Strahlkeulen folgt eine Periode von ca. 6°KW , in der kaum OH^* zu beobachten ist. Die anschließende Hauptverbrennungsphase ist extrem kurz und die OH^* -Lumineszenz kann nahezu schlagartig im gesamten Sichtfeld der Sonde detektiert werden.

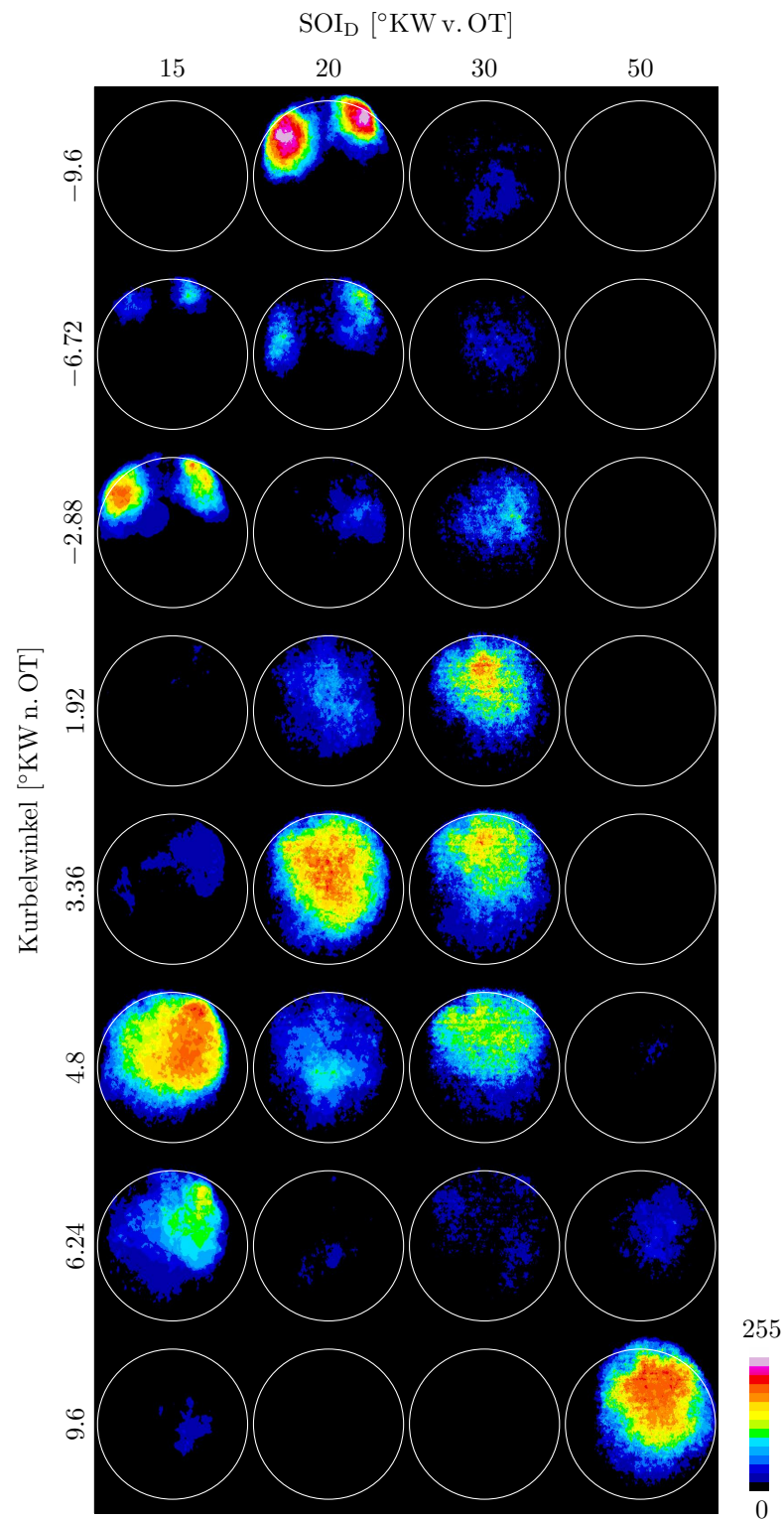


Abbildung 6.19: Visualisierung der Verbrennung mittels Chemilumineszenz von OH* für repräsentative Zeitpunkte der Dieseleinspritzung SOI_D, $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10$ bar, $n = 1275$ 1/min

Besonders hervorzuheben ist die eindeutige Schichtung des Diesels für den Einspritzzeitpunkt $\text{SOI}_D = 20^\circ\text{KW v. OT}$. Mittels der Zwei-Farben-Methode konnte für diesen Betriebspunkt nur eine sehr geringe Rußkonzentration in der ersten Verbrennungsphase nachgewiesen werden.

Mit früher Zündeinspritzung verlagert sich die Verbrennung hin zu späteren Zeitpunkten. Dementsprechend ist für $\text{SOI}_D = 30^\circ\text{KW v. OT}$ die Lumineszenz von OH^* erst merklich später sichtbar als bei OT-naher Einspritzung. Bei $\text{SOI}_D = 50^\circ\text{KW v. OT}$ ist die Verbrennung erst dann zu sehen, wenn für die übrigen Einspritzzeitpunkte kein Signal mehr erfasst werden kann. Eine bevorzugte Zündregion, wie etwa im Bereich der Einspritzstrahlen, ist bei den beiden frühen Einspritzzeitpunkten nicht mehr auszumachen. Ebenfalls gut wiedergegeben wird die längere Brenndauer mit früher Zündeinspritzung. In der Hauptverbrennungsphase ist die Chemilumineszenz bei $\text{SOI}_D = 30^\circ\text{KW v. OT}$ über einen deutlich längeren Zeitraum sichtbar als bei den beiden späteren Einspritzzeitpunkten.

Die bisherigen Ausführungen zeigen, dass der Grad der Dieselschichtung den Ablauf der Verbrennung stark beeinflusst. Im Folgenden werden die Auswirkungen des mit der Dieselschichtung veränderten Verbrennungsablaufs auf die Emissionen und die Motorbelastung diskutiert. Abbildung 6.20 zeigt hierzu die auf die indizierte Leistung bezogenen Emissionen in Abhängigkeit des Ansteuerbeginns der Zündeinspritzung.

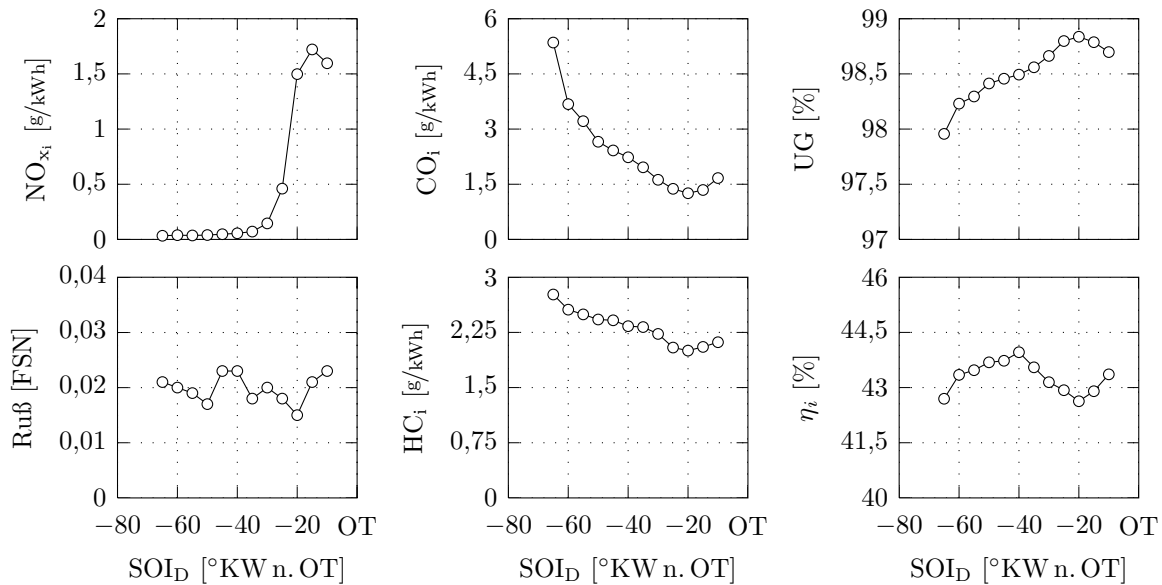


Abbildung 6.20: Auf die indizierte Leistung bezogene spezifische Emissionen sowie Kraftstoffumsetzungsgrad UG und indizierter Wirkungsgrad η_i in Abhängigkeit des Zeitpunkts der Zündeinspritzung SOI_D , $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10$ bar, $n = 1275$ 1/min

Mit früher Dieseleinspritzung ergeben sich äußerst geringe NO_x -Emissionen, die erst ab einem Ansteuerbeginn von $\text{SOI}_D = 30^\circ \text{KW v. OT}$ drastisch ansteigen. Wird der Diesel früh während der Kompressionsphase eingespritzt, wird dem Strahl aufgrund des *air entrainment* eine große Menge des mageren Grundgemischs beigemischt. Wie oben gezeigt wurde, liegen damit zum Zeitpunkt des Brennbeginns auch in Bereichen mit erhöhter Dieselskonzentration, welche die Zündherde darstellen, sehr magere Gemischqualitäten vor. Die daraus resultierenden geringen Verbrennungstemperaturen hemmen die Bildung von thermischem NO und die NO_x -Emissionen sind äußerst gering. Bei später Dieseleinspritzung hingegen liegt eine starke Schichtung des Dieselskraftstoffs vor. Wenn die Verbrennung einsetzt, gibt es leicht magere bzw. auch nahezu stöchiometrische Gemischbereiche mit hinsichtlich ihrer Zusammensetzung optimalen Bedingungen für die Bildung von thermischem NO . Die bei der Visualisierung des Einspritzvorgangs deutlich sichtbare Rußstrahlung sowie die berechneten Verbrennungstemperaturen in Abbildung 6.17 belegen außerdem ein ausreichend hohes Temperaturniveau. Die mit später Einspritzung steigenden NO_x -Emissionen sind somit auf die Bildung von thermischem NO während der Verbrennung des stark geschichteten Dieselskraftstoffs zurückzuführen. Des Weiteren steigt mit späten Einspritzzeitpunkten die Klopfintensität stark an (vgl. Abbildung 6.21), sodass auch hier ein ausreichend hohes Temperaturniveau für die Bildung von thermischem NO vorliegt. Das mit dem sehr späten Ansteuerbeginn von $\text{SOI}_D = 10^\circ \text{KW v. OT}$ verbundene leicht reduzierte Niveau der NO_x -Emissionen lässt sich mit der dann vorliegenden sehr späten Verbrennungsschwerpunktlage erklären.

Die Rußemissionen bleiben über die gesamte Variationsbreite der Zündeinspritzung auf sehr geringem Niveau. Offensichtlich wird der bei später Dieseleinspritzung während der ersten Phase der Verbrennung gebildete Ruß im weiteren Verlauf nahezu vollständig nachoxidiert. Der in Abbildung 6.9 noch erkennbare Einfluss der Temperatur auf die Rußemissionen kann bei diesen Messungen nicht beobachtet werden. Es ist davon auszugehen, dass aufgrund der veränderten ottomotorischen Gemischbildung und der erhöhten Ladelufttemperatur ein eventuell entstehender Wandfilm schnell genug abdampft und kein flüssiger Kraftstoff in den Brennraum gelangen kann. Bei früher Einspritzung des Diesels wird folglich kaum Ruß gebildet. Die Messungen mit der Zwei-Farben-Methode bestätigen dies (vgl. Abbildung 6.13).

Neben hohen NO_x -Emissionen sind geringe CO - und HC -Emissionen sowie ein hoher Kraftstoffumsetzungsgrad gute Indikatoren für hohe Verbrennungstemperaturen. Wie Abbildung 6.20 zeigt, fallen sowohl die HC - als auch die CO -Emissionen mit zunehmender Spätverstellung der Dieseleinspritzung kontinuierlich ab und der Umsetzungsgrad steigt entsprechend an. Wie oben bereits erläutert wurde, dominieren bei sehr früher Zündeinspritzung die mageren Gemischbereiche und es kommt zu der für Niedertemperaturbrennverfahren typischen unvollständigen Verbrennung. Die dann stark ansteigenden CO -Emissionen weisen auf einen schlechten Durchbrand hin und korrelieren

gut mit den steigenden zyklischen Schwankungen (vgl. Abbildung 6.11). Erfolgt die Einspritzung jedoch spät, ergeben sich aufgrund der starken Dieselschichtung und den damit verbundenen fetteren Brennraumbereichen höhere Verbrennungstemperaturen. Die Flammenlöschung wird reduziert und der Durchbrand verbessert.

Aus Abbildung 6.20 geht hervor, dass bei einem Ansteuerbeginn der Zündenspritzung von $\text{SOI}_D = 20^\circ\text{KW v. OT}$ der maximale Kraftstoffumsetzungsgrad mit dem minimalen Wirkungsgrad zusammen fällt. Der schlechte Wirkungsgrad lässt sich mit der ungünstigen Schwerpunktlage in OT begründen (vgl. Abbildung 6.11). Außerdem liegen aufgrund von starkem Klopfen erhöhte Wandwärmeverluste vor. Für einen Einspritzbeginn von $\text{SOI}_D = 65^\circ\text{KW v. OT}$ steht den nach [48] berechneten Wandwärmeverlusten von 388 J ein Wert von 455 J bei $\text{SOI}_D = 20^\circ\text{KW v. OT}$ gegenüber. Zu beachten ist hierbei, dass der erhöhte Wärmeübergang aufgrund der klopfenden Verbrennung [4, 151] von dem verwendeten Modell nicht erfasst wird. Neben den höheren Wärmeverlusten begünstigen die mit dem Klopfen verbundenen hohen Temperaturen auf der anderen Seite die vollständige Kraftstoffumsetzung.

Abbildung 6.21 zeigt in diesem Zusammenhang die Motorbelastung in Abhängigkeit des Zeitpunkts der Dieseleinspritzung. Entsprechend der Verlagerung des Umschwerpunkts hin zu früheren Zeitpunkten steigt mit der Spätverstellung der Zündenspritzung der maximale Zylinderdruck zunächst linear an. Ab einem Einspritzzeitpunkt von $\text{SOI}_D = 20^\circ\text{KW v. OT}$, wenn der Verbrennungsprozess von der starken Schichtung des Diesels bestimmt wird, sinkt der Spitzendruck bei weiterer Spätverstellung der Einspritzung wieder ab. Ein ähnliches Bild ergibt sich bei der Betrachtung der maximalen Druckanstiegsrate und der mittleren Klopfamplitude. Bei sehr früher Zündenspritzung ist die Motorbelastung gering und die maximalen Druckanstiegsraten bleiben deutlich unter dem Limit des Versuchsmotors von $dp/dt|_{Max} = 100 \text{ bar/ms}$. Ähnlich wie die NO_x -Emissionen steigt die Motorbelastung zunächst nur langsam an,

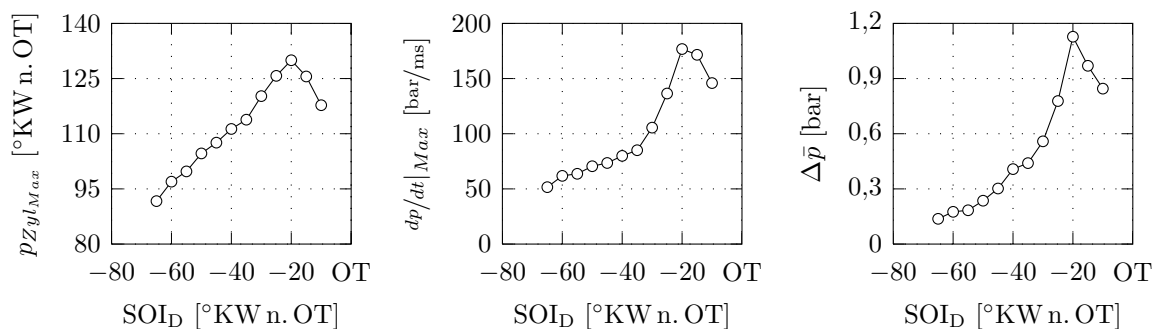


Abbildung 6.21: Spitzendruck $p_{Zyl_{Max}}$, maximale Druckanstiegsrate $dp/dt|_{Max}$ und mittlere Klopfamplitude $\Delta\bar{p}$ in Abhängigkeit des Zeitpunkts der Dieseleinspritzung SOI_D , $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10 \text{ bar}$, $n = 1275 \text{ 1/min}$

bevor ab einem Einspritzzeitpunkt von $\text{SOI}_D = 35^\circ \text{KW v. OT}$ beim Übergang von der vorgemischten zur geschichteten Dieselerverbrennung ein rascher Anstieg erfolgt. Bei vollständig geschichteter Dieselerverbrennung, also ab $\text{SOI}_D = 20^\circ \text{KW v. OT}$, sinkt die Motorbelastung mit der Spätverlagerung des Verbrennungsschwerpunkts wieder ab.

6.2.2 Variation des Einspritzdrucks

Im vorangegangenen Kapitel wurde der Einfluss des Zeitpunkts der Zündeinspritzung auf den Ablauf der Verbrennung diskutiert und es konnte gezeigt werden, dass die Homogenisierung des Dieselkraftstoffs hinsichtlich der Emissionen und der Motorbelastung die bestimmende Größe darstellt. Mit früher Einspritzung steigt der Grad der Homogenisierung an und die Verbrennung läuft zusehends mager ab. Im Folgenden soll gezeigt werden, dass die Steigerung des Einspritzdrucks ähnliche Auswirkungen auf den Verbrennungsablauf hat wie die Frühverlagerung des Einspritzzeitpunkts. In Abbildung 6.22 sind hierzu die am Prüfstand gemessenen und auf die indizierte Leistung bezogenen Emissionen für vier verschiedene Einspritzdrücke in Abhängigkeit des Zeitpunkts der Zündeinspritzung dargestellt. Die Drücke wurden dabei auf Werte zwischen 800 bar und 1400 bar eingestellt. Der Betriebspunkt entspricht dem der vorherigen Untersuchungen. Die genauen Einstelldaten können Tabelle 6.2 entnommen werden.

Generell zeigt sich unabhängig vom Einspritzdruck ein sehr ähnlicher, den vorangegangenen Untersuchungen entsprechender, Verlauf der Messwerte. Für die unterschiedlichen Einspritzdrücke sind hinsichtlich der CO- und HC-Emissionen kaum Unterschiede festzustellen. Die Emissionen nehmen mit später Einspritzung stetig ab und die minimalen Werte kommen bei einem Einspritzzeitpunkt von $\text{SOI}_D = 20^\circ \text{KW v. OT}$ zu liegen. Die größeren Abweichungen für sehr frühe Einspritzzeitpunkte lassen sich auf die dann erhöhten zyklischen Schwankungen zurückführen. Auch beim Ruß ist kein eindeutiger Trend in Abhängigkeit des Einspritzdrucks zu erkennen. Die Schwärzungszahlen liegen für alle Drücke auf gleichbleibend geringem Niveau. Einzig bei den NO_x -Emissionen zeigen sich Unterschiede. Der Übergang von der vorgemischten zur geschichteten Dieselerverbrennung, der am raschen Anstieg der NO_x -Emissionen zu erkennen ist, erfolgt mit geringerem Einspritzdruck früher. Bei $\text{SOI}_D = 30^\circ \text{KW v. OT}$ liegen die Emissionswerte für die niedrigen Einspritzdrücke merklich höher. Am deutlichsten sind die Unterschiede schließlich bei Einspritzzeitpunkten von $\text{SOI}_D = 25^\circ \text{KW v. OT}$ zu erkennen. Erfolgt die Einspritzung noch später, kehrt sich der Trend wieder um und für hohe Drücke ergeben sich höhere NO_x -Emissionen.

Die Ausführungen im vorangegangenen Kapitel haben gezeigt, dass bei vorgemischter Dieselerverbrennung, also bei früher Zündeinspritzung, die Verbrennung aufgrund des *air entrainment* mager abläuft. Wird nun der Einspritzdruck verringert, läuft die Kraftstoffverdampfung wegen der größeren Kraftstofftropfen langsamer ab und

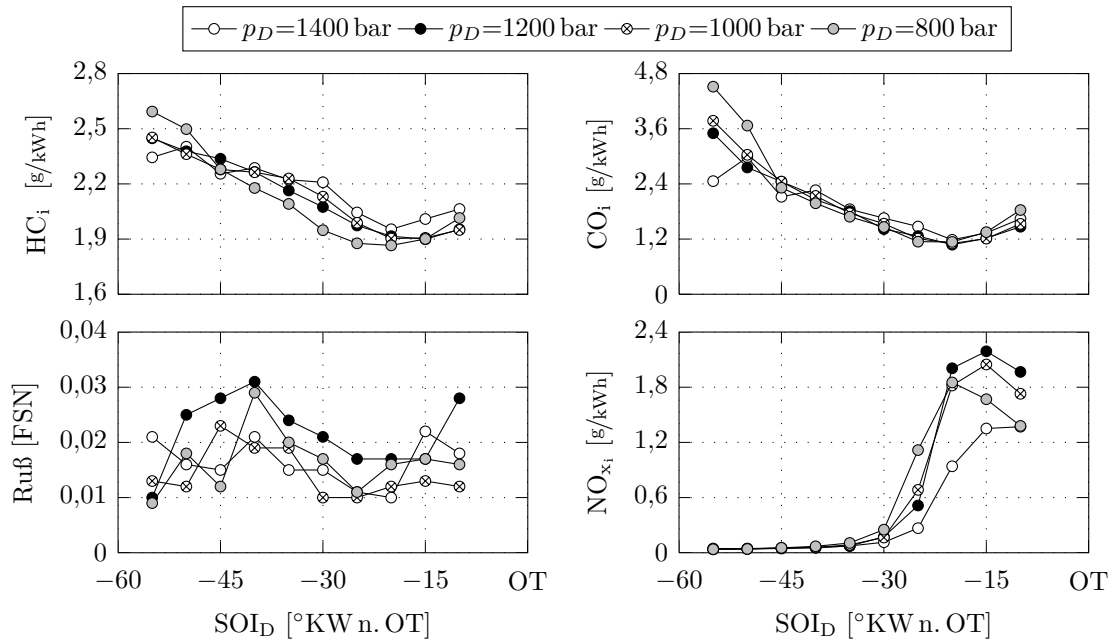


Abbildung 6.22: Auf die indizierte Leistung bezogene spezifische Emissionen in Abhängigkeit des Zeitpunkts der Dieseleinspritzung SOI_D für verschiedene Werte des Einspritzdrucks p_D , $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10$ bar, $n = 1275$ 1/min

der Impuls der Einspritzstrahlen wird reduziert. Insgesamt ergibt sich ein geringerer *entrainment*-Massenstrom und die Verbrennung des Diesels erfolgt weniger mager. Dies wiederum führt zu höheren Verbrennungstemperaturen und damit zu höheren NO_x -Emissionen. Im Gegensatz zur vorgemischten Verbrennung ist der Diesel bei später Einspritzung stark geschichtet und in der ersten Verbrennungsphase erfolgt der Umsatz unter Luftmangel (vgl. Kapitel 6.2.1). Wird nun der Einspritzdruck erhöht, bewirkt die verbesserte Gemischbildung eine stärkere Abmagerung des fetten Dieselsprays in Richtung $\lambda = 1$. Die mit der Verringerung des Luftmangels einhergehenden steigenden Verbrennungstemperaturen führen schließlich zu höheren NO_x -Emissionen. Das abweichende Verhalten der Messergebnisse bei einem Einspritzdruck von 1400 bar lässt sich so mit der übermäßigen Abmagerung ($\lambda \geq 1$) bei dem hohen Einspritzdruck und den dadurch vorliegenden geringeren Verbrennungstemperaturen erklären.

