



Florian Sprenger, Dipl.-Ing.

Entwicklung eines Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahrens zur signifikanten CO₂-Reduktion bei Pkw-Motoren

DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der technischen Wissenschaften

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Zweitbegutachter

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende
Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, Universität Stuttgart

Graz, September 2017

ES KOMMT NICHT DARAUF AN, DIE ZUKUNFT ZU WISSEN,
SONDERN AUF DIE ZUKUNFT VORBEREITET ZU SEIN.

(Perikles)

Vorwort

Schon von Kindesbeinen an ist die Faszination und Begeisterung für das Automobil bis heute ungebrochen. Die Vision, irgendwann selbst als Ingenieur die Mobilität der Zukunft mitgestalten zu können, war stets der Antrieb für meine schulische und universitäre Ausbildung.

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als Universitätsassistent am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik an der Technischen Universität Graz. Das insgesamt über drei Jahre andauernde Forschungsprojekt wurde in Kooperation mit der BMW Motoren GmbH GmbH in Steyr mit der finanziellen Unterstützung der Österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft durchgeführt.

An erster Stelle möchte ich mich bei Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichseder, Vorstand des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik an der TU Graz, für das Ermöglichen dieser Dissertation sowie für die hervorragende Betreuung und Unterstützung während meiner gesamten Zeit am Institut bedanken.

Für die Übernahme der Zweitbegutachtung bedanke ich mich bei Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende, Vorstand des Instituts für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen an der Universität Stuttgart.

Ein ganz herzliches *DANKSCHEA* möchte ich an meine Arbeitskollegen richten. Dank des tollen Arbeitsklimas war für mich das Arbeiten stets mit viel Spaß und Freude verbunden. Abseits der zahlreichen angeregten fachlichen Diskussionen bedanke ich mich speziell für die kollegiale Unterstützung während meiner Zeit am Institut.

Keineswegs selbstverständlich ist die ausgezeichnete Zusammenarbeit mit dem Projektpartner. Den entsprechenden Personen möchte ich dafür ganz besonders danken, allen voran Herr Dr.-Ing. Stefan Kammerstätter für viele interessante Diskussionen, wertvollen Ratschlägen und unzähligen Hilfestellungen.

Ein aufrichtiges *VERGALT'S GOTT* all jenen, die mich bei der Durchführung der Dissertation unterstützt haben. Neben Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Grabner für die Projektorganisation sowie Herrn Michael Barth für die hervorragende Unterstützung am Motorprüfstand möchte ich mich an dieser Stelle auch beim Werkstätten- und Prüfstandspersonal für die Hilfe bedanken.

Zu guter Letzt möchte ich mich besonders bei meiner Familie und im Speziellen bei meinen Eltern, meiner Schwester und natürlich auch bei meiner Lebenspartnerin Nadine für die Unterstützung bedanken. *SIMPLY THE BEST!*

Graz, September 2017

Eidesstattliche Erklärung

Affidavit

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

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used.

Graz, am 01.09.2017

Florian Sprenger

Kurzfassung

Wie sieht die Mobilität der Zukunft aus? Egal ob der Antrieb von morgen mit Verbrennungsmotor, rein elektrisch, hybridisiert oder mit einer Brennstoffzelle erfolgen wird – Fakt ist, dass in jeder modernen Gesellschaft die Mobilität eines der wesentlichsten Grundbedürfnisse darstellt. Obwohl die kontroversen Diskussionen rund um den Abgasskandal, Kartellvorwürfe, usw. der gesamten Automobilbranche und im speziellen dem Verbrennungsmotor schaden, kann kurz- und mittelfristig nicht auf den Einsatz von Diesel- und Ottomotoren verzichtet werden. Jedoch erfordern die zukünftigen CO₂-Emissionsziele von 95 g/km ab 2020 und die aktuell in der EU diskutierten 75 g/km im Flottenmix ab 2025 mehr als einen ambitionierten technischen Fortschritt in der Entwicklung von Verbrennungsmotoren. Neben der Elektrifizierung des Antriebsstranges ist speziell der Einsatz von alternativen Kraftstoffen, wie beispielsweise Erdgas, eine besonders attraktive Lösung die realen CO₂-Emissionen zu senken. Dank des günstigeren Kohlenstoff-Wasserstoff-Verhältnisses kann Erdgas, dessen Hauptbestandteil Methan ist, bei konstantem Motorwirkungsgrad den CO₂-Ausstoß um 25 % gegenüber konventionellen Kraftstoffen reduzieren.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung eines CO₂-optimalen-Brennverfahrens basierend auf dem Kraftstoff Erdgas. Konkret wird versucht den hohen Wirkungsgrad des Dieselmotors mit dem CO₂-Einsparpotenzial von Erdgas in einem kombinierten Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahren zu vereinen.

Auf Basis der durchgeführten experimentellen Untersuchungen werden elementare Grundlagen für die Umsetzung eines Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahrens erarbeitet. Der Trade-off zwischen den Selbstzündungsbedingungen und dem zu mageren Erdgas-Luftgemisch führt in Kombination mit einer äußeren Erdgasgemischbildung unweigerlich zu hohen unverbrannten Kohlenwasserstoffemissionen (HC) in der Teillast. Ein Schlüssel zur Reduktion dieser Schadstoffkomponenten ist der Übergang von einer äußeren zu einer inneren Gemischbildung. Abgeleitet vom Injektorlayout wird für das neu entwickelte Dual-Fuel-Brennverfahren das eigenständige Akronym DDI (Dual Direct Injection) eingeführt. Dank des realisierten Mager-schichtbetriebs können die HC-Emissionen in der Teillast massiv reduziert werden, wodurch der Betriebsbereich mit Erdgas ausgeweitet werden kann. Die experimentelle Gegenüberstellung mit konventionellen Brennverfahren bestätigen das enorme CO₂-Potenzial, welches sich im Größenbereich zwischen 20 % und 30 % quantifizieren lässt. Obwohl die HC-Emissionen mithilfe der direkten Erdgaseinblasung dramatisch verringert werden können, stellt speziell die katalytische Abgasnachbehandlung der unverbrannten Methanemissionen eine besondere Herausforderung für die künftige Realisierung des Dual-Fuel-Konzeptes dar.

Unterstützend zu den experimentellen Untersuchungen wird das Dual-Fuel-Brennverfahren in diversen Simulationsumgebungen abgebildet. Dabei steht speziell die Abbildung der innermotorischen Strömungsvorgänge im DDI-Betrieb im Fokus der Betrachtungen.

Abstract

What forms will mobility take in the future? No matter whether the drive of tomorrow will be internal combustion, pure electric, hybrid or fuel cell – the fact remains that mobility is one of the most fundamental necessities in every modern society. Despite the fact that the entire automotive industry and in particular the internal combustion sector has been damaged by the controversial discussions surrounding the exhausts scandal, cartel allegations and the like, there is no way we can do without diesel and gasoline engines over the short and mid-term. Nevertheless the CO₂ emissions targets for the future of 95 g/km from 2020 and the current EU discussion of 75 g/km in the fleet mix from 2025 demand more than ambitious technical progress objectives in the development of internal combustion engines. In addition to the electrification of the drive train the use of alternative fuels in particular, such as natural gas for example, represents an attractive solution for reducing the real CO₂ emissions. Thanks to its advantageous carbon hydrogen ratio, natural gas with methane as its principal constituent, can achieve a 25 % reduction in carbon emissions on constant motor efficiency compared with conventional fuels.

The aim of the present work is the development of an optimal CO₂ combustion process using natural gas as fuel. In concrete terms the attempt will be made to unite the high efficiency level of the diesel engine with the CO₂ savings potential of natural gas in a combined natural gas-diesel dual-fuel combustion process.

The elementary basis for the implementation of a natural gas-diesel dual-fuel combustion process has been established on the results of the experimental investigation work carried out. The trade-off between the autoignition conditions and the lean natural gas and air mixture in combination with an external mixture formation of natural gas leads inevitably to high unburned hydrocarbon emissions (HC) in the partial load. A key to the reduction of these pollution components is a transition from an external to an internal mixture formation. As a direct derivation from the injector layout the independent acronym DDI (Dual Direct Injection) will be introduced for the naming of the newly introduced dual-fuel combustion process. HC emissions can be massively reduced in partial load thanks to the lean and stratified operation, which has made an extension of the operating range with natural gas possible. Experimental comparisons with conventional combustion processes confirm the enormous CO₂ potential, which can be quantified between 20 % and 30 %. Despite the dramatic HC emissions reduction through use of direct natural gas injection, the catalytic exhaust aftertreatment for the unburned methane emissions, still represents a considerable challenge for the future implementation of the dual-fuel concept.

As a support for the experimental investigation work the dual-fuel combustion process will be investigated in various simulation environments. The focus of attention here will particularly be the mapping of the flow processes in the combustion chamber in DDI operation.

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen und Abkürzungen	xiii
Veröffentlichungen	xvii
1 Einleitung	1
2 Theorie und Grundlagen	5
2.1 Erdgas als Kraftstoff in Verbrennungskraftmaschinen	5
2.1.1 Allgemeine Eigenschaften von Erdgas	5
2.1.2 Chemische Zusammensetzung von Erdgas	6
2.1.3 CO ₂ -Einsparpotenzial	7
2.2 Pkw-Motorenkonzepte basierend auf Erdgas	10
2.2.1 Monovalente Konzepte	10
2.2.2 Bivalente Konzepte	10
2.2.3 Dual-Fuel-Konzepte	11
2.3 Stand der Technik	14
2.4 Verbrennungsregime bei Dual-Fuel-Brennverfahren	16
2.4.1 Zeitlicher Ablauf der Erdgas-Diesel-Verbrennung	17
2.4.2 Gemischbildung und Verbrennung beim Dieselmotor	19
2.4.3 Gemischbildung und Verbrennung beim Erdgas-Ottomotor	21
2.5 Definitionen	22
3 Methodik	25
3.1 Übersicht	25
3.2 Experimentelle Untersuchungen	26
3.2.1 Motorprüfstand	26
3.2.2 Analyse und Optimierung des Brennverfahrens	27
3.3 Numerische Untersuchungen	29
3.3.1 0D-Brennverlaufsanalyse	29
3.3.2 1D-Motorprozesssimulation	30
3.3.3 3D-Strömungssimulation	30
3.4 Definition repräsentativer Lastpunkte	30
4 Motorkonzepte und Prüfstands Aufbau	33
4.1 Versuchsträger	33
4.2 Übersicht der untersuchten Brennverfahren	34
4.3 Dual-Fuel-Konzept mit äußerer Gemischbildung	36

4.4 Dual-Fuel-Konzept mit innerer Gemischbildung	38
4.4.1 Motivation Erdgasdirekteinblasung	38
4.4.2 Erdgasinjektor	41
4.4.3 Modifikationen	42
4.4.4 Untersuchungen	42
4.5 Monovalentes Erdgaskonzept	44
4.6 Prüfstands Aufbau	46
4.6.1 Motorprüfstand	46
4.6.2 Bypasssystem für Katalysatoruntersuchungen	51
5 Experimentelle Untersuchungen	53
5.1 Dual-Fuel-Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung	53
5.1.1 Grundsatzuntersuchungen	54
5.1.2 Optimierung der Applikationsparameter	71
5.1.3 Betriebsstrategie	76
5.1.4 Volllastpotenzial und Klopfverhalten	77
5.2 Dual-Fuel-Brennverfahren mit innerer Gemischbildung	83
5.2.1 Grundsatzuntersuchungen im unteren Lastbereich	84
5.2.2 Grundsatzuntersuchungen im oberen Lastbereich	99
5.2.3 Analyse unterschiedlicher Einspritzstrategien	103
5.2.4 Optimierung der Applikationsparameter	108
5.2.5 Betriebsstrategie	112
5.2.6 Analytierte Hardwareparameter	113
5.3 Gegenüberstellung der Dual-Fuel-Konzepte mit konventionellen Brennverfahren	125
5.3.1 Vergleich der Brennverfahren im unteren Lastbereich	126
5.3.2 Vergleich der Brennverfahren im oberen Lastbereich	128
5.4 Abgasnachbehandlung	130
6 Numerische Untersuchungen	135
6.1 0D-Brennverlaufsanalyse	135
6.2 1D-Motorprozesssimulation	135
6.3 3D-Strömungssimulation	135
6.3.1 Modellbildung	137
6.3.2 Vernetzungsstrategie und Netztopologie	137
6.3.3 Ladungsbewegung	138
6.3.4 Erdgasdirekteinblasung	142
6.3.5 Dieseleinspritzung	145
6.3.6 Erdgas-Diesel-Verbrennung	147
7 Zusammenfassung und Ausblick	155
Literaturverzeichnis	159
Anhang	165

Formelzeichen und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

e	J/kg	spezifische Energie
E	J	Energie
E_B	J	Brennstoffenergie
H	J	Enthalpie
$\Delta_B H_m$	J/mol	molare Bildungsenthalpie
$\Delta_R H_m$	J/mol	molare Reaktionsenthalpie
H_G	MJ/m ³	Gemischheizwert
H_p	MJ/kg	spezifischer Heizwert bei $p = \text{konst}$
H_u	MJ/kg	spezifischer Heizwert
k_i	%	Konvertierung der Spezies i
L	kg L/kg B	Luftbedarf
m	kg	Masse
M_d	Nm	Drehmoment
n	min ⁻¹	Drehzahl
n	mol	Stoffmenge, Molzahl
p	bar	Druck
p_e	bar	effektiver Mitteldruck
p_i	bar	indizierter Mitteldruck
p_{Zyl}	bar	Zylinderdruck
P	W	Leistung
q	J/kg	spezifische Wärme
Q_{dyn}	g/s	dynamischer Durchfluss
Q_h	cm ³ /30 s	hydraulischer Durchfluss
Q_{stat}	g/s	stationärer Durchfluss
$dQ_B/d\varphi$	J/°KW	Brennverlauf
$dQ_H/d\varphi$	J/°KW	Heizverlauf
R_{max}	bar/°KW	maximaler Druckanstieg
T	°C	Temperatur
x	mm	Koordinate in Motorlängsrichtung
y	mm	Koordinate in Motorquerrichtung
z	mm	Koordinate in Richtung der Zylinderachse
Z_D	–	Drallzahl
Z_T	–	Tumblezahl

Griechische Formelzeichen

ε	–	Verdichtungsverhältnis
ζ	%	energetischer Anteil
η	%	Wirkungsgrad
κ	–	Isentropenexponent

λ	–	Luftverhältnis
μ_i	–	Massenanteil der Komponente i
ν_i	–	Molanteil der Komponente i
$\nu_{st\ i}$	–	stöchiometrische Koeffizienten der Komponente i
ρ	kg/m ³	Dichte
τ	s	Zeit
φ	°KW	Kurbelwinkel
Φ	g/kWh	spezifische Emissionen
χ	%	energetische Substitutionsrate
ω	s ⁻¹	Winkelgeschwindigkeit

Indizes und Abkürzungen

0	Bezugs-/Standardzustand		and Analysis
10	Position nach Luftfilter	COV	Coefficient of Variation (Variationskoeffizient)
20	Position nach Verdichter		
21	Position nach Ladeluftkühler	cpsi	Cells Per Square Inch (Zelldichte)
22	Position im Saugrohr	CRI	Common-Rail-Injektor
31	Position vor Turbine	CRS	Common-Rail-System
40	Position nach Turbine	DDI	Dual Direct Injection (Direkteinspritzung von Erdgas und Diesel)
41	Position vor Katalysator		
42	Position nach Katalysator		
1500 / 3	Kurzschreibweise Betriebspunkt: Drehzahl / effektiver Mitteldruck	DeNO _x	Stickoxidabgasnachbehandlung
0D	nulldimensional	DF	Dual-Fuel
1D	eindimensional	DK	Drosselklappe
3D	dreidimensional	DI	Direct Injection (Direkteinspritzung bzw. Direkteinblasung)
a	Austritt	DIN	Deutsches Institut für Normung
abs	absolut	DoE	Design of Experiments (Statistische Versuchsplanung)
AMA	Abgasmessanlage	DOI	Duration of Injection (Dauer der Einblasung bzw. Einspritzung)
AGR	Abgasrückführung		
AÖ	Auslass öffnet		
AS	Auslass schließt	DrK	Drallklappe
ATL	Abgasturbolader	DS	Druckseite
B	Brennstoff	DV	Drosselventil
BEV	Battery Electric Vehicle (Elektrofahrzeug)	e	effektiv, Eintritt
CFD	Computational Fluid Dynamics	ECU	Engine Control Unit
CH ₄	Methan	Einbla	Erdgasinjektorstrom
C ₂ H ₆	Ethan	Einspr	Dieselinjektorstrom
C ₃ H ₈	Propan	EOI	End of Injection (Ende der Einblasung bzw. Einspritzung)
C ₇ H ₁₆	n-Heptan	EO	Engine Out (Motorausstritt)
C ₈ H ₁₈	Iso-Oktan	EÖ	Einlass öffnet
CNG	Compressed Natural Gas (Komprimiertes Erdgas)	ES	Einlass schließt
CNL	Combustion Noise Level (Kennwert für Verbrennungsgeräusch)	ETK	Emulatortastkopf
CO	Kohlenmonoxid	ETU	Engine Timing Unit
CO ₂	Kohlendioxid	EU	Europäische Union
CORA	Combustion Optimization Research	FSN	Filter Smoke Number
		GDS	Gegendruckseite
		ges	gesamt

GWP	Global Warming Potential (Treibhauspotenzial)	OT	nach dem anderen) oberer Totpunkt
H/C	Wasserstoff-Kohlenstoff-Verhältnis	PCCI	Premixed Charge Compression Ignition (Vorgemischte Selbstzündung)
H ₂ O	Wasser		
HC	Kohlenwasserstoff		
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition (Homogene Kompressionszündung)	Pd	Palladium
		PF	Partikelfilter
HD	Hochdruck	PFI	Port Fuel Injection (Saugrohreinblasung)
HE	Haupteinspritzung	PiI	Pilot Injection (Piloteinspritzung)
HEV	Hybrid Electric Vehicle (Hybridfahrzeug)	Pkw	Personenkraftwagen
		PN	Particle Number (Partikelanzahl)
HOEK	Hauptölkanal	ppm	parts per million
HV	Handventil	Prfst	Prüfstand
i	innen; indiziert; Laufvariable (1, 2, . . . , k)	Pt	Platin
Inj	Injektor	RANS	Reynolds-Averaged-Navier-Stokes (Reynolds-gemittelte Navier-Stokes)
KGH	Kurbelgehäuse	RCCI	Reactivity Controlled Compression Ignition (Reaktivitätsgesteuerte homogene Selbstzündung)
konst	konstant		
KM	Kühlmittel	RDE	Real Driving Emissions
KW	Kurbelwinkel	red	reduziert
lam	laminar	rel	relativ
LLK	Ladeluftkühler	RM	Reaktionsmechanismus
Lkw	Lastkraftwagen	ROZ	Researched Oktanzahl
LM	Linsenmulde	SCR	Selective Catalytic Reduction (Selektive katalytische Reduktion)
LNF	Leichtes Nutzfahrzeug	SM	Serienmulde
LNG	Flüssiges Erdgas	SOI	Start of Injection (Start der Einblasung bzw. Einspritzung)
LNT	Lean NO _x Trap (NO _x -Speicherkatalysator)	st	stöchiometrisch
max	maximal	SZK	Serienzylinderkopf
MFB _x	Mass Fraction Burned x-%-Umsatzpunkt	tot	total, Summe
min	minimal	TKE	Turbulence Kinetic Energy (Turbulente kinetische Energie)
MV	Magnetventil	TM	Topfmulde
MZ	Methanzahl	TP	Tailpipe (Katalysatoraustritt)
N ₂	Stickstoff	TTL	Transistor-Transistor-Logik
N ₂ O	Lachgas	TZK	Tumblezylinderkopf
nAGR	Position nach AGR-Kühler	U	Umgebung
nATL	Position nach ATL	UT	unterer Totpunkt
ND	Niederdruck	UV	unvollständige Verbrennung
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus	vAGR	Position vor AGR-Kühler
NG	Natural Gas (Erdgas)	VTG	Variable Turbinengeometrie
NH ₃	Ammoniak	vZOT	vor Zünd-OT
NMHC	Non Methane Hydrocarbons (Summe aller Kohlenwasserstoffe außer CH ₄)	WLTC	Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Cycle
NO _x	Stickoxide	WLTP	Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure
nZOT	nach Zünd-OT	WOT	Wechsel-OT
O ₂	Sauerstoff		
OH	Hydroxyl-Radikal		
OFAT	One-Factor-At-a-Time (Ein Faktor		

ZOT Zünd-OT
ZV Zündverzug

Zyk Zyklus
Zyl Zylinder

Operatoren

d vollständiges Differential
 ∂ partielles Differential

Δ Differenz zweier Größen
 Σ Summe

Veröffentlichungen

Die folgenden in chronologischer Reihenfolge aufgelisteten Veröffentlichungen und Abschlussarbeiten sind im Rahmen dieser Dissertation und des dabei durchgeführten Forschungsprojekts entstanden.

Publikationen

Sprenger, F., Fasching, P. und Kammerstätter, S.: „*Experimentelle Untersuchung von Erdgas-Diesel Brennverfahren mit äußerer und innerer Gemischbildung für Pkw-Anwendungen*“, 15. Tagung: Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, 24. – 25.09.2015, Graz

Fasching, P., Sprenger, F. und Eichlseder, H.: „*Experimental Optimization of a Small Bore Natural Gas-Diesel Dual Fuel Engine with Direct Fuel Injection*“, SAE Int. J. Engines 9(2), S. 1072 – 1086, 2016, DOI: 10.4271/2016-01-0783

Redtenbacher, C., Kiesling, C., Wimmer, A., Sprenger, F., Fasching, P. und Eichlseder, H.: „*Dual Fuel Brennverfahren - Ein zukunftsweisendes Konzept vom Pkw- bis zum Großmotorenbereich?*“, 37. Internationales Wiener Motorensymposium, 28. – 29.04.2016, Wien

Sprenger, F., Fasching, P. und Eichlseder, H.: „*Erdgas-Diesel Dual-Direct-Injection - Ein alternatives Brennverfahren zur signifikanten CO₂-Reduzierung*“, 10. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung, 24. – 25.11.2016, Berlin

Fasching, P., Sprenger, F. und Granitz, C.: „*A holistic investigation of Natural Gas-Diesel Dual Fuel Combustion with Dual Direct Injection for Passenger Car Applications*“, In: Springer Online Journal – Automotive and Engine Technology, 2017, DOI: 10.1007/s41104-017-0018-4

Fasching, P., Sprenger, F., Preuhs, J.F., Hoffmann und G., Piock, W.F.: „*Die Herausforderung mit direkteinspritzenden Erdgasinjektoren und ihre Verwendung in einem Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Konzept*“, 16. Tagung: Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, 28. – 29.09.2017, Graz

Masterarbeiten

Brescakovic, D.: „*Modellierung der Gemischbildung mittels 3D-CFD-Simulation für ein Erdgasbrennverfahren*“, Masterarbeit, Technische Universität Graz, 2016

Pfeifer, J.: „*Experimentelle Untersuchung unterschiedlicher Zündkonzepte für einen Erdgas-Pkw-Motor*“, Masterarbeit, Technische Universität Graz, 2016

Granitz, C.: „*Einfluss von Ladungsbewegung und Kolbengeometrie auf ein Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahren*“, Masterarbeit, Technische Universität Graz, 2016

Dissertation

Fasching, P.: „*Natural Gas as Fuel for Monovalent and Dual Fuel Combustion Engines – an Experimental and Numerical Study*“, Dissertation in Arbeit, Technische Universität Graz, 2017

1 Einleitung

Motivation

Wie sieht die Mobilität der Zukunft aus? Wie bewegen wir uns künftig fort? Wie interagiert die Mobilität mit der Gesellschaft langfristig? Genau mit diesen Fragestellungen sieht sich die Automobilindustrie aktuell konfrontiert. Die Branche befindet sich im Wandel und keiner will sich betreffend der Zukunft wirklich festlegen. Fakt ist, die Mobilität an sich stellt in einer modernen Gesellschaft eine Grundsäule unserer Bedürfnisse dar. Es wird immer wichtiger werden möglichst schnell, flexibel und kostengünstig von A nach B zu gelangen. Mit welcher Technologie wir in die Zukunft fahren, ist nach wie vor offen. Umweltaktivisten, Politiker sowie Medien fordern mehr denn je ein Verbot von Verbrennungskraftmaschinen in Pkw-Anwendungen, unter anderem aufgrund diverser Ungereimtheiten in jüngster Vergangenheit. Doch werden die Antriebstechnologien hinsichtlich Life-Cycle-CO₂, Schadstoffemissionen, Kosten, Infrastruktur usw. neutral bewertet, so ergeben sich viele Argumente, die für den Einsatz von Verbrennungsmotoren sprechen. Der Weg hin zur CO₂-neutralen Mobilität ist noch lang und bedarf einer konsequenten Weiterentwicklung aller Technologien. Abbildung 1.1 zeigt einen kleinen Auszug von aktuellen Herausforderungen in der Entwicklung von Verbrennungskraftmaschinen.



Abbildung 1.1: Aktuelle Herausforderungen in der Antriebsentwicklung von Verbrennungskraftmaschinen

Die komplizierten Rahmenbedingungen stellen die Entwickler vor schwierige, aber nicht unlösbare Herausforderungen. Neue Emissionsgesetzgebungen stellen die Verbrennungsmotoren und im Speziellen den Dieselmotor auf eine harte Bewährungsprobe. Besonders die Einführung der Real Driving Emissions (RDE) bedarf einer gänzlichen Neuauslegung der Motoren, um die ambitionierten Stickoxid- (NO_x) und Partikelemissionen einhalten zu können. Ein Überblick der relevanten Emissionsgesetzgebung in der Europäischen Union (EU) ist in Abbildung 1.2 zusammengefasst. Parallel mit der Einführung der EU6c/EU6d-Norm tritt zum

1 Einleitung

einen die RDE-Gesetzgebung und zum anderen der neue Typprüfzyklus WLTC (Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Cycle) in Kraft. Langfristig wird jedoch die strikte Li-

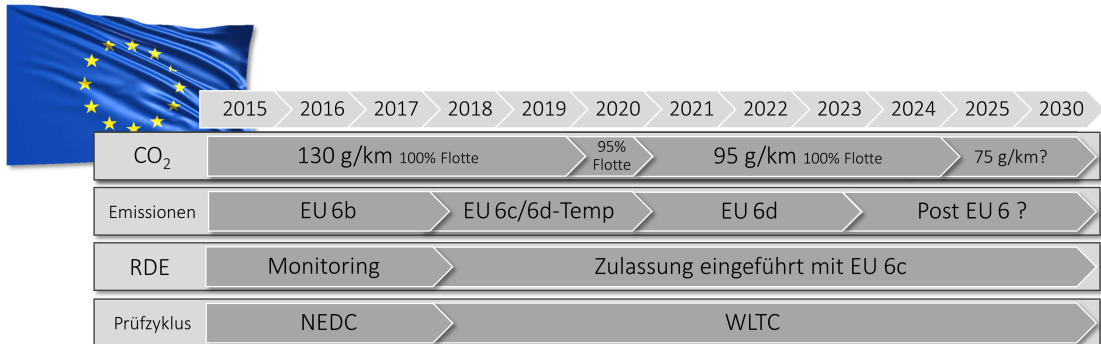


Abbildung 1.2: Überblick der Emissionsgesetzgebung in der EU

mitierung der CO₂-Emissionen die Entwickler vor besondere Herausforderungen stellen. Bis 2020 verschärfen sich die CO₂-Grenzwerte im Flottenmittel auf 95 g/km [20] und aktuell wird in der EU über eine weitere Limitierung auf 75 g/km für 2025 diskutiert. Dies würde einem Verbrauch von 3.2 Liter Benzin oder 2.8 Liter Diesel pro 100 Kilometer entsprechen. Neben den CO₂-Emissionen einer Fahrzeugflotte eines Herstellers aus dem Jahr 2015, zeigt Abbildung 1.3 die Entwicklung der durchschnittlichen CO₂-Emissionen neu zugelassener Pkws in Österreich. Abgeleitet werden kann, dass die aktuelle Bestimmung von 130 g/km nur mithilfe der zahl-

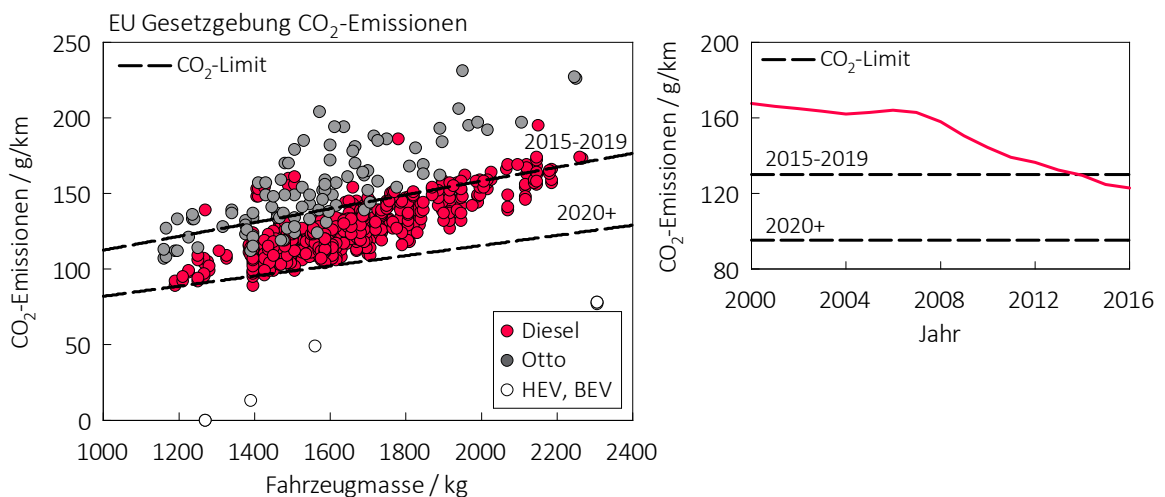


Abbildung 1.3: CO₂-Emissionen einer Fahrzeugflotte eines Herstellers aus dem Jahr 2015 inklusive der Entwicklung der durchschnittlichen CO₂-Emissionen in Österreich [21, 72]

reich verkauften Dieselfahrzeuge eingehalten werden kann. Wird der Blick auf den Grenzwert ab 2020 gerichtet, so ist ersichtlich, dass nur eine handvoll Fahrzeuge dieses Limit unterschreiten. Hierbei handelt es sich um stark hybridisierte (HEV) oder rein elektrisch betriebene Fahrzeuge (BEV), die nach aktueller Gesetzgebung die elektrisch bereitgestellte Energie nicht

in der CO₂-Bilanz berücksichtigen müssen. Tatsache ist, dass die CO₂-Bilanz eines Verbrennungsmotors unmittelbar mit dem Wirkungsgrad und dem eingesetzten Kraftstoff verknüpft ist. Aufgrund dessen, dass der thermodynamische Wirkungsgrad einer Wärmekraftmaschine begrenzt ist, müssen zusätzlich alternative Wege zur weiteren CO₂-Reduzierung beschritten werden, um den Grenzwert von 95 g/km für 2020 erreichen zu können. Eine attraktive Lösung ist der Einsatz von alternativen Kraftstoffen, im Speziellen von Erdgas. Durch den Hauptbestandteil Methan (CH₄) profitiert der gasförmige Kraftstoff hinsichtlich der CO₂-Emissionen primär vom günstigen Wasserstoff-Kohlenstoff-Verhältnis (H/C). Unter der Annahme eines konstanten effektiven Motorwirkungsgrades ergibt sich für Methan ein CO₂-Einsparpotenzial von ca. 25 % gegenüber konventionellen Kraftstoffen. Trotz der geringen Verbreitung von Erdgasfahrzeugen in den heutigen Fahrzeuglandschaften ist festzuhalten, dass mit keiner anderen Einzelmaßnahme die realen CO₂-Emissionen einer Verbrennungskraftmaschine derart effektiv, vergleichsweise kostengünstig und kurzfristig reduziert werden können.

Ziele

Die zukünftigen CO₂-Emissionsziele von 95 g/km ab 2020 und die derzeit diskutierte weitere Verschärfung auf 75 g/km im Flottenmix erfordern einen ambitionierten technischen Fortschritt in der Antriebsentwicklung von Verbrennungskraftmaschinen. Daher beschäftigt sich die vorliegende Dissertation mit der Entwicklung eines CO₂-optimalen Brennverfahrens für den Einsatz im Pkw-Bereich. Basierend auf einem serienmäßigen Dieselmotor wird das Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahren mit folgendem übergeordneten Ziel untersucht:

Verknüpfung des hohen Wirkungsgrades eines Dieselmotors mit dem CO₂-Einsparpotenzial von Erdgas in einem Brennverfahren.

In Kooperation mit der BMW Motoren GmbH in Steyr, Oberösterreich, soll im Rahmen dieser Dissertation die Einsatzmöglichkeit eines Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahrens im Pkw-Bereich untersucht werden. Dazu muss das alternative Konzept gesamtheitlich analysiert und beurteilt werden. Um die Fragestellungen in aussagekräftiger Qualität bewerten zu können, werden sowohl experimentelle als auch numerische Untersuchungen angestellt.

Gliederung

Nachdem in Kapitel 2 die theoretischen Grundlagen und Definitionen vermittelt werden, wird in Kapitel 3 auf die Methodik während der Entwicklung näher eingegangen. Das anschließende Kapitel 4 beschäftigt sich mit den realisierten Dual-Fuel-Motorkonzepten und deren Umsetzung am Motorprüfstand. Im darauffolgenden Kapitel 5 werden zunächst die experimentellen Tätigkeiten und anschließend in Kapitel 6 die numerischen Untersuchungen detailliert beschrieben. Abgeschlossen wird die Dokumentation in Kapitel 7 mit einer Zusammenfassung über die gewonnenen Erkenntnisse.

2 Theorie und Grundlagen

Neben der Beschreibung wesentlicher Eigenschaften von Erdgas wird in diesem Kapitel auf verschiedene Erdgaskonzepte für Pkw-Anwendungen eingegangen. Dabei wird speziell die Umsetzung von Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahren detaillierter behandelt. Aufbauend auf dem vorherigen Abschnitt, wird im Kapitel 2.3 der aktuelle Stand der Technik hinsichtlich Dual-Fuel-Konzepte beschrieben. Anschließend folgt ein kurzer Exkurs zur Abstrahierung der Erdgas-Diesel-Verbrennung. Aufgrund der unterschiedlichen Verbrennungsregime wird im Anschluss die nicht- bzw. vorgemischte Verbrennung näher beschrieben. Abgeschlossen wird dieses Kapitel mit der Einführung diverser Definitionen, die das Verständnis nachfolgender Ergebnisse erleichtern.

2.1 Erdgas als Kraftstoff in Verbrennungskraftmaschinen

Obwohl Erdgas als Kraftstoff ein Schattendasein in den Fahrzeuglandschaften fristet, bietet der alternative Kraftstoff ein enormes Potenzial für zukünftige Antriebskonzepte. In den folgenden Abschnitten werden allgemeine Eigenschaften, die chemische Zusammensetzung sowie das CO₂-Einsparpotenzial von Erdgas beschrieben.

2.1.1 Allgemeine Eigenschaften von Erdgas

Mit dem speziellen Fokus auf der Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Verbrennung sind in Tabelle 2.1 die wichtigsten Eigenschaften beider Kraftstoffe angeführt. Erdgas besteht je nach Herkunft und Qualität zum überwiegenden Anteil aus Methan. Aufgrund der chemischen Stabilität besitzt CH₄ eine sehr hohe Klopffestigkeit. Normalerweise wird die Klopfgrenze für gasförmige Kraftstoffe mithilfe der sogenannten Methanzahl (MZ) ausgedrückt. Um den Vergleich mit konventionellen Flüssigkraftstoffen anstellen zu können, kann die Methanzahl in die Research-Oktanzahl (ROZ) umgerechnet werden. Dabei entspricht die Methanzahl von 100 einer ROZ von ca. 130. Aufgrund der chemischen Struktur weist CH₄ das größte H/C-Verhältnis aller fossiler Kraftstoffe auf. Im direkten Vergleich ergibt sich für CH₄ ein H/C-Verhältnis von 4 und für konventionellen Dieselmethan abhängig von der chemischen Zusammensetzung von ca. 1.87. Zudem wirkt sich das hohe H/C-Verhältnis positiv auf den massebezogenen Heizwert H_u aus, welcher sich für CH₄ auf 50.0 MJ/kg beziffert. Aufgrund der weiten Zündgrenzen ($0.6 < \lambda < 2.0$) eignet sich Methan speziell für Brennverfahren mit starker Ladungsverdünnung. Infolge der Reaktionsträgheit erfordert CH₄ für die motorische Realisierung einer reinen Selbstzündung hohe Kompressionsendtemperaturen. Dadurch wird für die Zündung meist eine zusätzliche externe Zündquelle benötigt. Die Hilfszündenergie kann beispielsweise mit einer konventionellen Zündkerze oder mit einer Piloteinspritzung bereitgestellt werden. Beim zuletzt genannten Zündsystem wird ein zündwilliger Kraftstoff in den Brennraum eingebracht,

welcher sich aufgrund der Kompression selbst entzündet. Die Umsetzung von zwei unterschiedlichen Kraftstoffen simultan im Brennraum wird als Dual-Fuel-Brennverfahren bezeichnet. Aufgrund des gasförmigen Aggregatzustandes von Methan unter Umgebungsbedingungen ergibt sich ein deutlicher Nachteil in Bezug auf die volumetrische Energiedichte im Vergleich zu flüssigen Kraftstoffen. Um dennoch eine akzeptable Reichweite erreichen zu können, wird Erdgas entweder in Druckbehältern gasförmig komprimiert (CNG) oder in speziellen Tanks verflüssigt (LNG) gespeichert. Je nach Gemischbildung und Bezugsbedingungen ergeben sich unterschiedliche Gemischheizwerte H_G für den Erdgasbetrieb. Wesentlich an dieser Stelle ist, dass durch die Direkteinblasung von Erdgas der Gemischheizwert H_G um ca. 10 % im Vergleich zum gemischansaugenden Betrieb gesteigert werden kann.

Tabelle 2.1: Kraftstoffeigenschaften von Methan und Diesel

Merkmal	Einheit	Methan CH ₄ [7]	Diesel [59]
Methanzahl MZ	–	100	–
Vergleichsoktanzahl ROZ	–	≈ 130	–
H/C-Verhältnis	–	4	1.87
Stöchiometrischer Luftbedarf L_{st}	kg L/kg Br	17.2	14.5
Spezifischer Heizwert H_u	MJ/kg	50.0	43.0
Zündgrenzen	–	$0.6 < \lambda < 2.0$	$0.5 < \lambda < 1.4$
Selbstzündungstemperatur	°C	595	250
Energiedichte	MJ/dm ³	7.85 ^a	35.9
Gemischheizwert H_G gemischansaugend / luftansaugend	MJ/m ³	3.17 ^b / 3.50 ^b	– / 2.93 ^c

^a Speicherzustand: $p = 200$ bar, $t = 25$ °C

^b Bezugsbedingungen: $t = 25$ °C, $p = 1013.25$ mbar, $\lambda = 1$

^c Bezugsbedingungen: $t = 25$ °C, $p = 1013.25$ mbar, $\lambda = 1.2$

2.1.2 Chemische Zusammensetzung von Erdgas

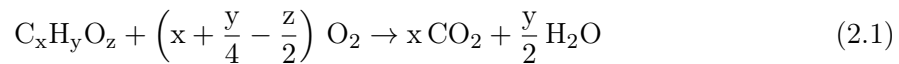
Die hohen Anforderungen an heutige Brennverfahren sind nur in Kombination mit hochwertigen Kraftstoffen erreichbar. Daher ist speziell beim Einsatz von Erdgas auf die unterschiedliche chemische Zusammensetzung des Kraftstoffes zu achten. Für die Entwicklung moderner Brennverfahren ist es essentiell, die Eigenschaften des eingesetzten Kraftstoffes zu kennen, weshalb im Fall von Erdgas Anforderungen und Prüfverfahren beispielsweise in der DIN-Norm 51624 [17] oder der ÖNORM-EN-16723-2 [52] geregelt sind. Generell wird Erdgas in zwei Qualitätsstufen H(igh) und L(ow) eingeteilt, wobei lt. Norm eine minimale Methanzahl von 70 bzw. ein minimaler volumetrischer Methangehalt von 80 % eingehalten werden müssen. Im weiteren Verlauf der Dokumentation wird aufgrund der kompakteren Schreibweise häufig das Akronym NG für Natural Gas aus dem englischsprachigen Raum anstelle von Erdgas verwendet. In Tabelle 2.2 ist die Zusammensetzung des verwendeten Erdgases zusammengefasst. Es wurde stets Erdgas der Qualität H mit einem Methangehalt größer 95 % für die experimentellen Untersuchungen verwendet. Neben dem Mittelwert sind zusätzlich die Extremwerte für die einzelnen Spezies angeführt.

Tabelle 2.2: Chemische Zusammensetzung und Kraftstoffeigenschaften des verwendeten Erdgases

	CH ₄ % (v/v)	C ₂ H ₆ % (v/v)	C ₃ H ₈ % (v/v)	N ₂ % (v/v)	CO ₂ % (v/v)	H _{uNG} MJ/kg	L _{stNG} –
Mittelwert \bar{x}_i	98.14	0.4109	0.1689	1.048	0.1483	48.88	16.81
Standardabweichung s_i	1.037	0.01975	0.01547	1.032	0.05825	0.8874	0.3063

2.1.3 CO₂-Einsparpotenzial

Einer der wichtigsten Treiber für den Einsatz von Erdgas als alternativer Kraftstoff in mobilen Anwendungen ist das CO₂-Einsparpotenzial. Nachfolgend wird die CO₂-Reduktion durch die Verwendung von Methan (CH₄) gegenüber n-Heptan (C₇H₁₆) und Iso-Oktan (C₈H₁₈) hergeleitet. Dabei repräsentieren die beiden Vergleichskraftstoffe Diesel und Benzin. Ausgehend von der vollständigen stöchiometrischen ($\lambda = 1$) Verbrennung ohne Dissoziation kann die Zusammensetzung des Verbrennungsgases aus der chemischen Bruttoreaktionsgleichung abgeleitet werden. Angeführt ist die Reaktionsgleichung für einen allgemeinen Kohlenwasserstoff C_xH_yO_z:



Aus Gleichung 2.1 folgt die Molanzahl von CO₂ in Abhängigkeit vom eingesetzten Kraftstoff C_xH_yO_z von:

$$n_{\text{CO}_2} = x n_{\text{C}_x\text{H}_y\text{O}_z} \quad (2.2)$$

Die Umrechnung der Molbasis auf die Massenbasis erfolgt durch:

$$m_{\text{CO}_2} = n_{\text{CO}_2} M_{\text{CO}_2} \quad (2.3)$$

$$m_{\text{C}_x\text{H}_y\text{O}_z} = n_{\text{C}_x\text{H}_y\text{O}_z} M_{\text{C}_x\text{H}_y\text{O}_z} \quad (2.4)$$

Um das freigesetzte CO₂ auf eine neutrale Basis zu beziehen, werden diese auf den Heizwert des Kraftstoffes C_xH_yO_z bezogen. Die Bestimmung des Heizwertes der isothermen-isobaren Bruttoreaktion erfolgt mithilfe der Reaktionsenthalpie $\Delta_{\text{R}}H$ und den stöchiometrischen Koeffizienten $\nu_{\text{st}i}$. Wird die Berechnung für $n_{\text{C}_x\text{H}_y\text{O}_z} = 1$ durchgeführt, so ergibt sich der Zusammenhang $\nu_{\text{st}i} = n_i$.

Nach dem Satz von Hess lässt sich nun die molare Standardreaktionsenthalpie $\Delta_{\text{R}}H_{\text{m}}^0$ aus der Summe der molaren Standardbildungsenthalpie der Komponenten $\Delta_{\text{B}}H_{\text{m}i}^0$ berechnen:

$$\Delta_{\text{R}}H_{\text{m}}^0(T^0) = \sum_i \nu_{\text{st}i} \Delta_{\text{B}}H_{\text{m}i}^0(T^0) \quad \text{in kJ/mol} \quad (2.5)$$

mit dem Bezug auf $\nu_{\text{st} \text{C}_x\text{H}_y\text{O}_z} = 1$ berechnet sich der massebezogene Heizwert H_p

$$H_p = \frac{|\Delta_{\text{R}}H_{\text{m}}^0(T^0)|}{M_{\text{C}_x\text{H}_y\text{O}_z}} \quad \text{in kJ/g} \quad (2.6)$$

Der Index p betont die Bestimmung des Heizwertes H_p bei konstantem Druck. Dieser entspricht zugleich dem vorher erwähnten Heizwert H_u . Wird die freigesetzte Masse an CO_2 auf den Heizwert des jeweiligen Kraftstoffes bezogen, so ergibt sich Φ_{CO_2} :

$$\Phi_{\text{CO}_2} = \frac{m_{\text{CO}_2}}{E_{\text{C}_x\text{H}_y\text{O}_z}} = \frac{x M_{\text{CO}_2}}{m_{\text{C}_x\text{H}_y\text{O}_z} H_p} \quad \text{in g CO}_2/\text{kWh} \quad (2.7)$$

In Tabelle 2.3 sind die Ergebnisse für die Kraftstoffe Methan, n-Heptan (C_7H_{16}) und Iso-Oktan (C_8H_{18}) zusammengefasst. Die für die Berechnung notwendigen Stoffwerte wurden aus [50] entnommen. Schlussendlich führt die Verwendung von Methan als Kraftstoff zu einer CO_2 -Reduktion von 25.8 % bzw. 26.4 % gegenüber n-Heptan und Iso-Oktan bei identer freigesetzter Energie.

Tabelle 2.3: CO_2 -Potenzial von Methan gegenüber n-Heptan und Iso-Oktan

Kraftstoff	$\Delta_B H_m^0$ kJ/mol	M g/mol	H_p kJ/g	Φ_{CO_2} g CO_2 /kWh	CO_2 -Reduktion %
Methan CH_4	-74.87	16.04	50.02	197.5	-
n-Heptan C_7H_{16}	-187.8	100.2	41.57	266.3	25.84
Iso-Oktan C_8H_{18}	-224.1	114.2	41.38	268.2	26.36

Stoffwerte bezogen auf $t = 25^\circ\text{C}$ und $p = 1$ bar

Das in Tabelle 2.3 beschriebene CO_2 -Potenzial bezieht sich auf die Verwendung von reinem Methan als Kraftstoff. Die nachfolgende Abbildung 2.1 zeigt wichtige Einflussgrößen auf die realen CO_2 -Emissionen. Neben der chemischen Zusammensetzung des eingesetzten Erdgases beeinflusst die innermotorische Umsetzung maßgebend die CO_2 -Bilanz eines Brennverfahrens.

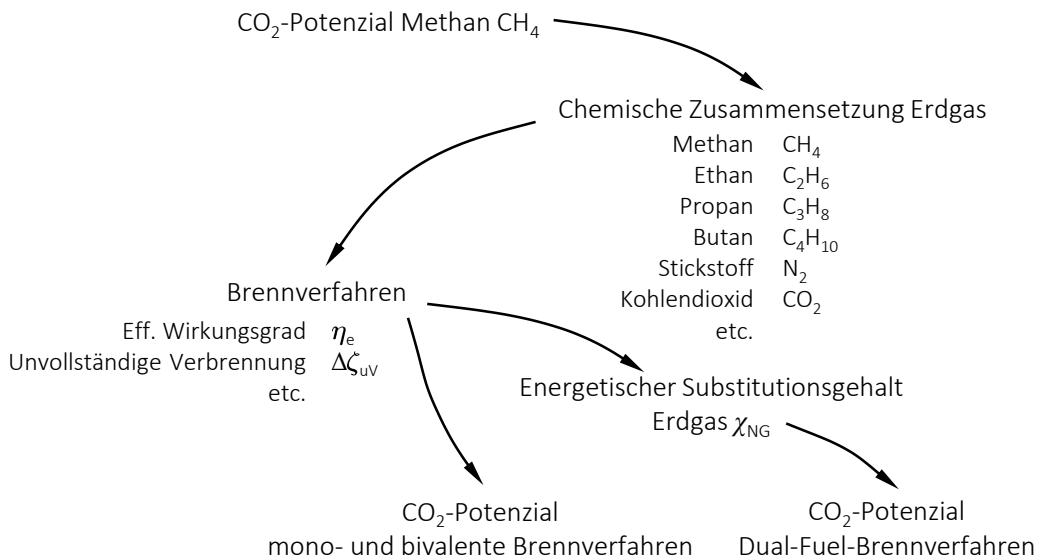


Abbildung 2.1: CO_2 -Potenzial von Erdgas und deren Einflussgrößen

Zusätzliches Potenzial für eine weitere Reduktion der CO₂-Emissionen bietet der Einsatz von erneuerbarem Methan (Biomethan). Aufgrund der biogenen Erzeugung aus organischen Abfällen oder nachwachsenden Rohstoffen ist die Verwendung von Biomethan fast vollständig CO₂ neutral. Eine weitere Möglichkeit die CO₂-Emissionen signifikant zu vermindern ist die Erzeugung von erneuerbarem Methan mithilfe der Power-to-Gas-Technologie. Durch die bidirektionale Koppelung von Strom- und Erdgasnetz kann der überschüssige Ökostrom zuerst mittels Elektrolyse in Wasserstoff und anschließend über die Methanisierung in Methan umgewandelt und eingespeist werden.

Im Dual-Fuel-Betrieb ist das CO₂-Potenzial zusätzlich mit dem energetischen Erdgasanteil χ_{NG} während der Verbrennung verknüpft. Daraus resultiert, dass für die Minimierung der CO₂-Emissionen das Erdgas-Diesel-Brennverfahren auf maximale Erdgasanteile optimiert werden muss. In Abbildung 2.2 ist die beschriebene Abhängigkeit dargestellt.

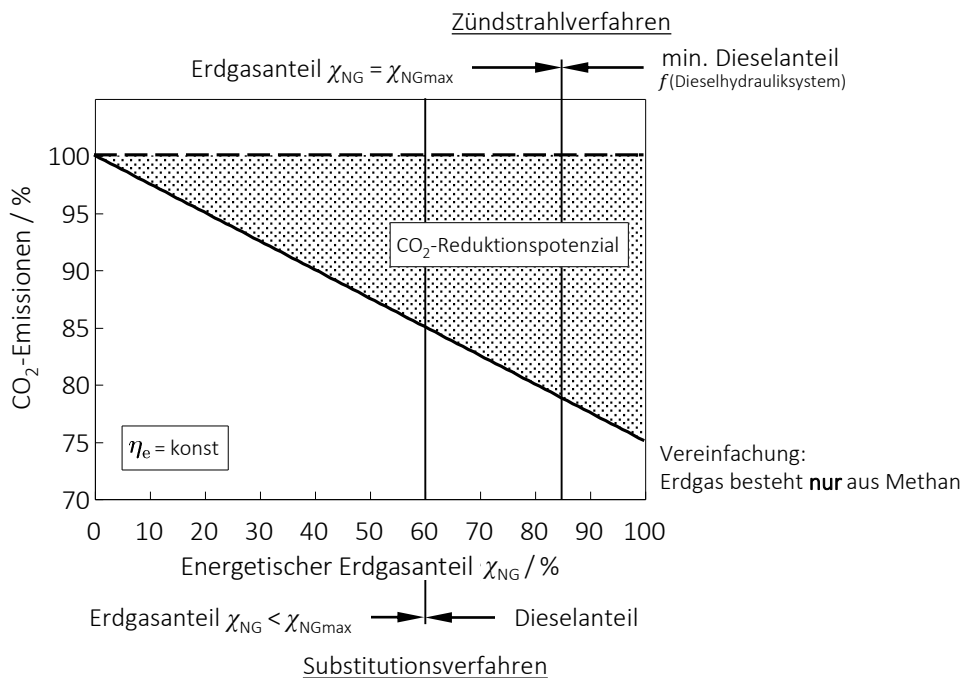


Abbildung 2.2: CO₂-Potenzial von Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahren

Im Gegensatz zu monovalenten und bivalenten Motorkonzepten, welche ausschließlich mit Erdgas betrieben werden können, sind bei einem Dual-Fuel-Brennverfahren stets zwei Kraftstoffe gleichzeitig im Brennraum vorhanden. Dadurch ist die CO₂-Einsparung direkt mit dem Erdgasanteil während der Verbrennung verknüpft. Je nach Betriebsstrategie können Dual-Fuel-Konzepte in Substitutions- und Zündstrahlverfahren unterteilt werden. Hauptunterscheidungsmerkmal ist die Ausrichtung des Brennverfahrens bzgl. des eingesetzten Erdgasanteils während der Verbrennung. Eine detailliertere Beschreibung folgt in den nächsten Kapiteln.

2.2 Pkw-Motorenkonzepte basierend auf Erdgas

Aufgrund der flexiblen Einsatzmöglichkeiten von Erdgas als Kraftstoff für mobile Anwendungen können unterschiedliche Motorenkonzepte realisiert werden. Eine prinzipielle Gliederung von Erdgasbrennverfahren nach verschiedensten Kategorien ist in Abbildung 2.3 dargestellt. Neben unterschiedlichen Speicherformen von Erdgas unterscheiden sich die Konzepte hinsichtlich Zündungsart, Gemischbildung, Verbrennung sowie der Abgasnachbehandlung. Dabei ergeben sich je nach Anwendungsbereich differierende Anforderungen an das Brennverfahren. Grundlegende Konzepte und deren Merkmale werden in den nachfolgenden Unterkapiteln erläutert.




	 Pkw	 LNF	 Lkw
Speicherung:	Komprimiertes Erdgas – CNG	Flüssiges Erdgas – LNG	
Aufbereitung:	Niederdruck PFI Erdgas $p_{NG} < 8 \text{ bar}$	Niederdruck DI Erdgas $p_{NG} < 20 \text{ bar}$	Hochdruck DI Erdgas $p_{NG} > 50 \text{ bar}$
Zündungsart:	Fremdzündung	Selbstzündung	Sonderverfahren HCCI, PCCI, RCCI, Vorkammer,...
Gemischbildung:	Zentrale Gemischbildung	Saugrohreinblasung	Direkteinblasung
Verbrennung:	$\lambda > 1$	$\lambda = 1$	Dual-Fuel Substitutionsverfahren Dual-Fuel Zündstrahlverfahren
Abgasnachbehandlung:	Dreiwegekatalysator	Oxidationskatalysator	Stickoxidkatalysator DeNO _x Partikelfilter PF

Abbildung 2.3: Gliederung Motorkonzepte basierend auf Erdgas

2.2.1 Monovalente Konzepte

In monovalenten Konzepten wird ausschließlich ein Kraftstoff als Energiequelle für die Fortbewegung verwendet. Der monovalente Erdgasmotor wird dabei speziell auf die Eigenschaften von Erdgas in Kombination mit einer elektrischen Fremdzündung optimiert. Das Zündsystem kann dabei von einer konventionellen Zündkerze bis zu einer alternativen Hochfrequenzzündung variieren. Ausgeführte monovalente Erdgas-Pkw-Motoren sind nach aktuellem Stand nicht in Großserienanwendungen in Verwendung. Dennoch sind in der Literatur einige ausgeführte monovalente Erdgasmotoren zu finden [10, 11, 38, 40, 66, 73].

2.2.2 Bivalente Konzepte

Bivalente Motorenkonzepte zeichnen sich durch die Verwendung von zwei unterschiedlichen Kraftstoffen aus. Wichtig dabei ist der Umstand, dass wahlweise der eine oder der andere Kraftstoff im Brennraum umgesetzt wird. Prinzipiell sind unterschiedliche Kraftstoffkombinationen möglich. Typischerweise werden bestehende Benzin-Ottomotoren auf den zusätzlichen

Betrieb mit Erdgas modifiziert. Neben einigen Erdgasmodellen von Fahrzeugherstellern, wie beispielsweise dem Audi A4 g-tron [54] oder dem VW Eco Up [51], beschränkt sich die Verbreitung von bivalenten Fahrzeugen auf Nachrüstlösungen unterschiedlichster Ausführungen. Eine bekannte Schwierigkeit von bivalenten Konzepten ist die kompromissbehaftete Auslegung des Brennverfahrens auf zwei unterschiedliche Kraftstoffe. Dadurch können spezifische Kraftstoffeigenschaften nur beschränkt berücksichtigt werden. Zum Beispiel kann die hohe Klopfestigkeit von Erdgas in Kombination mit Benzin nur begrenzt ausgeschöpft werden, womit sich auch das CO₂-Potenzial dieser Fahrzeuge reduziert. Zusätzlich darf nicht vergessen werden, dass bivalent ausgeführte Fahrzeuge die Infrastruktur für zwei Kraftstoffe mitführen müssen. Beginnend vom Tanksystem über die Aufbereitung bis hin zum Injektor müssen alle Bauteile in doppelter Ausführung im Fahrzeug implementiert werden. Einerseits steigen dadurch die Kosten und andererseits wird für die Realisierung zusätzlicher Bauraum benötigt. Die Motivation für die Verwendung bivalenter Antriebskonzepte beruht im Wesentlichen auf folgenden Gründen:

1. Für einen der beiden Kraftstoffe ist keine flächendeckende Tankstelleninfrastruktur vorhanden, sodass bei Versorgungslücken ersatzweise auf den zweiten Kraftstoff umgeschaltet werden kann.
2. Der Kunde kann nach wirtschaftlichen Gesichtspunkten wahlweise selbst entscheiden welchen Kraftstoff er verwendet.
3. Für den Hersteller ist das Erreichen der Emissionsgrenzwerte nur mit einem Kraftstoff möglich (z. B. Konvertierungsverhalten Kaltstart – Light-off-Temperatur). Je nach Gesetzgebung ist eine komplette Neuzertifizierung mit dem zusätzlichen Kraftstoff nicht notwendig.

2.2.3 Dual-Fuel-Konzepte

Aus der Bezeichnung Dual-Fuel kann direkt abgeleitet werden, dass es sich bei diesem Konzept um die Verknüpfung von zwei unterschiedlichen Kraftstoffen handelt. Im Gegensatz zu bivalenten Brennverfahren, werden im Dual-Fuel-Betrieb beide Kraftstoffe simultan im Brennraum umgesetzt. Prinzipiell sind unterschiedliche Kraftstoffkombinationen denkbar, wie beispielsweise Benzin-Diesel [19, 25], Wasserstoff-Diesel [6, 36] oder Benzin-Erdgas [34]. Typischerweise wird ein zündunwilliger mit einem zündwilligen Kraftstoff kombiniert. Im konkreten Fall wird für das untersuchte Dual-Fuel-Brennverfahren die Paarung Erdgas als zündunwilliger und Diesel als zündwilliger Kraftstoff kombiniert. Dabei fungiert der stets direkt eingebrachte Diesel quasi als *chemische* Zündkerze und ist somit Initiator für die Verbrennung. Das Mischungsverhältnis beider Kraftstoffe kann dabei variieren. Abhängig vom Erdgasanteil kann zwischen einem Substitutions- und Zündstrahlverfahren unterschieden werden. Letzteres orientiert sich an der minimal absetzbaren Dieselmenge, welche durch die minimale Zündenergie oder das Einspritzsystem begrenzt ist. Das CO₂-Potenzial für beide Verfahren wurde bereits in Abbildung 2.2 dargestellt. Primäres Ziel des Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahrens ist die Verkettung des hohen Wirkungsgrades eines Dieselmotors mit den CO₂-Vorteilen des Kraftstoffes Erdgas. Um das CO₂-Potenzial zu maximieren, muss der Dieselanteil während der Verbrennung auf ein Minimum reduziert werden. Dadurch werden die Untersuchungen

und Auslegungen stets in Richtung Dieseldieselstrahlverfahren ausgerichtet. Wie beim zuvor beschriebenen bivalenten Konzept, werden im Dual-Fuel-Betrieb ebenfalls zwei Kraftstoffsysteme benötigt. Dabei muss aus Kostengründen versucht werden, die Anforderungen an das Dieseldieselstrahlverfahren so gering als möglich zu halten.

Im weiteren Verlauf konzentriert sich die Arbeit auf das Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahren. Aufgrund der kompakteren Schreibweise wird die Kraftstoffpaarung in der Beschreibung nicht immer verwendet und allgemein nur als Dual-Fuel (DF) assoziiert.

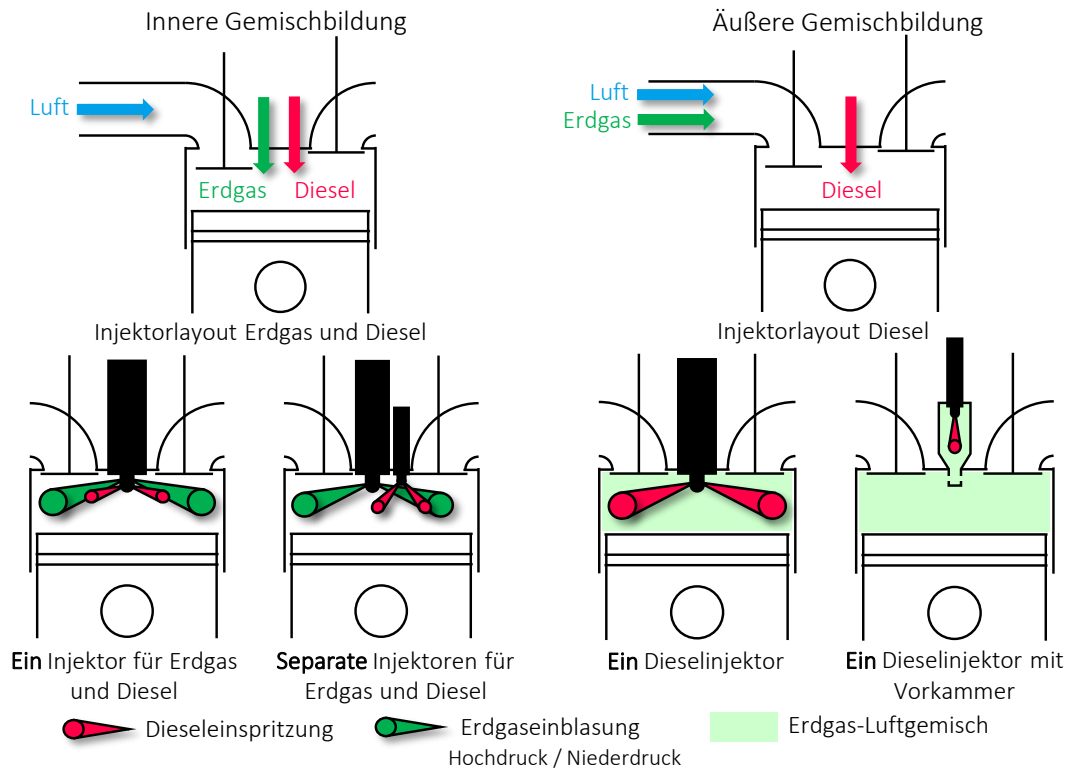


Abbildung 2.4: Überblick von Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Konzepten für Pkw-Anwendungen, nach [61]

Gemischbildung

In Abbildung 2.4 ist ein schematischer Überblick über verschiedene Gemischbildungskonzepte dargestellt. Wie bereits zuvor erwähnt, wird der zündwillige Kraftstoff Diesel immer direkt in den Brennraum im zeitlichen Bereich rund um den oberen Totpunkt (OT) eingespritzt. Abhängig von der konstruktiven Position der Erdgaseinblasung kann zwischen einer inneren und äußeren Gemischbildung unterschieden werden. Neben zwei separaten Injektoren für Erdgas und Diesel ist bei der inneren Gemischbildung auch ein Injektor, der beide Kraftstoffe absetzen kann denkbar. Ein solches Konzept wird in der Literatur häufig als Doppelinjektor [46] bezeichnet. Für den Einsatz in Pkw-Anwendungen ist dieses Injektorlayout nur im Bereich der Forschung zu finden. Für DF-Konzepte mit einer äußeren Erdgasgemischbildung kann der Dieselinjektor einerseits direkt im Brennraum und andererseits in einer Vorkammer positioniert

werden. Bezüglich der äußeren Erdgaseinblasung kann zwischen einer zentralen Einblasung vor dem Saugrohr und einer sequentiellen Einblasung in die Einlasskanäle unterschieden werden. Abseits von grundlegenden Rahmenbedingungen hinsichtlich der Gemischbildung zwischen Erdgas und Diesel können DF-Brennverfahren weiter unterteilt werden. Nachfolgend werden weitere Einflussfaktoren angeführt und erläutert.

Speicherform Erdgas

Je nach Anforderung kann sowohl LNG als auch CNG für DF-Brennverfahren eingesetzt werden. Primär ausschlaggebend ist dabei die benötigte volumetrische Energiedichte. Für den Einsatz in mobilen Anwendungen ist zusätzlich der enorme Kostendruck miteinzubeziehen. Aufgrund der geringeren Komplexität und der nicht bestehenden Kraftstoffinfrastruktur wird im Pkw-Bereich meist auf CNG-Systeme zurückgegriffen.

Betriebsdruck

Im direkten Zusammenhang mit dem realisierten Betriebsdruck für die Erdgaseinblasung ergibt sich für jedes CNG-Konzept ein zeitliches Fenster, in dem die Einblasung stattfinden kann. Dabei sind unterschiedliche Einflussfaktoren für das Ende der Erdgaseinblasung (EOI_{NG}) bestimmend. Für alle Konzepte ist der Umstand gültig, dass stets ein überkritisches Druckverhältnis während der Einblasung vorhanden sein muss, um stabile und reproduzierbare Mengen absetzen zu können. Bei der Hochdruck-Direkteinblasung (HD-DI) ist die Lage der Einblasung für den Verbrennungsverlauf ausschlaggebend, wohingegen das Ende der Einblasung für die Niederdruck-Direkteinblasung (ND-DI) vom anliegenden Versorgungsdruck am Injektor abhängt. Für die Variante mit einer äußeren Erdgasgemischbildung (PFI) ist das saugsynchrone Einblaseende mit dem Schließzeitpunkt des Einlassventils (ES) verbunden. Wichtig an dieser Stelle ist die Anmerkung, dass der Versorgungsdruck des Injektors direkt mit der Reichweite eines CNG-Fahrzeuges gekoppelt ist. Ausführungen ohne zusätzlichen Kompressor können lediglich den Speicherdruck bis zum Erreichen des Injektordrucks verwenden.

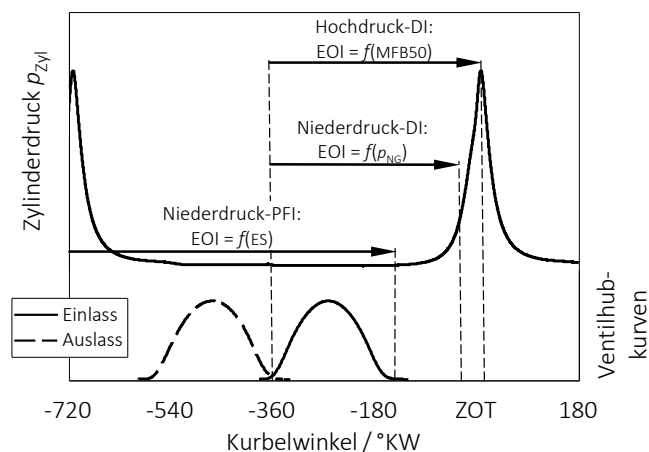


Abbildung 2.5: Zeitliches Einblasfenster für CNG-Konzepte in Abhängigkeit vom Versorgungsdruck des Injektors

Zündung

Typischerweise wird bei einem Erdgas-Diesel Brennverfahren der Zündungsmechanismus durch den direkt in den Brennraum eingespritzten Diesel gesteuert. Dabei wirkt der Dieselizeündstrahl wie eine chemische Zündkerze. Alternativ kann der Brennbeginn auch durch eine homogene Kompressionszündung (HCCI) erfolgen. Zusätzlich kann die Reaktivität im Dual-Fuel-Betrieb durch das Mischungsverhältnis zwischen Erdgas und Diesel beeinflusst werden (RCCI). Alle alternativen Zündmechanismen verbindet die Tatsache, dass der Brennbeginn nicht direkt steuerbar ist. Der Zündzeitpunkt für diese Brennverfahren resultiert aus der Reaktionskinetik während des Zündverzuges, weshalb diese Verfahren in der Praxis kaum Anwendung finden. Der Fokus dieser Untersuchungen wurde auf ein Zündstrahlverfahren ausgerichtet. Dabei wird der Brennbeginn durch die nicht-vorgemischte Dieselvebrennung wie bei einem konventionellen Dieselmotor direkt ausgelöst.

Betriebsstrategie

Aufgrund der zusätzlichen Flexibilität durch die Erweiterung konventioneller Brennverfahren um einen weiteren Kraftstoff ergeben sich unzählige Möglichkeiten diese im Betrieb zu kombinieren. Entscheidend dabei ist, welche Ausrichtung ein DF-Konzept verfolgt. Wie beispielsweise in Abbildung 2.2 gezeigt, ist das CO₂-Potenzial direkt mit dem Erdgasanteil gekoppelt. Um möglichst niedrige CO₂-Emissionen zu erreichen, muss das DF-Brennverfahren auf den Dieselizeündstrahlbetrieb und maximalen Erdgasanteil optimiert werden. Steht die Kraftstoffflexibilität im Vordergrund, wäre ein Substitutionsverfahren eine logische Schlussfolgerung. Als zusätzliche Herausforderung können DF-Konzepte zumindest einen eingeschränkten reinen Dieselmotor bereitstellen. Speziell im Hinblick auf die Auslegung der Kraftstoffinfrastruktur für Erdgas und Diesel müssen diese Rahmenbedingungen berücksichtigt werden. Die Erarbeitung einer gesamtheitlichen Betriebsstrategie für das DF-Brennverfahren ist ein wesentliches Kernelement dieser Arbeit und wird in Kapitel 5 detailliert beschrieben.

2.3 Stand der Technik

In diesem Abschnitt wird auf den aktuellen Stand der Technik von Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahren eingegangen. Neben der Chronologie von DF-Konzepten quer durch alle Bereiche der Verbrennungskraftmaschinen, wird ein kurzer Überblick über ausgewählte Grundlagenforschung aus der Literatur gegeben. Die Technologie Dual-Fuel ist an und für sich keine Neuerung, denn wie in Abbildung 2.6 gezeigt, haben sich DF-Brennverfahren von Großmotoren über Schiffsmotoren bis hin zu Nutzfahrzeuganwendungen bereits als Serienlösungen etabliert. In Pkw-Anwendungen wurden DF-Brennverfahren bis dato nur in der Forschung untersucht.

Wie in [58] von Pischinger dokumentiert, wurden bereits 1968 grundlegende Untersuchungen zur kombinierten Gasverbrennung in sogenannten Bombenversuchen am Institut durchgeführt. Bis heute ist die Beschreibung fundamentaler Charakteristiken eines Dual-Fuel-Brennverfahrens Inhalt vieler Forschungsarbeiten. Beispielsweise wurde in [65] mithilfe optischer Untersuchungen an einem Einhubtriebwerk speziell der Zündungsmechanismus des Dieselizeündstrahls analysiert. Umfangreiche optische Untersuchungen an einem optisch zugänglichen Forschungsmo-

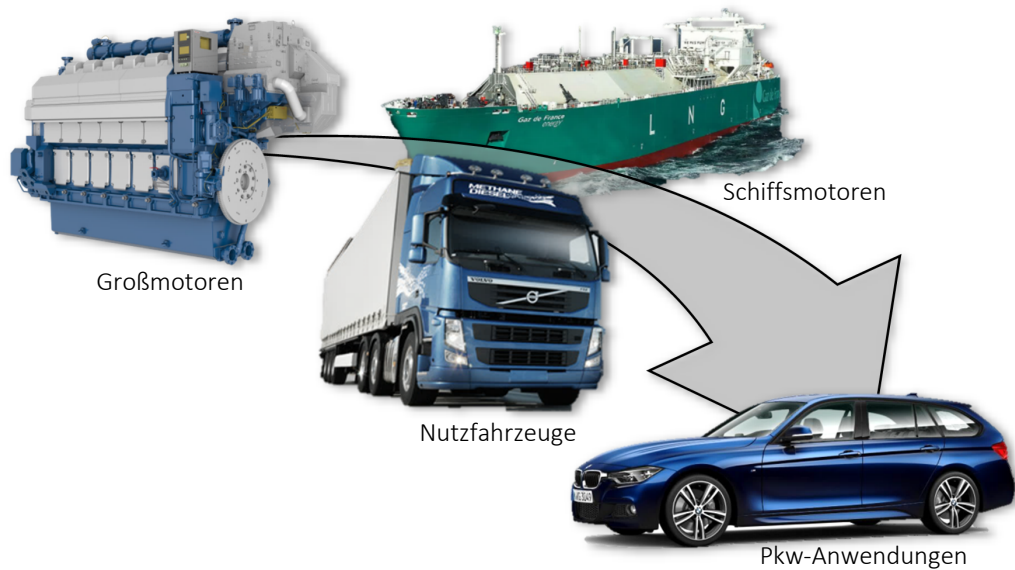


Abbildung 2.6: Chronologie der Entwicklung von Dual-Fuel-Brennverfahren

tor zum Thema DF-Verbrennung wurden in [75, 76] beschrieben. Wird ein Blick über den Forschungsbereich hinaus auf umgesetzte DF-Konzepte gerichtet, so finden sich die häufigsten Anwendungen im Großmotorensegment wieder. Beispielsweise bietet der finnische Hersteller Wärtsilä gesamte Motorenfamilien mit der kombinierten Verbrennung von Erdgas und Diesel an [79]. Neben der Kraftstoffflexibilität werden Großmotoren aufgrund strikterer Emissionsgesetzgebungen immer häufiger als DF-Konzepte ausgeführt. Besonders attraktiv sind DF-Motoren für Schiffsantriebe von LNG-Tankern, welche das entstehende Boil-off-Gas für den Antrieb nutzen können. Im Nutzfahrzeugsegment gab es vom schwedischen Hersteller Volvo eine Kleinserie mit ausgeführter DF-Technologie, welche lediglich die Abgasnorm Euro 5 erfüllte [78]. Die häufigste Realisierung von DF-Konzepten wird auf Basis bestehender Dieselmotoren in Kombination mit einer Niederdruckerdgaseinblasung im Saugrohr umgesetzt. Aufgrund des überschaubaren Modifikationsaufwandes greifen einige Zulieferer diese Idee auf und rüsten bestehende Dieselmotoren auf einen DF-Betrieb um [64]. Hier handelt es sich meist um Substitutionsverfahren, welche erst im höherlastigen Betriebsbereich Diesel durch Erdgas ersetzen. Im Gegensatz dazu verfolgt das System von Westport eine direkte Hochdruckeinblasung [46]. Kernstück dieses Konzeptes ist ein Doppelinjektor, welcher sowohl Diesel als auch Erdgas absetzen kann. Entwickelt wurde dieser Injektor für Anwendungen im Nutzfahrzeugsegment. Obwohl sich DF-Brennverfahren in Serienlösungen im Pkw-Bereich noch nicht etabliert haben, wurden dennoch einige DF-Konzepte in der Forschung dokumentiert. Ähnlich wie bei Nutzfahrzeugen wird meist der bestehende Dieselmotor für einen DF-Betrieb entsprechend modifiziert. Aufgrund der geringeren Komplexität greifen die meisten DF-Konzepte auf eine äußere Erdgasgemischbildung zurück. Neben einigen vorhergehenden Untersuchungen am Institut [18, 33, 36, 41] wurde dieses DF-Brennverfahren auch von externen Institutionen [27, 44, 53, 68] analysiert. Ein globaler Überblick über DF-Brennverfahren quer durch alle Bereiche der Verbrennungskraftmaschinen ist in [61] dokumentiert.