Zur Verdeutlichung der obigen Ausführungen ist in Abbildung 6.23 der Verlauf der mittels der Zwei-Farben-Methode ermittelten Rußkonzentration für Betriebspunkte mit starker Dieselschichtung gezeigt. Unabhängig vom Einspritzzeitpunkt führt ein höherer Einspritzdruck stets zur deutlichen Reduktion der Rußkonzentration, was maßgeblich auf die Anhebung des Luftverhältnisses im Strahlbereich hin zu $\lambda = 1$ zurückzuführen ist. Auch an den in Abbildung 6.24 gezeigten Heizverläufen für $SOI_D = 20$ °KW v. OT ist die mit erhöhtem Einspritzdruck stärkere Luftbeimischung gut erkennbar. Mit höherem Druck steigt die Wärmefreisetzungsrate zunächst etwas steiler an und in der

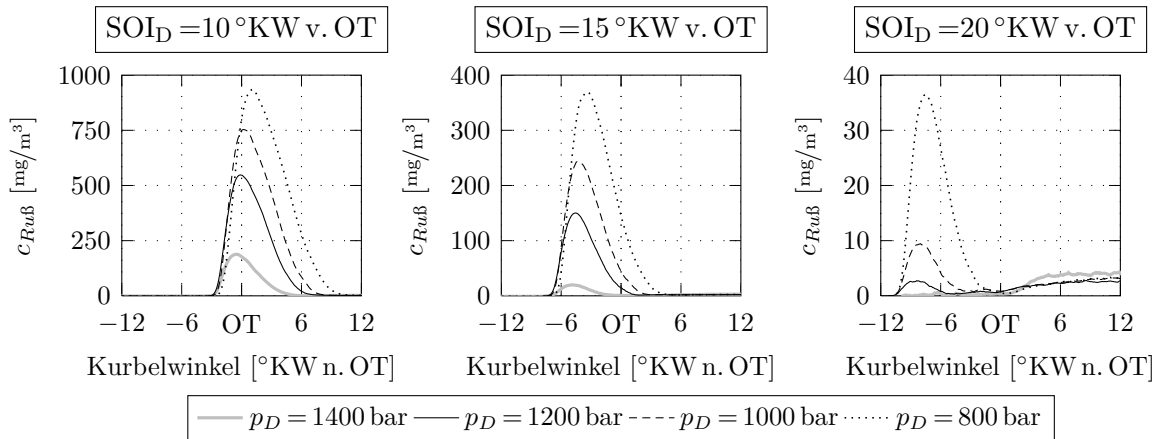


Abbildung 6.23: Verlauf der mittels der Zwei-Farben-Methode ermittelten Rußkonzentration $c_{Ru\beta}$ für verschiedene Einspritzdrücke p_D und Zeitpunkte der Dieseleinspritzung SOI_D , $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10$ bar, $n = 1275$ 1/min

ersten Phase der Verbrennung wird insgesamt mehr Wärme freigesetzt. Am ebenfalls dargestellten Verlauf des Luftverhältnisses in der Dieselzone zeigt sich abermals die verbesserte Gemischbildung bei hohen Einspritzdrücken. Mit höherem Einspritzdruck fällt das Luftverhältnis aufgrund der kleineren Kraftstofftropfen und der damit verbundenen schnelleren Verdampfung steiler ab. Sobald der Kraftstoff vollständig verdampft ist, beginnt die Abmagerung der Dieselzone. Wenn schließlich bei ca. 12°KW v. OT die Zündung einsetzt, liegt mit höherem Einspritzdruck ein magereres Luftverhältnis vor. Die berechneten Luftverhältnisse liegen allerdings alle im mageren Bereich und damit über der Grenze, ab der mit Bildung von Ruß zu rechnen ist. Dieser im Widerspruch zu den mit der Zwei-Farben-Methode ermittelten Rußkonzentrationen stehende

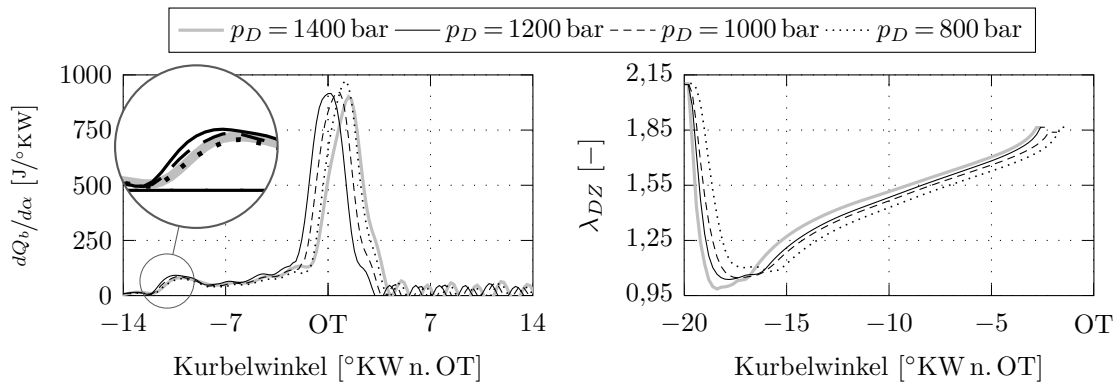


Abbildung 6.24: Wärmefreisetzungsraten $dQ_b/d\alpha$ sowie Verlauf des Luftverhältnisses λ_{DZ} in der Dieselzone in Abhängigkeit des Einspritzdrucks p_D für $SOI_D = 20^\circ$ KW v. OT, $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10$ bar, $n = 1275$ 1/min

Sachverhalt ist auf die vereinfachte Darstellung des Dieselsprays in Form von nur einer Zone zurückzuführen. Bereiche mit unterschiedlichen Dieselskonzentrationen können so nicht abgebildet werden und es ergibt sich ein für die gesamte Zone repräsentatives Luftverhältnis. Dass dieses Luftverhältnis die Realität dennoch befriedigend genau abbildet, zeigt Abbildung 6.25. Zu sehen sind hier die mittels der Zwei-Farben-Methode ermittelten Temperaturen im Vergleich zu den berechneten Temperaturen in der verbrannten Zone. Liegen bei der Zwei-Farben-Methode nur sehr geringe Signalintensitäten vor, können Temperaturen und Rußkonzentrationen nicht mehr zuverlässig bestimmt werden und es ergeben sich unrealistische Werte (vgl. Kapitel 4.3.3). Abbildung 6.25 zeigt daher zusätzlich den Vertrauensbereich der Zwei-Farben-Methode, der auch gut an den ermittelten Rußkonzentrationen in Abbildung 6.23 auszumachen ist. Für $p_D = 1400$ bar ist aufgrund der sehr geringen Signalintensität keine zuverlässige Auswertung möglich und die mit der Zwei-Farben-Methode ermittelten Temperaturen sind daher nicht dargestellt.

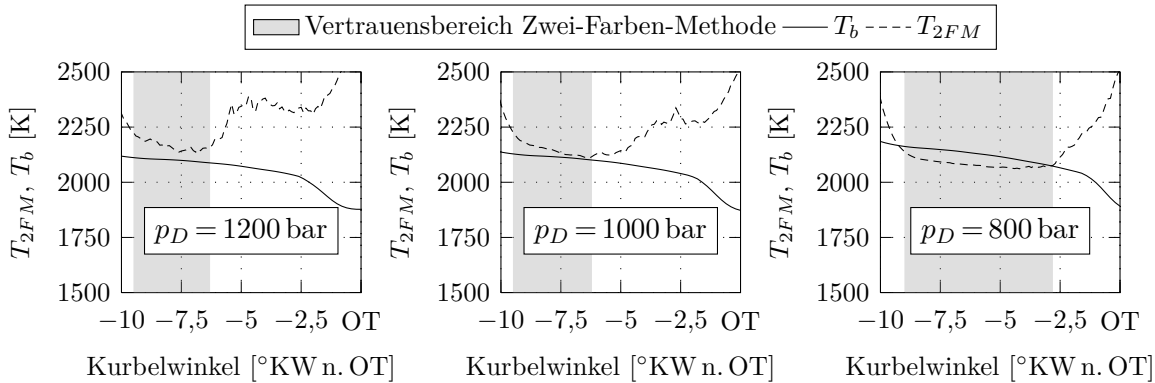


Abbildung 6.25: Für verschiedene Einspritzdrücke p_D mittels der Zwei-Farben-Methode bestimmte Temperaturen T_{2FM} im Vergleich zu den berechneten Temperaturen in der verbrannten Zone T_b , $SOI_D = 20^\circ$ KW v. OT, $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10$ bar, $n = 1275$ 1/min

In Anbetracht der im Modell vorgenommenen Vereinfachungen und der Annahmen, die für die Zwei-Farben-Methode getroffen wurden, ergibt sich für alle Einspritzdrücke eine zufriedenstellende Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung. Der steile Anstieg der mittels der Zwei-Farben-Methode ermittelten Temperaturen ist in diesem Zusammenhang auf die drastische Abnahme der Signalintensität und der damit verbundenen schlechten Auswertbarkeit gegen Ende der Dieselverbrennung zurückzuführen. Am steilen Anstieg der Temperatur lässt sich damit das Ende der Dieselverbrennung gut erkennen. Ist im Modell der Diesel vollständig verbrannt, führt dies zu einer signifikanten Abnahme der Temperatur in der verbrannten Zone. Messung und Rechnung zeigen in diesem Punkt eine sehr gute Übereinstimmung und das Ende der

Dieselveverbrennung kann sowohl über die Signalabnahme bei der Zwei-Farben-Methode als auch mittels des Analysemodells zuverlässig bestimmt werden.

Abbildung 6.26 zeigt für die hier untersuchten Einspritzdrücke die berechneten und die mittels der Zwei-Farben-Methode bestimmten Verbrennungstemperaturen noch einmal im Vergleich. Mit steigendem Einspritzdruck sinken die berechneten Temperaturen entsprechend der zunehmenden Abmagerung stetig ab. Bei den mittels der Zwei-Farben-Methode ermittelten Temperaturen verhält es sich gerade umgekehrt. Ein höherer Druck führt hier zu einer gestiegenen Temperatur. Dies bestätigt abermals die Aussage, dass mit dem höheren Einspritzdruck der Grad der Homogenisierung des Diesels steigt und dass es bei geschichteter Dieselveverbrennung ausgehend von einer fetten Gemischzusammensetzung zur Abmagerung hin zu $\lambda = 1$ kommt.

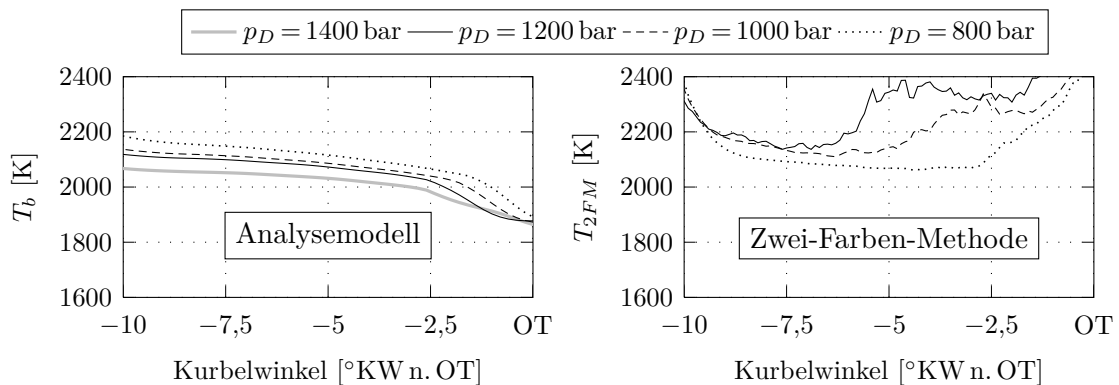


Abbildung 6.26: Für verschiedene Einspritzdrücke p_D berechnete und mittels der Zwei-Farben-Methode bestimmte Temperaturen T_b bzw. T_{2FM} , $\text{SOI}_D = 20^\circ \text{KW v. OT}$, $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10 \text{ bar}$, $n = 1275 \text{ 1/min}$

Bei vorgemischter Dieselveverbrennung, also bei früherer Zündeinspritzung, nimmt der Einfluss des Einspritzdrucks kontinuierlich ab. Dies belegen die bei frühen Einspritzzeitpunkten sehr geringen Unterschiede in den NO_x -Emissionen (vgl. Abbildung 6.22) sowie der in Abbildung 6.27 gezeigte Verlauf des Brennbeginns. Dieser ist in diesem Zusammenhang definiert als der Kurbelwinkel, bei dem 5% der Frischladung verbrannt sind. Bei sehr früher Einspritzung sind für alle aufgeführten Einspritzdrücke keine Unterschiede im Brennbeginn festzustellen. Erst ab Einspritzzeitpunkten von $\text{SOI}_D = 40^\circ \text{KW v. OT}$ ist die mit dem höheren Druck zunehmende Homogenisierung und die damit verbundene Abmagerung ersichtlich. Mit höherem Druck wird der Brennbeginn nach spät verschoben. Sobald der Verbrennungsprozess von der Dieselschichtung dominiert wird, also ab Einspritzzeitpunkten von $\text{SOI}_D = 20^\circ \text{KW v. OT}$, führt die Erhöhung des Einspritzdrucks entsprechend der besseren Gemischbildung zu einem früheren Brennbeginn.

Abschließend zeigen die ebenfalls in Abbildung 6.27 dargestellten Wärmefreisetzungs-
raten, dass der Einspritzdruck die Homogenisierung auf ähnliche Weise beeinflusst wie
der Einspritzzeitpunkt. Bei dem geringsten Einspritzdruck ($p_D = 800$ bar) ist für den
gewählten Einspritzzeitpunkt von $\text{SOI}_D = 25^\circ\text{KW v. OT}$ der im vorangegangenen Ka-
pitel bereits diskutierte Peak der geschichteten Dieselverbrennung eindeutig zu erken-
nen. Mit steigendem Einspritzdruck wird der Peak zusehends flacher, bis er schließlich
nicht mehr zu erkennen ist. Für $p_D = 1400$ bar ergibt sich ein sanfter Übergang zur
Hauptverbrennungsphase und der Verbrennungsschwerpunkt ist zu späten Zeitpunk-
ten verschoben. Für die niedrigeren Drücke stellt sich dieser Verlauf erst bei deutlich
früheren Einspritzzeitpunkten ein.

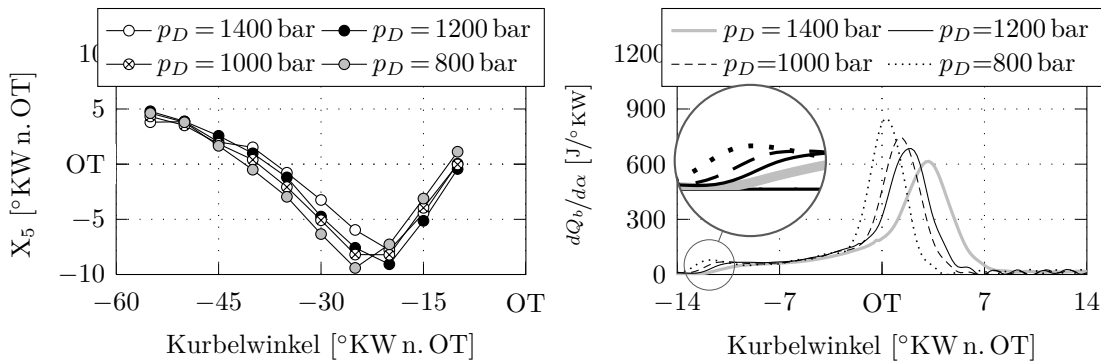


Abbildung 6.27: Lage des 5%-Umsatzpunkts X_5 für verschiedene Einspritzdrücke p_D in Abhängigkeit des Einspritzzeitpunkts SOI_D sowie Wärmefreisetzungsrate $dQ_b/d\alpha$ bei verschiedenen Einspritzdrücken p_D für $\text{SOI}_D = 25^\circ\text{KW v. OT}$, $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10$ bar, $n = 1275$ 1/min

6.2.3 Variation der Einspritzdüse

Die vorangegangenen Untersuchungen belegen den Einfluss des Einspritzdrucks und des Zeitpunkts der Zündinspritzung auf die Homogenisierung des Dieselmotorkraftstoffs und damit auf den Ablauf der Verbrennung. Die im Folgenden vorgestellten Untersuchungen zeigen, in welchem Maße die Düsengeometrie den Grad der Homogenisierung beeinflusst. Untersucht werden hierzu Düsen mit unterschiedlicher Spritzlochzahl und -anordnung. Der Spritzlochdurchmesser bleibt dabei unverändert und beträgt 0,1 mm. Während der Variation des Einspritzzeitpunkts wird die insgesamt zugeführte Kraftstoffmasse konstant gehalten. Bei einer mittleren Last von $p_{mi} = 10$ bar ergibt sich damit eine leichte Veränderung des Mitteldrucks mit dem Einspritzzeitpunkt. Die Messungen werden ohne äußere Abgasrückführung oder Vorwärmung der Ladeluft an Motor I mit der Linsenmulde und einem Kompressionsverhältnis von $\epsilon = 11,75:1$ durchgeführt. Die genauen Betriebsparameter sind Tabelle 6.3 zu entnehmen.

Tabelle 6.3: Betriebsparameter bei der Variation der Spritzlochanzahl

Indizierter Mitteldruck	p_{mi}	bar	10
Drehzahl	n	$1/\text{min}$	1175
Ladedruck	p_{LL}	bar abs.	2
Abgasgegendruck	p_{Abg}	bar abs.	1,95
Ladelufttemperatur	T_{LL}	$^{\circ}\text{C}$	19
Energetischer Benzinanteil	χ_B	-	0,93
Abgasrückföhrtrate	x_{RG}	%	0
Gesamtluftverhältnis	λ_{Ges}	-	2,85
Luftverhältnis im Grundgemisch	λ_{GG}	-	3,06
Einspritzdruck Diesel	p_D	bar	1200

Spritzlochanzahl

Der Übergang von der stark geschichteten hin zur weitgehend vorgemischt ablaufenden Dieselverbrennung ist, wie oben bereits diskutiert wurde, am steilen Anstieg der NO_x -Emissionen zu erkennen. Abbildung 6.28 zeigt hierzu den Verlauf der NO_x - und Rußemissionen für Düsen mit sechs, acht und zwölf Spritzlöchern. Mit Erhöhung der Spritzlochanzahl sinken die NO_x -Emissionen insgesamt deutlich ab und der Übergang von der stark geschichteten hin zur vorgemischten Dieselverbrennung erfolgt wesentlich früher. Für die Zwölflochdüse ist der steile Anstieg der NO_x -Emissionen erst bei einem Einspritzzeitpunkt von $\text{SOI}_D = 25^{\circ}\text{KW v. OT}$ zu beobachten, während bei der Sechsllochdüse der Übergang schon bei $\text{SOI}_D = 30^{\circ}\text{KW v. OT}$ einsetzt. Zurückzuführen ist dieses Verhalten auf die verbesserte Gemischbildung mit gesteigener Spritzlochanzahl. Die Verteilung der selben eingespritzten Dieselmenge auf mehr Spritzlöcher föhrt zu

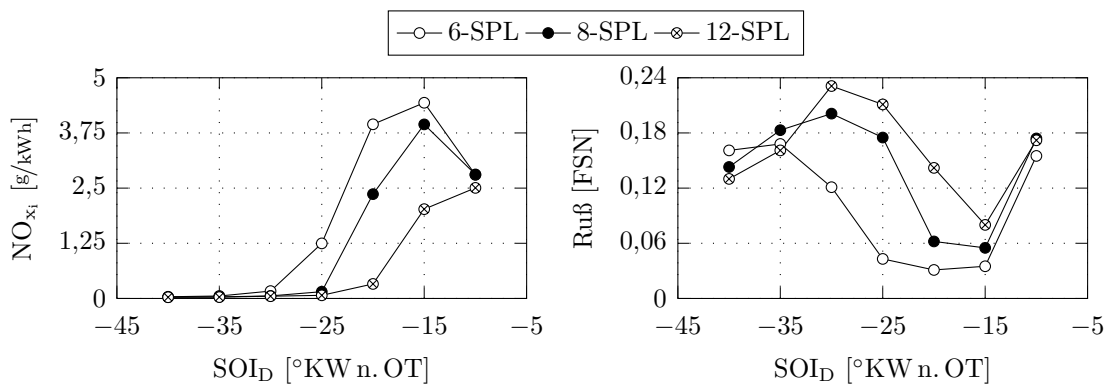


Abbildung 6.28: Auf die indizierte Leistung bezogene spezifische NO_x - und Rußemissionen in Abhängigkeit des Zeitpunkts der Dieseleinspritzung SOI_D für Düsen mit unterschiedlicher Anzahl an Spritzlöchern (SPL), $\chi_B = 0,93$, $p_{mi} = 10 \text{ bar}$, $n = 1175 \text{ } 1/\text{min}$

einer besseren räumlichen Verteilung des Kraftstoffs im Brennraum und damit generell zur stärkeren Vormischung des Diesels. Folglich ergeben sich magerere Luftverhältnisse mit geringeren Brennraumtemperaturen.

Hinsichtlich der Rußemissionen zeigen die Düsen mit einer höheren Anzahl an Spritzlöchern gestiegene Werte. Erst bei sehr frühen Einspritzzeitpunkten, wenn der Diesel zu Brennbeginn ohnehin weitgehend vorgemischt vorliegt und somit der Einfluss der Spritzlochzahl stark abgesunken ist, gleichen sich die Schwärzungszahlen an. Beim Übergang von der vorgemischten zur geschichteten Dieselerverbrennung sinken die Rußemissionen unabhängig von der Spritzlochzahl ab. Die steigenden NO_x -Emissionen lassen hier auf erhöhte Verbrennungstemperaturen und damit auf eine verbesserte Nachoxidation des Rußes schließen. In diesem Zusammenhang sind auch die mit höherer Spritzlochzahl insgesamt gestiegenen Rußemissionen hauptsächlich auf die dann vorherrschenden geringeren Verbrennungstemperaturen und die damit einhergehende schlechtere Rußoxidation zurückzuführen. Ein Überwehen der einzelnen Strahlen kann aufgrund des sehr geringen Drallniveaus des Versuchsmotors ausgeschlossen werden.

Generell tritt das Minimum der Schwärzungszahlen in Bereichen mit starker Dieselschichtung auf. Die Untersuchungen zur Strahlvisualisierung (vgl. Abbildung 6.14) und die Messungen mit der Zwei-Farben-Methode (vgl. z. B. Abbildung 6.23) haben gezeigt, dass ausgeprägte Rußbildung ausschließlich bei geschichteter Verbrennung des Zünddiesels zu beobachten ist. Es ist daher unwahrscheinlich, dass die Rußemissionen auf die Bildung des Rußes im Einspritzstrahl zurückzuführen sind. Wie bereits oben erwähnt wurde, können die niedrigen Ladelufttemperaturen in Verbindung mit dem Aufbau eines Wandfilms infolge der Saugrohreinspritzung zur Bildung von Ruß führen. Eine weitere Quelle für Rußemissionen kann der Abbrand von Ablagerungen sein. Abbildung 6.29 zeigt hierzu eine während der Ausbrandphase stark rußende Flamme um die Ablagerungen auf der Injektorspitze. Optische Untersuchungen zur Verbrennungsvisualisierung an Motor I und Motor II haben gezeigt, dass diese Flamme bis zum Öffnen der Auslassventile brennt und damit neben den Rußemissionen auch ursächlich für die Emission von Produkten unvollständiger Verbrennung sein kann.

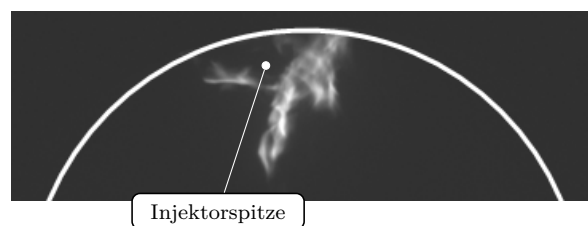


Abbildung 6.29: Deutlich rußende Flamme um die Injektorspitze während der Ausbrandphase

Die mit steigender Spritzlochzahl zunehmende Homogenisierung des Diesels lässt sich außer am Verlauf der NO_x -Emissionen auch am unterschiedlichen Heizverlauf

erkennen. In Abbildung 6.30 sind die nach Gleichung 4.4 berechneten Wärmefreisetzungsraten für die verschiedenen Düsen bei $\text{SOI}_D = 25^\circ \text{KW v. OT}$ dargestellt. Für die Sechslochdüse ist der auf die geschichtete Verbrennung des Diesels zurückzuführende Peak im Brennverlauf noch deutlich sichtbar, wohingegen die Zwölflochdüse bereits einen flachen für die vorgemischte Dieselerverbrennung typischen Übergang zur Hauptverbrennungsphase zeigt.

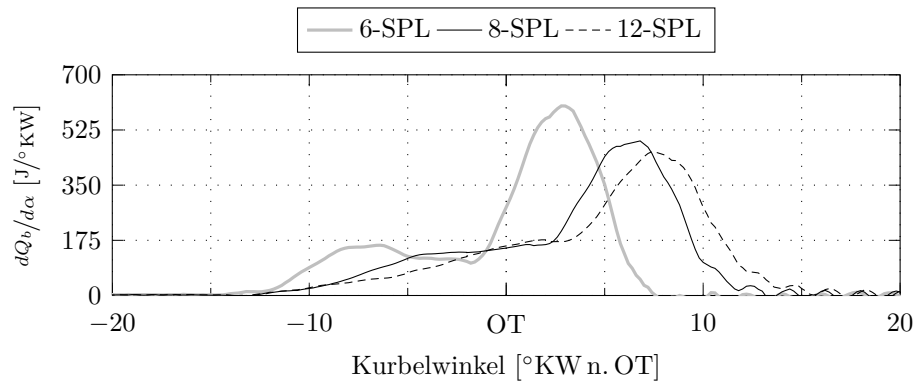


Abbildung 6.30: Wärmefreisetzungsraten $dQ_b/d\alpha$ für Düsen mit unterschiedlicher Anzahl an Spritzlöchern (SPL) bei geschichteter Dieselerverbrennung, $\text{SOI}_D = 25^\circ \text{KW v. OT}$, $\chi_B = 0,93$, $p_{mi} = 10 \text{ bar}$, $n = 1175 \text{ 1/min}$

Insgesamt führen die Untersuchungen zum Einfluss der Spritzlochanzahl auf ähnliche Ergebnisse wie die Variation des Einspritzdrucks. Maßnahmen, die zur Verbesserung der dieselmotorischen Gemischbildung führen, bewirken eine stärkere Homogenisierung des Dieselmotorkraftstoffs und beeinflussen damit den Übergang von der geschichteten zur vorgemischten Dieselerverbrennung.