2.4 Verbrennungsregime bei Dual-Fuel-Brennverfahren

Im Rahmen dieses Kapitels werden die Verbrennungsregime der kombinierten Erdgas-Diesel-Verbrennung näher beschrieben. Generell sind Verbrennungskraftmaschinen durch sehr unterschiedliche Verbrennungsregime gekennzeichnet. Abbildung 2.7 zeigt auf der linken Seite ein Dreieck, in dem klassische Verbrennungsregime und deren Mischformen dargestellt sind. In der linken unteren Ecke ist die nicht-vorgemischte Verbrennung positioniert. Hauptmerkmal dieses Verbrennungsregimes ist, dass Kraftstoff und Oxidator zunächst in ungemischter Form vorhanden sind. Bevor die Reaktionspartner in einer chemischen Umsetzung reagieren können, müssen sich diese zuerst entsprechend mischen. Daraus resultiert, dass der physikalische Mischungsprozess langsamer abläuft als die anschließende chemische Reaktion. Repräsentativ für dieses Verbrennungsregime ist die konventionelle Dieselverbrennung. Der Übergang zur homogenen Selbstzündung ist dadurch gekennzeichnet, dass Kraftstoff und Oxidator bereits vorgemischt im Brennraum vorhanden sind. Abhängig vom vorgemischtem Anteil des Kraftstoffes verschiebt sich das Verbrennungsregime von der nicht-vorgemischten Verbrennung zur homogenen Selbstzündung. Letzteres ist vergleichbar mit der ottomotorischen Raumzündung. Die konventionelle Flammenfrontverbrennung stellt den rechten unteren Punkt im Dreieck dar. Trotz idealer Mischung zwischen Kraftstoff und Oxidator befindet sich das Gemisch nicht im Bereich der Selbstzündung. Ausgehend von einem Zündkern wird das Gemisch räumlich durch eine Flammenfront umgesetzt. Tritt im Endgas Selbstzündung ein, bevor die Flammenfront diese erfasst, so kann es zu Verbrennungsanomalien, wie beispielsweise Klopfen, kommen. Der Ottomotor mit Schichtladung spannt den Bogen zwischen der Flammenfrontverbrennung und der nicht-vorgemischten Verbrennung. Aufgrund des inhomogenen Gemisches zwischen Kraftstoff und Oxidator ist die Brenngeschwindigkeit sowohl vom physikalischen Mischvorgang als auch von der chemischen Reaktion abhängig. [47]

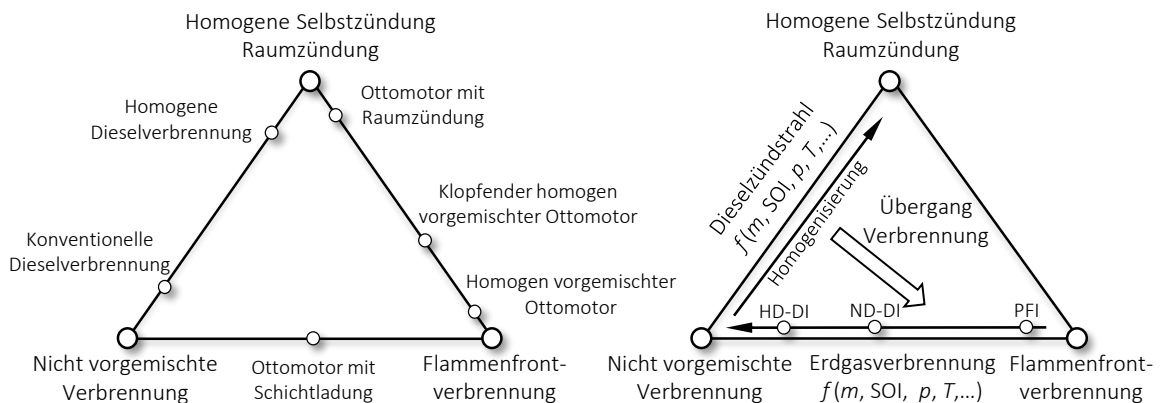


Abbildung 2.7: Darstellung motorischer Verbrennungsregime mit Fokus auf die Erdgas-Diesel-Verbrennung

Wird diese Art der Darstellung auf das Erdgas-Diesel-Brennverfahren übertragen, so ergibt sich das rechte Dreieck in Abbildung 2.7. Prinzipiell kann die kombinierte Verbrennung von Erdgas und Diesel in zwei Teilbereiche unterteilt werden. Dabei wird die Zündung und die erste Phase der Verbrennung vom zündwilligen Kraftstoff Diesel bestimmt. Abhängig

vom vorgemischtem Dieselanteil kann ein Übergang zur homogenen Selbstzündung auch im DF-Betrieb realisiert werden. In der nächsten Phase findet ein Übergang von der Diesel- zur Erdgasverbrennung statt. Je nachdem, inwieweit das Erdgas in vorgemischter Form im Brennraum vorliegt, können von einer nicht-vorgemischten Verbrennung bis hin zur klassischen Flammenfrontverbrennung alle Regime stattfinden. Im Fall einer Einblasung in das Saugrohr kann von einer nahezu homogenen Gleichverteilung des Erdgases im Brennraum ausgegangen werden. In Kombination mit dem Dieselzündstrahl ergibt sich der Übergang von einer nicht-vorgemischten Dieselverbrennung zu einer Flammenfrontverbrennung des homogenen Erdgas-Luftgemischs. Wird das DF-Brennverfahren mit einer Hochdruck-Direkteinblasung (HD-DI) umgesetzt, so kann eine reine nicht-vorgemischte Verbrennung realisiert werden. Nachdem der Dieseldieselkraftstoff den Zündungsmechanismus eingeleitet hat, wird das hochverdichtete Erdgas direkt in den Brennraum eingeblasen. In dieser Phase der Verbrennung bestimmt der physikalische Mischungsprozess die Reaktionsgeschwindigkeit. Zwischen den beiden Grenzfällen befindet sich die Niederdruck-Direkteinblasung (ND-DI) von Erdgas. Aufgrund des niedrigeren Druckverhältnisses ist der späteste Einblaszeitpunkt während der Kompression eingeschränkt. Folglich ergibt sich ein teilweise vorgemischtes Erdgas-Luftgemisch zum Dieseleinspritzzeitpunkt. Wiederum findet ein Übergang zwischen der nicht-vorgemischten Dieselverbrennung zur teilweise vorgemischten Flammenfrontverbrennung statt.

Das beschriebene Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahren verbindet zwei unterschiedliche Verbrennungsregime miteinander. Einerseits ist der Zündungsmechanismus und die erste Phase der Verbrennung durch die nicht-vorgemischte Dieselverbrennung dominiert und andererseits findet in der zweiten Phase je nach Konzept ein Übergang zu einer Flammenfrontverbrennung statt.

2.4.1 Zeitlicher Ablauf der Erdgas-Diesel-Verbrennung

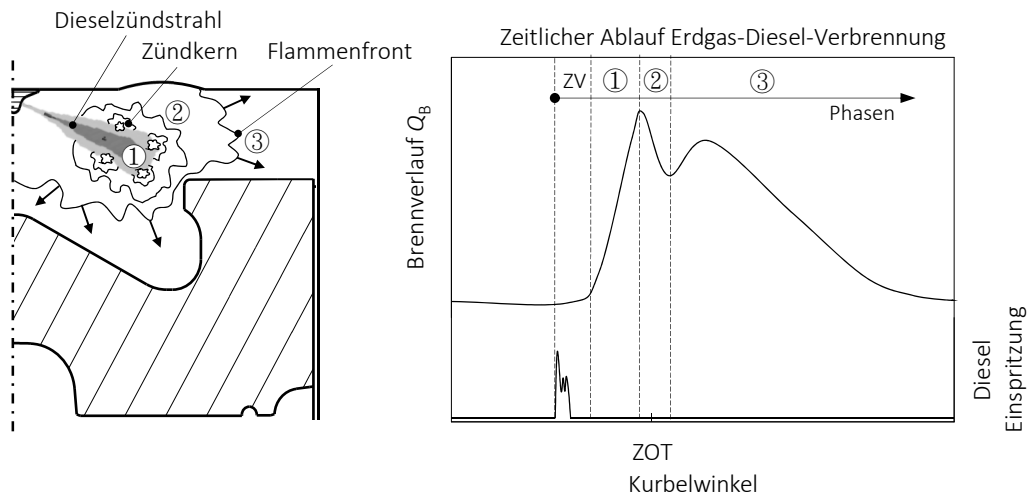
Wie bereits im vorherigen Kapitel beschrieben, ist das Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahren durch unterschiedliche Verbrennungsregime geprägt. Nachfolgend wird eine Modellvorstellung der DF-Verbrennung näher beschrieben. Aufgrund der Diversifikation von DF-Konzepten beschränkt sich die Abstrahierung auf:

1. Die Zündung erfolgt unmittelbar mit der Einspritzung des Diesels nach dem Zündverzug im Bereich des oberen Totpunktes (OT)
2. Im Brennraum befindet sich zum Zeitpunkt der Dieseleinspritzung ein teils- bzw. vorgemischtes Erdgas-Luftgemisch
3. Variable Zusammensetzung zwischen Erdgas und Diesel
4. Das globale Luftverhältnis befindet sich innerhalb der Zündgrenzen

Während auf der linken Seite in Abbildung 2.8 die Modellvorstellung für das DF-Brennverfahren illustriert ist, sind im rechten Diagramm die charakteristischen Phasen der kombinierten Verbrennung von Erdgas und Diesel mithilfe des Brennverlaufs und der Dieseleinspritzung dargestellt. Abhängig von der konstruktiven Position und dem zeitlichen Ablauf der Einblasung unterscheidet sich die Erdgasgemischverteilung im Brennraum zum Dieseleinspritzzeitpunkt. Im Bereich des ZOTs befindet sich um den Dieselzündstrahl ein teils- bzw. homogen verteiltes

Erdgas-Luftgemisch. Der Verbrennungsbeginn wird durch die Selbstzündung des eingespritzten Diesels ausgelöst, wobei der Zündverzug eine Funktion von Temperatur, Druck, lokalem Luftverhältnis sowie Restgasgehalt ist. Nachdem lokal an verschiedenen Stellen im Brennraum Selbstzündung eingetreten ist, folgt die Verbrennung des vorgemischten Dieselanteils ①, welcher im Zeitraum zwischen Einspritzbeginn und Zündverzug gebildet wird. Anschließend erfolgt der Übergang zur nicht-vorgemischten Dieselverbrennung. Abhängig von der Zusammensetzung zwischen Erdgas und Diesel ist dieses Verbrennungsregime unterschiedlich ausgeprägt. Für den Dieselzündstrahlbetrieb, welcher auf eine minimale Dieselmenge ausgelegt wird, spielt diese Phase der Verbrennung eine untergeordnete Rolle. Mit zunehmendem Dieselanteil wird dieser Bereich der Verbrennung dominanter. Parallel zu diesem Verbrennungsregime findet ein Übergang von der Diesel- zur Erdgasverbrennung statt ②. Dieser ist primär abhängig von der lokalen Gemischverteilung zwischen Diesel, Erdgas und Luft. Dabei verläuft die Flammenausbreitung von den nicht-vorgemischten Dieseln zu den teils- bzw. vorgemischten Erdgaszonen. Die letzte Phase der Modellvorstellung ist durch die Charakteristik der vorgemischten Verbrennung gekennzeichnet ③. Die Ausbreitung der Flammenfront ist durch die lokale Gemischzusammensetzung, die turbulenten Strömungsverhältnisse sowie durch Temperatur- und Druckbedingungen im Brennraum bestimmt.

Die exakte Beschreibung eines Erdgas-Diesel DF-Brennverfahrens ist bis heute Inhalt vieler Forschungsvorhaben. Das Brennverfahren verbindet zwei gänzlich verschiedene Verbrennungsregime. Auf der einen Seite ist der Zündungsmechanismus und die erste Phase der Verbrennung durch die nicht-vorgemischte Dieselverbrennung gekennzeichnet. Anschließend findet ein Übergang zur teils- bzw. vorgemischten Flammenfrontverbrennung des Erdgas-Luftgemisches statt. Somit spannt das Erdgas-Diesel DF-Konzept den Bogen zwischen diesel- und ottomotorischen Brennverfahren. Folglich werden in den nächsten Kapiteln grundlegende Merkmale der beiden konventionellen Brennverfahren kurz beschrieben.



Zündverzug (ZV) ① Dieselverbrennung ② Übergang Diesel → Erdgas ③ Erdgasverbrennung

Abbildung 2.8: Schematische Darstellung des zeitlichen Ablaufs der Erdgas-Diesel-Verbrennung

2.4.2 Gemischbildung und Verbrennung beim Dieselmotor

Wie bereits mehrmals erwähnt, bestimmt die Dieselerverbrennung den Zündungsmechanismus und die erste Phase der DF-Verbrennung. Entscheidend für den zeitlichen Verlauf dieser Verbrennungsphase ist neben Temperatur, Druck sowie der lokalen Gemischzusammensetzung der Substitutionsgehalt an Erdgas. Um das maximale CO_2 -Potenzial ausschöpfen zu können, muss das DF-Brennverfahren auf maximale Erdgasanteile optimiert werden. Dies impliziert, dass der Dieseleanteil auf eine minimal Menge verringert werden muss. Abhängig vom Dieseleinspritzsystem kann die Mindestmenge nicht willkürlich reduziert werden. Im Vergleich zu einer konventionellen elektrischen Fremdzündung mittels Zündkerze kann die Zündenergie selbst bei minimalen Dieseleinspritzmengen drastisch erhöht werden. Beispielsweise beträgt die Zündenergie bei einer Dieselmenge von 1.5 mg pro Arbeitsspiel ca. 65 J. Im Verhältnis dazu ist die Zündenergie einer üblichen Zündkerze von ca. 40 mJ bis 100 mJ [47] um drei Zehnerpotenzen geringer.

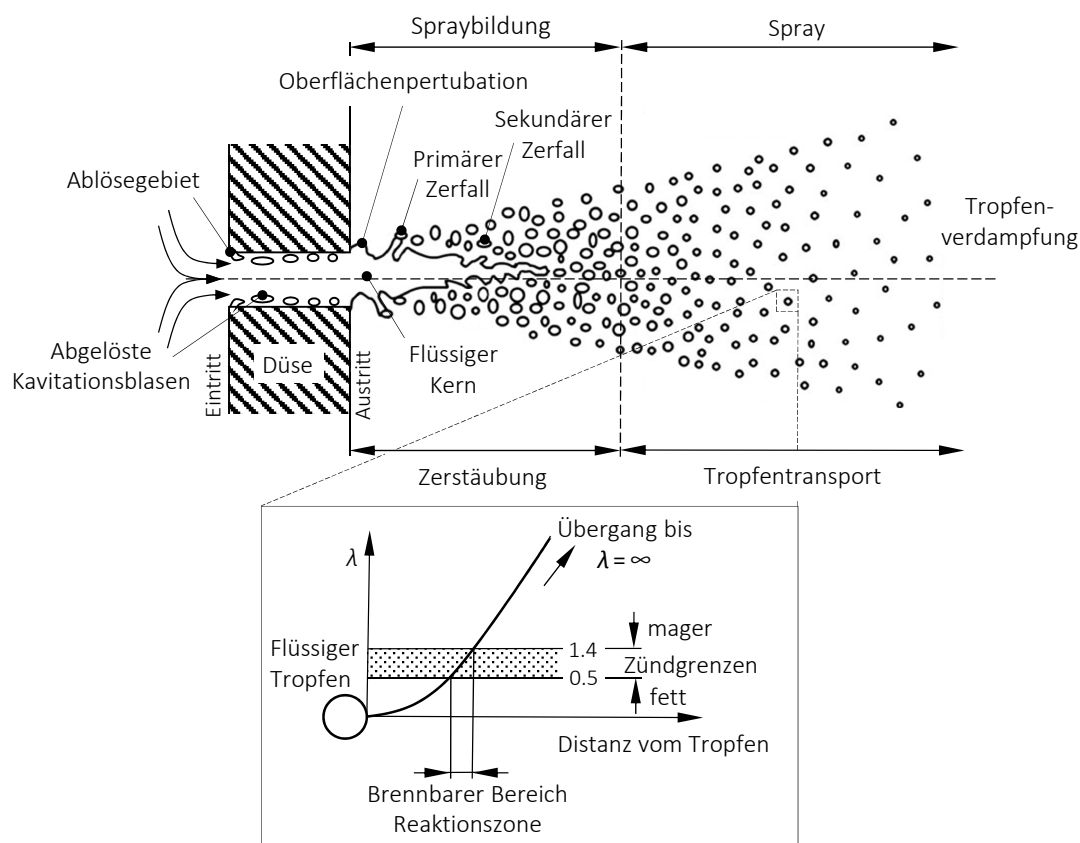


Abbildung 2.9: Schematische Darstellung der Makro- bzw. Mikromischung im Dieseleinspritzstrahl, nach [48]

Abbildung 2.9 zeigt schematisch die Makro- (oben) bzw. Mikromischung (unten) im Dieseleinspritzstrahl. Nachdem der Diesel direkt in den Brennraum eingespritzt wird, müssen Verdampfung und Gemischbildung in sehr kurzer Zeit stattfinden. Daher ist es hilfreich, dass der Einspritzstrahl möglichst schnell in viele kleine Tropfen zerfällt. Der Zerfall des Dieseleinspritz-

strahls kann auf zwei wesentliche Mechanismen zurückgeführt werden. Der primäre Zerfall, welcher die Spraybildung im Düsenbereich bestimmt, wird zum einen durch die turbulente Strömung und zum anderen durch die Kavitation in der Düse beeinflusst. Im Gegensatz dazu sind im Düsenfernbereich aerodynamische Kräfte für den sekundären Sprayzerfall entscheidend. Generell beeinflussen sowohl die Kraftstofftemperatur als auch -zusammensetzung den gesamten Strahlzerfall maßgebend. Weitere Einflussfaktoren sind der Einspritzdruck, der Strahlkegelwinkel und die Luftdichte im Brennraum zum Einspritzzeitpunkt.

Im Vergleich dazu beschreibt die Mikromischung die Verhältnisse direkt um den flüssigen Kraftstofftropfen. Damit überhaupt eine chemische Reaktion ablaufen kann, muss der flüssige Kraftstoff zuerst verdampfen. Durch den Wärmeeintrag in den Kraftstofftropfen findet ein Übergang vom heterogenen zum homogenen Gemisch statt. Begünstigt wird dieser Prozess durch eine hohe kinetische Energie des Kraftstoffstrahls, welcher wiederum direkt vom Einspritzdruck abhängt. Auf diese Art und Weise entstehen Reaktionszonen, in denen ein zündfähiges Kraftstoff-Luftgemisch vorhanden ist. Der anschließende Zündungsmechanismus wird von der Reaktionsgeschwindigkeit zur Bildung von Zündradikalen bestimmt. Dabei sind die Selbstzündungsbedingungen nicht nur von Druck und Temperatur im Brennraum sondern auch von der Zündwilligkeit des Kraftstoffs selbst abhängig.

In Abbildung 2.10 ist schematisch die Schadstoffbildung über das Luftverhältnis λ dargestellt. Aufgrund des zunehmenden örtlichen Luftmangels steigen sowohl die Kohlenmonoxid (CO) als auch die Rußemissionen mit abnehmendem Luftverhältnis an. Dieser Umstand stellt gleichzeitig die Leistungsgrenze des Dieselmotors dar. Die Bildung von NO_x ist hauptsächlich thermisch geprägt. Daraus resultiert, dass die höchsten NO_x -Emissionen hin zu einem stöchiometrischen Luftverhältnis gebildet werden. Verläuft die Verbrennung mit zunehmendem Luftüberschuss, erhöhen sich die Anteile der unverbrannten Kohlenwasserstoffe. Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass entweder die Selbstzündungsbedingungen nicht erreicht werden oder die Flamme aufgrund des zu mageren Gemisches in diesen Bereichen erlischt.

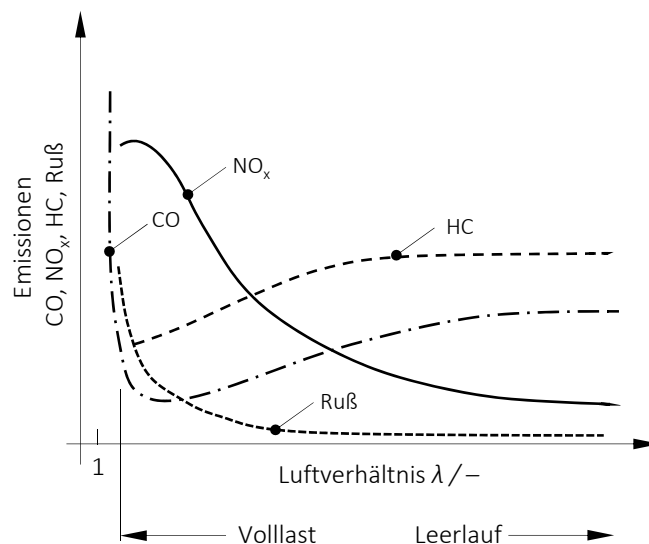


Abbildung 2.10: Schematische Darstellung der Schadstoffbildung im Dieselmotor, nach [59]

2.4.3 Gemischbildung und Verbrennung beim Erdgas-Ottomotor

Ausschlaggebend für die zeitliche Freisetzung der chemisch gebundenen Kraftstoffenergie ist die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flammenfront im Zylinder. In Abhängigkeit von den Strömungsverhältnissen wird zwischen einer laminaren und einer turbulenten Flammengeschwindigkeit unterschieden. Dabei beschreibt die laminare Flammengeschwindigkeit die Ausbreitung einer dünnen, vorgemischten Flammenfront in einem ruhenden Kraftstoff-Luftgemisch. Das linke Diagramm in Abbildung 2.11 zeigt den Verlauf der laminaren Flammengeschwindigkeit für die Kraftstoffe Methan und Superbenzin in Abhängigkeit vom Verbrennungsluftverhältnis [32]. Gut erkennbar ist, dass die laminare Ausbreitungsgeschwindigkeit von Methan im gesamten dargestellten Bereich über jener von Superbenzin liegt. Der weit verbreitete Irrglaube, dass Methan aufgrund der chemischen Struktur zu einer langsameren Verbrennung führt, kann dadurch widerlegt werden. Sowohl für Methan als auch für Superbenzin befindet sich das Maximum der laminaren Flammengeschwindigkeit im leicht unterstöchiometrischen Bereich.

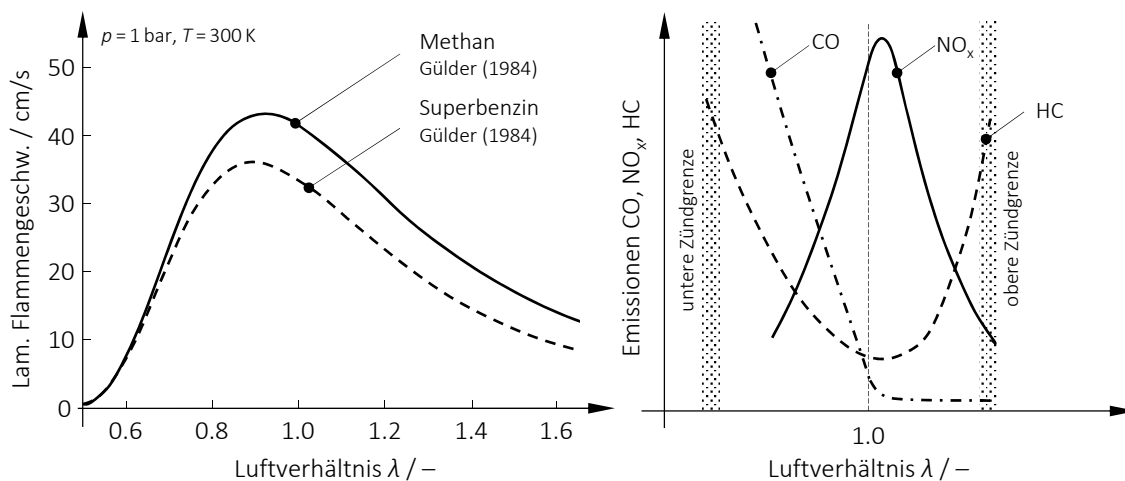


Abbildung 2.11: Laminare Flammengeschwindigkeit von Methan und Superbenzin nach Gülder [32] (links) und schematische Darstellung der Schadstoffbildung im Ottomotor (rechts), nach [59]

Auf der rechten Seite in Abbildung 2.11 ist schematisch die Schadstoffbildung für einen Ottomotor dargestellt. Aufgrund der vorgemischten Verbrennung eines homogenen Kraftstoff-Luftgemisches wird die Schadstoffbildung hauptsächlich vom Luftverhältnis λ bestimmt. Die CO-Emissionen steigen im unterstöchiometrischen Bereich ($\lambda < 1$) aufgrund von Luftmangel sehr rasch an. Der direkte Zusammenhang zwischen der Verbrennungstemperatur und den NO_x-Emissionen ist auch für die vorgemischte Verbrennung gültig. Dabei korrelieren die Maxima der NO_x-Emissionen mit jener der Verbrennungstemperatur im leicht überstöchiometrischen Bereich. Parallel dazu erreichen die HC-Emissionen im selben λ -Fenster ein Minimum und steigen gegen die Zündgrenzen in beide Richtungen an.

In Abbildung 2.12 werden die unverbrannten HC-Rohemissionen detaillierter betrachtet. Dargestellt sind die Zusammensetzungen der HC-Emissionen für den Betrieb mit Benzin und

Erdgas. Für den benzinbetriebenen Ottomotor setzen sich diese weitgehend aus Aromaten, Alkane und Alkene zusammen. Dagegen bestehen die HC-Emissionen im Erdgasbetrieb fast ausschließlich aus Methan. Angesichts des Treibhauspotenzials (GWP) von Methan müssen jene Bestandteile zwingend katalytisch konvertiert werden. Das Treibhauspotenzial beschreibt den relativen Beitrag zum Treibhauseffekt einer chemischen Verbindung im Vergleich zu CO_2 . Abhängig von der mittleren Verweildauer in der Atmosphäre ergeben sich unterschiedliche GWPs für die jeweiligen Spezies. Im konkreten Fall erstreckt sich die Spanne der GWPs für Methan von 28 bis 85 [49]. Dies verdeutlicht die Bedeutsamkeit einer stabil funktionierenden Abgasnachbehandlung. Zu diesem Umstand kommt erschwerend hinzu, dass aufgrund der chemischen Struktur das Molekül Methan sehr reaktionsträge ist. Die Bindungsenergie einer einfachen H-C-Bindung ist deutlich höher als jene einer C-C-Bindung. Daher setzt eine funktionierende katalytische Abgasnachbehandlung für Methan erst ab Temperaturen größer 400°C ein. Im Vergleich dazu können die unverbrannten HC-Emissionen im Benzinbetrieb bereits ab ca. 250°C konvertiert werden.

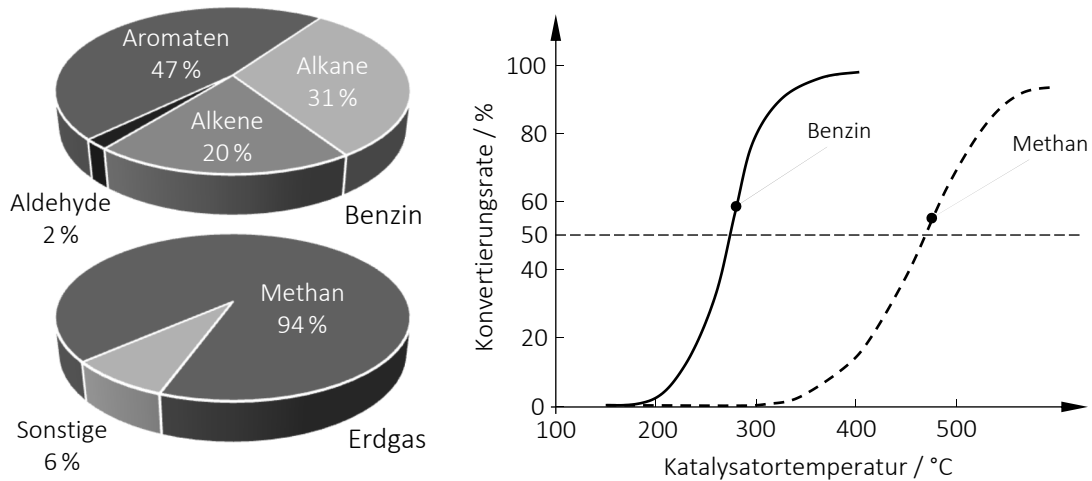


Abbildung 2.12: Zusammensetzung der HC-Emissionen im Abgas für Benzin [66] bzw. H-Erdgas (links) im stöchiometrischen Betrieb sowie die katalytische Konvertierung von Benzin und Methan in Abhängigkeit von der Katalysatortemperatur (rechts), nach [7]

2.5 Definitionen

Im Rahmen dieses Kapitels werden wichtige Definitionen eingeführt, welche das Verständnis der nachfolgenden Ergebnisse erleichtern, beginnend mit dem energetischen Erdgasanteil χ_{NG} . Dieser Kennwert beschreibt die aktuelle energetische Gemischzusammensetzung zwischen Erdgas und Diesel im DF-Betrieb.

$$\chi_{\text{NG}} = \frac{m_{\text{NG}} \cdot H_{\text{uNG}}}{m_{\text{NG}} \cdot H_{\text{uNG}} + m_{\text{Diesel}} \cdot H_{\text{uDiesel}}} \quad (2.8)$$

Für die Berechnung des gesamten Luftverhältnisses λ müssen für ein DF-Brennverfahren beide Kraftstoffe in der Bilanz berücksichtigt werden.

$$\lambda = \frac{m_L}{m_{\text{NG}} \cdot L_{\text{stNG}} + m_{\text{Diesel}} \cdot L_{\text{stDiesel}}} \quad (2.9)$$

Um konkret die Gemischbildung und Verbrennung von Erdgas analysieren zu können, ist es oft hilfreich, das Luftverhältnis nur auf den gasförmigen Kraftstoff zu beziehen λ_{NG} . Dadurch sind Rückschlüsse hinsichtlich der vorgemischten Erdgasverbrennung einfacher möglich.

$$\lambda_{\text{NG}} = \frac{m_L}{m_{\text{NG}} \cdot L_{\text{stNG}}} \quad (2.10)$$

Für die energetische Bewertung der Emissionskomponenten werden die Spezies Kohlenmonoxid und die unverbrannten Kohlenwasserstoffe herangezogen. Eine nicht zu vernachlässigende Unschärfe ergibt sich in der Definition des Heizwertes für die HC-Emissionen, welcher während des Forschungsvorhabens mithilfe der Abgaszusammensetzung berechnet wird. Die nachfolgende Gleichung 2.11 ist für den Bereich $\lambda > 1$ gültig.

$$\Delta\zeta_{\text{uV}} = \frac{m_{\text{CO}} \cdot H_{\text{uCO}} + m_{\text{HC}} \cdot H_{\text{uHC}}}{m_{\text{NG}} \cdot H_{\text{uNG}} + m_{\text{Diesel}} \cdot H_{\text{uDiesel}}} \quad (2.11)$$

Für die unvollständige Verbrennung im Luftmangelbereich $\lambda \leq 1$ muss die Definition um die Abgaskomponente Wasserstoff H_2 erweitert werden.

$$\Delta\zeta_{\text{uV}} = \frac{m_{\text{CO}} \cdot H_{\text{uCO}} + m_{\text{HC}} \cdot H_{\text{uHC}} + m_{\text{H}_2} \cdot H_{\text{uH}_2}}{m_{\text{NG}} \cdot H_{\text{uNG}} + m_{\text{Diesel}} \cdot H_{\text{uDiesel}}} \quad (2.12)$$

3 Methodik

Im Rahmen dieses Kapitels wird auf die methodische Vorgehensweise während der Entwicklung des Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahrens eingegangen. Beginnend mit einer Übersicht über die Methodik in Kapitel 3.1, wird im Anschluss in den Kapiteln 3.2 und 3.3 die angewandte Methodik sowohl für die experimentellen als auch für die numerischen Untersuchungen beschrieben. Im Kapitel 3.4 wird die Auswahl von repräsentativen Lastpunkten für die stationären Untersuchungen erläutert. Ziel dieses Kapitels ist es, dem Leser eine möglichst umfassende Vorstellung über das gesamte Forschungsvorhaben zu vermitteln. Die Ergebnisse aus der gezeigten Entwicklungsmethodik werden in den Kapiteln 5 und 6 diskutiert.

3.1 Übersicht

Ziel des Forschungsvorhabens ist die Entwicklung eines Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahrens für den Einsatz im Pkw-Bereich. Grundintention hinter diesem Konzept ist die Verknüpfung des Wirkungsgradpotenzials eines Dieselmotors mit den CO₂-Vorteilen von Erdgas. Über dies hinaus sollen die alternativen Brennverfahren detailliert analysiert und grundsätzliche Zusammenhänge abgeleitet werden. In Abbildung 3.1 ist das Zusammenspiel zwischen experimentellen und numerischen Untersuchungen schematisch dargestellt.

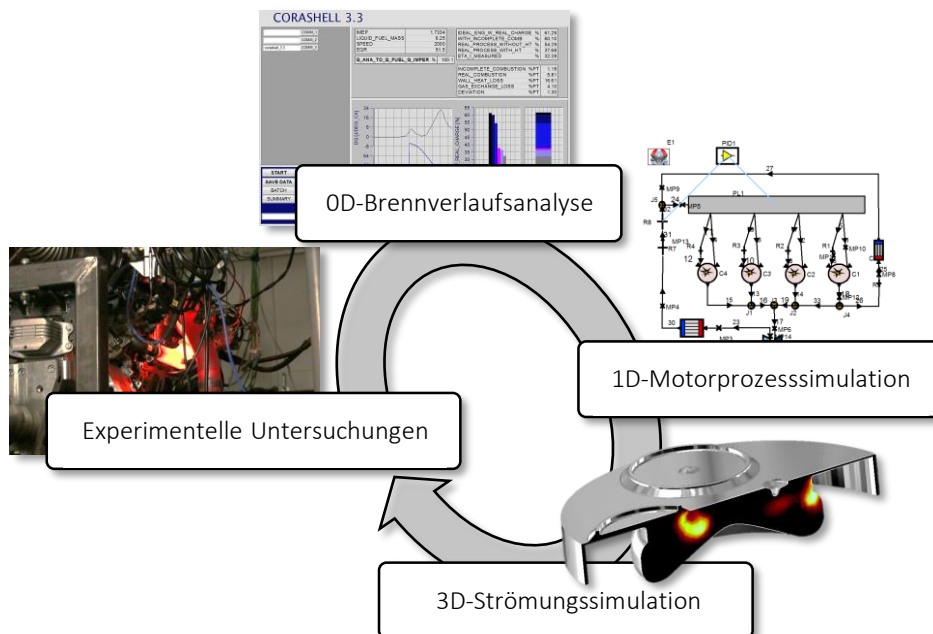


Abbildung 3.1: Übersicht der angewandten Entwicklungsmethodik

3.2 Experimentelle Untersuchungen

Kernbereich der Dissertation bilden die experimentellen Untersuchungen an den Motorprüfständen, welche sich in Summe über knapp zwei Jahre erstreckt haben. Der zeitliche Ablauf unterteilte sich in zwei Projektphasen. Begonnen wurde mit Untersuchungen zum DF-Brennverfahren in Kombination mit der Einblasung von Erdgas in das Saugrohr. In der zweiten Entwicklungsperiode wurde die äußere durch die innere Gemischbildung ersetzt. Anstelle der Saugrohreinblasung wurde das Erdgas direkt in den Brennraum eingebracht. Eine Übersicht der durchgeführten Untersuchungen zeigt Abbildung 3.2. Konkrete konstruktive Details zu den Modifikationen am Versuchsträger werden in Kapitel 4 näher erläutert. Die Analyse und Interpretation der experimentellen Ergebnisse folgt im Anschluss in Kapitel 5.

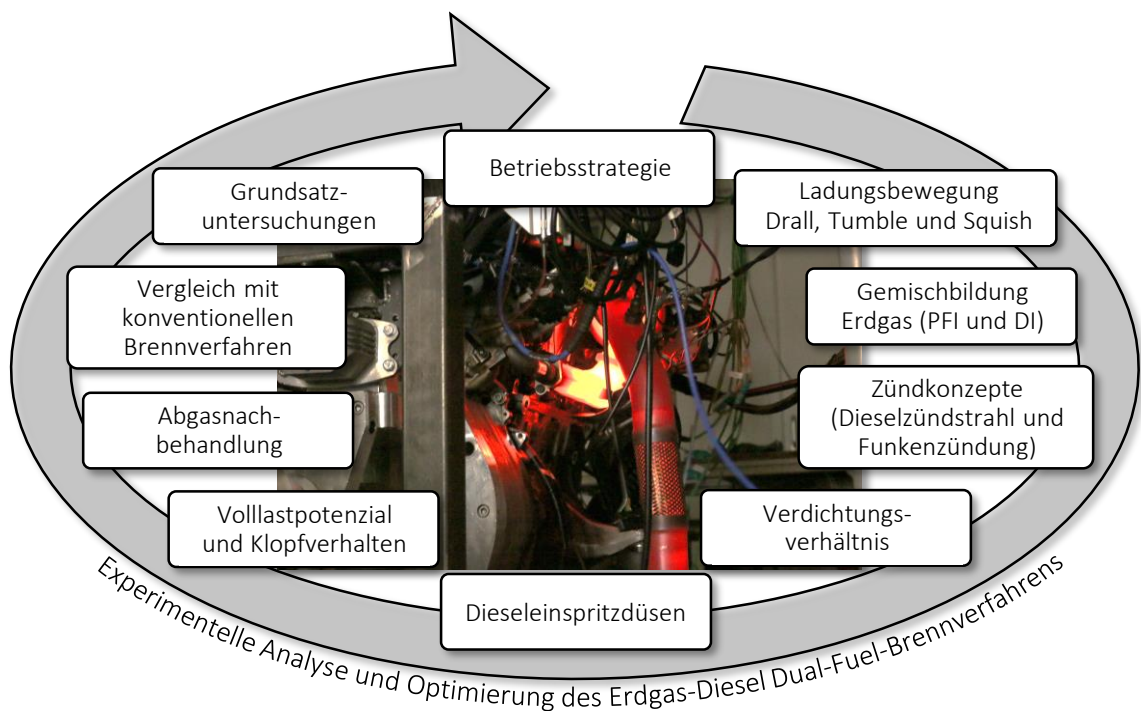


Abbildung 3.2: Übersicht der experimentellen Untersuchungen

3.2.1 Motorprüfstand

Für die Untersuchungen an den institutsinternen Motorprüfständen wurde in beiden Projektphasen ein 4-Zylinder-Dieselmotor von BMW mit der internen Bezeichnung B47C2000 auf den kombinierten Betrieb mit Erdgas und Diesel modifiziert. Dabei wurden grundlegende Einflüsse von Applikationsparametern sowie diverse Hardwaremaßnahmen auf das DF-Brennverfahren analysiert. Dafür mussten die Versuchsträger mit entsprechender Messtechnik und Sensorik ausgestattet werden. Die Indizierung stellt dabei das zentrale Entwicklungswerkzeug für die Bewertung des Brennverfahrens dar. Sie liefert wichtige Informationen zu den innermotorischen Vorgängen und ist gleichzeitig Ausgangsbasis für Analyse und Optimierung. Heute

zählt die Indizierung quasi zur Grundausstattung eines modernen Motorprüfstandes. Neben der Indizierung spielt die Abgasmesstechnik eine essentielle Rolle in der Brennverfahrensentwicklung. Durch die Analyse der Abgaszusammensetzung können wichtige Rückschlüsse auf die Verbrennungsqualität getroffen werden.

3.2.2 Analyse und Optimierung des Brennverfahrens

Entsprechend dem technologischen Fortschritt sind die Freiheitsgrade in einer Verbrennungskraftmaschine konsequent gestiegen. Durch die Verwendung zweier Kraftstoffe in einem DF-Brennverfahren ergibt sich ein zusätzlicher Freiheitsgrad – das Mischungsverhältnis zwischen Erdgas und Diesel. Werden die Konzepte näher betrachtet, so ergibt sich aufgrund unterschiedlicher Einspritzmuster sowohl für Diesel als auch für Erdgas eine zusätzliche Flexibilität in der Brennverfahrensentwicklung. Neben dem Einfluss der beiden Kraftstoffe sind weitere Applikationsparameter (AGR-Rate, 50%-Umsatzpunkt, usw.) in der Optimierung zu berücksichtigen. Je nach DF-Konzept ergeben sich unterschiedliche Parameter die das Brennverfahren mehr oder weniger beeinflussen. Zur Bewertung der Sensitivität diverser Einflussfaktoren inklusive Optimierung können verschiedene Methoden unterteilt werden:

1. **Analytische Methoden:** Auf Basis physikalischer Gesetzmäßigkeiten werden die Einflussparameter theoretisch abgeschätzt.
2. **Empirische Methoden:** Aufbauend auf experimentelle Untersuchungen werden die Einflussparameter bestimmt.

Angesichts der sehr komplexen Zusammenhänge in einer Verbrennungskraftmaschine ist die physikalische Beschreibung der einzelnen Einflussgrößen nur bedingt und mit sehr hohem Aufwand möglich. Dadurch wurden die Einflussgrößen auf das DF-Brennverfahren in diesem Forschungsvorhaben empirisch ermittelt. Dabei können die experimentellen Methoden weiter unterteilt werden in:

- **Zufalls-Methode** (Trial and Error): Simultane Veränderungen mehrerer Faktoren
- **Einfaktor-Methode** (One-Factor-at-a-Time, OFAT): Veränderung eines Faktors zur selben Zeit
- **Gitterlinien-Methode:** Einteilung des Versuchsraumes in ein feines Gitter mit anschließender Vermessung der einzelnen Punkte
- **Statistische Versuchsplanung** (Design of Experiments, DoE): Systematische Planung und statistische Auswertung der Einflussfaktoren

Die intuitiven Methoden, wie beispielsweise das Prinzip nach der Zufalls-Methode oder das Ändern eines Faktors nach dem anderen, führen nur durch Zufall oder nur mit sehr viel Messaufwand zu einem optimalem Versuchsergebnis. Außerdem werden sowohl Einzel- als auch Wechselwirkungen der Einflussfaktoren nicht abgebildet. Dagegen beschreibt die statistische Versuchsplanung eine Methodik zur systematischen Planung und statistischen Auswertung von Versuchen. Damit kann mit relativ geringem Aufwand der funktionale Zusammenhang

von Einflussfaktoren ermittelt und mathematisch beschrieben werden. Zusammengefasst ergeben sich durch die Verwendung von DoE, gegenüber konventionellen empirischen Methoden, folgende Vorteile:

- Deutliche Reduktion der Anzahl an Einzelversuchen.
- Untersuchung von Haupteinflussfaktoren und Wechselwirkungen.
- Aufgrund der mathematischen Beschreibung können die Einflussfaktoren und deren Wechselwirkung quantifiziert werden.
- Dank der statistischen Auswertung können Aussagen über die Signifikanz von Einflüssen getroffen werden.
- Funktionale Beschreibung des Zusammenhangs zwischen Einflussfaktoren und Ergebnis in einem mathematischen Modell.

Für weitere Informationen zu diesem Thema wird der interessierte Leser an dieser Stelle auf Fachliteratur verwiesen, [69].

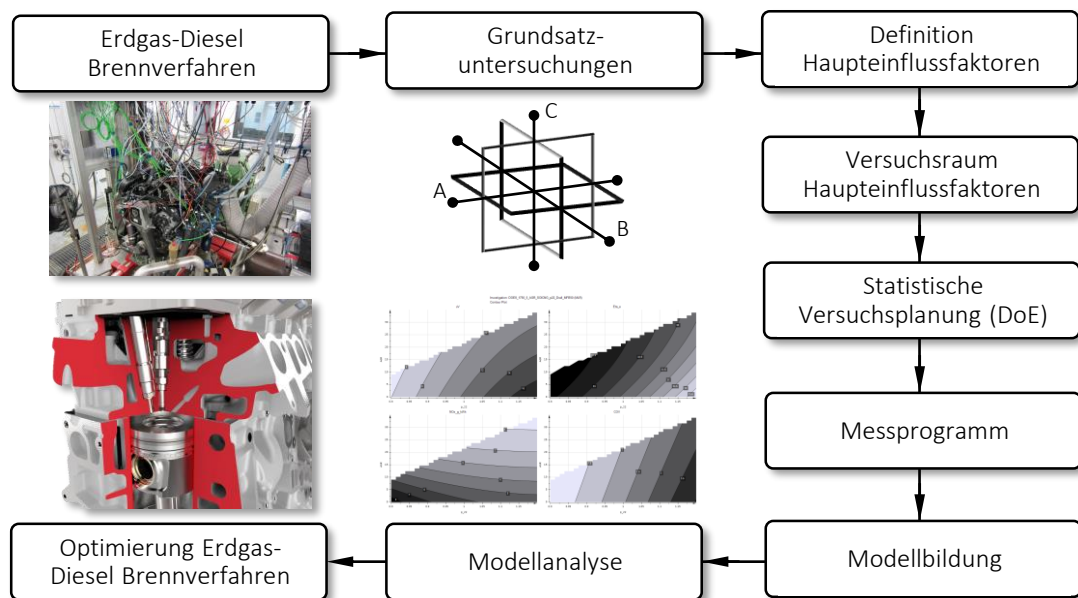


Abbildung 3.3: Systematische Vorgehensweise während der experimentellen Untersuchungen

Der gesamte Optimierungsprozess ist in Abbildung 3.3 dargestellt. Am Beginn der Untersuchungen wurden grundsätzliche Zusammenhänge und Einflüsse auf das DF-Brennverfahren experimentell untersucht. Ausgehend von diesen Ergebnissen erfolgte die Selektion der wichtigsten Haupteinflussfaktoren. Im nächsten Schritt wurde der Versuchsraum für die ausgewählten Faktoren ermittelt. Um realitätsfremde Betriebspunkte zu vermeiden, wurde der Versuchsraum gesamtheitlich angepasst und wo nötig auch Änderungen der Orthogonalität vorgenommen. Anschließend erfolgte die statistische Versuchsplanung mithilfe der Software Modde von Umetrics AB. Im Anschluss daran wurde der Versuchsplan am Motorprüfstand experimentell

vermessen. Aufbauend auf diesen Ergebnissen wurden mithilfe von statistischen Auswertungen mathematische Modelle für die einzelnen Zielgrößen (z. B. Wirkungsgrad, HC-Emissionen, NO_x -Emissionen, usw.) in Abhängigkeit von den Einflussfaktoren (z. B. AGR, Saugrohdruck, usw.) bestimmt. Darauf folgte die Validierung zwischen den mathematischen Modellen und den experimentellen Messdaten mithilfe der Regressionsanalyse. Die abgeglichenen mathematischen Modelle bildeten die Ausgangsbasis für die Optimierung des DF-Brennverfahrens. Unter Einfluss verschiedener Zielgrößen (z. B. minimale NO_x - und HC-Emissionen) wurden die Einflussfaktoren qualitativ mit den mathematischen Modellen vorausbestimmt. Ausgehend von diesem Parameterset erfolgten weitere experimentelle Messungen im engeren Umfeld rund um das vorausberechnete Optimum. Die beschriebene Methodik wurde ab einer Parameteranzahl größer gleich drei durchgeführt.

3.3 Numerische Untersuchungen

Parallel zu den experimentellen Untersuchungen wurde das Brennverfahren in unterschiedlichen Simulationsumgebungen abgebildet. Im konkreten Fall waren dies eine nulldimensionale (0D) Brennverlaufsanalyse mit FVT CORA, eine eindimensionale (1D) Motorprozessrechnung mit AVL BOOST sowie eine dreidimensionale (3D) strömungsmechanische Simulation (Computational Fluid Dynamics CFD) mit AVL FIRE. In Abbildung 3.4 ist schematisch das Zusammenspiel zwischen Experiment und Simulation sowie die Chronologie der numerischen Untersuchungen dargestellt. In den nächsten Unterkapiteln werden die einzelnen Simulationmethoden kurz beschrieben.

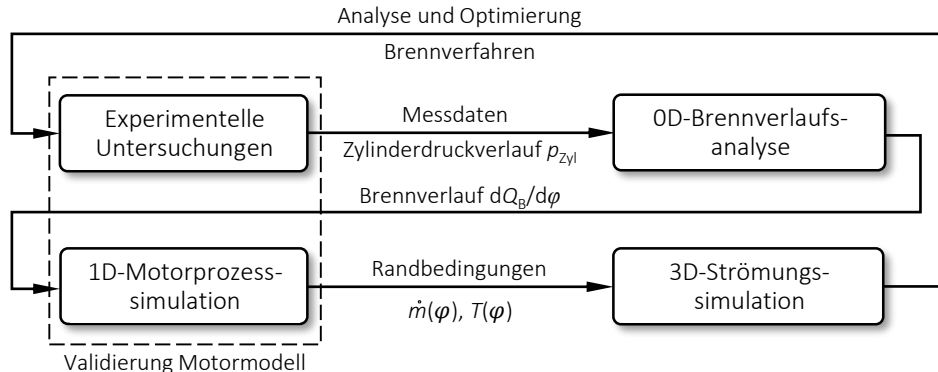


Abbildung 3.4: Schematische Darstellung des Entwicklungsprozesses zwischen den experimentellen und numerischen Untersuchungen

3.3.1 0D-Brennverlaufsanalyse

Dank des Softwarepaketes FVT CORA konnten Rückschlüsse auf den DF-Arbeitsprozess getroffen werden. Das Analysetool basiert auf einer nulldimensionalen Simulation des Hochdruckteils während des Arbeitsprozesses unter Berücksichtigung des Wandwärmeübergangs sowie verschiedener Kraftstoffeigenschaften. Zudem geben die Analysen Aufschlüsse über die Verlustteilung in einem Verbrennungsmotor [26]. Dank der Hochdruckindizierung konnte der

Zylinderdruckverlauf im Brennraum experimentell ermittelt werden. Anschließend erfolgte die Analyse mithilfe der Software samt Berechnung des Brennverlaufs. Letzterer diente wiederum als Eingangsgröße für die anschließende 1D-Motorprozesssimulation. Zusätzlich wurden für die diversen Motorkonzepte Verlustteilungen erstellt, um diese konkreter charakterisieren und bewerten zu können.

3.3.2 1D-Motorprozesssimulation

Die Motorprozesssimulation diente zur Berechnung nicht direkt messbarer Größen. Dazu musste im ersten Schritt ein detailliertes Modell des Versuchsträgers erstellt werden, welches im Anschluss mithilfe experimenteller Messdaten validiert wurde. Ausgangsgrößen aus diesen Simulationen waren zyklusaufgelöste Massenstrom- und Temperaturverläufe in beiden Ansaugkanälen. Die berechneten Größen dienten wiederum als Randbedingungen für die anschließende 3D-Strömungssimulation.

3.3.3 3D-Strömungssimulation

Zur detaillierten Beschreibung des DF-Arbeitsprozesses wurden mehrdimensionale Strömungssimulationen durchgeführt. Dies ermöglichte die Visualisierung innermotorischer Vorgänge, welche ansonsten nur durch aufwändige optische Messtechnik experimentell bestimmbar gewesen wären. Dabei lieferten die CFD-Simulationen wertvolle Erkenntnisse zur Optimierung des DF-Brennverfahrens. In Abbildung 3.5 sind die untersuchten Themengebiete zusammengefasst dargestellt. Ausgangsbasis für alle weiteren Untersuchungen war zunächst die Berechnung der turbulenten Ladungsbewegungen, welche anschließend gezielt optimiert und auf die Anforderungen des DF-Brennverfahrens angepasst wurden. Im nächsten Schritt wurde die Gemischbildung von Erdgas und Diesel im Simulationsmodell abgebildet. Abschließend wurde der Dieselzündstrahl samt kombinierter Erdgas-Diesel-Verbrennung numerisch untersucht. Eine detaillierte Beschreibung der einzelnen Themen folgt in Kapitel 6.

3.4 Definition repräsentativer Lastpunkte

Die Entwicklung des Brennverfahrens beschränkt sich für das gesamte Forschungsvorhaben auf stationäre Untersuchungen. Deshalb mussten zu Beginn repräsentative Lastpunkte definiert werden. Als Orientierung dienten Erfahrungswerte sowie Betriebspunkte aus relevanten Fahrzyklen. In Abbildung 3.6 sind die Volllastkurve des Versuchsträgers B47C2000 im Dieselbetrieb und die Betriebspunkte aus einem WLTC eingezeichnet. Letzterer wurde für ein Fahrzeug der oberen Mittelklasse (D-Segment) mit der institutseigenen Software PHEM berechnet. Repräsentativ für die beschriebenen Anforderungen wurden vier Lastpunkte aus dem Kennfeld und zusätzlich ein Volllastpunkt definiert. In der rechten Tabelle sind sowohl die Betriebspunkte als auch die im Laufe der Arbeit verwendeten Kurzschreibweisen zusammengefasst.

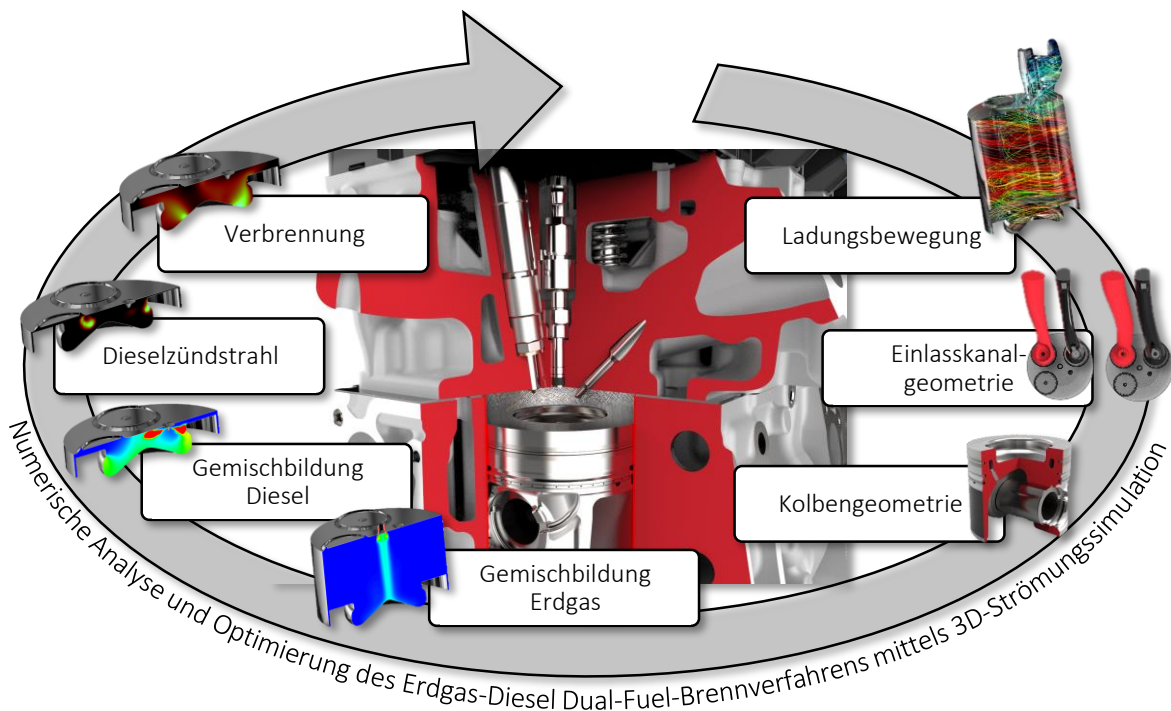
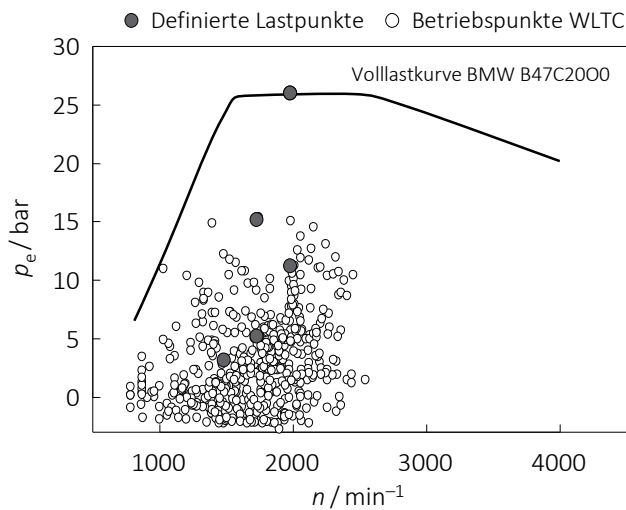


Abbildung 3.5: Übersicht der 3D-Strömungssimulationen



n min^{-1}	p_e bar	Kurz- schreibweise
1500	3	1500 / 3
1750	5	1750 / 5
1750	15	1750 / 15
2000	11	2000 / 11
2000	max.	2000 / max

Abbildung 3.6: Betriebspunkte aus einem WLTC für ein Fahrzeug der oberen Mittelklasse (D-Segment) inklusive der definierten Lastpunkte für die stationären Untersuchungen

4 Motorkonzepte und Prüfstands Aufbau

In den nachfolgenden Unterkapiteln werden die realisierten Motorkonzepte und der Prüfstands Aufbau für die experimentellen Untersuchungen näher beschrieben. Am Beginn wird im Kapitel 4.1 der verwendete Versuchsträger kurz dargestellt. Nach einer Übersicht der analysierten Brennverfahren in Kapitel 4.2 werden diese in den nachfolgenden Unterkapiteln 4.3 bis 4.5 detailliert vorgestellt. Abschließend wird in Kapitel 4.6 der Prüfstands Aufbau erläutert.

4.1 Versuchsträger

Basis für alle experimentellen Untersuchungen war ein 4-Zylinder-Dieselmotor von BMW mit der genauen Bezeichnung B47C2000. Hierbei handelt es sich um einen quer eingebauten Motor aus einem Mini Cooper SD F56, welcher in Abbildung 4.1 dargestellt ist.



Abbildung 4.1: Versuchsträger BMW B47C2000 aus einem Mini Cooper SD F56 [1]

Der verwendete Versuchsträger repräsentiert den aktuellen Status-quo in der Dieselmotorenentwicklung. Die nachfolgende Tabelle 4.1 fasst die wichtigsten technischen Daten des Motors zusammen. Aufgrund der zahlreichen applikativen Freiheitsgrade bietet der Versuchsträger eine gute Ausgangsbasis für die Entwicklung eines Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahrens. Das Dieseleinspritzsystem von Bosch besteht aus einer Einkolbenhochdruckpumpe (CP 4.1) und Magnetventilinjektoren (CRI 2-20). Neben einem wälzgelagerten Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie (VTG) besitzt der Motor zur Senkung der NO_x -Emissionen eine gekühlte Hochdruckabgasrückführung. Als zusätzlichen Freiheitsgrad kann der AGR-Kühler durch einen Bypass umgangen werden. Somit gelangt ungekühltes AGR in das Saugrohr und in späterer Folge auch in den Brennraum, wodurch sich beispielsweise das Warmlaufverhalten

Tabelle 4.1: Technische Daten des Versuchsträgers BMW B47C2000

Kenngroße	Einheit	BMW B47C2000
Nennleistung	kW	142
bei	min ⁻¹	4000
maximales Drehmoment	Nm	410
bei	min ⁻¹	1750 – 2500
spezifische Leistung	kW/l	71.2
Zylinder / Ventile	–	4/16
Hubraum	cm ³	1995
Bohrung	mm	84
Hub	mm	90
Hub / Bohrung	–	1.07
Verdichtungsverhältnis	–	16.5
Pleuellänge	mm	138
Zylinderabstand	mm	91
Desachsigung	mm	0.55 ^a
Abgasnorm	–	Euro 6

^a zur Druckseite

des Motors verbessert. Durch die integrierte Klappe im Füllkanal kann die Drallströmung im Zylinder beeinflusst werden. Speziell im Teillastbereich verhilft die geschlossene Drallklappe zu einer Erhöhung der Ladungsbewegung im Brennraum und dadurch zu einer verbesserten Kraftstoffumsetzung. Weitere technische Details und konstruktive Merkmale zum Versuchsträger sind in [1] zusammengefasst.

4.2 Übersicht der untersuchten Brennverfahren

Im Forschungsvorhaben wurde der Versuchsträger für die unterschiedlichen Motorkonzepte entsprechend adaptiert. In der nachfolgenden Abbildung 4.2 sind die untersuchten Brennverfahren inklusive der Themenschwerpunkte dargestellt. In der ersten Projektphase wurde das DF-Konzept in Kombination mit einer äußeren Erdgasgemischbildung untersucht. Hierfür musste lediglich das Saugrohr für die Aufnahme der Erdgasinjektoren konstruktiv modifiziert werden. Nachdem die Möglichkeiten analysiert und die Schwierigkeiten für dieses Konzept lokalisiert waren, wurde in der zweiten Phase des Forschungsvorhabens das Erdgas direkt in den Brennraum eingeblasen. Dieser Entwicklungsschritt erforderte umfangreiche konstruktive Anpassungen am Versuchsträger sowie die Beschaffung geeigneter Erdgasinjektoren. Für die Bewertung des Zündmechanismus erfolgte der direkte Vergleich zwischen dem Dieselmündstrahl und der konventionellen Fremdzündung mittels Zündkerze unter identen konstruktiven Rahmenbedingungen. An dieser Stelle sei noch einmal betont, dass alle vorgestellten Brennverfahren an ein und demselben Versuchsträger realisiert wurden. Nähere Details zu den Modifikationen bzw. zu den durchgeführten Untersuchungen werden separat für jedes Motorkonzept in den Unterkapiteln 4.3 bis 4.5 besprochen.

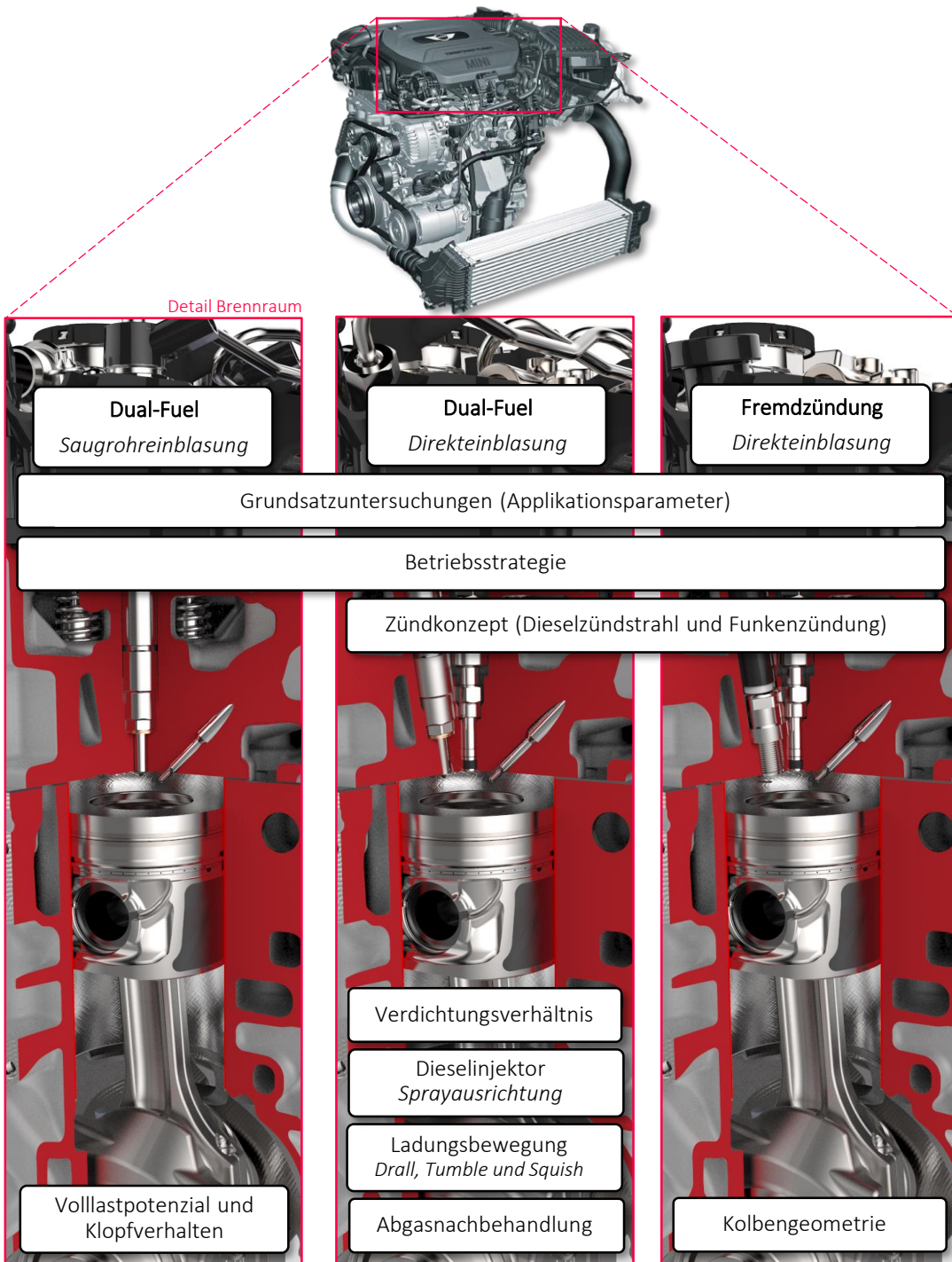


Abbildung 4.2: Übersicht der untersuchten Brennverfahren am Versuchsträger BMW B47C2000

4.3 Dual-Fuel-Konzept mit äußerer Gemischbildung

Wie bereits eingangs erwähnt stellte das Dual-Fuel-Konzept mit der äußeren Erdgasgemischbildung die Ausgangsbasis der Untersuchungen dar. In Abbildung 4.3 sind wichtige Informationen hinsichtlich der verwendeten Injektoren, der notwendigen Modifikationen sowie der durchgeführten Untersuchungen aufgelistet. Außerdem zeigt die linke Darstellung einen Ausschnitt aus dem Brennraum. Aufgrund der äußeren Erdgasgemischbildung mussten brennraumseitig keine konstruktiven Änderungen vorgenommen werden. Somit konnte die ursprüngliche Brennraumgeometrie inklusive der zentralen Lage des Dieselinjektors beibehalten werden. Das Einspritzsystem wurde ohne Einschränkungen direkt vom Basismotor übernommen. Dieses bestand aus einer Einkolbenhochdruckpumpe (CP 4.1) mit einem maximalen Kraftstoffdruck von 2000 bar sowie Magnetventilinjektoren (CRI 2-20) mit einer symmetrischen 7-Loch-Düse und einem hydraulischen Durchfluss von 370 cm^3 in 30 Sekunden. Eine wichtige Zielsetzung im Hinblick auf die weitere Umsetzung des DF-Brennverfahrens war, die Anforderung an das Dieseleinspritzsystem so gering als möglich zu halten. Hierbei spielt die umgesetzte Betriebsstrategie eine zentrale Rolle. Wird beispielsweise ein uneingeschränkter reiner Dieselbetrieb zusätzlich zum DF-Modus gefordert, so muss dies entsprechend in der Auslegung des Hydrauliksystems berücksichtigt werden. In Bezug auf die notwendigen Modifikationen musste lediglich das Saugrohr konstruktiv angepasst werden (siehe Abbildung 4.4). Um die angestrebte Leistung im DF-Betrieb bereitstellen zu können, wurden zwei separate Erdgasverteiler und insgesamt acht Serieninjektoren (Bosch NGI2) im Saugrohr verbaut. Die Erdgaseinblasung erfolgte dabei direkt in jedem Einlasskanal (PFI) bei einem absoluten Versorgungsdruck von 7 bar. Abhängig vom Betriebspunkt wurden im unteren Lastbereich vier und im oberen alle acht Erdgasinjektoren verwendet. Die notwendige Erdgasinfrastruktur sowie die Ansteuerung der Injektoren werden in Kapitel 4.6 näher erläutert.

Untersuchungen

In der ersten Projektphase wurden grundsätzliche Untersuchungen durchgeführt und der Einfluss diverser Applikationsparameter auf das DF-Brennverfahren analysiert. Auf Basis dieser Ergebnisse wurde die Einsatzmöglichkeit und in weiterer Folge die Betriebsstrategie für dieses DF-Konzept erarbeitet. Für die Bewertung des Leistungspotenzials erfolgten umfangreiche Vollastuntersuchungen. Im direkten Kontext mit diesen Versuchen stand die Bewertung des Klopfverhaltens. Aufgrund der vorgemischten Erdgasverbrennung kann es im Endgas zu Vorreaktionen kommen, welche daraufhin zu lokalen Selbstzündungen führen. In diesem Zusammenhang spielt das geometrische Verdichtungsverhältnis eine essentielle Rolle, denn sowohl die Temperatur als auch der Druck im Zylinder sind direkt mit dem konstruktiven Parameter verbunden. Schlussendlich bestimmen die vorherrschenden thermodynamischen Randbedingungen im Bereich des ZOTs die Selbstzündung des eingebrachten Dieselmotorkraftstoffs und in konsequenter Folge auch den gesamten Brennverlauf. Die experimentellen Ergebnisse des DF-Konzeptes mit äußerer Gemischbildung werden in Kapitel 5.1 detailliert besprochen.