Der Effekt des Einspritzdrucks sowie der einer veränderten Spritzlochanzahl ist in Abbildung 6.31 dargestellt. Unabhängig vom Einspritzdruck oder der Spritzlochanzahl ergibt sich stets der gleiche Einfluss des Einspritzzeitpunkts auf den Verbrennungsablauf. Frühe Einspritzungen bewirken ein hohes Maß an Vormischung, während späte Einspritzzeitpunkte zu einer geschichteten Dieselerverbrennung mit hohen NO_x -Emissionen und einer hohen Motorbelastung führen. Sowohl die Absenkung des Einspritzdrucks als auch die der Spritzlochanzahl verschlechtern den Homogenisierungsgrad des Diesels und bewirken damit den früheren Übergang der Verbrennungsregime. Dementsprechend ergeben sich bei gleichem Einspritzzeitpunkt für den geringeren Druck bzw. die geringere Spritzlochanzahl höhere NO_x -Emissionen und eine gestiegene Motorbelastung.

Wie aus Abbildung 6.31 hervorgeht, kann mit der Zwölflochdüse auch bei einem Einspritzdruck von nur $p_D = 400 \text{ bar}$ ein ähnliches Maß an Homogenisierung erzielt werden wie mit der Sechslochdüse und $p_D = 1200 \text{ bar}$. Je früher die Einspritzungen allerdings

erfolgen, umso geringer werden die Unterschiede zwischen den einzelnen Varianten bis sie schließlich gänzlich verschwinden.

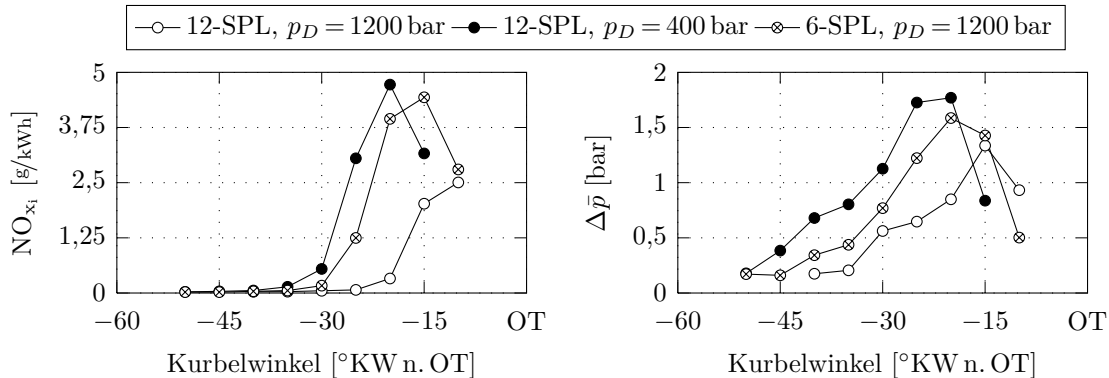


Abbildung 6.31: Auf die indizierte Leistung bezogene spezifische NO_x-Emissionen und mittlere Klopffamplitude $\Delta\bar{p}$ in Abhängigkeit des Einspritzzeitpunkts SOI_D für verschiedene Maßnahmen zur Beeinflussung der dieselmotorischen Gemischbildung, $\chi_B = 0,93$, $p_{mi} = 10$ bar, $n = 1175$ 1/min

Spritzlochanordnung

Die vorangegangenen Untersuchungen haben den Einfluss der Spritzlochzahl auf die Dieselhomogenisierung und damit auf den Ablauf der Verbrennung gezeigt. Im Folgenden werden die Auswirkungen verschiedener Spritzlochanordnungen betrachtet. Untersucht werden dazu drei verschiedene Düsenkonfigurationen mit je zwölf Spritzlöchern und einem Spritzlochdurchmesser von 0,1 mm. Als Referenz dient die Zwölflochdüse, die auch bei den Untersuchungen zur Spritzlochzahl verwendet wurde und einen Öffnungswinkel von 160° aufweist. Im weiteren Verlauf wird diese Düse als 12-SPL-160 bezeichnet. Um das bei den sehr frühen Einspritzzeiten zu erwartende Auftreffen des Dieselstrahls auf die Zylinderwand und die damit einhergehende Ölverdünnung zu vermeiden, wird als zweite Düsenvariante eine Düse mit einem verringerten Öffnungswinkel von nur 100° verwendet (12-SPL-100). Die dritte Variante (12-SPL-160-100) stellt eine Kombination aus diesen beiden Düsen dar und besitzt je sechs Spritzlöcher mit einem Öffnungswinkel von 160° und 100°. Diese sind abwechselnd angeordnet, sodass der Diesel weiträumig im gesamten Brennraum verteilt wird. Abbildung 6.32 zeigt das an Motor I aufgenommene Strahlbild für die Düsen SPL-100 und SPL-160-100.

Die Untersuchungen werden an Motor I bei einer Last von $p_{mi} = 11$ bar und einer AGR-Rate von $x_{RG} = 20$ % durchgeführt. Der Ladedruck beträgt $p_{LL} = 2,2$ bar und der Abgasgedruck ist auf einen Wert von $p_{Abg} = 3,1$ bar eingestellt. Die Drehzahl beträgt wiederum $n = 1175$ 1/min und der energetische Benzinanteil liegt bei 95 %.

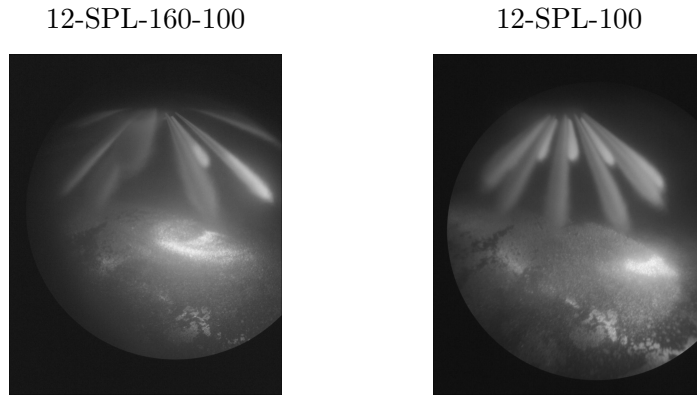


Abbildung 6.32: Strahlbild der Düsenvarianten SPL-160-100 und SPL-100

Zwischen den einzelnen Düsenvarianten ergeben sich insgesamt nur geringe Unterschiede. Besonders bei sehr frühen Einspritzzeitpunkten sind erwartungsgemäß kaum Einflüsse der Düsengeometrie auf das motorische Verhalten auszumachen. Abbildung 6.33 zeigt die spezifischen NO_x -Emissionen sowie zur Beurteilung der Motorbelastung die mittlere Klopfamplitude. Bei Verwendung von Düse 12-SPL-160-100 ergeben sich durchweg geringere NO_x -Emissionen, was auf eine bessere Homogenisierung des Dieselkraftstoffs und damit auf die Vermeidung lokal hoher Verbrennungstemperaturen zurückzuführen ist. Ursächlich für die im Vergleich zu den vorangegangenen Untersuchungen deutlich geringeren Emissionswerte ist die hohe Verdünnung mit rückgeführtem Abgas. Hinsichtlich der Motorbelastung ergeben sich ebenfalls für die Düse 12-SPL-160-100 die geringsten Werte. Zwischen den beiden anderen Düsen besteht nur ein geringer Unterschied.

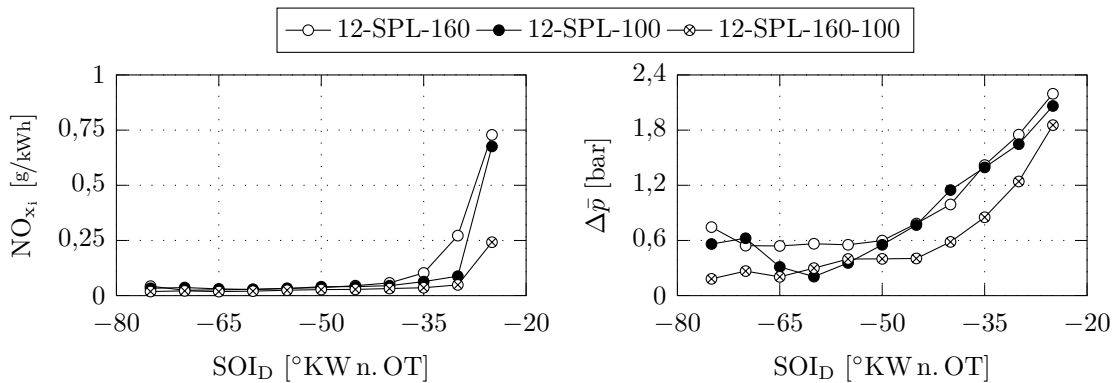


Abbildung 6.33: Auf die indizierte Leistung bezogene spezifische NO_x -Emissionen sowie mittlere Klopfamplitude $\Delta\bar{p}$ für unterschiedliche Anordnungen der Düsen-spritzlöcher, $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 11 \text{ bar}$, $n = 1175 \text{ 1/min}$

Alles in allem belegen die oben vorgestellten Untersuchungen, dass sowohl der Einspritzdruck als auch die verschiedenen Düsengeometrien nur einen geringen Einfluss

auf das hier untersuchte Dual-Fuel-Brennverfahren haben. Auswirkungen sind hauptsächlich bei Betriebsbedingungen mit starker Dieselschichtung auszumachen, die aufgrund der hohen Motorbelastung und der hohen NO_x -Emissionen im motorischen Betrieb ohnehin vermieden werden müssen. Für den Dual-Fuel-Betrieb sind damit hohe Einspritzdrücke oder hohe Spritzlochanzahlen nur bedingt notwendig.

6.3 Einfluss des energetischen Benzinanteils

Neben dem Grad der Homogenisierung des Dieselkraftstoffs stellt der energetische Benzinanteil die zweite wichtige Stellgröße des Dual-Fuel-Brennverfahrens dar. In diesem Zusammenhang werden im Folgenden für den Betrieb mit drei unterschiedlichen Verhältnissen von Diesel zu Benzin einige wichtige motorische Kenngrößen diskutiert. Der untersuchte Lastpunkt entspricht dabei mit $p_{mi} = 10$ bar und $n = 1275$ 1/min dem aus Kapitel 6.2.1.

Abbildung 6.34 zeigt den Umsatzschwerpunkt, den Kraftstoffumsetzungsgrad sowie, als Maß für die zyklischen Schwankungen, die auf den Mittelwert bezogene Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks. Unabhängig vom energetischen Benzinan-

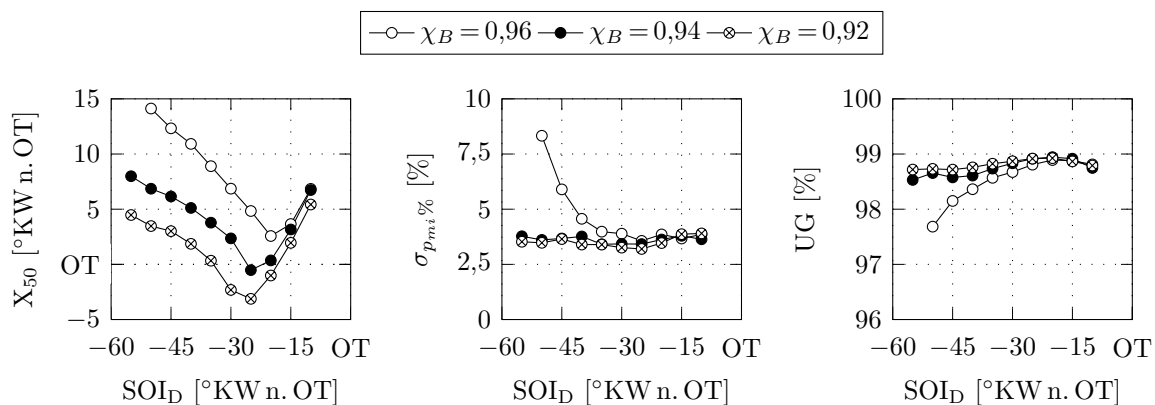


Abbildung 6.34: Umsatzschwerpunktlage X_{50} , auf den Mittelwert bezogene Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks $\sigma_{p_{mi}}\%$ sowie Kraftstoffumsetzungsgrad UG in Abhängigkeit des Zeitpunkts der Dieseleinspritzung SOI_D für drei unterschiedliche energetische Benzinanteile χ_B , $p_{mi} = 10$ bar, $n = 1275$ 1/min

teil ergibt sich die bekannte Abhängigkeit der Schwerpunktlage und der zyklischen Schwankungen vom Einspritzzeitpunkt der Zündspritzung. Frühe Einspritzungen führen zu späten Verbrennungsschwerpunktlagen und größeren zyklischen Schwankungen. Auch der Kraftstoffumsetzungsgrad fällt bei vorgemischter Dieselverbrennung ab.

Dies gilt besonders bei einem energetischen Benzinanteil von $\chi_B = 0,96$. Hinsichtlich des energetischen Benzinanteils ist zu erkennen, dass mit geringerer Dieselmenge die Verbrennung zunehmend verschleppt abläuft. Beim selben Dieseleinspritzzeitpunkt kommt die Verbrennungsschwerpunktlage stets bei späteren Zeitpunkten zu liegen, wobei die Unterschiede bei geschichteter Dieselerverbrennung etwas geringer ausfallen. Besonders bei sehr früher Dieseleinspritzung und geringen Dieselmengen steigen die zyklischen Schwankungen stark an und der Kraftstoffumsetzungsgrad sinkt deutlich. Um die vollständig homogene Dieselerverbrennung zu realisieren, muss also eine Mindestmenge an Diesel eingespritzt werden, deren Höhe von den äußeren Randbedingungen abhängig ist. Bei geringer Verdünnung oder hohen Ladelufttemperaturen sind geringere Mengen an Diesel ausreichend, um die Verbrennung sicher einzuleiten (vgl. Kapitel 6.4).

Die mit hohem Benzinanteil verschleppte Verbrennung spiegelt sich auch an den in Abbildung 6.35 dargestellten Emissionen und der Motorbelastung wider. Wird wenig Diesel eingespritzt, ergeben sich bei vorgemischter Verbrennung höhere HC- und CO-Emissionen, wohingegen besonders bei geschichteter Dieselerverbrennung die NO_x -Emissionen sinken. Insgesamt liegen die NO_x -Emissionen bei höherem Dieselan teil über denen des Betriebs mit weniger Diesel. Dies unterstützt die bereits oben diskutierte Aussage, dass die Stickoxidemissionen hauptsächlich in Bereichen mit er-

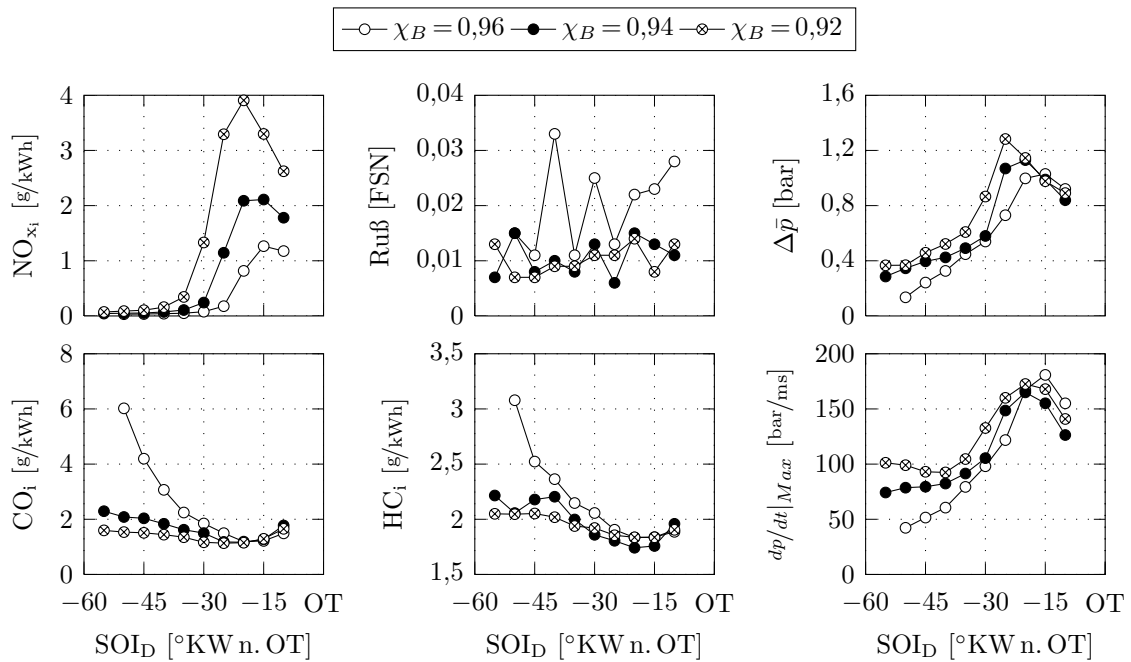


Abbildung 6.35: Auf die indizierte Leistung bezogene spezifische Emissionen sowie mittlere Klopfamplitude $\Delta\bar{p}$ und maximale Druckanstiegsrate $dp/dt|_{Max}$ in Abhängigkeit des Zeitpunkts der Dieseleinspritzung SOI_D für drei unterschiedliche energetische Benzinanteile χ_B , $p_{mi} = 10 \text{ bar}$, $n = 1275 \text{ 1/min}$

höher Dieselkonzentration gebildet werden. Bei hohen Dieselanteilen und vor allem bei starker Dieselschichtung ergeben sich tendenziell mehr Bereiche mit Bedingungen, die für die Bildung von thermischem NO günstig sind. Wird der Diesel sehr früh eingespritzt und liegt bei Brennbeginn weitgehend vorgemischt vor, geht der Einfluss der Dieselschichtung und damit der Einfluss der eingespritzten Dieselmenge zurück. Bei den NO_x-Emissionen sind dann nur noch geringe Unterschiede festzustellen. Für die Motorbelastung ergibt sich ein zu den NO_x-Emissionen analoges Bild. Mit Erhöhung des Benzinanteils lassen sich die maximalen Druckanstiegsraten und die mittleren Klopfamplituden merklich absenken. Einzig bei den Rußemissionen kann kein Einfluss des energetischen Benzinanteils festgestellt werden. Die Rußzahlen sind durchweg sehr gering.

Insgesamt zeigt die Variation des energetischen Benzinanteils, dass bei konstantem Einspritzzeitpunkt des Diesekraftstoffs die Verbrennungsschwerpunktlage und damit die Emissionen und die Motorbelastung durch die Variation des energetischen Benzinanteils beeinflusst werden können. Bei vorgemischter Dieselerverbrennung führen geringe Dieselmengen zu späten Verbrennungsschwerpunktlagen und geringer Motorbelastung. Dies ist besonders für die Ausweitung des Dual-Fuel-Betriebs hin zu höheren Lasten von großer Bedeutung. Abgesehen vom Einfluss auf die NO_x-Emissionen sind die Auswirkungen des Benzinanteils bei geschichteter Dieselerverbrennung gering. Die Verbrennung des Diesels bewirkt dann den für die Selbstzündung des Grundgemischs notwendigen Temperatur- und Druckanstieg und der Ablauf der Hauptverbrennungsphase wird maßgeblich durch die Zusammensetzung des mageren Grundgemischs bestimmt. Die NO_x-Emissionen werden dabei hauptsächlich während der heißen Verbrennung des Zünddiesels gebildet. Folglich steigen die Stickoxidemissionen mit höherem Dieselanteil an.

6.4 Einfluss äußerer Randbedingungen

Kinetisch kontrollierte Brennverfahren zeigen generell eine besonders starke Abhängigkeit von der Temperaturhistorie der Zylinderladung. Diese wird maßgeblich beeinflusst sowohl durch die Ladeluft- als auch durch die Kühlwassertemperatur. Die bisherigen thermodynamischen und optischen Untersuchungen legen den Schluss nahe, dass bei der Dual-Fuel-Verbrennung, wie sie in dieser Arbeit realisiert wird, keine Verbrennungsregime mit klassischer Flammenfrontverbrennung auftreten. Folglich sollte auch bei diesem Brennverfahren eine starke Abhängigkeit des Verbrennungsablaufs von den äußeren Randbedingungen zu beobachten sein. In diesem Zusammenhang wird an Motor II eine Variation der Kühlwasser- sowie der Ladelufttemperatur durchgeführt. Der Zeitpunkt der Zündeinspritzung wird dabei nicht verändert und liegt bei $SOI_D = 50^\circ \text{KW v. OT}$. Die Einspritzung erfolgt mit einer Achtlochdüse mit einem

Spritzlochdurchmesser von je 0,1 mm. Der energetische Benzinanteil beträgt 90 %. Alle weiteren Einstellparameter sind Tabelle 6.4 zu entnehmen.

Tabelle 6.4: Betriebsparameter bei der Variation der Kühlwasser- und der Ladelufttemperatur

Indizierter Mitteldruck	p_{mi}	bar	11,4
Drehzahl	n	$1/\text{min}$	1175
Ladedruck	p_{LL}	bar abs.	2,2
Abgasgegendruck	p_{Abg}	bar abs.	3,1
Energetischer Benzinanteil	χ_B	-	0,9
Abgasrückführtrate	x_{RG}	%	15
Einspritzdruck Diesel	p_D	bar	1200

6.4.1 Variation der Kühlwassertemperatur

Der Einfluss der Kühlwassertemperatur auf die wichtigsten motorischen Kenngrößen ist in Abbildung 6.36 dargestellt. Die Ladelufttemperatur beträgt bei diesen Untersuchungen $T_{LL} = 24^\circ\text{C}$. Mit der Kühlwassertemperatur wird das thermodynamische Niveau der Zylinderladung angehoben und die insgesamt höheren Temperaturen führen zur Verkürzung der Zündverzugszeiten sowohl in Bereichen mit erhöhter Dieselsonzentration als auch im Grundgemisch. Der Verbrennungsschwerpunkt wird folglich zu frühen Zeitpunkten verschoben. Hinsichtlich der NO_x -Emissionen ergibt sich damit das erwartete Bild. Mit Anhebung der Kühlwassertemperatur steigen die Emissionen nahezu linear an. Auch für die CO- und HC-Emissionen zeigt sich eine ähnliche Abhängigkeit von der Temperatur. Steigende Kühlwassertemperaturen führen zu geringerem Ausstoß von Produkten unvollständiger Verbrennung. Der extreme Anstieg der CO-Emissionen bei der geringsten Kühlwassertemperatur deutet auf einen sehr schlechten Durchbrand hin, der sich auch in höheren zyklischen Schwankungen äußert. Der Variationskoeffizient des indizierten Mitteldrucks liegt bei diesen Betriebsbedingungen deutlich über 5%. Die Rußemissionen zeigen auf einem sehr niedrigen Gesamtniveau einen entgegengesetzten Verlauf. Die mit der Kühlwassertemperatur zunehmenden NO_x - sowie die sinkenden CO- und HC-Emissionen weisen auf gestiegene Verbrennungstemperaturen bei höherer Kühlwassertemperatur hin. Dementsprechend kann der während der Verbrennung gebildete Ruß besser nachoxidiert werden und die Emissionswerte sinken. Die höheren Verbrennungstemperaturen mit gesteigener Kühlwassertemperatur verbessern nicht nur den Durchbrand der Zylinderladung, sondern führen auch zu einem deutlichen Anstieg der Motorbelastung mit merklich gestiegenen mittleren Klopfamplituden und höheren Druckerhöhungsgraden.