4.3 Dual-Fuel-Konzept mit äußerer Gemischbildung



Dual-Fuel Saugrohreninblasung

Dieseleinspritzsystem

Hersteller:	Robert Bosch GmbH
Einspritzpumpe:	CP 4.1
Injektortyp:	CR12-20
Position:	zentral im Brennraum
Durchfluss Q_n :	370 cm ³ /30s
Lochanzahl:	7
Spraybild:	symmetrisch

Erdgasinjektor

Hersteller:	Robert Bosch GmbH
Injektortyp:	NG12
Position:	Saugrohr
Anzahl:	2 pro Zylinder (1 pro Kanal)
Stat. Durchfluss Q_{stat} :	2.1 g/s NG bei $p_{NG} = 7$ bar
Dyn. Durchfluss Q_{dyn} :	0.6 g/s NG bei $p_{NG} = 7$ bar, $t_i = 3.5$ ms

Modifikationen

- Sauganlage



Untersuchungen

- Grundsatzuntersuchungen
- Betriebsstrategie
- Volllastpotenzial und Klopfverhalten

Abbildung 4.3: Übersicht DF-Konzept mit äußerer Erdgasgemischbildung (Saugrohreninblasung)

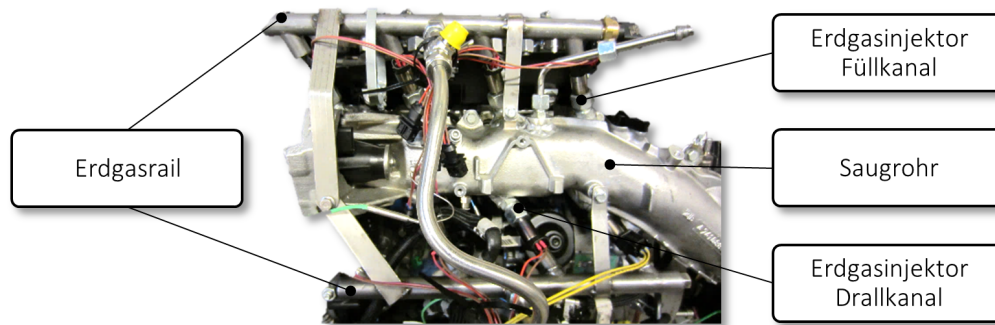


Abbildung 4.4: Adaptiertes Saugrohr für das DF-Konzept mit äußerer Erdgasgemischbildung

4.4 Dual-Fuel-Konzept mit innerer Gemischbildung

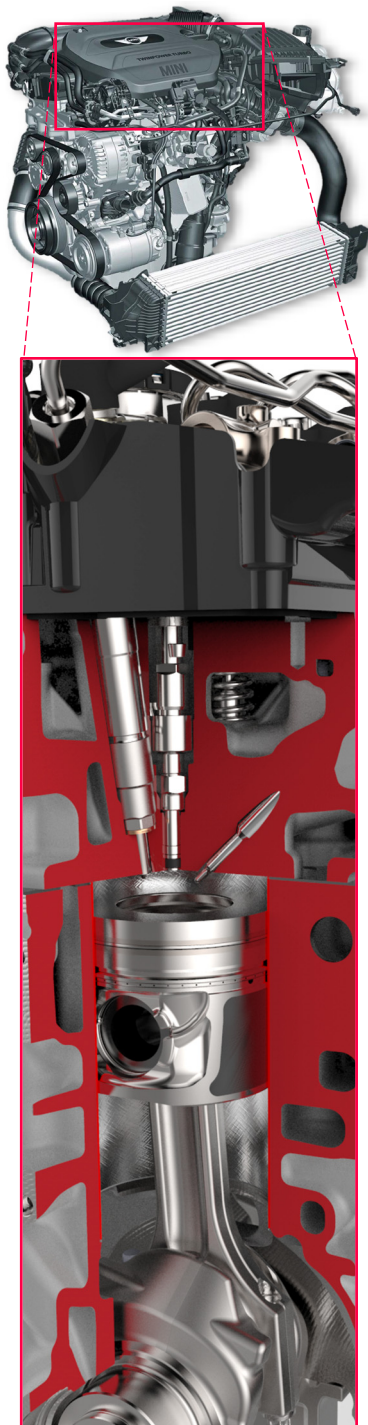
Nachdem in der ersten Projektphase die Möglichkeiten und Schwierigkeiten des DF-Brennverfahrens mit Saugrohrenblasung erarbeitet wurden, folgte als Konsequenz der nächste Entwicklungsschritt – Die Integration der direkten Erdgaseinblasung in den Brennraum. Für die eigenständige Bezeichnung des Dual-Fuel-Brennverfahrens mit zwei direkt im Brennraum untergebrachten Injektoren wurde das Akronym DDI (Dual Direct Injection) eingeführt. Ein Überblick zu diesem DF-Konzept ist in Abbildung 4.5 dargestellt. Im Anschluss werden zunächst die Motivationen für die Verwendung der inneren Gemischbildung erläutert. Nachfolgend wird der für die Versuche eingesetzte Erdgasinjektor vorgestellt. Bevor das Unterkapitel zum DDI-Konzept mit den durchgeführten Untersuchungen abgeschlossen wird, erfolgt die Beschreibung der notwendigen konstruktiven Modifikationen.

4.4.1 Motivation Erdgasdirekteinblasung

Ausgehend von den Ergebnissen aus der ersten Projektphase wurde die Erdgasgemischbildung für das neue Dual-Fuel-Konzept angepasst. Anstelle der Saugrohrenblasung wird beim DDI-Brennverfahren das Erdgas direkt in den Brennraum eingeblasen. Durch diese Maßnahme ergeben sich neue Freiheitsgrade in der Brennverfahrensentwicklung. In Abbildung 4.6 sind diverse Bereiche im Kennfeld markiert, in denen die Auswirkungen der unterschiedlichen Erdgasgemischbildung analysiert werden.

- ① Ein bekanntes Problem von DF-Motoren sind die hohen Emissionen unverbrannter Kohlenwasserstoffe (HC) im Teillastbereich. Speziell in Kombination mit der Saugrohrenblasung ergeben sich sehr magere homogene Erdgas-Luftgemische im Brennraum, welche nur unvollständig umgesetzt werden können. Hingegen kann mit einer späten direkten Einblasung während der Kompressionsphase eine Ladungsschichtung im Brennraum erzeugt werden. Dadurch befindet sich der überwiegende Erdgasanteil innerhalb der Zündgrenzen. Als direkte Konsequenz daraus folgt eine vollständigere Kraftstoffumsetzung.
- ② Infolge der Erdgaseinblasung in das Saugrohr wird Frischluft durch den gasförmigen Kraftstoff verdrängt. Dies wirkt sich in nächster Instanz negativ auf die erreichbare Füllung im Brennraum aus. Zudem beeinflusst der verminderte Massenstrom durch den

4.4 Dual-Fuel-Konzept mit innerer Gemischbildung



Dual-Fuel

Direkteinblasung

Dieseleinspritzsystem

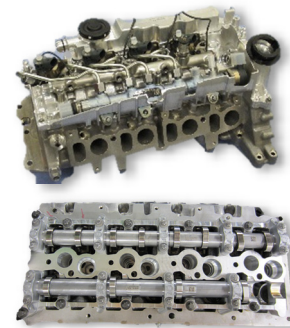
Hersteller:	Robert Bosch GmbH
Einspritzpumpe:	CP 4.1
Injektortyp:	CR12-20
Position:	dezentral / geneigt im Brennraum
Durchfluss Q_h :	$\approx 220 \text{ cm}^3/30 \text{ s}$
Lochanzahl:	6
Spraybild:	asymmetrisch

Erdgasinjektor

Hersteller:	Delphi Automotive PLC
Injektortyp:	DI-CNG (4. Generation)
Position:	zentral im Brennraum
Anzahl:	1 pro Zylinder
Stat. Durchfluss Q_{stat} :	7.0 g/s NG bei $p_{\text{NG}} = 16 \text{ bar}$
Peak-/ Holdstrom:	$12 \text{ A} / 4.5 \text{ A}$

Modifikationen

- Zylinderkopf
- Zylinderkopfhaube
- Erdgasrail
- Dieselhochdruckleitungen
- Auslassnockenwelle
- Nockenwellenträger



Untersuchungen

- Grundsatzuntersuchungen
- Betriebsstrategie
- Vergleich Zündkonzepte
- Verdichtungsverhältnis
- Dieselinjektor (Sprayausrichtung)
- Ladungsbewegung (Drall, Tumble und Squish)
- Abgasnachbehandlung

Abbildung 4.5: Übersicht DF-Konzept mit innerer Erdgasgemischbildung (Direkteinblasung)

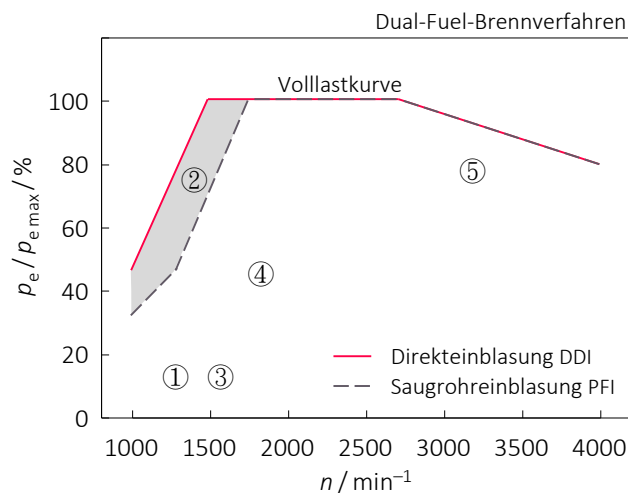


Abbildung 4.6: Allgemeine Gegenüberstellung der unterschiedlichen DF-Konzepte im Kennfeld

Motor die Turbinenleistung und folglich den Ladedruckaufbau. Dieses Verhalten ist besonders im niedrigen Drehzahlbereich ausgeprägt und äußert sich als Folge in einem geringen Low-End-Torque. Darin begründet sich auch die deutlich verminderte Leistungsentfaltung und die eingeschränkte Dynamik eines konventionellen Erdgasfahrzeuges, welche auch für den Kunden direkt spürbar ist. Im Gegensatz dazu kann mithilfe der Erdgasdirekteinblasung der Füllungsnaheil kompensiert werden. In Kombination mit angepassten Ein- und Auslassteuerzeiten sowie einem positiven Druckgefälle können während des Ladungswechsels zudem Frischluft und Restgas in den Auslasstrakt gespült werden. Somit steigt zunächst der Massenstrom über die Abgasturbine und in weiterer Folge der Ladedruck an. Diese Maßnahme wird häufig als spülender Ladungswechsel – das sogenannte Scavenging – bezeichnet. Dadurch kann das Drehmoment im Low-End-Torque-Bereich gegenüber der äußeren Gemischbildung weiter gesteigert werden. Diese Methode ist für DF-Brennverfahren mit Saugrohreinblasung nicht geeignet, weil beim Ladungswechsel Erdgas unverbrannt durchgespült wird.

- ③ Durch eine gezielte Einblasestrategie kann die Direkteinblasung insbesondere das Kalt- und Warmlaufverhalten positiv beeinflussen. Beispielsweise kann mithilfe einer Mehrfacheinblasung das für die Konvertierung notwendige Temperaturniveau im Katalysator schneller erreicht werden.
- ④ Ein weiterer Pluspunkt für die innere Gemischbildung ergibt sich im dynamischen Motorbetrieb durch die zylinderindividuelle Kraftstoffzumessung. Im Vergleich dazu befindet sich im transienten Betrieb bei der Saugrohreinblasung ein mehr oder weniger vorgemischter Kraftstoff in den Ansaugkanälen.
- ⑤ Mithilfe einer gezielten Injektorauslegung kann durch die Direkteinblasung die Ladungsbewegung im Brennraum gesteigert werden. Dabei wirkt sich die erhöhte Turbulenz sowohl auf den Entflammungsvorgang als auch auf die anschließende Verbrennung positiv aus. Durch den Einblasevorgang ist der Impuls primär vom Versorgungsdruck und der

eingebrachten Kraftstoffmasse abhängig, weshalb dieser Effekt mit zunehmender Last verstärkt zum Tragen kommt.

4.4.2 Erdgasinjektor

Eine Schlüsselkomponente in der Realisierung des DDI-Konzeptes ist der Erdgasinjektor. Wie bereits mehrmals in der Arbeit erwähnt, wird komprimiertes Erdgas (CNG) für die untersuchten DF-Brennverfahren verwendet. Den Vorteilen aus der Direkteinblasung steht ein hoher Entwicklungsaufwand eines solchen Injektors gegenüber. Die Anforderungen an das DI-Ventil sind deutlich komplexer als für die Saugroheinblasung. Neben den notwendigen hohen Erdgasmassenströmen ist besonderes Augenmerk auf die Dichtheit sowie die Zumessfähigkeit über der Lebensdauer zu legen. Nach aktuellem Stand der Technik ist kein Injektor für die Direkteinblasung serienmäßig am Markt erhältlich, weshalb für das Forschungsvorhaben Prototypinjektoren (4. Generation) von der Fa. Delphi verwendet wurden. Zusätzliche Herstellerinformationen zum sogenannten DI-CNG-Injektor sind in [42, 57, 63] zu finden. Abseits des vorgestellten DDI-Brennverfahrens wurde der Injektor bereits in verschiedenen Motorkonzepten verwendet. Beispielweise wurden die Injektoren von der Technischen Universität Wien in Zusammenarbeit mit Magna Steyr im Konzeptfahrzeug CULT eingesetzt [38, 39]. Zudem stellten sowohl Ford als auch Daimler bereits Motoren mit diesem Injektortyp vor [40]. Delphi kündigte an, eine Pilotanlage für die Fertigung der Injektoren bis Mitte 2018 in Luxemburg zu installieren [16]. Neben dem verwendeten Erdgasventil sind in der Literatur weitere Prototypinjektoren für die Direkteinblasung dokumentiert [5, 74].

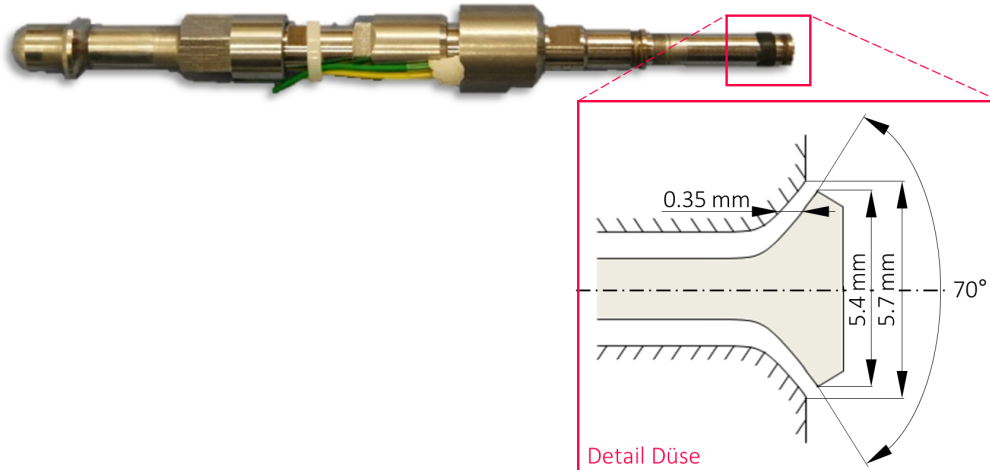


Abbildung 4.7: DI-CNG-Injektor der 4. Generation von der Fa. Delphi inklusive abgeschätzter Düsengeometrie

In Abbildung 4.7 ist der spezielle Erdgasinjektor samt abgeschätzter Düsengeometrie dargestellt. Ein wesentliches Merkmal des Magnetventilinjektors ist neben der konisch nach außen öffnenden Düse der große Nadelhub von ca. 0,35 mm sowie der maximale Versorgungsdruck von 16 bar. Vor dem experimentellen Einsatz im Motorbetrieb wurde der Injektor optisch mithilfe der Schlierenmesstechnik untersucht. Parallel zu diesen Untersuchungen wurden die

Durchflusskennlinien der verwendeten Injektoren aufgezeichnet. Dank dieser Messdaten konnten unter anderem die numerische Abbildung der Erdgasgemischbildung in einer beruhigten Kammer validiert werden. Eine detaillierte Übersicht des Versuchsaufbaus wird in Unterkapitel 4.6 näher beschrieben.

4.4.3 Modifikationen

In diesem Unterkapitel werden die notwendigen Modifikationen für die Realisierung des DDI-Konzeptes dargestellt. Abbildung 4.8 zeigt eine Übersicht der adaptierten Komponenten sowie einen Ausschnitt des Brennraums. Aufgrund des beschränkten Bauraums musste für die Integration beider Injektoren auf ein Auslassventil pro Zylinder verzichtet werden. Aus diesen Umständen waren umfangreiche konstruktive Anpassungen notwendig. Neben einem gänzlich überarbeiteten Zylinderkopf, mussten die Zylinderkopflaube, der Nockenwellenträger sowie die Auslassnockenwelle neu gestaltet werden. Als Primärinjektor wurde der Erdgasinjektor zentral und der Dieselinjektor exzentrisch und leicht geneigt im Brennraum platziert. Um eine möglichst optimale Kraftstoffverteilung sowie Gemischaufbereitung des Dieselmischstrahls zu erzeugen, wurde die Düsengeometrie auf die geneigte Einbausituation angepasst. Zielsetzung für die Neuauslegung war, die identen Strahlauffreffpunkte wie im Serienbetrieb mit zentralem Injektor zu treffen. In Kombination mit dem Dieselinjektor CRI 2-20 und der neu gestalteten 6-Loch-Düse mit asymmetrischem Spraybild ergaben sich reduzierte hydraulische Durchflüsse von ca. 220 cm^3 in 30 Sekunden. Dadurch konnte die Kleinstmengenfähigkeit des Dieseleinspritzsystems verbessert werden. Dennoch wurde die minimale Dieselmenge des Zündstrahls auf 1.5 mg pro Arbeitsspiel begrenzt.

4.4.4 Untersuchungen

Ausgangsbasis der experimentellen Grundsatzuntersuchungen war die Analyse und Bewertung diverser Applikationsparameter. Dabei eröffneten sich dank der inneren Gemischbildung neue Freiheitsgrade für die Brennverfahrensentwicklung. Mithilfe der in Kapitel 3.2 gezeigten Entwicklungsmethodik konnten die wesentlichsten Einflussfaktoren schnell und effizient auf das neue DF-Brennverfahren optimiert werden. Aufbauend auf diesen Ergebnissen wurde die Betriebsstrategie für das DDI-Konzept erarbeitet. Für eine neutrale Bewertung des Zündmechanismus erfolgte der direkte Vergleich zwischen dem Dieselmischstrahl und der konventionellen Fremdzündung mittels Zündkerze am identen Versuchsträger. Zudem wurde im Zuge der experimentellen Untersuchungen der Einfluss unterschiedlicher Verdichtungsverhältnisse auf das DF-Brennverfahren bewertet. Ein wichtiger Meilenstein in der Entwicklung des DDI-Konzeptes war die Analyse und Bewertung differierender Arten an Ladungsbewegungen. Dazu wurde die Geometrie der Einlasskanäle sowie der Kolben entsprechend auf die alternativen Strömungsbedingungen im Zylinder angepasst. Abschließend erfolgten Untersuchungen zum Thema Abgasnachbehandlung mit dem speziellen Fokus auf die katalytische Umsetzung der unverbrannten CH_4 -Emissionen. Dazu wurde ein eigenes Bypasssystem am Motorprüfstand integriert, welches im nächsten Unterkapitel vorgestellt wird. Sowohl die experimentellen als auch die numerischen Untersuchungen zum DDI-Brennverfahren werden in den Kapiteln 5 und 6 umfangreich diskutiert.

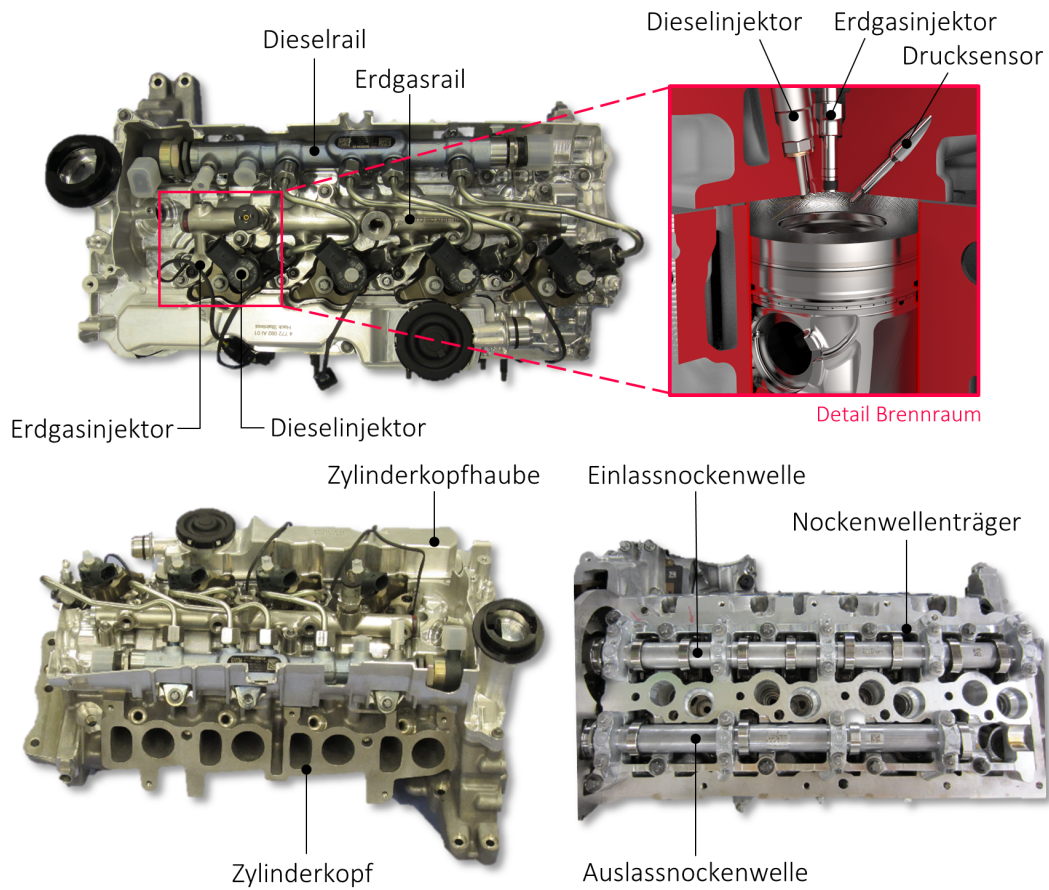


Abbildung 4.8: Übersicht der Modifikationen für das DF-Konzept mit innerer Gemischbildung (DDI) sowie einer Detailansicht des Brennraums

4.5 Monovalentes Erdgaskonzept

Um die Potenziale des Dieselzündstrahls bewerten zu können, wurde am selben Versuchsträger der Betrieb mit einer konventionellen Fremdzündung mittels Zündkerze realisiert. Wie in Abbildung 4.9 dargestellt, wurde im Vergleich zum DDI-Konzept lediglich der Dieselinjektor durch eine Zündkerze ersetzt. Somit sind die restlichen Einflussfaktoren wie beispielsweise die Lage des Erdgasinjektors, die Ladungsbewegung sowie die Gemischbildung zwischen den Brennverfahren quasi ident.

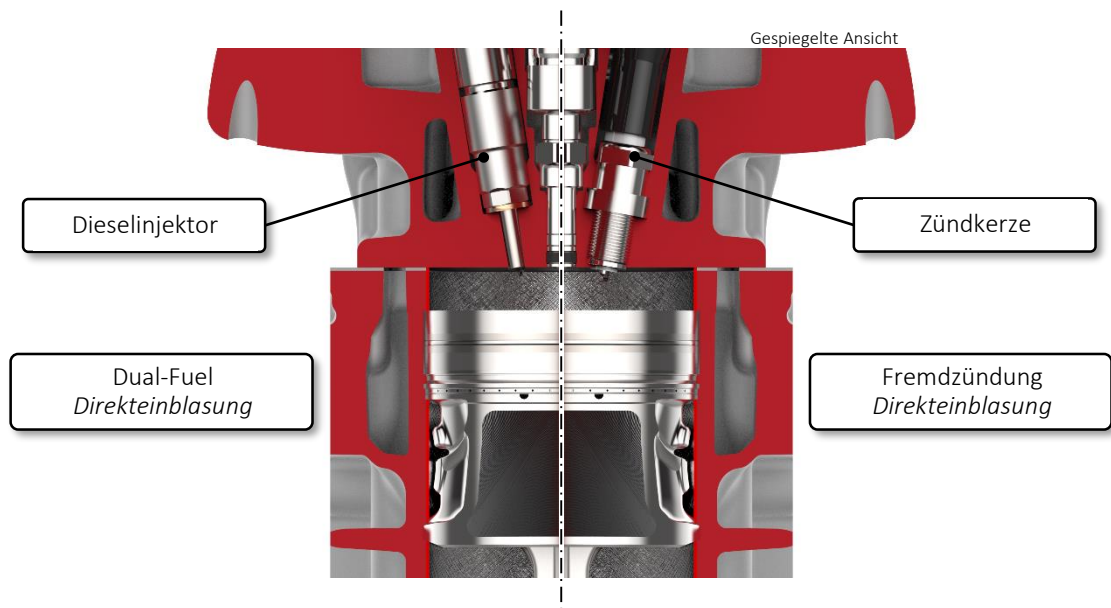


Abbildung 4.9: Gegenüberstellung der Brennraumkonfiguration für die untersuchten Zündmechanismen Dieselzündstrahl und Funkenzündung

Neben einem Motorauschnitt zeigt Abbildung 4.10 eine Übersicht über das monovalente Erdgaskonzept. Nähere Details und Ergebnisse zu diesem Konzept bzw. der Vergleich zwischen Dieselzündstrahl und Funkenzündung sind in der Publikation [70], in der Masterarbeit [56] sowie in der Dissertation [22] beschrieben. Im weiteren Verlauf dieser Dokumentation wird auf das monovalente Erdgasbrennverfahren nicht näher eingegangen.



Fremdzündung
Direkteinblasung

Zündsystem

Hersteller: Robert Bosch GmbH
 Zündmodul: Modul 0 227 100 211
 Zündspule: Stabzündspule 0 221 504 470
 Zündkerze: ZMR5TPP330
 Position: dezentral im Brennraum

Erdgasinjektor

Hersteller: Delphi Automotive PLC
 Injektortyp: DI-CNG (4. Generation)
 Position: zentral im Brennraum
 Anzahl: 1 pro Zylinder
 Stat. Durchfluss Q_{stat} : 7.0 g/s NG bei $p_{NG} = 16$ bar
 Peak-/ Holdstrom: 12 A / 4.5 A

Modifikationen

- Zylinderkopf
- Zylinderkopfhaube
- Erdgasrail
- Auslassnockenwelle
- Nockenwellenträger

Untersuchungen

- Grundsatzuntersuchungen
- Betriebsstrategie
- Vergleich Zündkonzepte
- Kolbengeometrie

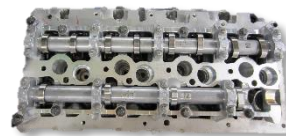


Abbildung 4.10: Übersicht mono-valentes Erdgaskonzept mit innerer Gemischbildung (Direkteinblasung DI)

4.6 Prüfstands Aufbau

In direktem Zusammenhang mit qualitativen Messergebnissen steht ein sorgfältiger Prüfstands Aufbau. Passend zu diesem Thema werden im Anschluss wichtige Punkte explizit besprochen. Einen ersten Einblick über die implementierte Messtechnik und Sensorik zeigt Abbildung 4.12. Außerdem sind im Anhang A.1 alle Messstellen, die während der experimentellen Versuche aufgezeichnet wurden, tabellarisch zusammengefasst.

4.6.1 Motorprüfstand

Ein wichtiger Meilenstein während des Forschungsvorhabens war der Aufbau und die Inbetriebnahme des Versuchsträgers am Motorprüfstand. Durch die geänderten Rahmenbedingungen, die sich durch den Betrieb mit zwei unterschiedlichen Kraftstoffen am Motor ergeben, musste diverse Prüfstandsperipherie angepasst werden. Neben einer zusätzlichen Erdgasinfrastruktur musste die Ansteuerung der Erdgasinjektoren am Prüfstand implementiert werden.

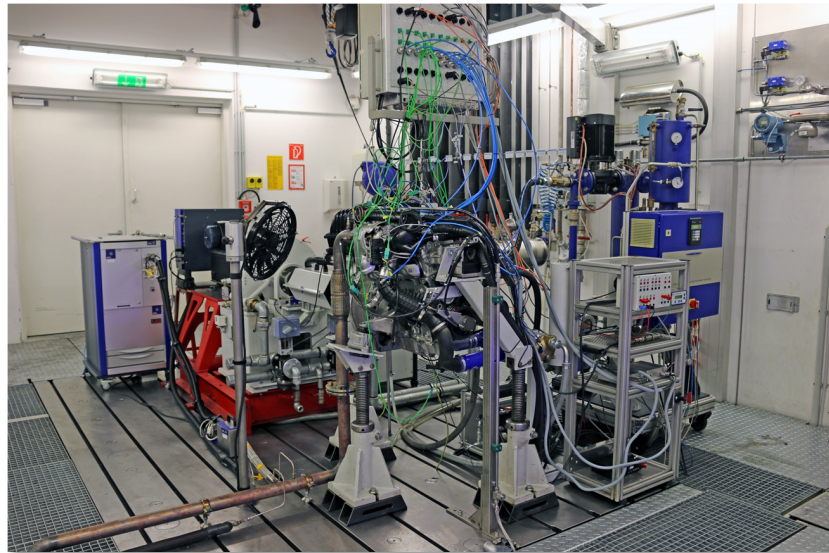


Abbildung 4.11: Prüfstands Aufbau mit Versuchsträger BMW B47C2000

In Abbildung 4.11 ist der Aufbau des Versuchsträgers BMW B47C2000 am institutsinternen Prüfstand dargestellt. Um den Motor schwingungstechnisch vom restlichen Gebäude zu entkoppeln, wurde dieser auf einem elastischen Maschinenbett unter der Verwendung der originalen Motorlager aufgebaut. Die Belastung des Motors erfolgte über eine Serienanordnung einer Wirbelstrombremse und einer Asynchronmaschine. Dieser sogenannte Tandemaufbau aus aktiver und passiver Belastungsmaschine ermöglicht einen Vier-Quadranten-Betrieb am Motorprüfstand. Die Verbindung zwischen Bremseneinheit und Motor wurde mithilfe einer Gleichlaufgelenkwelle hergestellt, wodurch sowohl axiale als auch leichte Winkelversätze ausgeglichen werden konnten. Um die Drehungleichförmigkeiten und die daraus resultierenden Drehmomentspitzen im Motorbetrieb reduzieren zu können, erfolgte der Aufbau inklusive dem zum Versuchsträger passenden Zweimassenschwungrad und einem Ersatzgetriebe.

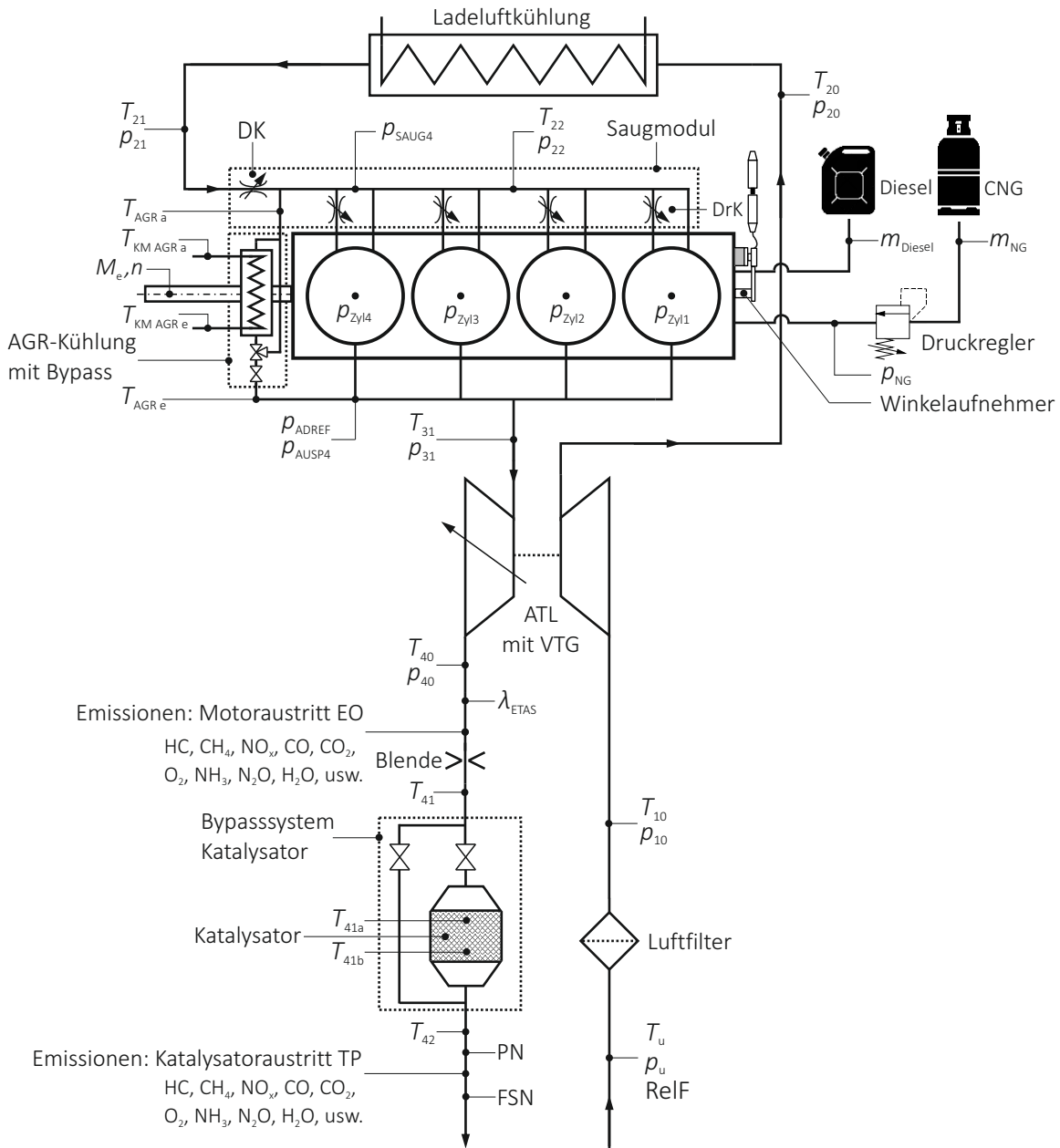


Abbildung 4.12: Messstellenübersicht BMW B47C2000

Für die Herstellung möglichst realer und vor allem reproduzierbarer Betriebsbedingungen am Prüfstand wurden die diversen Betriebsmedien durch externe Anlagen konditioniert. Neben der gezielten Temperaturregelung von Kühlmittel und Ladeluft wurde eine separate Einrichtung für die Konditionierung des Ölkreislaufs installiert. Um Einflüsse des Generators auf die Motorlast ausschließen zu können, wurde der Motor elektrisch fremdversorgt.

Aufgrund der umfangreichen Messtechnik, die am Versuchsträger appliziert wurde, wird nachfolgend nur eine unvollständige Aufzählung substanzieller Messgrößen angeführt:

- Hochdruckindizierung aller Zylinder (AVL GH13G bzw. AVL GH14DK) samt Niederdruckindizierung des vierten Zylinders im Saugrohr (Kistler 4045A5) und im Abgaskrümmer (AVL GU21C)
- Optischer Winkelaufnehmer (AVL 365C) für die aufgelöste Bestimmung von Kurbelwinkelposition und Drehzahl
- Zyklus aufgelöste Messung des Drehmoments (HBM T40B) und des Stromprofils vom Diesel- und Erdgasinjektor mittels Strommesszange (Chauvin Arnoux E3N)
- Bestimmung von Druck und Temperatur diverser Medien
- Erfassung der Kraftstoffmassenströme von Diesel (Emerson CMFS015) und Erdgas (Emerson CMF010P) mittels Coriolis-Durchflussmessgeräten
- Messung der Abgaszusammensetzung mittels Abgasmessanlage (AVL Sesam i60), Rauchwertmessung (AVL 415S) und Partikelanzahl (AVL APC489)
- CO₂-Messung im Saugrohr für die Bestimmung der AGR-Rate (AVL Sesam i60)
- Bestimmung des Luftverhältnisses mittels Lambdasonde (Bosch λ -Sonde LSU 4.9) und Auswerteeinheit (ETAS Lambda Meter)
- Erfassung zahlreicher Messgrößen aus der Motorsteuerung (Luftmasse, Dieselraildruck, usw.)

Zusätzlich zur zentralen Prüfstandssteuerung und Echtzeitdatenerfassung aller relevanten Messgrößen mit der Software KS Tornado und der Aufzeichnung kurbelwinkel aufgelöster Messgrößen mittels AVL IndiCom erfolgte die Kommunikation sowie die Erfassung der diversen Variablen aus der Motorsteuerung mithilfe des Programms INCA von ETAS. Die Verbindung zum Entwicklungssteuergerät wurde über die Ethernet-basierte Steuergeräteschnittstelle ETK hergestellt. Neben dem Lesezugriff auf diverse Motorparameter konnten alle für die Brennverfahrensentwicklung entscheidenden Aktuatoren über diese Schnittstelle angesteuert werden.

Ansteuerung Injektoren

Eine spezielle Herausforderung stellte die Koordination der Injektoren für Erdgas und Diesel im DF-Betrieb dar. Abbildung 4.13 zeigt eine schematische Darstellung der Injektoransteuerung. Die Koordination des Dieseleinspritzsystems erfolgte über das Entwicklungssteuergerät des Versuchsträgers.

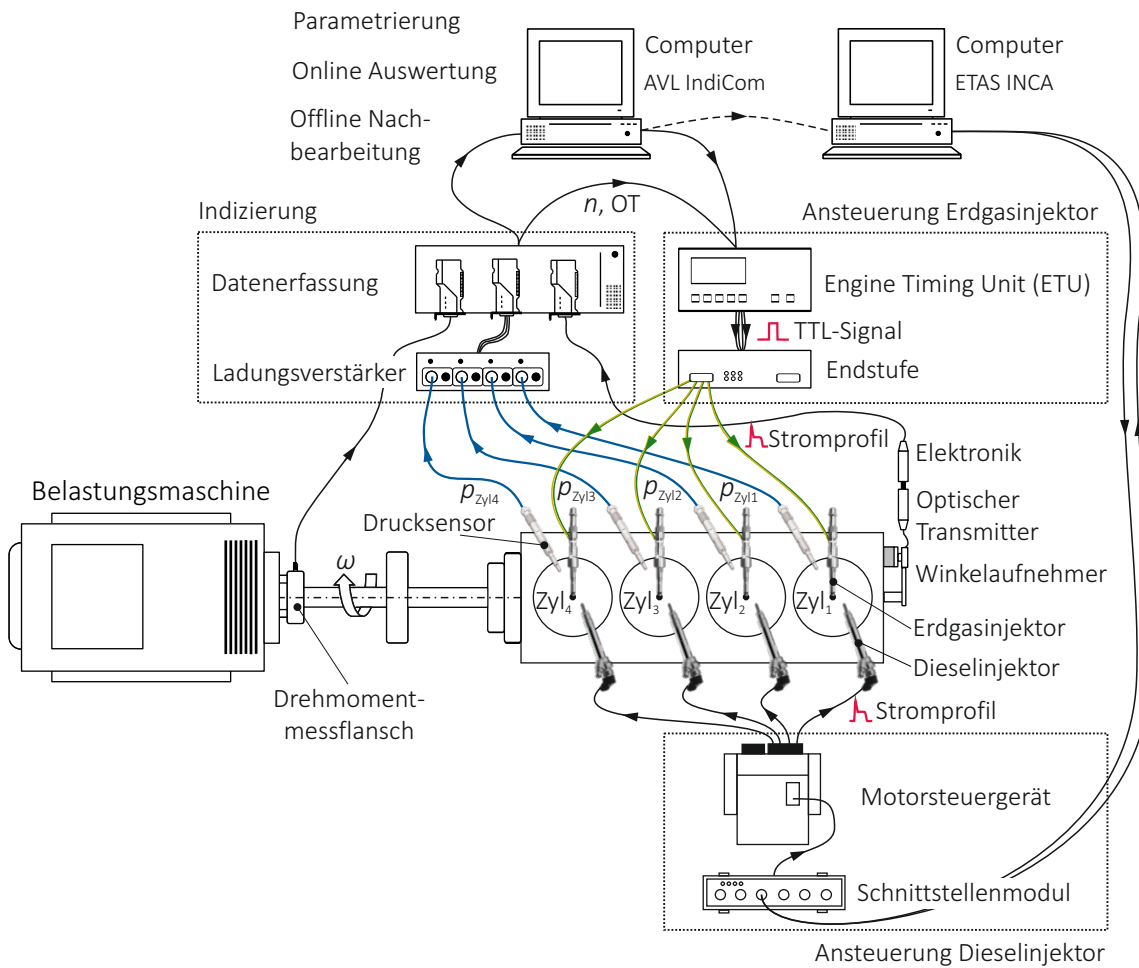


Abbildung 4.13: Schematische Darstellung des Zusammenspiels zwischen Indizierung und Ansteuerung der Erdgas- bzw. Dieselinjektoren

Eine zentrale Rolle für die Ansteuerung der Erdgasinjektoren spielte das am Prüfstand eingesetzte Indiziersystem. Um die Lage der Einblasung während des Arbeitsspiels exakt steuern zu können, musste vorher die Zuordnung zum oberen Totpunkt (OT) hergestellt werden. Durch die hochaufgelöste Aufzeichnung der Kurbelwinkelposition mithilfe des Winkelaufnehmers konnten die OT-Position sowie die Drehzahl direkt an die Engine Timing Unit (ETU) weitergegeben werden. Mithilfe eines weiteren Prüfstandsrechners wurden die applikativen Parameter für die Erdgaseinblasung in selbiges eingespielt. Als Ausgangsgröße folgte ein invertiertes TTL-Signal, welches in einer nachfolgenden Leistungsendstufe in ein Stromprofil umgewandelt wurde. Letzteres musste speziell auf die Erdgasinjektoren abgestimmt werden.

Dieser Prüfstands Aufbau ermöglichte die unabhängige applikative Steuerung aller beteiligter Injektoren, wobei die Erdgasventile einzeln, jedoch die Dieselinjektoren nur als eine Gruppe koordiniert werden konnten.

Kraftstoffkonditionierung

Aufgrund der Verwendung zweier unterschiedlicher Kraftstoffe musste für die Konditionierung sowohl für Diesel als auch für Erdgas separate Infrastrukturen am Prüfstand installiert werden. Im Anschluss wird lediglich die Aufbereitung von Erdgas anhand der schematischen Abbildung 4.14 näher erläutert. Für die Speicherung des komprimierten Erdgases wurden Bündel mit 12 Flaschen, je 50 Liter Volumen und 200 bar Speicherdruck verwendet, welche im zentralen Gaslager an die Haustechnik angebunden waren. Von dort aus erfolgte die Verteilung des Erdgases an den Motorprüfstand. Anschließend wurde mit einem Membrandruckregler das gewünschte Druckniveau für die Erdgasinjektoren eingestellt. Um vor etwaigem Fehlbetrieb gerüstet zu sein, wurde am Prüfstand eine umfangreiche Sicherheitsmatrix installiert. Diese beinhaltet unter anderem das gezielte Abschalten der gesamten Erdgasversorgung im Falle eines Not-Aus.

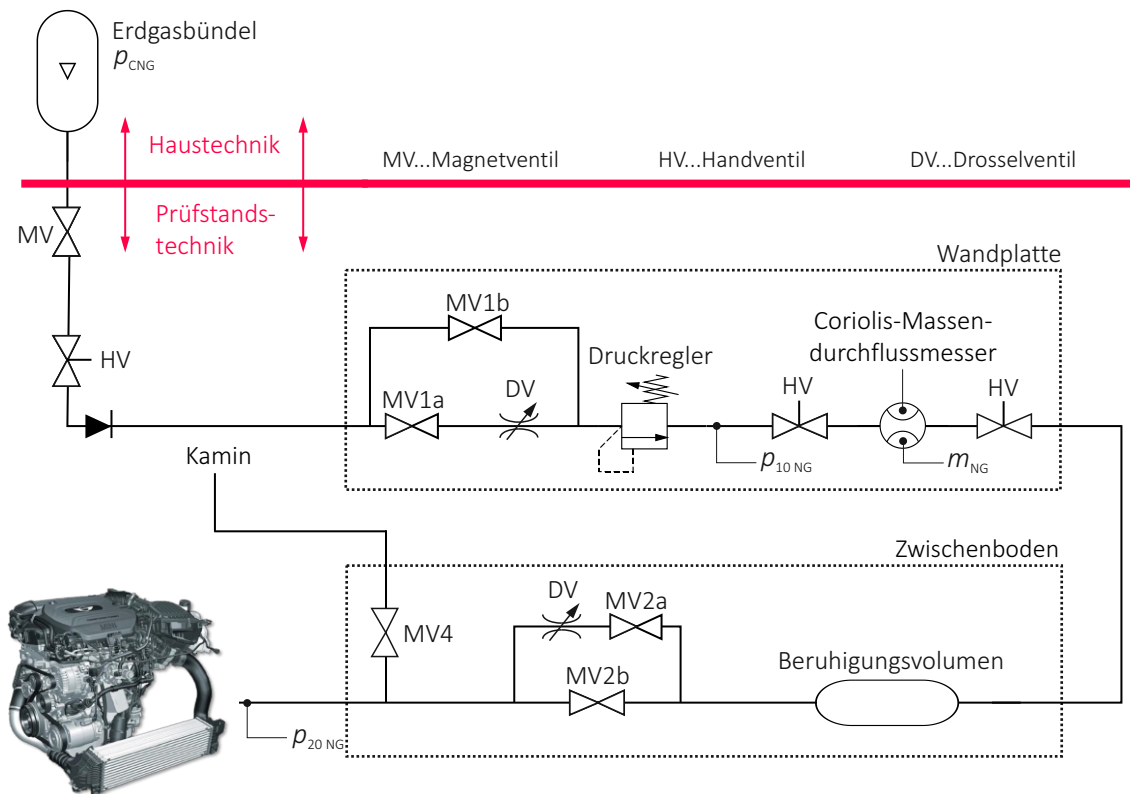


Abbildung 4.14: Übersicht der Erdgasinfrastruktur am Prüfstand P4

Die chemische Zusammensetzung wurde bereits in Kapitel 2.1.2 zusammengefasst. Während der gesamten Messkampagne wurde ausschließlich Erdgas der Qualitätsstufe High (H-Erdgas) verwendet. Um die einzelnen Komponenten im Erdgas bestimmen zu können, erfolgte im Vorfeld zu den experimentellen Untersuchungen die Analyse der Erdgasbündel mittels institutsinternem Gaschromatographen (Danalyzer Modell 500), welche im Anhang A.2 tabellarisch zusammengefasst sind.

4.6.2 Bypasssystem für Katalysatoruntersuchungen

Für die gesamtheitliche Bewertung des DF-Brennverfahrens wurde das Forschungsvorhaben mit experimentellen Untersuchungen zum Thema Abgasnachbehandlung abgeschlossen. Dabei stand speziell die Konvertierung der unverbrannten CH_4 -Emissionen im Fokus der angestellten Analysen. Um definierte und reproduzierbare Bedingungen über den Katalysator einstellen zu können, wurde der Prüfstands Aufbau mit einem Bypasssystem erweitert, welches in Abbildung 4.15 dargestellt ist. Das Bypasssystem ermöglichte das Einstellen des Lastpunktes und der Betriebsbedingungen ohne dass der Katalysator mit Abgas beaufschlagt wurde. Zudem konnte im Falle eines unvorhergesehenen Motorbetriebes schnell auf den Nebenpfad umgeschaltet werden.

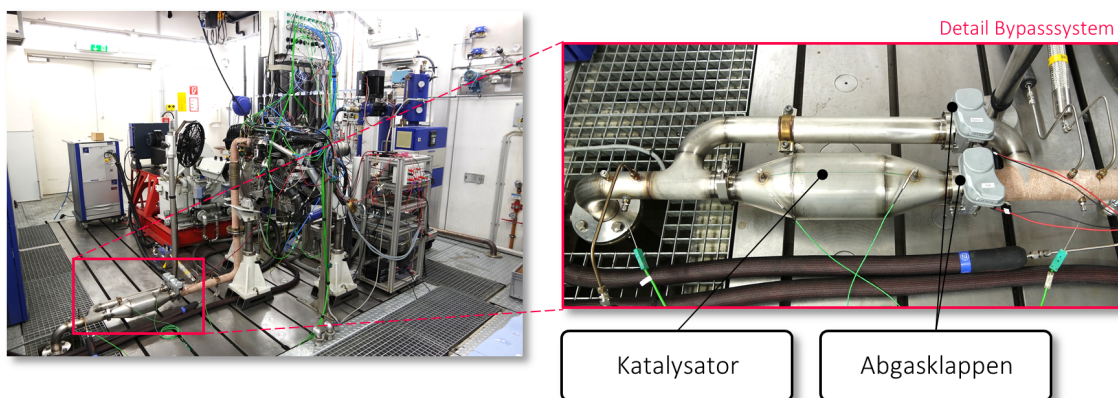


Abbildung 4.15: Bypasssystem für die Untersuchung diverser Katalysatoren

5 Experimentelle Untersuchungen

Die nachfolgenden Unterkapitel zeigen die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten experimentellen Untersuchungen zu den vorgestellten Dual-Fuel-Konzepten. Zunächst werden in Kapitel 5.1 die Ergebnisse zum DF-Brennverfahren mit der äußeren Erdgasgemischbildung dargestellt. Im Anschluss daran wird in Kapitel 5.2 das vorgestellte DF-Konzept mit der direkten Erdgaseinblasung detailliert analysiert. Während in Kapitel 5.3 das optimierte DDI-Konzept mit konventionellen Brennverfahren verglichen wird, beschäftigt sich das Kapitel 5.4 abschließend mit Untersuchungen zum Thema Abgasnachbehandlung.

5.1 Dual-Fuel-Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung

In der ersten Projektphase wurde der Versuchsträger B47C2000 mit überschaubarem Aufwand auf den kombinierten Betrieb mit Erdgas und Diesel modifiziert. Konkret mussten für das Dual-Fuel-Konzept lediglich die Erdgasinjektoren in die Sauganlage integriert und eine Anbindung an die Erdgasverteilung hergestellt werden. Somit konnte für diese Untersuchungen der gesamte Grundmotor unverändert belassen werden. Nachfolgend wird die Saugrohreninblasung häufig mit der englischen Abkürzung PFI (Port Fuel Injection) assoziiert.

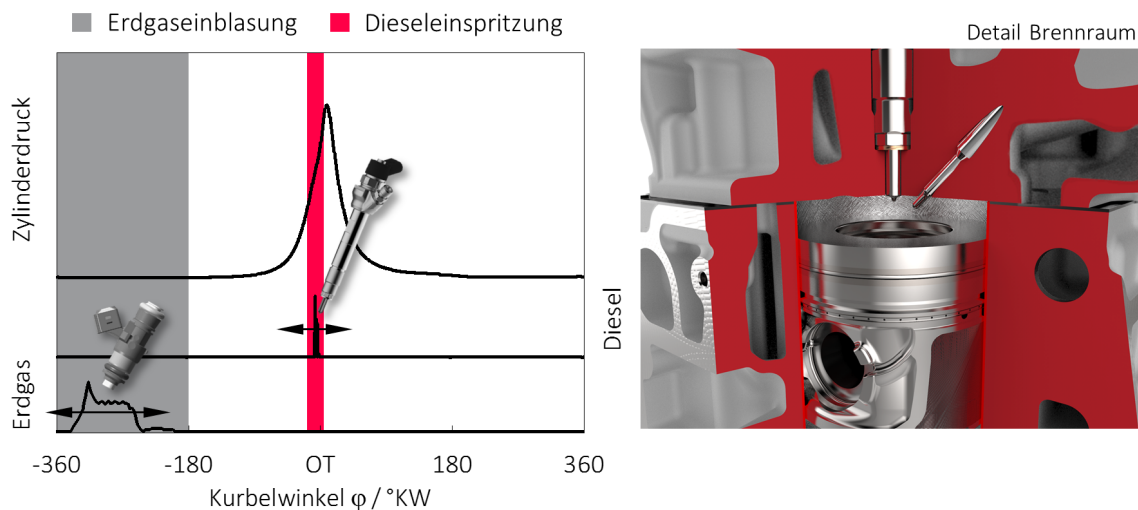


Abbildung 5.1: Zylinderdruckverlauf sowie die Lage der Dieseleinspritzung und der Erdgaseinblasung im DF-Betrieb mit äußerer Gemischbildung inklusive einer Detailansicht des Brennraums

Neben der zeitlichen Lage von Dieseleinspritzung und Erdgaseinblasung zeigt Abbildung 5.1 eine Detailansicht des Brennraums. Für die sequentielle Erdgaseinblasung im Saugrohr

wurden serienmäßige Injektoren (Bosch NGI2) verwendet. In Abhängigkeit von der Einblaselage während des Ladungswechsels kann die Homogenisierung im Verlauf der Gemischbildung signifikant beeinflusst werden. Prinzipiell gelten für die Saugrohrenblasung folgende Rahmenbedingungen:

- Eine vorgelagerte Einblasung in die ruhende Luftsäule (geschlossene Einlassventile) verlängert die Gemischbildungszeit.
- Eine saugsynchrone Einblasung in die bewegte Luftsäule (offene Einlassventile) verkürzt die Gemischbildungszeit.
- Das Ende einer zyklussynchronen Einblasung (EOI_{NG}) wird durch den Schließzeitpunkt des Einlassventils (ES) bestimmt.

Die Dieselinfrastruktur, bestehend aus der Hochdruckpumpe (CP 4.1) und den Injektoren (CRI 2-20), konnte unverändert vom Versuchsträger übernommen werden. Durch den quasi uneingeschränkten Zugriff auf die Motorsteuerung konnten alle relevanten Applikationsparameter für die Dieseleinspritzung frei parametrisiert werden. An dieser Stelle sei noch einmal betont, dass die Verbrennungslage direkt mit der Dieseleinspritzung im Bereich des oberen Totpunktes (ZOT) gesteuert wurde. Somit war das Zündverhalten des Dieselkraftstoffes abhängig von den Selbstzündungsbedingungen im Brennraum, welche primär durch die thermodynamischen Zustandsgrößen Temperatur und Druck sowie durch die Zündwilligkeit des Kraftstoffes bestimmt werden.

Am Beginn werden die Ergebnisse zu den Grundsatzuntersuchungen mit speziellem Fokus der Darlegung des Ursprungs der unverbrannten HC-Emissionen analysiert. Auf Basis dieser Erkenntnisse werden die Betriebsstrategie und die Einsatzmöglichkeiten für dieses DF-Brennverfahren diskutiert. Anschließend werden die Analysen auf die Bewertung des Volllastpotenzials und des Klopfverhaltens ausgeweitet. Abschließend folgt die Zusammenfassung der wichtigsten Erkenntnisse zu diesem DF-Konzept.

5.1.1 Grundsatzuntersuchungen

Im Rahmen der Grundsatzuntersuchungen werden die Einflüsse diverser Applikationsparameter auf das Brennverfahren analysiert. Die wichtigsten Einflussgrößen und deren Variationsbereich sind in Tabelle 5.1 zusammengefasst. Für einige Parameter können keine quantitativen Zahlenwerte für den Versuchsraum angegeben werden, da diese von mehreren anderen Randbedingungen abhängen. Beispielsweise richtet sich der maximale energetische Erdgasanteil in einem Lastpunkt nach der minimal absetzbaren Dieselmenge. Die Beschreibung der diversen Einflussgrößen und die Rahmenbedingungen für den Variationsbereich werden separat in den nachfolgenden Unterkapiteln erläutert.

Tabelle 5.1: Variierte Parameter in den Grundsatzuntersuchungen

Parameter	Variationsbereich
energetischer Erdgasanteil in %	0/max ^a
Saugrohrdruck in bar	min/max ^b
AGR-Rate in %	0/max ^b
50 %-Umsatzpunkt in °KW nZOT	min/max ^b
Drallklappenposition in %	0 – 100
Dieselmotordruck in bar	400 – 1000

^a abhängig von der minimalen Dieselmenge

^b abhängig von den restlichen Betriebsparametern

Variation des energetischen Erdgasanteils

Der energetische Erdgasanteil χ_{NG} wurde bereits in Kapitel 2.5 definiert und beschreibt im Wesentlichen die energetische Gemischzusammensetzung zwischen Erdgas und Diesel im DF-Betrieb. Im direkten Zusammenhang mit dieser Größe steht die CO₂-Einsparung, welche zu Beginn des Forschungsvorhabens als übergeordnetes Ziel definiert wurde. Während der ersten Untersuchungen stellte sich eine ganz grundlegende Frage:

Wie verändert sich das Brennverfahren ausgehend vom reinen Dieselbetrieb, wenn sukzessive der Erdgasanteil erhöht wird?

Um Antworten auf diese Frage zu erhalten, wurde in allen untersuchten Lastpunkten ausgehend vom reinen Dieselbetrieb unter konstanten Rahmenbedingungen, welche in Tabelle 5.2 zusammengefasst sind, eine Variation des Erdgasanteils durchgeführt. Nachfolgend werden die Ergebnisse in den Lastpunkten 1750 / 5 und 1750 / 15 analysiert.

Tabelle 5.2: Applikationsparameter für die Variation des Erdgasanteils

Parameter	1750 / 5	1750 / 15
energetischer Erdgasanteil in %	0 – 80	0 – 90
Saugrohrdruck in bar	1.2	2.0
AGR-Rate in %	0	0
50 %-Umsatzpunkt in °KW nZOT	10.0	13.5
Drallklappenposition in %	55	0
Dieselmotordruck in bar	400	400
Erdgaseinblaselage in °KW vZOT	360	360

Stellvertretend für den höheren Lastbereich werden zunächst die Ergebnisse im Betriebspunkt 1750 / 15 diskutiert. In den ersten Messungen wurde auf den Einsatz von AGR bewusst verzichtet, um einzelne Effekte der Erdgasbeimischung besser herausarbeiten zu können. Neben den Parametern Ladedruck und 50 %-Umsatzpunkt orientierte sich die Drallklappenposition vorerst am Basisdieselbetrieb. Wie bereits mehrmals in dieser Arbeit betont, wurde

im Vergleich zum Serienmotor der Dieseleinspritzdruck deutlich reduziert. Zum Zweck einer guten Homogenisierung erfolgte der Beginn der Erdgaseinblasung in die Ansaugkanäle bereits 360 °KW vor ZOT.

Abbildung 5.2 zeigt eine Übersicht der erhaltenen Messergebnisse im Lastpunkt 1750 / 15. Beginnend vom Wirkungsgrad über die Emissionen bis hin zu charakteristischen Kenngrößen aus der Indizierung sind alle Diagramme über den energetischen Erdgasanteil χ_{NG} dargestellt. Jeweils links in jeder Darstellung ist der reine Dieselmotor separat markiert. Am anderen Ende ist der maximale energetische Erdgasanteil durch die minimal absetzbare Dieselmenge limitiert. Der Verlauf des indizierten Wirkungsgrades η_i wird mit zunehmendem Erdgasanteil durch den Anstieg der unverbrannten HC- und CO-Emissionen negativ beeinflusst. Die Zunahme dieser Schadstoffkomponenten kann auf das sehr magere Erdgas-Luftgemisch zurückgeführt werden. Während und kurz nachdem der Dieselmotorstrahl in den Brennraum eingespritzt wird, findet ein Übergang von reinem Kraftstoff direkt im Dieselspray ($\lambda_{\text{lokal}} = 0$) zum mageren Erdgas-Luftgemisch ($\lambda_{\text{lokal}} = \lambda_{\text{NG}}$) statt. Aufgrund des zu mageren Luftverhältnisses infolge des geringen Erdgasanteils verbrennt zunächst lediglich das Erdgas direkt um den Dieselspray. Mit zunehmender Entfernung vom Zündstrahl erlischt die Flammenfront, wodurch weite Bereiche des homogenen Erdgas-Luftgemischs unverbrannt im Brennraum zurückbleiben. Eine detaillierte Beschreibung dieser Modellvorstellung folgt im Rahmen dieses Unterkapitels. Naturgemäß sinkt mit steigendem Substitutionsgehalt das Luftverhältnis λ_{NG} kontinuierlich. Ab einem Erdgasanteil von ca. 70 % reduziert sich der energetische Anteil an unverbrannten HC- und CO-Emissionen ($\Delta\zeta_{\text{uV}}$) aufgrund dessen, dass sich das Erdgas-Luftgemisch rund um den Dieselmotorstrahl ebenfalls innerhalb der Zündgrenzen befindet. In diesem Bereich steigt der indizierte Wirkungsgrad η_i wieder an. Dies lässt sich nicht ausschließlich auf die Reduktion der HC- und CO-Emissionen zurückführen. Primär kann der Anstieg des Wirkungsgrades durch die immer kürzer werdende Brenndauer argumentiert werden. Durch die schnellere Kraftstoffumsetzung steigen die Temperaturen im Brennraum sowie konsequenterweise auch die NO_x -Emissionen an. Im Hinblick auf die Verbrennungsstabilität COV_{pi} , welche anhand der zyklischen Schwankungen des indizierten Mitteldrucks während einer Messung charakterisiert wird, sind im DF-Betrieb dieselähnliche Werte erreichbar. Aufgrund des zunehmenden Erdgasanteils verschiebt sich das Brennverfahren von der nicht-vorgemischten Dieselmotorverbrennung zunehmend zu einer homogenen Flammenfrontverbrennung. Diese Tatsache äußert sich in der Reduktion der Rußemission. Für die Bewertung der CO_2 -Emissionen abseits der restlichen Abgaskomponenten werden diese aus der vollständigen Verbrennung unter Berücksichtigung der realen Kraftstoffzusammensetzungen berechnet. Im konkreten Lastpunkt 1750 / 15 ergibt sich über der Messreihe ein CO_2 -Vorteil für das DF-Brennverfahren von ca. 23 % gegenüber dem reinen Dieselmotorbetrieb. Aufgrund der notwendigen Dieselmenge für die Zündung kann das CO_2 -Grenzpotenzial von knapp 25 % im DF-Betrieb nicht erreicht werden.

Passend zu den beschriebenen Ergebnissen sind in Abbildung 5.3 charakteristische Kenngrößen aus der Indizierung für den Dieselmotor- und den DF-Betrieb dargestellt. Aufgrund des geringen Einspritzdrucks von 400 bar muss der Injektor im reinen Dieselmotormodus sehr lange angesteuert werden, um die benötigte Kraftstoffmenge absetzen zu können. Zudem muss der Spritzbeginn deutlich früher stattfinden, um einen konstanten 50 %-Umsatzpunkt garantieren zu können. Eine Frühverstellung bedeutet wiederum die Verringerung der thermodynamischen Zustandsgrößen Druck und Temperatur. In Kombination mit der verminderten Qualität der Gemischaufbereitung durch den geringen Einspritzdruck steigt der Zündverzögerung deutlich an. Im

5.1 Dual-Fuel-Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung

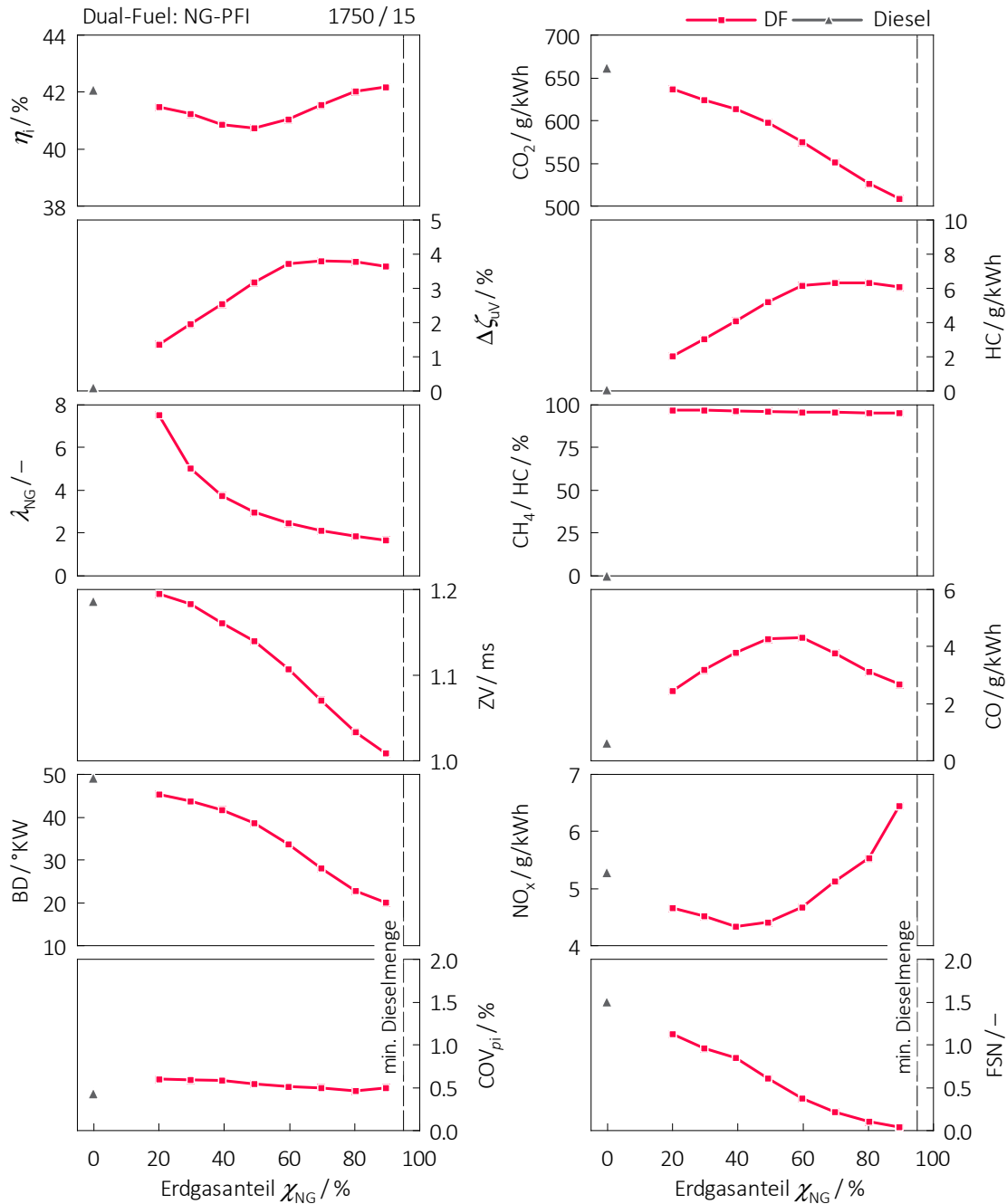


Abbildung 5.2: Variation Erdgasanteil χ_{NG} im Lastpunkt 1750 / 15

DF-Betrieb ($\chi_{\text{NG}} = 90\%$) ist ein quasi symmetrischer Heizverlauf, der jenem eines konventionellen Ottomotors ähnelt, erkennbar. Angesichts der geringen Dieselmenge (4.6 mg/Zyk) und des homogenen Erdgas-Luftgemischs ($\lambda_{\text{NG}} = 1.65$) ist das DF-Brennverfahren von der klassischen Flammenfrontverbrennung dominiert. Durch den Mehrlochdieselinjektor werden in Summe sieben Zündstrahlen im Bereich des oberen Totpunktes eingebracht. Ausgehend von diesen Zündquellen breitet sich die Flamme über den gesamten Brennraum aus. Demzufolge kann die Brenndauer im DF-Betrieb im Vergleich zu konventionellen Brennverfahren deutlich reduziert werden. Dieser Sachverhalt wird durch die dargestellten Heizverläufe bestätigt.

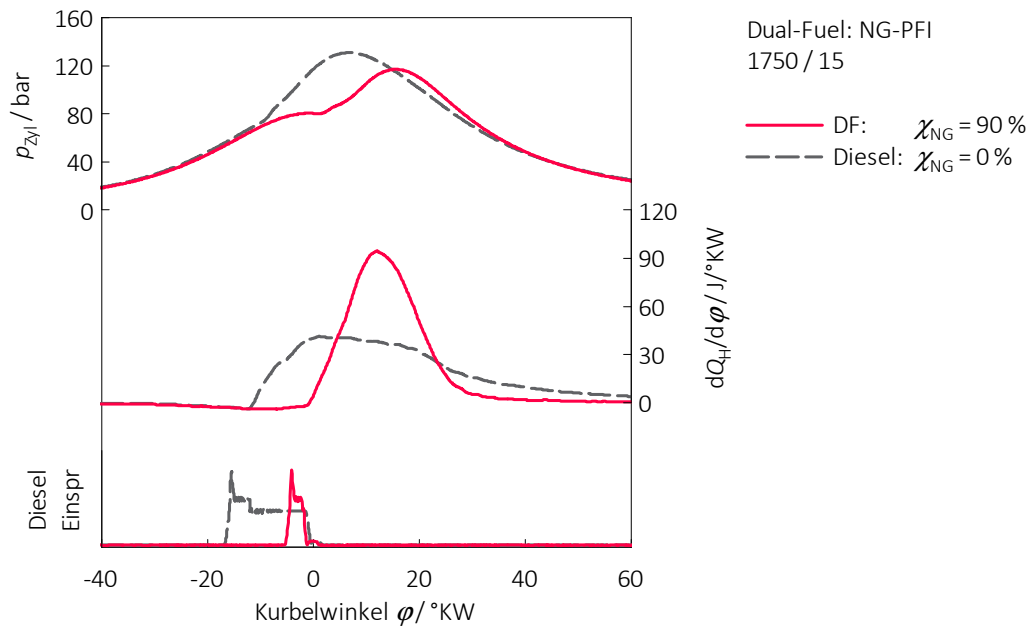


Abbildung 5.3: Vergleich Indizierdaten zwischen DF- ($\chi_{\text{NG}} = 90\%$) und Dieselpetrieb ($\chi_{\text{NG}} = 0\%$) im Lastpunkt 1750 / 15

Repräsentativ für den unteren Lastbereich werden in Abbildung 5.4 die Ergebnisse im Betriebspunkt 1750 / 5 dargestellt. Wesentliche Applikationsparameter für diese Messreihe wie beispielsweise die AGR-Rate oder der gewählte 50 %-Umsatzpunkt sind wiederum in Tabelle 5.2 angeführt. Ident zu den vorherigen Ergebnissen wird der reine Dieselpetrieb explizit in den Diagrammen eingezeichnet. Ein erster Blick auf den indizierten Wirkungsgrad η_i zeigt einen negativen Zusammenhang mit dem energetischen Substitutionsgehalt χ_{NG} . Die Erklärung dafür findet sich im darunterliegenden Diagramm. Durch den drastischen Anstieg der Abgaskomponenten HC und CO erhöht sich in logischer Folge auch die Anteile der unvollständigen Verbrennung $\Delta\zeta_{\text{UV}}$. Die Ursache für diesen Sachverhalt kann mithilfe des Luftverhältnisses λ_{NG} infolge der Erdgaseinblasung argumentiert werden. Ausgehend von einem ungedrosselten Betrieb sinkt mit zunehmendem Erdgasanteil das Luftverhältnis λ_{NG} kontinuierlich ab. Im Gegensatz zum vorherigen Lastpunkt 1750 / 15 sinkt die angesaugte Luftmasse nicht im selben Maße wie die eingebrachte Kraftstoffmenge. Deshalb ist es selbst bei hohen Substitutionsraten nicht möglich, das Luftverhältnis λ_{NG} innerhalb der Zündgrenzen zu

5.1 Dual-Fuel-Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung

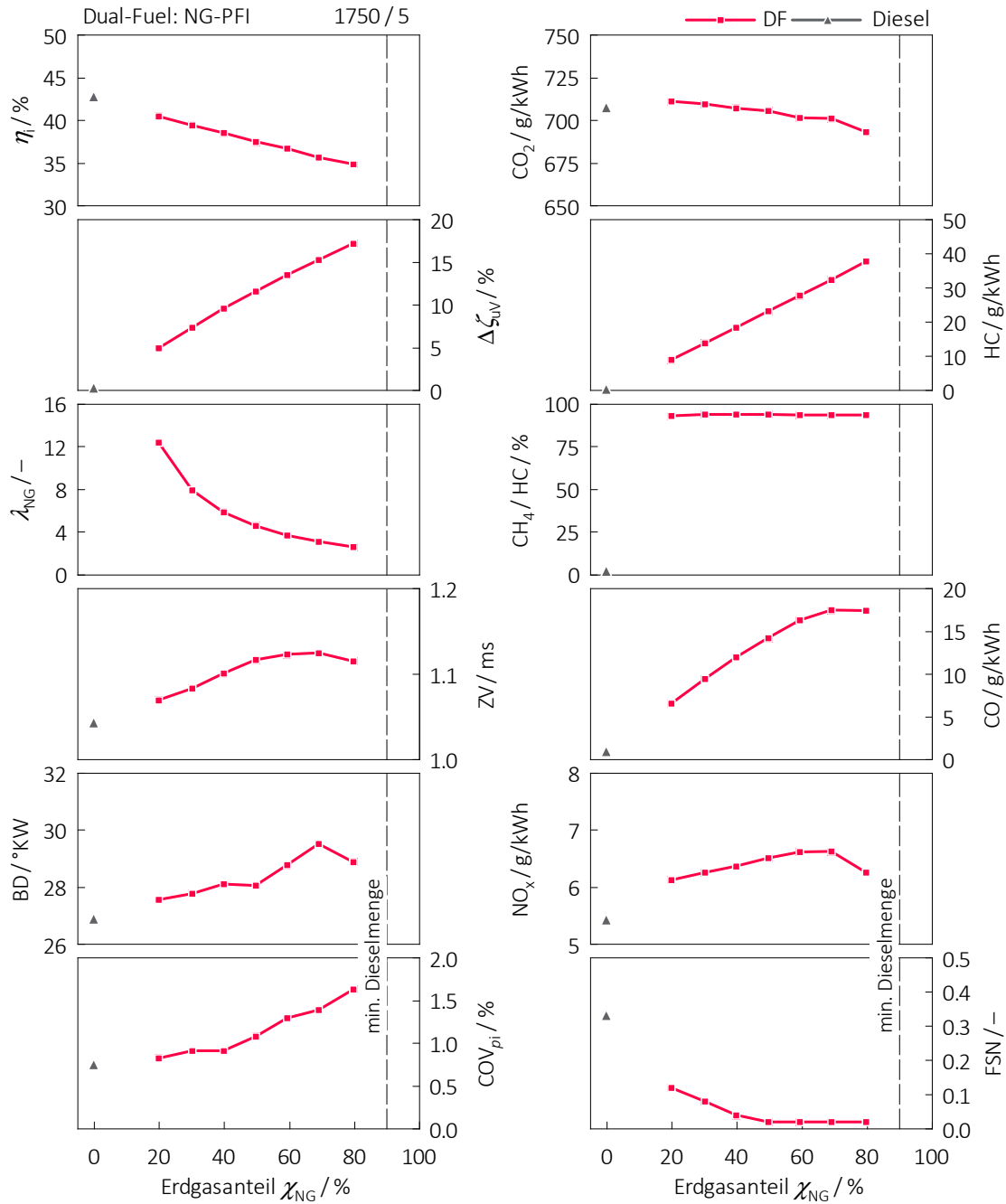


Abbildung 5.4: Variation Erdgasanteil χ_{NG} im Lastpunkt 1750 / 5

verschieben. Somit erlischt die Flammenfront außerhalb des Dieselsprays und der Kraftstoff verbleibt unverbrannt im Brennraum. Eine detailliertere Beschreibung dieser Zusammenhänge folgt im direkten Anschluss an dieses Unterkapitel. Der Anstieg der Brenndauer kann ebenfalls aus diesen Überlegungen abgeleitet werden. Ausgehend von der nicht-vorgemischten Dieselverbrennung nimmt der Anteil der vorgemischten Flammenfrontverbrennung mit steigendem Erdgasanteil zu. Aufgrund des sehr mageren Luftverhältnisses λ_{NG} um den Dieselszündstrahl kommt es zuerst zu einer langsamen Flammenausbreitung im Übergangsbereich, bevor die Flamme im Fernbereich gänzlich erlischt. Durch dieses Zusammenspiel verschlechtert sich auch die Verbrennungsstabilität COV_{pi} stetig. Ein Blick auf die NO_x -Emissionen zeigt, dass die Entstehung dieser Abgaskomponente überwiegend in der Übergangszone zwischen Diesel und Erdgas stattfindet. Dies kann dadurch erklärt werden, dass zum einen die NO_x -Emissionen im reinen Dieselbetrieb geringer sind und zum anderen im DF-Betrieb sich ein sehr mageres Erdgas-Luftgemisch im Brennraum befindet, welches nur zum Teil von der Flamme erfasst wird. Im Hinblick auf die Rußemissionen sind die identen Zusammenhänge wie im vorherigen Lastpunkt gültig. Eine Reduzierung der nicht-vorgemischten Dieselverbrennung äußert sich in geringeren Rußemissionen. Angesichts der dargestellten Ergebnisse ergibt sich für dieses DF-Konzept selbst bei hohen Substitutionsraten kein nennenswerter CO_2 -Vorteil gegenüber dem Dieselbetrieb. Wird das Treibhauspotenzial der unverbrannten CH_4 -Emissionen ohne Abgasnachbehandlung in der CO_2 -Bilanz berücksichtigt, ergeben sich schlussendlich sogar deutliche Nachteile für dieses DF-Konzept.

In Abbildung 5.5 sind die indizierten Messdaten für die beiden Betriebsmodi dargestellt. Gut zu erkennen ist der klassisch asymmetrische Heizverlauf im Dieselbetrieb, welcher sich aus einem steilen Brennbeginn und einer mischungskontrollierten Hauptverbrennung zusammensetzt. Der ausgeprägte Verbrennungsstoß in der ersten Phase der Umsetzung ist auch im DF-Betrieb ($\chi_{NG} = 80\%$) gut wiederzuerkennen. Der während des Zündverzugs aufbereitete Dieselananteil interagiert mit dem umgebenden Erdgas-Luftgemisch in einer schnellen und intensiven Umsetzung am Brennbeginn. Nach dem Verbrennungsstoß wird das nicht vom Dieselspray erfasste magere Erdgas-Luftgemisch in einer verschleppten Verbrennung teilweise umgesetzt, bis schlussendlich die Flammenfront in den Randzonen erlischt.

Zusammenfassend ergeben die ersten Untersuchungen, dass ein DF-Betrieb mit äußerer Erdgasgemischbildung im hohen Lastbereich einige Potenziale bietet. Speziell hinsichtlich der angestrebten CO_2 -Reduzierung bestätigen die Ergebnisse die Erwartungen. Im Gegensatz dazu zeigen sich im Bereich niedriger Lasten einige Schwierigkeiten in der Umsetzung des DF-Brennverfahrens. Speziell die hohen HC-Emissionen, welche sich zu über 90% aus CH_4 zusammensetzen, stellen das Hauptproblem des DF-Konzeptes dar. Aufgrund der Bedeutsamkeit wird im nächsten Unterkapitel der Ursprung der HC-Emissionen detaillierter analysiert.

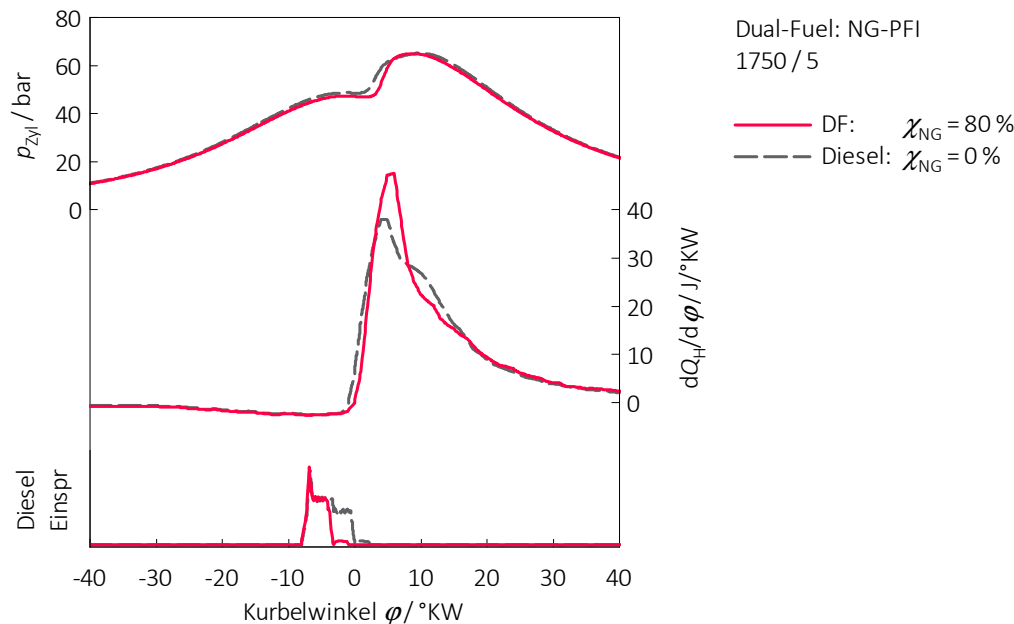


Abbildung 5.5: Vergleich Indizierdaten zwischen DF- ($\chi_{\text{NG}} = 80\%$) und Dieseltreib ($\chi_{\text{NG}} = 0\%$) im Lastpunkt 1750 / 5

Detaillierte Analyse der HC-Emissionen

Angesichts der beschriebenen Zusammenhänge wird die DF-Verbrennung detaillierter untersucht. Eine zentrale Rolle spielen dabei die hohen HC-Emissionen, welche speziell im unteren Lastbereich massiv ansteigen. Um die Problematik besser visualisieren zu können, werden in Abbildung 5.6 die Ergebnisse aus drei verschiedenen Betriebspunkten gegenübergestellt. Neben den bereits beschriebenen Beziehungen in den Lastpunkten 1750 / 5 und 1750 / 15 wird zusätzlich der Betriebspunkt 1500 / 3 in die Analyse miteinbezogen. Die Diagramme am oberen Seitenrand zeigen die Verläufe des Luftverhältnisses λ_{NG} infolge der Erdgaseinblasung sowie die HC-Emissionen in Abhängigkeit des energetischen Erdgasanteils im DF-Betrieb. Aufgrund der Qualitätsregelung des Dieselmotors sinkt mit abnehmender Last die eingespritzte Dieselmenge nicht im gleichen Maß wie die angesaugte Luftmasse. Wird nun der Dieseleanteil sukzessive durch Erdgas substituiert, sinkt das Luftverhältnis λ_{NG} des angesaugten Erdgas-Luftgemischs. Der maximale Erdgasanteil während der Verbrennung im jeweiligen Lastpunkt ist durch die minimale Menge des Dieseleinspritzsystems limitiert. Ein Vergleich mit der oberen Zündgrenze für CH_4 von ca. 2.0 zeigt, dass im Gegensatz zum Betriebspunkt 1750 / 15 in beiden Lastpunkten aus dem unteren Kennfeldbereich (1500 / 3 und 1750 / 5) selbst bei hohen Substitutionsraten kein zündfähiges Erdgas-Luftgemisch im Brennraum erreicht wird. Außerdem zeigen die Auswertungen, dass sich das Luftverhältnis λ_{NG} mit abnehmender Last im ungedrosselten Motorbetrieb immer weiter von der oberen Zündgrenze entfernt.

Zusätzlich zu den bereits diskutierten Ergebnissen zeigt Abbildung 5.6 die Modellvorstellung über die Interaktion zwischen Dieseleinspritzstrahl und dem homogenen Erdgas-Luftgemisch. Im zweiten Diagramm von oben sind die Verläufe des lokalen Luftverhältnisses λ_{lokal} für einen

energetischen Erdgasanteil von 80 % in den untersuchten Lastpunkten ersichtlich. Im Detail zeigt das Diagramm die Mikromischung zwischen den beiden Kraftstoffen kurz nachdem der Dieselspray in den Brennraum eingespritzt wurde. Dabei findet ein Übergang von reinem Kraftstoff im Zentrum des Dieselszündstrahls ($\lambda_{\text{lokal}} = 0$) hin zum Luftverhältnis des umgebenden homogenen Erdgas-Luftgemischs ($\lambda_{\text{lokal}} = \lambda_{\text{NG}}$) statt. Nachfolgend werden die einzelnen Phasen der Verbrennung genauer beschrieben.

- ① Nachdem der zündwillige Dieselmotorkraftstoff in den Brennraum eingespritzt wird, folgt während des physikalischen Zündverzuges der primäre und sekundäre Strahlzerfall, die Verdampfung sowie die anschließende Gemischbildung mit dem umliegenden homogen verteilten Erdgas-Luftgemisch. Während des chemischen Zündverzugs werden in Vorreaktionen diverse Zündradikale (z. B. OH) gebildet, welche den Ausgangspunkt eines Zündkerns darstellen. Meist bilden sich diese Zonen im Randbereich des Dieselsprays, weil sich das lokale Luftverhältnis λ_{lokal} innerhalb der Dieselszündgrenzen befindet. Um den Dieselszündstrahl können sich mehrere Zündquellen gleichzeitig ausbilden, wodurch speziell die erste Phase der Verbrennung profitiert. Der λ -Gradient im Nahbereich der Diffusionszone wird durch das umliegende Erdgas-Luftgemisch beeinflusst. Je geringer das Hintergrundluftverhältnis λ_{NG} ist, desto größer ist der Gradient in diesen Zonen. Dadurch entfernt sich der Selbstzündungsbereich weiter weg vom Zentrum des Dieselszündstrahls.
- ② Diese Phase des DF-Brennverfahrens ist geprägt vom Übergang der Verbrennung von den nicht-vorgemischten Dieselzonen zum homogen vorgemischtem Erdgas-Luftgemisch im restlichen Brennraum. In diesem Bereich schließen sich die einzelnen Zündkerne eines Zündstrahles zu einer gesamtheitlichen Flammenfront zusammen.
- ③ Chronologisch folgt die klassische Flammenfrontverbrennung im restlichen Brennraum. Neben der Flammenfrontgeschwindigkeit beeinflusst das Luftverhältnis λ_{NG} entscheidend die Vollständigkeit der Erdgasverbrennung. Im Lastpunkt 1500 / 3 zeigt sich diese Abhängigkeit besonders drastisch. Im ungedrosselten Motorbetrieb kann selbst bei hohen Substitutionsraten kein zündfähiges Erdgas-Luftgemisch erreicht werden. Somit kommt es im Fernbereich des Dieselszündstrahles zum Erlöschen der Flammenfront. Dadurch verbleibt das nicht von der Verbrennung erfasste Erdgas unverbrannt im Brennraum zurück. Werden die HC-Emissionen detaillierter quantifiziert, so ergeben sich im Lastpunkt 1500 / 3 knapp 80 g/kWh. Wird die energetische Summe aller unverbrannten Emissionskomponenten $\Delta_{\zeta_{\text{UV}}}$ betrachtet, finden sich ca. 28 % der eingebrachten chemischen Kraftstoffenergie im Abgas wieder. Im Betriebspunkt 1750 / 15 ist der Verlauf des lokalen Luftverhältnisses λ_{lokal} innerhalb der Zündgrenzen von Erdgas. Dadurch können die HC-Emissionen deutlich reduziert werden. Durch die relativ lange Gemischbildungszeit befindet sich selbst im Bereich des Feuersteges ein homogenes Erdgas-Luftgemisch. Um einen notwendigen Temperaturgradienten zwischen Quetschfläche und ersten Kolbenring zu erhalten, ist die Feuersteghöhe beim verwendeten Aluminiumkolben, typisch für einen Dieselmotor, verhältnismäßig hoch ausgeführt. In diesem engen Spalt kann die Flamme das Erdgas-Luftgemisch nur unvollständig erfassen, weshalb ein großer Anteil der HC-Emissionen in diesem Bereich gebildet wird. Dieser Zusammenhang wurde in der Literatur [44] in ähnlicher Form dokumentiert.

5.1 Dual-Fuel-Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung

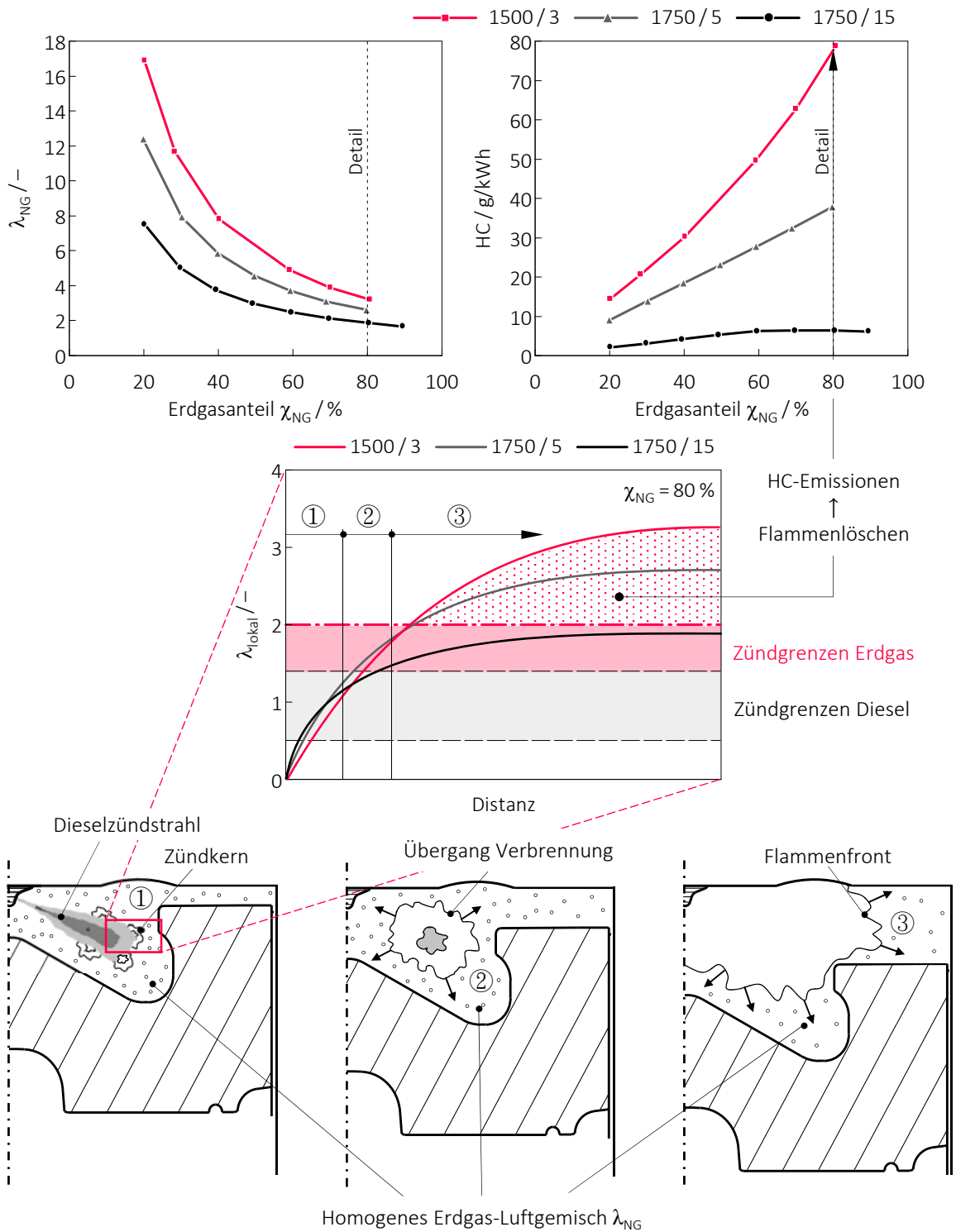


Abbildung 5.6: Detaillierte Analyse der unverbrannten HC-Emissionen inklusive Modellvorstellung der DF-Verbrennung

Wird an dieser Stelle ein kurzes Resümee aus den ersten Untersuchungen gezogen, so zeigt sich, dass ein DF-Betrieb in Kombination mit der äußeren Erdgasgemischbildung im unteren Lastbereich ohne zusätzliche Maßnahmen aufgrund der massiven HC-Emissionen nicht umsetzbar ist. Ursprung der unverbrannten Abgaskomponenten ist das zu magere Erdgas-Luftgemisch, welches sich mit abnehmender Last im ungedrosselten Motorbetrieb kontinuierlich weiter von der oberen Zündgrenze entfernt. Im Gegensatz dazu können die Potenziale des DF-Konzeptes speziell hinsichtlich der CO₂-Emissionen im höheren Lastbereich aufgezeigt werden.

In Anbetracht der Bedeutsamkeit des niedrigen Lastbereichs im Pkw-Sektor müssen die HC-Emissionen drastisch reduziert werden, um auch in diesem Kennfeldbereich ein positives CO₂-Ergebnis erreichen zu können. Dazu muss in erster Linie der Verlauf des lokalen Luftverhältnisses über den gesamten Brennraum unterhalb der oberen Zündgrenze verschoben werden. Um das Luftverhältnis λ_{NG} absenken zu können, werden folgende Maßnahmen untersucht:

- Reduzierung des Saugrohrdrucks bzw. Ladedrucks im unteren Kennfeldbereich, um die Füllung zu reduzieren.
- Die angesaugte Luftmasse durch rückgeführtes Abgas (AGR) substituieren.

Im Anschluss werden die Auswirkungen der beiden angeführten Maßnahmen im Betriebspunkt 1750 / 5 beschrieben. Die wichtigsten Applikationsparameter für die Variationen sind in Tabelle 5.3 angeführt. Die gezeigten Zusammenhänge wurden in ähnlicher Form in [71] veröffentlicht.

Tabelle 5.3: Applikationsparameter für die Variation des Saugrohrdruckes sowie der AGR-Rate im Lastpunkt 1750 / 5

Parameter	Variation	
	Saugrohrdruck	AGR-Rate
energetischer Erdgasanteil in %	85	80
Saugrohrdruck in bar	0.7 – 1.0	1.2
AGR-Rate in %	0	0 – 40
50 %-Umsatzpunkt in °KW nZOT	11.0	10.0
Drallklappenposition in %	55	55
Dieselmotordruck in bar	400	400
Erdgaseinblaselage in °KW vZOT	360	360

Variation des Saugrohrdrucks

Durch das sogenannte Drosseln der Ansaugluft wird der Druck im Saugrohr reduziert, wodurch in weiterer Folge weniger Luftmasse in den Brennraum strömt. Bei einer konstant eingebrachten Erdgasmasse verringert sich dadurch das Luftverhältnis λ_{NG} . Essentielle applikative Rahmenbedingungen für die Untersuchungen sind in Tabelle 5.3 vermerkt. Durchgeführt wurde die Versuchsreihe mit einem energetischen Erdgasanteil von 85 % und einem 50 %-Umsatzpunkt

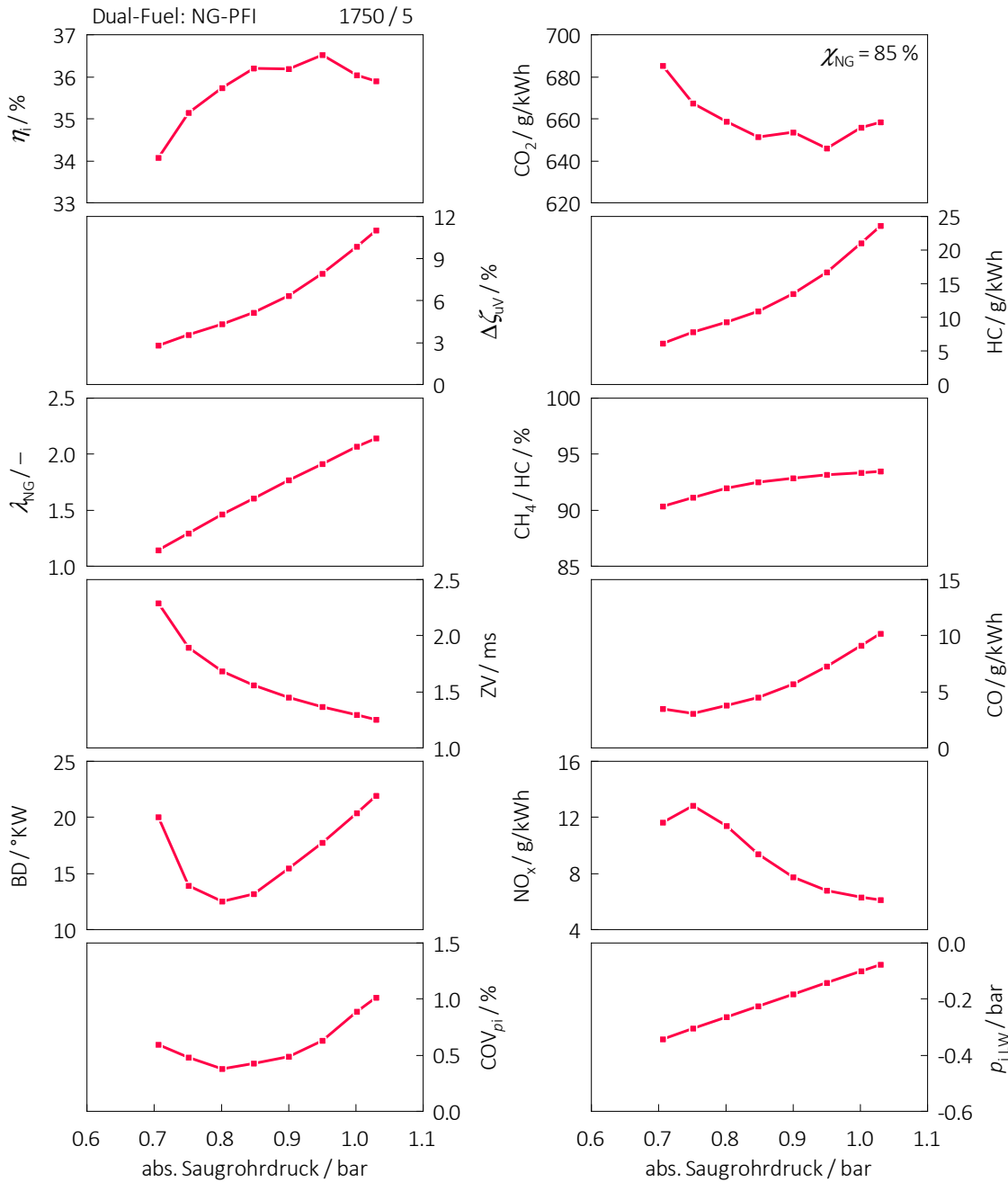


Abbildung 5.7: Variation des Saugrohrdrucks im Lastpunkt 1750 / 5

von 11°KW nZOT . Warum speziell der zuletzt genannte Parameter wichtig für diese Variation ist, wird im Laufe der Analyse genauer beschrieben. In Abbildung 5.7 sind wesentliche Ergebnisse dieser Versuchsreihe dargestellt. Erkennbar ist der quasi lineare Zusammenhang zwischen dem Saugrohrdruck und dem Luftverhältnis λ_{NG} . Als direkte Folge daraus können die unverbrannten Emissionsbestandteile (HC und CO) massiv reduziert werden. Wie in den vorherigen Kapiteln beschrieben, lässt sich dies auf die Reduktion des Luftverhältnisses λ_{NG} zurückführen. Außerdem steigt mit abnehmendem Saugrohrdruck die Verbrennungstemperatur im Brennraum an, wodurch die NO_x -Emissionen ebenfalls stetig ansteigen. An dieser Stelle sei erwähnt, dass ein stöchiometrisches Luftverhältnis infolge der Erdgaseinblasung ($\lambda_{\text{NG}} = 1$) nur bei einem globalen Luftverhältnis $\lambda < 1$ möglich ist. Obwohl die energetischen Verluste durch die unvollständige Verbrennung $\Delta\zeta_{\text{UV}}$ mit sinkendem Saugrohrdruck abnehmen, überkompensieren die Ladungswechselverluste diesen Vorteil, sodass im Endeffekt der indizierte Wirkungsgrad η_i über die Versuchsreihe abnimmt. Direkt an diesen Sachverhalt gekoppelt ist der Verlauf der CO_2 -Emissionen. Bei einem konstanten energetischen Erdgasanteil sind diese direkt mit dem Wirkungsgrad verbunden. Infolge der Ansaugluftdrosselung verringert sich das Druckniveau im Brennraum während des Ladungswechsels und damit in weiterer Folge auch Druck und Temperatur im ZOT. Die beiden thermodynamischen Zustandsgrößen beeinflussen direkt die Selbstzündungsbedingungen des Dieselizeündstrahls. Die nachfolgende Abbildung 5.8 zeigt Ergebnisse aus Untersuchungen in einem Stoßwellenrohr. Dabei wurde die Abhängigkeit des Zündverzugs von Temperatur und Druck für den Kraftstoff n-Heptan experimentell untersucht [14]. Aufgrund dessen, dass handelsüblicher Dieselmotorkraftstoff aus einer Vielzahl von Komponenten besteht, deren einzelnen Bestandteile wiederum stark schwanken können, werden in der Grundlagenforschung häufig Modellkraftstoffe verwendet. Aus den gezeigten Zusammenhängen kann abgeleitet werden, dass der Zündverzug mit geringeren Temperaturen und Drücken ansteigt. Diese Korrelation zeigt sich auch in den dargestellten Messergebnissen. Die Reduzierung des Saugrohrdrucks hemmt die Selbstzündung des Dieselizeündstrahls und führt so zu längeren Zündverzugszeiten. Aus diesem Grund muss die Dieseleinspritzung immer weiter vor ZOT verschoben werden, um den 50 %-Umsatzpunkt konstant halten zu können. Dadurch reduzieren sich wiederum Temperatur und Druck zum Einspritzzeitpunkt, wodurch der Zündverzug über diese Versuchsreihe überproportional ansteigt. Durch diese Zusammenhänge ist der minimale Saugrohrdruck durch die konstante Verbrennungslage beschränkt. Wird keine Rücksicht auf den 50 %-Umsatzpunkt genommen, kann die Variation weiter fortgeführt werden, bis schlussendlich keine stabile Selbstzündung des Dieselizeündstrahles mehr eintritt. Diese beschriebenen Interaktionen sind von allgemeiner Gültigkeit und in derselben Art und Weise auch in den restlichen Betriebspunkten wirksam. Außerdem muss an dieser Stelle betont werden, dass ein stöchiometrischer DF-Betrieb ($\lambda = 1$) im unteren Lastbereich aufgrund dieser Zusammenhänge nicht realisierbar ist.

In Abbildung 5.9 sind die Ergebnisse aus der Indizierung dargestellt. Exemplarisch werden die Verläufe der beiden Extrempunkte mit maximalem und minimalem Saugrohrdruck gezeigt. Wiederum gut ersichtlich ist der deutliche Unterschied hinsichtlich des Zündverzuges, welcher mit abnehmendem Saugrohrdruck überproportional ansteigt. Die Gegenüberstellung der Heizverläufe zeigt einen Übergang von einer asymmetrischen zu einer quasi symmetrischen Energiefreisetzung. Neben einem intensiveren Brennbeginn führt das magere Erdgas-Luftgemisch ($\lambda_{\text{NG}} = 2.1$) infolge des hohen Saugrohrdrucks ($p_{\text{Saug}} = 1.0 \text{ bar}$) zu einer unvollständigeren und verschleppteren Verbrennung. Im Gegensatz dazu vergrößert sich der vorgemischte Dieselan-

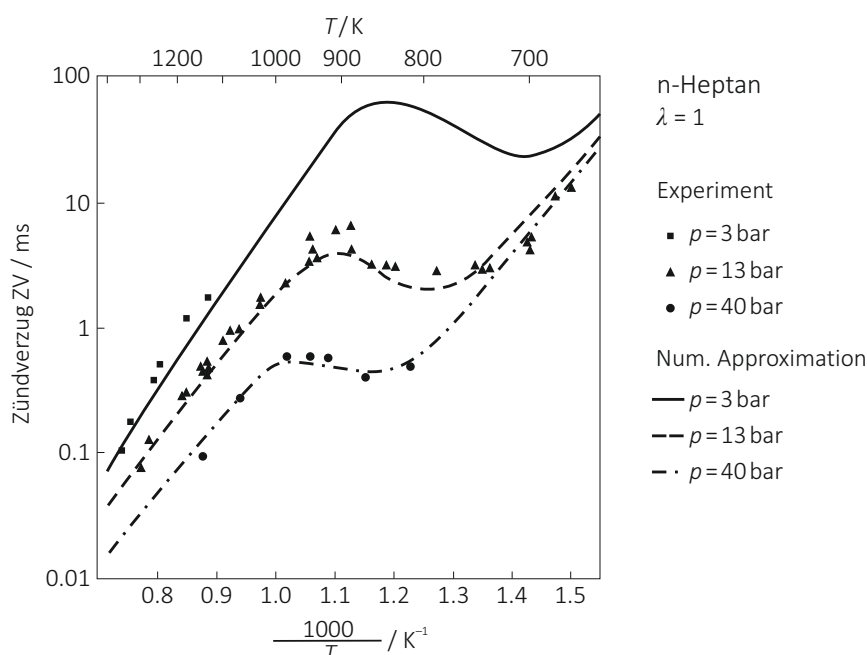


Abbildung 5.8: Zündverzugszeit in Abhängigkeit von Temperatur und Druck für n-Heptan, [14]

teil im gedrosselten Betrieb ($p_{\text{Saug}} = 0.7 \text{ bar}$) aufgrund der längeren Zündverzugszeiten. In Kombination mit dem geringeren Luftverhältnis ($\lambda_{\text{NG}} = 1.1$) erfolgt dadurch ein beinahe symmetrischer Heizverlauf, der mit jenem eines konventionellen Ottomotors vergleichbar ist.

Variation der AGR-Rate

Im nächsten Schritt der Untersuchungen wird der Einfluss von rückgeführtem Abgas (AGR) auf das DF-Brennverfahren erläutert. Wichtige applikative Rahmenbedingungen für diese Versuchsreihe sind wiederum in Tabelle 5.3 angeführt. Durch den uneingeschränkten Zugriff auf das Steuergerät des Versuchsträgers konnte der externe AGR-Pfad frei parametrisiert werden. Beim ausgeführten Hochdruck-AGR resultiert die rückgeführte Abgasmasse aus dem Spülgefälle zwischen der Auslass- und Einlassseite des Motors sowie aus der Stellung des AGR-Ventils. In Grenzfällen kann die notwendige Druckdifferenz mithilfe der Drosselklappe im Ansaugsystem eingestellt werden. Zudem kann der AGR-Kühler über einen Bypass umgangen werden. Dadurch gelangt ungekühltes bzw. heißes AGR in das Saugrohr, wodurch sich die Temperatur des angesaugten Gemisches erhöht. Beispielsweise führt diese Maßnahme im Kaltstart zu einem schnelleren Aufheizen des Abgasnachbehandlungssystems.

In Abbildung 5.10 sind die Ergebnisse der AGR-Variation im Lastpunkt 1750 / 5 ersichtlich. Durch das rückgeführte Abgas verringert sich die angesaugte Luftmasse, womit sich in weiterer Folge das Luftverhältnis λ_{NG} reduziert. Direkt daran gekoppelt sind die HC- und die CO-Emissionen, welche mit zunehmender AGR-Rate linear abnehmen. Durch die Reduktion der Produkte aus der unvollständigen Verbrennung $\Delta\zeta_{\text{uV}}$ steigt der indizierte Wirkungsgrad η_i über der Messreihe an. Durch den höheren Anteil an Inertgas in der Zylinderfüllung vergrößert sich die spezifische Wärmekapazität. Daraus resultiert eine geringere Massenmitteltem-

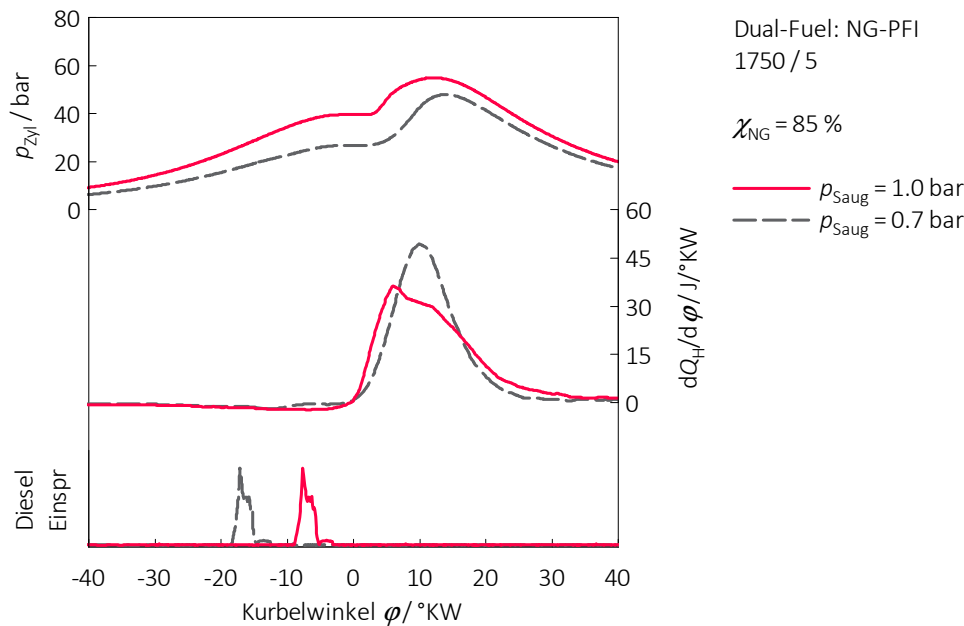


Abbildung 5.9: Vergleich Indizierdaten für unterschiedliche Saugrohrdrücke ($\chi_{\text{NG}} = 85\%$) im Lastpunkt 1750 / 5

peratur während der Verbrennung, wodurch die thermisch gebildeten NO_x -Emissionen mit steigender AGR-Rate reduziert werden. Ein weiterer Effekt der AGR-Beimischung führt zu einer Verringerung der O_2 -Konzentration. Der fehlende Sauerstoff wirkt auf die Verbrennung chemisch verzögernd. Um dennoch einen konstanten 50 %-Umsatzpunkt einhalten zu können, muss die Dieseleinspritzung früher erfolgen. Dies bedeutet, dass sowohl die Temperatur als auch der Druck zum Einspritzzeitpunkt weiter abnehmen, und sich der Zündverzug mit höheren AGR-Raten somit überproportional verlängert. Neben einer vollständigeren Kraftstoffumsetzung führt die Reduzierung des Luftverhältnisses λ_{NG} trotz erhöhtem Inertgasanteil zu kürzeren Brenndauern. Dies lässt sich primär auf die höhere Flammgeschwindigkeit im Erdgas-Luftgemisch zurückführen. Wie bei der Variation des Saugrohrdrucks stabilisieren sich die Verbrennungsschwankungen COV_{pi} mit abnehmendem Luftverhältnis λ_{NG} . Die Versuchsreihe war wiederum durch den konstanten 50 %-Umsatzpunkt begrenzt, da durch den Anstieg des Zündverzuges die Verbrennung zunehmend später erfolgte.

Abbildung 5.11 zeigt Verläufe von Zylinderdruck, Heizverlauf sowie des Dieseleinspritzsignals. Charakteristisch für die Ausgangsvariante ohne AGR sind der kürzere Zündverzug und die intensive Verbrennung zu Brennbeginn. Durch das magere Erdgas-Luftgemisch ($\lambda_{\text{NG}} = 2.7$) ergibt sich eine langsame und unvollständige Umsetzung gegen Ende der Verbrennung. Diese beiden beschriebenen Effekte führen zu einer ausgeprägten Asymmetrie des Heizverlaufs. Im Gegensatz dazu führt die Beimischung von AGR einerseits zu einem Anstieg des Zündverzuges und andererseits zu einem beinahe symmetrischen Heizverlauf. Durch das geringere Luftverhältnis ($\lambda_{\text{NG}} = 1.5$) können die Anteile der verschleppten Verbrennung im Gegensatz zur Ausgangsbasis ohne AGR deutlich verringert werden. Die Abweichungen im Zylinder-

5.1 Dual-Fuel-Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung

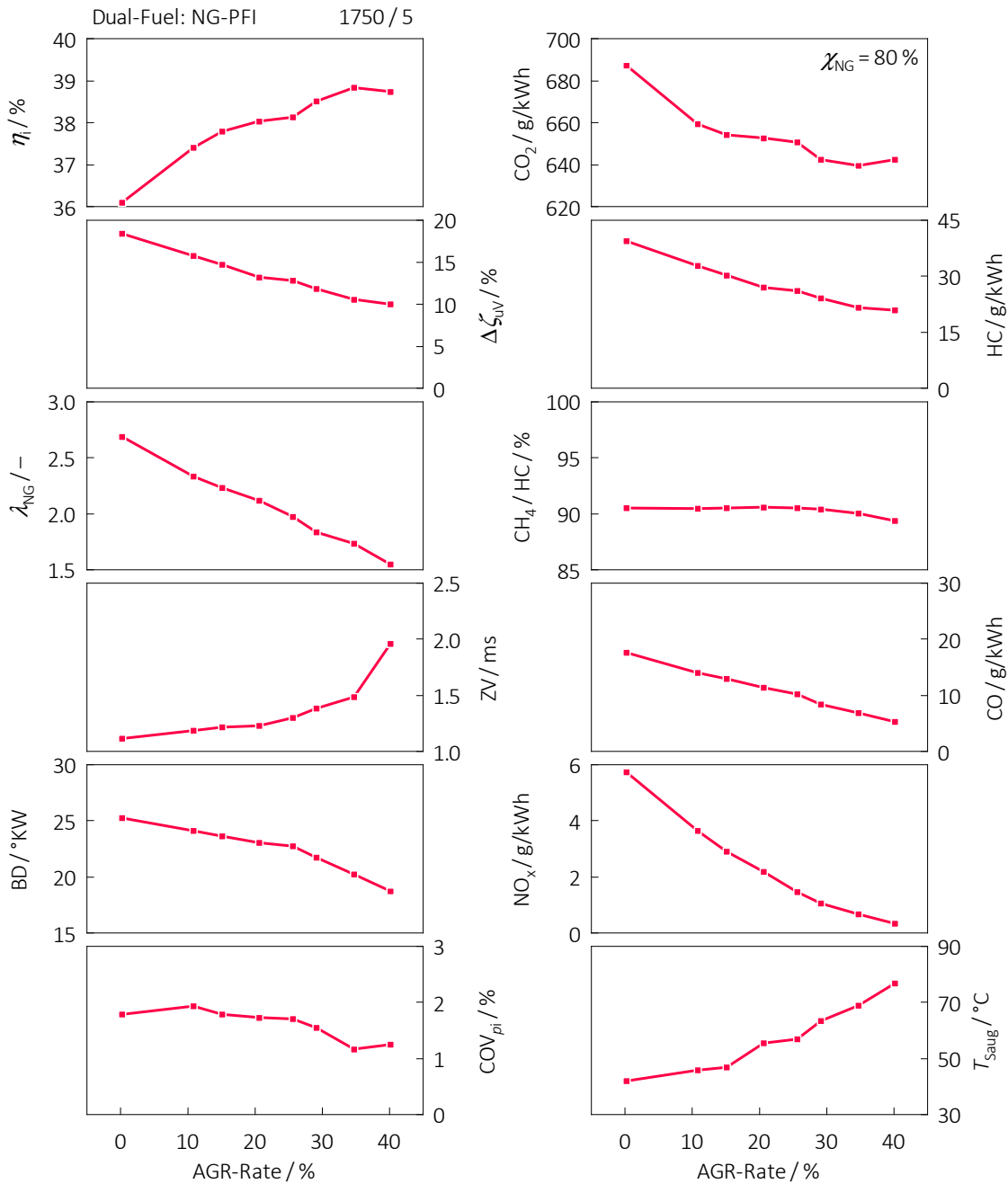


Abbildung 5.10: Variation der AGR-Rate im Lastpunkt 1750 / 5

druckverlauf während der Kompression können mitunter auf die geringere Füllung infolge der höheren Ansaugtemperaturen zurückgeführt werden.

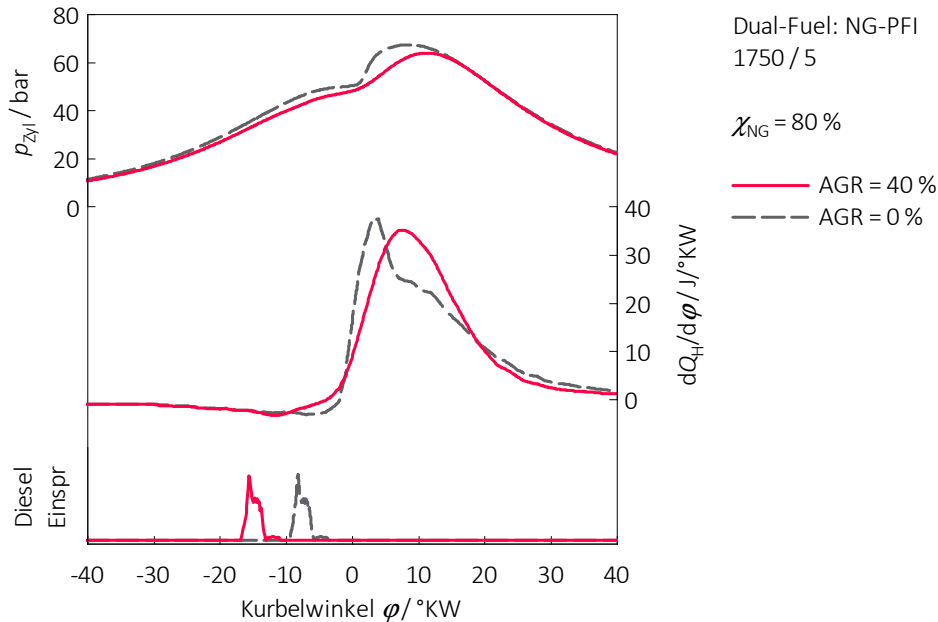


Abbildung 5.11: Vergleich Indizierdaten mit unterschiedlichen AGR-Raten ($\chi_{\text{NG}} = 80\%$) im Lastpunkt 1750 / 5

Hinsichtlich der Grundsatzuntersuchungen für das DF-Konzept in Kombination mit der äußeren Erdgasgemischbildung können im Wesentlichen folgende Punkte festgehalten werden:

- Ohne gezielte Maßnahmen führt die Substitution von Diesel mit Erdgas zu einem erheblichen Anstieg der HC-Emissionen, speziell im unteren Lastbereich.
- Die HC-Emissionen bestehen primär aus CH_4 , wodurch sich die Rahmenbedingungen für die Abgasnachbehandlung erschweren. Aufgrund der chemischen Stabilität des Moleküls bedarf es hoher Aktivierungsenergien für die katalytische Umsetzung. Deshalb ist es umso wichtiger, die HC-Emissionen bereits innermotorisch zu reduzieren.
- Der Ursprung der unverbrannten HC-Emissionen im DF-Betrieb kann primär auf das magere Erdgas-Luftgemisch zurückgeführt werden. Das Luftverhältnis resultiert im ungedrosselten Betrieb hauptsächlich aus dem energetischen Erdgasanteil. Bei konstanter minimaler Dieselmengen magert das Erdgas-Luftgemisch mit abnehmender Last immer weiter ab. Aufgrund dieser Problematik ist ein DF-Betrieb im unteren Lastbereich schwierig zu realisieren.
- Der Einsatz von Abgasrückführung und Ansaugluftdrosselung sind geeignete Methoden, um das Luftverhältnis λ_{NG} zu senken und damit die unverbrannten HC-Emissionen zu reduzieren.

- Aufgrund der gezeigten Zusammenhänge ist ein stöchiometrischer DF-Betrieb ($\lambda = 1$) im unteren Lastbereich nicht darstellbar. Dadurch schließt sich in diesem Kennfeldbereich der Einsatz eines Dreiwege-Katalysators für die Abgasnachbehandlung aus. Dies führt in weiterer Folge dazu, dass die NO_x -Emissionen im DF-Betrieb bereits innermotorisch reduziert werden müssen.
- Im restlichen Kennfeldbereich wird angesichts der einfacheren Abgasnachbehandlung mittels Dreiwege-Katalysator ein stöchiometrischer DF-Betrieb ($\lambda = 1$) realisiert. Obwohl das Wirkungsgradpotenzial durch diese Restriktion abnimmt, steigt durch die heißere Verbrennung die Abgastemperatur, sodass die für CH_4 -Konvertierung notwendigen Katalysatortemperaturen von ca. 450 °C [4, 8, 28, 31, 38] auch trotz des hohen Verdichtungsverhältnisses erreicht werden können.
- Die ersten Untersuchungen bestätigen das CO_2 -Potenzial des DF-Brennverfahrens im höheren Lastbereich. Im unteren Teillastbereich bleibt der CO_2 -Vorteil im Vergleich zum Dieselmotor angesichts der beschriebenen Schwierigkeiten ohne weitere Optimierung des DF-Konzeptes aus.

5.1.2 Optimierung der Applikationsparameter

Mithilfe der in Kapitel 3.2 beschriebenen Entwicklungsmethodik wurden essentielle Applikationsparameter für das DF-Brennverfahren optimiert. Durch dieses Vorgehen konnten in relativ kurzer Zeit die applikativen Rahmenbedingungen für einen effizienten DF-Betrieb erarbeitet werden. In Abhängigkeit von Lastpunkt und der Betriebsstrategie ergeben sich unterschiedliche Optimierungskriterien. Nachfolgend wird in den Betriebspunkten 1750/5 und 1750/15 das methodische Vorgehen erläutert. Im Anschluss werden Ergebnisse der Optimierung mit jenen aus der Basisuntersuchung verglichen. Zusätzlich wird ein Vergleich zwischen dem optimierten DF-Konzept und dem Basisdieselmotor angestellt.

In den Grundsatzuntersuchungen wurden bereits wichtige Applikationsparameter bestimmt. Im konkreten Fall werden im Betriebspunkt 1750/5 die Parameter AGR, Saugrohrdruck, 50 %-Umsatzpunkt sowie Drallklappenposition optimiert. Nachdem der statistische Versuchsplan in Abhängigkeit vom Versuchsraum erstellt wurde, erfolgte die Vermessung der vorgegebenen Punkte. Nach der anschließenden Modellbildung wurden die Applikationsparameter in Abhängigkeit von vordefinierter Kriterien optimiert. Sowohl die variablen als auch die konstanten Parameter inklusive der Optimierungskriterien sind in Tabelle 5.4 zusammengefasst. Aufgrund des umgesetzten überstöchiometrischen DF-Brennverfahrens ($\lambda > 1$) müssen die NO_x -Emissionen bereits innermotorisch reduziert werden. Als Orientierungshilfe für den NO_x -Grenzwert wurde das Emissionsniveau des Basisdieselmotors herangezogen. Neben der Maximierung des Wirkungsgrades wurde die höchste Priorität während der Optimierung auf die Reduktion der unverbrannten HC-Emissionen gerichtet. Auf Basis der Ergebnisse aus der modellbasierten Optimierung wurden weitere experimentelle Untersuchungen im engeren Umfeld rund um das vorausberechnete Optimum durchgeführt.

In Abbildung 5.12 sind die Ergebnisse des optimierten DF-Brennverfahrens mit äußerer Erdgasgemischbildung dargestellt. Verglichen werden diese zum einen mit dem Basisdieselmotor und zum anderen mit Ergebnissen aus den Grundsatzuntersuchungen. Trotz der strikten Limitierung der NO_x -Emissionen ($\leq 0.4\text{ g/kWh}$) können die HC-Emissionen gegenüber

Tabelle 5.4: Variationsbereich der variablen Parameter inklusive Optimum sowie die Bewertungskriterien für das DF-Brennverfahren im Lastpunkt 1750 / 5

variable Parameter	Variationsbereich DoE	Optimum
Saugrohrdruck in bar	0.8 – 1.2	1.1
AGR-Rate in %	0 – 35	36.4
gekühlt / ungekühlt	gekühlt	ungekühlt
50 %-Umsatzpunkt in °KW nZOT	6.0 – 12.0	8.5
Drallklappenposition in %	0 – 90	0
	offen / geschlossen	offen
konstante Parameter		
energetischer Erdgasanteil in %	85	
Dieselmotordruck in bar	400	
Erdgaseinblaselage in °KW vZOT	360	
Kriterien für Optimierung		
HC-Emissionen	⇓	
Wirkungsgrad	↑	
NO _x -Emissionen	≤ 0.4 g/kWh	

der Ausgangsbasis deutlich reduziert werden. Dies lässt sich primär auf die Reduktion des Luftverhältnisses λ_{NG} zurückführen. Außerdem kann der energetische Erdgasanteil von 80 % auf 85 % gesteigert werden. Dies führt in weiterer Folge zu geringeren CO₂-Emissionen. Im Gegensatz zur Ausgangsbasis kann der CO₂-Vorteil für das optimierte DF-Brennverfahren gegenüber dem Dieselmotor auf ca. 10 % quantifiziert werden, ohne das Treibhauspotenzial von Methan zu berücksichtigen. Abweichungen vom CO₂-Grenzpotezial von ca. 22 % bei einem energetischen Erdgasanteil von 85 % ergeben sich hauptsächlich durch die unvollständige Verbrennung $\Delta\zeta_{UV}$. Angesichts der Abgastemperaturen von unter 400 °C und dem mageren Verbrennungsluftverhältnis sind die Rahmenbedingungen für eine katalytische Umsetzung der HC-Emissionen, welche zu über 90 % aus CH₄ bestehen, besonders herausfordernd. Dadurch muss das DF-Brennverfahren weiter optimiert werden, um speziell die unverbrannten CH₄-Emissionen zu reduzieren. Angesichts der höheren HC-Emissionen und noch geringeren Abgastemperaturen ist eine katalytische Reduktion der unverbrannten CH₄-Emissionen im Lastpunkt 1500 / 3 nicht möglich, weshalb die Umsetzung des DF-Brennverfahrens mit äußerer Erdgasgemischbildung in der untersten Teillast als nicht sinnvoll erachtet wird.

Zusätzlich zu den langsamen Messdaten zeigt Abbildung 5.12 die Ergebnisse aus der Hochdruckindizierung für die untersuchten Brennverfahren. Aufgrund des angepassten Ladedrucks und der hohen AGR-Rate reduziert sich der Zylinderdruck während der Kompression für das optimierte DF-Brennverfahren. Neben der direkten Beeinflussung der Selbstzündungsbedingungen für den Dieselmotordruck, wirkt sich die geringere O₂-Konzentration negativ auf den Zündverzug aus. Durch die längere Zeitspanne erhöht sich der Anteil der vorgemischten Dieselmotordruck. In Kombination mit dem geringeren Luftverhältnis λ_{NG} führt dies zu einer beinahe symmetrischen Wärmefreisetzung im Brennraum. Im Vergleich dazu ist die Ausgangs-

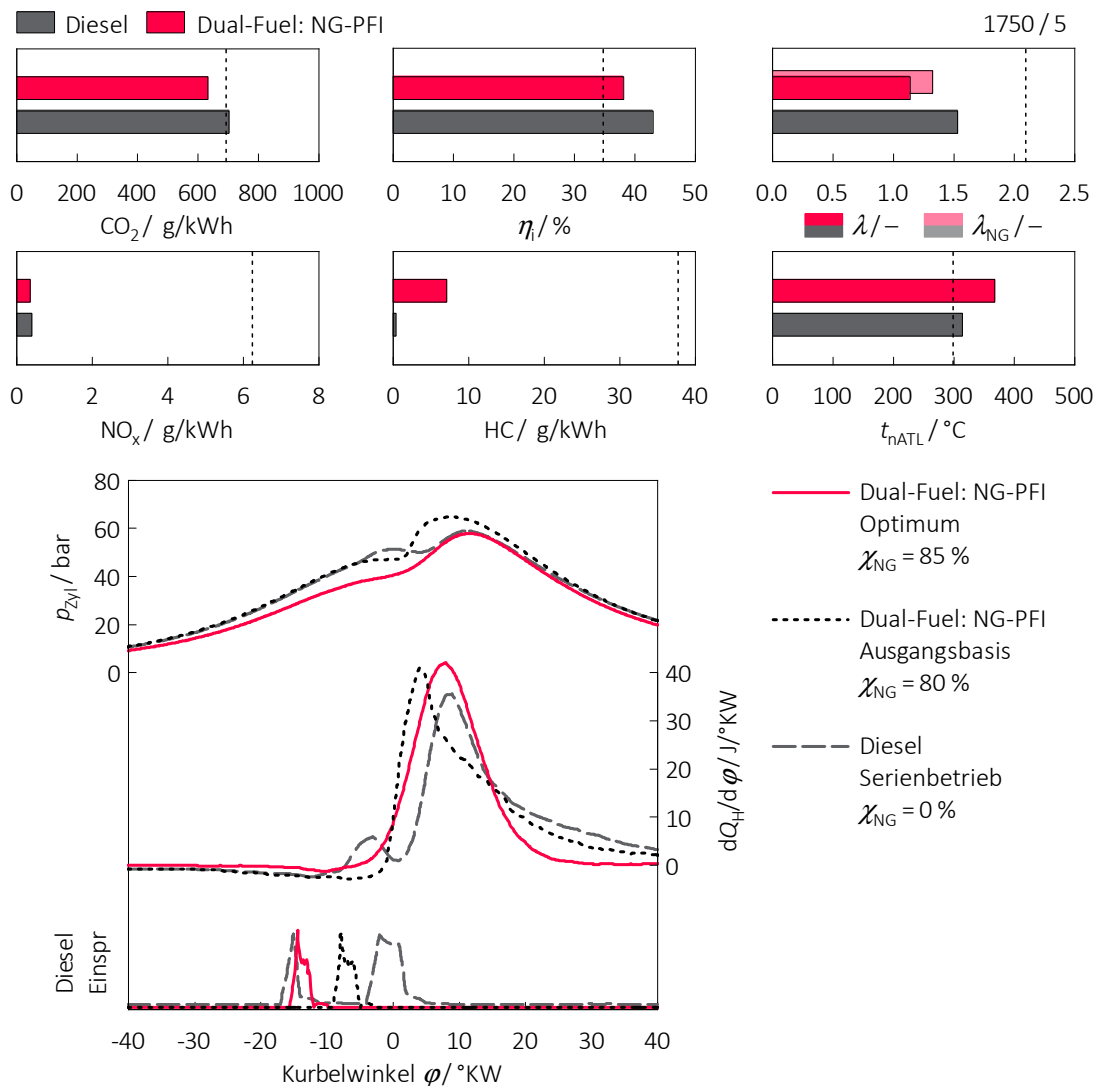


Abbildung 5.12: Vergleich des optimierten DF-Brennverfahrens mit Ergebnissen aus den Grundsatzzuntersuchungen und dem Basisdieselmotor im Lastpunkt 1750/5

basis der DF-Untersuchungen gekennzeichnet durch einen intensiven Brennbeginn und einer langsamen sowie unvollständigen Hauptverbrennung. Angesichts des hohen energetischen Erdgasanteils und der vielen Zündquellen im Brennraum ist die kurze Brenndauer charakteristisch für DF-Konzepte.

Aufgrund der Abgasnachbehandlung mittels Dreiwegen-Katalysator wird das DF-Brennverfahren abgesehen vom unteren Lastbereich auf einen stöchiometrischen Betrieb ($\lambda = 1$) ausgelegt. Stellvertretend für diesen Kennfeldbereich werden sowohl die Rahmenbedingungen als auch die Ergebnisse im Lastpunkt 1750/15 diskutiert. Die wichtigsten Informationen zu den analysierten bzw. optimierten Parametern sowie die Kriterien für die Optimierung sind in Tabelle 5.5 angeführt.

Während der Untersuchungen wurde bewusst auf den Einsatz von AGR verzichtet, da die NO_x -Emissionen katalytisch im Dreizege-Katalysator umgesetzt werden können. In Kombination mit dem stöchiometrischen Luftverhältnis reduzieren sich die variablen Parameter auf den 50%-Umsatzpunkt sowie die Drallklappenposition. Dadurch ergeben sich lediglich zwei zu optimierende Parameter, weshalb hier keine statistische Versuchsplanung durchgeführt wurde. Die Optimierung des DF-Brennverfahrens erfolgte primär auf minimale HC-Emissionen bei gleichzeitiger Maximierung des Wirkungsgrades.

Tabelle 5.5: Variationsbereich der variablen Parameter inklusive Optimum sowie die Bewertungskriterien für das DF-Brennverfahren im Lastpunkt 1750 / 15

variable Parameter	Variationsbereich	Optimum
50 %-Umsatzpunkt in °KW nZOT	4.0 – 20.0	8.0
Drallklappenposition in %	0 – 90	0
	offen / geschlossen	offen
konstante Parameter		
AGR-Rate in %	0	
energetischer Erdgasanteil in %	95	
Dieseldruck in bar	400	
Erdgaseinblaselage in °KW vZOT	360	
Kriterien Optimierung		
HC-Emissionen	↓	
Wirkungsgrad	↑	
ges. Luftverhältnis	stöchiometrisch $\lambda = 1$	

In Abbildung 5.13 sind die Ergebnisse des optimierten DF-Brennverfahrens im Lastpunkt 1750 / 15 zusammengefasst. Zusätzlich ist der Vergleich zum reinen Dieselbetrieb und zur DF-Ausgangsbasis, welche im Zuge der Grundsatzuntersuchungen ermittelt wurde, dargestellt. Aufgrund des stöchiometrischen Gesamtluftverhältnisses (Diesel und Erdgas) ist der indizierte Wirkungsgrad η_i unter jenem der Vergleichspartner. Im Gegensatz dazu wirkt sich das geringere Luftverhältnis positiv auf die HC-Emissionen aus, welche im Vergleich zur Ausgangsbasis um mehr als die Hälfte reduziert werden konnten. Zudem steigt die Abgastemperatur auf über 550 °C an, wodurch sich die Bedingungen für die katalytische Umsetzung der unverbrannten CH_4 -Emissionen verbessern. Hinsichtlich der CO_2 -Bilanz kann der geringere Wirkungsgrad zum Teil über einen höheren energetischen Erdgasanteil kompensiert werden. Schlussendlich ergibt sich für den optimierten stöchiometrischen DF-Betrieb ein CO_2 -Vorteil von 20% gegenüber dem Basisdieselmotor.

Obwohl der Dieseldzündstrahl permanent unterhalb der Rußgrenze umgesetzt wird, kann die Partikelanzahl aufgrund des hohen Erdgasanteils und der hohen Verbrennungstemperaturen gegenüber dem Basisdiesel um mehr als eine Zehnerpotenz reduziert werden. Durch eine weitere Verringerung des Dieselanteils können die Partikel- bzw. Rußemissionen weiter gesenkt werden. Trotz der geringeren Temperaturen und Drücke zum Zeitpunkt der Dieseleinspritzung sind die Selbstzündungsbedingungen im stöchiometrischen Betrieb ausreichend gut für

5.1 Dual-Fuel-Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung

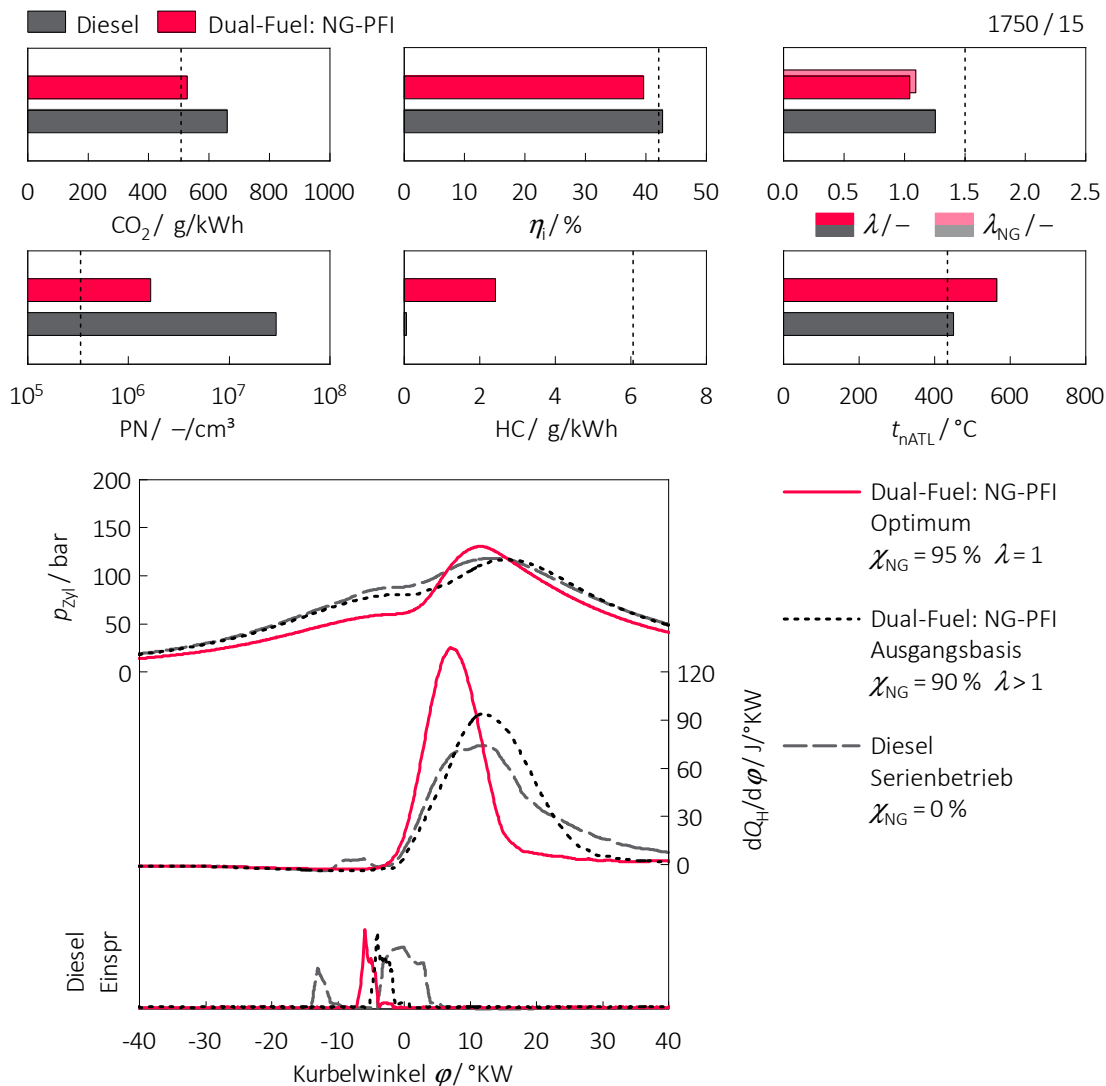


Abbildung 5.13: Vergleich des optimierten DF-Brennverfahrens mit Ergebnissen aus den Grundsatzuntersuchungen und dem Basisdieselmotor im Lastpunkt 1750 / 15

einen zeitnahen Brennbeginn. Durch das geringe Luftverhältnis im umliegenden Brennraum ($\lambda_{\text{NG}} = 1.1$) breitet sich die Flammenfront ausgehend von den zahlreichen Zündquellen schnell durch den Brennraum aus. Das DF-Brennverfahren aus den Grundsatzuntersuchungen zeigt einen kürzeren Zündverzug infolge der höheren Temperaturen und Drücke in ZOT. Durch das magere Erdgas-Luftgemisch ($\lambda_{\text{NG}} = 1.7$) reduziert sich die Flammengeschwindigkeit im Brennraum, wodurch die Verbrennung verschlept und unvollständig erfolgt.

5.1.3 Betriebsstrategie

Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse kann eine Betriebsstrategie für das DF-Brennverfahren mit äußerer Erdgasgemischbildung abgeleitet werden. Passend dazu sind in Abbildung 5.14 zum einen die verschiedenen Betriebsmodi (links) und zum anderen der abgeschätzte energetische Erdgasanteil im gesamten Motorkennfeld (rechts) für einen aufgeladenen Motor dargestellt.

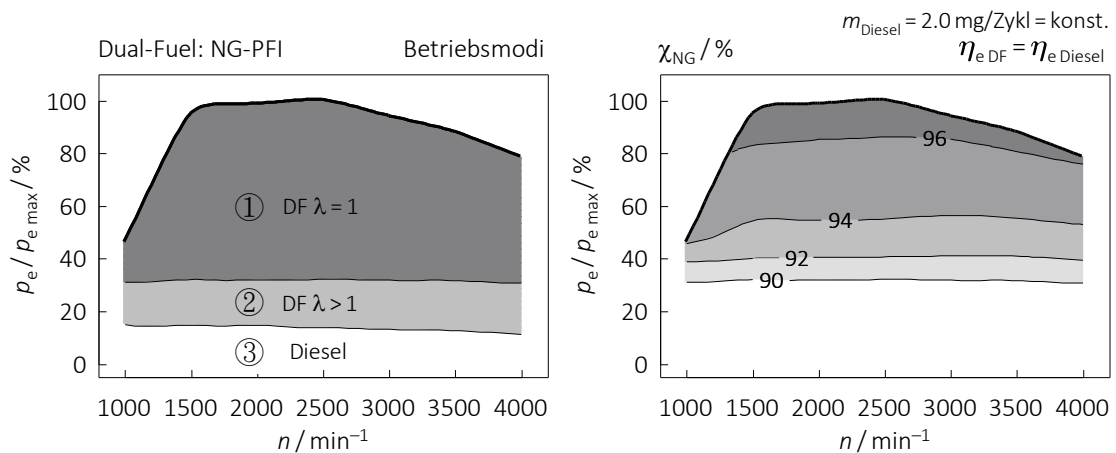


Abbildung 5.14: Betriebsstrategie für das DF-Konzept mit äußerer Erdgasgemischbildung und Abschätzung des energetischen Erdgasanteils χ_{NG} über das gesamte Motorkennfeld unter Voraussetzung einer konstanten Dieselmenge (2.0 mg/Zykl) und konstantem Wirkungsgrad zwischen DF- und Dieselpetrieb

Für das DF-Konzept in Kombination mit der Saugrohreinblasung von Erdgas ergeben sich folgende Betriebsmodi:

- ① Aufgrund der Abgasnachbehandlung mittels Dreiwegen-Katalysator wird ab der mittleren Teillast das DF-Brennverfahren auf einen stöchiometrischen Betrieb ($\lambda = 1$) ausgelegt. Dem Vorteil der einfacheren katalytischen Umsetzung von HC- bzw. NO_x -Emissionen steht der Nachteil im Wirkungsgrad gegenüber. Um dennoch den CO_2 -Vorteil zu maximieren, wird das DF-Brennverfahren gezielt auf minimale Dieselmengen ausgerichtet. Das rechte Diagramm in Abbildung 5.14 zeigt den energetischen Erdgasanteil χ_{NG} im gesamten Motorkennfeld unter Annahme einer konstanten Dieselmenge von 2.0 mg pro Arbeitsspiel und Zylinder sowie einem konstanten effektiven Wirkungsgrad zwischen Diesel- und DF-Brennverfahren. Unter diesen Rahmenbedingungen ergeben sich im stöchiometrischen Betriebsmodus Substitutionsraten von über 90 %.
- ② Wie bereits mehrmals betont, ist ein stöchiometrischer Betrieb im unteren Teillastbereich angesichts der schlechteren Selbstzündungsbedingungen für den Dieselpzündstrahl nicht möglich. Beispielweise führt das Absenken des Saugrohrdrucks in weiterer Folge zu geringeren Temperaturen und Drücken im ZOT. Das Zündverhalten kann dabei soweit negativ beeinflusst werden bis der Dieselpzündstrahl sich nicht mehr selbst entzündet. Der Einsatz von AGR ist ebenfalls ein probater Parameter, um das Luftverhältnis λ_{NG} zu senken. Jedoch kann weder durch die AGR-Rate allein noch durch Kombination mit

der Ansaugluftdrosselung das Luftverhältnis weit genug abgesenkt werden, um einen stöchiometrischen Betrieb im gesamten Kennfeld umsetzen zu können. Die Ergebnisse der Untersuchungen zeigen, dass selbst im optimierten DF-Betrieb die HC-Emissionen im unteren Lastbereich extrem hoch sind, weshalb die Umsetzung des DF-Konzeptes mit äußerer Erdgasgemischbildung in diesem Kennfeldbereich kaum realisierbar ist. Angesichts dieser Zusammenhänge wird im rechten Diagramm in Abbildung 5.14 kein energetischer Erdgasanteil angegeben.

- ③ Das DF-Brennverfahren benötigt für die Entflammung des Erdgas-Luftgemisches im Brennraum stets eine gewisse Dieselmenge. Abhängig von der minimalen Dieseleinspritzmenge führt dies zu einer kontinuierlichen Reduktion der Substitutionsrate im Teillastbereich. Zudem ist eine stabile DF-Verbrennung im unteren Lastbereich aufgrund der beschriebenen Zusammenhänge nur bedingt möglich. Angesichts der Tatsache, dass ein Dieselmotor uneingeschränkt möglich ist, wird im Leerlauf und in der untersten Teillast eine Betriebsstrategie ohne Erdgas umgesetzt.

5.1.4 Volllastpotenzial und Klopfverhalten

Die DF-Verbrennung ist charakterisiert durch eine nicht-vorgemischte Dieselerbrennung am Brennbeginn und eine vorgemischte Hauptverbrennung des homogenen Erdgas-Luftgemischs. Dabei breitet sich ausgehend vom Dieselmotorstrahl die reguläre Flammenfront durch den Brennraum aus. Durch die vorauseilenden Druck- und Temperaturfronten erfährt das noch nicht von der Verbrennung erfasste Endgas eine Energiezufuhr. Tritt in diesen Bereichen unkontrollierte Selbstzündung ein, bevor die reguläre Flamme das Erdgas-Luftgemisch erreicht, kommt es in weiterer Folge zu einer beschleunigten Energiefreisetzung. Schlussendlich führt die detonative Verbrennung im Endgas, welche umgangssprachlich als Klopfen bezeichnet wird, zu starken Druckwellen im Brennraum. Diese werden an den Brennraumwänden reflektiert, wodurch das charakteristisch klopfende bzw. klingelnde Geräusch entsteht. Im ungünstigsten Fall kann intensives Klopfen bis zum Motorschaden führen. Folgende Randbedingungen beeinflussen die Klopfverhalten negativ, [8, 47]:

- Ein hohes Verdichtungsverhältnis und eine starke Aufladung führen zu hohen Temperaturen und Drücken im ZOT (hohe Aktivierungsenergie).
- Durch geringe Drehzahlen erhöht sich die Zeitdauer für Vorreaktionen im Endgas.
- Kraftstoffe mit geringer Oktanzahl bzw. Methanzahl begünstigen eine klopfende Verbrennung.
- Eine zerklüftete Brennraumgeometrie führt zu weiten Flammenwegen und in weiterer Folge zu langen Flammenlaufzeiten.
- Zu geringe Turbulenz infolge unzureichender Ladungsbewegung verstärkt die Klopfneigung.
- Unzureichende Ladeluft- bzw. Kühlmittelkühlung erhöhen die Temperaturen im Brennraum, wodurch die Klopfwahrscheinlichkeit zunimmt.