6.4 Einfluss äußerer Randbedingungen

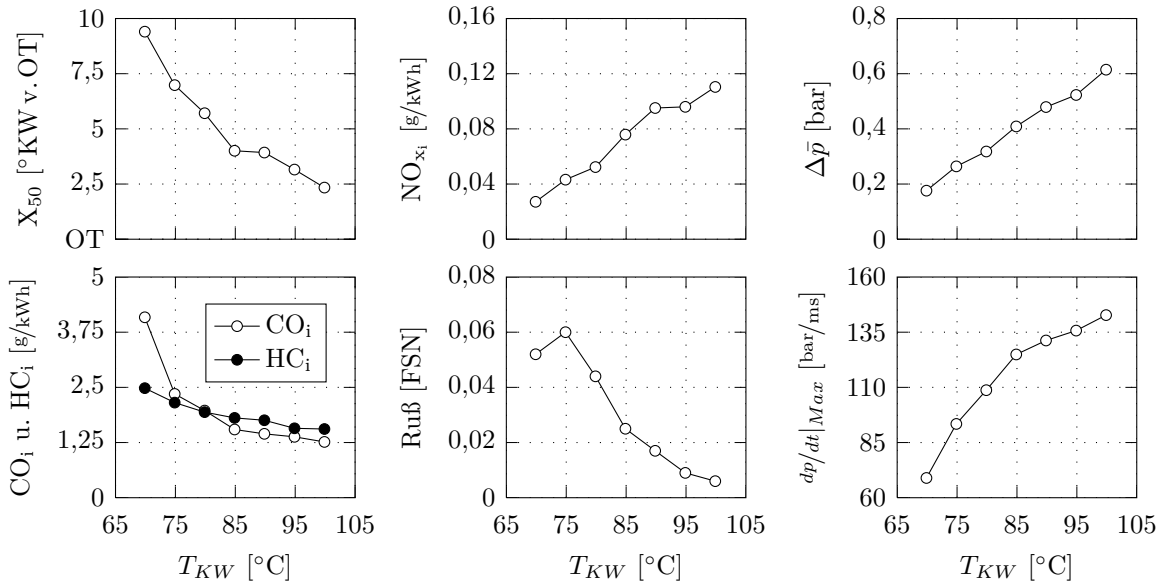


Abbildung 6.36: Motorische Kenngrößen bei Variation der Kühlwassertemperatur T_{KW} , $SOI_D = 50$ °KW v. OT, $\chi_B = 0,90$, $p_{mi} = 11,4$ bar, $n = 1175$ 1/min

Der Verlauf der mittels Gleichung 4.4 berechneten Wärmefreisetzungsraten sowie die Druckverläufe der Arbeitsspiele mit maximaler Klopfintensität sind in Abbildung 6.37 für unterschiedliche Kühlwassertemperaturen dargestellt. Gut zu erkennen ist die steti- ge Frühverlagerung des Verbrennungsschwerpunkts mit der Erhöhung der Kühlwasser- temperatur. Außerdem wird die Brenndauer verkürzt und die maximalen Wärmefreist- zungsraten steigen deutlich an. Zwischen der höchsten und der niedrigsten Kühlwas- sertemperatur ergibt sich ein Unterschied der maximalen Wärmefreisetzungsraten von 60 %. Auch an den Druckverläufen ist die Anhebung des thermodynamischen Niveaus

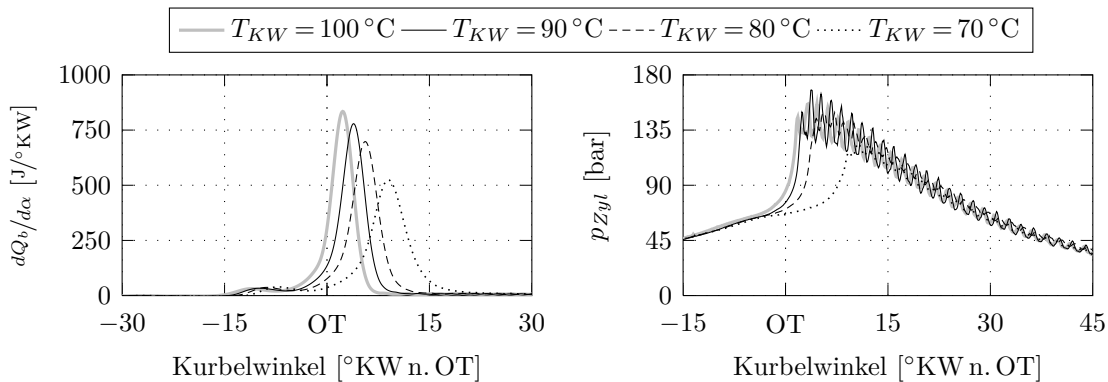


Abbildung 6.37: Wärmefreisetzungsraten $dQ_b/d\alpha$ und Zylinderdruckverläufe p_{Zyl} mit ma- ximaler Klopfintensität bei Variation der Kühlwassertemperatur T_{KW} , $SOI_D = 50$ °KW v. OT, $\chi_B = 0,90$, $p_{mi} = 11,4$ bar, $n = 1175$ 1/min

und die damit einhergehende Beschleunigung des Verbrennungsablaufs mit steigender Kühlwassertemperatur zu erkennen. Bei unveränderter Ladungszusammensetzung ergeben hohe Temperaturen hohe Spitzendrücke und extreme Druckschwingungen.

6.4.2 Variation der Ladelufttemperatur

Wie die obigen Untersuchungen zeigen, weist das Dual-Fuel-Brennverfahren eine starke Abhängigkeit von der Kühlwassertemperatur auf. Ein ähnliches Verhalten ist bei der Variation der Ladelufttemperatur zu beobachten. Am Betriebspunkt, wie er in Tabelle 6.4 definiert ist und auch bei den vorangegangenen Untersuchungen eingestellt war, wird die Ladelufttemperatur ausgehend von $T_{LL} = 25^\circ\text{C}$ sukzessive bis auf $T_{LL} = 54^\circ\text{C}$ erhöht. Die Kühlwassertemperatur beträgt dabei $T_{KW} = 85^\circ\text{C}$.

Die sich bei dieser Variation ergebenden NO_x -Emissionen, Klopfintensitäten und Verbrennungsschwerpunktlagen sind in Abbildung 6.38 dargestellt. Wie es bereits bei der Erhöhung der Kühlwassertemperatur zu sehen war, führt auch die Anhebung der Ladelufttemperatur zur Frühverlagerung des Verbrennungsschwerpunkts und zu einem erheblichen Anstieg der NO_x -Emissionen. Auch die Motorbelastung steigt mit zunehmender Ladelufttemperatur deutlich an.

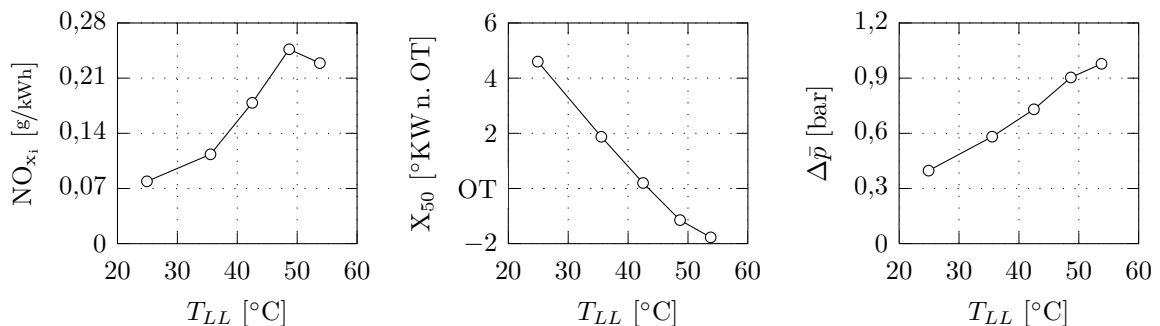


Abbildung 6.38: Motorische Kenngrößen bei Variation der Ladelufttemperatur T_{LL} , $\text{SOI}_D = 50^\circ\text{KW v. OT}$, $\chi_B = 0,90$, $p_{mi} = 11,4$ bar, $n = 1175$ 1/min

Die oben beschriebenen Untersuchungen zur Kühlwasser- und zur Ladelufttemperatur belegen den für kinetisch kontrollierte Brennverfahren typischen großen Einfluss der äußeren Randbedingungen auf die Dual-Fuel-Verbrennung. Von Verbrennungsregimen, bei denen eine Flammenfrontverbrennung auftritt, ist daher nicht auszugehen. Auch die Ergebnisse der Verbrennungsvisualisierung geben keine Hinweise auf Verbrennungsregime mit klassischer Flammenfront. Selbst bei sehr starker Schichtung des Dieselkraftstoffs konnte keine sich von den deutlich sichtbar brennenden Dieselstrahlen ausbreitende Flammenfront beobachtet werden (vgl. Abbildung 6.19). Insgesamt ist

das hier vorgestellte Dual-Fuel-Brennverfahren als kinetisch kontrolliertes Brennverfahren einzuordnen, bei dem die Verbrennung über die Schichtung des Dieselkraftstoffs und damit über die Schichtung der Zündwilligkeit gesteuert werden kann.

6.5 Einfluss der Verdünnung

Bereits in Kapitel 6.1 wurde auf das zur Reduktion der Reaktionsraten und damit zur Reduktion der Motorbelastung notwendige hohe Maß an Ladungsverdünnung hingewiesen. Die bisher vorgestellten Versuche wurden dementsprechend mit großem Luftüberschuss oder mit einer Kombination aus Luftüberschuss und äußerer Abgasrückführung durchgeführt.

Allgemein hängen Reaktionsraten maßgeblich von der Temperatur, dem Druck und den Konzentrationen der beteiligten Spezies ab [81]. Bei kinetisch kontrollierten Brennverfahren spielt außerdem die sogenannte thermische Kopplung [95] eine wichtige Rolle. Die Wärmefreisetzung in einem Teil des Brennraums bewirkt dabei eine Druck- und Temperaturerhöhung im noch unverbrannten Gemisch. Die damit einhergehende Verkürzung der Zündverzugszeit führt schließlich zur Beschleunigung des gesamten Reaktionsablaufs. Im Hinblick auf die Reduktion von Reaktionsraten durch Ladungsverdünnung lassen sich damit drei wesentliche Effekte erkennen. So können Reaktionsraten durch die Hemmung der thermischen Kopplung, also durch das Absenken des Temperaturniveaus, reduziert werden. Zum einen kann dazu die Ladungsmasse erhöht werden. Zum anderen lässt sich die spezifische Wärmekapazität der Ladung beispielsweise durch Zugabe von rückgeführtem Abgas steigern. Beide Maßnahmen führen zur Reduktion der Temperaturen während der Verbrennung und hemmen so die thermische Kopplung. Weiterhin kann die Ladungszusammensetzung so verändert werden, dass die Konzentrationen der an der Verbrennung beteiligten Spezies abnehmen und die Reaktionen langsamer ablaufen. Zu beachten ist dabei, dass eine veränderte Ladungszusammensetzung auch stets Auswirkungen auf die Verdichtungsendtemperatur hat und so Einfluss auf die Zündverzugszeiten nimmt.

Im folgenden Kapitel sollen nun unterschiedliche Konzepte der Ladungsverdünnung besonders im Hinblick auf die Motorbelastung analysiert und bewertet werden. Hierzu werden drei verschiedene Szenarien definiert:

1. Verdünnung mit Luft
2. Verdünnung mit Abgas bei konstantem Luftverhältnis
3. Verdünnung mit Abgas bei konstanter Ladungsmasse

Als Ausgangspunkt der Messreihe wird dabei ein Betriebspunkt gewählt, der ohne weitere Maßnahmen zur Reduktion der Motorbelastung keinen dauerhaften Betrieb zulassen würde. Der Einspritzzeitpunkt des Diesels liegt für alle Messungen bei $SOI_D = 50^\circ$ KW v. OT. Die übrigen Einstelldaten sind in Tabelle 6.5 aufgeführt. Die Untersuchungen werden an Motor II mit einer Achtlochdüse mit einem Spritzlochdurchmesser von je 0,1 mm durchgeführt. Während der Messreihe wird die zugeführte Kraftstoffmasse für Diesel und Benzin nicht verändert. Es ergeben sich daher für die einzelnen Verdünnungsraten den unterschiedlichen Verbrennungsschwerpunktlagen entsprechend leichte Änderungen des indizierten Mitteldrucks.

Tabelle 6.5: Betriebsparameter beim Vergleich der verschiedenen Konzepte zur Ladungsverdünnung.

Indizierter Mitteldruck	p_{mi}	bar	10
Drehzahl	n	$1/\text{min}$	1275
Ladelufttemperatur	T_{LL}	$^\circ\text{C}$	56,5
Energetischer Benzinanteil	χ_B	-	0,95
Einspritzdruck Diesel	p_D	bar	1200

Zur Darstellung der Szenarien eins und zwei muss die Ladungsmasse verändert und dazu der Ladedruck entsprechend angehoben werden. Um für den Vergleich gleichbleibende Ladungswechselverluste zu erhalten, wird der Abgasgegendruck dabei so angepasst, dass stets dasselbe Druckgefälle zwischen Einlass und Auslass vorliegt. Für das dritte Szenario werden Abgasgegendruck und Ladedruck konstant gehalten. Mit steigender Verdünnung stellt sich folglich ein geringeres Luftverhältnis ein. Für diesen Fall liegt im Grunde genommen keine Verdünnung vor, da Luft durch Abgas ersetzt wird. Zum besseren Verständnis sind in Abbildung 6.39 das Gesamtluftverhältnis sowie die Ladungsmasse für alle drei Szenarien dargestellt.

Bei jedem der drei Szenarien wird mit steigender Verdünnung die Verbrennungsschwerpunktlage nach spät verschoben und die maximalen Wärmefreisetzungsraten sinken kontinuierlich ab. Für unterschiedliche Verdünnungsraten sind hierzu in Abbildung 6.41 für jedes der drei Szenarien die entsprechenden Druckverläufe, die mittels des in Kapitel 4.2.2 beschriebenen Analysemodells berechneten Wärmefreisetzungsraten und normierten Summenbrennverläufe sowie die Temperaturen in der verbrannten und der unverbrannten Zone dargestellt. Die Verbrennungsschwerpunktlage und die spezifische Wärmekapazität des Frischgemischs werden für jedes Konzept gesondert in Abbildung 6.40 gezeigt. Die Berechnung der Wärmekapazität erfolgt jeweils bei einer Referenztemperatur von 1700 K. Die Zusammensetzung des rückgeführten Abgases wurde zuvor mittels des in Kapitel 4.2 beschriebenen Modells für die gemessenen Luft- und Kraftstoffmassenströme bestimmt.

6.5 Einfluss der Verdünnung

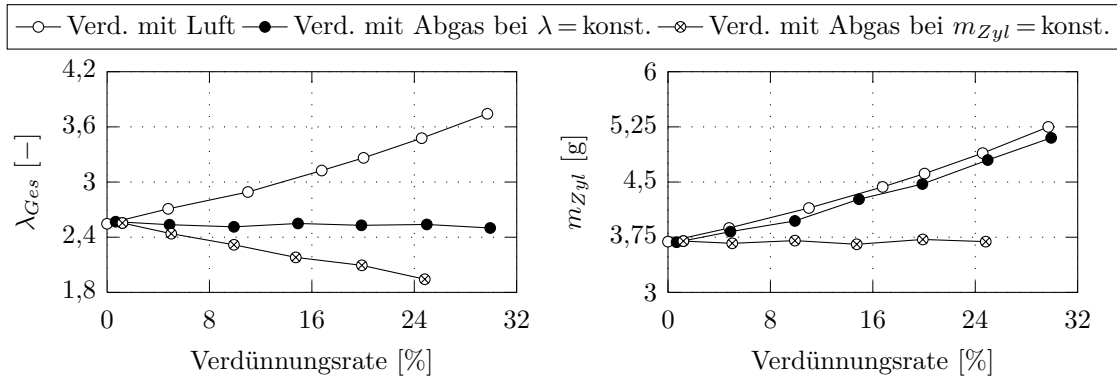


Abbildung 6.39: Gesamtluftverhältnis λ_{Ges} und Ladungsmasse m_{Zyl} für die verschiedenen Konzepte zur Ladungsverdünnung in Abhängigkeit der Verdünnungsrate, $SOI_D = 50^\circ KW$ v. OT, $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10$ bar, $n = 1275$ 1/min

Bei Verdünnung mit Abgas und konstanter Ladungsmasse wird Luft durch Abgas ersetzt, sodass die spezifische Wärmekapazität der Zylinderladung steigt. Verdünnung mit Luft führt hingegen zu einer Verringerung der spezifischen Wärmekapazität der Zylinderladung. Kraftstoff weist eine wesentlich höhere spezifische Wärmekapazität auf als Luft, sodass die zusätzlich zugeführte Luft zur Reduktion der spezifischen Wärmekapazität führt. Bei Verdünnung mit Abgas und konstantem Luftverhältnis hingegen sinkt die spezifische Wärmekapazität trotz steigender Verdünnung nur leicht ab. Berücksichtigt man die veränderten Gesamtmassen im Zylinder, ergibt sich ein gänzlich anderes Bild. Für die Verdünnung mit Abgas bei konstanter Ladungsmasse steigt die Wärmekapazität nur noch in sehr geringem Maße an. Bei den beiden anderen Szenarien führt die erhöhte Ladungsmasse zu deutlich gestiegenen Werten.

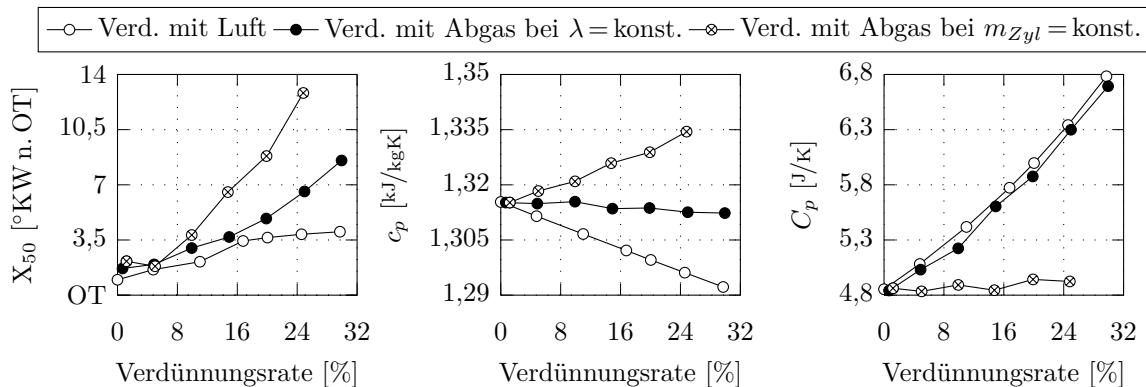


Abbildung 6.40: Verbrennungsschwerpunktlage X_{50} sowie spezifische Wärmekapazität c_p und Wärmekapazität C_p der Zylinderladung bei einer Temperatur von $T = 1700$ K für die verschiedenen Konzepte zur Ladungsverdünnung in Abhängigkeit der Verdünnungsrate, $SOI_D = 50^\circ KW$ v. OT, $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10$ bar, $n = 1275$ 1/min

Wie Abbildung 6.41 zeigt, führt bei Verdünnung mit Luft die Erhöhung des Ladedrucks gegen Kompressionsende zu einem merklich höheren Druckniveau. Mit steigender Verdünnung steigt außerdem der Spitzendruck an, wohingegen die Verbrennung nur unwesentlich nach spät verschoben wird. Die Wärmefreisetzungsraten verlaufen mit zunehmender Verdünnung zwar flacher, jedoch fällt die Absenkung der Maximalwerte geringer aus als bei den beiden anderen Szenarien. Erfolgt die Verdünnung bei konstantem Luftverhältnis mit Abgas, steigt der Zylinderdruck aufgrund der Erhöhung des Ladedrucks zunächst ebenfalls an. Im weiteren Verlauf wird die Verbrennung aber so stark verzögert, dass sich trotz höherem Ladedruck geringfügig abgesenkte Spitzendrücke ergeben. Die Maximalwerte der Wärmefreisetzungsraten sinken mit der Verdünnung stetig und die Verbrennung läuft langsamer ab. Bei Verdünnung mit Abgas und konstanter Zylinderladung sind in der Kompressionsphase noch kaum Unterschiede zwischen den einzelnen Verdünnungsraten auszumachen. Der Einfluss der Verdünnung wird erst während der Verbrennung deutlich. Die Schwerpunktlage wird nach spät verschoben, die Spitzendrücke sinken und die Wärmefreisetzung erfolgt wesentlich langsamer. Unabhängig vom betrachteten Konzept ergeben sich mit gesteigerter Verdünnung stets geringere Temperaturen in der unverbrannten Zone. Die Zündverzugszeiten steigen also mit der Verdünnung in jedem Fall an und die Reaktionsraten werden reduziert.

Sowohl bei Verdünnung mit Luft als auch bei Verdünnung mit Abgas und konstantem Luftverhältnis ist die langsamere Verbrennung zum einen auf die Veränderung der Ladungszusammensetzung zurückzuführen, zum anderen sorgt aber auch die größere Masse, die an der Verbrennung teilnimmt, für tiefere Temperaturen und damit für geringere Reaktionsraten. Da Abgas ein Inertgas darstellt und an der Verbrennung nicht teilnimmt, werden im Falle der Verdünnung mit Luft und Abgas die Reaktionsraten stärker reduziert als bei Verdünnung mit Luft alleine. Erfolgt die Verdünnung bei konstanter Ladungsmasse mit Abgas, ist der Einfluss insgesamt am größten (vgl. auch Abbildung 6.40 und Abbildung 6.43). Da für diesen Fall die Ladungsmasse gleich bleibt, können alle Veränderungen des Verbrennungsprozesses ausschließlich auf die veränderte Ladungszusammensetzung zurückgeführt werden. Bezogen auf die zugeführte Kraftstoffmasse ist hier der Anteil an Inertgas größer als bei den beiden anderen Szenarien, was zu der stärkeren Reduktion der Reaktionsraten führt.

Für jedes der drei Szenarien liegen die Temperaturen in der unverbrannten Zone vor Brennbeginn auf dem selben Niveau. Für eine Verdünnungsrate von 25 % ergeben sich bei 10 °KW v. OT beispielsweise Temperaturen im engen Bereich zwischen 794,5 K und 797 K. Sowohl bei Verdünnung mit Luft als auch bei Verdünnung mit Abgas und konstantem Luftverhältnis bewirkt die Verdünnung eine stetige Abnahme des Temperaturniveaus. In der verbrannten und in der unverbrannten Zone sinkt die Temperatur mit zunehmender Verdünnungsrate. Bei Verdünnung mit Abgas und konstanter Ladungs-

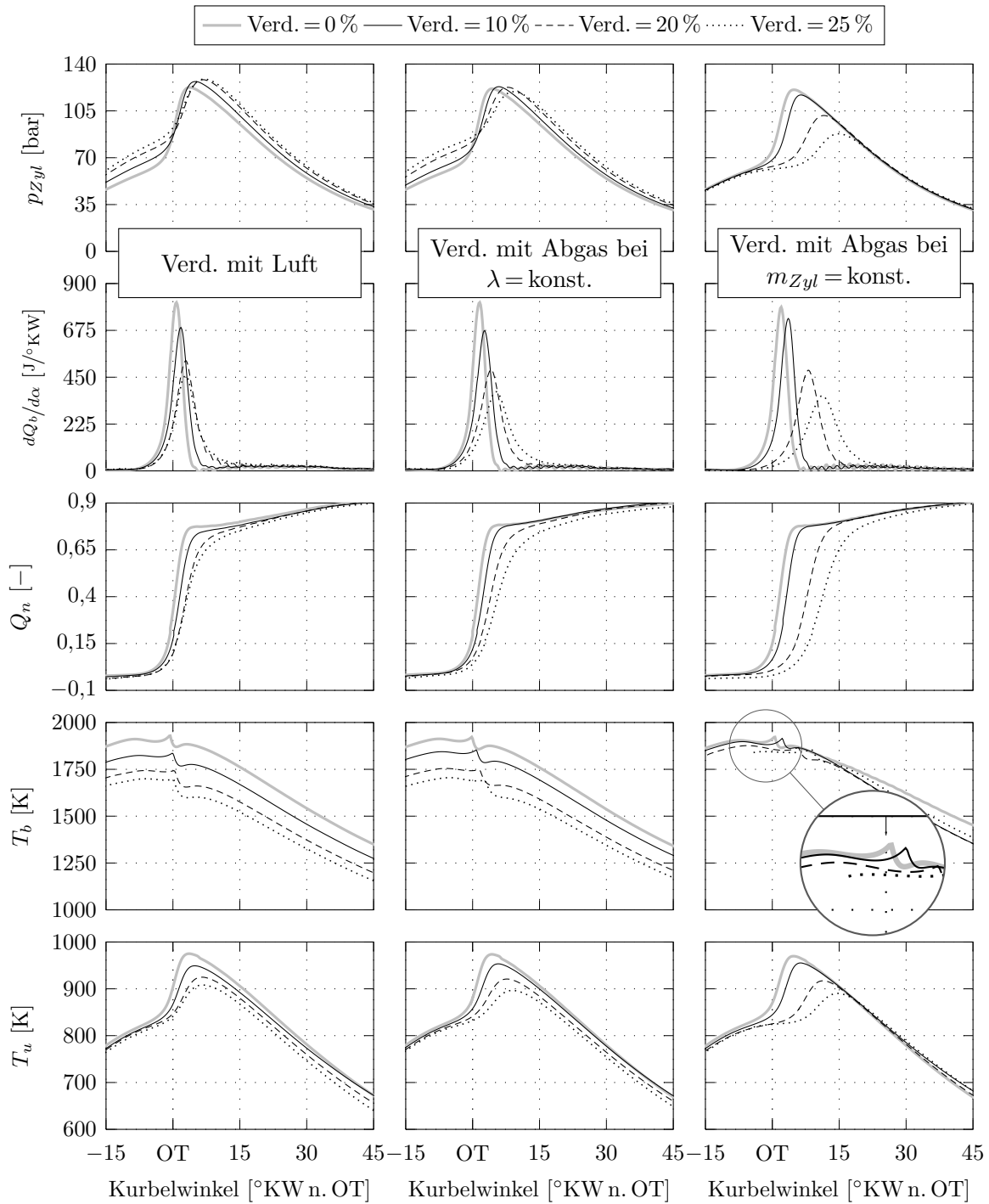


Abbildung 6.41: Zylinderdruckverläufe p_{Zyl} , Wärmefreisetzungsraten $dQ_b/d\alpha$, normierte Summenbrennverläufe Q_n sowie Temperatur T_b in der verbrannten und Temperatur T_u in der unverbrannten Zone für die verschiedenen Konzepte zur Ladungsverdünnung in Abhängigkeit der Verdünnungsrate, $SOI_D = 50^\circ KW$ v. OT, $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10$ bar, $n = 1275$ 1/min

masse hingegen bleibt die Temperatur in der verbrannten Zone auf nahezu gleichem Niveau, während die Temperaturen in der unverbrannten Zone deutlich abnehmen.