Eine zentrale Rolle in der Auslegung des DF-Konzeptes spielt das geometrische Verdichtungsverhältnis ε , welches in direktem Zusammenspiel mit dem Ansaugzustand (p, T) primär den thermodynamischen Zustand in ZOT bestimmt. In Anbetracht der Tatsache, dass die Selbstzündungsbedingungen des Dieselmündstrahls stark von der Temperatur und dem Druck im Brennraum geprägt sind, ergibt sich ein Zielkonflikt aufgrund unterschiedlicher Anforderungen. Abhängig vom Betriebsbereich zeigt Abbildung 5.15 die verschiedenen Rahmenbedingungen hinsichtlich des Verdichtungsverhältnisses für das DF-Brennverfahren. Einerseits müssen die Selbstzündungsbedingungen für den Dieselmündstrahl in der Teillast gegeben sein und andererseits begünstigen hohe Temperaturen und Drücke die Klopfneigung im vorgemischten Erdgas-Luftgemisch. Ausgehend von diesem Zielkonflikt wurde das Volllastpotenzial bzw. das Klopfverhalten im DF-Betrieb speziell untersucht.

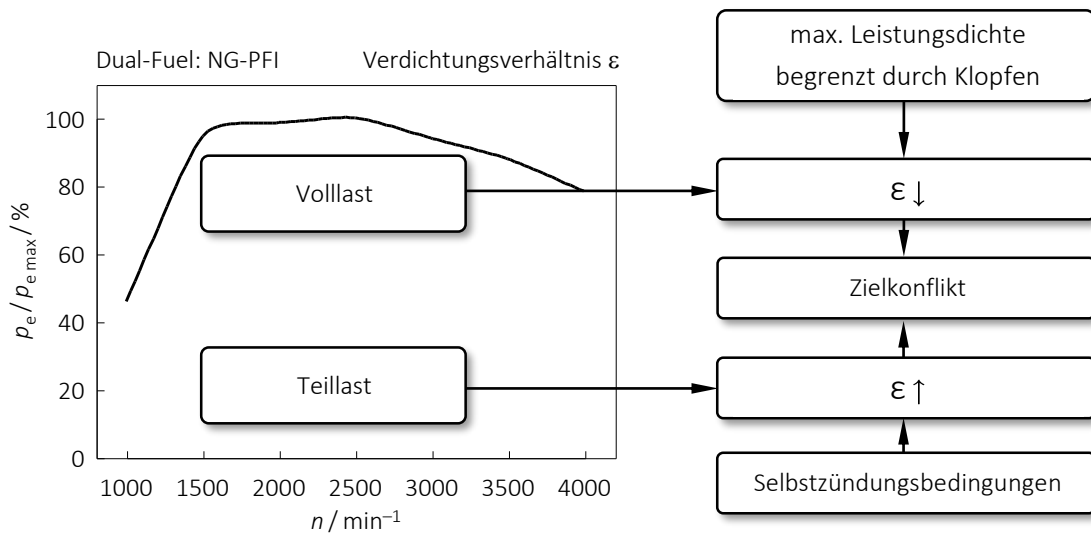


Abbildung 5.15: Zielkonflikt Verdichtungsverhältnis für DF-Brennverfahren zwischen Selbstzündungsbedingungen in der Teillast und maximaler Leistungsdichte an der Volllast

Im ersten Schritt wurden die Untersuchungen mit dem identen Verdichtungsverhältnis des Basisdieselmotors von 16.5 analysiert. Aufgrund der kompromissbehafteten Auslegung zwischen Erdgas und Benzin ist das Verdichtungsverhältnis für bivalente Erdgasmotoren deutlich geringer. Beispielweise wurde in der VW EA211 Motorenfamilie die Verdichtung für den Erdgasbetrieb lediglich von 10.5 auf 11.5 angehoben [51]. Im Vergleich dazu scheint das Verdichtungsverhältnis von 16.5 äußerst ambitioniert. Angesichts der Tatsache, dass im reinen Dieselmotorbetrieb durch die nicht-vorgemischte Verbrennung kein klopfender Betrieb auftritt, verfügt der Motor über keine Klopfregelung. Außerdem gibt es keine Erfahrungswerte, inwieweit Klopfen für diesen Grundmotor zugelassen werden kann. Aus diesem Grund wurde in den experimentellen Untersuchungen die maximale Klopfamplitude auf 10 bar begrenzt. Diese für das Klopfen charakteristische Größe beschreibt den Maximalwert der gleichgerichteten Klopf-schwingung, die dem Zylinderdrucksignal überlagert ist.

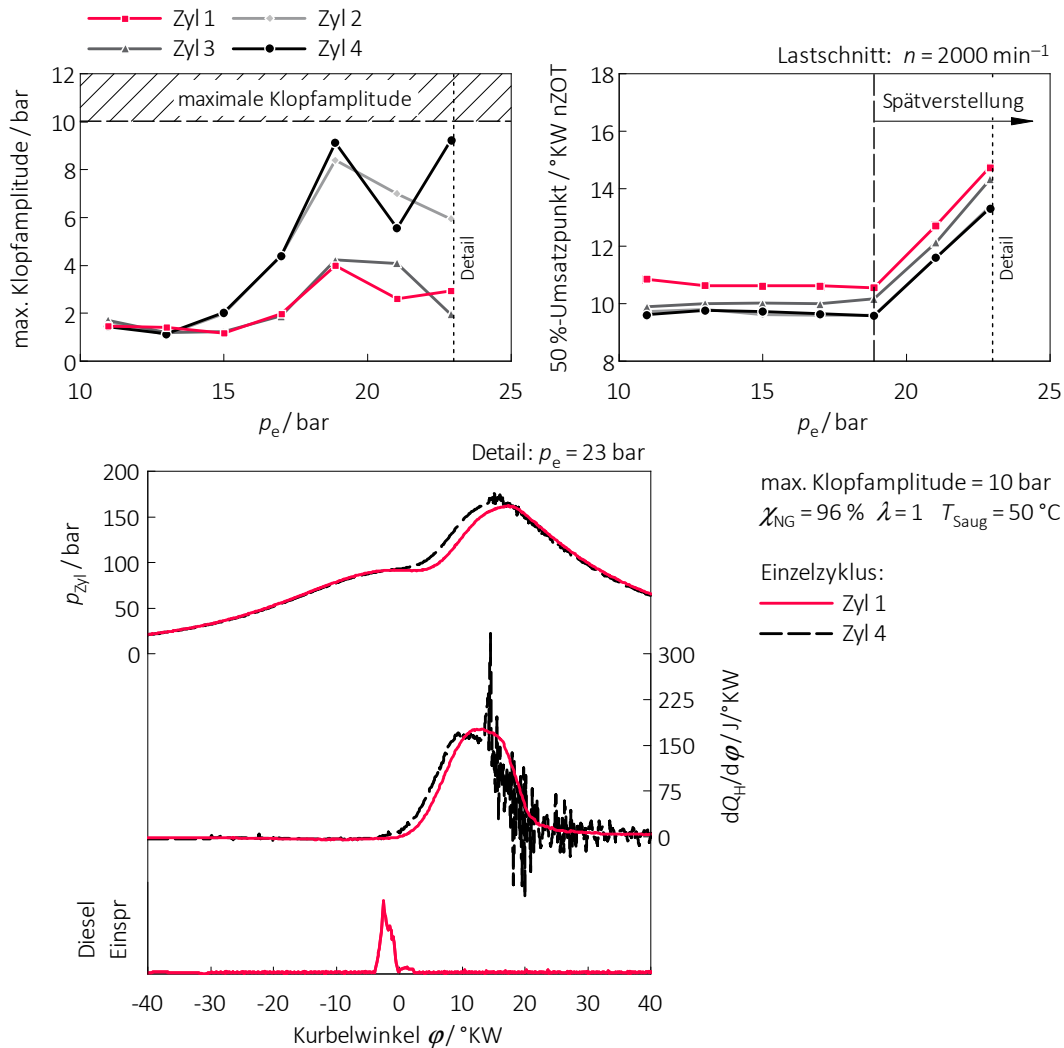


Abbildung 5.16: Lastschnitt bei 2000 min^{-1} für die Ermittlung des maximalen effektiven Mitteldrucks im stöchiometrischen DF-Betrieb ($\lambda = 1$)

In Abbildung 5.16 sind Ergebnisse einer Lastvariation bei konstanter Drehzahl und stöchiometrischem Luftverhältnis dargestellt. Die Diagramme auf der Oberseite zeigen die Klopffamplitude bzw. den 50%-Umsatzpunkt über den effektiven Mitteldruck separat für jeden Zylinder. Um Signalausbrüche nicht fälschlicherweise als Klopfen zu identifizieren, werden Werte unter einer Klopffamplitude von 2 bar nicht als solches erkannt. Ersichtlich ist, dass erste Anzeichen von Klopfen ab einem effektiven Mitteldruck von 17 bar auftreten und ab 19 bar der 50%-Umsatzpunkt kontinuierlich angepasst werden muss. Zum Bauteilschutz wurde die Versuchsreihe bei einem maximalen effektiven Mitteldruck von 23 bar (365 Nm) abgebrochen. Unter den applikativen (stöchiometrisches Luftverhältnis, 50%-Umsatzpunkt, usw.) und konstruktiven Rahmenbedingungen (hohes Verdichtungsverhältnis, zerklüfteter Brennraum, usw.) ist das Ergebnis durchaus bemerkenswert. Neben der Verwendung von klopfbeständigem Erdgas, wel-

ches einen Methangehalt größer 95 % aufweist, begünstigen vor allem der kurze Zündverzug und die kurze Brenndauer das Klopfverhalten. Zudem kann durch den energetischen Erdgasanteil direkt die Klopfneigung im DF-Betrieb beeinflusst werden. Eine detaillierte Beschreibung dieses Zusammenhangs wird explizit im nächsten Unterpunkt besprochen.

Zusätzlich zeigt Abbildung 5.16 die Verläufe aus der Hochdruckindizierung, welche eine Gegenüberstellung eines klopfenden versus regulären Einzelzyklus darstellt. Gut zu erkennen ist, dass infolge eines sehr kurzen Zündverzugs die Verbrennung zunächst stabil abläuft bis es im Endgas zur Selbstzündung im vorgemischten Erdgas-Luftgemisch kommt. Im Heizverlauf spiegelt sich die klopfende Verbrennung in einer abrupten Energiefreisetzung wider.

Interaktion zwischen der Klopfneigung und dem energetischen Erdgasanteil

Eine weitere Möglichkeit, aktiv die Verbrennungsanomalie Klopfen zu beeinflussen, ergibt sich durch die Reduktion des energetischen Erdgasanteils. In Abbildung 5.17 sind Ergebnisse aus einer Lastvariation mit unterschiedlichen Substitutionsraten ersichtlich. Die Versuche wurden jeweils mit einer konstanten Dieselmenge von 2.7 mg/Zyk bzw. 3.0 mg/Zyk pro Zylinder durchgeführt. Im DF-Betrieb resultiert das globale Luftverhältnis λ aus der angesaugten Luftmasse und aus den beiden Kraftstoffen Erdgas und Diesel. Wird nun der Dieselanteil im DF-Betrieb gesteigert, erhöht sich das Luftverhältnis des Erdgas-Luftgemisches. Dadurch kann speziell in den klopfanfälligeren Bereichen außerhalb der Kolbenmulde die Selbstzündungsneigung im Endgas reduziert werden. Dieser Zusammenhang ist unterhalb der beiden Diagramme für ein stöchiometrisches Gesamtluftverhältnis ($\lambda = 1$) schematisch dargestellt. Ausgehend von einem monovalenten Erdgasbrennverfahren ($\lambda = \lambda_{NG}$) magert das Erdgas-Luftgemisch im DF-Betrieb mit zunehmendem Dieselanteil stetig ab ($\lambda_{NG} > 1$), wodurch die Selbstzündungsneigung im Erdgas-Luftgemisch abnimmt. Angesichts der Zunahme der nicht-vorgemischten Dieselvebrennung kommt es jedoch zu erhöhten Ruß- bzw. Partikelemissionen, weshalb ein permanenter stöchiometrischer DF-Betrieb mit geringem Erdgasanteil möglichst zu vermeiden ist. Neben der Anpassung der Verbrennungslage bietet das Mischungsverhältnis zwischen Erdgas und Diesel eine weitere schnelle Eingriffsmöglichkeit, der Verbrennungsanomalie Klopfen aktiv entgegenzuwirken.

Zusammenfassung DF-Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung

Abschließend werden essentielle Erkenntnisse über das DF-Brennverfahren mit äußerer Erdgasgemischbildung zusammengefasst:

- Hauptproblem dieses DF-Brennverfahrens sind die hohen HC-Emissionen speziell in der unteren Teillast. Diese resultieren primär aus dem Zielkonflikt zwischen den Selbstzündungsbedingungen für den Dieselizehndstrahl und dem zu mageren Erdgas-Luftgemisch.
- Der Einsatz von AGR bzw. die Ansaugluftdrosselung sind geeignete Methoden, um das Luftverhältnis λ_{NG} zu senken und damit die HC-Emissionen zu reduzieren. Jedoch kann weder die alleinige Anpassung des Saugrohrdrucks oder AGR, noch durch die Kombination dieser beiden Maßnahmen das Luftverhältnis λ_{NG} weit genug abgesenkt werden, um die Problematik der hohen unverbrannten Abgasemissionen im unteren Lastbereich zu lösen.

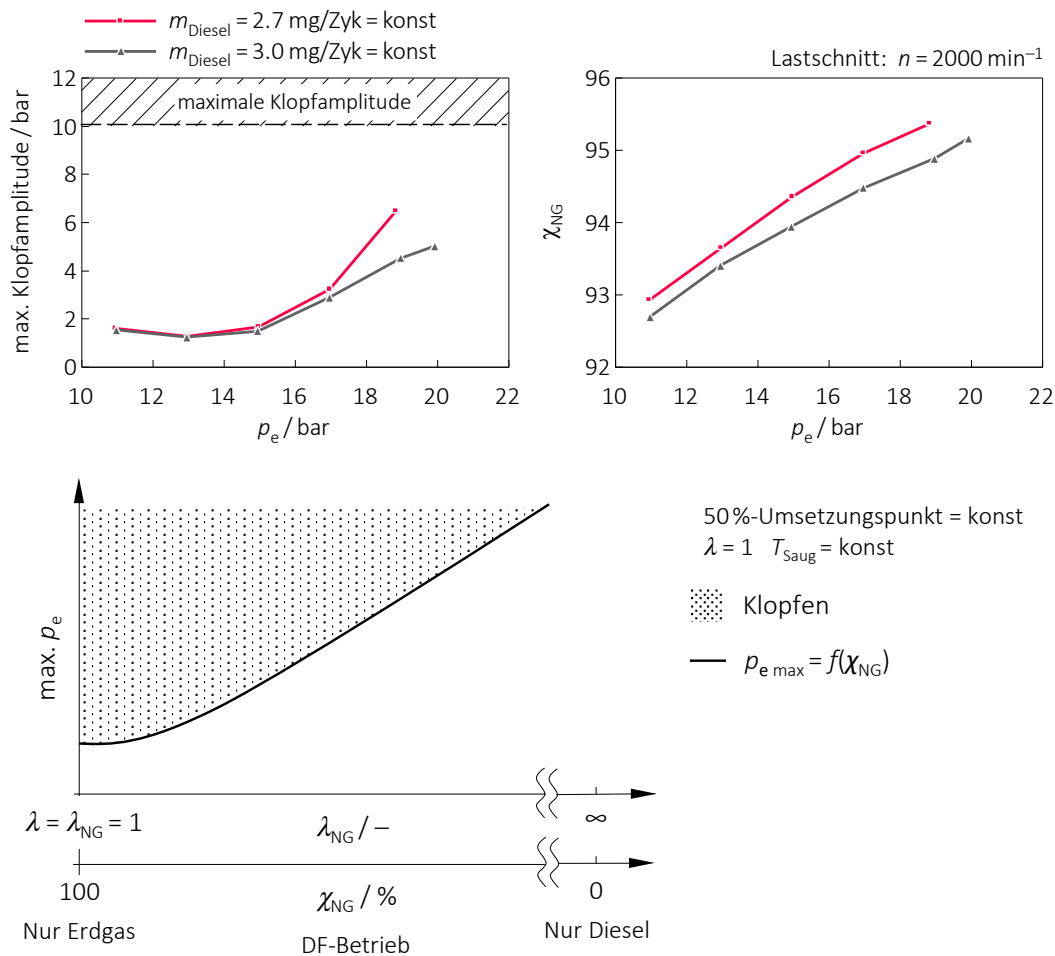


Abbildung 5.17: Einfluss des energetischen Erdgasanteils χ_{NG} auf das Klopfverhalten im DF-Betrieb

- Je nach Betriebsbereich wurde das DF-Brennverfahren hinsichtlich unterschiedlicher Kriterien optimiert. Unabhängig vom Betriebsmodus stand die Reduktion der HC-Emissionen im Fokus der Untersuchungen. Trotz der Schwierigkeiten konnten die CO_2 -Emissionen in den Betriebspunkten 1750 / 5 und 1750 / 15 um 10 % bzw. 20 % im Vergleich zum Basisdieselmotor reduziert werden. Angemerkt sei an dieser Stelle, dass in dieser Bilanz das Treibhauspotenzial von Methan nicht berücksichtigt wurde.
- Ein zentraler Punkt in der ersten Projektphase war die Erarbeitung einer Betriebsstrategie für das DF-Konzept. Dabei wird das DF-Brennverfahren im oberen Lastbereich mit einem stöchiometrischen Gesamtluftverhältnis ($\lambda = 1$) betrieben, in der unteren Teillast muss jedoch aufgrund der Rahmenbedingungen hinsichtlich der Selbstzündungsbedingungen für den Dieselmündstrahl ein Magerbrennverfahren ($\lambda > 1$) umgesetzt werden. Angesichts der stets benötigten Dieselmenge für die Zündung nimmt der energetische Erdgasanteil in der untersten Teillast deutlich ab. Dies führt in weiterer Folge wiederum zu sehr mageren Erdgas-Luftgemischen, wodurch die Anteile der unvollständigen

Verbrennung ansteigen. Somit wird im Leerlauf und in der untersten Teillast ein reiner Dieselmotorbetrieb als sinnvoll erachtet.

- Bemerkenswert ist die Tatsache, dass trotz des hohen Verdichtungsverhältnisses von 16.5 ein akzeptabler maximaler effektiver Mitteldruck von 23 bar bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} erreicht wurde. Somit konnte für die weiteren Untersuchungen das hohe Verdichtungsverhältnis vorerst beibehalten werden.
- In Folge der gezeigten Ergebnisse eignet sich das DF-Brennverfahren mit äußerer Erdgasgemischbildung als Substitutionskonzept im höheren Lastbereich. Das stöchiometrische Luftverhältnis ermöglicht die Verwendung eines robusten Abgasnachbehandlungssystems mittels Dreiwege-Katalysator. Aufgrund der hohen HC-Emissionen ist der Einsatz dieses DF-Konzeptes in der unteren Teillast schwierig zu realisieren.

Angesichts der diskutierten und analysierten Ergebnisse steht fest, dass konzeptbedingt niedrige Lasten mit dem Dual-Fuel-Brennverfahren mit äußerer Erdgasgemischbildung nicht zufriedenstellend abgedeckt werden können. Um das CO_2 -Potential auch im Teillastbetrieb abrufen zu können, müssen die HC-Emissionen deutlich reduziert werden. Aus diesem Grund wurde in der zweiten Projektphase das DF-Konzept rund um die Direkteinblasung von Erdgas aufgebaut. Durch die innere Gemischbildung eröffnet sich ein zusätzlicher Freiheitsgrad – die Einblaselage des Erdgases.

5.2 Dual-Fuel-Brennverfahren mit innerer Gemischbildung

Nachdem in der ersten Projektphase die Schwierigkeiten in der Umsetzung eines Dual-Fuel-Brennverfahrens mit äußerer Gemischbildung lokalisiert werden konnten, wurde der Fokus für die weiteren Untersuchungen auf die innermotorische Reduktion der unverbrannten HC-Emissionen gerichtet. Durch den Übergang zum DF-Konzept mit innerer Gemischbildung ergibt sich ein zusätzlicher Freiheitsgrad durch die Einblaselage des Erdgases. In Kapitel 4.4 wurde das DF-Konzept samt notwendiger konstruktiver Modifikationen bereits vorgestellt. Zudem erfolgte die Einführung des Akronyms DDI (Dual-Direct-Injection), welches stellvertretend das DF-Brennverfahren mit der kombinierten inneren Gemischbildung von Erdgas und Diesel beschreibt. Ausgewählte Ergebnisse zum DDI-Konzept wurden bereits in den Veröffentlichungen [23, 24, ?, 61, 70, 71] publiziert. Aufgrund der temporären Zusammenarbeit finden sich Auswertungen zum vorgestellten DF-Konzept auch in der Dissertation [22] wieder, mit dem speziellen Fokus auf den Vergleich der unterschiedlichen Zündmechanismen zwischen dem Dieseldzündstrahl und einer konventionellen Fremdzündung.

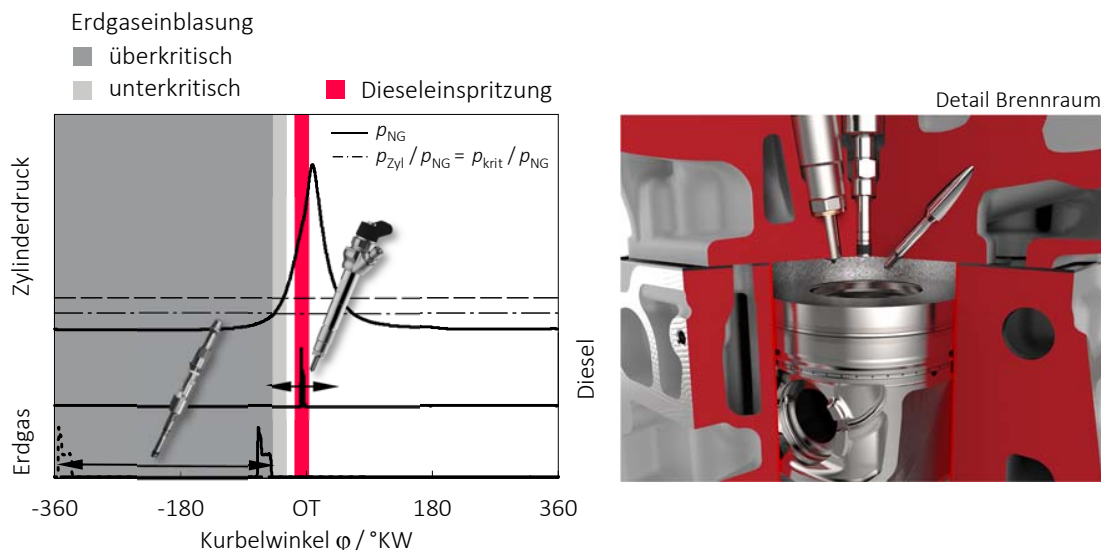


Abbildung 5.18: Zyylinderdruckverlauf sowie die Lage der Dieseleinspritzung und der Erdgaseinblasung im DF-Betrieb mit innerer Gemischbildung inklusive einer Detailansicht des Brennraums

Abbildung 5.18 visualisiert die Einspritzlage von Diesel und Erdgas. Wie bereits mehrmals betont, wird der Dieseldzündstrahl als Trigger für die nachfolgende Verbrennung eingesetzt, weshalb sich die Einspritzlage im Bereich von ZOT befindet. Das zeitliche Fenster für die Direkteinblasung wird einerseits durch die Auslasssteuerzeiten und andererseits durch das notwendige überkritische Druckverhältnis zwischen Versorgungs- und Brennraumdruck beschränkt. Wie bereits beschrieben stellt der maximale Injektordruck von 16 bar einen Kompromiss zwischen dem maximalen Injektordurchfluss und der Fahrzeugreichweite dar. Um eine gegendruckunabhängige Einblasemenge sicherstellen zu können, ist der späteste Zeitpunkt für eine überkritische Einblasung abhängig vom Zyylinderdruck. Für eine Einblasung während der Verbrennung müsste der Versorgungsdruck auf 100 bar bis 300 bar gesteigert werden.

In Tabelle 5.6 sind die konstruktiven Rahmenbedingungen für das DDI-Konzept aufgelistet. Aufgrund der beschränkten Bauraumsituation durch die beiden Injektoren musste auf ein Auslassventil verzichtet werden. Sowohl die Einlasskanal- als auch die Kolbengeometrie wurden vorerst vom Basisdieselmotor übernommen. Die Positionierung der beiden Injektoren ist in der Detailansicht des Brennraums in Abbildung 5.18 gut zu erkennen. Als Primärinjektor wurde der Erdgasinjektor zentral und der Dieselinjektor dezentral sowie leicht geneigt im Brennraum positioniert. Für die Anpassung des Spraybildes an die neue Lage wurde die Strahlausrichtung asymmetrisch ausgeführt.

Tabelle 5.6: Konstruktive Rahmenbedingungen für das DDI-Basiskonzept

	DDI-Basis
Verdichtungsverhältnis	16.5
Ventile pro Zylinder	2 Einlass- / 1 Auslassventil
Einlasskanalgeometrie	Serie (Füll- und Drallkanal)
Kolbengeometrie	Serie (Kolben mit ω -Mulde)
Position Erdgas- / Dieselinjektor	zentral / dezentral
Düsengeometrie Erdgasinjektor	nach außen öffnendes Ventil (A-Düse)
Düsengeometrie Dieselinjektor	6-Lochdüse mit asym. Sprayausrichtung

5.2.1 Grundsatzuntersuchungen im unteren Lastbereich

Ähnlich wie in der ersten Projektphase wurden zu Beginn der Untersuchungen grundsätzliche applikative Einflussgrößen analysiert. Zusätzlich zu den bereits bekannten Parametern ergibt sich durch die innere Gemischbildung ein weiterer Freiheitsgrad. Durch die Lage der Einblasung kann die Erdgasgemischbildung direkt und in weiterer Folge auch die Verbrennung beeinflusst werden. In Tabelle 5.7 sind die durchgeführten Variationen im Lastpunkt 1750 / 5 inklusive der konstanten Applikationsparameter aufgelistet.

Tabelle 5.7: Übersicht der Applikationsparameter für die Variationen im Lastpunkt 1750 / 5

Parameter	SOI _{NG}	p_{Saug}	Variation		
			AGR-Rate	Drall	MFB ₅₀
energetischer Erdgasanteil in %	90	90	90	90	90
Erdgaseinblaselage in °KW vZOT	70 – 260	100	100	100	100
Saugrohrdruck in bar	1.0	0.7 – 1.2	1.0	1.0	1.0
AGR-Rate in %	0	0	0 – 30	0	0
Drallklappenposition in %	0	0	0	0 – 90	0
50 %-Umsatzpunkt in °KW nZOT	10.0	10.0	10.0	10.0	2.0 – 16.0
Dieseldruck in bar	400	400	400	400	400

Variation der Erdgaseinblaselage

Beginnend mit der Variation der Erdgaseinblaselage wird das prinzipielle Potenzial des DDI-Brennverfahrens im Lastpunkt 1750 / 5 bewertet. Die Grundidee dahinter ist, dass durch den Übergang vom homogenen zum geschichteten Erdgas-Luftgemisch die HC-Emissionen deutlich reduziert werden können, ohne die Selbstzündungsbedingungen für den Dieselizeündstrahl negativ zu beeinflussen. Im konkreten Fall wurde der Einblasebeginn von 260 °KW auf 70 °KW stetig in Richtung ZOT verschoben, bis das kritische Druckverhältnis während der Einblasung erreicht wurde. Gleichzeitig wurden die restlichen Applikationsparameter konstant gehalten. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in Abbildung 5.19 dargestellt. Neben dem kritischen Druckverhältnis ist zusätzlich der späteste Zeitpunkt für den Start der Einblasung in jedem Diagramm eingezeichnet. Ein detaillierter Blick auf die HC- und CO-Emissionen zeigt, dass die Idee der Ladungsschichtung seine Wirkung erfüllt. Durch die späte Einblasung in die Kompressionsphase kann das Erdgas in der Kolbenmulde quasi eingefangen werden. Folglich entspricht das lokale Luftverhältnis λ_{lokal} nicht mehr dem homogenen Luftverhältnis λ_{NG} des Erdgas-Luftgemisches. Dadurch kann der energetische Verlust durch die Unverbrannten $\Delta\zeta_{\text{UV}}$ von 15 % auf 5 % reduziert werden. Dieser Umstand zeigt sich auch im indizierten Wirkungsgrad η_i , welcher um ca. 5 %_{Pkt} über der Messreihe ansteigt. Angesichts der Wirkungsgradsteigerung reduziert sich die eingebrachte Erdgasmenge, wodurch das Luftverhältnis λ_{NG} kontinuierlich ansteigt. Dagegen ist die Zündverzugszeit beinahe unabhängig von der Einblaselage. Durch die Vermeidung der mageren Erdgasrandzonen kann die Brenndauer im DF-Betrieb mit Ladungsschichtung signifikant verkürzt werden. Ein weiterer Pluspunkt für den DF-Schichtbetrieb ergibt sich in der verbesserten Verbrennungsstabilität COV_{pi} . Durch die zunehmende Inhomogenität des Erdgas-Luftgemisches steigt die lokale Flammentemperatur an, wodurch sich die thermisch gebildeten NO_x -Emissionen erhöhen. Hinsichtlich der Partikelemissionen konnten kaum Unterschiede zwischen früher und später Einblaselage experimentell festgestellt werden. Durch die verbesserte DF-Verbrennung können die CO_2 -Emissionen auf ca. 560 g/kWh im Lastpunkt 1750 / 5 abgesenkt werden.

Neben den bereits diskutierten Ergebnissen sind in Abbildung 5.20 die Verläufe aus der Hochdruckindizierung ersichtlich. Zusätzlich ist auf der rechten Seite die Erdgaseinblasung inklusive der Unterteilung in den über- und unterkritischen Druckbereich dargestellt. Abhängig vom Druckverhältnis zwischen Versorgungs- und Brennraumdruck ist die Lage der gegendruckunabhängigen Einblasung während der Kompression beschränkt. In diesem Betriebspunkt muss das Einblaseende (EOI_{NG}) 42 °KW vor ZOT sein. Abhängig von der Dauer ergibt sich in weiterer Folge der späteste Beginn der Einblasung (SOI_{NG}). Durch das Einblasen nach Einlassschluss (ES) erhöht sich der Liefergrad während des Ladungswechsels, wodurch der Zylinderdruck in der Kompressionsphase ansteigt. Während bei früher Einblaselage eine deutliche Unterteilung des Heizverlaufs ersichtlich ist, erfolgt die Verbrennung im DF-Schichtbetrieb fast symmetrisch. Auffallend ist, dass speziell die verschleppte Verbrennung durch die späte Erdgaseinblasung vermieden werden kann. Dies kann wiederum auf das unterschiedliche lokale Luftverhältnis zwischen Homogen- und Schichtbetrieb zurückgeführt werden. Die Kombination der zahlreichen Zündkerne mit dem geschichteten Erdgas-Luftgemisch führt zu einer intensiven Verbrennung am Brennbeginn. Anschließend findet der Übergang von der nicht-vorgemischten Dieselizeone in die teils-vorgemischte Erdgaszone statt. Durch die Gemischinhomogenitäten ist die Erdgasverbrennung ebenfalls abhängig vom physikalischen

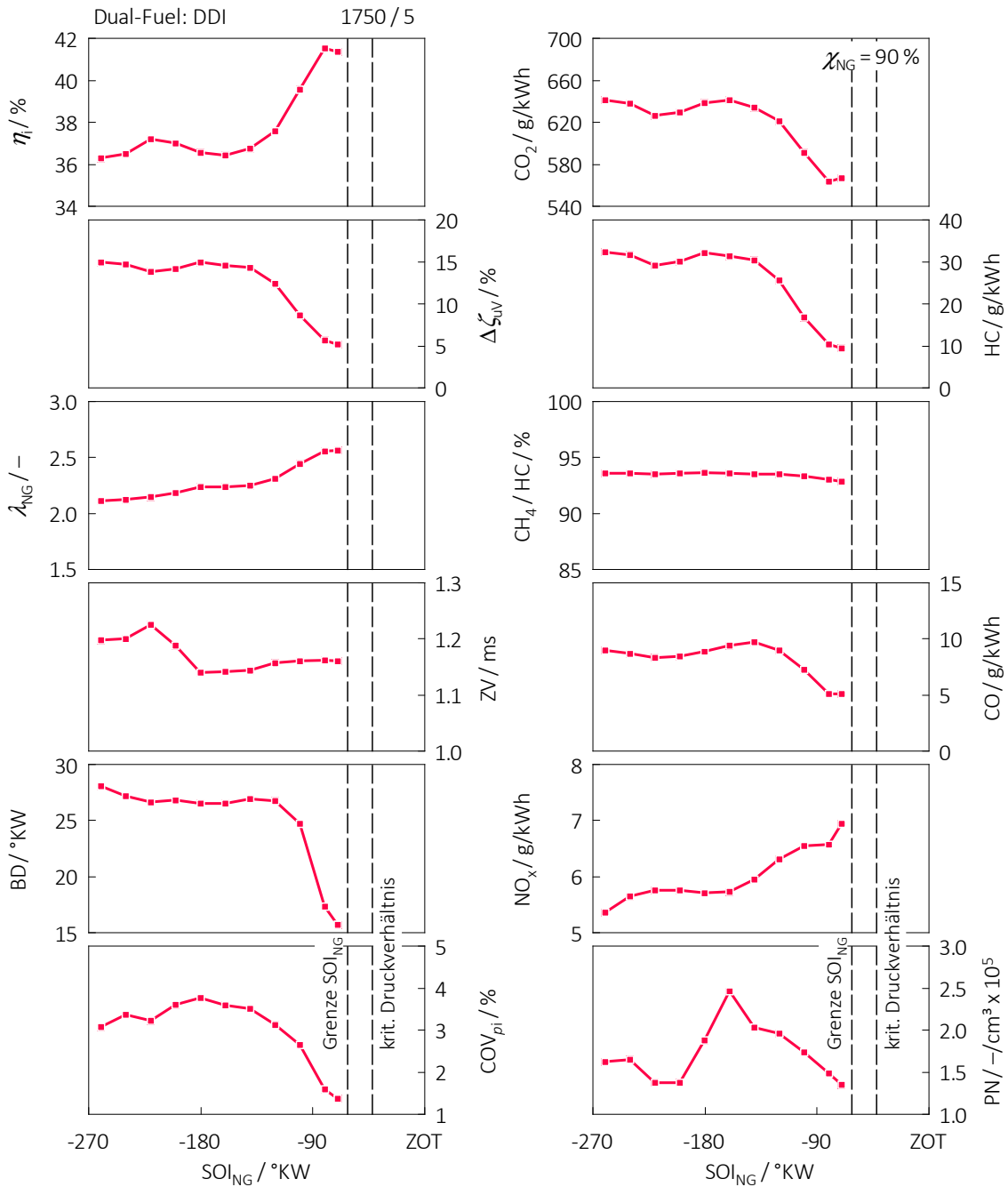


Abbildung 5.19: Variation der Erdgaseinblaselage im Lastpunkt 1750 / 5

Mischungsprozess zwischen den Reaktionspartnern. Somit ist die Flammenausbreitung in der Hauptverbrennung geprägt von mischungskontrollierten Prozessen. Im Vergleich dazu ist die Verbrennung bei früher Erdgaseinblaselage zunächst durch den Diesel und anschließend durch die langsame Brenngeschwindigkeit im mageren Erdgas-Luftgemisch bestimmt.

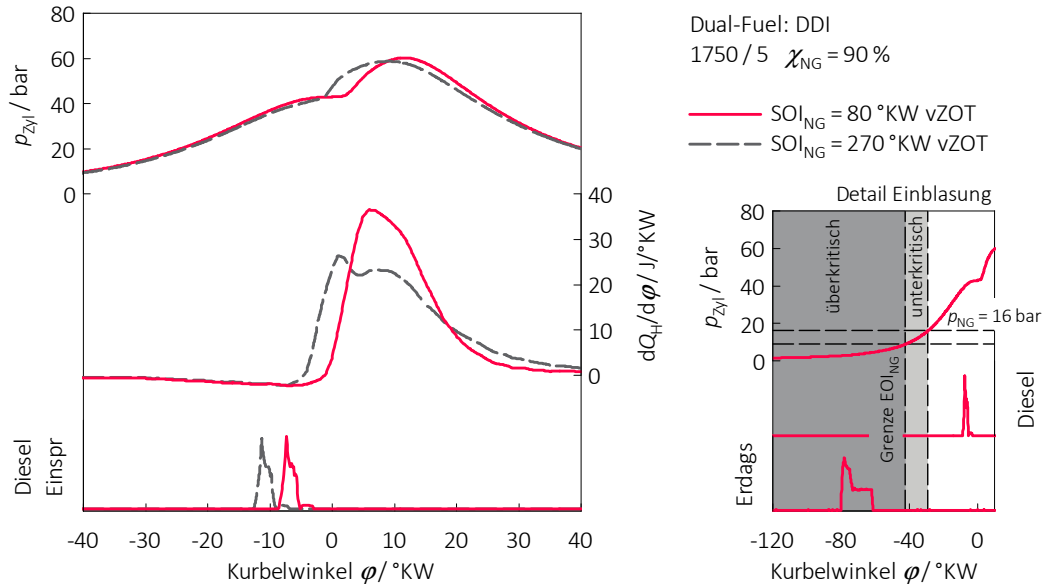


Abbildung 5.20: Vergleich Indizierdaten für unterschiedliche Erdgaseinblaselagen ($\chi_{NG} = 90\%$) im Lastpunkt 1750 / 5

Aufgrund der Bedeutsamkeit werden die Emissionen aus der unvollständigen Verbrennung gesondert in Abbildung 5.21 betrachtet. Neben den Emissionen ist die Modellvorstellung der Gemischbildung für die unterschiedlichen Betriebsmodi dargestellt. Ausgehend vom frühesten Einblasbeginn ($SOI_{NG} = 270^\circ\text{KW vZOT}$) sinken alle betrachteten Emissionskomponenten zunächst ab, bis sie im Bereich von UT wieder ansteigen. Eine Erklärung dafür konnte mithilfe der 1D-Motorprozess- und der 3D-Strömungssimulation abgeleitet werden, welche zu einem späteren Zeitpunkt in Kapitel 6 beschrieben wird. Unter der Ausbildung des Coandă-Effekts sammelt sich Erdgas entlang des Brennraumdachs, speziell gegen Ende der Einblasung. Trifft der Einblasvorgang in den zeitlichen Bereich des Einlassschlusses (ES), kann das Erdgas aufgrund von Rückströmungen in die Einlasskanäle gelangen. Zusätzlich führt das am Brennraumdach anliegende Erdgas zu mageren Gemischverhältnissen im Bereich des Quetschspaltes und des Feuersteges. Diese Regionen werden nicht direkt vom Dieselspray erreicht und müssen von der nachfolgenden Flammenfront erfasst werden. Aufgrund des mageren Erdgas-Luftgemischs und den langen Flammenwegen können diese Bereiche nur unvollständig umgesetzt werden. Sehr ähnliche Zusammenhänge wurden in der Literatur in [66] dokumentiert. Ein Einblasbeginn nach ES verhindert dieses Problem, weshalb die betrachteten Abgaskomponenten allesamt mit späterer Einblaselage reduziert werden können. Um während der gesamten Einblasdauer ein überkritisches Druckverhältnis gewährleisten zu können, wurde der späteste Einblasbeginn auf 70°KW vZOT begrenzt. Das Diagramm unterhalb der Emissionen zeigt

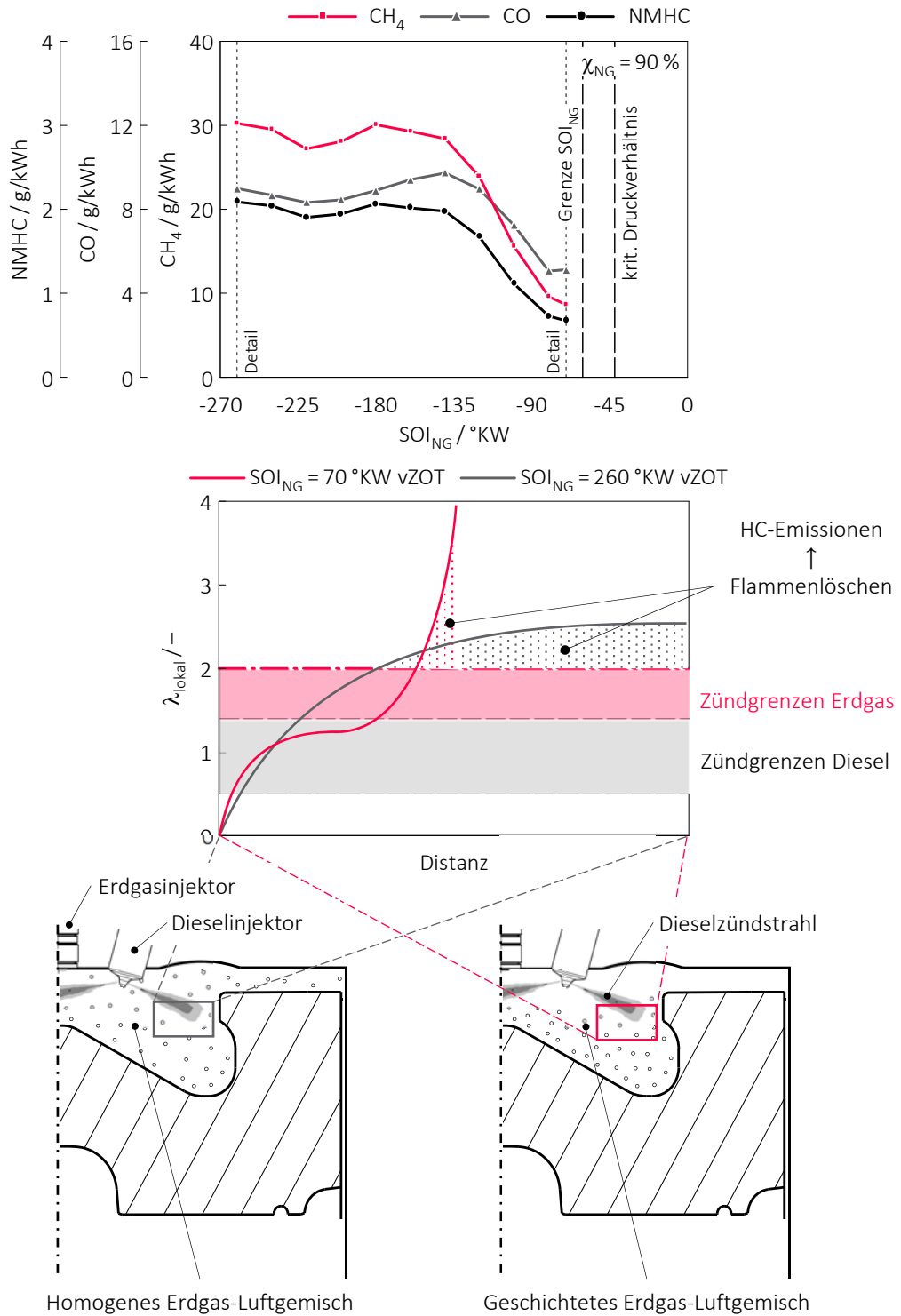


Abbildung 5.21: Detaillierte Analyse der unverbrannten HC-Emissionen für unterschiedliche Erdgasinblaselagen ($\chi_{NG} = 90\%$) im Lastpunkt 1750 / 5

schematisch das lokale Luftverhältnis λ_{lokal} ausgehend vom Dieselizeündstrahl über dem Brennraum für unterschiedliche Einblaselagen. Wie beim DF-Konzept mit äußerer Gemischbildung führt ein zeitiges Einblasen zu einem homogenen Erdgas-Luftgemisch im Brennraum, sodass zum Zeitpunkt der Dieseleinspritzung ein Übergang von reinem Kraftstoff im Dieselizeündstrahl ($\lambda_{\text{lokal}} = 0$) zum mageren Erdgas-Luftgemisch ($\lambda_{\text{lokal}} = \lambda_{\text{NG}}$) stattfindet. Im Gegensatz dazu kann der Verlauf des lokalen Luftverhältnisses durch die Einblaselage aktiv beeinflusst werden. Durch die Kombination des zentralen Erdgasinjektors mit dem Muldenbrennraum kann das Erdgas während der Kompressionsphase vom Kolben eingefangen werden. Angesichts der Inhomogenitäten ist der Verlauf des lokalen Luftverhältnisses in alle Richtungen unterschiedlich. Dennoch kann das Luftverhältnis ausgehend vom Dieselizeündstrahl allgemein skizziert werden. Durch die Ladungsschichtung befindet sich der überwiegende Kraftstoffanteil innerhalb der Zündgrenzen für Diesel und Erdgas. Im Randbereich des geschichteten Gemisches kommt es trotzdem zum Übergang von teils-vorgemischten Zonen hin zu Bereichen, die keinen Kraftstoff beinhalten. Aufgrund der lokalen Gegebenheiten erlischt in dieser Übergangszone die Flamme, wodurch stets ein gewisser Erdgasanteil auch im Magerschichtbetrieb unverbrannt im Brennraum zurückbleibt.

Variation des Saugrohrdrucks

Bereits in der ersten Projektphase wurde der Saugrohrdruck als wichtige Einflussgröße für das DF-Brennverfahren identifiziert. Speziell die Selbstzündungsbedingungen für den Dieselizeündstrahl (siehe Abbildung 5.8) stehen in direktem Zusammenhang mit dem gewählten Saugrohrdruck. Die restlichen applikativen Parameter für die Versuchsreihe im Lastpunkt 1750 / 5 sind in Tabelle 5.7 zusammengefasst. Die Ergebnisse der Saugrohrdruckvariation sind in der nachfolgenden Abbildung 5.22 ersichtlich. Ein Quervergleich unter den DF-Brennverfahren zeigt, dass die bereits in Kapitel 5.1 beschriebenen Zusammenhänge auch für das DDI-Konzept Gültigkeit besitzen. Als Basis für alle untersuchten Variationen wurde der Einblasebeginn bei 100°KW vor ZOT definiert. Wiederum gut ersichtlich ist, dass durch das Absenken des Saugrohrdrucks das Luftverhältnis und in weiterer Folge die HC- und CO-Emissionen abnehmen. Durch die vollständigere Verbrennung kann der energetische Anteil der unverbrannten Abgasbestandteile $\Delta\zeta_{\text{uV}}$ von 13 % auf 3 % reduziert werden. Wie erwartet, wirkt sich der verringerte Saugrohrdruck negativ auf den Zündverzug aus. Durch die bereits beschriebene Interaktion zwischen dem thermodynamischen Zustand in ZOT und den Selbstzündungsbedingungen für den Dieselizeündstrahl erhöht sich der Zündverzug stetig, bis ab einem gewissen Saugrohrdruck der 50 %-Umsatzpunkt nicht mehr gehalten werden kann. Unabhängig vom DF-Konzept ergibt sich ein Minimum der Brenndauer bei einem Saugrohrdruck zwischen 0.8 bar und 0.9 bar. In ähnlicher Weise korrelieren die Verläufe der Verbrennungsstabilität COV_{pi} . In beiden untersuchten DF-Brennverfahren stabilisieren niedrigere Luftverhältnisse die Verbrennung, wobei das absolute Niveau für das DF-Konzept mit äußerer Gemischbildung geringer ist. Primär kann dies auf unterschiedliche Substitutionsraten zurückgeführt werden. Neben dem Anstieg der NO_x -Emissionen aufgrund höherer Verbrennungstemperaturen steigt die Partikelanzahl mit sinkendem Saugrohrdruck an. Ein abschließender Blick auf den Wirkungsgrad η_i zeigt, dass ausgehend vom maximalen Saugrohrdruck dieser zunächst aufgrund der vollständigeren Verbrennung ansteigt bis die Ladungswechselverluste infolge der Ansaugluftdrosselung überproportional ansteigen, wodurch der Wirkungsgrad gegen Ende der Versuchsreihe abnimmt.

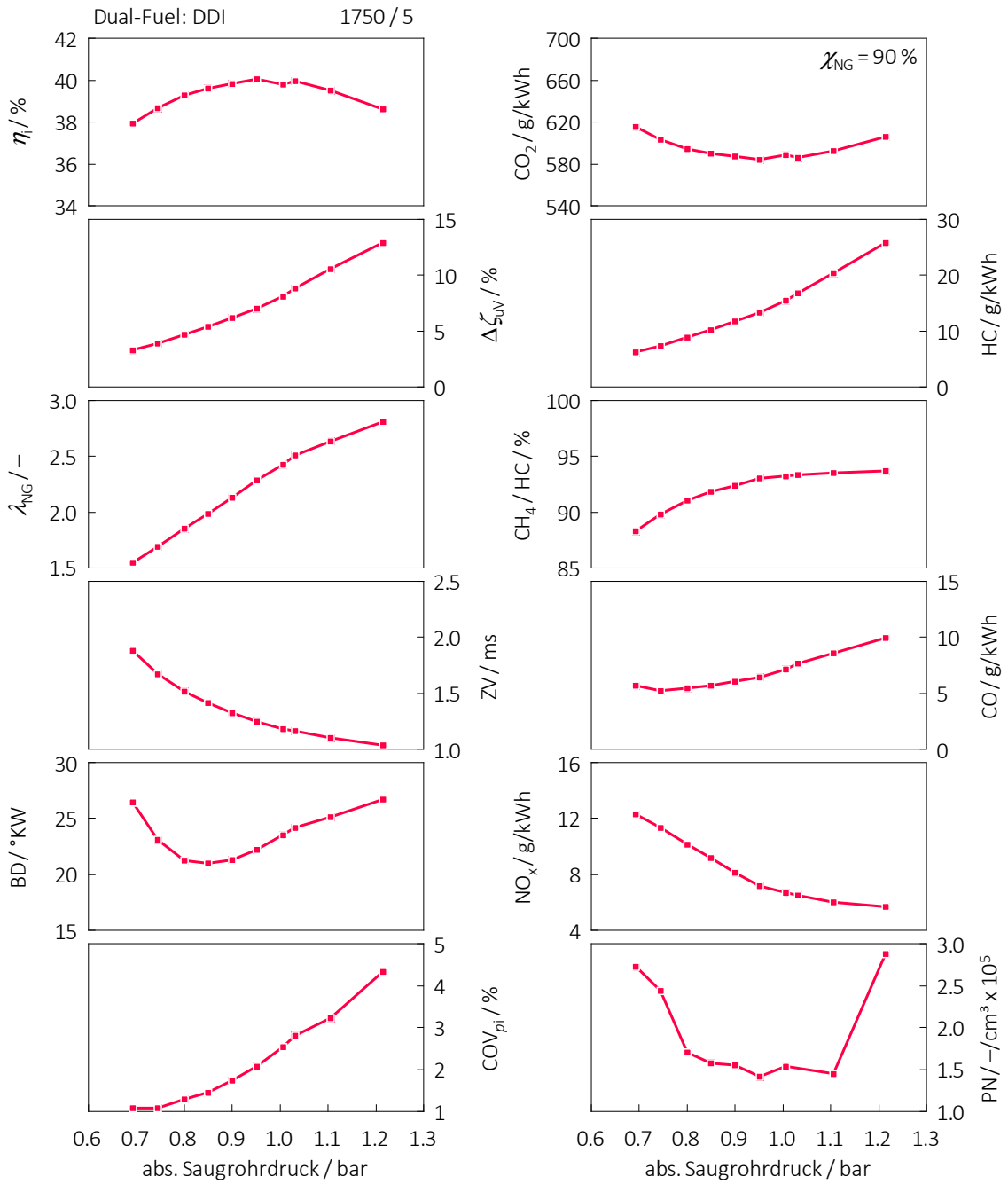


Abbildung 5.22: Variation des Saugrohrdrucks im Lastpunkt 1750 / 5

Nachstehend sind in Abbildung 5.23 die Untersuchungsergebnisse aus der Hochdruckindizierung dargestellt. Aus der analysierten Messreihe sind beide Extremwerte im Diagramm ersichtlich. Gemäß der beschriebenen Zusammenhänge steigt der Zündverzug mit sinkendem Saugrohrdruck sichtbar an. Der asymmetrische Heizverlauf, der sich bei höherem Druckniveau ergibt, ist charakteristisch für die DF-Verbrennung. Im ersten Teil der Verbrennung wird die Wärmefreisetzung vom Dieselzündstrahl dominiert. Anschließend wird die Flammenfrontgeschwindigkeit im Erdgas-Luftgemisch durch das magere Luftverhältnis bestimmt. Dadurch verläuft die Verbrennung des umliegenden Erdgases verschleppt und unvollständig. Aufgrund der Konstellation zwischen erhöhtem vorgemischtem Dieselanteil und reduziertem Erdgasluftverhältnis ergibt sich ein quasi symmetrischer Heizverlauf.

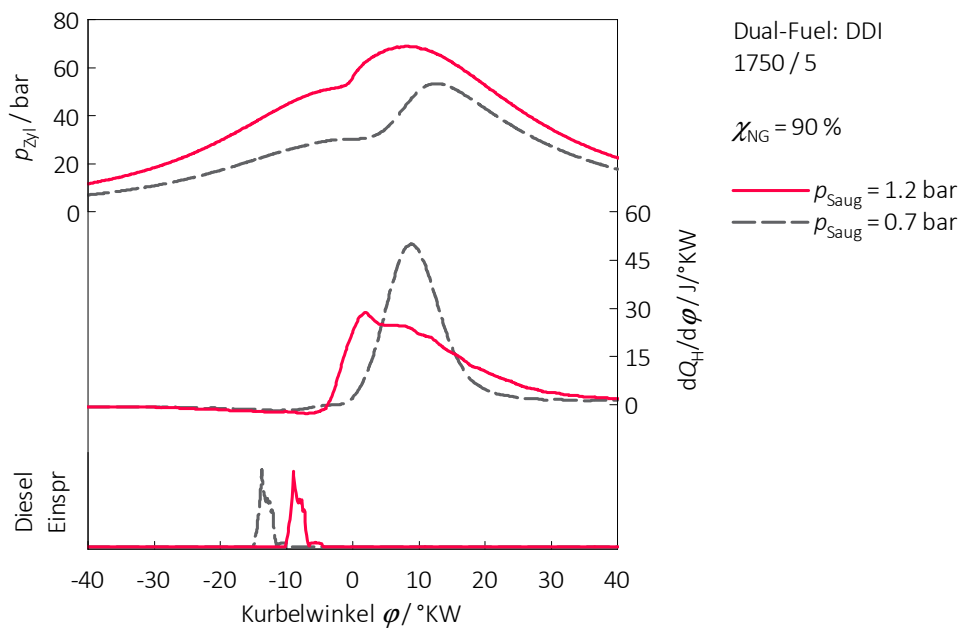


Abbildung 5.23: Vergleich Indizierdaten für unterschiedliche Saugrohrdrücke ($\chi_{\text{NG}} = 90\%$) im Lastpunkt 1750 / 5

Variation der AGR-Rate

Ein weiterer wichtiger Applikationsparameter für das DDI-Brennverfahren ist die Abgasrückführung. Die Rahmenbedingungen für die Untersuchungen sind wiederum in Tabelle 5.7 angeführt. In Abbildung 5.24 sind die Ergebnisse der bereits bekannten Messgrößen dargestellt. Global korrelieren die Zusammenhänge mit jenen aus der ersten Projektphase. Dennoch werden die wichtigsten Punkte noch einmal hervorgehoben. Durch die Beimischung von AGR reduziert sich die angesaugte Luftmenge, wodurch in weiterer Folge das Luftverhältnis und die HC-Emissionen abnehmen. Hauptsächlich beeinflusst durch die geringere Sauerstoffkonzentration steigt der Zündverzug mit zunehmender AGR-Rate an. Angesichts des höheren Inertgasanteils kann die Verbrennungstemperatur mithilfe von AGR reduziert werden. Abseits der Reduktion der thermisch gebildeten NO_x -Emissionen verschlechtern sich dadurch die

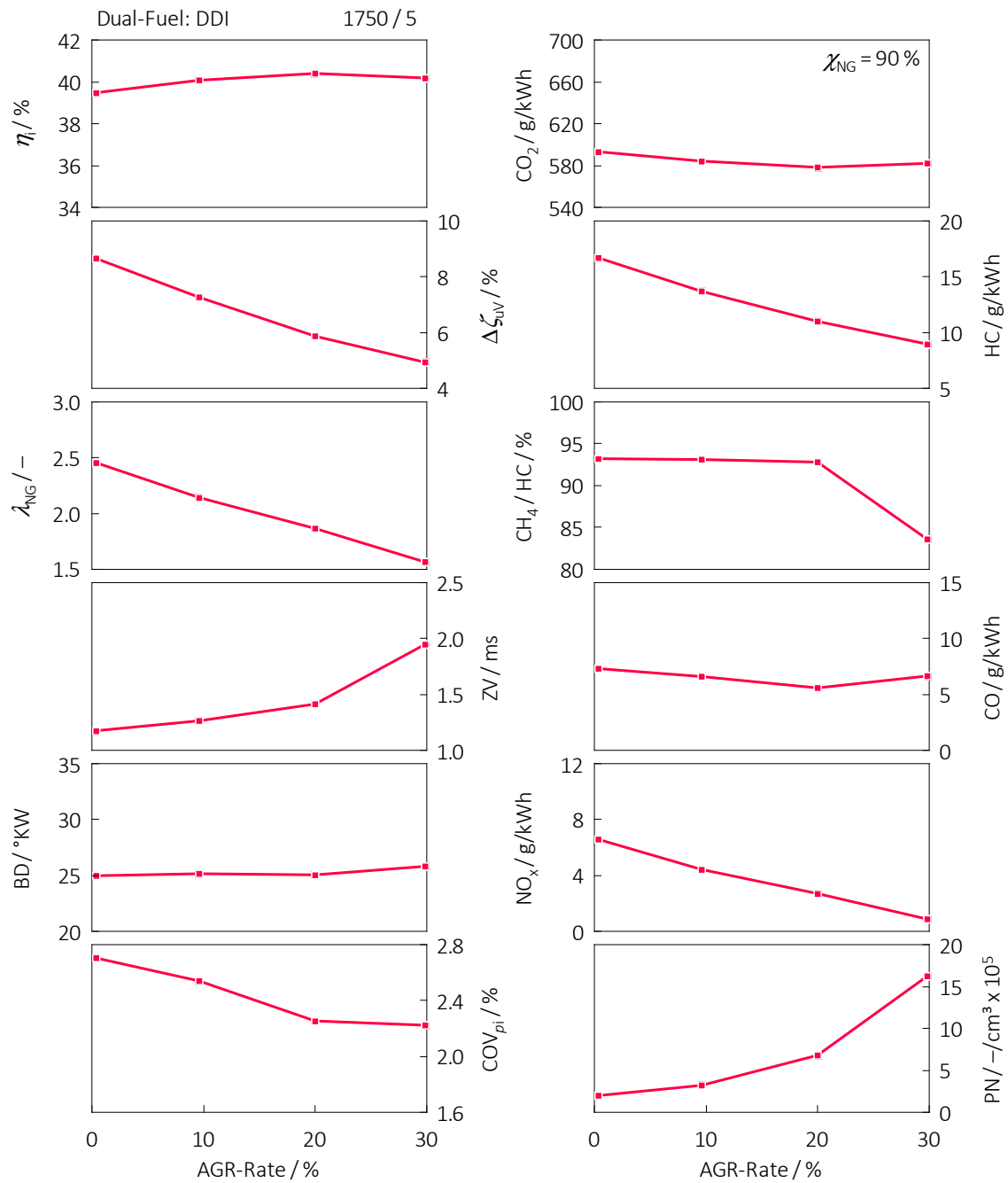


Abbildung 5.24: Variation der AGR-Rate im Lastpunkt 1750 / 5

Oxidationsbedingungen für den entstandenen Ruß aus der nicht-vorgemischten Dieselerbrennung. In Kombination mit dem sinkenden Luftverhältnis führt dieser Umstand zu erhöhten Partikelemissionen. Sowohl auf den Wirkungsgrad η_i als auch auf die CO_2 -Emissionen wirken sich moderate AGR-Raten positiv aus.

Die über 200 Einzelzyklen gemittelten Verläufe in Abbildung 5.25 geben weitere Einblicke in die DF-Verbrennung. Neben einem Anstieg des Zündverzuges resultiert aus der AGR-Beimischung ein homogenerer Heizverlauf. Außerdem ist der Brennbeginn mit AGR weniger stark ausgeprägt. Infolge des geringeren Luftverhältnisses verläuft die Wärmefreisetzung gegen Ende der Verbrennung schneller, wodurch die Brenndauer trotz variabler AGR-Rate beinahe konstant bleibt.

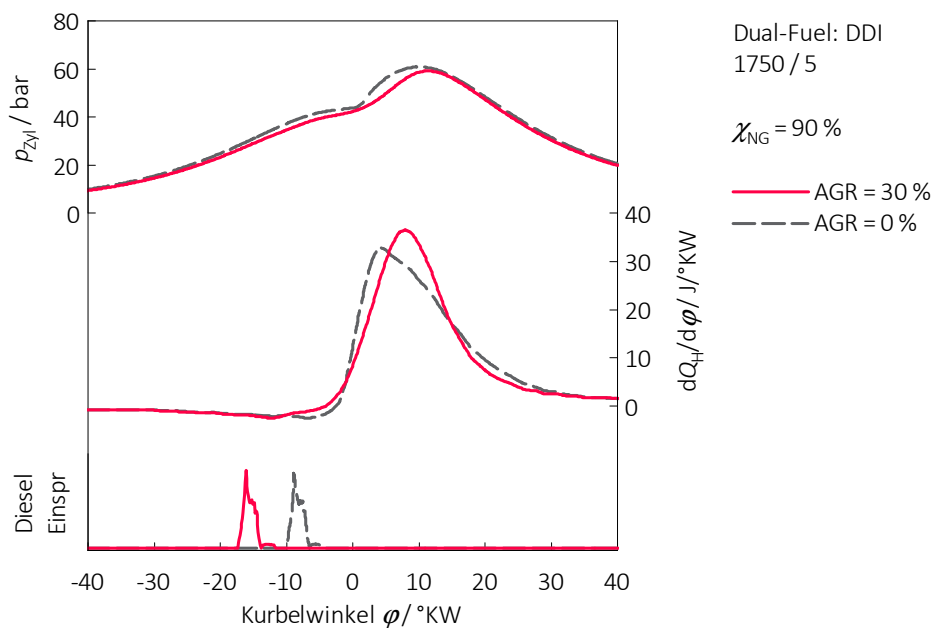


Abbildung 5.25: Vergleich Indizierdaten für unterschiedliche AGR-Raten ($\chi_{\text{NG}} = 90\%$) im Lastpunkt 1750 / 5

Variation der Drallklappenposition

Ein bis dato noch nicht detailliert untersuchter Applikationsparameter ist die Drallklappenposition. Der Versuchsträger ist mit einer Drallklappe (DrK) im Füllkanal ausgestattet. Im geschlossenen Zustand strömt die angesaugte Luft über den Drallkanal in den Brennraum, wodurch eine gerichtete Drallströmung im Zylinder entsteht. Die Position 0% repräsentiert eine offene und 90% eine beinahe geschlossene Drallklappenposition. Die restlichen Applikationsparameter für die Variation der Drallklappenstellung sind aus Tabelle 5.7 zu entnehmen. Die Auswirkungen unterschiedlicher Drallniveaus sind in Abbildung 5.26 dargestellt. Wie bereits bei den vorherigen Variationen wird das Erdgas wiederum 100°KW vor ZOT während der Kompression in den Brennraum eingeblasen. Direkt auffallend ist die Tatsache, dass mit

zunehmender Drallströmung die HC-Emissionen und damit der energetische Anteil der unverbrannten Emissionskomponenten $\Delta\zeta_{uV}$ deutlich reduziert werden können. Die Interaktion zwischen der zentralen Lage des Erdgasinjektors und dem erzeugten Luftdrall führt dazu, dass das eingeblasene Erdgas im Zentrum gebündelt wird. Dadurch wird die radiale Ausbreitung eingeschränkt, wodurch das Erdgas-Luftgemisch stabiler in der Kolbenmulde eingefangen wird. Somit ergibt sich dank der Drallunterstützung eine kompaktere Ladungsschichtung. Die NO_x -Emissionen bestätigen diesen Zusammenhang. Aufgrund der intensiveren Ladungsschichtung durch die aufgeprägte Drallströmung sinkt das lokale Luftverhältnis und als direkte Folge steigen die thermisch gebildeten NO_x -Emissionen. Außerdem führen die lokalen Gemischinhomogenitäten zu gesteigerten Partikelemissionen. Neben einer kürzeren Brenndauer wirkt sich die Drallströmung positiv auf die Verbrennungsstabilität COV_{pi} aus. Im Bezug auf den indizierten Wirkungsgrad η_i überlagern sich mehrere Effekte. Durch die vollständigere Verbrennung steigt der Wirkungsgrad zunächst an, bis die Ladungswechselverluste bei stark angestellter Drallklappenposition den Vorteil aus den HC-Emissionen überkompensieren. Das Zusammenspiel zwischen Drallströmung und Gemischbildung wird am Ende dieses Unterkapitels noch einmal separat besprochen.

Neben der Ergebnisübersicht sind in Abbildung 5.27 die Verläufe aus der Hochdruckindizierung für eine offene und eine geschlossene Drallklappenposition dargestellt. Aufgrund des höheren Strömungswiderstandes sinkt bei angestellter Drallklappe die angesaugte Luftmasse, wodurch einerseits der Druck und andererseits das Luftverhältnis abnehmen. Während die Verbrennung mit offener Drallklappenstellung in der bereits charakteristischen asymmetrischen Wärmefreisetzung verläuft, kann durch die kompaktere Ladungsschichtung ein nahezu symmetrischer Heizverlauf umgesetzt werden. Dabei unterstützt die gerichtete Drallströmung die Gemischbildung zwischen dem eingespritzten Diesel und dem geschichteten Erdgas-Luftgemisch.

Abbildung 5.28 zeigt schematisch die Interaktion zwischen der Drallströmung und der Gemischbildung. Durch die gerichtete Ladungsbewegung um die Zylinderhochachse kann das zentral eingeblasene Erdgas im Zentrum gebündelt werden. Anschließend durchläuft das Erdgas den Brennraum bis es schlussendlich auf den Kolben trifft. Nachdem das Erdgas von der Kolbenmulde quasi eingefangen und komprimiert wird, folgt im Bereich von ZOT die Dieseleinspritzung. Durch die dezentrale Position des Dieselinjektors werden die einzelnen Zündstrahlen je nach Sprayrichtung unterschiedlich von der Drallströmung erfasst. Nach außen gerichtete Strahlen werden dabei mehr ausgelenkt als jene die in Richtung des Zentrums zeigen. Durch den geringen Einspritzdruck (400 bar) und den kleinen Mengen reduziert sich der Strahlimpuls des Dieselszündstrahls. Dadurch reagiert der Dieselspray sensibler auf Ladungsbewegungen im Brennraum. Somit konzentrieren sich beide Kraftstoffe mit zunehmendem Drallniveau in Richtung Zentrum. An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass die Drallströmung nicht zwingend die ideale Ladungsbewegung für ein DF-Brennverfahren darstellt. Im Kapitel 5.2.6 werden die Auswirkungen unterschiedlicher Arten von Ladungsbewegungen auf das DF-Brennverfahren analysiert.

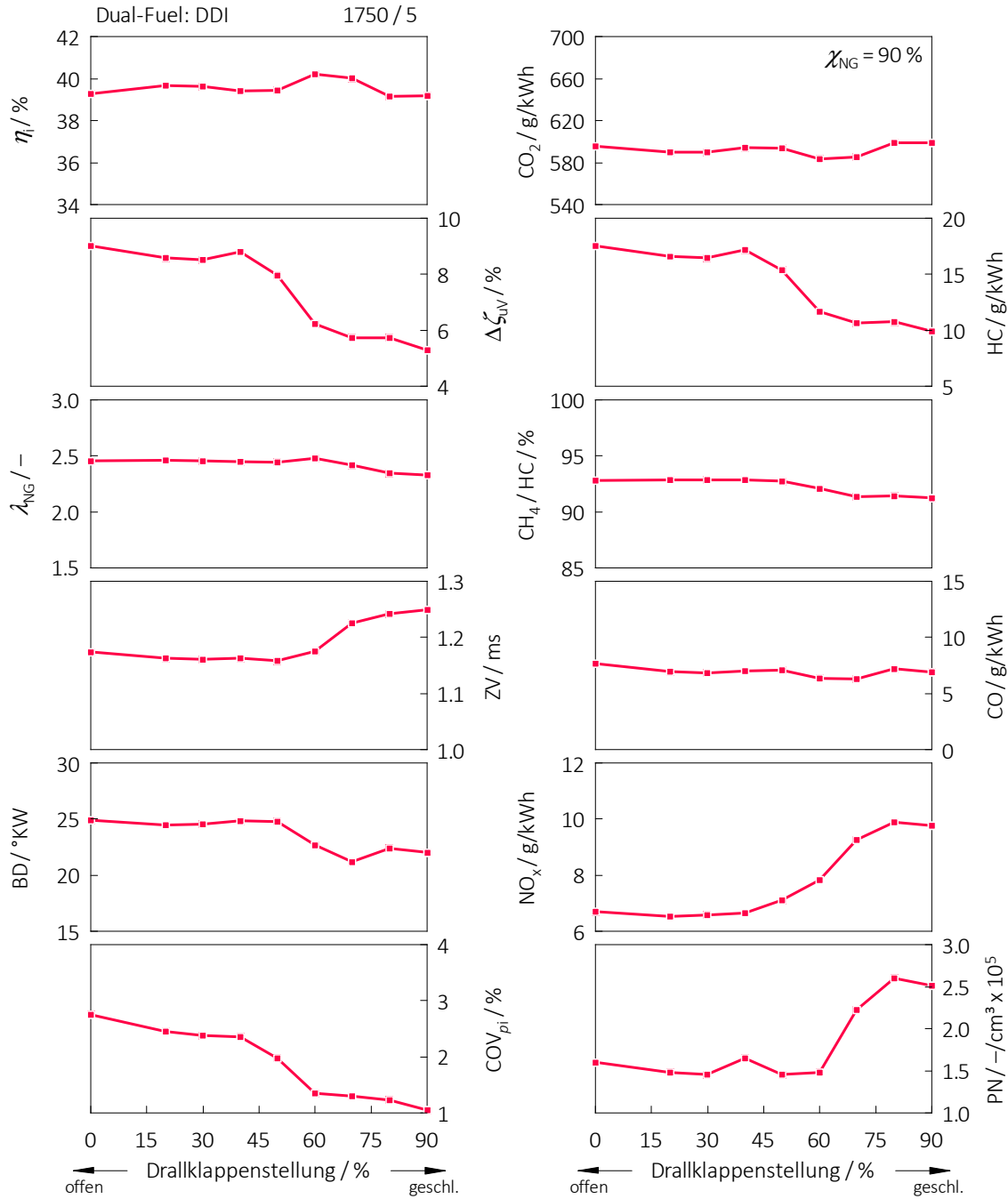


Abbildung 5.26: Variation der Drallklappenposition im Lastpunkt 1750 / 5

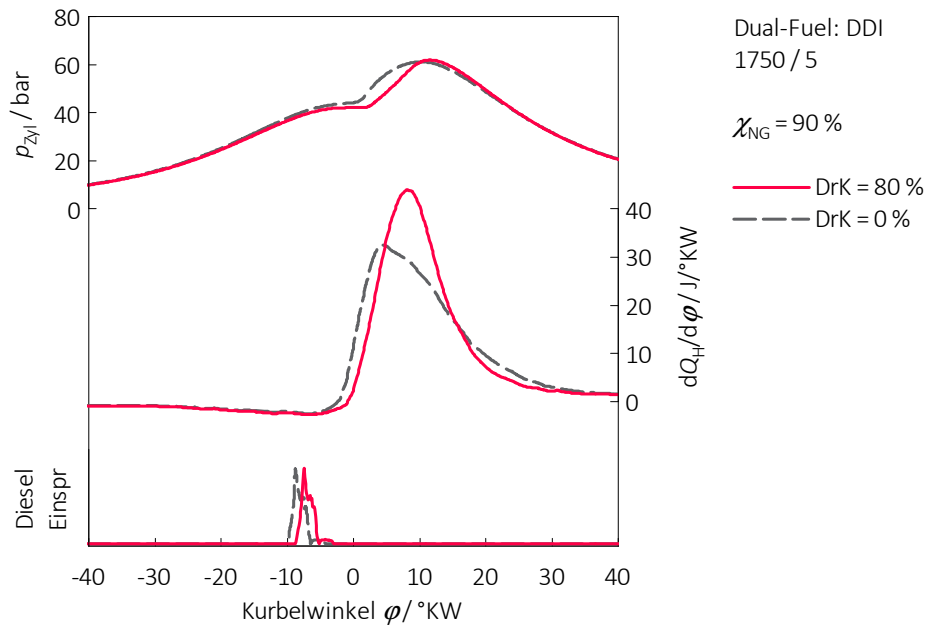


Abbildung 5.27: Vergleich Indizierdaten für unterschiedliche Drallklappenpositionen ($\chi_{NG} = 90\%$) im Lastpunkt 1750 / 5

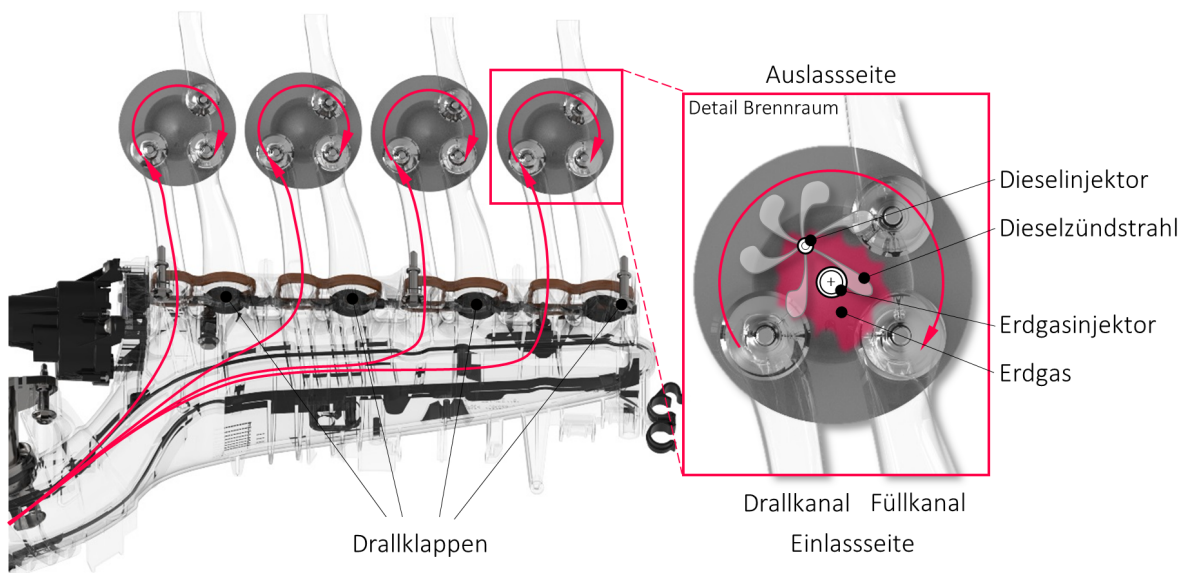


Abbildung 5.28: Schematische Darstellung der Interaktion zwischen Drallströmung und Gemischbildung

Variation der Verbrennungslage

Die Verbrennungslage ist für jedes Brennverfahren ein essentieller Applikationsparameter. Neben dem Spitzendruck, dem Verbrennungsgeräusch, dem Wärmeübergang usw. beeinflusst die Lage der Verbrennung die Rohemissionen eines Motors maßgeblich. Eine Übersicht über die Randbedingungen für die Variation des 50 %-Umsatzpunktes sind in Tabelle 5.7 zusammengefasst. Passend dazu zeigt Abbildung 5.29 die Ergebnisse dieser Untersuchungen. Durch die relativ späte Einblaselage von 100 °KW vor ZOT ist die Gemischbildungszeit direkt an die Verbrennungslage gebunden. Demzufolge wird die Ladungsschichtung signifikant von der Lage der Verbrennung beeinflusst. Dieser Zusammenhang spiegelt sich in den Messergebnissen wider. Durch frühere Verbrennungslagen können die HC- und CO-Emissionen durch die intensivere Ladungsschichtung reduziert werden. Durch die Anpassung des 50 %-Umsatzpunktes von 16.0 °KW auf 2.0 °KW kann der energetische Anteil an unverbrannten Abgaskomponenten $\Delta\zeta_{uV}$ um über 45 % verringert werden. Aufgrund der ausgeprägteren Schichtung und den höheren Verbrennungstemperaturen steigen die NO_x-Emissionen mit früheren Verbrennungslagen überproportional an. Auf der einen Seite verbessern höhere Temperaturen die Rußoxidation, dennoch überwiegt der Einfluss der kürzeren Gemischbildungszeit, sodass die Partikelemissionen durch die konzentriertere Ladungsschichtung ansteigen. Während der Zündverzug ausgehend von späten Verbrennungslagen durch die verbesserten Selbstzündungsbedingungen für den Dieseldzündstrahl zunächst sinkt, steigt dieser ab ca. 10 °KW durch die Interaktion zwischen dem Dieseldzündstrahl und dem geschichteten Erdgas-Luftgemisch wieder an. Neben kürzeren Brenndauern wirken sich frühe Verbrennungslagen stabilisierend auf das DF-Brennverfahren aus. Schließlich verbessert sich der indizierte Wirkungsgrad η_i bei früheren Verbrennungslagen einerseits durch den höheren Gleichraumgrad und andererseits durch die geringeren Verluste durch die unvollständige Verbrennung (HC und CO). Bei sehr zeitiger Umsetzung dominieren jedoch die Wandwärmeverluste, sodass sich für den Wirkungsgrad ein globales Maximum bei einem 50 %-Umsatzpunkt von ca. 4 °KW einstellt.