Den ähnlichen Verdichtungsendtemperaturen entsprechend ergeben sich für alle Szenarien und Verdünnungsraten nur geringe Unterschiede hinsichtlich des Brennbeginns. Allerdings läuft bei Verdünnung mit Abgas und konstantem Luftverhältnis die Verbrennung sehr langsam ab und die Schwerpunktlagen liegen entsprechend spät. Berücksichtigt man die Tatsache, dass bei diesem Verdünnungskonzept die Wärmekapazität der Zylinderladung nur geringfügig steigt (vgl. Abbildung 6.40), ist die langsame Verbrennung maßgeblich auf den Effekt des Inertgases zurückzuführen.

Die Emissionen in Abhängigkeit der Verdünnung sind in Abbildung 6.42 dargestellt. Bei Betrachtung der Rußemissionen ist kein eindeutiger Trend auszumachen, weder wenn nur die Verdünnung noch wenn nur die unterschiedlichen Konzepte in Betracht gezogen werden. Unabhängig von der Verdünnungsrate oder dem gewählten Verdünnungskonzept bleiben die Rußemissionen auf sehr niedrigem Niveau. Hinsichtlich der NO_x -Emissionen ergibt sich für alle Szenarien eine Reduktion mit steigender Verdünnung. Aufgrund der geringsten Ladungsmasse und den damit höchsten Verbrennungstemperaturen ergeben sich bei Verdünnung mit Abgas und konstanter Ladungsmasse die höchsten Emissionswerte. Auch an den jeweils geringsten CO- und HC-Emissionen ist das höhere Temperaturniveau von Konzept drei zu erkennen.

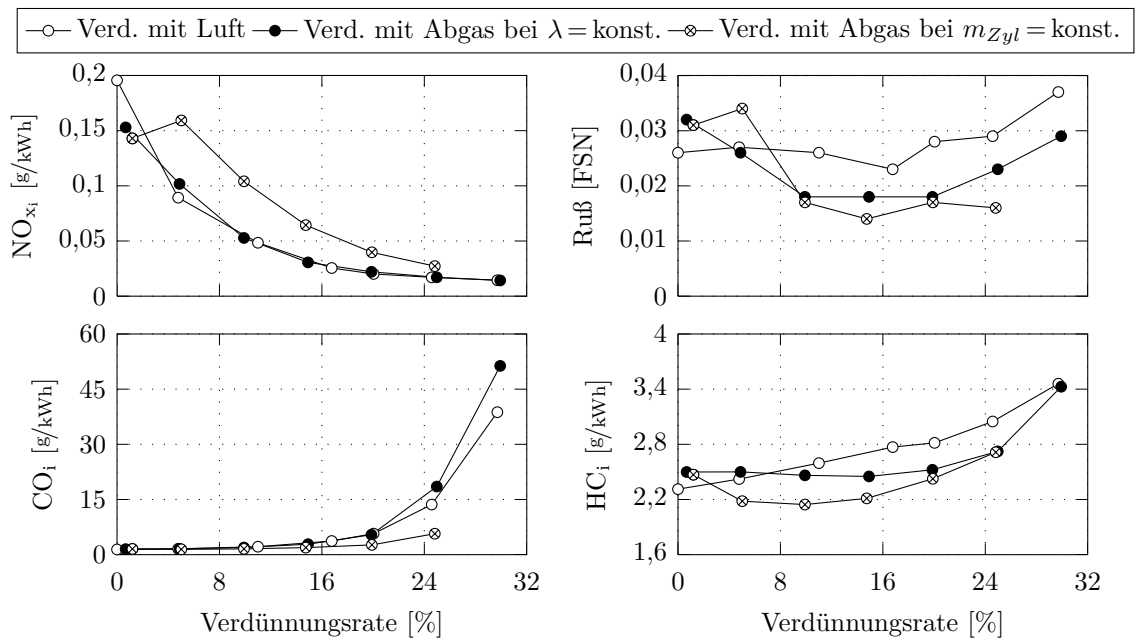


Abbildung 6.42: Auf die indizierte Leistung bezogene spezifische Emissionen für die verschiedenen Konzepte zur Ladungsverdünnung in Abhängigkeit der Verdünnungsrate, $\text{SOI}_D = 50^\circ \text{KW v. OT}$, $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10 \text{ bar}$, $n = 1275 \text{ 1/min}$

Der Einfluss der Verdünnung auf die Motorbelastung ist in Abbildung 6.43 dargestellt. Erwartungsgemäß führt die Anhebung der Verdünnungsrate zu geringerer Motorbelastung. Sowohl die mittleren Klopfamplituden als auch die maximalen Druckanstiegsraten und der Spitzendruck sinken mit steigender Verdünnung. Die Anzahl der klopfenden Arbeitsspiele, ermittelt als diejenige Anzahl an Arbeitsspielen, bei denen eine Klopfamplitude von 1 bar überschritten wird, verringert sich ebenfalls mit zunehmender Verdünnung. Trotz der höheren Verbrennungstemperaturen ergibt sich bei Verdünnung mit Abgas und konstanter Ladungsmasse stets die geringste Motorbelastung. Die geringere Zylindermasse wird demnach durch die starke Verringerung der Reaktionsraten aufgrund der höheren Verdünnung mit Inertgas überkompensiert.

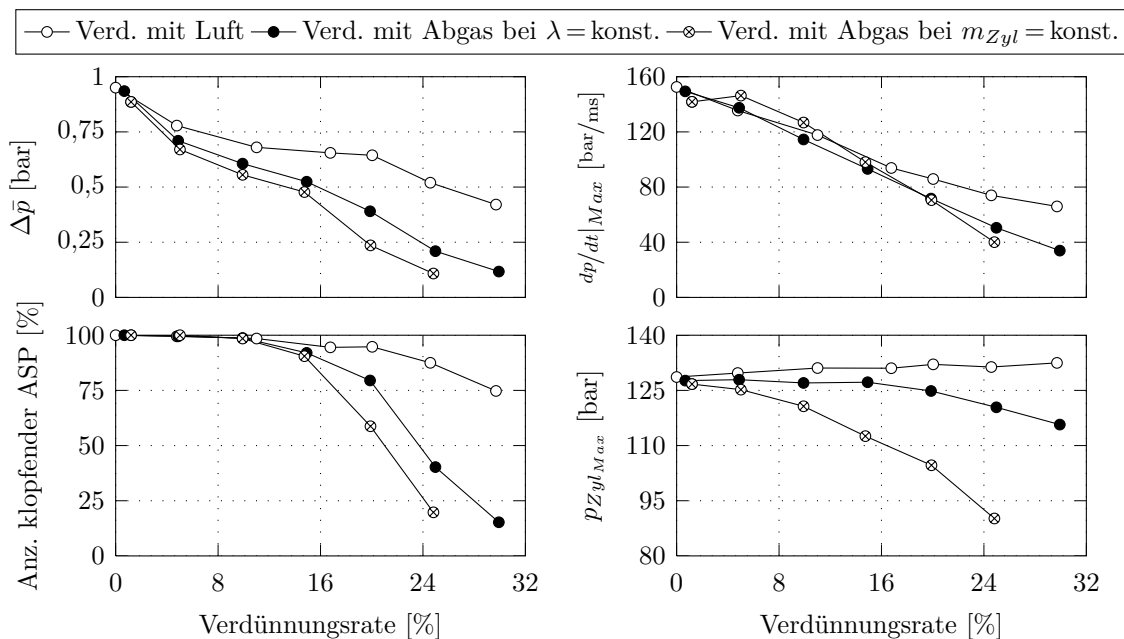


Abbildung 6.43: Mittlere Klopfamplitude $\Delta \bar{p}$, maximale Druckanstiegsrate $dp/dt|_{Max}$, Anzahl klopfender Arbeitsspiele sowie maximaler Zylinderdruck $p_{Zyl,Max}$ für die verschiedenen Konzepte zur Ladungsverdünnung in Abhängigkeit der Verdünnungsrate, $SOI_D = 50^\circ \text{KW v. OT}$, $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10 \text{ bar}$, $n = 1275 \text{ 1/min}$

Insgesamt zeigt die Verdünnung mit Abgas und konstanter Ladungsmasse das größte Potenzial im Bezug auf die Ausweitung des Dual-Fuel-Betriebs hin zu höheren Lasten. Die Motorbelastung wird effektiv reduziert und hinsichtlich der Rußemissionen sind bei diesem Konzept keine negativen Auswirkungen zu beobachten, obwohl Luft durch Abgas ersetzt wird. Bei hohen Abgasrückführaten müssen nicht gleichzeitig hohe Ladedrücke zur Vermeidung von Ruß sichergestellt werden. Die Auslegung des

Turboladersystems wird so erheblich vereinfacht und der zur Darstellung hoher Lasten notwendige Spitzendruck ist im Vergleich zu den beiden anderen Konzepten geringer.

Abschließend werden für dieses Konzept die Auswirkungen der Verdünnung auf die Lage und die Ausprägung der in Kapitel 5 eingeführten Verbrennungsregime diskutiert. Am Betriebspunkt, wie er in Tabelle 6.5 definiert ist, wird dazu für unterschiedliche Verdünnungsraten der Einspritzzeitpunkt des Diesels variiert und die gemessenen Emissionswerte sowie die ermittelte Motorbelastung einander gegenübergestellt.

Der Übergang von der geschichteten zur teilweise vorgemischten Dieselerverbrennung lässt sich, wie in den vorangegangenen Kapiteln vielfach gezeigt wurde, leicht am Verlauf des Umsatzschwerpunkts bzw. am Verlauf der NO_x -Emissionen bestimmen. Beide sind in Abbildung 6.44 für unterschiedliche Verdünnungsraten in Abhängigkeit des Dieseleinspritzzeitpunkts aufgezeigt. Zunächst sind sowohl bei den NO_x -Emissionen

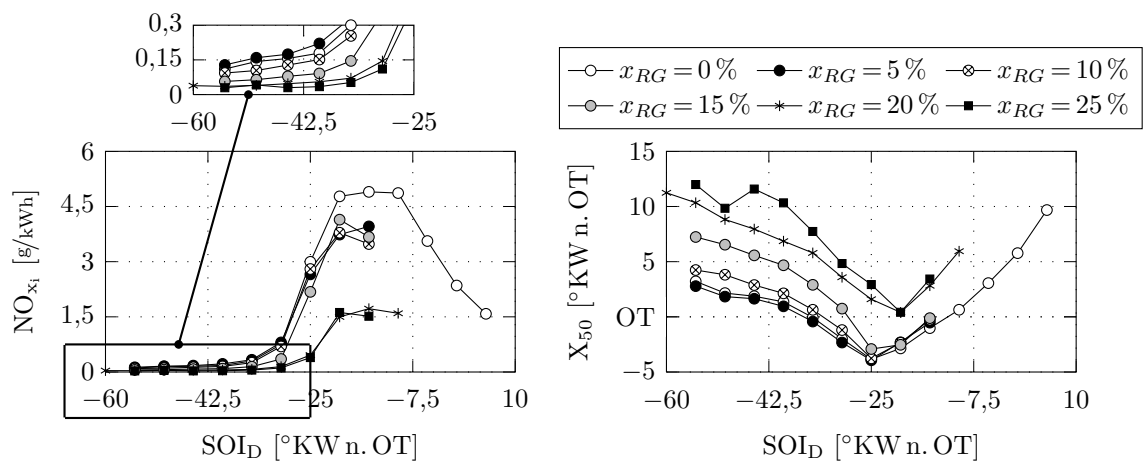


Abbildung 6.44: Verbrennungsschwerpunktlage X_{50} sowie auf die indizierte Leistung bezogene spezifische NO_x -Emissionen für verschiedene AGR-Raten x_{RG} in Abhängigkeit des Zeitpunkts der Dieseleinspritzung SOID , $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10 \text{ bar}$, $n = 1275 \text{ 1/min}$

als auch hinsichtlich der Lage des Verbrennungsschwerpunkts die Auswirkungen der Verdünnung entsprechend der vorangegangenen Untersuchungen gut zu erkennen. Bei früher Dieseleinspritzung wird mit steigender Verdünnung der Verbrennungsschwerpunkt zu späteren Zeitpunkten verschoben und die NO_x -Emissionen sinken. Darüber hinaus wird der Übergang zur geschichteten Dieselerverbrennung von der Verdünnungsraten beeinflusst. Bei geringen AGR-Raten bis $x_{RG} = 15\%$ erfolgt der Übergang zur geschichteten Dieselerverbrennung bereits bei $25^{\circ}\text{KW v. OT}$, wohingegen bei den höheren AGR-Raten der Übergang erst bei $20^{\circ}\text{KW v. OT}$ stattfindet. Besonders auffällig ist hierbei, dass ohne Verdünnung die Zündeinspritzung sehr spät erfolgen kann und die geschichtete Dieselerverbrennung über einen großen Bereich an Einspritzzeitpunkten darstellbar ist. Mit starker Dieselschichtung gleichen sich sowohl die Schwerpunktlagen

als auch die NO_x -Emissionen unabhängig von der AGR-Rate einander an, wobei sich für die hohen und die geringen Verdünnungsraten unterschiedliche Niveaus einstellen. Mit hohen Verdünnungsraten sind die NO_x -Emissionen nur halb so hoch wie bei den geringeren AGR-Raten. Dies lässt auf erheblich geringere Verbrennungstemperaturen schließen.

Die Betrachtung der Motorbelastung in Abbildung 6.45 ergibt ein ähnliches Bild. Bei vorgemischter Dieselverbrennung ist der Einfluss der Verdünnung nahezu linear und mit zunehmender AGR-Rate nimmt die Motorbelastung sowohl hinsichtlich der maximalen Druckanstiegsraten als auch hinsichtlich der mittleren Klopfamplituden kontinuierlich ab. Erst bei geschichteter Dieselverbrennung gleichen sich die Werte der einzelnen Verdünnungsraten an. Das unterschiedliche Verhalten für die höheren und für die geringeren Verdünnungsraten, das bereits bei den Emissionen und der Umsatzzwerpunktage zu beobachten war, ist auch bei der Motorbelastung zu erkennen. Ab AGR-Raten größer als $x_{RG} = 15\%$ sinkt die Motorbelastung mit der Verdünnungsraten überproportional ab, sodass zur Ausweitung des Motorbetriebs hin zu höheren Lasten in jedem Fall ausreichend hohe AGR-Raten sichergestellt werden sollten.

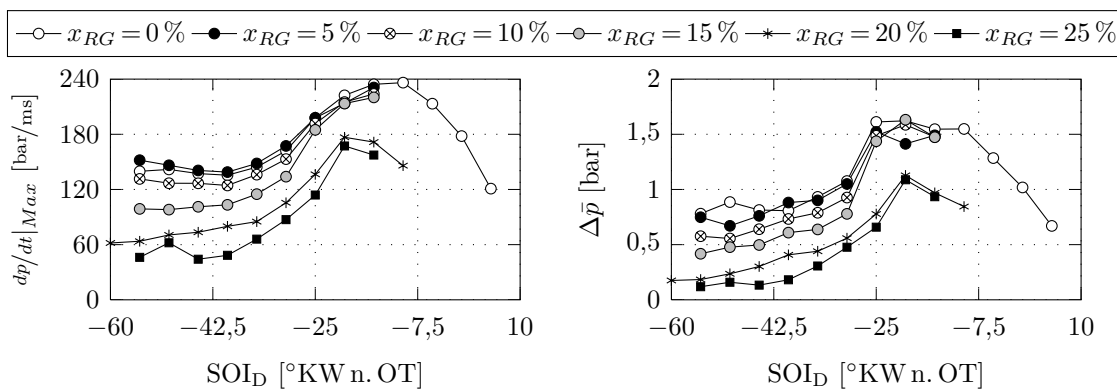


Abbildung 6.45: Mittlere Klopfamplitude $\Delta\bar{p}$ und maximale Druckanstiegsraten $dp/dt|_{Max}$ für verschiedene AGR-Raten x_{RG} in Abhängigkeit des Zeitpunkts der Dieseleinspritzung SOI_D , $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10$ bar, $n = 1275$ 1/min

6.6 Einfluss der ottomotorischen Gemischbildung

Die vorangegangenen Untersuchungen haben die Bedeutung der dieselmotorischen Gemischbildung für den Dual-Fuel-Betrieb verdeutlicht. Im Folgenden soll nun gezeigt werden, inwieweit auch die ottomotorische Gemischbildung Auswirkungen auf die kombinierte Verbrennung von Diesel und Benzin hat. Hierzu werden Untersuchungen sowohl mit Saugrohr- als auch mit Benzindirekteinspritzung durchgeführt.

6.6.1 Untersuchungen zur Saugrohrein-spritzung

Die bisherigen Untersuchungen wurden alle mit Saugrohrein-spritzung und stets gleichem Einspritzbeginn durchgeführt. Verwendet wurden hierzu zwei Injektoren vom Typ Bosch EV 6, welche in einem Abstand von ca. 40 cm vor den Einlassventilen angebracht sind. Zusätzlich können bei Motor II aber auch Injektoren vom Typ Bosch EV 14, die unmittelbar vor den Einlassventilen angeordnet sind, verwendet werden (vgl. Kapitel 4). Aufgrund der geringen Einspritzdrücke überwiegen bei Saugrohrein-spritzung generell die Effekte der Einlassströmung auf die Gemischaufbereitung, sodass für diese Untersuchungen der Einfluss der unterschiedlichen Ventiltypen im Vergleich zum Einfluss der unterschiedlichen Ventilposition vernachlässigt werden kann.

Abbildung 6.46 zeigt für beide Ventilpositionen die Ruß- sowie die auf die indizierte Leistung bezogenen HC-Emissionen in Abhängigkeit des Einspritzendes der Saugrohrein-spritzung. Außerdem ist die auf den Maximalhub normierte Ventilerhebungskurve der Einlassventile dargestellt. Mit einer Last von $p_{mi} = 10$ bar bei einer Drehzahl von $n = 1275$ $1/\text{min}$ und einer AGR-Rate von $x_{RG} = 20$ % entspricht der Betriebspunkt dem der Untersuchungen zur dieselmotorischen Gemischbildung in Kapitel 6.2. Die Zünd-einspritzung erfolgt bei 50°KW v. OT . Die Dauer der Saugrohrein-spritzung beträgt für die EV 14-Ventile $73,5^\circ\text{KW}$ und für die EV 6-Ventile 115°KW . Die übrigen Einstelldaten sind Tabelle 6.2 zu entnehmen.

Für die einlassferne Ventilposition ist weder ein Einfluss des Einspritzendes auf die Ruß- noch auf die HC-Emissionen zu erkennen. Die Gemischbildung im Saugrohr und die Verbrennung laufen weitgehend entkoppelt ab. Im Gegensatz dazu ergibt sich bei der Injektorposition direkt vor den Einlassventilen ein deutlicher Anstieg der Emissionswerte, sobald das Einspritzende bei geöffnetem Einlassventil zu liegen kommt.

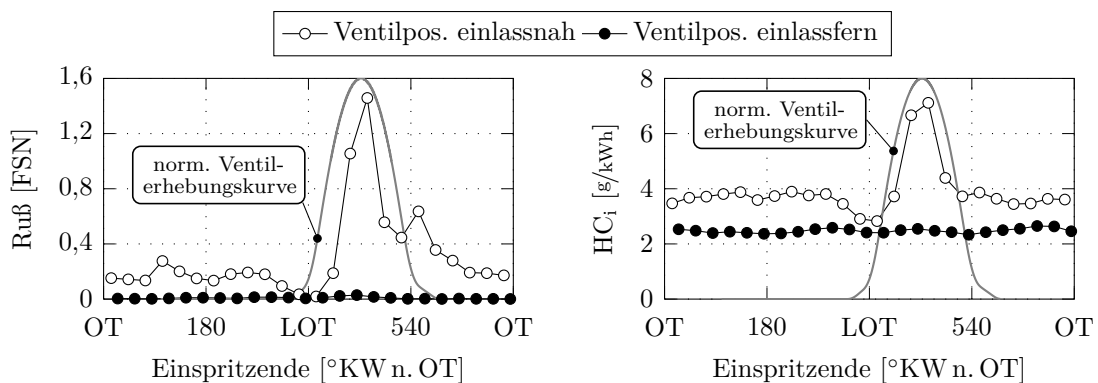


Abbildung 6.46: Ruß- und auf die indizierte Leistung bezogene spezifische HC-Emissionen in Abhängigkeit des Einspritzendes der Saugrohrein-spritzung, $\text{SOI}_D = 50^\circ\text{KW v. OT}$, $\chi_B = 0,95$, $x_{RG} = 20$ %, $p_{mi} = 10$ bar, $n = 1275$ $1/\text{min}$

Die Maximalwerte sowohl für Ruß als auch für die unverbrannten Kohlenwasserstoffe ergeben sich bei voll geöffnetem Einlassventil. Es ist anzunehmen, dass in diesem Fall flüssiger Kraftstoff in Form großer Tropfen in den Brennraum gelangt und dort nur langsam verdampft. Die generell höheren Emissionswerte der einlassnahen Ventilposition legen außerdem den Schluss nahe, dass bei dieser Ventilposition besonders bei vorgelagerter Einspritzung ein Wandfilm aufgebaut wird, der bis zum Öffnen der Einlassventile nur ungenügend abdampft. Aufgrund des großen Abstands zwischen Injektor und Einlassventil kann bei der einlassfernen Ventilposition der Wandfilm unabhängig von den Steuerzeiten vollständig abdampfen. Flüssiger Kraftstoff kann dann nicht bis in den Brennraum gelangen und das Einspritzende hat keine Auswirkungen auf die Rußemissionen. Insgesamt stehen bei der einlassnahen Ventilposition den erhöhten Emissionswerten geringere zyklische Schwankungen und ein potentiell besseres Ansprechverhalten im transienten Betrieb gegenüber.

6.6.2 Untersuchungen zur Benzindirekteinspritzung

Um das Potenzial der Benzindirekteinspritzung für das Dual-Fuel-Brennverfahren zu bestimmen, bietet Motor II die Möglichkeit zur Adaption eines Hochdruckinjektors (vgl. Abbildung 4.3). Für die im Folgenden vorgestellten Untersuchungen kommt ein Drallinjektor vom Typ Bosch HDEV 1 zum Einsatz, der serienmäßig in Pkw-Motoren der FSI-Reihe von VW verbaut ist. Als Betriebspunkt wird erneut $p_{mi} = 10$ bar bei $n = 1275$ 1/min gewählt (vgl. Tabelle 6.2). Während der Einspritzbeginn des Ottokraftstoffs SOI_{BDE} variiert wird, bleibt der Zeitpunkt der Dieseleinspritzung zunächst unverändert und wird auf einen Wert von $SOI_D = 50^\circ$ KW v. OT eingestellt. Bei einem Einspritzdruck von 145 bar beträgt die Einspritzdauer der Benzineinspritzung rund 52° KW. Die Untersuchungen werden sowohl mit einer AGR-Rate von $x_{RG} = 10\%$ als auch mit $x_{RG} = 20\%$ durchgeführt.

Der Einfluss des Zeitpunkts der Benzineinspritzung auf die Emissionen, den Wirkungsgrad und die zyklischen Schwankungen ist in Abbildung 6.47 dargestellt. Für beide AGR-Raten sind ähnliche Abhängigkeiten zu erkennen. Liegt der Einspritzbeginn kurz nach dem oberen Totpunkt des Ladungswechsels, trifft flüssiger Kraftstoff auf den Kolben und es kommt zu sehr hohen Rußemissionen. Erfolgt die Einspritzung später, nimmt die Kolbenbenetzung ab und sowohl die Ruß- als auch die HC-Emissionen sinken. Ab einem Einspritzbeginn von $SOI_{BDE} = 60^\circ$ KW n. LOT ist kein weiteres Absinken der Rußemissionen mit der Spätverstellung des Einspritzbeginns mehr zu verzeichnen. Wenn die Kolbenbenetzung vermieden wird, nimmt eine größere Menge Kraftstoff an der Verbrennung teil und die dann höheren Temperaturen führen zu steigenden NO_x -Emissionen. Erfolgt die Einspritzung allerdings zu spät, verschlechtert sich aufgrund der geringen zur Verfügung stehenden Zeit die Gemischbildung und die Verbrennung läuft unvollständig ab. Die NO_x -Emissionen sinken, während die

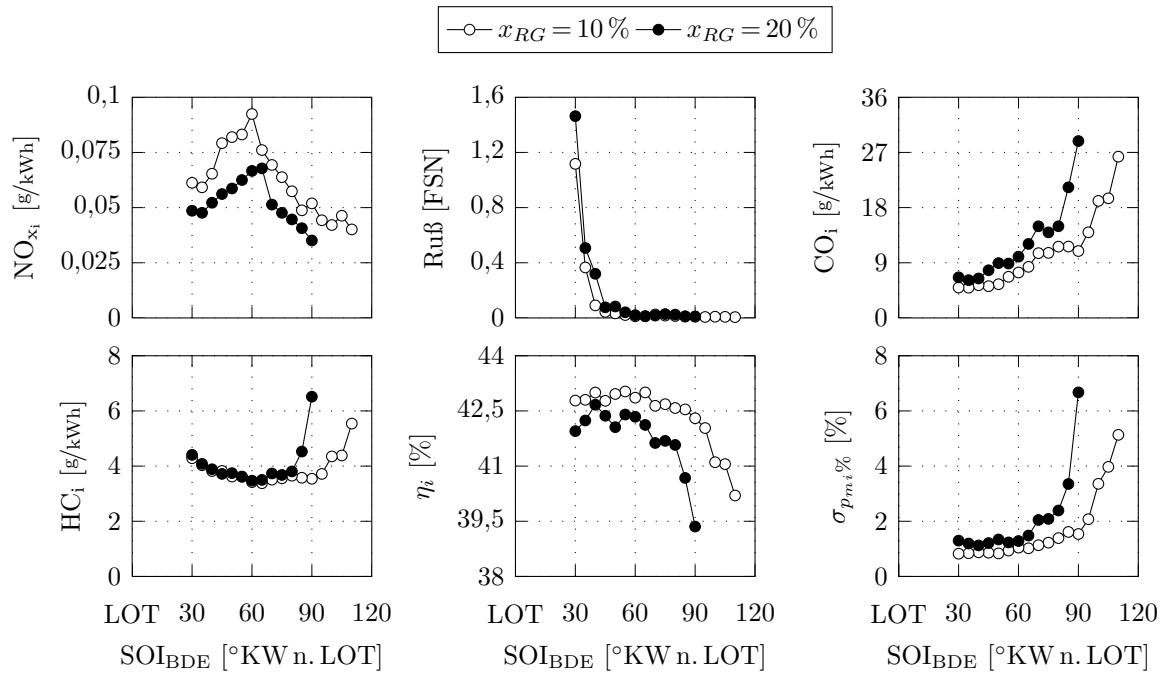


Abbildung 6.47: Auf die indizierte Leistung bezogene spezifische Emissionen sowie indizierter Wirkungsgrad η_i und auf den Mittelwert bezogene Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks $\sigma_{p_{mi}}$ in Abhängigkeit des Einspritzbeginns der Benzindirekteinspritzung SOI_{BDE}, $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10$ bar, $n = 1275$ 1/min

HC- und CO-Emissionen schnell ansteigen. Wie Abbildung 6.47 weiterhin zeigt, nehmen mit spät verlagertem Einspritzung auch die zyklischen Schwankungen zu und der Wirkungsgrad sinkt. Bei sehr später Einspritzung ist schließlich aufgrund zahlreicher Verbrennungsaussetzer kein zuverlässiger Motorbetrieb mehr möglich.

Auch bei Betrachtung der Motorbelastung in Abbildung 6.48 wird der Einfluss der ottomotorischen Gemischbildung auf den Verbrennungsablauf deutlich. Wird der Zeitpunkt der Benzineinspritzung, ausgehend vom oberen Totpunkt, sukzessive nach spät verstellt, steigen sowohl die Druckanstiegsraten als auch die mittleren Klopfamplituden und die Anzahl an Arbeitsspielen mit einer Klopfamplitude größer als 1 bar zunächst an. Erfolgt die Einspritzung schließlich so spät, dass die Gemischbildung nur noch unzureichend abläuft, wird die Verbrennung verzögert und die Motorbelastung sinkt wieder.

Beim Dual-Fuel-Betrieb mit Benzindirekteinspritzung sind offensichtlich zwei gegenläufige Effekte entscheidend für den Ablauf der Verbrennung. Erfolgt die Benzineinspritzung kurz nach dem oberen Totpunkt, trifft flüssiger Kraftstoff auf den Kolben und die Gemischaufbereitung ist dementsprechend schlecht wodurch sich hohe Ruß-

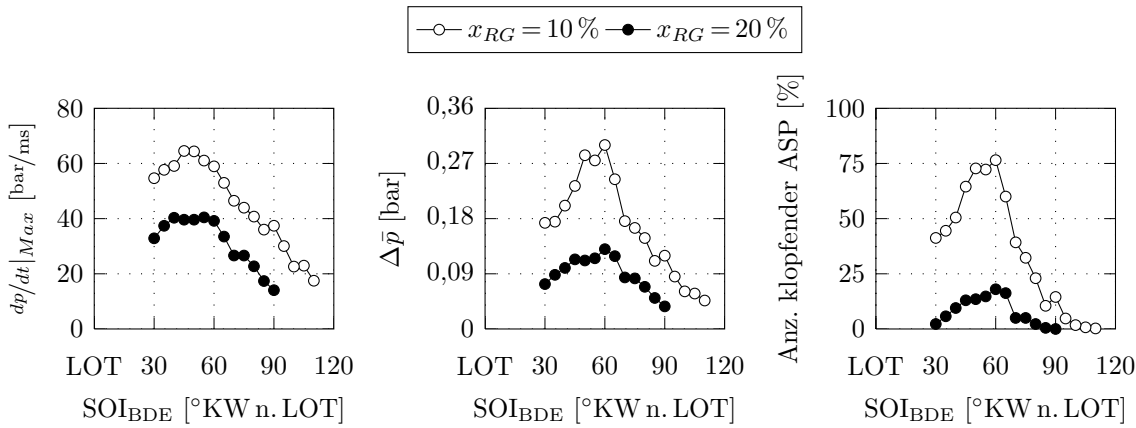


Abbildung 6.48: Mittlere Klopfamplitude $\Delta\bar{p}$, maximale Druckanstiegsrate $dp/dt|_{Max}$ und Anzahl an Arbeitsspielen mit Klopfamplituden über 1 bar in Abhängigkeit des Einspritzbeginns der Benzindirekteinspritzung SOI_{BDE} für unterschiedliche AGR-Raten x_{RG} , $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10$ bar, $n = 1275$ 1/min

emissionen ergeben. Wird der Einspritzbeginn zu späteren Zeitpunkten verschoben, nimmt einerseits die Kolbenbenetzung ab, gleichzeitig sinkt aber auch die Zeit, die zur Gemischaufbereitung zur Verfügung steht, was ein weniger homogenes Benzin-Luft-Gemisch zur Folge hat. Die Verbrennung läuft dann nur noch unvollständig ab und die Emissionen an Produkten unvollständiger Verbrennung steigen stark an. Weiter verstärkt wird diese Problematik durch den geringen Durchfluss des Hochdruckinjektors. Bei dem verwendeten Einspritzventil handelt es sich um einen Pkw-Injektor, dessen Durchfluss nicht auf die großen Einspritzmengen des für diese Untersuchungen verwendeten Einzylindermotors ausgelegt ist. Es ergeben sich damit teilweise sehr lange Einspritzdauern, die zwangsläufig zu einer vergleichsweise schlechten Gemischbildung führen. Erste Untersuchungen mit einem Mehrlochventil mit größerem Durchfluss zeigten ein prinzipiell ähnliches Verhalten wie oben dargestellt, allerdings konnte die Einspritzdauer verkürzt und die Gemischbildung und damit der Motorlauf insgesamt verbessert werden.

Die Untersuchungen zur Ladungsverdünnung in Kapitel 6.5 haben gezeigt, dass mit zunehmender AGR-Rate die Verbrennung zu späten Zeitpunkten verschoben wird und die Verbrennungstemperaturen sowie die Motorbelastung sinken. Auch bei Benzindirekteinspritzung ist dieser Effekt erkennbar. Erwartungsgemäß sind die Motorbelastung und die NO_x -Emissionen mit geringerer AGR-Rate höher, während die HC-, CO- und Rußemissionen absinken. Infolge der verringerten Verdünnung mit Inertgas und dem höheren Temperaturniveau kann bei niedrigerer AGR-Rate die Benzineinspritzung deutlich später erfolgen, ohne dass die Verbrennung merklich schlechter abläuft. Insgesamt hat die Absenkung der AGR-Rate positive Auswirkungen auf die Gemischbildung und damit auf die Verbrennung, sodass sich durchweg geringere zyklische Schwankungen und ein höherer Wirkungsgrad ergeben.

Der direkte Vergleich zwischen Saugrohr- und Direkteinspritzung ist in Abbildung 6.49 gegeben. Dargestellt sind die auf die indizierte Leistung bezogenen spezifischen Emissionen, die zyklischen Schwankungen und der indizierte Wirkungsgrad in Abhängigkeit des Einspritzbeginns der Zündinspritzung. Der Vergleich wird bei Saugrohreinspritzung mit einer AGR-Rate von $x_{RG} = 20\%$ und bei Benzindirekteinspritzung mit einer AGR-Rate von $x_{RG} = 10\%$ bzw. 20% durchgeführt. Die Einspritzung des Ottokraftstoffs erfolgt im Falle der Direkteinspritzung bei $\text{SOI}_{\text{BDE}} = 45^\circ\text{KW n. LOT}$. Für die Saugrohreinspritzung wird die einlassferne Ventilposition verwendet. Für beide Ge-

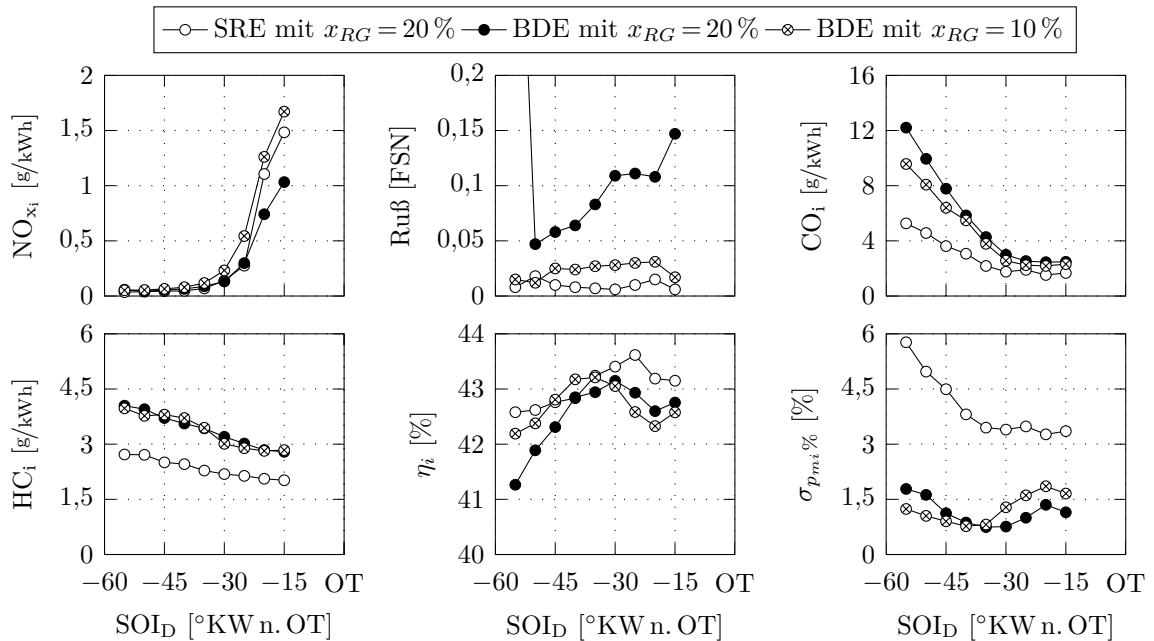


Abbildung 6.49: Auf die indizierte Leistung bezogene spezifische Emissionen sowie indizierter Wirkungsgrad η_i und auf den Mittelwert bezogene Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks $\sigma_{p_{mi}}$ in Abhängigkeit des Zeitpunkts der Dieseleinspritzung SOI_D für Benzindirekt- und Saugrohreinspritzung, $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10 \text{ bar}$, $n = 1275 \text{ 1/min}$

mischbildungsvarianten ergeben sich unabhängig von der AGR-Rate die bekannten Verläufe. Mit später Zündinspritzung steigen die NO_x -Emissionen stark an, wohingegen die HC- und CO-Emissionen sinken. Bei der Benzindirekteinspritzung ist abweichend von den bisherigen Ergebnissen ein Einfluss des Dieseleinspritzbeginns auf die Rußemissionen zu verzeichnen. Mit Spätverstellung der Zündinspritzung steigen die Verbrennungstemperaturen und begünstigen damit die Rußentstehung bei der mit der Direkteinspritzung verbundenen schlechteren Gemischbildung. Wird die AGR-Rate auf 10% abgesenkt, werden auch mit Direkteinspritzung Rußzahlen erreicht, die nur geringfügig über denen der Saugrohreinspritzung liegen. Insgesamt spiegeln die Emissionswerte die schlechtere Gemischbildung bei der Benzindirekteinspritzung wieder. Die

Ruß-, HC- und CO-Emissionen sind bei direkt eingespritztem Benzin stets höher als bei Saugrohreinspritzung. Bei geschichteter Dieselerverbrennung und gleicher AGR-Rate bewirken die aufgrund der schlechteren Gemischbildung niedrigeren Verbrennungstemperaturen geringere NO_x -Emissionen. Wird die AGR-Rate hingegen abgesenkt, ergeben sich auch für die Benzindirekteinspritzung Emissionswerte auf dem Niveau der Saugrohreinspritzung. Neben dem höheren Ausstoß an Produkten unvollständiger Verbrennung schlägt sich die schlechtere Gemischbildung in geringeren Wirkungsgraden nieder. Hier gilt aber erneut, dass durch die Verringerung der AGR-Rate eine Verbesserung erzielt werden kann. Deutliche Vorteile für die Direkteinspritzung ergeben sich hinsichtlich der Laufruhe. Die auf den Mittelwert bezogene Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks liegt stets unter 2% und unterschreitet damit deutlich die Werte der Saugrohreinspritzung. Bei Saugrohreinspritzung und besonders bei einlassferner Ventilposition kann aufgrund der Wandfilmbildung nicht davon ausgegangen werden, dass bei jedem Zyklus die exakt gleiche Menge an Kraftstoff in den Brennraum gelangt. Die zyklischen Schwankungen können damit beim Dual-Fuel-Betrieb maßgeblich auf Schwankungen in der zugeführten Kraftstoffmasse, welche bei der Benzindirekteinspritzung geringer sind, zurückgeführt werden.

Neben den geringeren zyklischen Schwankungen ergibt sich mit Benzindirekteinspritzung auch eine gesunkene Motorbelastung. Abbildung 6.50 zeigt hierzu für die innere und äußere Gemischbildung die mittlere Klopfamplitude, die maximale Druckanstiegsrate sowie die Anzahl an Arbeitsspielen mit Klopfamplituden größer als 1 bar. Bei vorgemischter Dieselerverbrennung liegen die Werte sowohl für die Klopfamplitude als auch für die Druckanstiegsrate und die Anzahl klopfender Arbeitsspiele bei Benzindirekteinspritzung stets unter den Werten der Saugrohreinspritzung. Erst bei geschichte-

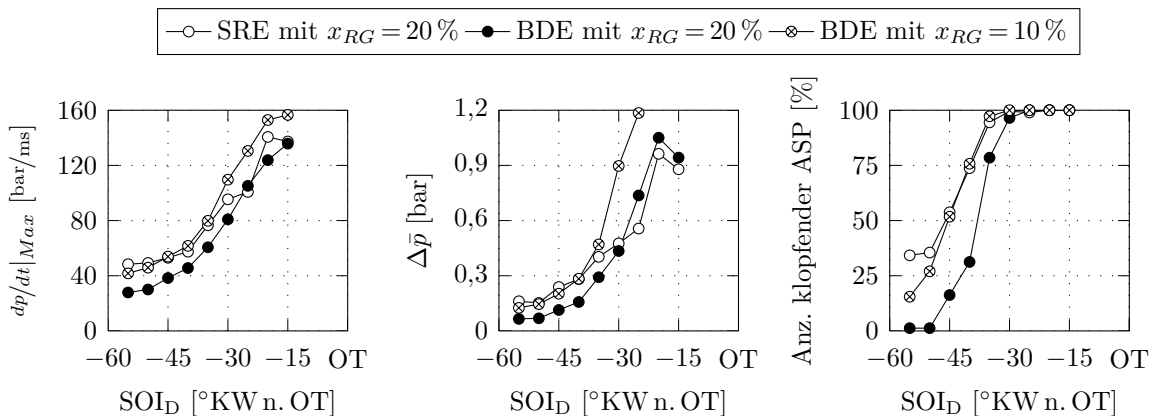


Abbildung 6.50: Mittlere Klopfamplitude $\Delta\bar{p}$, maximale Druckanstiegsrate $dp/dt|_{Max}$ und Anzahl an Arbeitsspielen mit Klopfamplituden über 1 bar in Abhängigkeit des Zeitpunkts der Dieseleinspritzung SOI_D für Benzindirekt- und Saugrohreinspritzung, $\chi_B = 0,95$, $p_{mi} = 10 \text{ bar}$, $n = 1275 \text{ 1/min}$

ter Dieselerbrennung ergibt sich mit Direkteinspritzung eine höhere Motorbelastung. Die schlechtere Homogenisierung des Grundgemischs verstärkt dann die ohnehin schon hohe Klopfneigung. Bei einer AGR-Rate von $x_{RG} = 10\%$ wird dieser Effekt durch die mangelnde Verdünnung verstärkt und das Niveau der Motorbelastung liegt deutlich über dem der Saugrohreinspritzung.

Wie der Vergleich zeigt, ergibt sich bei Benzindirekteinspritzung und vorgemischter Dieselerbrennung ein auf die Hälfte gesunkener AGR-Bedarf, um die Motorbelastung im selben Maße zu reduzieren wie bei Saugrohreinspritzung. Wird der Wirkungsgradnachteil bei später Benzineinspritzung in Kauf genommen, kann die notwendige AGR-Rate noch weiter gesenkt und damit zusätzliches Potenzial zur Steigerung der Last geschaffen werden. Allerdings sind die verwendeten Injektoren nur bedingt geeignet hohe Lasten darzustellen. Der für Pkw-Motoren ausgelegte Durchfluss begrenzt die maximal mögliche Kraftstoffmenge. Außerdem sind die Injektoren bei hohen Lasten thermisch stark beansprucht, sodass es zu Fehlfunktionen kommen kann.

6.7 Betrieb im Kennfeld

Die bisher vorgestellten Untersuchungsergebnisse belegen das große Potenzial des Dual-Fuel-Betriebs hinsichtlich der Reduktion des Schadstoffausstoßes bei gleichzeitig hohen Wirkungsgraden und moderater Motorbelastung. Der Großteil der Untersuchungen wurde dabei an einem Betriebspunkt mit einer Last von $p_{mi} = 10$ bar und Drehzahlen zwischen $n = 1175$ $1/\text{min}$ und 1275 $1/\text{min}$ durchgeführt. Die Ergebnisse hinsichtlich Emissionen und Motorbelastung sind für diesen Referenzpunkt in den Abbildungen 6.20 und 6.21 dargestellt. Im Folgenden werden Untersuchungen bei höheren Lasten und Drehzahlen vorgestellt. Abbildung 6.51 gibt einen Überblick der verschiedenen Lastpunkte und der jeweils eingestellten Betriebsparameter. Hinsichtlich der eingestellten AGR-Raten sowie der Lade- und Abgasgegendrücke werden die Werte von einem parallel betriebenen Vollmotor übernommen. Auf Basis dieser Einstelldaten wird die Last soweit gesteigert, dass der zulässige Spitzendruck des Motors von 235 bar nicht überschritten wird und zu jeder Zeit ein schadensfreier Betrieb des Einzylindermotors sichergestellt ist.

Eine besondere Optimierung der Betriebsparameter hinsichtlich höherer Wirkungsgrade oder geringerer Motorbelastung wird nicht vorgenommen. Zum Einsatz kommt Motor I, wobei das Grundgemisch mittels der einlassfern angeordneten Saugrohrinjektoren erzeugt wird. Die Zündeinspritzung erfolgt jeweils mit einem Einspritzdruck von 1200 bar und einer Düse mit acht Spritzlöchern sowie einem Spritzlochdurchmesser von je 0,1 mm.

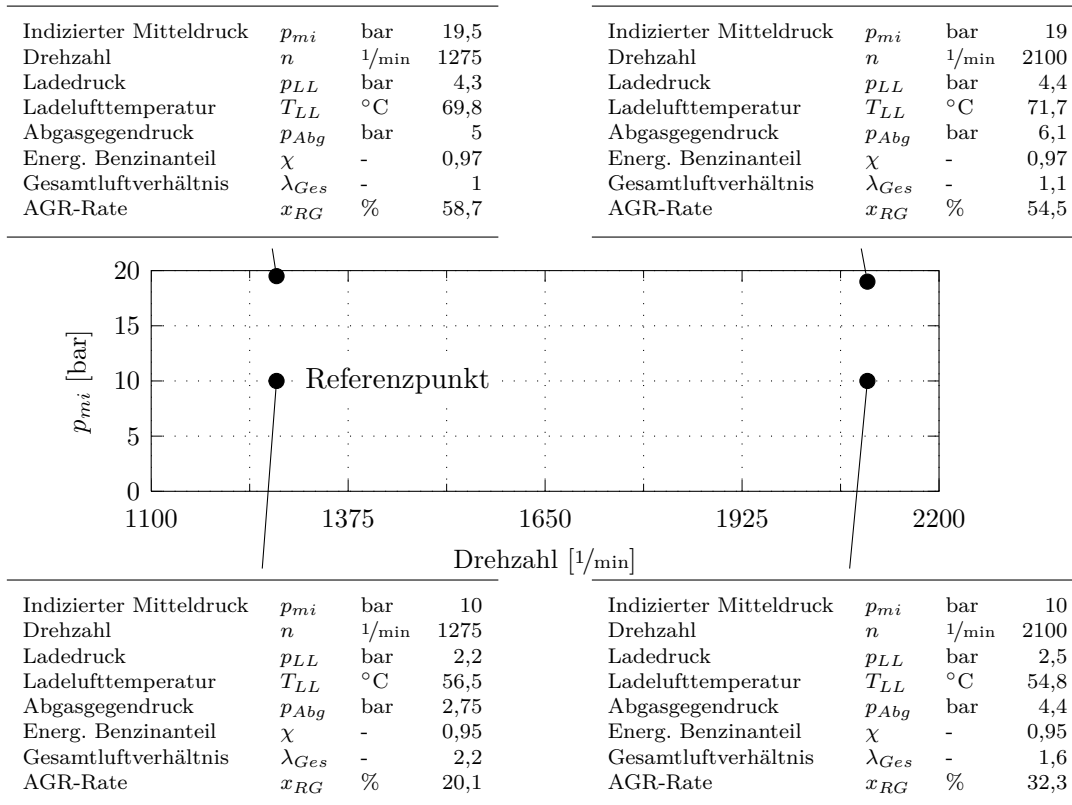


Abbildung 6.51: Im Dual-Fuel-Betrieb dargestellte Lastpunkte

$p_{mi} = 10 \text{ bar}$ bei $n = 2100 \text{ 1/min}$ Für diesen Betriebspunkt sind die motorischen Kenngrößen, wie die Umsatzzwerpunktage oder die spezifischen Emissionen, in Abbildung 6.52 dargestellt. Auch bei der höheren Drehzahl ergibt sich im Vergleich zu den Untersuchungen am Referenzpunkt eine ähnliche Abhängigkeit des Verbrennungsablaufs vom Einspritzzeitpunkt des Dieseldieselkraftstoffs. Die unterschiedlichen, in Kapitel 5 beschriebenen Verbrennungsregime lassen sich auch hier gut erkennen. Bei später Zündeinspritzung folgt der Verbrennungsschwerpunkt zunächst der Dieseleinspritzung. Wird der Einspritzzeitpunkt schließlich zu frühen Zeitpunkten verschoben, erfolgt der Übergang zur vorgemischten Dieseldieselverbrennung. Die zur Gemischbildung und Zündung notwendige Zeit hängt nur mittelbar, beispielsweise durch ein verändertes Turbulenzniveau, von der Drehzahl ab. Dementsprechend muss die Dieseleinspritzung früher erfolgen, soll die Verbrennung die selbe Charakteristik aufweisen wie bei einer geringeren Drehzahl. So kommt bei diesem Betriebspunkt das Ende des Bereichs der geschichteten Dieseldieselverbrennung bei einem Einspritzzeitpunkt von $\text{SOI}_D = 35^\circ \text{KW v. OT}$ zu liegen, während im Referenzpunkt bei $n = 1275 \text{ 1/min}$ der Übergang schon bei $\text{SOI}_D = 20^\circ \text{KW v. OT}$ zu beobachten ist.