Abbildung 5.30 zeigt Indizierdaten für ausgewählte Verbrennungslagen. In beiden Fällen ist der charakteristische asymmetrische Heizverlauf ersichtlich, wobei die Wärmefreisetzung durch die konzentriertere Ladungsschichtung zunehmend an Symmetrie gewinnt. Die erste Phase der Verbrennung ist dominiert vom Dieseldzündstrahl und dessen Interaktion mit dem geschichteten Erdgas-Luftgemisch.

Weitere Applikationsparameter

Aufgrund des beschränkten Umfangs können nicht alle Applikationsparameter im Detail analysiert werden. Deshalb werden weitere Einflussgrößen, wenn notwendig, direkt in den nachfolgenden Unterkapiteln beschrieben.

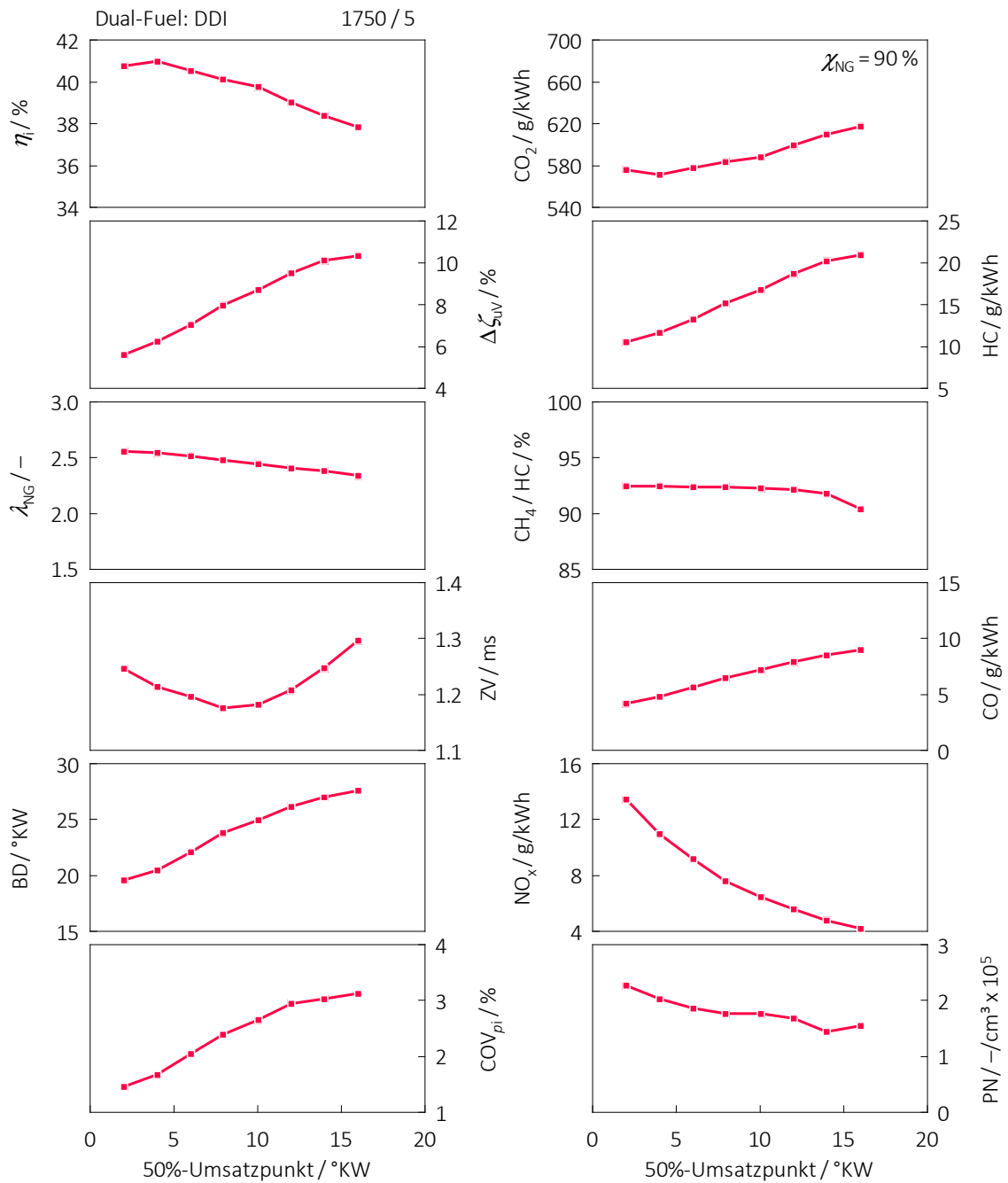


Abbildung 5.29: Variation des 50%-Umsatzpunktes im Lastpunkt 1750 / 5 für das DDI-Konzept

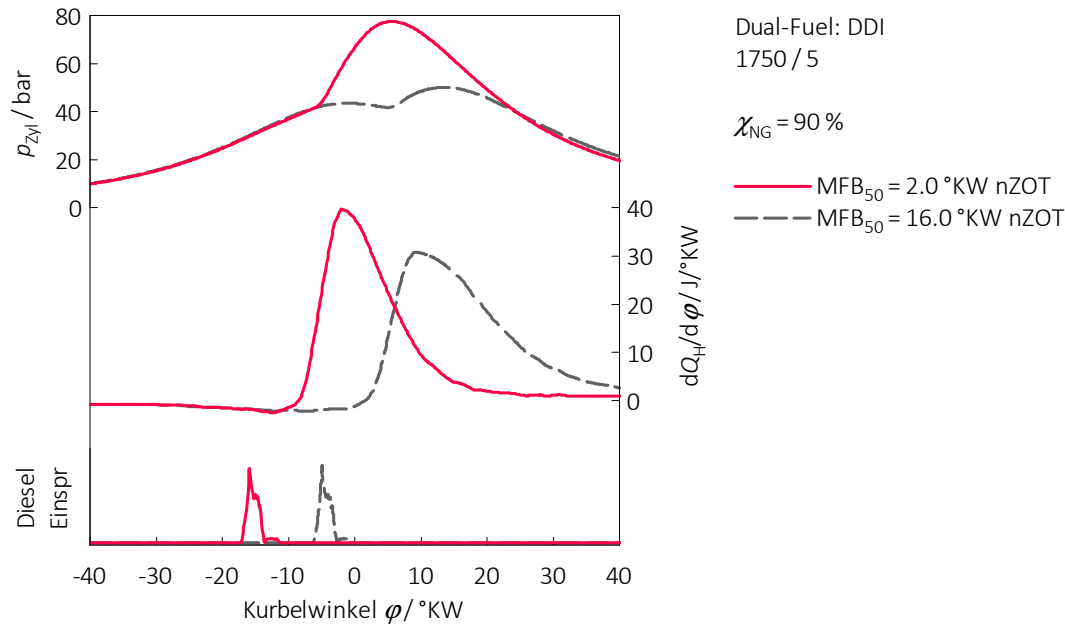


Abbildung 5.30: Vergleich Indizierdaten für unterschiedliche 50 %-Umsatzpunkte ($\chi_{NG} = 90 \%$) im Lastpunkt 1750 / 5

5.2.2 Grundsatzuntersuchungen im oberen Lastbereich

Aufbauend auf den Ergebnissen aus der ersten Projektphase wird das DDI-Brennverfahren im oberen Lastbereich ebenfalls auf einen stöchiometrischen Betrieb ($\lambda = 1$) mit Erdgas und Diesel ausgelegt. Während der Wirkungsgrad durch das geringere Luftverhältnis deutlich abnimmt, ermöglicht diese Maßnahme die Verwendung eines robusten und einfachen Abgasnachbehandlungssystems mit einem Dreiwege-Katalysator. Außerdem wurde in diesem Betriebsmodus auf den Einsatz von AGR verzichtet. Angesichts dieser Rahmenbedingungen schließen sich einige Freiheitsgrade grundsätzlich aus. Im Gegensatz zum Schichtbetrieb führen lokale Gemischinhomogenitäten im stöchiometrischen Betrieb zu einer unvollständigen bzw. langsameren Verbrennung, weshalb das Erdgas so früh als möglich eingeblasen wird. Dadurch erhöht sich die Gemischbildungszeit und in weiterer Folge auch die Homogenisierungsqualität des Erdgas-Luftgemisches zum Zündzeitpunkt. Somit ergibt sich der früheste Einblasebeginn in Abhängigkeit vom angestrebten Liefergrad entweder vor oder nach dem Schließzeitpunkt der Einlassventile. Im Lastpunkt 1750 / 15, welcher stellvertretend für den oberen Lastbereich analysiert wird, erfolgt die Erdgaseinblasung bereits während des Ladungswechsels. Infolge des stöchiometrischen Luftverhältnisses schließen sich somit einige Applikationsparameter im Vorfeld aus bzw. sind im Vorhinein definierbar, wodurch letztlich die beiden Einflussfaktoren Drall und 50 %-Umsatzpunkt für die Analyse der grundsätzlichen Parameter offen bleiben. Passend dazu sind in Tabelle 5.8 die wichtigsten Applikationsparameter für die durchgeführten Variationen angeführt.

Tabelle 5.8: Übersicht der Applikationsparameter für die Variationen im Lastpunkt 1750 / 15

Parameter	Variation	
	Drall	MFB ₅₀
energetischer Erdgasanteil in %	96	96
Erdgaseinblaselage in °KW vZOT	300	300
Drallklappenposition in %	0 – 80	0
50 %-Umsatzpunkt in °KW nZOT	10.0	9.0 – 16.0
Dieseldruck in bar	400	400

Variation der Drallklappenposition

Wie bereits beschrieben, kann durch das Schließen der Drallklappe im Füllkanal eine gerichtete Drallströmung im Brennraum generiert werden. Neben der Gemischbildung wirkt sich die Zylinderinnenströmung maßgeblich auf die Verbrennung aus. Dabei ist die Ausbreitung der Flammenfront stark von der turbulenten Ladungsbewegung geprägt.

Ein detaillierter Blick auf die Ergebnisse in Abbildung 5.31 zeigt, dass der Einfluss der Drallklappenposition prinzipiell in zwei Teilbereiche unterteilt werden kann. Besonders ausgeprägt ist der Verlauf der CO- bzw. Partikelemissionen, welche bis zu einer Drallklappenstellung von 50 % zunächst kontinuierlich ansteigen, ehe sie in weiterer Folge fast sprunghaft absinken. Eine mögliche Erklärung für den ersten Anstieg ist die unzureichende Homogenisierung des Erdgas-Luftgemisches mit steigendem Drallniveau. Im Lastpunkt 1750 / 5 konnte gezeigt werden, dass die Drallströmung die Ladungsschichtung verstärkt. Dieser Effekt ist im stöchiometrischen Betrieb nicht erwünscht. Bestätigt wird diese These durch die NO_x-Emissionen, welche durch die geringeren Verbrennungstemperaturen infolge der lokalen Gemischinhomogenitäten abnehmen. Die Ursache für das anschließende sprunghafte Verhalten ist an dieser Stelle nicht gänzlich geklärt. Fakt ist dennoch, dass unter einer ausgeprägten Drallströmung sowohl die CO- als auch die Partikelemissionen wieder abnehmen. Ein Blick auf die maximale Klopfamplitude verrät, dass über die gesamte Variation leichtes Klopfen festgestellt wurde. Durch die Drallströmung kann aktiv die Intensität der Ladungsbewegung im Brennraum gesteigert werden, wodurch in weiterer Folge die Flammenfrontgeschwindigkeit und letztlich das Klopfverhalten profitieren. Neben den HC-Emissionen kann auch die Verbrennungsstabilität COV_{pi} mit zunehmendem Drallniveau verbessert werden. Abseits der dargestellten Vorteile führt das Schließen der Drallklappe zu einer Drosselung der Ansaugluft. Direkt mit den Ladungswechselverlusten gekoppelt sinkt dadurch der indizierte Wirkungsgrad η_i . Obwohl die Drallströmung durchaus Vorteile mit sich bringt, wird dennoch aufgrund des negativen Einflusses auf den Wirkungsgrad auf den Einsatz der Drallklappe im oberen Lastbereich verzichtet.

Passend zu den beschriebenen Ergebnissen sind in Abbildung 5.32 ausgewählte Indizierdaten mit offener (DrK = 0 %) und beinahe geschlossener (DrK = 80 %) Drallklappenposition illustriert. Aufgrund des stöchiometrischen Betriebs und der konstanten Ansauglufttemperatur sind Druckunterschiede während der Kompression auf die höheren Ladungswechselverluste zurückzuführen. Im Gegensatz dazu lassen sich die beschriebenen Zusammenhänge im Heizverlauf hinsichtlich der Interaktion zwischen Ladungsbewegung und Verbrennung leichter ana-

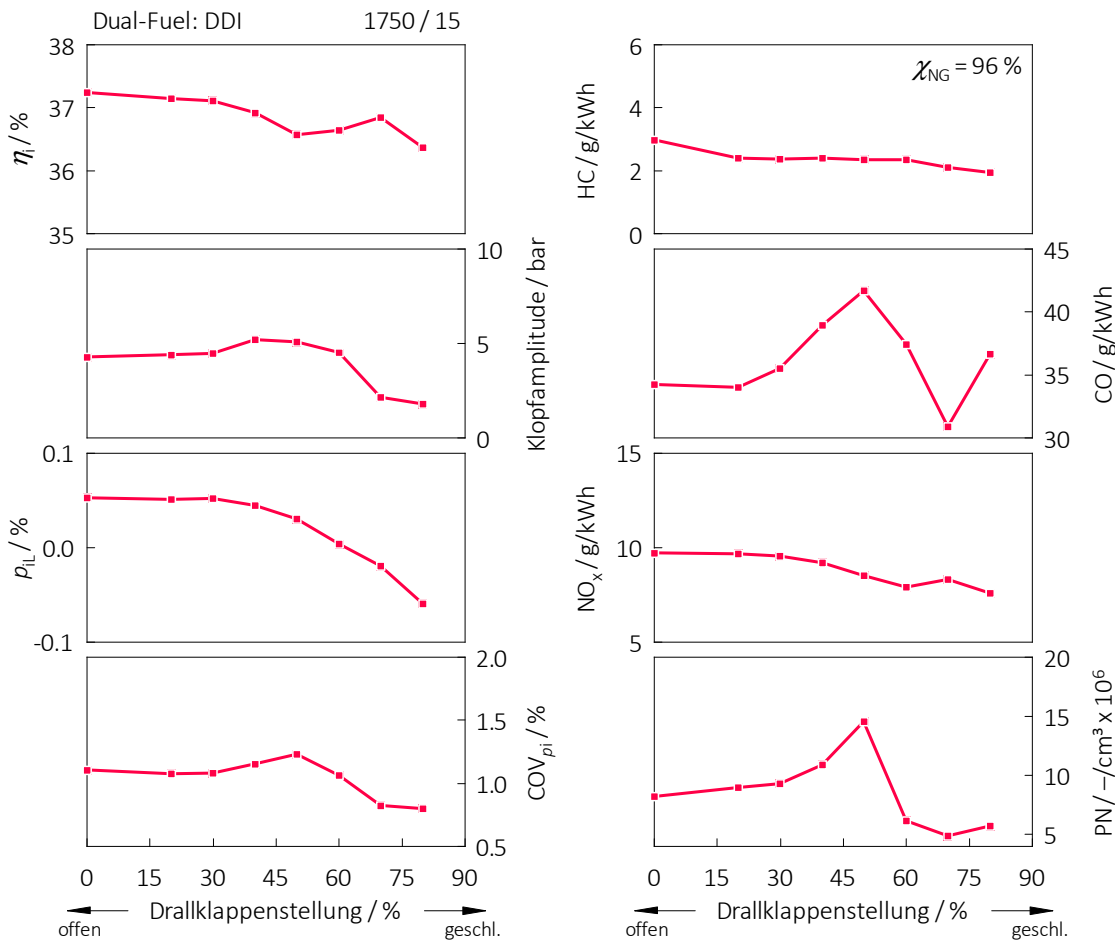


Abbildung 5.31: Variation der Drallklappenposition im Lastpunkt 1750 / 15

lysieren. Durch das gesteigerte Turbulenzniveau verbessert sich sowohl der primäre als auch der sekundäre Zerfall des Dieselzündstrahls, wodurch speziell der Zündverzug und der Brennbeginn profitieren. Außerdem führt die länger anhaltende Turbulenz durch die Drallströmung zu einer schnelleren und intensiveren Umsetzung des Erdgas-Luftgemisches. Erkauft werden muss die gesteigerte Ladungsbewegung durch erhöhte Verluste während des Ladungswechsels.

Zu einem späteren Zeitpunkt der Dokumentation wird in Kapitel 5.2.6 der Einfluss unterschiedlicher Arten von Ladungsbewegungen auf das DDI-Konzept detailliert untersucht.

Variation der Verbrennungslage

In den nachfolgenden Untersuchungen wurden die Auswirkungen unterschiedlicher Verbrennungslagen auf das DDI-Brennverfahren bewertet. In Abbildung 5.33 sind neben den Emissionskomponenten wesentliche Kenngrößen für die Analyse der DF-Verbrennung dargestellt. Aufgrund der konstruktiven Restriktionen tritt im Vergleich zum DF-Konzept mit äußerer Gemischbildung die Verbrennungsanomalie Klopfen deutlich früher auf. Durch die thermo-

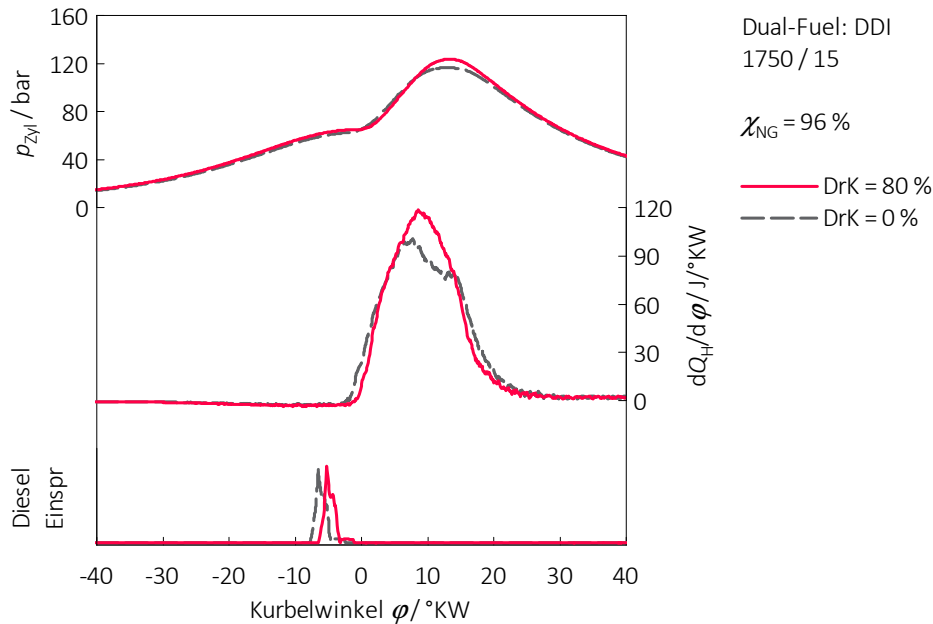


Abbildung 5.32: Vergleich Indizierdaten für unterschiedliche Drallklappenpositionen ($\chi_{\text{NG}} = 96\%$) im Lastpunkt 1750 / 15

dynamischen Randbedingungen steigt die Klopfneigung bei früheren Verbrennungslagen an. In der konkreten Messreihe ist der früheste 50%-Umsatzpunkt auf 8.7°KW begrenzt. Durch die zunehmend klopfende Verbrennung kommt es zu einer beschleunigten Energieumsetzung, wodurch die Brenndauer sinkt. Die Auswirkungen unterschiedlicher Verbrennungslagen auf die Verbrennungsstabilität COV_{p_i} sind im aufgezeichneten Messbereich vernachlässigbar. Im Gegensatz dazu können die Emissionskomponenten HC, CO und NO_x durch eine spätere Verbrennungslage reduziert werden. Dies kann einerseits durch die verbesserte Homogenisierung aufgrund der längeren Gemischbildungszeiten und andererseits durch die günstigeren Nachoxidationsbedingungen während der Expansion erklärt werden. Als direkte Folge der geringeren Spitzentemperaturen während der Verbrennung ergibt sich ein Trade-off zwischen den NO_x - und den Partikelemissionen. Die niedrigeren Verbrennungstemperaturen reduzieren einerseits die thermisch gebildeten NO_x -Emissionen und andererseits verlangsamt sich die Rußoxidation, sodass die Partikelanzahl mit späteren Verbrennungslagen ansteigt. Aufgrund des geringeren Gleichraumgrades sinkt der indizierte Wirkungsgrad η_i mit späteren Umsatzzschwerpunkten.

Angesichts des verringerten Wirkungsgrades erhöht sich der Luftaufwand für späte Verbrennungslagen bei einem stöchiometrischen Gesamtluftverhältnis ($\lambda = 1$). Dieser Umstand zeigt sich in Abbildung 5.34 im Zylinderdruckverlauf während der Kompression zwischen den beiden untersuchten Umsetzungslagen. Aufgrund der Mittelung über alle Zylinder und Zyklen ist die klopfende Verbrennung in dieser Darstellung nicht zu erkennen. Bei genauerer Betrachtung der beiden Heizverläufe lassen sich Unterschiede in der Energiefreisetzung gegen Brennende erkennen. Eine plausible Erklärung dafür ist die erhöhte Turbulenzgenerierung durch die Quetschströmung im Bereich von ZOT.

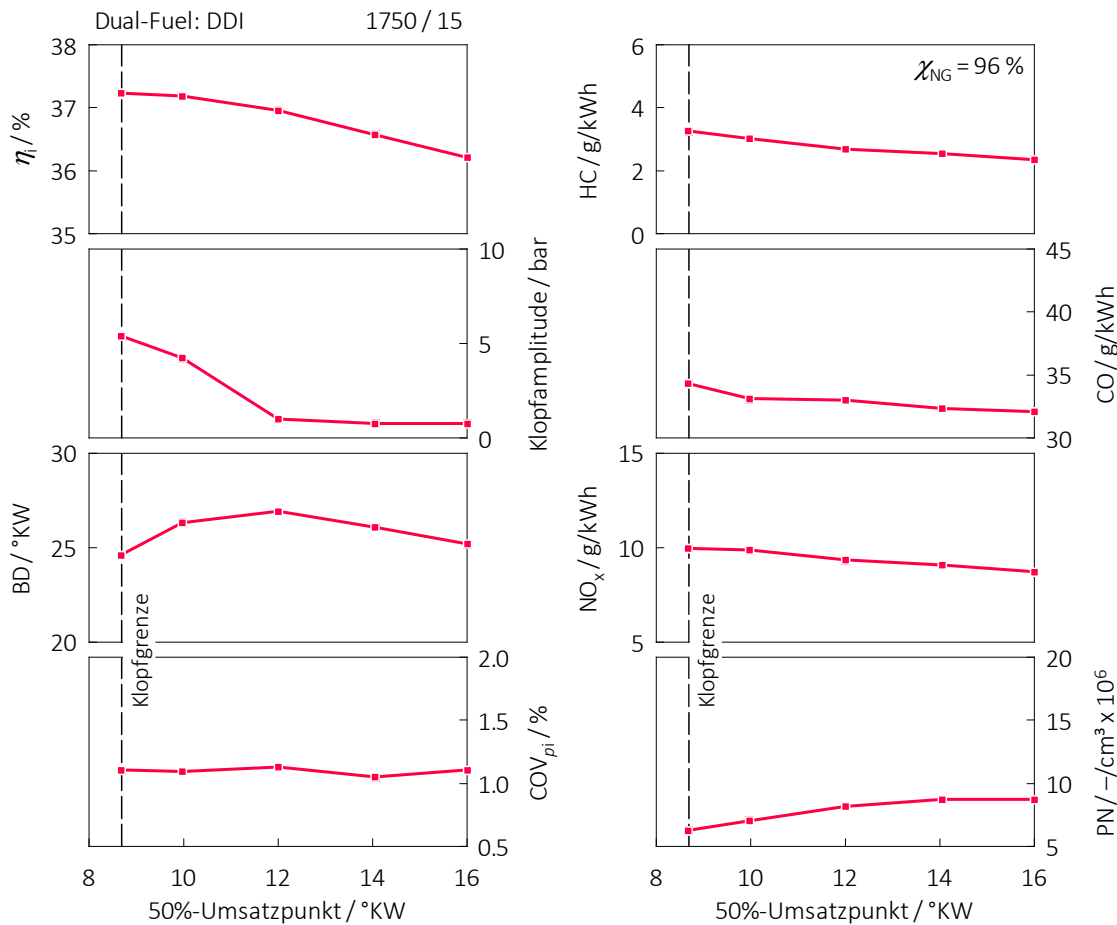


Abbildung 5.33: Variation des 50 %-Umsatzpunktes im Lastpunkt 1750 / 15

5.2.3 Analyse unterschiedlicher Einspritzstrategien

Durch die Systemflexibilität der Kraftstoffperipherie können unterschiedlichste Einspritzstrategien realisiert werden. Eine schematische Übersicht der analysierten Einspritzmuster ist in Abbildung 5.35 ersichtlich. Dabei wurden neben der Einspritzlage von Diesel und Erdgas speziell die Auswirkungen einer vorgelagerten Dieseleinspritzung auf das DDI-Brennverfahren untersucht. Durch die Unterteilung in Haupt- und Piloteinspritzung ergeben sich zusätzliche Freiheitsgrade. Neben der Lage kann die Mengenaufteilung zwischen den beiden Einspritzungen frei variiert werden. Das Potenzial einer vorgelagerten Piloteinspritzung für homogene DF-Brennverfahren wurde bereits in der Literatur [45] dokumentiert.

Im speziellen Fall wurden die Auswirkungen einer vorgelagerten Piloteinspritzung auf das DDI-Brennverfahren näher untersucht. Um die Lage der Dieseleinspritzungen ohne Einschränkungen parametrieren zu können, wurden die Injektoren nicht über die Motorsteuerung sondern separat mithilfe der ETU angesteuert. Zusätzlich zu den Applikationsparametern zeigt Abbildung 5.36 die gegenübergestellten Einspritzstrategien. Dabei wurde das geschichtete Erdgas-Luftgemisch mit einer einfachen oder einer doppelten Dieseleinspritzung entflammt.

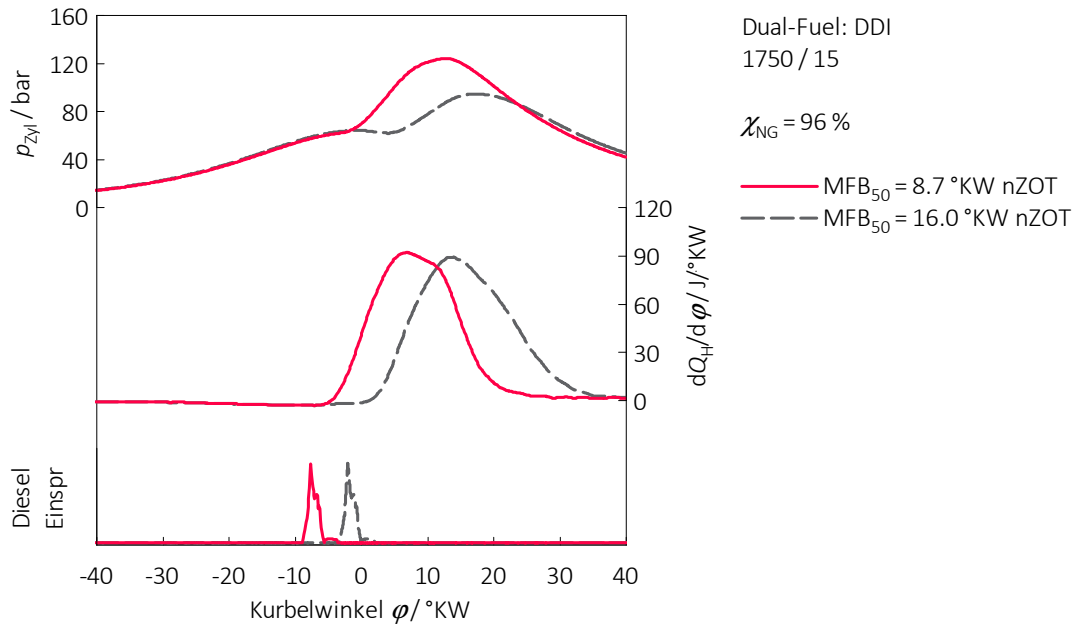


Abbildung 5.34: Vergleich Indizierdaten für unterschiedliche 50%-Umsatzpunkte ($\chi_{NG} = 96\%$) im Lastpunkt 1750 / 15

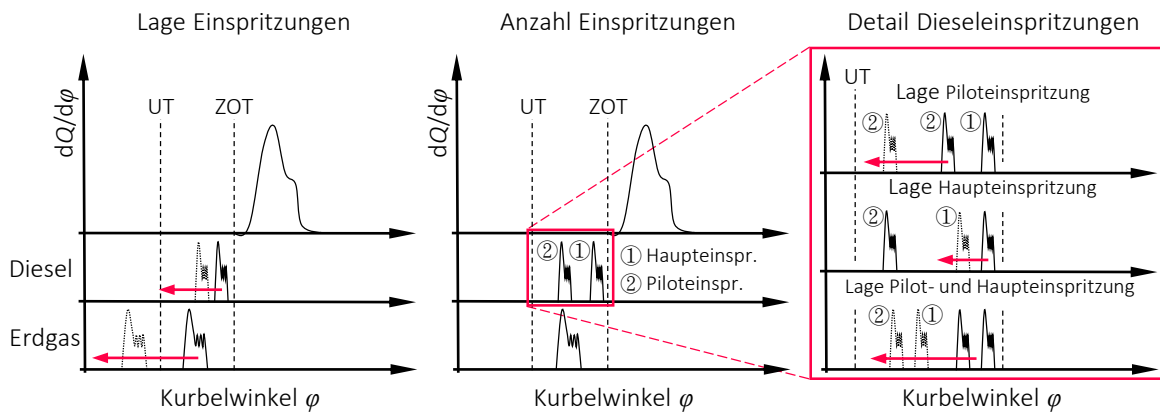


Abbildung 5.35: Schematische Übersicht der analysierter Einspritzmuster im Lastpunkt 1750 / 5

Die Lage der Haupteinspritzung wurde in den Untersuchungen konstant gehalten und dazu der Pilotabstand ($\Delta\varphi_{Pil}$) variiert. In Anbetracht der identen Ansteuerdauer ergab sich eine Mengenaufteilung von ca. 50% für beide Dieseleinspritzungen. Als zusätzliches Kriterium mussten die NO_x -Emissionen über die gesamte Versuchsreihe unter dem bereits bekannten Limit von 0.4 g/kWh im Lastpunkt 1750 / 5 appliziert werden.

Aufgrund der angestrebten minimalen Dieselmengen verringert sich durch die zweifache Dieseleinspritzung grundsätzlich der energetische Erdgasanteil im DF-Betrieb. In Abbildung 5.37 ist ein schematisches Mengenkennfeld eines Dieselinjektors dargestellt. Dabei kann das

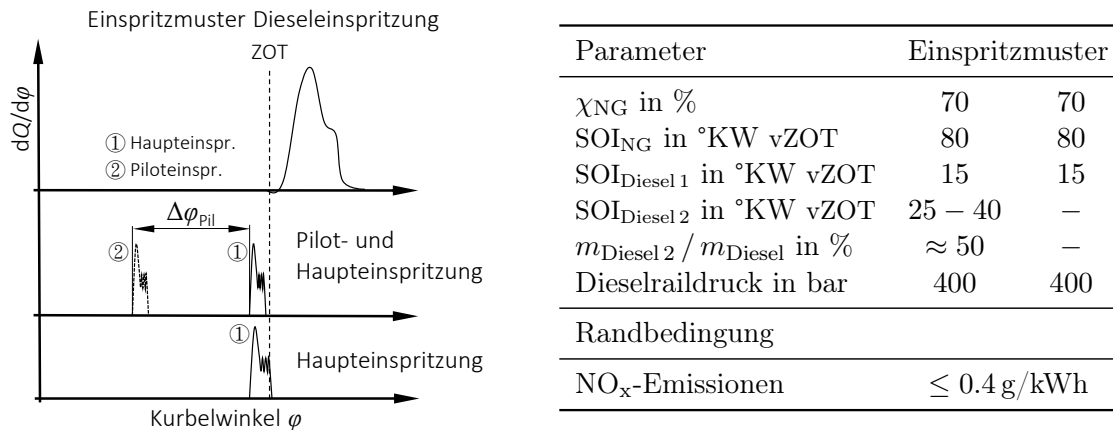


Abbildung 5.36: Vergleich unterschiedlicher Dieseleinspritzmuster (mit und ohne Piloteinspritzung) im Lastpunkt 1750 / 5

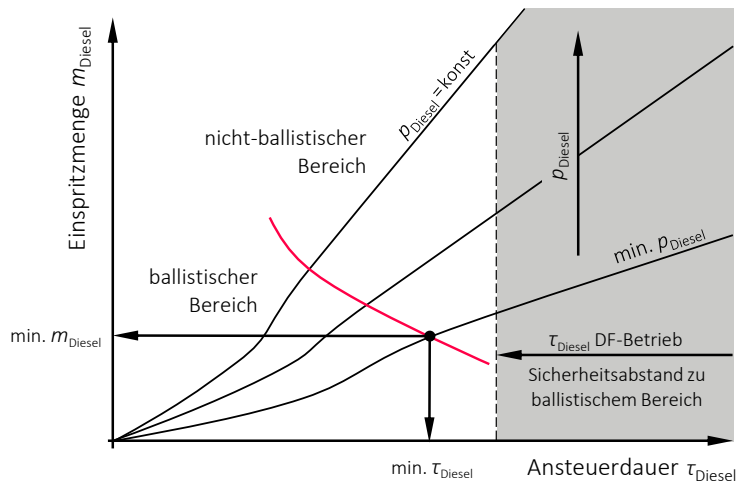


Abbildung 5.37: Schematisches Mengenkennfeld und DF-Betriebsbereich eines Dieselinjektors, nach [62]

Kennfeld in einen ballistischen und einen nicht-ballistischen Bereich unterteilt werden. Der ballistische Betrieb ist dadurch gekennzeichnet, dass die Düsennadel infolge einer zu kurzen Ansteuerdauer nicht den hydraulischen Anschlag erreicht. Aufgrund der geforderten minimalen Dieselmengen für den Zündstrahlbetrieb wird der anliegende Raildruck soweit wie möglich abgesenkt. Dadurch verschlechtert sich jedoch die Sprayaufbereitung, wodurch der erfasste Entflammungsbereich verringert wird. Um dennoch stabil minimale Dieselmengen über die gesamte Projektlaufzeit zu erhalten, wurde die minimale Ansteuerdauer mit einem gewissen Sicherheitsabstand zum ballistischen Bereich gewählt. Die speziellen Anforderungen nach minimaler Menge bei gleichzeitig guter Sprayaufbereitung bedarf einer gezielten Neuauslegung des Dieselinjektors. Im Stadium dieses Forschungsvorhabens musste auf das bestehende Dieseleinspritzsystem zurückgegriffen werden. Wie bereits mehrmals beschrieben wurde lediglich die

Düsengeometrie auf die neue Position des Dieselinjektors angepasst. Unter diesen Rahmenbedingungen verringert sich der energetische Erdgasanteil durch die zweifache Dieseleinspritzung auf 70 %.

Die Untersuchungsergebnisse für die Variation des Pilotabstandes zwischen den beiden Dieseleinspritzungen sind in Abbildung 5.38 ersichtlich. In allen Diagrammen sind die jeweiligen Kenngrößen auf der Ordinate über den Ansteuerbeginn der Dieselpiloteinspritzung ($SOI_{\text{Diesel } 2}$) aufgetragen. Um das NO_x -Kriterium über die gesamte Messreihe einhalten zu können, wurde die AGR-Rate entsprechend abgestimmt. In Kombination mit den konstanten Dieseleinspritzlagen resultiert die Verbrennungslage aus den gegebenen Rahmenbedingungen. Ein erster Blick auf die Emissionen zeigt, dass alle betrachteten Komponenten von der zweifachen Dieseleinspritzung im Vergleich zu einer Haupteinspritzung profitieren. Konkret können die HC-Emissionen um ca. 50 % reduziert werden, ohne dass die NO_x -Emissionen ansteigen. Während die CO-Emissionen auf einem vergleichbaren Niveau sind, kann die Partikelanzahl durch die zusätzliche Piloteinspritzung weiter verringert werden. Neben der verbesserten Verbren-

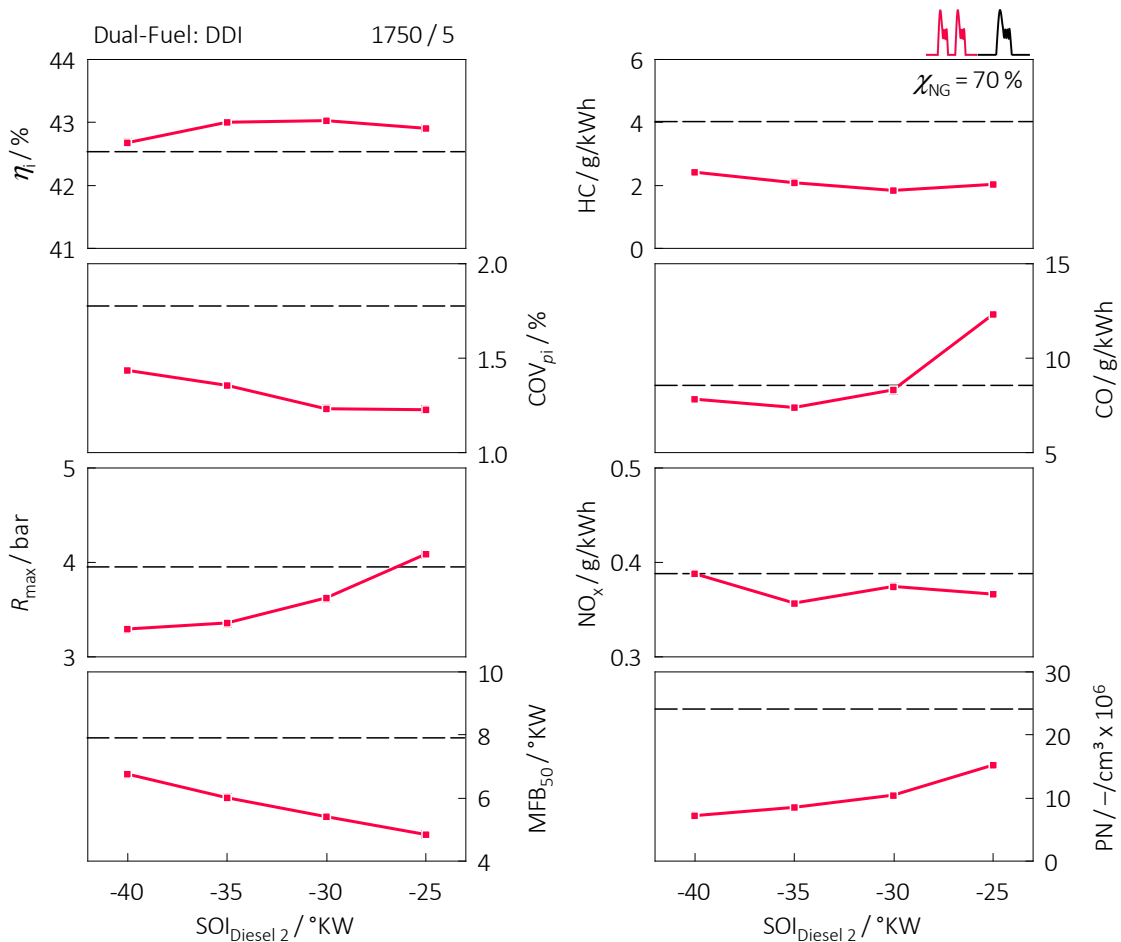


Abbildung 5.38: Variation des Pilotabstandes zwischen den Dieseleinspritzungen sowie der Vergleich zu einer Haupteinspritzung ($\chi_{NG} = 70\%$) im Lastpunkt 1750 / 5

nungsstabilität nimmt der maximale Druckgradient (R_{\max}) mit vorgelagerter Dieseleinspritzung ab. Diese Abhängigkeit ist bereits von Dieselmotoren bekannt. Dort wird die Piloteinspritzung primär für das Absenken des Verbrennungsgeräusches eingesetzt. Interessant ist der Umstand, dass mit zunehmend früheren Piloteinspritzlagen die Verbrennung bei konstanten NO_x -Emissionen stetig später erfolgt. Hinsichtlich dem indizierten Wirkungsgrad η_i sind Vorteile über den gesamten aufgezeichneten Messbereich im Vergleich zur Einfacheinspritzung feststellbar. Werden alle Ergebnisse resümiert, ergibt sich eine optimale Piloteinspritzlage in diesem Lastpunkt bei ca. 30°KW vZOT .

In Abbildung 5.39 sind die Indizierdaten der unterschiedlichen Dieseleinspritzstrategien gegenübergestellt. Während die Energiefreisetzung deutlich gleichmäßiger erfolgt, profitiert speziell das Brennende durch die zusätzliche Piloteinspritzung. Im Gegensatz dazu zeigt sich bei nur einer Einspritzung der bekannte asymmetrische Heizverlauf, welcher sich aus einem intensiven Brennbeginn und einer langsamen bzw. verschleppten Erdgasverbrennung zusammensetzt.

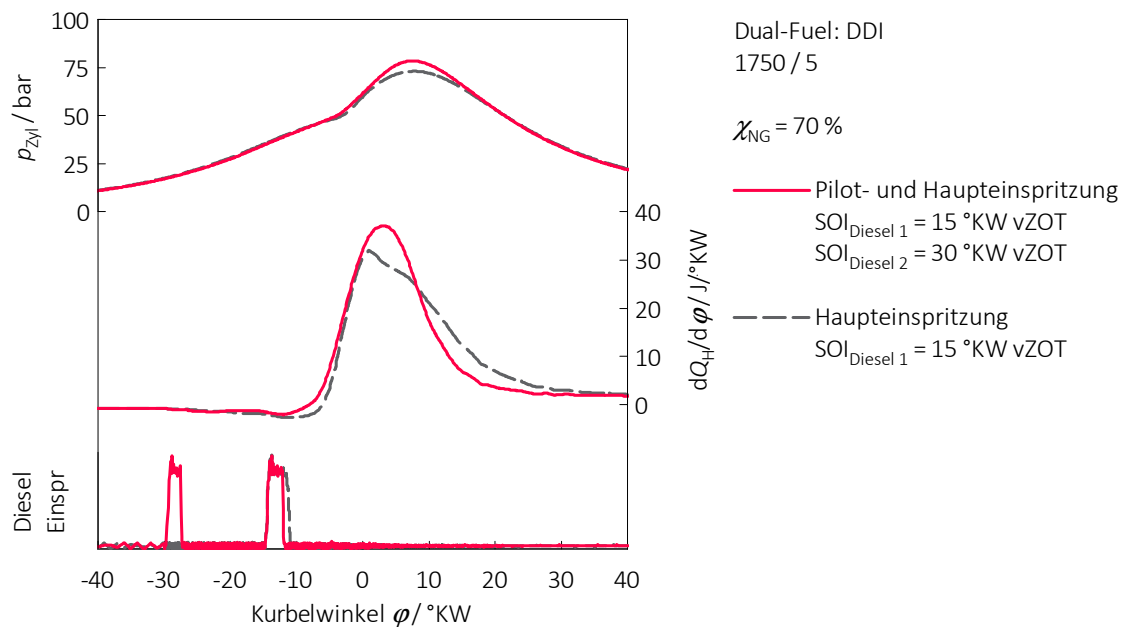


Abbildung 5.39: Vergleich Indizierdaten für unterschiedliche Dieseleinspritzmuster ($\chi_{\text{NG}} = 70\%$) im Lastpunkt 1750/5

Schlussendlich kann festgehalten werden, dass die DF-Verbrennung durch die zusätzliche Piloteinspritzung sowohl die Emissionen als auch der Wirkungsgrad verbessert werden kann. In Anbetracht der erhöhten Dieselmenge sinkt jedoch der energetische Erdgasanteil, sodass im Vergleich zur optimierten Einfacheinspritzung ein CO_2 -Nachteil von über 7% durch die zusätzliche Piloteinspritzung in diesem Lastpunkt quantifiziert werden kann. Dennoch muss an dieser Stelle betont werden, dass bei einer gezielten Auslegung des Hydrauliksystems auf minimale Dieselmengen der Einsatz einer Piloteinspritzung ein weiteres Potenzial zur Verbesserung des DF-Brennverfahrens beitragen kann. Im weiteren Verlauf wird das DDI-Brennverfahren auf eine Haupteinspritzung sowie minimale Dieselmengen optimiert.

5.2.4 Optimierung der Applikationsparameter

Im weiteren Verlauf wird die Optimierung der betrachteten Applikationsparameter näher beschrieben. Mithilfe der gezeigten Entwicklungsmethodik aus Kapitel 3.2.2 wird das DDI-Brennverfahren gesamtheitlich optimiert. Passend dazu sind in Tabelle 5.9 die Applikationsparameter für den DoE-Versuchsraum sowie für die erhaltenen Optima zusammengefasst. Ein globales Kriterium während der Optimierung des DF-Brennverfahrens war die Minimierung der HC-Emissionen (Optimum ①). Als zusätzliche Randbedingung wurden die NO_x-Emissionen in einem weiteren Entwicklungsschritt wiederum auf ein Maximum von 0.4 g/kWh begrenzt (Optimum ②).

Tabelle 5.9: DoE-Variationsbereich der variablen Parameter inklusive Optima sowie die Bewertungskriterien für das DDI-Brennverfahren im Lastpunkt 1750 / 5

variable Parameter	Variationsbereich DoE	Optimum ①	Optimum ②
Erdgaseinblaselage in °KW vZOT	80 – 260	80	80
Saugrohrdruck in bar	0.8 – 1.2	1.0	1.2
AGR-Rate in %	0 – 35	21.1	40.6
gekühlt / ungekühlt	gekühlt	ungekühlt	gekühlt
50 %-Umsatzpunkt in °KW nZOT	6.0 – 12.0	6.0	6.9
Drallklappenposition in %	0 – 90	70	50
	offen / geschlossen		
konstante Parameter			
energetischer Erdgasanteil in %	85	86	86
Dieseraildruck in bar	400	800	400
Kriterien Optimierung			
HC-Emissionen	–	⇓	↓
Wirkungsgrad	–	↑	↑
NO _x -Emissionen	–	–	≤ 0.4 g/kWh

Optimum ① – minimale HC-Emissionen

In der ersten Optimierungsphase wurde das DDI-Brennverfahren ohne Kompromisse auf minimale HC-Emissionen ausgerichtet. Als Orientierungshilfe für den Optimierungsprozess wurde die Modellanalyse aus der statistischen Versuchsplanung herangezogen. Um die einzelnen Einflusskriterien besser bewerten zu können, zeigt Abbildung 5.40 die einzelnen durchgeführten Optimierungsschritte ausgehend von einer vordefinierten Ausgangsbasis, welche annähernd dem Zentrum des DoE-Versuchsraums entspricht.

Im ersten Optimierungsschritt wurde zunächst der Dieselraildruck von 400 bar auf 800 bar erhöht. Dabei verringern sich sowohl die CH₄- als auch die CO-Emissionen und gleichzeitig verbessert sich die Verbrennungsstabilität COV_{pi}. Der größte Einfluss auf die betrachteten Messgrößen resultiert aus der Anpassung der Erdgaseinblaselage. Durch die intensivere Ladungsschichtung können die unverbrannten Emissionskomponenten signifikant reduziert wer-

5.2 Dual-Fuel-Brennverfahren mit innerer Gemischbildung

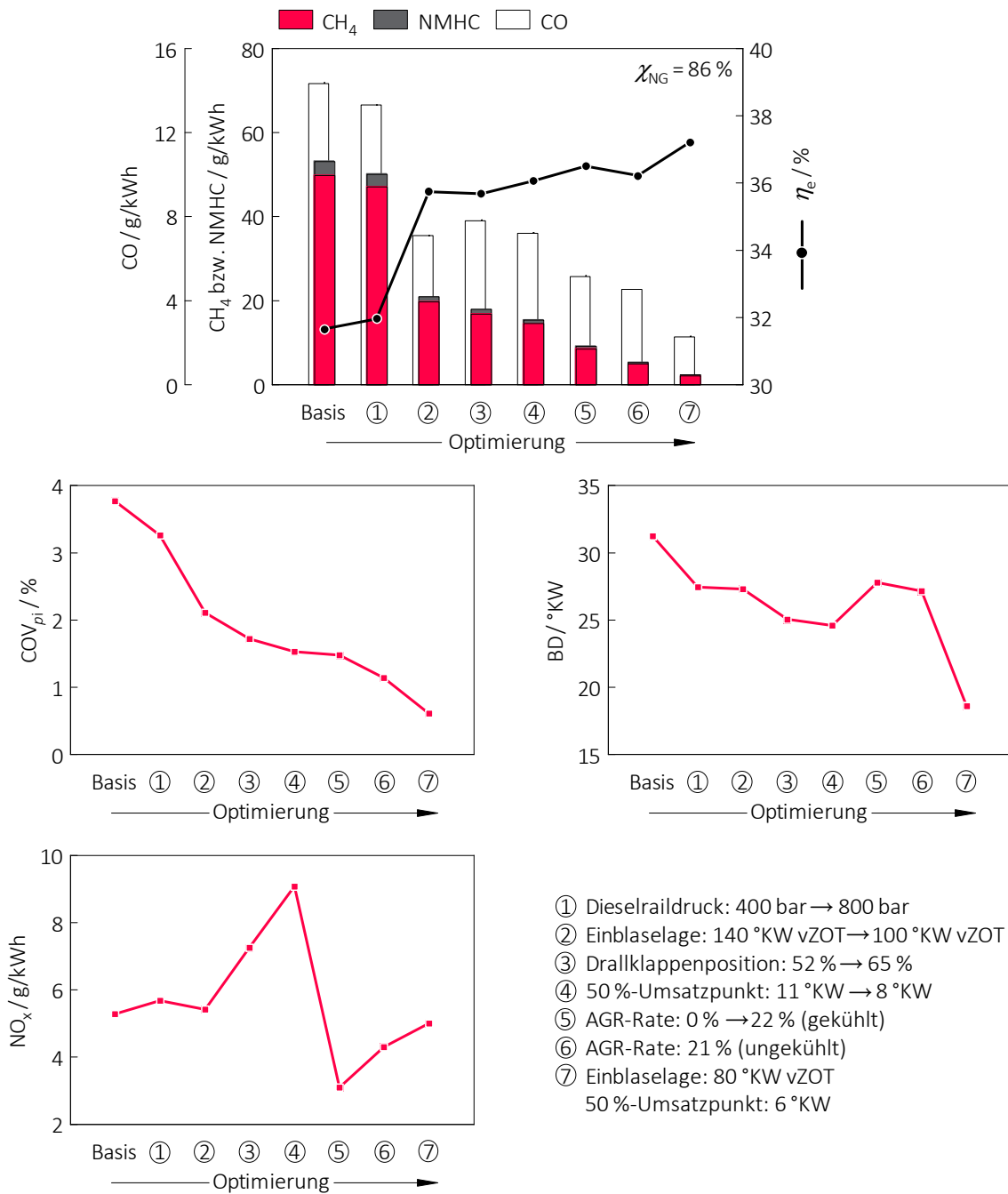


Abbildung 5.40: Optimierungsprozess des DDI-Brennverfahrens hinsichtlich minimaler HC-Emissionen im Lastpunkt 1750 / 5

den, weshalb der effektive Wirkungsgrad um $3.7\%_{\text{Pkt}}$ ansteigt, ohne dass die NO_x -Emissionen erhöht werden. Im nächsten Optimierungsschritt wird die Drallklappe weiter geschlossen. Wie bereits beschrieben, führt eine ausgeprägtere Drallströmung zu einer kompakteren Ladungsschichtung, wodurch die HC-Emissionen weiter abgesenkt werden können. Neben der weiteren Verbesserung der Verbrennungsstabilität führen die lokalen Gemischinhomogenitäten zu erhöhten NO_x -Emissionen, welche durch die weitere Anpassung der Verbrennungslage ansteigen. Nach den ersten fünf Optimierungsschritten beziffern sich die CH_4 -Emissionen auf 9.6 g/kWh bei einem effektiven Wirkungsgrad η_e von 36.1% . Durch den zusätzlichen Einsatz von gekühltem AGR können sowohl die HC- als auch die NO_x -Emissionen reduziert werden. Im nächsten Schritt wird der AGR-Kühler über den Bypass umgangen, sodass ungekühltes AGR in das Saugrohr gelangt. Dadurch erhöht sich die Temperatur der angesaugten Ladung, weshalb sich der Liefergrad und in nächster Folge auch das Luftverhältnis verringert, ohne dabei die Selbstzündungsbedingungen negativ zu beeinflussen. Infolge der höheren Temperaturen im Brennraum steigen die NO_x -Emissionen durch das ungekühlte AGR erneut an. Schließlich wird im letzten Optimierungsschritt an jedem Parameter nachjustiert, bis sich ein Minimum hinsichtlich der HC-Emissionen einstellt. Konkret wird die Einblaselage auf $80^\circ\text{KW}_{\text{vZOT}}$ und der 50% -Umsatzpunkt auf $6^\circ\text{KW}_{\text{nZOT}}$ angepasst. Angesichts des beinahe willkürlichen Basispunktes ist die relative HC-Reduktion bzw. Wirkungsgradsteigerung obsolet. Dennoch ist das Absolutniveau der HC-Emissionen von 2.3 g/kWh bzw. der energetische Anteil der unvollständigen Verbrennung $\Delta\zeta_{\text{uV}}$ von 1.4% in Kombination mit dem hohen Erdgasanteil von 86% für ein DF-Brennverfahren dieser Art bemerkenswert. Zudem ist der effektive Wirkungsgrad η_e von 37.2% nur geringfügig unter jenem des Basisdieselmotors, welcher sich auf 38.0% in diesem Lastpunkt quantifizieren lässt.

Optimum ② – minimale HC-Emissionen und NO_x -Limit

Aufgrund des realisierten Schichtbetriebes mit einem überstöchiometrischen Luftverhältnis ($\lambda > 1$) müssen die NO_x -Emissionen bereits innermotorisch signifikant reduziert werden. Im nächsten Optimierungsprozess werden die NO_x -Emissionen im untersuchten Lastpunkt $1750 / 5$ auf 0.4 g/kWh limitiert. Ausgehend vom abgestimmten DoE-Modell werden die Applikationsparameter entsprechend der Rahmenbedingungen hinsichtlich minimaler HC-Emissionen und maximalem Wirkungsgrad vorausberechnet. Anschließend erfolgt eine manuelle Optimierung der Applikationsparameter im Umkreis um den DoE-Bestpunkt.

In Abbildung 5.41 ist die Gegenüberstellung der beiden Optima ① und ② dargestellt. Neben charakteristischen langsamen Messdaten sind zusätzlich die Verläufe aus der Indizierung ersichtlich. Durch den massiven Einsatz von gekühltem AGR von über 40% können die NO_x -Emissionen unter das vorgegebene Limit abgesenkt werden. Durch die späte Erdgas-einblasung kombiniert mit frühen Verbrennungslagen wird versucht, die Gemischbildungszeit soweit zu verringern, dass sich eine intensivere Ladungsschichtung im Brennraum einstellt. Passend dazu, verhilft die gerichtete Drallströmung das Erdgas besser in der Mulde zu konzentrieren. Angesichts der höheren Ladungswechselverluste infolge der hohen AGR-Rate sowie der unvollständigeren Verbrennung $\Delta\zeta_{\text{uV}}$ verringert sich der effektive Wirkungsgrad η_e durch das NO_x -Limit auf 36.5% , wodurch sich die CO_2 -Emissionen bei konstantem energetischen Erdgasanteil von 86% um ca. 2.0% erhöhen. Aufgrund der hohen AGR-Raten sinkt die Abgastemperatur um beinahe 50°C auf ca. 300°C .

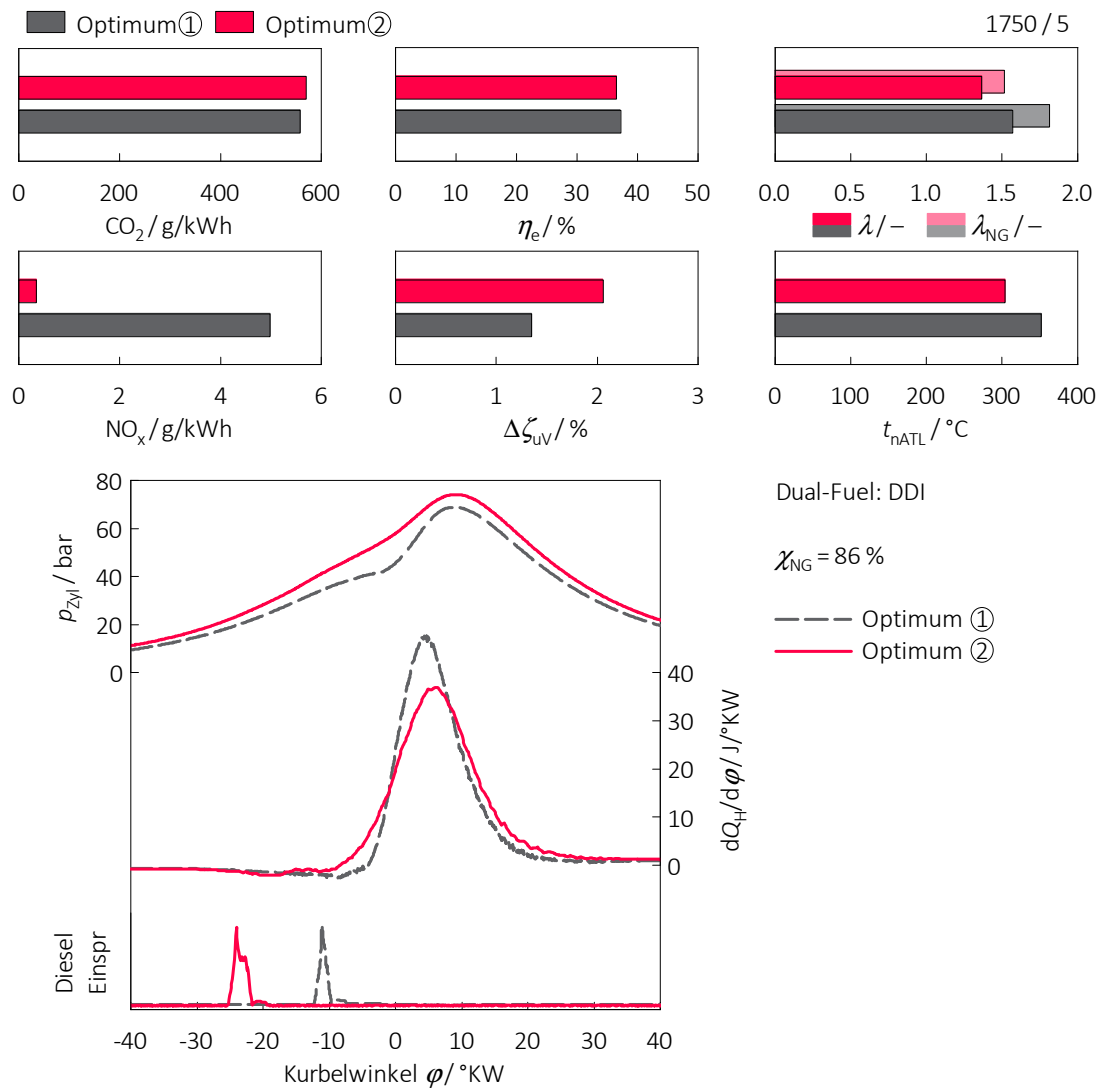


Abbildung 5.41: Gegenüberstellung der DDI-Optima im Lastpunkt 1750 / 5

Interessant ist die unterschiedliche Lage des Dieseleinspritzstrahls für die beide Optima. Während für das Optimum ① das Substantiv Zündstrahl zutreffend ist, erfolgt im Optimum ② der Brennbeginn mit deutlichem Zeitversatz nach der Dieseleinspritzung. Bei genauerer Betrachtung können exotherme Vorreaktionen während des Zündverzuges festgestellt werden, welche die nachfolgende Hauptverbrennung beeinflussen. Obwohl sich die Applikationsparameter deutlich unterscheiden, ergibt sich für beide Optima eine nahezu symmetrische Energiefreisetzung.

Optimierung im stöchiometrischen Betrieb

Wie bereits beschrieben, reduziert sich die Anzahl der Applikationsparameter im stöchiometrischen Betrieb ($\lambda = 1$). In Tabelle 5.10 sind sowohl der Variationsbereich als auch das experimentell ermittelte Optimum im Lastpunkt 1750 / 15 zusammengefasst. Angesichts der Abgasmachbehandlung mittels Dreiwege-Katalysator wird das DDI-Brennverfahren hinsichtlich minimaler HC-Emissionen und maximalem Wirkungsgrad optimiert. An dieser Stelle wird auf die detaillierte Darstellung der Ergebnisse nicht näher eingegangen, weil im nachfolgenden Kapitel 5.3 die DF-Konzepte gegenüber konventionellen Brennverfahren verglichen werden.

Tabelle 5.10: Variationsbereich der variablen Parameter inklusive Optimum sowie die Bewertungskriterien für das DDI-Brennverfahren im Lastpunkt 1750 / 15

variable Parameter	Variationsbereich	Optimum
50 %-Umsatzpunkt in °KW nZOT	8.7 – 12.0	9.4
Drallklappenposition in %	0 – 80 offen / geschlossen	0
konstante Parameter		
Erdgaseinblaselage in °KW vZOT	300	360
energetischer Erdgasanteil in %	96	97
Dieselmotordruck in bar	400	400
Kriterien Optimierung		
HC-Emissionen	–	⇓
Wirkungsgrad	–	↑
NO _x -Emissionen	–	–

5.2.5 Betriebsstrategie

Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse kann für das DDI-Brennverfahren eine Betriebsstrategie für das gesamte Motorkennfeld abgeleitet werden. In Abbildung 5.42 sind zum einen die diversen Betriebsmodi (links) und zum anderen der energetische Erdgasanteil (rechts) dargestellt. Im Vergleich zum DF-Konzept mit äußerer Erdgasgemischbildung ändert sich das prinzipielle Layout der Betriebsstrategie nur geringfügig. Die Betriebsmodi für das DDI-Brennverfahren unterteilen sich in:

- ① Ab der mittleren Teillast wird auch das DDI-Brennverfahren aufgrund der robusten Abgasmachbehandlung mittels Dreiwege-Katalysator mit einem stöchiometrischen Gesamtluftverhältnis ($\lambda = 1$) betrieben.
- ② Dank der inneren Erdgasgemischbildung kann das DDI-Konzept in der unteren Teillast überstöchiometrisch ($\lambda > 1$) betrieben werden. Im direkten Vergleich zum DF-Brennverfahren mit äußerer Erdgasgemischbildung, welches im unteren Kennfeldbereich aufgrund der massiven HC-Emissionen nicht direkt umsetzbar ist, kann der Betriebsbereich dank des DDI-Brennverfahrens bis in die untere Teillast ausgeweitet werden.

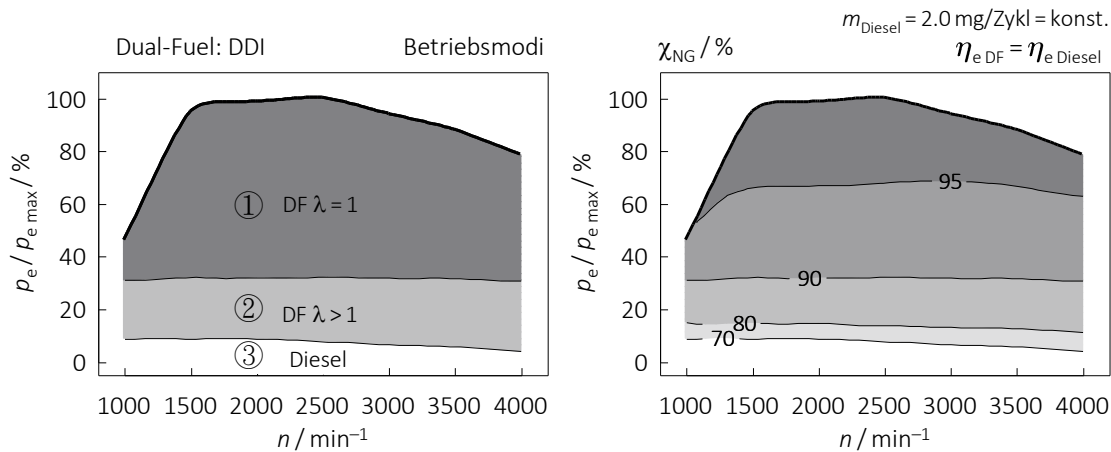


Abbildung 5.42: Betriebsstrategie für das DDI-Konzept und Abschätzung des energetischen Erdgasanteils χ_{NG} über das gesamte Motorkennfeld unter den Voraussetzungen einer konstanten Dieselmenge (2.0 mg/Zykl) und einem konstanten Wirkungsgrad zwischen DF- und Dieselpetrieb

- ③ Angesichts der stets benötigten Dieselmenge für die Zündung des Erdgas-Luftgemisches wird der Leerlauf und die unterste Teillast ausschließlich mit Diesel betrieben. Durch den begrenzten Einblasezeitpunkt aufgrund des notwendigen überkritischen Druckgefälles und der geringen Erdgasmengen stößt der Schichtbetrieb unter diesen Rahmenbedingungen an seine Grenzen.

5.2.6 Analytierte Hardwareparameter

In diesem Unterkapitel wird der Einfluss verschiedener Hardwarekomponenten auf das DDI-Brennverfahren näher beschrieben. Beginnend mit der Bedeutsamkeit des Verdichtungsverhältnisses wird in weiterer Folge die Frage nach der idealen Ladungsbewegung für ein DF-Brennverfahren gestellt. Passend dazu werden die Kernpunkte in den nachfolgenden Unterkapiteln dargelegt und diskutiert.

Variation des Verdichtungsverhältnisses

Hardwareseitig wurde im ersten Schritt der Einfluss des Verdichtungsverhältnisses analysiert. In Abbildung 5.43 sind die konstruktiven Modifikationen für die Adaptierung des Verdichtungsverhältnisses von 16.5 auf 14.5 abgebildet. Hinsichtlich der Kolbenform musste ein Kompromiss zwischen dem Erhalt der ursprünglichen ω -Form und einer konstanten Quetschfläche eingegangen werden. Dazu wurden bestehende Kolben aus einem Motor einer höheren Leistungsklasse entsprechend dieser Anforderungen konstruktiv angepasst. Im Detail wurde der Muldenboden weitestgehend ausgedreht und die Quetschfläche minimal reduziert. Aufgrund der gestiegenen Kolbenhöhe musste zum Erhalt eines konstanten Quetschspaltes die Pleuelänge um einen Millimeter reduziert werden.