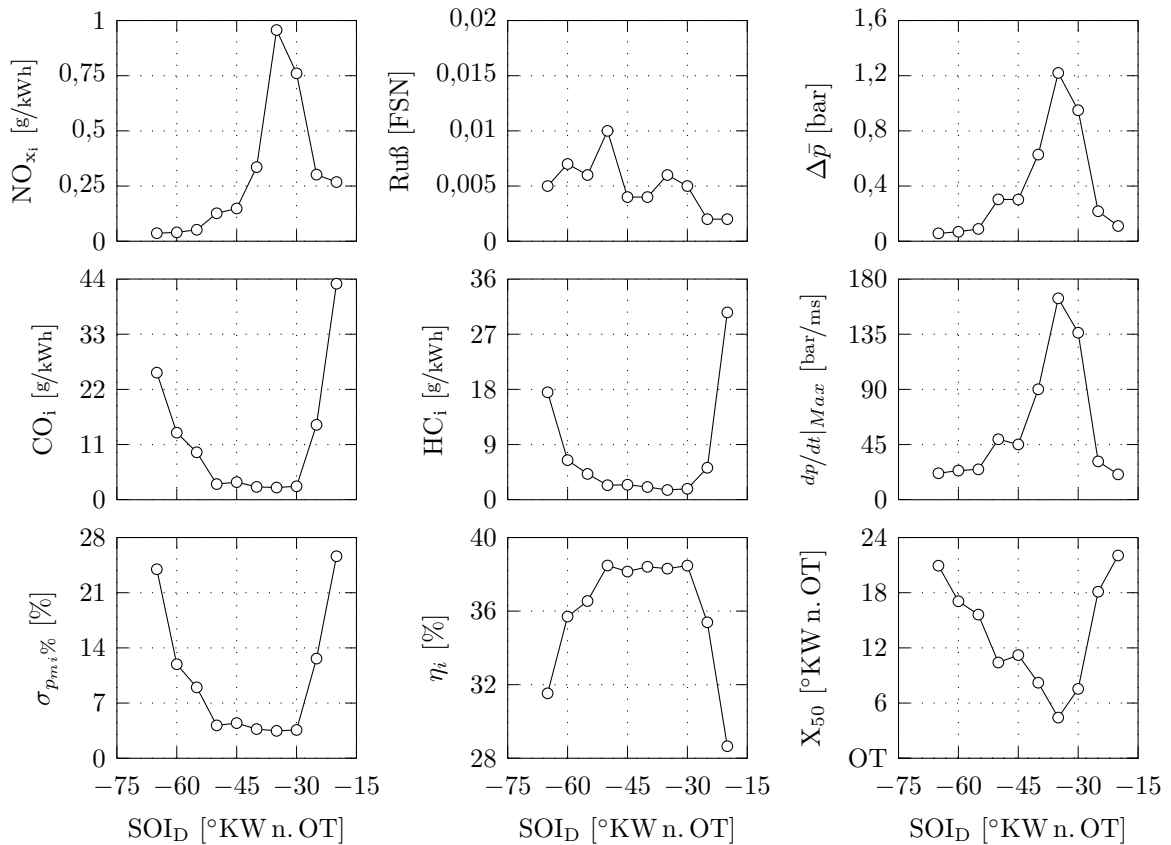


Abbildung 6.52: Motorische Kenngrößen in Abhängigkeit des Zeitpunkts der Dieseleinspritzung SOI_D , $p_{mi} = 10$ bar, $n = 2100$ 1/min

$p_{mi} = 19,5$ bar bei $n = 1275$ 1/min Die motorischen Kenngrößen für den sog. Drückpunkt, einen Betriebspunkt bei mittlerer Drehzahl und hoher Last, sind in Abbildung 6.53 dargestellt. Um die hohe Last von $p_{mi} = 19,5$ bar bei akzeptabler Motorbelastung darstellen zu können, muss eine AGR-Rate von annähernd $x_{RG} = 60\%$ eingestellt werden. Dabei ergibt sich ein stöchiometrisches Luftverhältnis, was bei geringen Schwankungen der AGR-Rate zur Verbrennung unter Luftmangel führen kann und die Ursache für die starken Schwankungen der CO-Emissionen ist. Trotz der für ein kinetisch kontrolliertes Brennverfahren sehr hohen Last sind die Emissionswerte sehr gering und auch die Motorbelastung bleibt weitgehend tolerierbar. Obwohl der Effekt geringer Schwankungen der AGR-Rate enorm ist, kann die Verbrennung durch die Verlagerung der Zündinspritzung beeinflusst werden. Die geringste Motorbelastung ergibt sich bei vollständig homogener Dieselerverbrennung und ist mit nur sehr geringen NO_x - und Rußemissionen verbunden. Bei sehr früher Zündinspritzung nimmt allerdings der Einfluss des Einspritzzeitpunkts auf den Ablauf der Verbrennung ab. Die

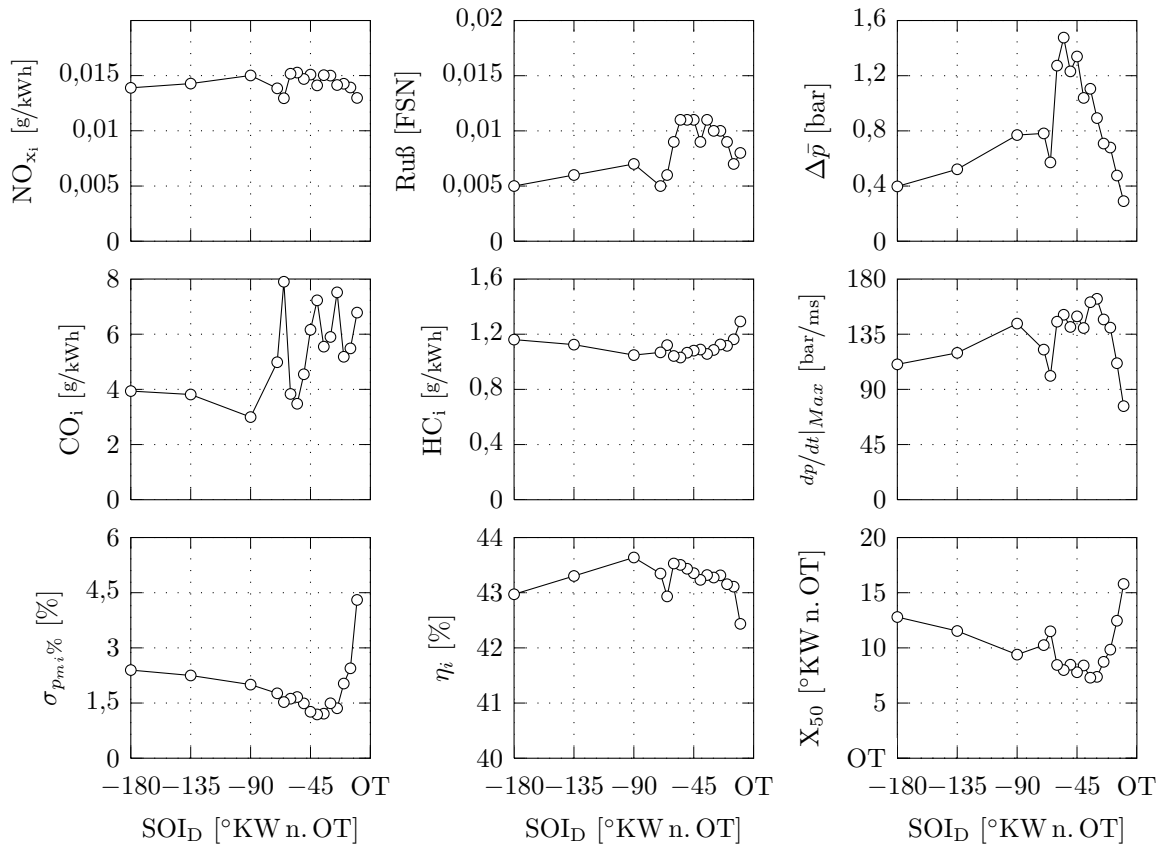


Abbildung 6.53: Motorische Kenngrößen in Abhängigkeit des Zeitpunkts der Dieseleinspritzung SOI_D , $p_{mi} = 19,5$ bar, $n = 1275$ 1/min

Steuerung des Verbrennungsschwerpunkts erfolgt für diesen Lastpunkt daher besser durch die Variation des energetischen Benzinanteils.

$p_{mi} = 19$ bar bei $n = 2100$ 1/min Abbildung 6.54 zeigt die motorischen Kenngrößen am Nennleistungspunkt. Genau wie am Drückpunkt sind mit $x_{RG} = 54,5\%$ auch bei diesem Lastpunkt hohe AGR-Raten notwendig, um die Motorbelastung zu reduzieren. Die Schwankungen der AGR-Rate haben zwar immer noch große Auswirkungen auf die Stabilität der Verbrennung und auf die Motorbelastung, führen aber bedingt durch den leichten Luftüberschuss nicht zu extrem erhöhten CO-Emissionen. Auch bei dieser hohen Last und Drehzahl kann die Verbrennung durch den Zeitpunkt der Dieseleinspritzung beeinflusst werden. Besonders bei sehr später Einspritzung wird die Verbrennung stark verzögert und die HC- und CO-Emissionen steigen deutlich an, während die Motorbelastung sinkt. Der Anstieg der Rußemissionen ist auf die schlechte Rußoxidation bei später Zündeinspritzung zurückzuführen. Insgesamt ist die Motorbelastung sehr hoch und kann nur durch sehr frühe oder sehr späte Dieseleinspritzung

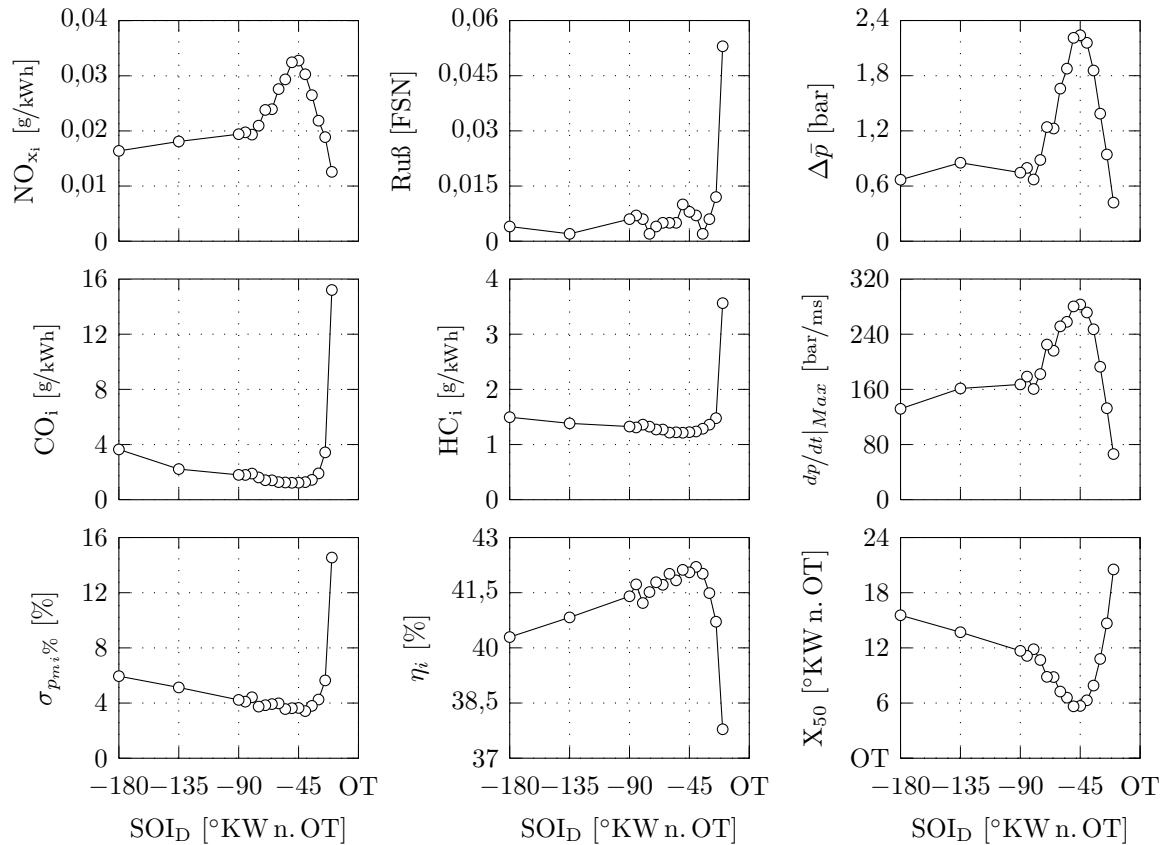


Abbildung 6.54: Motorische Kenngrößen in Abhängigkeit des Zeitpunkts der Dieseleinspritzung SOI_D , $p_{mi} = 19$ bar, $n = 2100$ 1/min

auf ein akzeptables Niveau gesenkt werden. Beide Maßnahmen sind allerdings mit einer Abnahme des Wirkungsgrades verbunden. Zur weiteren Senkung der Motorbelastung können die eingespritzte Dieselmenge reduziert oder die Ladeluft- bzw. die Kühlwassertemperatur abgesenkt werden.

7 Zusammenfassung

Das Hauptaugenmerk moderner Brennverfahrensentwicklung liegt heute vornehmlich auf der Reduzierung der Abgasemissionen bei gleichzeitiger Steigerung der Wirkungsgrade. Kinetisch kontrollierten Brennverfahren mit homogener, stark verdünnter Ladung wird dabei großes Potenzial zugesprochen, den bislang bestehenden Konflikt zwischen hohem Wirkungsgrad und geringen Emissionen zu durchbrechen. Dem breiten Einsatz solcher Brennverfahren steht derzeit noch ein hoher konstruktiver Aufwand gegenüber. Meist erfolgt die Steuerung der Verbrennung mittels variabler Ventiltriebe. Des Weiteren ist der sichere Betrieb bislang nur in einem begrenzten Kennfeldbereich möglich. Vor diesem Hintergrund beschäftigt sich die vorliegende Arbeit mit der kombinierten Verbrennung von Diesel und Benzin. Eine geringe Menge an Dieseldieselkraftstoff wird dabei direkt in den Brennraum eingespritzt, um ein homogenes, stark verdünntes Benzin-Luft-Gemisch zu entzünden.

Auf Basis experimenteller Untersuchungen, die an einem Forschungseinzylindermotor mit externer Aufladung durchgeführt wurden, konnte zunächst die prinzipielle Funktionsweise dieses neuen Dual-Fuel-Brennverfahrens aufgezeigt werden. Ausgehend vom konventionellen Dieselmotorbetrieb wurde bei gleichbleibender Last die eingespritzte Dieselmenge sukzessive reduziert und entsprechend durch Benzin ersetzt. Es zeigte sich, dass die bloße Reduzierung der Dieselmenge allein nicht ausreicht, die Ruß- und NO_x -Emissionen im gewünschten Maße zu senken. Erst mit extremer Frühverlagerung der Dieseleinspritzung bei gleichzeitig geringen Dieselmengen konnten die Emissionswerte drastisch gesenkt werden, so dass auch zukünftig geltende Abgasgrenzwerte weit unterschritten werden.

Im weiteren Verlauf der Untersuchungen wurden maßgebliche Einflussparameter der Dual-Fuel-Verbrennung identifiziert und ihre Auswirkungen bezüglich der Verbrennungsschwerpunktlage sowie der Motorbelastung bewertet. Hierzu wurden zunächst verschiedene Methoden zur Quantifizierung der Motorbelastung aufgrund von klopfender Verbrennung auf repräsentative Messdaten angewendet und hinsichtlich ihrer Aussagekraft beurteilt. Zur thermodynamischen Analyse der Verbrennung wurde außerdem ein Berechnungsmodell für das Dual-Fuel-Brennverfahren erarbeitet und mit Messergebnissen der Zwei-Farben-Methode abgeglichen. Das Analysemodell ist in der Lage die auftretenden, unterschiedlichen Verbrennungsregime auf Basis gemessener Zylinderdruckverläufe abzubilden. Die dabei berechneten Brennraumtemperaturen ent-

sprechen deutlich besser den Verhältnissen der Dual-Fuel-Verbrennung als dies bei herkömmlichen Ein- oder zwei Zonen-Modellen der Fall ist.

Schließlich konnte gezeigt werden, dass der Grad der Vormischung des Dieselkraftstoffs von zentraler Bedeutung für die kombinierte Verbrennung von Diesel und Benzin ist. Bei nahezu vollständiger Vormischung des Dieselkraftstoffs läuft die Verbrennung verzögert ab und die Schwerpunktlage wird zu späten Zeitpunkten hin verschoben. Damit ergeben sich eine geringe Motorbelastung und sehr niedrige Ruß- und NO_x -Emissionen. Liegt der Diesel zu Beginn der Verbrennung jedoch geschichtet vor, beginnt die Kraftstoffumsetzung zunächst in Bereichen mit hoher Dieselskonzentration. Es ergeben sich frühe Verbrennungsschwerpunktlagen mit extremem Klopfen, enormen Druckanstiegsraten sowie hohen NO_x -Emissionen.

Mittels Visualisierung der Dieseleinspritzung und der Verbrennung am gefeuerten Motor konnte unter Bedingungen mit starker Schichtung des Dieselkraftstoffs deutliche Rußbildung im Bereich der Einspritzstrahlen nachgewiesen werden, obgleich der Einspritzvorgang bei einsetzender Verbrennung bereits abgeschlossen war. Bei vollständig vorgemischtem Dieselkraftstoff war hingegen keine Rußbildung zu beobachten.

Insgesamt ist es unerheblich, ob die Vormischung des Dieselkraftstoffs durch frühe Einspritzzeitpunkte, hohe Einspritzdrücke oder kleinere Einspritzlöcher erzielt wird. Unabhängig von Last und Drehzahl kann der Verbrennungsschwerpunkt stets zuverlässig über den Grad der Vormischung des Dieselkraftstoffs gesteuert werden. Am einfachsten geschieht dies mittels der Verstellung des Einspritzzeitpunkts der Dieseleinspritzung. Besonders bei hohen Lasten ist aber auch die Steuerung der Verbrennung über das Verhältnis von Diesel zu Benzin sinnvoll.

Abhängig vom Grad der Vormischung des Dieselkraftstoffs ergeben sich drei unterschiedliche Verbrennungsregime. Bei starker Schichtung des Dieselkraftstoffs kann eine zweistufige Verbrennung beobachtet werden, bei der zunächst die Bereiche mit hoher Dieselskonzentration verbrennen. Mit zunehmender Vormischung des Diesels werden die Bereiche mit hoher Dieselskonzentration stetig kleiner und der zweistufige Charakter der Verbrennung nimmt ab. Der Brennverlauf zeigt einen sanften Übergang von der Dieselerverbrennung zur schnellen Hauptverbrennung des homogenen Ottogrundgemischs. Bei vollständig vorgemischtem Diesel lässt die Form des Brennverlaufs darauf schließen, dass die gesamte Zylinderladung eine ähnliche Neigung zur Selbstzündung aufweist, und dass die Verbrennung in allen Brennraumbereichen nahezu simultan einsetzt.

Weiterhin konnte der Einfluss der Ladelufttemperatur aufgezeigt werden. Mit steigender Temperatur wird die Verbrennung nach früh verschoben und die Motorbelastung sowie die NO_x -Emissionen steigen. Ein ähnliches Verhalten ergibt sich bei entsprechender Variation der Kühlwassertemperatur. Die starke Abhängigkeit des Verbren-

nungsprozesses von den äußeren Randbedingungen, besonders der Temperatur, zeigt deutlich den kinetisch kontrollierten Charakter des Brennverfahrens.

Um das Lastpotenzial des Dual-Fuel-Verfahrens darzulegen, wurden verschiedene Strategien zur Ladungsverdünnung verglichen: Ladungsverdünnung mit zusätzlicher Luft, Ladungsverdünnung mit zusätzlichem extern zugeführtem Abgas sowie die Verdünnung mit Abgas bei konstanter Zylinderfüllung. Es zeigte sich, dass mittels Verdünnung der Ladung mit Abgas und konstanter Zylinderfüllung die Klopfintensität sowie die Druckanstiegsraten am effektivsten reduziert werden konnten. Bedingt durch die geringeren benötigten Ladedrücke bleibt bei dieser Art der Ladungsverdünnung außerdem noch erhebliches Potenzial zur Steigerung der Last.

Das Lastpotenzial wurde schließlich an verschiedenen Punkten im Kennfeld aufgezeigt. Bei einer Drehzahl von 2100 1/min konnte beispielsweise eine Last von $p_{mi}=19 \text{ bar}$ mit Schwärzungszahlen an der Nachweisgrenze sowie indizierten NO_x -Emissionen unter $0,04 \text{ g/kWh}$ dargestellt werden.

Literaturverzeichnis

- [1] **Adolph N.:** *Messung des Klopfens an Ottomotoren*, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 1984.
- [2] **Amnéus P., Mauss F., Kraft M., Vresser A. und Johansson B.:** *NO_x and N₂O formation in HCCI engines*, SAE Technical Paper 2005-01-0126, 2005.
- [3] **Aronsson U., Andersson Ö., Egnell R., Miles P.C. und Ekoto I.W.:** *Influence of Spray-Target and Squish Height on Sources of CO and UHC in a HSDI Diesel Engine During PPCI Low-Temperature Combustion*, SAE Technical Paper 2009-01-2810, 2009.
- [4] **Richard van Basshuysen H.:** *Lexikon Motorentchnik: der Verbrennungsmotor von A - Z*, Vieweg, Wiesbaden, 2004.
- [5] **Baumgarten C.:** *Mixture formation in internal combustion engines*, Springer, Berlin, 2006.
- [6] **Beck N.J., Barkhimer R.L., Johnson W.P., Wong H.C. und Gebert K.:** *Evolution of Heavy Duty Natural Gas Engines - Stoichiometric, Carbureted and Spark Ignited to Lean Burn, Fuel Injected and Micro-Pilot*, SAE Technical Paper 972665, 1997.
- [7] **Beran R., Baufeld T., Ludu A. und Almer W.:** *Entwicklung eines Micro-Pilot Gasmotors zur Erreichung höchster Wirkungsgrade auch bei kleineren Bohrungsgrößen*, 4. Dessauer Gasmotoren-Konferenz, 2005.
- [8] **Berner H.J., Chiodi M. und Bargende M.:** *Berücksichtigung der Kalorik des Kraftstoffes Erdgas in der Prozessrechnung*, Der Arbeitsprozess der Verbrennungsmotors, 2003.
- [9] **Birkigt A., Beckmann L., Jördens C., Michels K., Theobald J., Wensing M., Seeger T. und Gao Y.:** *Messmethoden zur Analyse von Verbrennungsvorgängen in hoch aufgeladenen Ottomotoren*, in *Ottomotorisches Klopfen – Irreguläre Verbrennung*, 2010.
- [10] **Block B.:** *Untersuchung von Möglichkeiten und Grenzen optischer Meßtechniken zur Temperaturbestimmung in Verbrennungsmotoren*, Dissertation, Universität Hannover, 1997.

- [11] **Bockhorn H.:** *Soot formation in combustion: mechanisms and models*, Springer series in chemical physics, Band 59, Springer, Berlin, Heidelberg, 1994.
- [12] **Bradley D., Morely C., Gu X.J. und Emerson D.R.:** *Amplified Pressure Waves During Autoignition: Relevance to CAI Engines*, SAE Technical Paper 2002-01-2868, 2002.
- [13] **Brettschneider J.:** *Berechnung des Luftverhältnisses λ von Luft-Kraftstoff-Gemischen und des Einflusses von Messfehlern auf λ* , Bosch Technische Berichte, Band 6:177–186, 1979.
- [14] **Bruch J.:** *Dieselpartikelemissionen, ihr toxisches Potential und die Bedeutung von Schwellenwerten für eine Risikoabschätzung*, 26. Internationales Wiener Motoren-symposium, 2005.
- [15] **Bäuerle B.:** *Untersuchung der zeitlichen Entwicklung von Klopfzentren im Endgas eines Zweitakt-Ottomotors mittels zweidimensionaler laserinduzierter Fluoreszenz von Formaldehyd*, Dissertation, Universität Stuttgart, 2000.
- [16] **Burcat A. und Ruscic B.:** *Third Millennium Ideal Gas and Condensed Phase Thermochemical Database for Combustion with Updates from Active Thermochemical Tables*, Technischer Bericht, Argonne National Laboratory und Technion Israel Institut of Technology, 2005.
- [17] **Burger W. und Burge M.J.:** *Digitale Bildverarbeitung: eine Einführung mit Java und ImageJ; mit 16 Tabellen*, Springer, Berlin, 2. Auflage, 2006.
- [18] **Buri S.:** *Untersuchungen des Potenzials von Einspritzdrücken bis 1000 bar in einem Ottomotor mit Direkteinspritzung und strahlgeführtem Brennverfahren*, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2011.
- [19] **Burnt M.F.J., Pond C.R. und Biundo J.:** *Gasoline Engine Knock Analysis using Cylinder Pressure Data*, SAE Technical Paper 980896, 1998.
- [20] **Cavina N., Corti E., Minelli G., Moro D. und Solieri L.:** *Knock Indexes Normalization Methodologies*, SAE Technical Paper 2006-01-2998, 2006.
- [21] **Chevalier C., Louessard P., Müller U.C. und Warnatz J.:** *A Detailed Low-Temperature Reaction Mechanism of n-Heptane Auto-Ignition*, International Symposium COMODIA 90, 1990.
- [22] **Colban W.F., Miles P.C. und Oh S.:** *Effect of Intake Pressure on Performance and Emissions in an Automotive Diesel Engine Operating in Low Temperature Combustion Regimes*, SAE Technical Paper 2007-01-4063, 2007.

- [23] **Colban W.F., Miles P.C. und Oh S.:** *On the Cyclic Variability and Sources of Unburned Hydrocarbon Emissions in Low Temperature Diesel Combustion Systems*, SAE Technical Paper 2007-01-1837, 2007.
- [24] **Dahnz C., Ghebru D. und Eichmeier J.:** *Beschreibung der Welt durch ein Polynom fünften Grades*, Persönliche Diskussion in der Kaffeepause, 2012.
- [25] **Daisho Y., Yaeo T., Koseki T., Saito T., Kihara R. und Quiros E.N.:** *Combustion and Exhaust Emissions in a Direct-injection Diesel Engine Dual-Fueled with Natural Gas*, SAE Technical Paper 950465, 1995.
- [26] **Dec J.E.:** *A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging*, SAE Technical Paper 970873, 1997.
- [27] **Eichmeier J.P.:** *Anfänge liberaler Parteibildung : (1847 bis 1854)*, Dissertation, Universität Göttingen, 1968.
- [28] **van der Eijk H., Hakstege B., Lingens A. und Ruhkamp L.:** *Der Paccar-MX-Motor für schwere Nutzfahrzeuge in Nordamerika*, Motorentechische Zeitschrift (MTZ), Band 6/2011:438–442, 2011.
- [29] **Eng J.A.:** *Characterization of Pressure Waves in HCCI Combustion*, SAE Technical Paper 2002-01-2859, 2002.
- [30] **Esch T.:** *Trends in der Nutzfahrzeug-Antriebstechnik*, Motorentechische Zeitschrift (MTZ), Band 10/2010:652–658, 2010.
- [31] **Ferreira T. und Rasband W.:** *ImageJ User Guide*, U. S. National Institutes of Health, 2011.
- [32] **Fischer J.:** *Einfluss variabler Einlassströmung auf zyklische Schwankungen bei Benzin-Direkteinspritzung*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2004.
- [33] **Fischer K.:** *Design of a supercritical water-cooled reactor - pressure vessel and internals*, Dissertation, Universität Stuttgart, 2008.
- [34] **Fischer M., Günther M., Röpke K., Lindemann M. und Placzek R.:** *Klopferkennung im Ottomotor – Neue Tools und Methoden in der Serienentwicklung*, Motorentechische Zeitschrift (MTZ), Band 3/2003:186–194, 2003.
- [35] **Flynn P., Durrett R.P., Hunter G.L., zur Loye A.O., Akinyemi O., Dec J.E. und Westbrook C.K.:** *Diesel Combustion: An Integrated View Combining Laser Diagnostics, Chemical Kinetics And Empirical Validation*, SAE Technical Paper 1999-01-0509, 1999.
- [36] **di Gaeta A., Giglio V., Police G., Reale F. und Rispoli N.:** *Modeling Pressure Oscillations under Knocking Conditions: A Partial Differential Wave Equation Approach*, SAE Technical Paper 2010-01-2185, 2010.

- [37] **Günthner M.:** *Untersuchung der Eigenschaften und Kontrollmöglichkeiten der homogen kompressionsgezündeten Verbrennung von Ottokraftstoff*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2004.
- [38] **Gong W., Bell S.R., Micklow G.J., Fiveland S.B. und Willi M.L.:** *Using Pilot Diesel Injection in a Natural Gas Fueled HCCI Engine*, SAE Technical Paper 2002-01-2866, 2002.
- [39] **Gorenflo E.:** *Einfluß der Luftverhältnisstreuung auf die zyklischen Schwankungen beim Ottomotor*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 1997.
- [40] **Grill M.:** *Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren*, Dissertation, Universität Stuttgart, 2006.
- [41] **Grill M., Schmid A., Chiodi M., Berner H.J. und Bargende M.:** *Calculating the Properties of User-Defined Working Fluids for Real Working-Process Simulations*, SAE Technical Paper 2007-01-0936, 2007.
- [42] **Gstrein W.:** *Ein Beitrag zur spektroskopischen Flammentemperaturmessung bei Dieselmotoren*, Dissertation, Technische Universität Graz, 1986.
- [43] **Gu X.J., Emerson D.R. und Bradley D.:** *Modes of reaction front propagation from hot spots*, Combustion and Flame, Band 133:63–74, 2003.
- [44] **Haas S.F.:** *Experimentelle und theoretische Untersuchung homogener und teil-homogener Dieselmotorenverfahren*, Dissertation, Universität Stuttgart, 2007.
- [45] **Hanenkamp A., Boeckhoff N., Terbeck S. und Koebler S.:** *New Gas Engines from MAN Diesel SE*, CIMAC Congress Vienna, 2007.
- [46] **Havenith C.:** *Untersuchungen über Methanol-Zweistoffbetrieb bei Dieselmotoren mit direkter Einspritzung*, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 1981.
- [47] **Heneka C., Schulz A. und Bauer H.J.:** *Effect of Internal Rib Configurations on the Discharge Coefficient of a 30-Degree Inclined Film Cooling Hole*, Heat Transfer Research, Band 41:769–786, 2010.
- [48] **Hensel S.:** *Modellierung der Verbrennung und des Wandwärmeübergangs in Ottomotoren mit homogen kompressionsgezündeter Verbrennung*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2009.
- [49] **Heywood J.B.:** *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, New York, 1988.
- [50] **Higgins B., McQuay M.Q., F.Lacas, Rolon J.C., Darabiha N. und Candel S.:** *Systematic measurements of OH chemiluminescence for fuel-lean, high-pressure, premixed, laminar flames*, Fuel, Band 80:67–74, 2000.

- [51] **Hiroyasu H.** und **Kadota T.:** *Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel engine Efficiency and Pollutant Emissions – Part 1 Combustion Modeling*, Bulletin of the JSME, Band 26:569–575, 1983.
- [52] **Hiroyasu H.** und **Kadota T.:** *Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel engine Efficiency and Pollutant Emissions – Part 1 Combustion Modeling*, Bulletin of the JSME, Band 26:577–583, 1983.
- [53] **Hönl M.:** *Untersuchung der kontrollierten Selbstzündung bei aufgeladenen Ottomotoren*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2010.
- [54] **Hottel H.C.** und **Broughton F.P.:** *Determination of True Temperature and Total Radiation from Luminous Gas Flames*, INDUSTRIAL AND ENGINEERING CHEMISTRY - ANALYTICAL EDITION, Band 4:166–177, 1932.
- [55] **Huh K.Y., Lee E.** und **Koo J.Y.:** *Diesel Spray Atomization Model Considering Nozzle Exit Turbulence Conditions*, Atomization and Sprays, Band 8:143–469, 1998.
- [56] **Inagaki K., Fuyuto T., Nishikawa K., Nakakita K.** und **Sakata I.:** *Dual-Fuel PCI Combustion Controlled by In-Cylinder Stratification of Ignitability*, SAE Technical Paper 2006-01-0028, 2006.
- [57] **Ishii H., Koike N., Suzuki H.** und **Odaka M.:** *Exhaust Purification of Diesel Engines by Homogeneous Charge with Compression Ignition Part 2: Analysis of Combustion Phenomena and NO_x Formation by Numerical Simulation with Experiment*, SAE Technical Paper 970315, 1997.
- [58] **Joka H.:** *Kosteneffektiv vom Prototyp zum Serienmotor*, antriebstechnik, Band 3:46, 2006.
- [59] **Joos F.:** *Technische Verbrennung - Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.
- [60] **Jung D.** und **Assanis D.:** *Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Cycle Simulation Studies of Engine Performance and Emissions*, SAE Technical Paper 2001-01-1246, 2001.
- [61] **Karim G., Liu Z.** und **Jones W.:** *Exhaust Emissions from Dual Fuel Engines at Light Load*, SAE Technical Paper 932822, 1993.
- [62] **Kasper W., Baumann H., Willman M., Schmidt G., Wachter V.** und **Remele J.:** *Der neue Schiffsmotor der MTU-Baureihe 2000*, Motorentechnische Zeitschrift (MTZ), Band 3/2004:160–167, 2004.

- [63] **Kettner M.:** *Experimentelle und numerische Untersuchungen zur Optimierung der Entflammung von mageren Gemischen bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2006.
- [64] **Kettner M. und Bignion E.:** *HC-Bildung in hubraumkleinen Ottomotoren*, Bericht über ein Vorhaben der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV), 2001.
- [65] **Kim D., Ekoto I., Colban E.F. und Miles P.C.:** *In-cylinder CO and UHC Imaging in a Light-Duty Diesel Engine during PPCI Low-Temperature Combustion*, SAE Technical Paper 2008-01-1602, 2008.
- [66] **Kim D.S. und Lee C.S.:** *Improved emission characteristics of HCCI engine by various premixed fuels and cooled EGR*, Fuel, Band 85:695–704, 2006.
- [67] **Kittelson D.B.:** *Engines and Nanoparticles: A Review*, Journal of Aerosol Science, Band 29:575–588, 1997.
- [68] **Klimstra J. und Westing J.E.:** *NO₂ from Lean-Burn Engines - On its Lower Sensitivity to Leaning than NO*, SAE Technical Paper 950158, 1995.
- [69] **Klüting M., Spicher U. und Pischinger F.:** *Flammenausbreitung magerer Gemische in Brennräumen von Ottomotoren*, in *Magerbetrieb beim Ottomotor*, Band 578, VDI-Gesellschaft Fahrzeugtechnik, 1985.
- [70] **Kokjohn S.L., Hanson R.M., Splitter D.A. und Reitz R.D.:** *Experiments and Modeling of Dual-Fuel HCCI and PPCI Combustion Using In-Cylinder Fuel Blending*, SAE Technical Paper 2009-01-2647, 2009.
- [71] **Kokjohn S.L., Hanson R.M., Splitter D.A. und Reitz R.D.:** *Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion*, International Journal of Engine Research, Band 12:209–226, 2010.
- [72] **Kondo M. und Sakane A.:** *Development of the 1,000kW-class gas engine (MD20G)*, CIMAC Congress Vienna, 2007.
- [73] **Kramer G., Suchier K. und Weinmann R.:** *Die neue Baureihe 1600 Teil 2 - Anwendungen und Service*, Motorentchnische Zeitschrift (MTZ), Band MTZ extra: 100 Jahre MTU:40–43, 2009.
- [74] **Krishnan S.R. und Srinivasan K.K.:** *Multi-zone modelling of partially pre-mixed low-temperature combustion in pilot-ignited natural-gas engines*, Journal of Automobile Engineering, Band 224:1597–1622, 2010.

- [75] **Kuhnert S.:** *Experimentelle und numerische Untersuchung zur Optimierung der dieselmotorischen Gemischbildung und Verbrennung*, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2011.
- [76] **Kuo K.K.:** *Principles of Combustion*, John Wiley & Sons, 2. Auflage, 2005.
- [77] **Lauer M. und Sattelmayer T.:** *On the Adequacy of Chemiluminescence as a Measure for Heat Release in Turbulent Flames With Mixture Gradients*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Band 132:061502–1–8, 2010.
- [78] **Lee C.S., Lee K.H. und Kim D.S.:** *Experimental and numerical study on the combustion characteristics of partially premixed charge compression ignition engine with dual fuel*, Fuel, Band 82:553–560, 2003.
- [79] **Lin Z. und Su W.:** *A Study On The Determination of the Amount of Pilot Injection and Rich and Lean Boundaries of the Pre-Mixed CNG/Air Mixture For a CNG/Diesel Dual-Fuel Engine*, SAE Technical Paper 2003-01-0765, 2003.
- [80] **Lu X., Han D. und Huang Z.:** *Fuel design and management for the control of advanced compression-ignition combustion modes*, Progress in Energy and Combustion Science, Band 37:741–783, 2011.
- [81] **Maas U.:** *Grundlagen der technischen Verbrennung (I+II)*, Skript des Instituts für Technische Thermodynamik, Karlsruher Institut für Technologie, 2010.
- [82] **Mansurov Z.A.:** *Cool Sooting Flames*, Journal of Thermal Science, Band 10:269–280, 2001.
- [83] **Mansurov Z.A.:** *Soot Formation in Combustion Processes (Review)*, Combustion, Explosion, and Shock Waves, Band 41:727–744, 2005.
- [84] **Mayer K.:** *Pyrometrische Untersuchung der Verbrennung in Motoren mit Common-rail-Direkteinspritzung mittels einer erweiterten Zwei-Farben-Methode*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2000.
- [85] **McBride B.J., Zehe M.J. und Gordon S.:** *NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species*, Technischer Bericht, NASA Glenn Research Center, 2002.
- [86] **Merkel S.:** *Untersuchung einer neuen Einspritzstrategie zur rußarmen Verbrennung bei Dieselmotoren mit Direkteinspritzung*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2008.
- [87] **Merker G., Schwarz C., Stiesch G. und Otto F.:** *Verbrennungsmotoren*, Teubner, Wiesbaden, 3. Auflage, 2004.

- [88] **Michels K., Hoffmeyer H., Birkigt A. und Theobald J.:** *Analyse klopfender Verbrennung anhand von Druckverläufen*, in *Ottomotorisches Klopfen – Irreguläre Verbrennung*, 2010.
- [89] **Miller J.A. und Bowman C.T.:** *Mechanism and Modeling of Nitrogen Chemistry in Combustion*, Progress in Energy and Combustion Science, Band 15:287–338, 1989.
- [90] **Mitariu-Faller M.:** *Methoden und Prozesse zur Entwicklung von Friktionssystemen mit Ingenieurkeramik am Beispiel einer trockenlaufenden Fahrzeugkupplung*, Dissertation, Universität Karlsruhe, 2009.
- [91] **N. N.:** *Europäische Norm Hubkolben-Verbrennungsmotoren Abgasmessung Teil 1: Messung der Gasförmigen Emission und der Partikelemission auf dem Prüfstand*, EN ISO 8178-1, 1996.
- [92] **N. N.:** *Methodology STAR-CD Version 3.26*, CD-adapco, 2006.
- [93] **N. N.:** *Neue EU-Luftqualitätsrichtlinie in deutsches Recht umgesetzt*, Pressemitteilung 117/10 des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit, 2010.
- [94] **N. N.:** *Matlab User Manual*, The MathWorks, Inc., 2011.
- [95] **Nieberding R.G.:** *Die Kompressionszündung magerer Gemische als motorisches Brennverfahren*, Dissertation, Universität Siegen, 2001.
- [96] **Olikara C. und Borman G.L.:** *A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to I.C. Engines*, SAE Technical Paper 750468, 1975.
- [97] **Olsson J.O., Tunestal P., Haraldsson G. und Johansson B.:** *A Turbo Charged Dual Fuel HCCI Engine*, SAE Technical Paper 2001-01-1896, 2001.
- [98] **Olsson J.O., Tunestal P. und Johansson B.:** *Closed-Loop Control of an HCCI Engine*, SAE Technical Paper 2001-01-1031, 2001.
- [99] **Pagel S.:** *Verdampfungs- und Selbstzündungsmodelle für Mehrkomponenten-Gemische*, Dissertation, Universität Hannover, 2004.
- [100] **Pauer T.:** *Laseroptische Untersuchung zur dieselmotorischen Hochdruckeinspritzung*, Dissertation, Universität Stuttgart, 2001.
- [101] **Peters N.:** *Technische Verbrennung*, Skript des Instituts für Technische Mechanik, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2006.
- [102] **Pischinger F., Schulte H. und Jansen J.:** *Grundlagen und Entwicklungslinien der dieselmotorischen Brennverfahren*, VDI Berichte Nr. 14, 1988.

- [103] **Pischinger R., Klell M. und Sams T.:** *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*, Der Fahrzeugantrieb, Springer, Wien [u.a.], 2. Auflage, 2002.
- [104] **Raffel M., Willert C.E. und Kompenhans J.:** *Particle Image Velocimetry*, Springer, Berlin, 1998.
- [105] **Ramachandran S.:** *Rapid Thermodynamic Simulation Model of an Internal Combustion Engine on Alternate Fuels*, in *Proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists (IMECS)*, 2009.
- [106] **Reik M.:** *Simulation der Strömungsstruktur im menschlichen Herzen*, Dissertation, Universität Karlsruhe, 2007.
- [107] **Reitz R. und Diwakar R.:** *Effect of Drop Breakup on Fuel Sprays*, SAE Technical Paper 860469, 1986.
- [108] **Reitz R.D., Hanson R., Splitter D. und Kokjohn S.:** *Improving Fuel Efficiency with Fuel-Reactivity-Controlled Combustion*, Engine Research Center Symposium, 2009.
- [109] **Reitz R.D., Hanson R.M., Kokjohn S.L., Splitter D.A., Dempsey A., Adhikary B.D. und Viswanathan S.:** *Future Fuels and Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI)*, Engine Research Center Symposium, 2011.
- [110] **Rozsas T., Thomas U. und Meyerdierks D.:** *Einfluß von Brennraumform und Ansaugsystem auf die ottomotorische Magerlaufgrenze*, in *Magerbetrieb beim Ottomotor*, 1984.
- [111] **Sarikoc F.:** *Untersuchungen zur Reduzierung der Stickoxidemissionen bei modernen Brennverfahren für Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2009.
- [112] **Sauer C.:** *Steuerung der ottomotorischen Selbstzündung*, Dissertation, Universität Stuttgart, 2011.
- [113] **Sauter W.:** *Untersuchungen zur homogenen kompressionsgezündeten Verbrennung mit Ventilunterschneidung und Benzin-Direkteinspritzung*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), Berlin, 2007.
- [114] **Schüle H., Stutika M. und Schneider W.:** *Zylinderdruckbasierte Klopferkennung - Funktionsansätze - Umsetzung in der Motorsteuerung - Ergebnisse am Motorenprüfstand*, in *Ottomotorisches Klopfen – Irreguläre Verbrennung*, 2010.
- [115] **Schneemann J., Wintruff D.I., Schmalzing D.C. und Schneemann D.A.:** *Die neue Baureihe 1600 Teil 1 - Entwicklung*, Motorentechnische Zeitschrift (MTZ), Band MTZ extra: 100 Jahre MTU:28–39, 2009.

- [116] **Schwarz F.:** *Untersuchungen zur Bestimmung und Beschreibung des Restgasverhaltens von 4-Takt-Verbrennungsmotoren*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2005.
- [117] **Sherrick J.D.:** *Concepts in Systems and Signals*, Prentice-Hall, 2001.
- [118] **Singh S., Kong S.C., Reitz R.D., Krishnan S.R. und Midkiff K.C.:** *Modeling and Experiments of Dual-Fuel Engine Combustion and Emissions*, SAE Technical Paper 2004-01-0092, 2004.
- [119] **Sjörberg M. und Dec J.E.:** *Effects of Engine Speed, Fueling Rate, and Combustion Phasing on the Thermal Stratification Required to Limit HCCI Knocking Intensity*, SAE Technical Paper 2005-01-2125, 2005.
- [120] **Spicher U.:** *Untersuchungen über die räumliche Ausbreitung und das Erlöschen der Flamme bei der ottomotorischen Verbrennung*, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 1982.
- [121] **Spicher U.:** *Klopfen - das (un)bekannte Phänomen*, in *Ottomotorisches Klopfen – Irreguläre Verbrennung*, 2010.
- [122] **Spicher U.:** *Verbrennungsmotoren A*, Skript des Instituts für Kolbenmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, 2010.
- [123] **Spicher U. und Kollmeier H.P.:** *Detection of Flame Propagation During Knocking Combustion by Fiber Diagnostics*, SAE Technical Paper 861532, 1986.
- [124] **Srinivasan K.K., Krishnan S.R., Qi Y., Midkiff K.C. und Yang H.:** *Analysis of Diesel Pilot-Ignited Natural Gas Low-Temperature Combustion with Hot Exhaust Gas Recirculation*, *Combustion Science and Technology*, Band 179:1737–1776, 2007.
- [125] **Stevens E. und Steeper R.:** *Piston wetting in an Optical DISI Engine: Fuel Films, Pool Fires, and Soot Generation*, SAE Technical Paper 2001-01-1203, 2001.
- [126] **Stiesch G.:** *Phänomenologisches Multizonen-Modell der Verbrennung und Schadstoffbildung im Dieselmotor*, Dissertation, Universität Hannover, 1999.
- [127] **Stumpf M.:** *Einfluss motorischer Betriebsparameter auf die Eigenschaften von Rußpartikeln und deren messtechnische Erfassung*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2008.
- [128] **Suzuki H., Koike N., Ishi H. und Odaka M.:** *Exhaust Purification of Diesel Engines by Homogeneous Charge with Compression Ignition Part 1: Experimental Investigation of Combustion and Exhaust Emission Behavior Under*

- Pre-Mixed Homogeneous Charge Compression Ignition Method*, SAE Technical Paper 970313, 1997.
- [129] **Suzuki H., Koike N. und Odaka M.:** *Combustion Control Method of Homogeneous Charge Diesel Engines*, SAE Technical Paper 980509, 1998.
- [130] **Szymanski M.:** *Entwicklungsumgebung für Roboterschwärme*, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2011.
- [131] **Thoma M.:** *Modellierung der Voreinspritzung bei dieselmotorischer Verbrennung*, Dissertation, Universität Hannover, 2004.
- [132] **Tomita E., Fukatani N., Kawahara N., Maruyama K. und Komoda T.:** *Combustion Characteristics and Performance of Supercharged Pyrolysis Gas Engine with Micro-Pilot Ignition*, CIMAC Congress Vienna, 2007.
- [133] **Tomita E., Kawahara N., Piao Z. und Yamaguchi R.:** *Effects of EGR and Early Injection of Diesel Fuel on Combustion Characteristics and Exhaust Emissions in a Methane Dual Fuel Engine*, SAE Technical Paper 2002-01-2723, 2002.
- [134] **Turns S.R.:** *An Introductory to Combustion – Concepts and Applications*, McGraw-Hill, Boston, 2. Auflage, 2000.
- [135] **Vogt B.:** *Analyse eines Druckwasserreaktors mit überkritischem Wasser als Kühlmittel*, Dissertation, Universität Stuttgart, 2008.
- [136] **Vogt R.:** *Beitrag zur rechnerischen Erfassung der Stickoxidbildung im Dieselmotor*, Dissertation, Universität Stuttgart, 1973.
- [137] **Walther H.P., Schlatter S., Wachmeister G. und Boulouchos K.:** *Verbrennungsmodelle für Magerkonzept-Gasmotoren mit Piloteinspritzung*, Motorentechnische Zeitschrift (MTZ), Band 2/2012:154–158, 2012.
- [138] **Warnatz J.:** *Chemistry of High Temperature Combustion of Alkanes up to Octane*, in *Twentieth Symposium on Combustion / The Combustion Institute*, 1984.
- [139] **Warnatz J., Maas U. und Dibble R.W.:** *Verbrennung: physikalisch-chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung*, Springer, Berlin, 3. Auflage, 2001.
- [140] **Westbrook C.K.:** *Chemical Kinetics of Hydrocarbon Ignition in Practical Combustion Systems*, Proceedings of the Combustion Institute, Band 28:1563–1577, 2000.

- [141] **Westbrook C.K., Pitz W.J., Curran H.J., Gaffuri P. und Marinov N.M.:** *Chemical Kinetic Modelling of Hydrocarbon Ignition*, International Symposium on Gas Phase Chemical Reaction Systems: Experiments and Models 100 years after Max Bodenstein, 1995.
- [142] **Westphal C.:** *Physik III*, Skript des Fachbereichs Physik Universität Dortmund, 2007.
- [143] **Worret R.:** *Zylinderdruckbasierte Detektion und Simulation der Klopfgrenze mit einem verbesserten thermodynamischen Ansatz*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2002.
- [144] **Wurms R.:** *Einfluß einlaßseitig erzeugter Ladungsbewegung auf das Betriebsverhalten von Vierventil-Ottomotoren*, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 1994.
- [145] **Xiaofeng G., Stone R. und Hudson C.:** *The Detection and Quantification of Knock in Spark Ignition Engines*, SAE Technical Paper 932759, 1993.
- [146] **Zehe M.J.:** *NASA Thermo Build*, http://cea.grc.nasa.gov/index_ds.html.
- [147] **Zeldovich Y.B.:** *Regime Classification of an Exothermic Reaction with Non-uniform Initial Conmditions*, Combustion and Flame, Band 39:211–214, 1980.
- [148] **Zeldovich Y.B., Barenblatt G.I., Librovich V.B. und Makhviladze G.M.:** *The mathematical theory of combustion and explosions*, Consultants Bureau, New York und London, 1985.
- [149] **Zeldovich Y.B. und Kompaneets A.S.:** *Theory of Detonation*, Academic Press, New York, 1960.
- [150] **Zeldovich Y.B., Librovich V.B., Makhviladze G.M. und Sivshinsky G.I.:** *On the Development of Detonation in a Non-Uniformly Preheated Gas*, Astronautica Acta, Band 15:313–321, 1970.
- [151] **Zima S.:** *Motorkolben : Bauarten, Betrieb, Schäden; mit 210 Tabellen*, Vieweg, Wiesbaden, 2005.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Johannes Eichmeier
Geburtsdatum: 24. 03. 1978
Geburtsort: Stuttgart

Schulbildung

1984 - 1988 Albschule Stuttgart
1988 - 1997 Wilhelms-Gymnasium Stuttgart

Studium

1998 - 2004 Maschinenbaustudium an der Universität
Karlsruhe (TH)

Berufliche Laufbahn

2005 - 2006 Motor Berechnung Tribosimulation MBT GmbH
seit 2006 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für
Kolbenmaschinen, Karlsruher Institut für
Technologie (KIT)