Während in Abbildung 5.44 die optimierten Ergebnisse für die unterschiedlichen Verdichtungsverhältnisse im Lastpunkt 1500/3 gegenübergestellt sind, finden sich die dazugehörigen

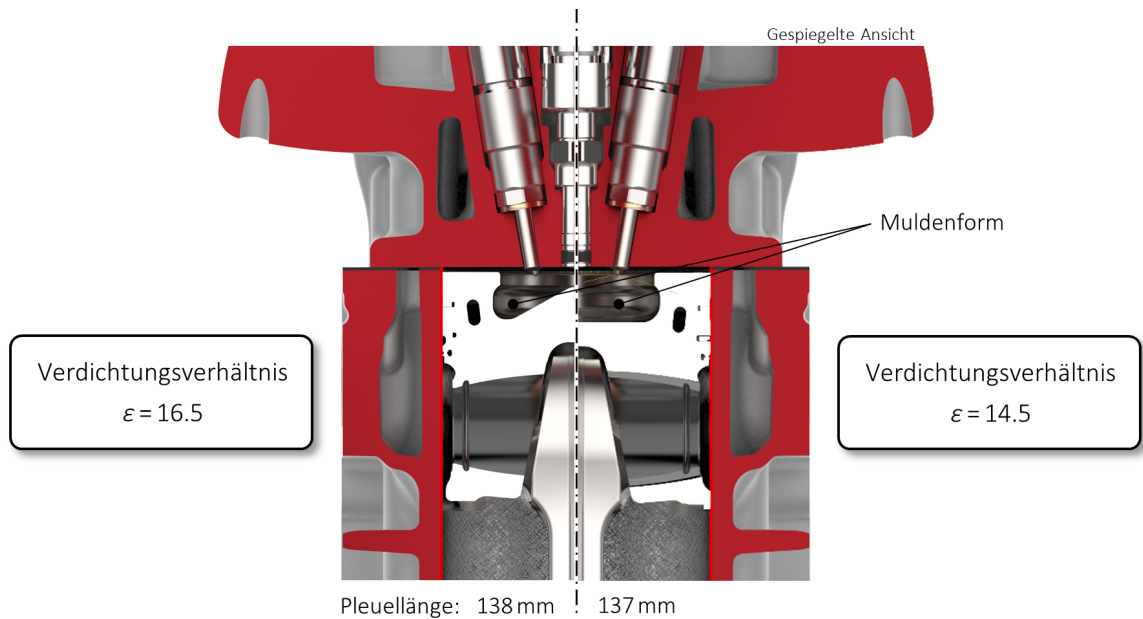


Abbildung 5.43: Konstruktive Modifikationen für die Anpassung des Verdichtungsverhältnisses von 16.5 (links) auf 14.5 (rechts)

Tabelle 5.11: Applikationsparameter für den optimierten Betrieb mit unterschiedlichen Verdichtungsverhältnissen im Lastpunkt 1500 / 3

Parameter	$\epsilon = 16.5$	$\epsilon = 14.5$
energetischer Erdgasanteil in %	80	65
Erdgaseinblaselage in °KW vZOT	70	80
Saugrohrdruck in bar	1.0	1.0
AGR-Rate in %	43.2	39.5
gekühlt / ungekühlt	ungekühlt	ungekühlt
50 %-Umsatzpunkt in °KW nZOT	6.5	12.1
Drallklappenposition in %	55	40
Dieselpaildruck in bar	800	400

gen Applikationsparameter in Tabelle 5.11 wieder. Durch das realisierte Magerbrennverfahren werden die innermotorischen NO_x -Emissionen in diesem Lastpunkt auf 0.6 g/kWh begrenzt. Gleichzeitig wurde das Brennverfahren auf minimale HC-Rohemissionen und einen maximalen Wirkungsgrad optimiert. In erster Linie führt das geringere Verdichtungsverhältnis zu geringeren Temperaturen und Drücke in ZOT, wodurch die Selbstzündungsbedingungen für den Dieselzündstrahl verschlechtert werden. Dieser Umstand zeigt sich im dargestellten Lastpunkt besonders signifikant. Die Zunahme des Zündverzuges kann primär auf die erschwerte Selbstzündung des eingebrachten Dieselkraftstoffes zurückgeführt werden. Durch die längeren Zündverzugszeiten muss der Dieselzündstrahl entsprechend früh eingespritzt werden, wodurch die thermodynamischen Randbedingungen für die Selbstzündung wiederum negativ beeinflusst

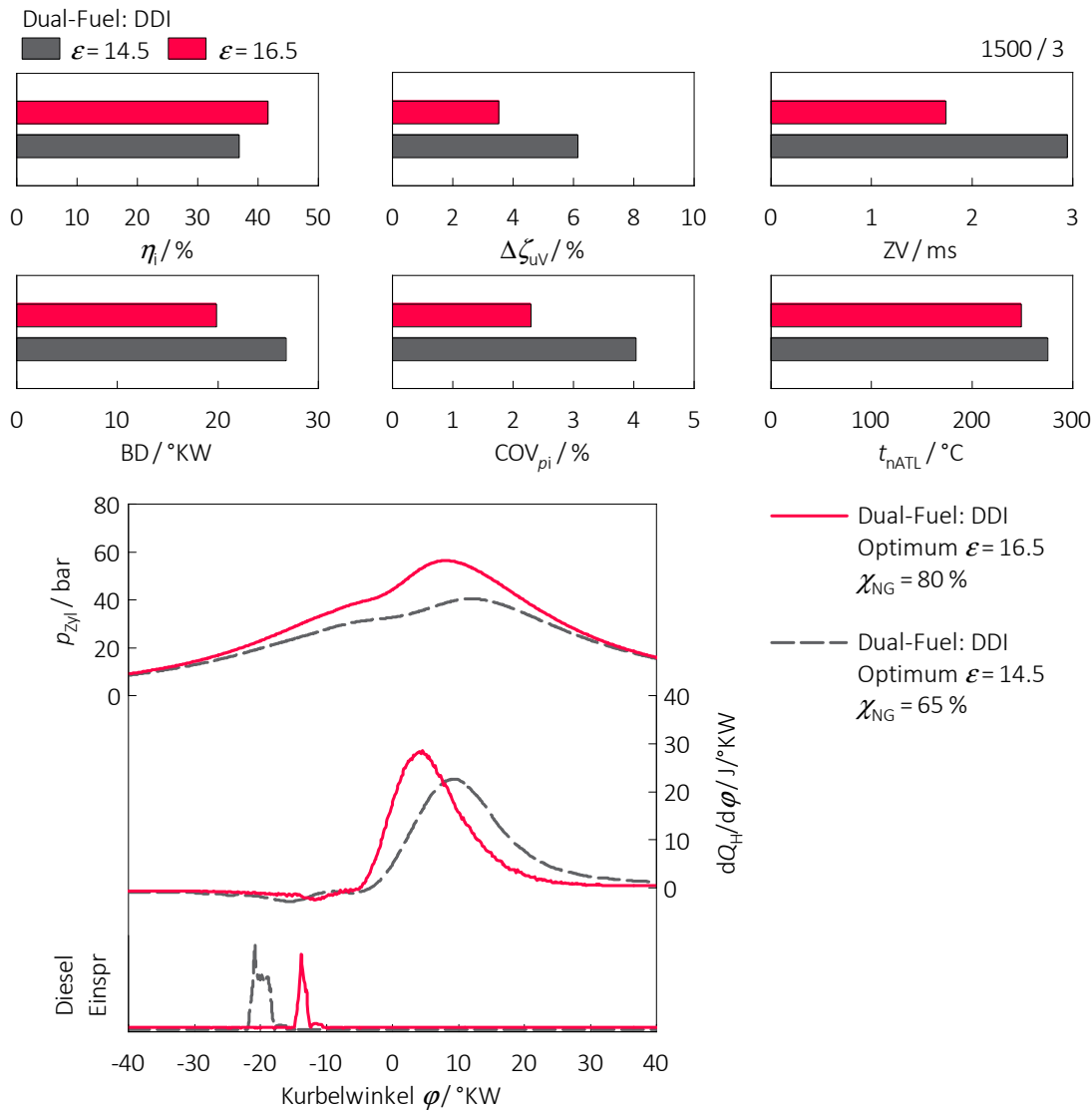


Abbildung 5.44: Vergleich der analysierten Verdichtungsverhältnisse im Lastpunkt 1500 / 3

werden. Um dennoch eine stabile Entflammung garantieren zu können, muss der energetische Erdgasanteil von 80 % auf 65 % reduziert werden. Beeinflusst durch die verzögerte Entflammungsphase steigen die Schwankungen des indizierten Mitteldrucks COV_{pi} mit verringertem Verdichtungsverhältnis an, obwohl der Dieseleanteil deutlich erhöht wurde. In beiden optimierten Varianten wird das Erdgas erst spät in der Kompressionsphase eingeblasen, sodass in beiden Fällen ein geschichtetes Erdgas-Luftgemisch im Brennraum entflammt wird. Die spätere Verbrennungslage kombiniert mit dem geringeren energetischen Erdgasanteil führt dazu, dass die Ladungsschichtung im Brennraum an Intensität verliert. Neben einem Anstieg der Brenndauer führt dieser Umstand zu einem erhöhten energetischen Anteil an unverbrannten Bestandteilen im Abgas $\Delta \zeta_{uV}$, trotz gesteigerter Dieselmenge. Die unvollständigere und spä-

te Verbrennung gepaart mit dem geringeren Wirkungsgradniveau des vollkommenen Motors führt dazu, dass der indizierte Wirkungsgrad η_i um beinahe 5 %_{Pkt} abnimmt. Einzig die Abgastemperatur profitiert durch die geringere Verdichtung. Die Verläufe aus der Indizierung verdeutlichen die beschriebenen Zusammenhänge.

Aufgrund der direkten Abhängigkeit der thermodynamischen Zustandsgrößen vom geometrischen Verdichtungsverhältnis beeinflusst der konstruktive Parameter maßgeblich die Klopfneigung an der Vollast. Passend dazu sind in Abbildung 5.45 die Ergebnisse aus dem Lastpunkt 1750 / 15 inklusive Indizierdaten dargestellt. Durch die höhere Verdichtung erhöht sich das Temperatur- und Druckniveau im Brennraum während der Verbrennung, wodurch die Wahrscheinlichkeit für lokale Selbstzündung im unverbrannten Gemischbereich ansteigt. Dieser Zusammenhang zeigt sich auch in den dargestellten Untersuchungsergebnissen. Während die Selbstzündungsbedingungen für den Dieselizeündstrahl von der höheren Verdichtung profitieren und dadurch zu kürzeren Zündverzügen führen, tritt die klopfende Verbrennung angesichts der höheren Temperaturen und Drücke früher ein. Diese Erkenntnisse lassen sich auch anhand der indizierten Kenngrößen ableiten. In der Darstellung sind die Verläufe für einen konstanten 50 %-Umsatzpunkt von 10 °KW nZOT ersichtlich. Während sich der Zündverzug durch die geringere Verdichtung erhöht, ist die grundlegende Form des Heizverlaufs bis zum Eintritt der klopfenden Verbrennung zwischen den unterschiedlichen Verdichtungsverhältnissen quasi ident. Die Abnahme der Brenndauer für die höhere Verdichtung ist im Bereich früher Verbrennungslagen auf zunehmend häufigeres und intensiveres Klopfen zurückzuführen. Hinsichtlich der energetischen Betrachtung der Produkte der unvollständigen Verbrennung $\Delta\zeta_{UV}$ können nur geringe Unterschiede zwischen den Verdichtungsverhältnissen festgestellt werden. Eine mögliche Begründung für die geringen Vorteile der reduzierten Verdichtung resultiert aus den höheren Abgastemperaturen, wodurch in weiterer Folge die thermische Nachoxidation während der Expansionsphase profitiert.

Die Untersuchungen zeigen, dass das Verdichtungsverhältnis eine zentrale Rolle in der Realisierung eines DF-Brennverfahrens einnimmt. Angesichts des fehlenden Auslassventils und der dezentralen Lage des Dieselinjektors tritt im DDI-Betrieb die klopfende Verbrennung deutlich früher auf als mit der äußeren Erdgasgemischbildung. Gestützt durch das untersuchte Vollastpotenzial aus der ersten Projektphase kann davon ausgegangen werden, dass mit einer angepassten Brennraumgeometrie mit zwei Auslassventilen die Leistungsdichte im DDI-Betrieb deutlich gesteigert werden kann. Schlussendlich muss in der Auslegung des Verdichtungsverhältnisses ein Kompromiss zwischen den Selbstzündungsbedingungen für den Dieselizeündstrahl in der Teillast und dem Klopfverhalten an der Vollast getroffen werden.

Variation der globalen Ladungsbewegung

Primäres Ziel dieser Untersuchungen war es, die Interaktion zwischen der globalen Ladungsbewegung und der DF-Verbrennung zu bewerten. Die innermotorischen Strömungsverhältnisse im Brennraum werden maßgebend durch die Geometrie der Einlasskanäle, den Steuerzeiten, der Kolbenform und vom Lastpunkt (Drehzahl und Last) geprägt. Neben der Ladungsbewegung bestimmt speziell die Turbulenz im Brennraum die Ausbreitung der Flammenfront. Dabei soll die erzeugte globale Ladungsbewegung während der Kompression dissipieren und in Turbulenz zerfallen. Entsprechend der kürzeren Brenndauer kann dadurch die Vorreaktionszeit im Endgas reduziert werden, weshalb sich ein gesteigertes Turbulenzniveau zudem

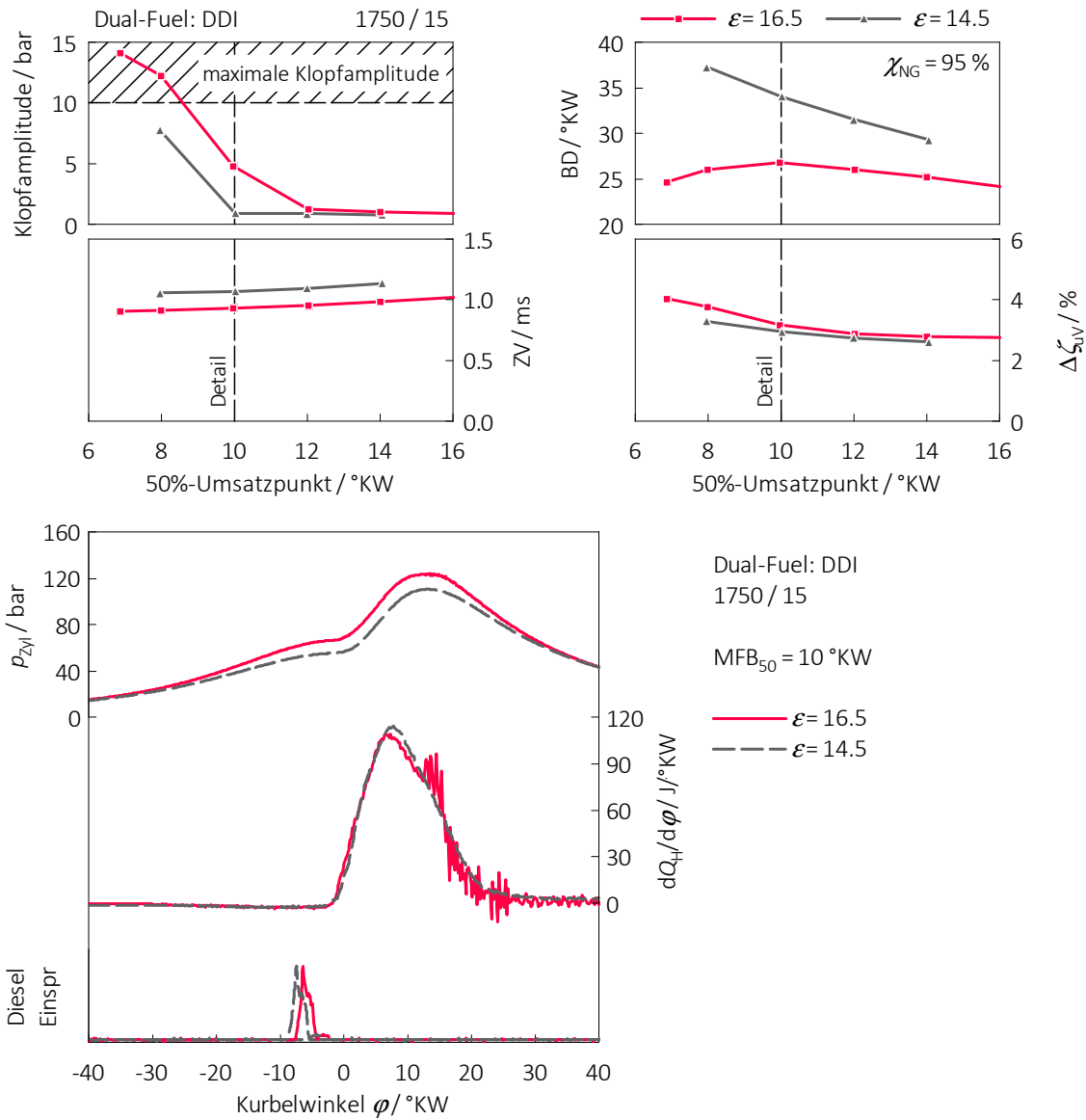


Abbildung 5.45: Vergleich der analysierten Verdichtungsverhältnisse im Lastpunkt 1750 / 15

positiv auf das Klopfverhalten auswirkt. Die Turbulenz im Brennraum ist im DDI-Betrieb beeinflussbar durch:

- globale Ladungsbewegung (Interaktion zwischen Einlasskanal- und Kolbengeometrie, Drallklappenposition,...)
- Erdgaseinblasung (Sprayausrichtung, Einblasedruck, Zeitpunkt, Masse,...)
- Dieselmündstrahl (Mehrfacheinspritzung, Sprayausrichtung, Einspritzdruck, Zeitpunkt, Masse,...)
- Verbrennung (Temperatur- und Druckgradient)

Angesichts der konstruktiven Restriktionen durch beispielsweise zylinderachsparallele Ein- und Auslassventile sowie dem Erhalt der gesamten Sauganlage konnten lediglich die Einlasskanäle im Zylinderkopf und die Kolbengeometrie für die Formung unterschiedlicher globaler Ladungsbewegungen neu gestaltet werden. Die konstruktive Auslegung selbiger wurde mithilfe eigens durchgeführter CFD-Simulationen unterstützt. Nähere Details zur strömungstechnischen Optimierung sowie weitere konstruktive Rahmenbedingungen werden in Kapitel 6.3.3 diskutiert.

In Abbildung 5.46 ist eine Übersicht der analysierten Ladungsbewegungen samt notwendiger konstruktiver Modifikationen dargestellt. Im Vergleich zur Ausgangsbasis (Drallströmung) wurde die neu ausgelegte Einlasskanalgeometrie auf eine globale Strömung um die Zylinderquerachse ausgerichtet (Tumbleströmung).

Wie bereits erwähnt, ist das übergeordnete Ziel dieser Untersuchungen die Turbulenz im Brennraum zu steigern. Neben der Verringerung der Klopfneigung soll die adaptierte Ladungsbewegung zu einer vollständigeren Verbrennung führen. Einen Überblick über die realisierten Kombinationen zwischen Einlasskanal- und Kolbengeometrie samt vorherrschender Grundströmung ist in Abbildung 5.47 ersichtlich. Zudem sind tabellarisch die konstruktiven Rahmenbedingungen zusammengefasst. Das Turbulenzniveau infolge der Ladungsbewegung wird für die Basiskonfiguration primär durch die Drall- und Quetschströmung (Squish) bestimmt. Durch die Änderung der Einlasskanalgeometrie und die Verwendung eines Kolbens mit Topfmulde wird die Zylinderinnenströmung dominiert von einer Tumble-Squish-Strömung. Die ausgeprägte Quetschfläche stört jedoch den Tumbleaufbau und führt sogar zu einer entgegengesetzt gerichteten Strömung (Reversetumble). Um diese Gegenströmung zu verhindern und den Tumbleaufbau zu verstärken, wurde die Quetschfläche in der dritten Variante in Form einer Linsenmulde auf ein Minimum reduziert. Eine detaillierte Darstellung der brennraumseitigen Strömungssituation für die untersuchten Varianten folgt in Kapitel 6.3.3. Nachfolgend werden die Auswirkungen der unterschiedlichen Ladungsbewegungen sowohl in der unteren (1500/3) als auch in der oberen Teillast (1750/15) exemplarisch dargestellt. Detaillierte Ausführungen der gesamten experimentellen Untersuchungen zu diesem Thema sind in der Masterarbeit [30] dokumentiert.

In Abbildung 5.48 sind die Ergebnisse der Variation der Einblaselage für die untersuchten Hardwarevarianten im Lastpunkt 1500/3 zusammengefasst. Angesichts der Tatsache, dass aufgrund der relativ niedrigen Last und Drehzahl der Impuls durch die einströmende Masse gering ist, wirkt sich die unterschiedliche Ladungsbewegung hauptsächlich auf die Gemischbildung aus. Speziell der Übergang zum Schichtbetrieb wird maßgeblich von der Interaktion

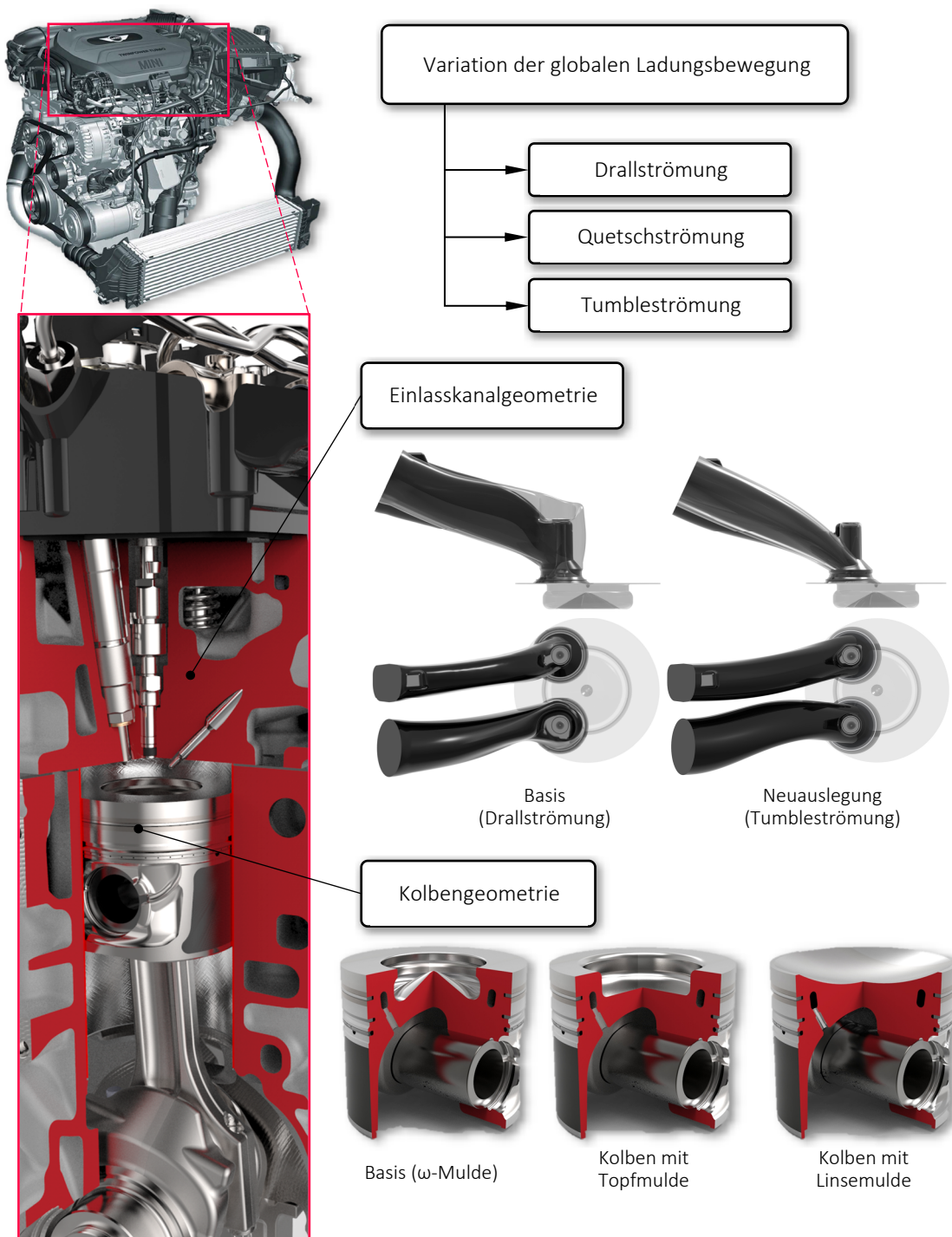


Abbildung 5.46: Übersicht der analysierten Ladungsbewegungen inklusive notwendiger konstruktiver Modifikationen

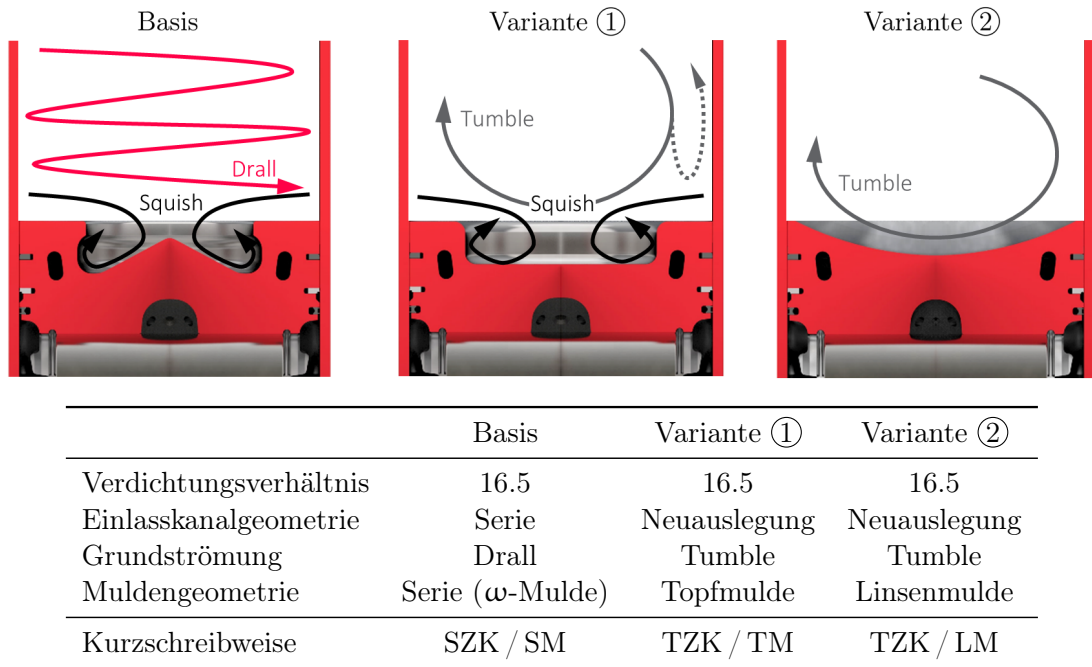


Abbildung 5.47: Analytierte Hardwarekombinationen von Einlasskanal- und Kolbengeometrien

zwischen der zentralen Erdgaseinblasung und der Kolbenform bestimmt. Grundsätzlich führt der ungedrosselte Motorbetrieb in Kombination mit der geringen Last und einem energetischen Erdgasanteil von 80% zu einem sehr mageren Erdgas-Luftgemisch. Wie mehrmals in dieser Arbeit betont, führen diese Zonen aufgrund der unvollständigen Verbrennung zu hohen HC-Emissionen. Angesichts dieser Tatsache ist die Formung einer gezielten Ladungsschichtung in der unteren Teillast besonders essentiell. Die Ergebnisse zeigen, dass die Kombinationen mit einer ausgeprägten Kolbenmulde und einer späten Erdgaseinblasung während der Kompressionsphase die HC-Emissionen und damit verbunden den energetischen Anteil an Unverbranntem im Abgas $\Delta\zeta_{uV}$ deutlich reduziert werden können. Durch die zentrale Lage des Erdgasinjektors wird das Erdgas in weiterer Folge von der Kolbenmulde quasi eingefangen, wodurch sich eine intensivere Ladungsschichtung zum Einspritzzeitpunkt des Dieselizeündstrahls einstellt. Im Gegensatz dazu führt die ausgeführte Linsenmulde zu einer verbesserten Homogenisierung des direkt eingeblasenen Erdgases, welches sich in der konkreten Anwendung im Schichtbetrieb jedoch negativ auswirkt. Durch die offene Kolbenform verteilt sich das Erdgas beim Auftreffen auf den Kolben im gesamten Brennraum, wodurch sich keine Ladungsschichtung ausbilden kann. In erster Linie wirkt sich dieser Umstand negativ auf die HC-Emissionen aus und in konsequenter Folge auch auf den indizierten Wirkungsgrad η_i .

Angesichts des zwangsweise notwendigen Magerbrennverfahrens ist in der unteren Teillast der umgesetzte Schichtbetrieb für die Reduktion der HC-Emissionen von besonderer Bedeutung. In Kombination mit der zentralen Erdgaseinblasung kann mithilfe einer Kolbenmulde eine ausgeprägtere Ladungsschichtung im Brennraum erzeugt werden. Dies fördert die Vollständigkeit der Verbrennung, sodass die HC-Emissionen abnehmen und der Wirkungsgrad ansteigt. Im Gegensatz dazu wirkt sich die offene Brennraumgeometrie der Linsenmulde ne-

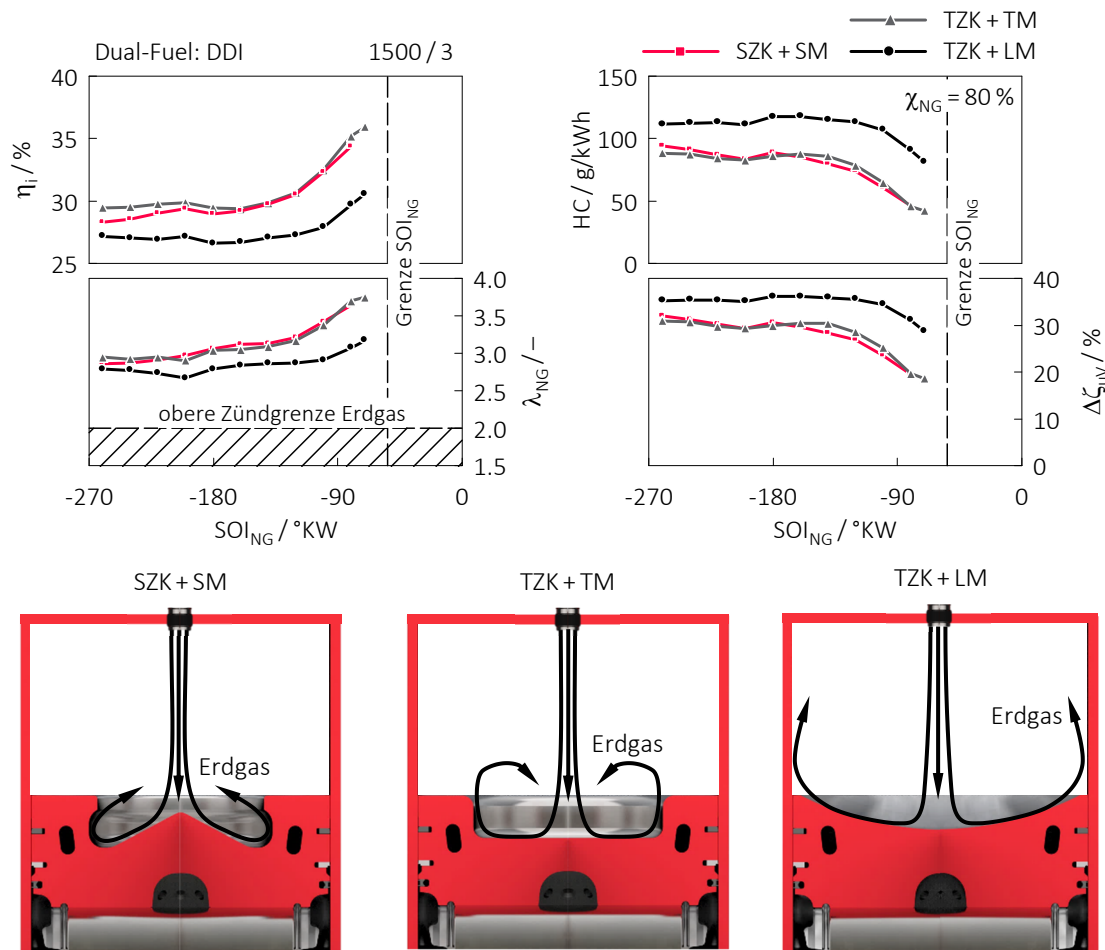


Abbildung 5.48: Vergleich der unterschiedlichen Ladungsbewegungen im Lastpunkt 1500/3 sowie die schematische Interaktion zwischen Erdgaseinblasung und Kolbengeometrie

gativ auf die Ladungsschichtung aus. Aufgrund der Rahmenbedingungen (Last, Drehzahl, usw.) überwiegt der Einfluss der Gemischbildung jenen aus der Ladungsbewegung, sodass die Unterschiede zwischen den beiden Varianten mit einer charakteristischen Kolbenmulde (SM und TM) über die gesamte Messreihe relativ gering sind. In Kombination mit der zentralen Niederdruckerdgaseinblasung ist für eine gezielte Ladungsschichtung eine Kolbenform mit ausgeprägter Mulde zwangsweise notwendig.

Im Zusammenhang mit der oberen Teillast ergeben sich für das DDI-Konzept gänzlich andere Anforderungen an die Brennverfahrensentwicklung. In Hinblick auf den umgesetzten stöchiometrischen Betrieb ($\lambda = 1$) wird der zeitliche Abstand zwischen der Erdgaseinblasung und dem Dieselzündstrahl soweit als möglich vergrößert, wodurch sich die Gemischbildungszeit für das direkt eingeblasene Erdgas verlängert. Neben der Gemischbildung beeinflusst die Ladungsbewegung bzw. das Turbulenzniveau in wichtigem Maße die Verbrennung. Speziell die Klopfneigung steht in direktem Zusammenhang mit der Intensität der Ladungsbewegung. Ein höheres Turbulenzniveau fördert einerseits den Zerfall des Dieselzündstrahls

und andererseits findet ein schnellerer Übergang vom laminaren zum turbulenten Zustand statt. Diese Umstände führen insgesamt zu einer schnelleren und vollständigeren Verbrennung mit einem verbesserten Gesamtwirkungsgrad. Durch die schnellere Kraftstoffumsetzung wird die Vorreaktionszeit im Endgas reduziert, wodurch in weiterer Folge die Wahrscheinlichkeit einer klopfenden Verbrennung abnimmt. Passend dazu zeigt Abbildung 5.49 Ergebnisse aus der Variation des 50 %-Umsatzpunktes im Lastpunkt 1750 / 15. Im Gegensatz zum vorherigen Betriebspunkt ist der Einfluss der unterschiedlichen Ladungsbewegungen auf das DDI-Brennverfahren im höheren Lastbereich deutlicher sichtbar. Alle dargestellten Messreihen wurden mit einem energetischen Erdgasanteil von 95 % und einer konstanten Erdgaseinblaselage ($SOI_{NG} = 300 \text{ }^\circ\text{KW vZOT}$) aufgenommen. Mit Verweis auf die parallel durchgeführten 3D-Strömungssimulationen konnte das Turbulenzniveau mithilfe der turbulenten kinetischen Energie (TKE) quantifiziert werden. Es zeigt sich, dass die Intensität der Ladungsbewegung durch die Tumblegrundströmung über den gesamten Ansaug- und Kompressionstakt bis hin zum ZOT gesteigert werden kann. Dadurch profitiert in erster Linie die Homogenisierung des direkt eingeblasenen Erdgases. Speziell die Kolbengeometrie mit Linsenmulde führt zu einer intensiveren Durchmischung des Erdgases im Brennraum, wohingegen die Varianten mit ausgeprägten Kolbenmulden (SM und TM) die Gemischhomogenisierung stören. Angesichts der Vorteile hinsichtlich der Gemischaufbereitung sind die HC-Rohemissionen für die Kombination TZK und LM in weiten Bereichen unterhalb der restlichen Varianten. Die Hintergründe für den Anstieg der HC-Emissionen im Bereich früher Verbrennungslagen kann einerseits auf die zunehmend häufiger auftretende klopfende Verbrennung und andererseits auf die kürzere Gemischbildungszeit sowie der verschlechterten Bedingungen für die thermische Nachoxidation während der Expansionsphase zurückgeführt werden. Durch die länger anhaltende Drallbewegung profitiert die Variante SZK und SM hinsichtlich der unverbrannten HC-Emissionen bei späten Verbrennungslagen. Hingegen zerfällt die Tumbleströmung bereits im Bereich von OT, sodass das Turbulenzniveau in der Expansionsphase drastisch abnimmt. Die Betrachtung des Brennendes (90 %-Umsatzpunkt) bestätigt diese Erkenntnis. Während die Tumbleströmung im Bereich von OT in Turbulenz zerfällt, unterstützt die gerichtete Drallströmung auch über OT hinaus die Verbrennung. Im Gegensatz dazu begünstigt die Quetschströmung den wichtigen Impulsaustausch zwischen dem Erdgas-Luftgemisch und dem Dieselmündstrahl im Bereich von OT. Durch die vorhandene Quetschfläche (SM und TM) wird im Bereich von OT insbesondere im Kolbenspalt eine hohturbulente Strömung erzeugt, welche die Interaktion zwischen Dieselmündstrahl und dem umgebenden Erdgas-Luftgemisch unterstützt und die Verbrennung beschleunigt. Die generelle Reduktion des Zündverzuges bei früheren Verbrennungslagen kann auf die günstigeren Selbstzündungsbedingungen (Druck und Temperatur) für den Dieselmündstrahl zurückgeführt werden. Interessante Erkenntnisse ergeben sich in der Betrachtung des Klopfverhaltens. Hier stellt sich heraus, dass die Kombination aus Tumble- und Quetschströmung für die Variante TZK und TM die Klopfneigung deutlich reduziert. Der Tumblezerfall während der Kompressionsphase gepaart mit der hohturbulenten Quetschströmung führt zu einer kurzen und beinahe symmetrischen Wärmefreisetzung während der Verbrennung. Die Verläufe aus der Indizierung visualisieren diese Zusammenhänge. Dargestellt sind die gemittelten Messdaten für den 50 %-Umsatzpunkt von 12 °KW. Entscheidend für die optimale Gestaltung der Ladungsbewegung ist, dass der Wirkzeitraum der Turbulenz zum einen die Gemischbildung von Erdgas und Diesel und zum anderen über den Brennbeginn hinaus die Verbrennung unterstützt. Während sowohl die Tumble- als auch die Quetschströmung die

5.2 Dual-Fuel-Brennverfahren mit innerer Gemischbildung

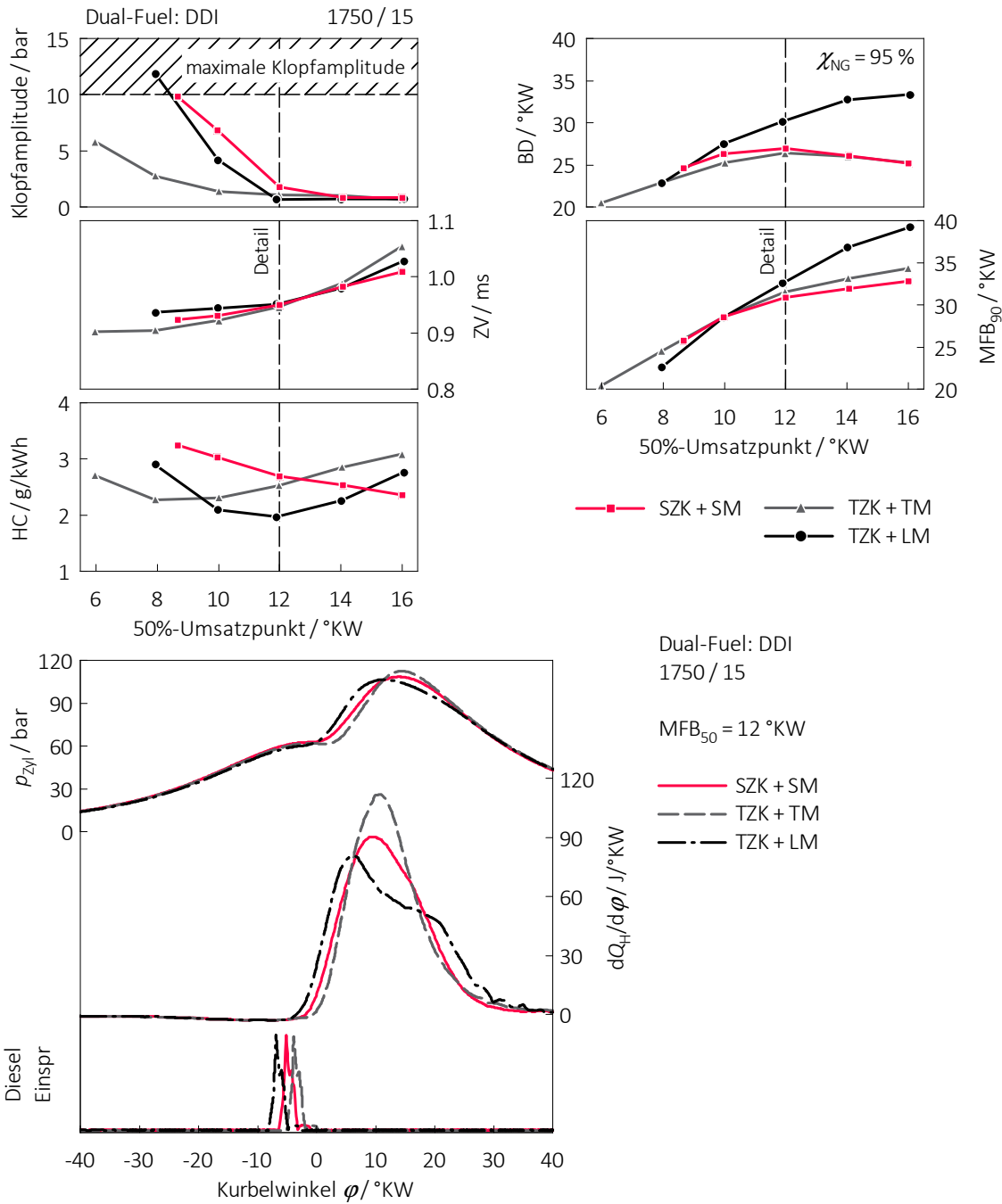


Abbildung 5.49: Vergleich der unterschiedlichen Ladungsbewegungen inklusive Indizierdaten im Lastpunkt 1750 / 15

Turbulenz vor und um OT steigern können, hält die gerichtete Drallströmung über OT hinaus an, wodurch die Verbrennung gegen Brennende profitiert.

Angesichts der beschriebenen Zusammenhänge ergeben sich je nach Betriebsstrategie unterschiedliche Anforderungen an die Ladungsbewegung. Alle gewünschten Eigenschaften in einer Konfiguration zu vereinen ist nicht realistisch. Für die Realisierung des DDI-Brennverfahrens benötigt es im Magerschichtbetrieb eine Kolbengeometrie mit einer zentralen Brennraummulde. Obwohl der linsenförmige Brennraum durch die bessere Gemischhomogenisierung im stöchiometrischen Betrieb durchaus Vorteile mit sich bringt, ist die Kolbenform für den DDI-Magerschichtbetrieb ungeeignet. Ein guter Kompromiss stellt die Variante TZK und TM dar. Sie punktet zum einen im Magerschichtbetrieb durch die Kolbenmulde und zum anderen kann dank der Kombination von Tumble- und Quetschströmung die Turbulenz während der Gemischbildung und Verbrennung im Gegensatz zur Basiskonfiguration (SZK und SM) verbessert werden.

Zusammenfassung DF-Brennverfahren mit innerer Gemischbildung

An dieser Stelle werden essentielle Erkenntnisse aus den experimentellen Untersuchungen für das DDI-Brennverfahren zusammengefasst:

- Durch den zusätzlichen Freiheitsgrad der inneren Erdgasgemischbildung können die HC-Emissionen durch den Magerschichtbetrieb drastisch reduziert werden. Dies ermöglicht den Einsatz des DF-Brennverfahrens auch in der unteren Teillast, sodass das gesamtliche CO₂-Potenzial verbessert wird.
- Die Analyse unterschiedlicher Dieseleinspritzstrategien zeigte, dass sich eine zusätzliche Piloteinspritzung prinzipiell positiv auf die Emissionen und den Wirkungsgrad auswirkt. In Anbetracht der erhöhten Dieselmenge sinkt jedoch der energetische Erdgasanteil, sodass im Vergleich zur optimierten Einfachspritzung ein CO₂-Nachteil experimentell ermittelt wurde. Bei einer gezielten Auslegung des Hydrauliksystems auf eine minimale Dieselmenge kann eine zusätzliche Piloteinspritzung das DF-Brennverfahren positiv beeinflussen.
- Mithilfe der statischen Versuchsplanung (DoE) wurde das DDI-Brennverfahren je nach Betriebsstrategie gezielt optimiert. Beispielsweise konnten im Vergleich zum DF-Brennverfahren mit äußerer Erdgasgemischbildung die HC-Emissionen bei identem NO_x-Limit in den Lastpunkten 1500 / 3 und 1750 / 5 um 75 % bzw. 70 % reduziert werden.
- Auf Basis der Erkenntnisse aus den experimentellen Untersuchungen konnte für das DDI-Konzept eine Betriebsstrategie erarbeitet werden. Durch den Magerschichtbetrieb kann der DF-Betriebsbereich bis in die untere Teillast ausgeweitet werden. Sowohl der reine Dieselbetrieb im Leerlauf und in der untersten Teillast als auch der stöchiometrische DF-Betrieb sind vom prinzipiellen Kennfeldlayout ident zum DF-Konzept mit äußerer Erdgasgemischbildung.
- Eine zentrale Rolle für das DDI-Brennverfahren nimmt das geometrische Verdichtungsverhältnis ein. Während die Selbstzündungsbedingungen im Magerschichtbetrieb durch ein hohes Verdichtungsverhältnis profitieren, steigt die Klopfneigung an der Volllast an.

Somit muss in der Auslegung ein Kompromiss zwischen diesen beiden Aspekten eingegangen werden.

- Aufgrund der unterschiedlichen Betriebsstrategien ergeben sich konträre Anforderungen an die Ladungsbewegung. Hinsichtlich der Gemischbildung benötigt es auf der einen Seite eine ausgeprägte Kolbenmulde, um die notwendige Ladungsschichtung im Brennraum erzeugen zu können, auf der anderen Seite soll die Ladungsbewegung die Homogenisierung des direkt eingeblasenen Erdgases im stöchiometrischen Betrieb unterstützen. Zusätzlich sollen die Strömungsverhältnisse im Brennraum die Aufbereitung des Dieselmischstrahls fördern. Abgesehen von der Gemischbildung wird die Verbrennung selbst stark vom Turbulenzniveau bestimmt. Ausgehend von den experimentellen Ergebnissen konnte mit der Überlagerung von Tumble- und Quetschströmung (TZK und TM) sowohl im Magerschicht- als auch im stöchiometrischen Betrieb ein guter Kompromiss zwischen den unterschiedlichen Anforderungen für das DDI-Konzept gefunden werden.

5.3 Gegenüberstellung der Dual-Fuel-Konzepte mit konventionellen Brennverfahren

Um das Potenzial der entwickelten Dual-Fuel-Konzepte bewerten zu können, wurde in den Untersuchungen stets der Vergleich mit konventionellen Brennverfahren angestrebt. Fakt ist, dass für die weitere Umsetzung eines neuen alternativen Brennverfahrens die Anreize gegenüber bestehender Antriebskonzepte entsprechend hoch sein müssen. Passend dazu werden nachfolgend die DF-Brennverfahren zum einen mit dem Basisdieselmotor und zum anderen mit einem ausgeführten Benzin-Ottomotor verglichen. Beide Motoren repräsentieren für ihre Klasse den Stand der Technik und wurden im Rahmen des Projekts bzw. im Vorfeld am Institut untersucht. Eine Übersicht zu den gegenübergestellten Brennverfahren samt konstruktiver Merkmale zeigt Tabelle 5.12. Stellvertretend für jede Betriebsstrategie werden anschließend Ergebnisse in den Lastpunkten 1500 / 3 und 1750 / 15 detailliert analysiert.

Tabelle 5.12: Übersicht der gegenübergestellten Brennverfahren samt konstruktiver Merkmale

	Dual-Fuel		konv. Brennverfahren	
	DF-PFI	DF-DDI	Diesel	Otto (Benzin)
Grundmotor	B47C2000		B47C2000	N20B2000
Hubraum in cm ³	1995	1995	1995	1995
Bohrung in mm	84	84	84	84
Hub in mm	90	90	90	90
Verdichtungsverhältnis	16.5	16.5	16.5	10.0
Einlasskanal- / Kolbengeometrie	Serie	TZK / TM	Serie	Serie
Ventile pro Zylinder	4	3	4	4

5.3.1 Vergleich der Brennverfahren im unteren Lastbereich

Repräsentativ für das geschichtete Magerbrennverfahren werden Ergebnisse im Lastpunkt 1500 / 3 diskutiert. Neben den langsamen und schnellen Messdaten zeigt Abbildung 5.50 durchgeführte Wirkungsgradanalysen inklusive Verlustteilungen für die untersuchten Motor-konzepte. Diese wurden mithilfe der institutsinternen Software FVT CORA berechnet. Auf Basis der Verlustteilung nach Pischinger et al. [59] erfolgt ausgehend vom Wirkungsgrad des vollkommenen Motors die Aufteilung in die Einzelverluste.

Aufgrund der bereits mehrmals erwähnten Schwierigkeiten, ein stöchiometrisches DF-Brennverfahren umzusetzen, wurde ein geschichtetes Magerbrennverfahren realisiert. Durch diesen Umstand ist der Einsatz eines Dreibege-Katalysators in diesem Betriebsmodus nicht ausreichend, um die NO_x -Emissionen katalytisch konvertieren zu können, weshalb alternative Systeme (z. B. LNT, SCR) benötigt werden. Aus diesem Grund müssen die NO_x -Emissionen bereits innermotorisch reduziert werden. Im konkreten Fall wurden im Lastpunkt 1500 / 3 diese auf 0.6 g/kWh limitiert. Beide DF-Konzepte wurden mit einem energetischen Erdgasanteil von 80 % optimiert. Durch die nicht-vorgemischte Verbrennung ergeben sich für das Dieselmagerbrennverfahren prinzipielle Vorteile hinsichtlich der unverbrannten Abgaskomponenten. Zudem zeigt sich, dass durch die innere Gemischbildung in Kombination mit dem realisierten Magerschichtbetrieb der energetische Anteil aus der unvollständigen Verbrennung $\Delta\zeta_{uV}$ im Gegensatz zur äußeren Erdgasgemischbildung um 75 % reduziert werden kann. Besonders interessant ist der Umstand, dass im DDI-Betrieb einerseits die NO_x -Emissionen auf Dieselniveau und andererseits der Anteil aus der unvollständigen Verbrennung $\Delta\zeta_{uV}$ unter jenem des Benzin-Ottomotors sind. Dank der kurzen Brenndauern und der angepassten Verbrennungslage kann der Wirkungsgradnachteil durch die unverbrannten Abgaskomponenten (HC und CO) im DDI-Betrieb gegenüber dem Basisdieselmotor in diesem Lastpunkt überkompensiert werden, sodass sich ein Plus von ca. 1 %_{Pkt} quantifizieren lässt. Im Vergleich zum stöchiometrisch betriebenen Benzin-Ottomotor kann dank des höheren Verdichtungsverhältnisses in Kombination mit dem Magerschichtbetrieb ein signifikanter Wirkungsgradvorteil von 4.5 %_{Pkt} für das DDI-Konzept experimentell bestätigt werden. Infolge der eingebrachten Dieselmenge verringert sich das CO_2 -Einsparpotenzial bei konstantem effektiven Wirkungsgrad auf 20 %. Werden die Wirkungsgradunterschiede in der Bilanz berücksichtigt, ergibt sich für das DDI-Brennverfahren gegenüber Diesel und Otto ein CO_2 -Vorteil von 22.7 % bzw. von 30.1 %. An dieser Stelle sei noch einmal erwähnt, dass die CO_2 -Emissionen über die vollständige Verbrennung des eingebrachten Kraftstoffes ermittelt wurden. Dadurch können die CO_2 -Potenziale unabhängig von den restlichen Abgaskomponenten als direkte Folge vom effektiven Wirkungsgrad und der Kraftstoffzusammensetzung berechnet werden. Während sich die überstöchiometrische Verbrennung in Kombination mit dem hohen Verdichtungsverhältnis positiv auf den Wirkungsgrad auswirkt, verringert sich die Abgastemperatur auf etwa 250 °C für die beiden DF-Konzepte. Angesichts dieser Rahmenbedingungen stellt die katalytische Konvertierung der unverbrannten CH_4 -Emissionen eine besondere Herausforderung dar.

Ausgangsbasis für die Verlustanalyse ist der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit realer Ladung. Sowohl die DF-Konzepte als auch der Dieselmotor profitieren im Gegensatz zum Benzin-Ottomotor vom höheren Verdichtungsverhältnis sowie von günstigeren Stoffwerten infolge des Magerbrennverfahrens. Wie bereits beschrieben, konnte in der DDI-Brennverfahrensentwicklung der Nachteil hinsichtlich der unvollständigeren Verbrennung gegenüber

5.3 Gegenüberstellung der Dual-Fuel-Konzepte mit konventionellen Brennverfahren

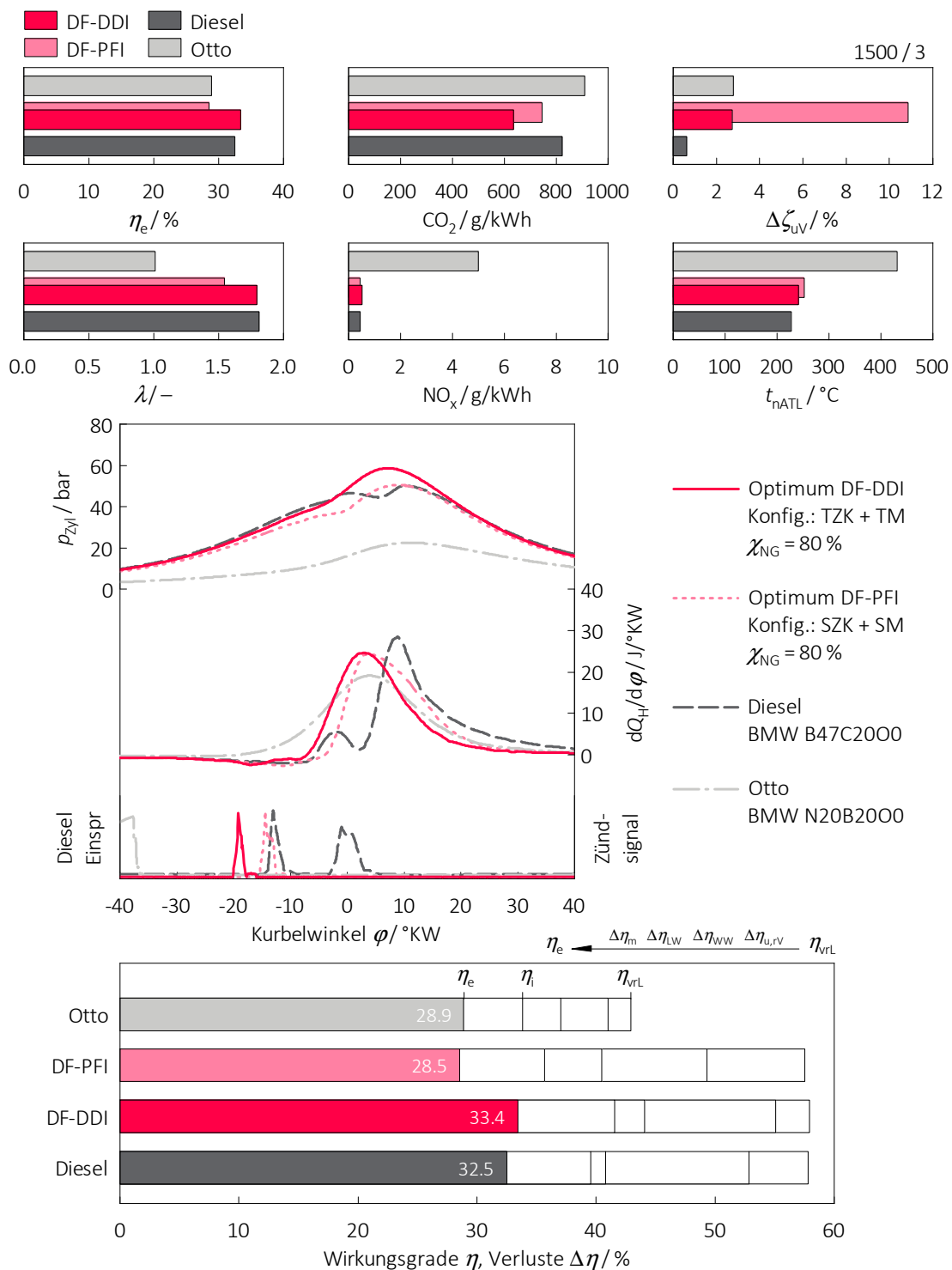


Abbildung 5.50: Vergleich der unterschiedlichen Brennverfahren im Lastpunkt 1500 / 3

dem Basisdieselmotor dank der kurzen Brenndauer sowie einer angepassten Verbrennungslage kompensiert werden. In puncto Wandwärmeverluste können zwischen Diesel- und DDI-Betrieb nur geringfügige Unterschiede festgestellt werden. Aufgrund der geringeren Temperaturen und Drücke nimmt dieser Verlustanteil für das DF-Konzept mit äußerer Gemischbildung ab und erreicht beim Benzin-Ottomotor den geringsten Verlust. Um die notwendigen AGR-Raten im DF-Modus darstellen zu können, musste das Spülgefälle zwischen Auslass- und Einlassseite des Motors mithilfe der Drosselklappe künstlich vergrößert werden, wodurch in weiterer Folge die Ladungswechselperluste anstiegen. Trotz der Reduktion der HD-Pumpenarbeit gegenüber dem Basisdieselmotor steigen die mechanischen Verluste im DDI-Betrieb geringfügig an. Neben den Abweichungen in der Messtechnik könnten die umfangreichen konstruktiven Modifikationen eine mögliche Ursache für diesen Sachverhalt sein. Schlussendlich profitiert das realisierte DDI-Konzept durch die umgesetzten konstruktiven und applikativen Maßnahmen, sodass sich gegenüber den konventionellen Brennverfahren von Diesel und Otto ein Plus im Wirkungsgrad von knapp $1\%_{\text{Pkt}}$ bzw. $4.5\%_{\text{Pkt}}$ im Lastpunkt 1500 / 3 quantifizieren lässt.

5.3.2 Vergleich der Brennverfahren im oberen Lastbereich

Alternativ zum vorherigen Lastpunkt wurden die DF-Brennverfahren im oberen Lastbereich aufgrund der Einsatzmöglichkeit eines Dreiwege-Katalysators auf ein stöchiometrisches Luftverhältnis optimiert. Im Hinblick auf die günstigeren Bedingungen für die Abgasnachbehandlung, welche im nachfolgenden Kapitel 5.4 detailliert beschrieben werden, wurde das Luftverhältnis im DDI-Betrieb leicht unterstöchiometrisch abgestimmt. Während sich die HC-Emissionen im Vergleich zum stöchiometrischen DF-Betrieb nur geringfügig erhöht werden, steigen die CO-Emissionen im unterstöchiometrischen Bereich sehr stark an. Neben den Umständen aus dem Luftverhältnis profitiert das DF-Konzept mit äußerer Gemischbildung einerseits durch eine vollständigere Erdgashomogenisierung und andererseits durch die zentrale Lage des Dieselinjektors. Ein detaillierter Blick auf die Heizverläufe zeigt, dass durch die Kombination der beschriebenen Sachverhalte nicht nur die Vollständigkeit der Verbrennung verbessert wird, sondern auch die Brenndauer im Vergleich zum DDI-Konzept deutlich verkürzt werden kann. Wie bereits im vorherigen Lastpunkt sind die Umsetzungsverluste für das Dieselmotorenverfahren aufgrund der nicht-vorgemischten Verbrennung am geringsten. Sowohl die DF- als auch das Otto-Brennverfahren sind in diesem Lastpunkt auf einen homogen stöchiometrischen Betrieb abgestimmt. Umso bemerkenswerter ist, dass trotz der fetteren Gemischverhältnisse die Umsetzungsverluste für die beiden DF-Konzepte geringer sind als jene des Ottomotors. Ableitbar aus den bereits zuvor beschriebenen Zusammenhängen verringern sich im DDI-Betrieb die NO_x -Emissionen im Gegensatz zum DF-Konzept mit Saugrohreinblasung aufgrund der Gemischzusammensetzung und der langsameren Verbrennung. Durch den Einsatz von AGR werden die NO_x -Emissionen beim Dieselmotor bereits innermotorisch reduziert. Angesichts der stöchiometrischen Gemischverhältnisse können im DF-Betrieb die Wirkungsgrade des Basisdieselmotors nicht erreicht werden. Daher ist es für die CO_2 -Bilanz umso wichtiger, dass der Erdgasanteil im DF-Betrieb im gesamten Kennfeldbereich maximiert wird. Konkret ergibt sich für das DDI-Konzept bei einer Substitutionsrate von 97% gegenüber dem Diesel- und Ottomotor ein CO_2 -Vorteil von 18.3% bzw. 29.7%. In Folge des größeren Dieselanteils findet sich der Wirkungsgradvorteil von $1.5\%_{\text{Pkt}}$ für das DF-Konzept mit äußerer Gemischbildung nicht zur Gänze in der CO_2 -Bilanz wieder. Dennoch können die

5.3 Gegenüberstellung der Dual-Fuel-Konzepte mit konventionellen Brennverfahren

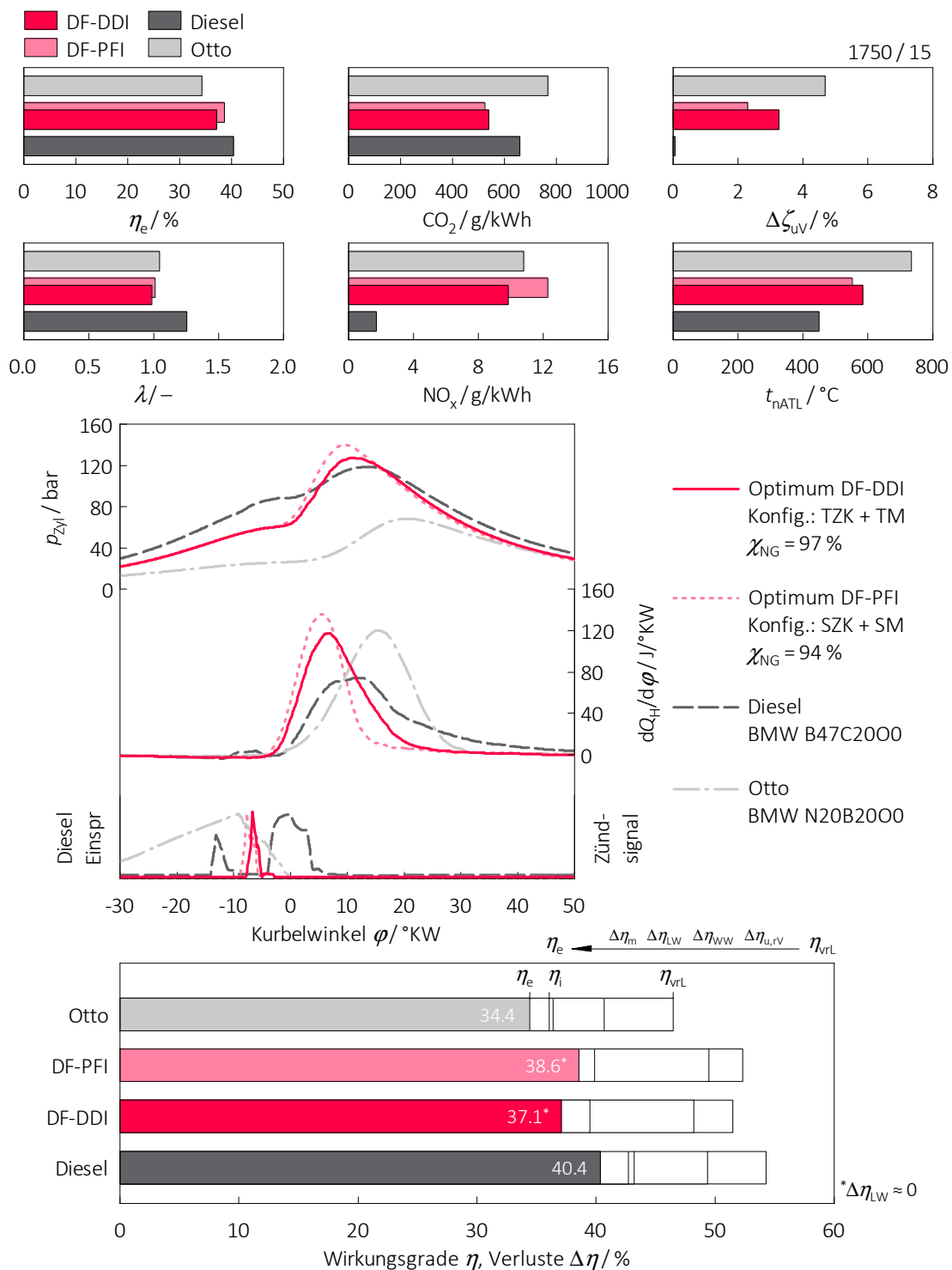


Abbildung 5.51: Vergleich der unterschiedlichen Brennverfahren im Lastpunkt 1750 / 15

CO₂-Emissionen dank der vollständigeren Verbrennung um weitere 2.8% reduziert werden. Während sich der stöchiometrische Betrieb auf den Wirkungsgrad negativ auswirkt, profitiert die Abgastemperatur von der globalen Gemischzusammensetzung. Im Vergleich zum Dieselmotor steigt die Temperatur nach der Abgasturbine für die DF-Konzepte von 450 °C auf über 550 °C an, wodurch speziell die Bedingungen für die katalytische Reduktion der unverbrannten CH₄-Emissionen verbessert werden.

Geprägt vom stöchiometrischen Luftverhältnis sinkt der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors für die DF-Konzepte gegenüber dem Basisdieselmotor. Trotz der höheren Verluste durch die unvollkommene Verbrennung können dank der kürzeren Brenndauern kombiniert mit der früheren Verbrennungslage die Verluste durch den realen Verbrennungsablauf im DF-Betrieb reduziert werden. Die höhere Klopfneigung zwingt den Ottomotor zu einer späteren Kraftstoffumsetzung im Gegensatz zu den DF-Brennverfahren, wodurch der Gleichraumgrad der Verbrennung negativ beeinflusst wird. Infolge des gesteigerten Temperaturniveaus im Brennraum nehmen die Verluste durch Wandwärme im DF-Betrieb gegenüber dem Diesel- und Ottomotor zu. Angesichts der günstigen Strömungsverhältnisse über den Abgasturbolader ist der Wirkungsgradverlust durch den Ladungswechsel für beide DF-Konzepte vernachlässigbar. In Bezug auf die mechanischen Verluste ergeben sich Unterschiede einerseits aus dem Brennverfahren und andererseits aus den Nebenaggregaten. Letztendlich lassen sich die effektiven Wirkungsgrade der DF-Brennverfahren auf 37.1% für die innere – und 38.6% für die äußere Erdgasgemischbildung im Lastpunkt 1750 / 15 quantifizieren.

5.4 Abgasnachbehandlung

Für die Erfüllung aktueller und zukünftiger Emissionsgesetzgebungen muss das DF-Brennverfahren gesamtheitlich in Kombination mit der Abgasnachbehandlung entwickelt werden. Um definierte und reproduzierbare Bedingungen über den Katalysator einstellen zu können, wurde am Prüfstand ein eigens angefertigtes Bypasssystem aufgebaut. Die nachfolgende Tabelle 5.13 zeigt eine Übersicht der analysierten Katalysatoren inklusive wichtiger Spezifikationen. Im konkreten Fall unterscheiden sich die beiden Beschichtungen nur hinsichtlich des primär verwendeten Edelmetalls Platin (Pt) bzw. Palladium (Pd).

Tabelle 5.13: Übersicht der analysierten Katalysatoren

	Katalysator A	Katalysator B
Edelmetall	Pt:Rh / 5:1	Pd:Rh / 5:1
Beladung in g / ft ³	30	30
Zelldichte in cpsi	400	400
Durchmesser in mm	118.4	118.4
Länge in mm	152.4	152.4
Substrat	Keramik	Keramik

Generell muss je nach Betriebsstrategie in stöchiometrische ($\lambda = 1$) und magere Abgasnachbehandlungssysteme ($\lambda > 1$) unterteilt werden. Aufgrund des notwendigen Magerbrennverfahrens in der unteren Teillast muss eine zusätzliche Abgasnachbehandlungstechnologie für

die Reduktion der NO_x -Emissionen eingesetzt werden (z. B. LNT, SCR). Jedoch wurde in diesen Untersuchungen der Fokus auf die Konvertierung der unverbrannten CH_4 -Emissionen gerichtet. Angesichts der Stabilität des Moleküls bedarf es einer hohen Aktivierungsenergie, um Methan im Katalysator katalytisch in CO_2 und H_2O umwandeln zu können.

In Abbildung 5.52 sind die Konvertierungsraten k_i für diverse Spezies in Abhängigkeit vom gesamten Luftverhältnis im Lastpunkt 1750/15 dargestellt. Auf den ersten Blick fällt der charakteristische Konvertierungsverlauf von CH_4 auf, welcher ein Maximum im leicht unterstöchiometrischen Bereich besitzt. Zudem ergibt sich ein sehr schmales λ -Betriebsfenster für die optimale CH_4 -Konvertierung zwischen 0.98 und 0.99. Dieser Sachverhalt konnte in ähnlicher Form in der Literatur [7, 38] bereits dokumentiert werden. Zurückzuführen ist das Verhalten im überstöchiometrischen Betrieb auf die schlechtere Reaktivität von CH_4 mit dem primären Reaktionspartner O_2 . Im Vergleich dazu zeigen langkettigere Kohlenwasserstoffe im mageren Betriebsbereich grundsätzlich eine höhere Reaktivität. Für unterstöchiometri-

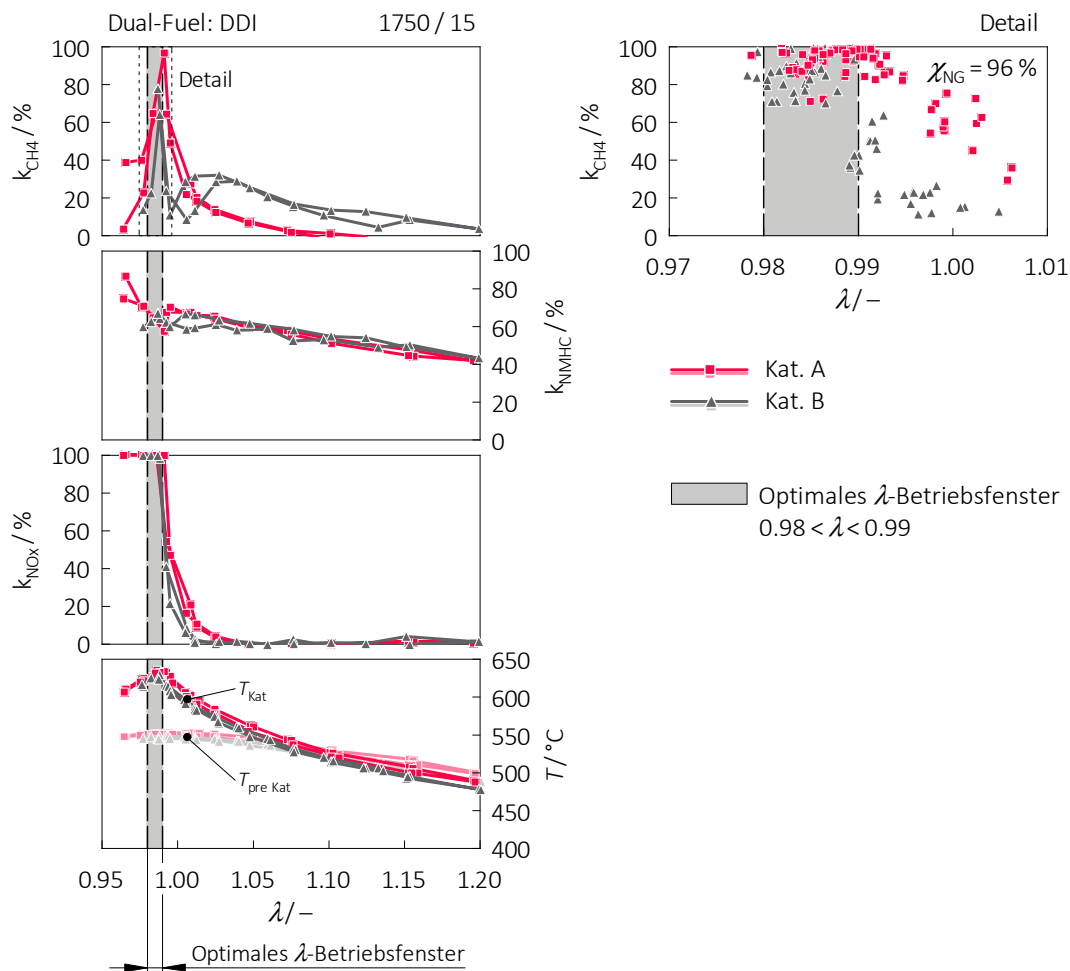


Abbildung 5.52: Einfluss des gesamten Verbrennungsluftverhältnisses λ auf die Konvertierung unterschiedlicher Schadstoffkomponenten im Lastpunkt 1750/15

sche Verbrennungsluftverhältnisse wirken die NO_x -Emissionen als Reaktanten für die katalytische Oxidation der CH_4 -Emissionen. Bei einer weiteren Anreicherung des Gemisches ist zu wenig Sauerstoff für die anschließende Abgasnachbehandlung vorhanden, sodass die CH_4 -Konvertierung wieder abfällt. Während Katalysator A weniger sensitiv auf Schwankungen des Luftverhältnisses reagiert, punktet Katalysator B in der CH_4 -Konvertierung im mageren Betriebsbereich. An dieser Stelle sei noch einmal explizit betont, dass die katalytische Umsetzung der CH_4 -Emissionen stark vom Luftverhältnis abhängig ist. Selbst im leicht mageren Bereich können trotz Katalysatortemperaturen von über 550°C nur inakzeptable Konvertierungsraten verzeichnet werden. In Bezug auf die restlichen Kohlenwasserstoffe (NMHC), welche absolut gesehen für diese Versuchsreihen weniger als 8 % der gesamten HC-Emissionen betragen, ist ebenfalls eine kontinuierliche Reduktion der Konvertierungsrate mit steigendem Luftverhältnis feststellbar. Hinsichtlich der NO_x -Konvertierung zeigen sich die typischen Verläufe beim Einsatz eines Dreiwege-Katalysators. Aufgrund der exothermen Reaktionen steigt die Temperatur im Katalysator im optimalen λ -Betriebsfenster im Vergleich zur Eintrittstemperatur um über 80°C auf ca. 630°C an. In der Detailansicht auf der rechten Seite ist das CH_4 -Konvertierungsverhalten über einen mehrstündigen Betrieb dargestellt. Unter idealen Gemischverhältnissen ($0.98 < \lambda < 0.99$) sind mit beiden untersuchten Katalysatoren CH_4 -Umsatzraten größer 95 % darstellbar.

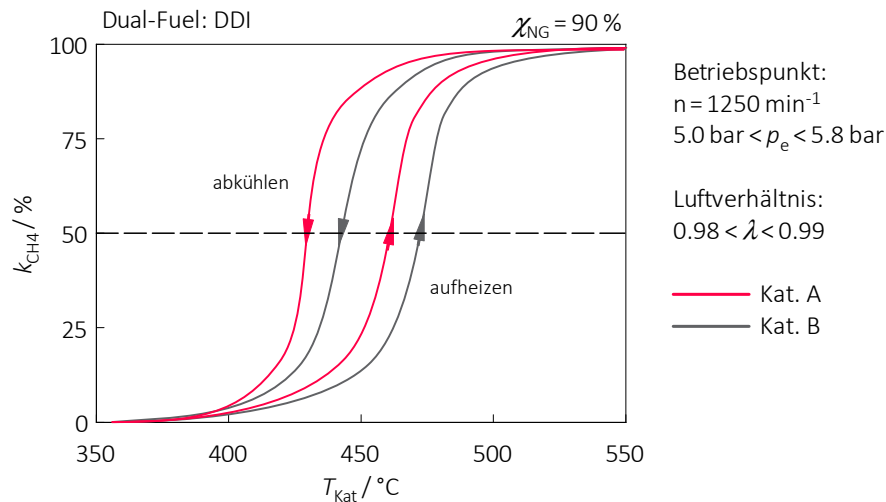


Abbildung 5.53: Bestimmung der Light-off-Temperatur für ein Luftverhältnis $0.98 < \lambda < 0.99$ im Betriebsbereich $1250 / 5.0 - 5.8$

Auf Basis der gewonnen Erkenntnisse wurde in einem nächsten Schritt das Konvertierungsverhalten von Methan in Abhängigkeit von der Katalysatortemperatur für das optimale λ -Betriebsfenster ermittelt. Während am Synthesegasprüfstand die Temperatur relativ einfach variierbar ist, kann die Abgastemperatur am Vollmotor durch das Brennverfahren und durch den Lastpunkt beeinflusst werden. Dabei variiert zum einen die Abgaszusammensetzung und zum anderen die Raumgeschwindigkeit im Katalysator. Um diese Einflüsse so gering wie möglich zu halten, wurde die Eintrittstemperatur in den Katalysator über gezielte Wärmeabfuhr am Abgassystem eingestellt. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in Abbildung 5.53

gezeigt. Generell zeigt sich im Konvertierungsverhalten von Methan ein Hystereseverhalten zwischen der Aufheiz- und Abkühlphase. Eine mögliche Erklärung für die höhere katalytische Umsetzung während der Abkühlphase kann auf die kontinuierlich frei werdende Wärme infolge der exothermen Reaktionen bei der CH_4 - bzw. CO -Umwandlung zurückgeführt werden. Dadurch können die katalytischen Prozesse fortlaufen, obwohl die Eingangstemperaturen bereits zu niedrig sind (autotherme Reaktion). Die Konvertierung nach dem Kaltstart wird durch die Light-off-Kurve repräsentiert, wonach Temperaturen von über 450°C erreicht werden müssen, um Konvertierungsraten von 50 % bewerkstelligen zu können. Diese Ergebnisse korrelieren mit den Erkenntnissen aus der Literatur [7, 38], welche bereits im Unterkapitel 2.4 beschrieben wurden.

Gänzlich anders präsentiert sich die Situation im DF-Magerbetrieb. Exemplarisch sind Ergebnisse im Lastpunkt 1750 / 5 in Abbildung 5.54 zu sehen. In den Diagrammen sind die Konvertierungsraten für CH_4 sowie für NMHC über der Katalysatortemperatur aufgetragen. Das magere Luftverhältnis kombiniert mit dem hohen Verdichtungsverhältnis wirkt sich dabei negativ auf die Abgastemperatur und damit direkt auf die Konvertierung aus. Ausgehend von den optimierten Betriebsverhältnissen wurde mit gezielten Heizstrategien (ungekühltes AGR, spätere Verbrennungslagen, Dieselnacheinspritzung, usw.) versucht, die Eintrittstemperatur in den Katalysator anzuheben. Dabei konnte die Katalysatortemperatur von ca. 270°C zunächst auf über 420°C und für den Katalysator B sogar auf knapp 600°C angehoben werden. Für den

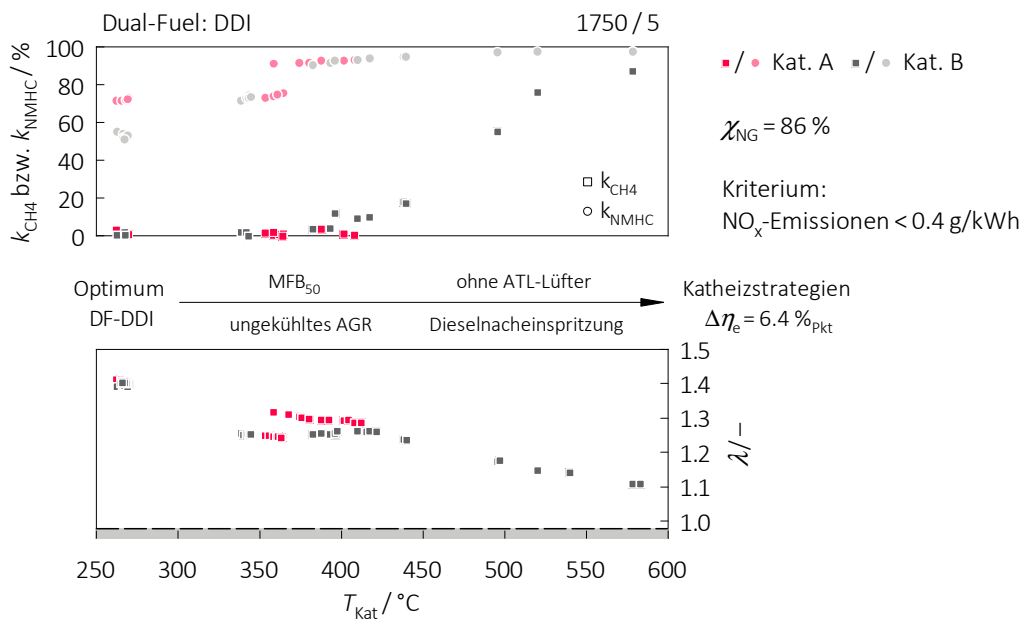


Abbildung 5.54: Konvertierung der unverbrannten Schadstoffkomponenten (CH_4 bzw. NMHC) inklusive Katalysatorheizstrategien im Lastpunkt 1750 / 5

Katalysator A blieb die CH_4 -Konvertierung bis zum Ende der Versuchsreihe aus. Hingegen konnte mit Katalysator B ab ca. 400°C auch mit einem mageren Verbrennungsluftverhältnis eine katalytische CH_4 -Umsetzung festgestellt werden. Bei einer Katalysatorortemperatur von knapp 600°C und einem Luftverhältnis von 1.1 konnten Konvertierungsraten von ca. 80 %

nachgewiesen werden. Dabei wird die Steigerung der Abgastemperatur durch einen Wirkungsgradverlust gegenüber dem optimierten Betrieb von 6.4 %_{Pkt} teuer erkaufte. Im Vergleich dazu werden die restlichen Kohlenwasserstoffe bereits im Ausgangszustand teilweise und ab einer Temperatur von ca. 400 °C mit über 90 % katalytisch umgesetzt.

Die beschriebenen Schwierigkeiten in der katalytischen Umwandlung der unverbrannten Methanemissionen stellen bis dato die größte Herausforderung in der weiteren Entwicklung des DF-Brennverfahrens dar. Die magere Verbrennung gepaart mit dem hohen Verdichtungsverhältnis wirken sich dabei negativ auf die Abgastemperatur und damit auf die Konvertierung aus. Unter Berücksichtigung des Treibhauspotenzials von Methan (GWP = 28) [49] reduziert sich die CO₂-Einsparung signifikant. Dadurch und auch im Hinblick auf die zunehmend striktere Limitierung der CH₄-Emissionen in der Gesetzgebung ist ein stabil funktionierendes Abgasnachbehandlungssystem zwingend notwendig.

6 Numerische Untersuchungen

Parallel zu den experimentellen Untersuchungen wurden für die detailliertere Analyse des Dual-Fuel-Brennverfahrens diverse numerische Betrachtungen angestellt. Neben 0D-Brennverlaufsanalysen sowie 1D-Motorprozesssimulationen war speziell die Betrachtung der innermotorischen Strömungsvorgänge mittels 3D-CFD-Simulationen von besonderem Interesse. Passend dazu werden in den nachfolgenden Kapiteln die durchgeführten numerischen Untersuchungen näher beschrieben.

6.1 0D-Brennverlaufsanalyse

Aufbauend auf den experimentellen Untersuchungen erfolgte die globale Charakterisierung des Arbeitsprozesses mithilfe der 0D-Brennverlaufsanalyse. Basierend auf der nulldimensionalen Simulation des Hochdruckteils unter Berücksichtigung des Wandwärmeübergangs sowie der Kraftstoffeigenschaften wurde mithilfe der Software FVT-CORA [26] der Arbeitsprozess detailliert analysiert. Neben den bereits beschriebenen Ergebnissen aus der Verlustteilung für die unterschiedlichen Motorkonzepte diente der berechnete Brennverlauf als Eingangsgröße für die anschließende 1D-Motorprozesssimulation.

6.2 1D-Motorprozesssimulation

Dank der durchgeführten Motorprozesssimulation konnte ein Zugang zu nicht direkt messbaren Größen geschaffen werden. Dazu wurde unter der Verwendung des Softwarepakets AVL-Boost [2] ein detailliertes Modell des Versuchsträgers inklusive Motorperipherie aufgebaut, welches im Anschluss mithilfe experimenteller Messdaten validiert wurde. Konkret wurden die Massenströme bzw. die Temperaturverläufe an der Schnittstelle zwischen Saugmodul und den Einlasskanälen berechnet, welche wiederum als Eingangsgrößen für die darauffolgende 3D-Strömungssimulation herangezogen wurden (siehe Abbildung 6.1).

6.3 3D-Strömungssimulation

Für die Visualisierung der innermotorischen Vorgänge während des Arbeitsprozesses wurden 3D-Strömungssimulationen mithilfe der Software AVL Fire durchgeführt. Beginnend von der Ladungsbewegung über die Gemischbildung von Erdgas und Diesel bis hin zur kombinierten Verbrennung wurde beinahe der gesamte DF-Arbeitsprozess mithilfe der CFD-Simulationen untersucht. Genau in dieser Reihenfolge, welche in Abbildung 6.2 visualisiert ist, wurden die Themengebiete bearbeitet. Im Zusammenspiel mit den durchgeführten experimentellen Untersuchungen kann das DF-Konzept mithilfe der Ergebnisse aus der 3D-Strömungssimulation zielgerichtet optimiert werden.

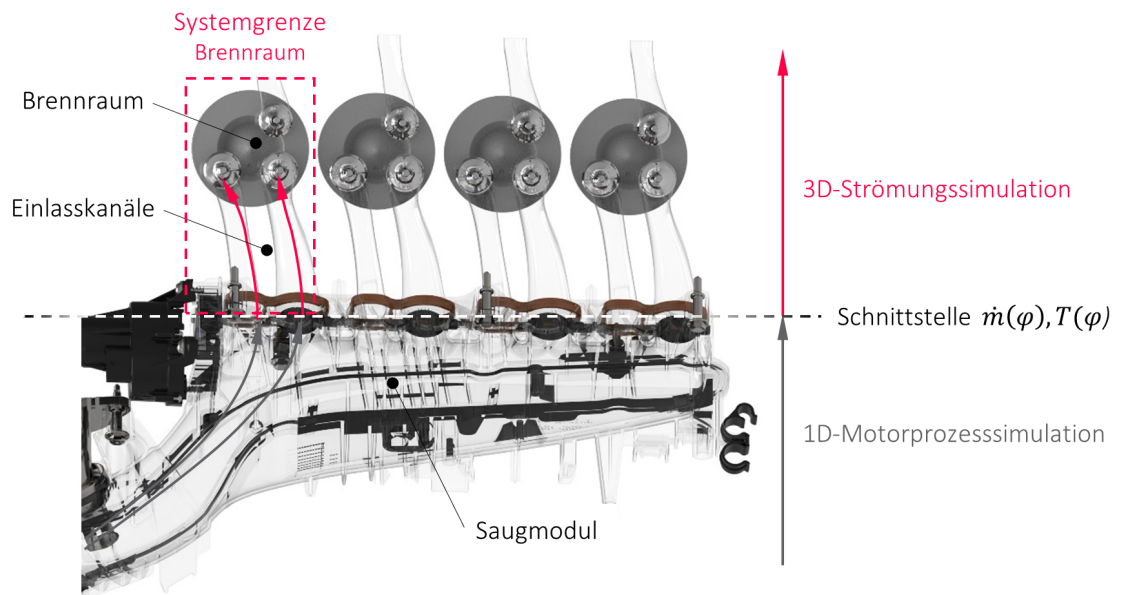


Abbildung 6.1: Schnittstelle zwischen der 1D-Motorprozesssimulation und der 3D-Strömungssimulation

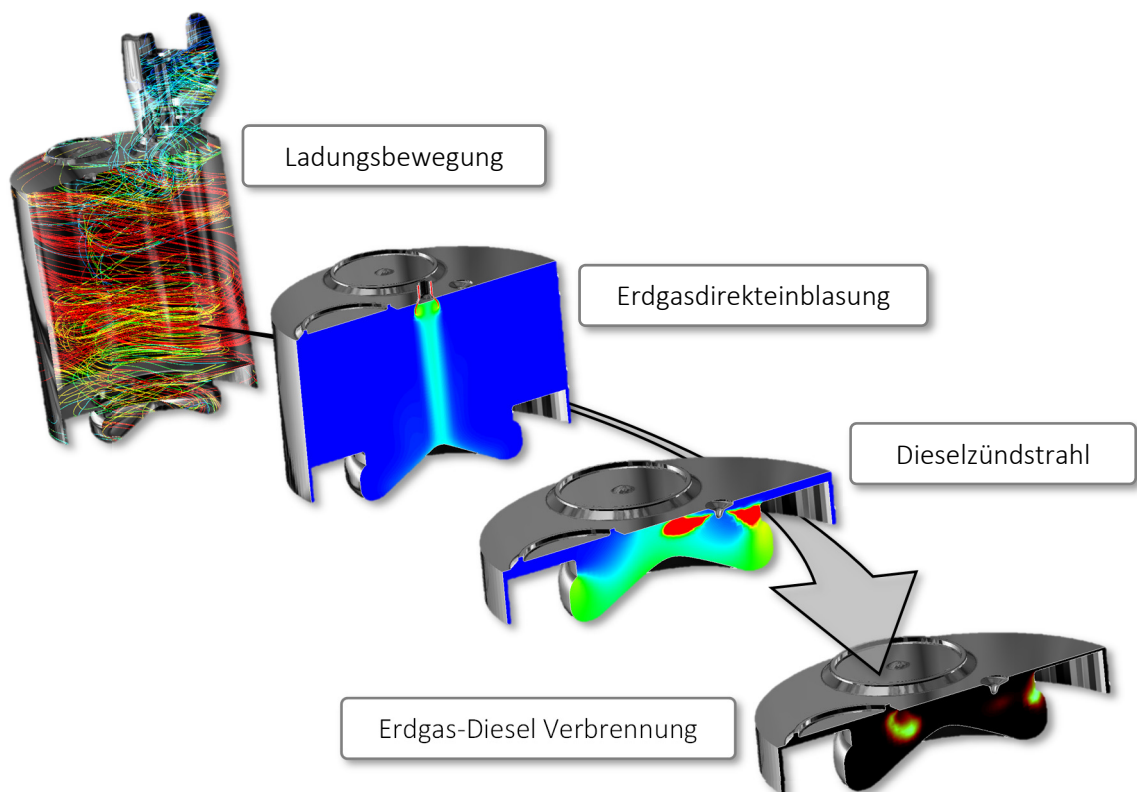


Abbildung 6.2: Übersicht der analysierten Themengebiete in der 3D-Strömungssimulation

Aufgrund der zeitintensiven Vorarbeit und des hohen Rechenaufwandes wurden die CFD-Simulationen primär im Lastpunkt 1500 / 3 durchgeführt. Die Motivation für die Wahl dieses Betriebspunktes kann auf die besonders schwierigen Rahmenbedingungen hinsichtlich der HC-Emissionen zurückgeführt werden. Wichtige applikative Parameter aus den experimentellen Untersuchungen, welche als Eingangsgrößen in der CFD-Simulation verwendet werden, sind in Tabelle 6.1 angeführt.

Tabelle 6.1: Eingangsgrößen für die CFD-Simulation im Lastpunkt 1500 / 3

Parameter	1500 / 3
energetischer Erdgasanteil in %	79
Erdgas- / Dieselmenge in mg/Zyk	7.5 / 2.3
Erdgaseinblaselage in °KW vZOT	80
Saugrohrdruck in bar	1.0
AGR-Rate in %	43.2
gekühlt / ungekühlt	ungekühlt
50 %-Umsatzpunkt in °KW nZOT	6.5
Drallklappenposition in %	55
Dieselmotordruck in bar	800

An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass detaillierte Informationen zu den Lösungsansätzen und den verwendeten Gleichungen für die Beschreibung der Strömungsvorgänge in [3] dokumentiert sind. Trotzdem werden zusätzlich im Anhang A.3 essentielle Grundgleichungen in verdichteter Form zusammengefasst.

6.3.1 Modellbildung

Eine zentrale Rolle in allen Simulationen spielt die Beschreibung technischer Prozesse mithilfe vereinfachter Modelle, mit jenen versucht wird, die Realität zu abstrahieren. Dabei werden reale Prozesse in Teilprobleme zerlegt und physikalisch beschrieben. In Hinblick auf die Modelltiefe gilt die allseits bekannte Forderung: So einfach wie möglich und so komplex wie nötig. Konkret wurde innerhalb der durchgeführten CFD-Simulationen das Teilsystem Brennraum modelliert, welches in Abbildung 6.3 dargestellt ist.

Neben der Modellbildung beeinflussen die notwendigen Randbedingungen die Qualität der Simulationsergebnisse signifikant. Wie bereits beschrieben, resultieren die transienten Strömungsbedingungen für die Einlasskanäle aus der 1D-Motorprozesssimulation. Hinsichtlich der Temperaturen an den Brennraumwandungen konnte zum Teil auf vorhandene Messdaten zurückgegriffen werden. Die restlichen unbekanntenen Wandtemperaturen wurden über Erfahrungswerte abgeschätzt. Spezifische Randbedingungen werden abhängig von der Fragestellung in den jeweiligen Unterkapiteln separat angeführt.

6.3.2 Vernetzungsstrategie und Netztopologie

In direktem Zusammenspiel mit der Modellbildung beeinflusst die Vernetzungsstrategie maßgeblich die Simulationsergebnisse. Dabei wurde das Rechnernetz entsprechend der Anforderung

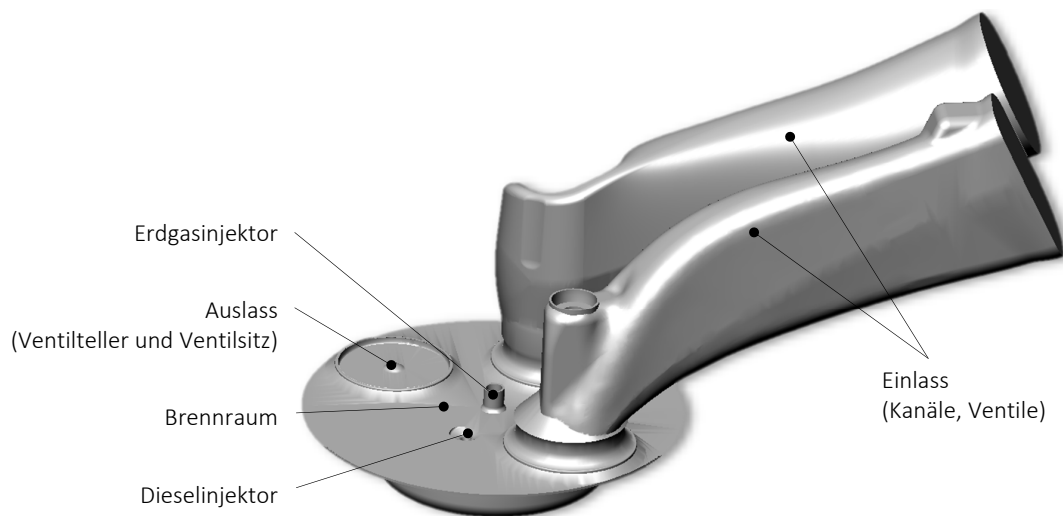


Abbildung 6.3: Simulationsmodell für die CFD-Untersuchungen des DDI-Konzeptes

ungen an die jeweilige Strömungssituation gezielt optimiert. Eine Übersicht der umgesetzten Vernetzungsstrategie zeigt Abbildung 6.4. Nachdem die Ansaugphase mit dem Schließzeitpunkt der Einlassventile beendet ist, werden die Einlasskanäle während des restlichen Simulationsverlaufs nicht mehr berücksichtigt. Von der Reduktion der Zellenanzahl profitiert in erster Linie die Rechenzeit. In der Kompressionsphase nimmt die absolute Zellenzahl kontinuierlich bis zum Zeitpunkt der Erdgasdirekteinblasung ab. Angesichts der komplexen Strömungsverhältnisse wurde das Rechennetz im Düsenbereich um den Erdgasinjektor speziell auf die Anforderungen der überkritischen Einblasung optimiert, weshalb die Zellenanzahl in diesem Bereich massiv ansteigt. Nachdem das Erdgas in den Brennraum eingebracht wurde, wechselt das Rechennetz wieder auf die bereits in der ersten Kompressionsphase verwendete Netztopologie. Die Rahmenbedingungen für die Abstrahierung des Dieselmündstrahls und der kombinierten DF-Verbrennung werden gesondert in den jeweiligen Unterkapiteln beschrieben.

6.3.3 Ladungsbewegung

Die global erzeugte Ladungsbewegung im Brennraum beeinflusst den gesamten DF-Arbeitsprozess nachhaltig. Beginnend von der Erdgasgemischbildung über den Zerfall des Dieselmündstrahls bis hin zur Verbrennung werden sämtliche Phasen des Motorprozesses von den innermotorischen Strömungsverhältnissen beeinflusst. Umso wichtiger ist es, den Einfluss unterschiedlich ausgerichteter Ladungsbewegungen auf das DDI-Brennverfahren zu untersuchen. Aufgrund der komplexen Strömungssituation im Brennraum wurden die Geometrien der Einlasskanäle und der Kolbenmulde mithilfe der CFD-Simulation gestaltet. Angesichts konstruktiver Restriktionen waren Änderungen an der Ventilanordnung oder an der Sauganlage nicht möglich, wodurch ein Kompromiss in der Auslegung gefunden werden musste. Im Vergleich zur Ausgangsbasis (Drallströmung) wurde die neu gestaltete Einlasskanalgeometrie auf eine globale Strömung um die Zylinderquerachse (Tumbleströmung) ausgerichtet. Die analysierten Hardwarekombinationen wurden bereits in Kapitel 5.2.6 vorgestellt.

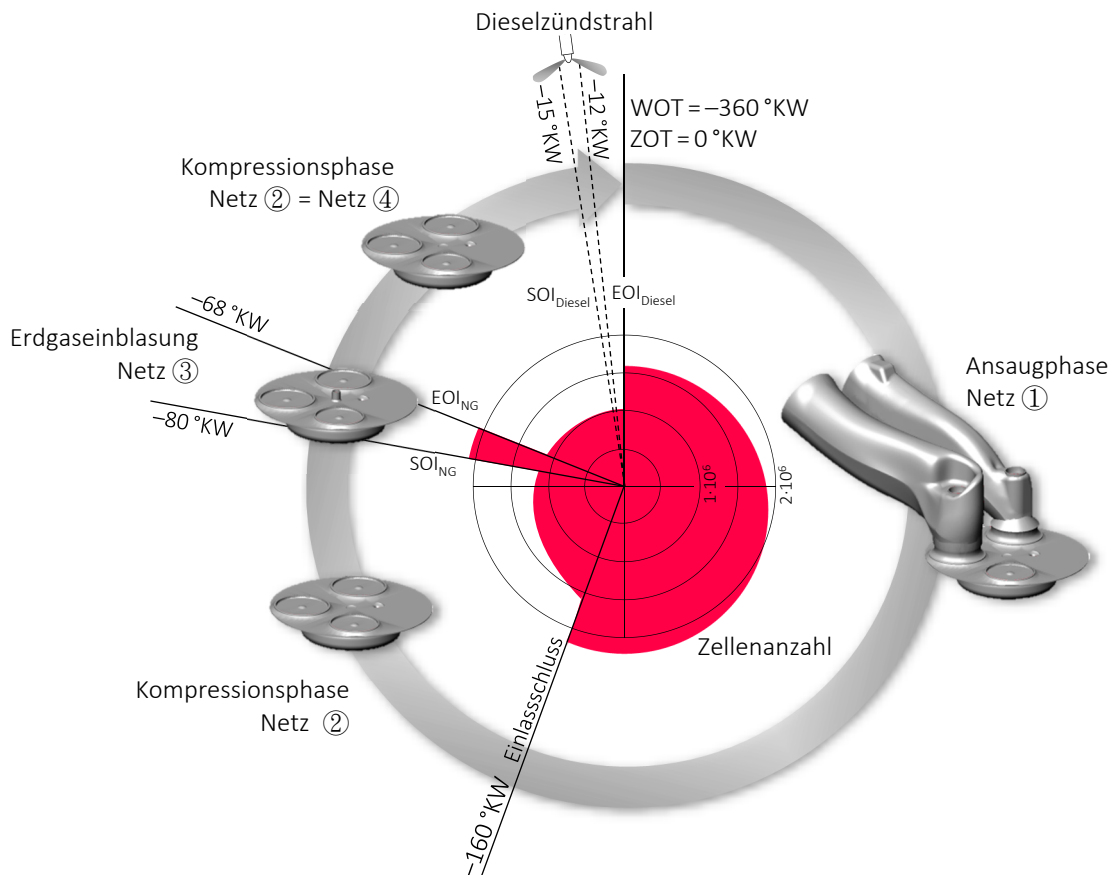


Abbildung 6.4: Netztopologie für die Beschreibung des DDI-Brennverfahrens in der CFD-Simulation

Zusätzlich zu der globalen Ladungsbewegung bestimmt speziell das Turbulenzniveau im Brennraum jedes Brennverfahren. Die Turbulenz beschreibt dabei die hochfrequente stochastische Fluktuation von Schwankungen in der Strömung, welche durch die Navier-Stokes-Gleichungen numerisch abgebildet werden können. Jedoch bedarf es für die turbulente Strömung eines immensen Rechenaufwandes, weil angesichts der Nichtlinearitäten kleinste Störungen die Lösung maßgeblich beeinflussen. Dadurch müssen selbst kleinste Turbulenzen aufgelöst werden, weshalb die notwendige Zelldichte für das Rechnernetz massiv ansteigt. In weiterer Folge wird der Rechenaufwand für technische Fragestellungen unverträglich groß. Aus diesem Grund werden in den durchgeführten CFD-Simulationen die Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen (RANS-Gleichungen) verwendet. In diesem Ansatz werden die Turbulenzen modellhaft beschrieben. Dies hat den Vorteil, dass die physikalischen Zusammenhänge genau genug abgebildet werden und gleichzeitig die Rechenzeit im Vergleich zu einer direkten Simulation deutlich sinkt. Durch die Reynolds-Mittelung der Navier-Stokes-Gleichung ist die Genauigkeit der Ergebnisse abhängig vom verwendeten Turbulenzmodell. In der konkreten Anwendung wurde die Turbulenz mithilfe des k - ζ - f -Modells abgebildet. An dieser Stelle wird für weitere Details auf die Literatur [3] bzw. den Anhang A.3 verwiesen.

In den durchgeführten CFD-Simulationen wird die Turbulenz mithilfe der turbulenten kinetischen Energie (TKE) quantifiziert. Ausgehend vom Ansatz für die RANS-Gleichungen kann jede Größe mithilfe eines zeitlichen Mittelwertes und einer Schwankung beschrieben werden (z. B. Geschwindigkeitskomponente u):

$$u(x, y, z, t) = \bar{u}(x, y, z, t) - u'(x, y, z) \quad (6.1)$$

Ausgehend von diesem Ansatz definiert sich die Turbulenzenergie (TKE) über die Schwankungsgeschwindigkeiten zu:

$$\text{TKE} = \frac{1}{2}(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (6.2)$$

Für die Bewertung der globalen Ladungsbewegung werden zusätzlich die Drallzahl (Z_D) und die Tumblezahl (Z_T) verwendet, welche sich wie folgt berechnen:

$$Z_{D,T} = \frac{\omega_{D,T}}{\omega_K} \quad (6.3)$$

Die Formel spiegelt das Verhältnis der Winkelgeschwindigkeiten von Ladungsbewegung $\omega_{D,T}$ zur Kurbelwelle ω_K wider.

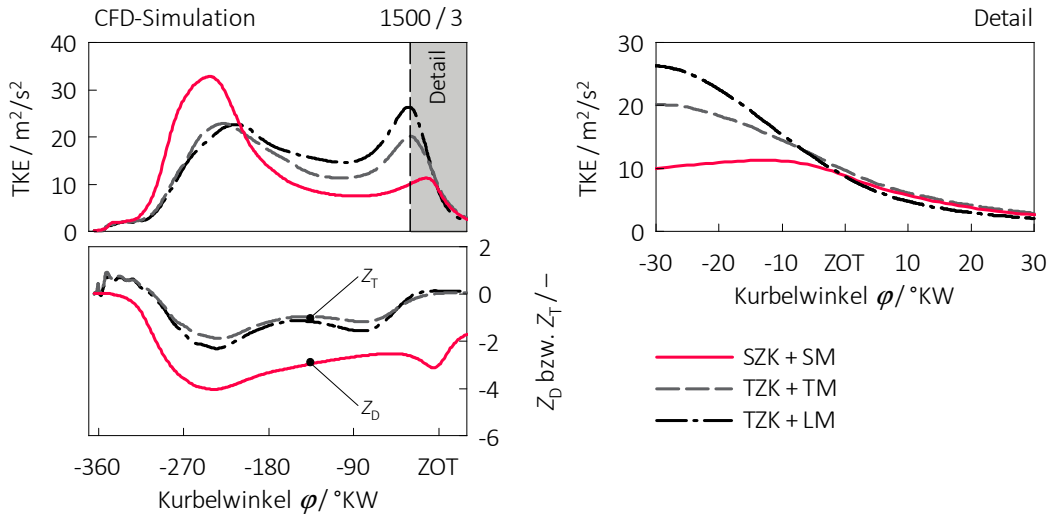


Abbildung 6.5: Einfluss der untersuchten Kanal- und Kolbengeometrien auf die TKE im Brennraum sowie Z_D bzw. Z_T im Lastpunkt 1500/3

Während in Abbildung 6.5 die zuvor beschriebenen Parameter gemittelt über den Brennraum dargestellt sind, ist in Abbildung 6.6 zum einen das Geschwindigkeitsfeld und zum anderen die Turbulenzenergie für ausgewählte Kurbelwinkelpositionen visualisiert. In den Ergebnissen zeigt sich, dass trotz der konstruktiven Restriktionen im Vergleich zur Drallströmung der Basisvariante mit den neu ausgelegten Einlasskanälen und Kolbengeometrien eine Strömung um die Zylinderquerachse (Tumble) erzeugt wird.

Dennoch sind die absoluten Winkelgeschwindigkeiten, die durch Drallströmung initiiert werden, deutlich größer. Während der Tumble hin zum ZOT durch den Kolben quasi zerquetscht

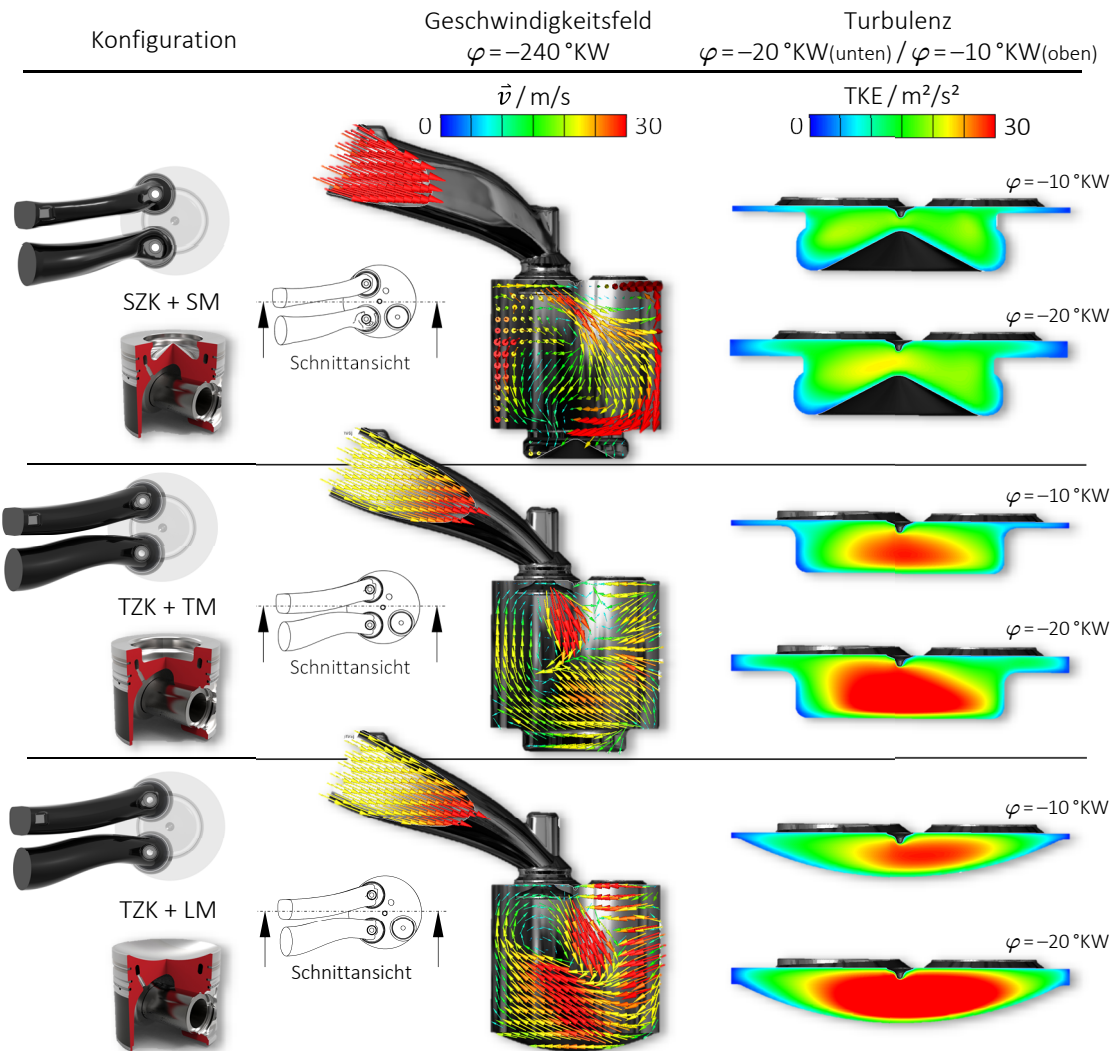


Abbildung 6.6: Ergebnisse der CFD-Simulation über das Strömungsverhalten der untersuchten Hardwarekonfigurationen im Lastpunkt 1500 / 3

wird und dadurch in Turbulenz dissipiert, hält die globale Drallströmung auch über ZOT hinaus an. Während die strömungstechnische Interaktion zwischen den Einlasskanälen und der Linsenmulde zu einem verstärkten Tumbleaufbau im Verlauf der Einlassphase führt, profitiert die Kolbenvariante mit ausgeführter Topfmulde um ZOT von der Quetschströmung. Anhand der turbulenten kinetischen Energie ist gut zu erkennen, dass in der Kompression die größeren Wirbelstrukturen der Tumbleströmung kontinuierlich in immer kleinere Wirbel zerfallen bis sie schließlich in Turbulenz dissipieren. Beinahe unabhängig von der Kolbenform wird im Bereich von ca. 30°KW $v\text{ZOT}$ für beide Tumblevarianten ein lokales Maximum der Turbulenzenergie erreicht. Während die Tumbleströmung in der Kompressionsphase zerfällt, wird die Drallströmung durch den Pirouetteneffekt in der Kolbenmulde beschleunigt. Durch die großskaligen

Drallstrukturen profitiert die Verbrennung speziell gegen Brennende. Ein strömungstechnisch guter Kompromiss ergibt sich für die Kombination TZK und TM, welche durch den Übergang von Tumble- zur Quetschströmung für günstige Strömungsverhältnisse im Bereich von ZOT im Brennraum sorgt. Dabei korrelieren die Ergebnisse aus der CFD-Simulation mit jenen aus den experimentellen Untersuchungen, welche bereits in Kapitel 5.2.6 diskutiert wurden.

Passend zu den gemittelten Ergebnissen visualisiert Abbildung 6.5 die innermotorische Strömungssituation für ausgewählte Kurbelwinkelpositionen. Einerseits verdeutlicht die Vektordarstellung des Geschwindigkeitsfeldes die Generierung der globalen Ladungsbewegung während der Einlassphase und andererseits ist die turbulente kinetische Energie 20°KW bzw. 10°KW vor ZOT dargestellt. Mithilfe der Drallklappe wird für die Erzeugung einer gerichteten Drallströmung der Massenfluss hauptsächlich über den Tangentialkanal in den Brennraum geleitet, wodurch die Strömungsgeschwindigkeit in diesem Einlasskanal deutlich zunimmt. Im Gegensatz zur Linsenmulde stört die Quetschfläche der Topfmulde den Aufbau einer Strömung um die Zylinderquerachse. Dabei wird die Einlassströmung an der Quetschfläche zum einen in Richtung Zentrum (Tumble) und zum anderen entlang des Zylinderliners (Reversetumble) umgelenkt. Während sich die Turbulenzenergie für die Variante SZK und SM hin zum ZOT über den Brennraum nur kaum ändert, zerfällt die Tumbleströmung im Verlauf der Kompression, sodass hin zum ZOT die Turbulenz bereits wieder abnimmt. Abschließend sei noch einmal betont, dass für diese Betrachtungen lediglich die kalte Strömung ohne Interaktion mit Gemischbildung oder Verbrennung abgebildet wurde.

6.3.4 Erdgasdirekteinblasung

Im nächsten Schritt wurde die Erdgasdirekteinblasung in der CFD-Simulation modelliert. Hierbei stand speziell die Erdgasgemischbildung im Schichtbetrieb im Fokus der numerischen Untersuchungen. Aufgrund der Tatsache, dass zum Zeitpunkt der Analysen keinerlei konstruktive Details vom Hersteller zum Injektor bekannt waren, mussten essentielle Parameter (Nadelhub, Düsengeometrie, usw.) im Vorfeld eigenständig ermittelt oder abgeschätzt werden. Die Entwicklungsmethodik für die Modellierung der Erdgaseinblasung in der CFD-Simulation ist in Abbildung 6.7 dargestellt. Bevor die Erdgaseinblasung in das Brennraummodell integriert wurde, erfolgten Basisuntersuchungen in einer strömungstechnisch beruhigten Kammer. Um die Simulationsergebnisse validieren zu können, wurden sowohl optische Untersuchungen mithilfe der Schlierenmesstechnik durchgeführt als auch die Injektorkennlinien experimentell ermittelt. Beispielsweise konnten dank der Schlierenaufnahmen wichtige Sprayparameter (Spraywinkel, Eindringtiefe, usw.) in der CFD-Simulation abgestimmt werden. Detaillierte Informationen rund um die Abbildung der Erdgaseinblasung in der beruhigten Kammer sind in der Masterarbeit [13] dokumentiert. Anschließend erfolgte auf Basis der Erkenntnisse aus den Voruntersuchungen die Erweiterung des Brennraummodells mit der Erdgasdirekteinblasung.

Während im Anhang A.3 konkrete Details zur Konfiguration der CFD-Simulation zusammengefasst sind, visualisiert Abbildung 6.8 die Erdgaseinblasung während der Kompression im Lastpunkt $1500/3$. Aufgrund des Projektverlaufs wurden alle weiterführenden Strömungsuntersuchungen für die Basiskonfiguration (SZK und SM) durchgeführt. Die Darstellung zeigt die Erdgasgemischbildung vom Einblasebeginn ($\text{SOI}_{\text{NG}} = 80^\circ\text{KW vZOT}$) bis hin zum Einspritzzeitpunkt des Dieselzündstrahls ($\text{SOI}_{\text{Diesel}} = 15^\circ\text{KW vZOT}$). Verstärkt durch die globale Drallströmung konzentriert sich das zentral eingeblasene Erdgas bis zum Auftreffen in der

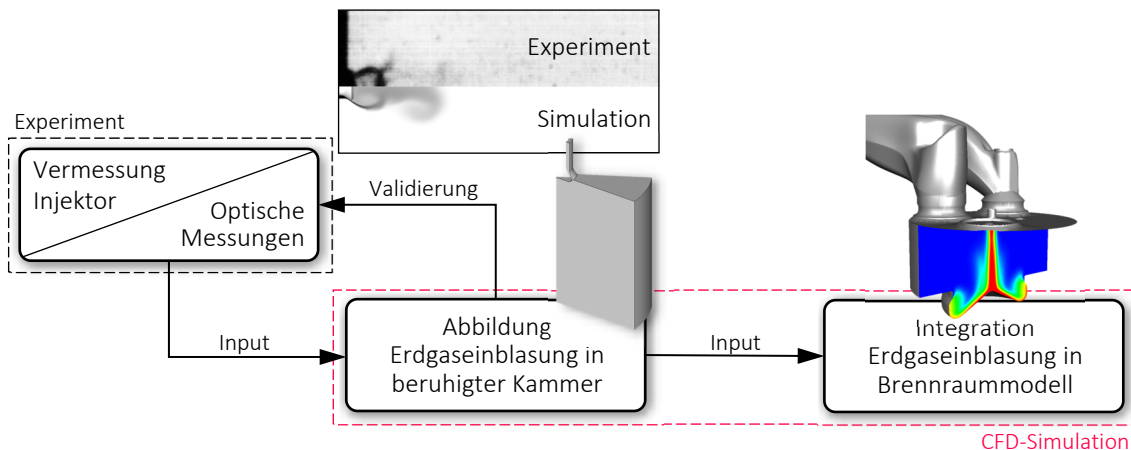


Abbildung 6.7: Methodik zur Abbildung der Erdgasdirekteinblasung in der CFD-Simulation

Kolbenmulde im Zentrum des Brennraums. Dort wird das Erdgas von der ausgeprägten Muldengeometrie im weiteren Kompressionsverlauf quasi eingefangen. Zusätzlich verhindert die bis OT zunehmend dominanter werdende Quetschströmung, dass größere Erdgasanteile außerhalb der Kolbenmulde gelangen. Aufgrund der Strömungsverhältnisse kombiniert mit der zentralen Position des Erdgasinjektors konzentriert sich das Erdgas im Hinterschnittbereich der Kolbenmulde.

Eine detaillierte Darstellung der Ladungsschichtung zum Einspritzzeitpunkt des Dieselmündstrahls ist in Abbildung 6.9 ersichtlich. Um die Gemischverhältnisse besser quantifizieren zu können, sind in der Darstellung zusätzlich Isolinien für unterschiedliche Luftverhältnisse eingezeichnet. Die Ergebnisse verdeutlichen, dass selbst mit einer Niederdruckeinblasung unter bestimmten konstruktiven Rahmenbedingungen eine Ladungsschichtung im Brennraum erzielt werden kann. Neben unterstöchiometrischen Zonen im Hinterschnittbereich der Kolbenmulde befindet sich der überwiegende Erdgasanteil innerhalb der Zündgrenzen ($0.6 < \lambda < 2.0$) [37]. Bestätigt durch die experimentellen Ergebnisse können die HC-Emissionen dank der Ladungsschichtung im Vergleich zum homogenen Magerbetrieb drastisch reduziert werden. Für die weitere Optimierung des Magerbetriebes müssen sowohl konstruktive als auch applikative Parameter weiter überarbeitet werden. Neben der gezielten hardwareseitigen Auslegung der Einlasskanal- und Brennraumgeometrie auf das Spraybild des Erdgasinjektors kann beispielsweise das Einblasfenster durch einen höheren Versorgungsdruck erweitert werden. Wichtig dabei ist, dass die Optimierung gesamtheitlich auch über die Erdgasgemischbildung hinaus betrachtet wird. Passend dazu wird im nächsten Kapitel die Interaktion zwischen dem geschichteten Erdgas und dem Dieselmündstrahl näher untersucht.

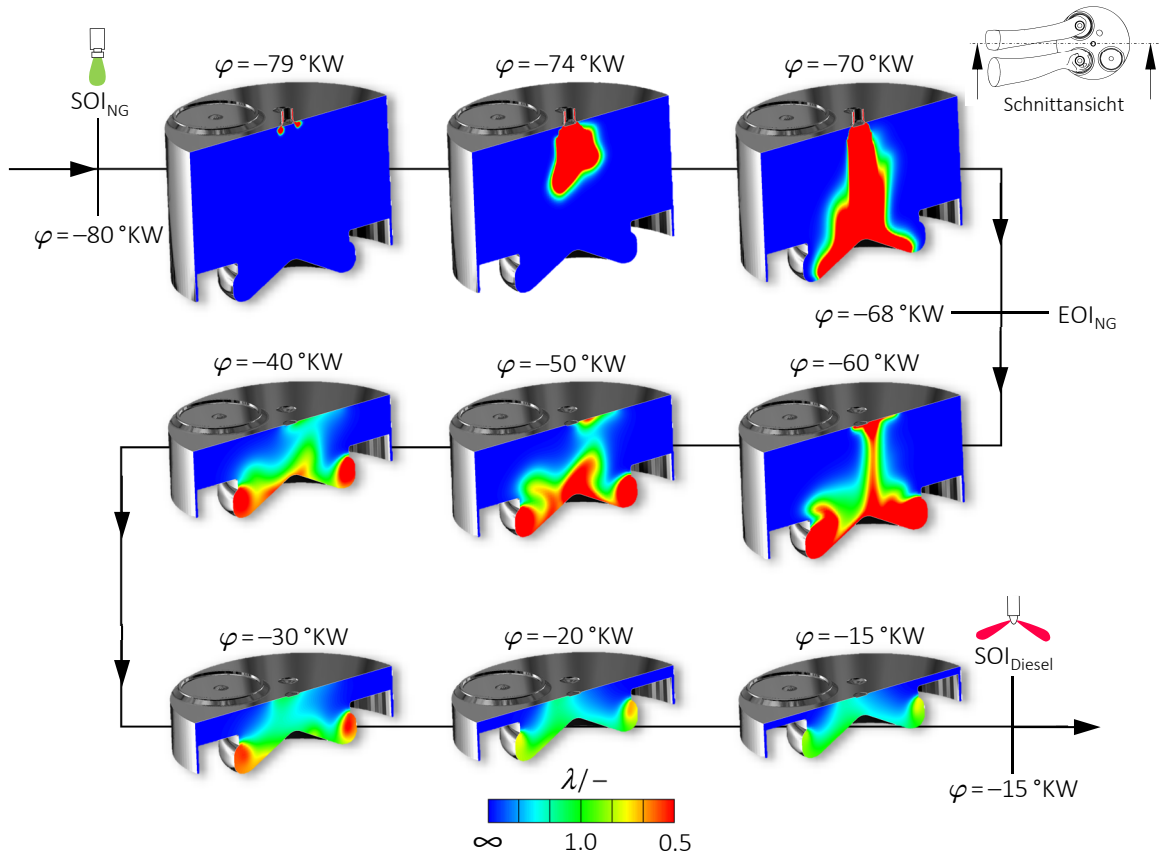


Abbildung 6.8: Simulation der Erdgasgemischbildung im Lastpunkt 1500 / 3

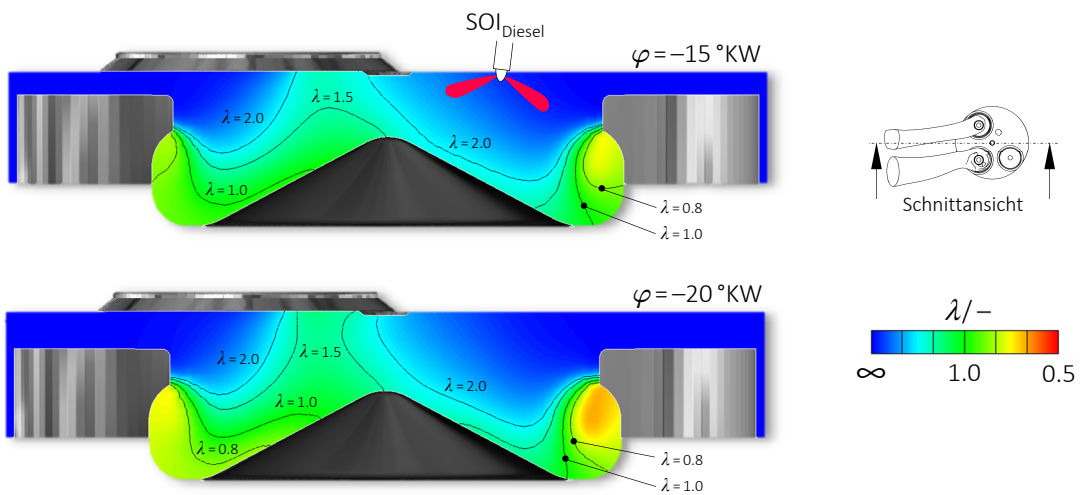


Abbildung 6.9: Detaillierte Betrachtung der Erdgasgemischbildung zum Einspritzzeitpunkt des Dieselzündstrahls im Lastpunkt 1500 / 3

6.3.5 Dieseleinspritzung

Um die Gemischbildung zwischen den beiden Kraftstoffen beschreiben zu können, wurde die Dieseleinspritzung in der CFD-Simulation abgebildet. Aufgrund der zentralen Lage des Erdgasinjektors musste der Dieselinjektor aus platztechnischen Gründen außermittig positioniert werden. Entsprechend der konstruktiven Rahmenbedingungen wurde das Spraybild der 6-Loch-Düse asymmetrisch auf die originalen Strahlaufreffpunkte ausgelegt. Sowohl die Position des Dieselinjektors als auch die Lage der Einspritzstrahlen sind in Abbildung 6.10 ersichtlich. Im weiteren Verlauf dieses Kapitels werden die Simulationsergebnisse für den Schnitt durch Spray ① dargestellt.

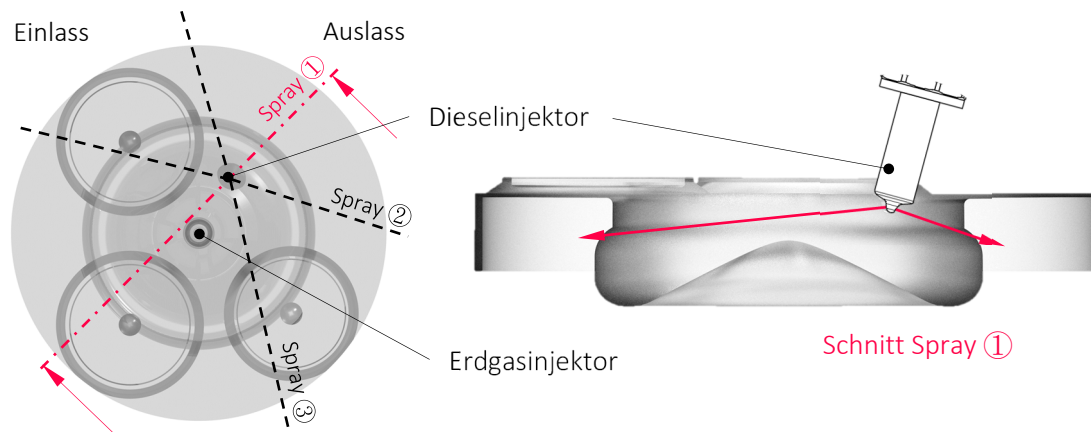


Abbildung 6.10: Geometrische Sprayausrichtung des Dieselzündstrahls

Während die realen konstruktiven Bedingungen in Bezug auf Position und Ausrichtung des Dieselsprays in der CFD-Simulation direkt übernommen wurden, musste für die numerische Abbildung beginnend vom Zerfallsmechanismus über die Tröpfchenverdampfung bis hin zur Wandinteraktion auf bereits vorhandene Modellansätze zurückgegriffen werden. Dabei basiert die stochastische Modellierung des Partikelensembles auf der Langrange'schen Betrachtung, wonach die einzelnen Tropfen im Austausch von Masse, Impuls und Wärme mit der umgebenden Gasphase interagieren. Neben den numerischen Herausforderungen in der Beschreibung der Zweiphasenströmung waren für den Abgleich des Simulationsmodells weder exakte Einspritzverläufe noch optische Messdaten für die Validierung des Spraymodells vorhanden, sodass die einzelnen verwendeten Submodelle primär mithilfe dokumentierter Werte aus der Literatur bedatet wurden. Die genaue Übersicht der verwendeten Modelle ist im Anhang A.3 zusammengefasst. Es sei an dieser Stelle nochmals betont, dass eine detailgetreue Abbildung des Dieselsprays ein sehr aufwändiges und komplexes Thema darstellt, das für sich betrachtet ganze Bücher bzw. Dissertationen füllen könnte.

In Abbildung 6.11 ist die Gemischbildung in Form des lokalen Luftverhältnisses während und nach der Dieseleinspritzung visualisiert. Gut zu erkennen ist, dass aufgrund der dezentralen Position der äußere Dieselspray bereits kurz nach dem Einspritzbeginn auf die Kolbenwand trifft. Obwohl es hier zu Wandinteraktionen kommt, profitiert die Gemischbildung in diesen Zonen von der zunehmenden Quetschströmung. Durch die hochturbulenten Strömungsverhältnisse am Übergang von der Quetschfläche zum Muldenrand homogenisiert der Diesel

trotz der Wandbenetzung schneller als jener, welcher in Richtung Zentrum eingespritzt wird. Die geringeren lokalen Strömungsgeschwindigkeiten aufgrund der vorherrschenden Drall- und Quetschströmung beeinflussen die Gemischbildung im Zentrum des Brennraums negativ.

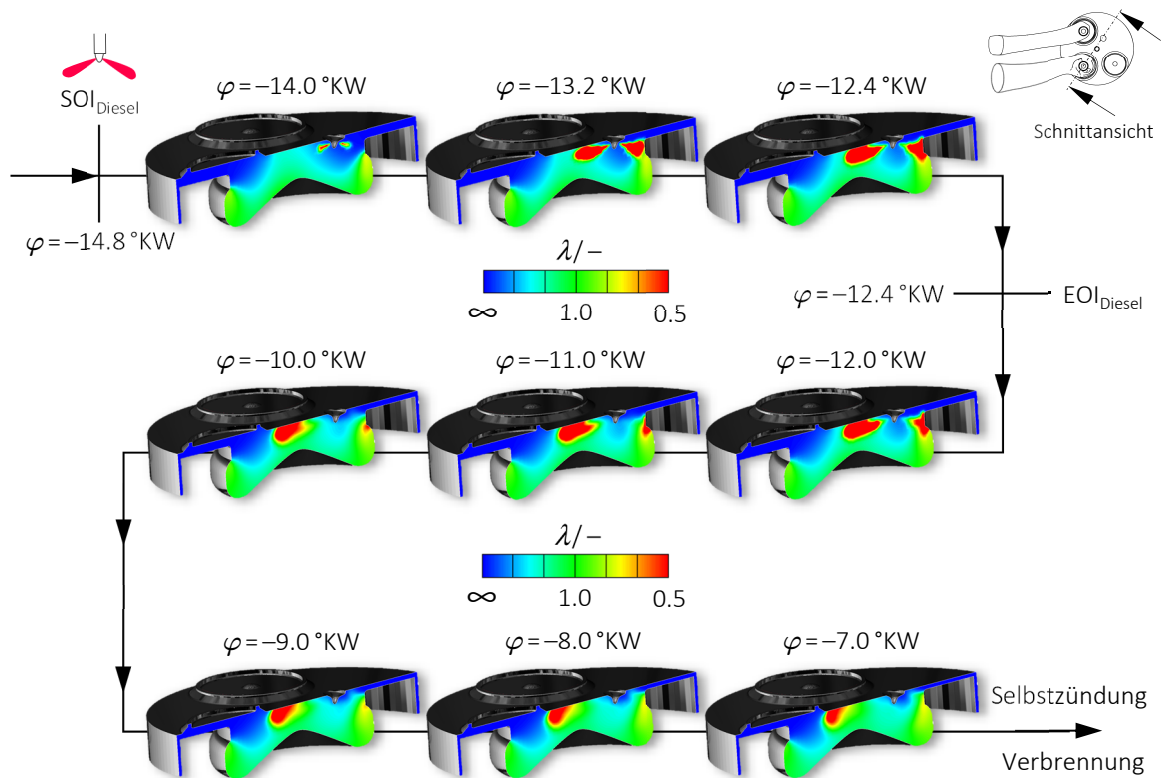


Abbildung 6.11: Simulation der kombinierten inneren Gemischbildung von Erdgas und Diesel im Lastpunkt 1500 / 3

Die getrennte Darstellung der Massenverhältnisse in Abbildung 6.12 separiert die Gemischbildung für beide Kraftstoffe. Anhand der lokalen Massenverteilung kann die Interaktion zwischen dem geschichteten Erdgas und dem Dieselspray einfacher analysiert werden. Festgehalten werden kann, dass die Ladungsschichtung weitestgehend auch während der Dieseleinspritzung erhalten bleibt. Angesichts der lokal sehr unterschiedlichen Verhältnisse für die Gemischbildung zwischen dem geschichteten Erdgas und dem Dieselspray muss für die weitere Optimierung des DDI-Konzeptes die Injektoranordnung überarbeitet werden. Wünschenswert wäre dabei die zentrale Einbringung beider Kraftstoffe, ähnlich dem bereits bekannten Konzept von Westport [46]. Zusätzlich zu den Vorteilen hinsichtlich der Gemischbildung könnten konstruktiv wiederum vier Ventile installiert werden. Alternativ zum beschriebenen Doppelinjektor könnte der Erdgasinjektor seitlich und der Dieselinjektoren zentral positioniert werden. Für beide Varianten gilt, dass in der konstruktiven Auslegung die Gemischbildung für Erdgas und Diesel gesamtheitlich betrachtet werden muss.

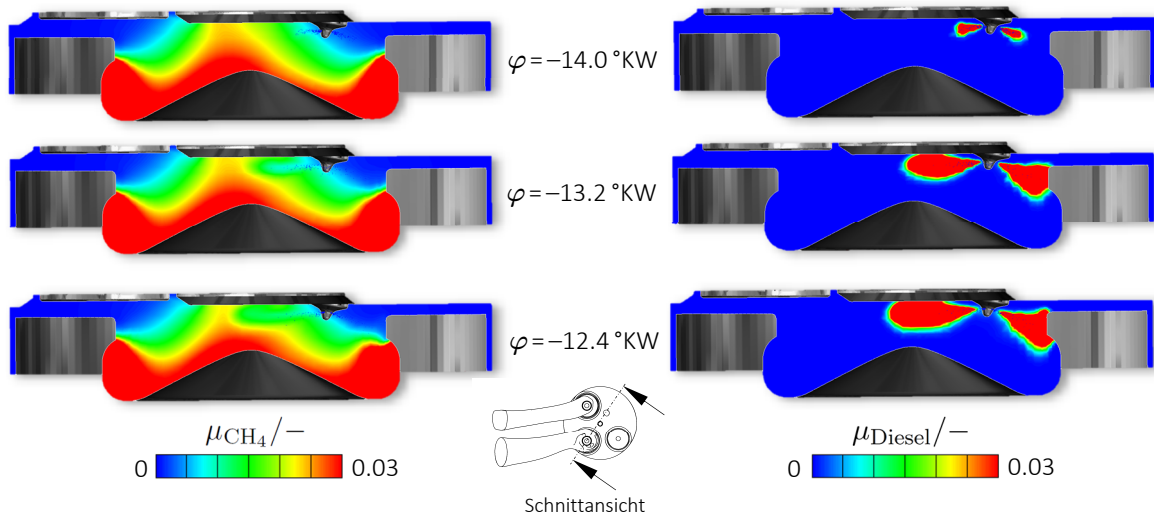


Abbildung 6.12: Detaillierte Betrachtung der Interaktion zwischen dem geschichteten Erdgas und dem Dieselzündstrahl im Lastpunkt 1500 / 3

6.3.6 Erdgas-Diesel-Verbrennung

Unabhängig vom analysierten Brennverfahren stellt die vollständige numerische Abbildung der instationären hochturbulenten motorischen Verbrennung in komplexen Geometrien ein sehr schwieriges Unterfangen dar. Obwohl im Vorfeld der Untersuchungen die Komplexität der Verbrennungsmodellierung durchaus bekannt war, wurde im Rahmen dieser Dissertation dennoch versucht die kombinierte Erdgas-Diesel-Verbrennung in der CFD-Simulation abzubilden. Bereits in Kapitel 2.4 wurden die Verbrennungsregime für ein DF-Brennverfahren charakterisiert. Dabei wird der Zündungsmechanismus bzw. der Brennbeginn durch die nicht-vorgemischte Dieselverbrennung dominiert. Nachdem lokal die Selbstzündungsbedingungen für den Dieselzündstrahl erreicht sind bildet sich ausgehend von den Zündquellen eine Flammenfront aus, welche das umliegende vorgemischte Erdgas im Brennraum erfasst. Um diese Modellvorstellung in einem Simulationsmodell implementieren zu können, müssen sowohl die Ladungsbewegung als auch die Gemischbildung von Erdgas und Diesel abgebildet werden. Dabei interagiert die Verbrennung mit allen Teilbereichen, sodass die Rahmenbedingungen für eine qualitative Verbrennungssimulation äußerst schwierig sind.

Angesichts der Komplexität ist ein universelles numerisches Verfahren für die Beschreibung von hochturbulenten Verbrennungen aller Art aus vielerlei Gründen nicht realisierbar. Zusätzlich zu den Schwierigkeiten in der Strömungsberechnung muss in der Verbrennungsmodellierung die chemische Kinetik abgebildet werden. Dabei umfasst jeder Brennstoff eine Vielzahl von relevanten chemischen Komponenten, welche wiederum in endlos erscheinenden Reaktionen untereinander reagieren können. Aus den umfangreichen Reaktionsmechanismen (RM) resultiert, dass die Rechenzeit in der CFD-Simulation exponentiell ansteigt und dadurch kaum zu bewältigen ist. Aus diesem Grund werden Verbrennungsmodelle entwickelt, welche es erlauben die Verbrennung mittels weniger Variablen zu approximieren. Leider sind bis dato keine phänomenologischen Modelle für die Abbildung eines Erdgas-Diesel-Brennverfahrens

bekannt, sodass für die Modellierung der kombinierten DF-Verbrennung auf die Ansätze der detaillierten Chemie zurückgegriffen wurde. In Abbildung 6.13 sind die Rahmenbedingungen für die Verbrennungssimulation schematisch dargestellt. Ausgehend von den detaillierten Mechanismen werden mithilfe der wichtigsten Elementarreaktionen reduzierte Reaktionsmechanismen abgeleitet. Obwohl diese Vereinfachung zu Fehlern in der Simulation führt, wird dies zugunsten kürzerer Simulationszeiten in Kauf genommen. Für weitere Details und Hintergrundinformationen wird an dieser Stelle auf die Literatur [3, 29] verwiesen.

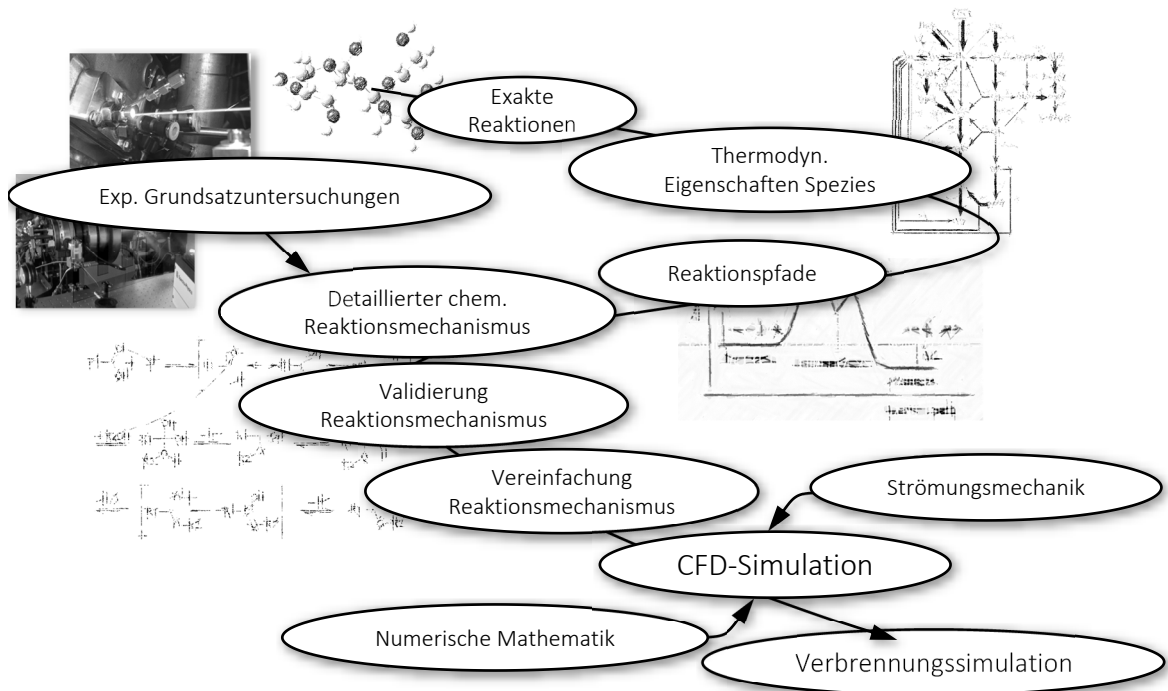


Abbildung 6.13: Abbildung der Verbrennung mithilfe von Ansätzen der detaillierten Chemie

Methodik

Ausgangspunkt für die numerische Modellierung der kombinierten Erdgas-Diesel-Verbrennung waren die bereits zuvor durchgeführten simulativen Untersuchungen im Magerschichtbetrieb im Lastpunkt 1500/3. Dabei wurde in das bestehende Modell die chemische Kinetik der Verbrennung mithilfe reduzierter Reaktionsmechanismen integriert. In einem ersten Schritt wurden verschiedene Mechanismen aus der Literatur auf die prinzipielle Eignung getestet. Aufbauend auf diesen Ergebnissen wurde der vielversprechendste Reaktionsmechanismus selektiert und weiter optimiert. Nach der Validierung mithilfe experimenteller Messdaten wurde das Simulationsmodell unter geänderten Bedingungen im stöchiometrisch betriebenen Lastpunkt 1750/15 getestet. Abbildung 6.14 veranschaulicht die angewandte Entwicklungsmethodik.

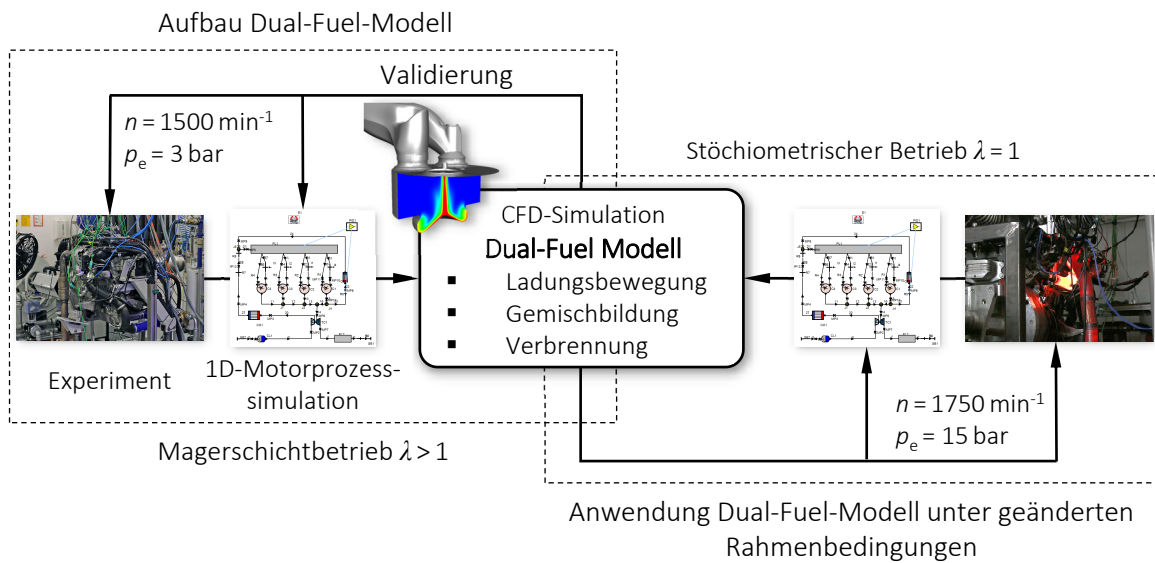


Abbildung 6.14: Methodik in der Entwicklung eines CFD-Modells für die Abbildung des Dual-Fuel-Brennverfahrens

Reaktionsmechanismen

Im Mittelpunkt der Verbrennungsmodellierung stehen die verwendeten reduzierten Reaktionsmechanismen. Die Beschreibung der wichtigsten Elementarreaktionen beschränkt sich aufgrund der Komplexität der Reaktionspfade meist auf Verwendung von Modellkraftstoffen. In den durchgeführten Simulationen werden die Kraftstoffe Erdgas und Diesel durch Methan (CH_4) und n-Heptan (C_7H_{16}) approximiert. In Tabelle 6.2 sind ausgewählte Reaktionsmechanismen angeführt, welche im Laufe der Simulationen verwendet wurden. Obwohl die verwendeten Mechanismen auf die chemische Umsetzung von n-Heptan optimiert wurden, sind die Reaktionspfade für Methan in unterschiedlichem Umfang in jedem Mechanismus vorhanden.

Tabelle 6.2: Übersicht der verwendeten Reaktionsmechanismen

Mechanismus	Spezies	Reaktionen	Quelle
San-Diego	52	235	[77]
Curran-Patel	124	695	[15, 55]
n-Heptan	159	770	[67]

Simulationsergebnisse

Wie bereits beschrieben, wurde am Beginn der Verbrennungssimulation der Einfluss unterschiedlicher Reaktionsmechanismen analysiert. Auf Basis der ersten Simulationsergebnisse erfolgten zahlreiche Optimierungsschritte, in denen hauptsächlich die Sprayparameter für den Dieselzündstrahl geändert wurden. Eine Gegenüberstellung von den optimierten Simulationsergebnissen und den experimentellen Messdaten zeigt Abbildung 6.15. Eine besondere Her-

ausforderung in der Verbrennungssimulation stellt die korrekte Abbildung des Zündverzuges dar. Während der Curran-Patel-RM den Brennbeginn deutlich zu früh approximiert, stimmen die Verzugszeiten für den San-Diego-RM akzeptabel und für den n-Heptan-RM gut mit den experimentellen Ergebnissen überein. Hinsichtlich des Brennverlaufs zeigt der San-Diego-RM im Vergleich zu den anderen RM die beste Übereinstimmung mit den Messergebnissen. Jedoch verläuft die Wärmefreisetzung sowohl beim Curran-Patel-RM als auch beim San-Diego-RM vollständiger als in der Realität. Dies kann primär auf die inkorrekte Abbildung der Verbrennung im wandnahen Bereich (Flammenerlöschung) zurückgeführt werden. Im Gegensatz dazu stimmt mit dem n-Heptan-RM weder der Brennverlauf noch die gesamte freigesetzte chemische Energie ansatzweise mit den experimentellen Ergebnissen überein. Bereits vor der Hauptverbrennung können mit dem San-Diego-RM sowie mit dem n-Heptan-RM auftretende Vorreaktionen auch numerisch festgestellt werden. Die Zusammenfassung der thermodynamischen Bewertung der einzelnen Reaktionsmechanismen ist in Tabelle 6.3 ersichtlich.

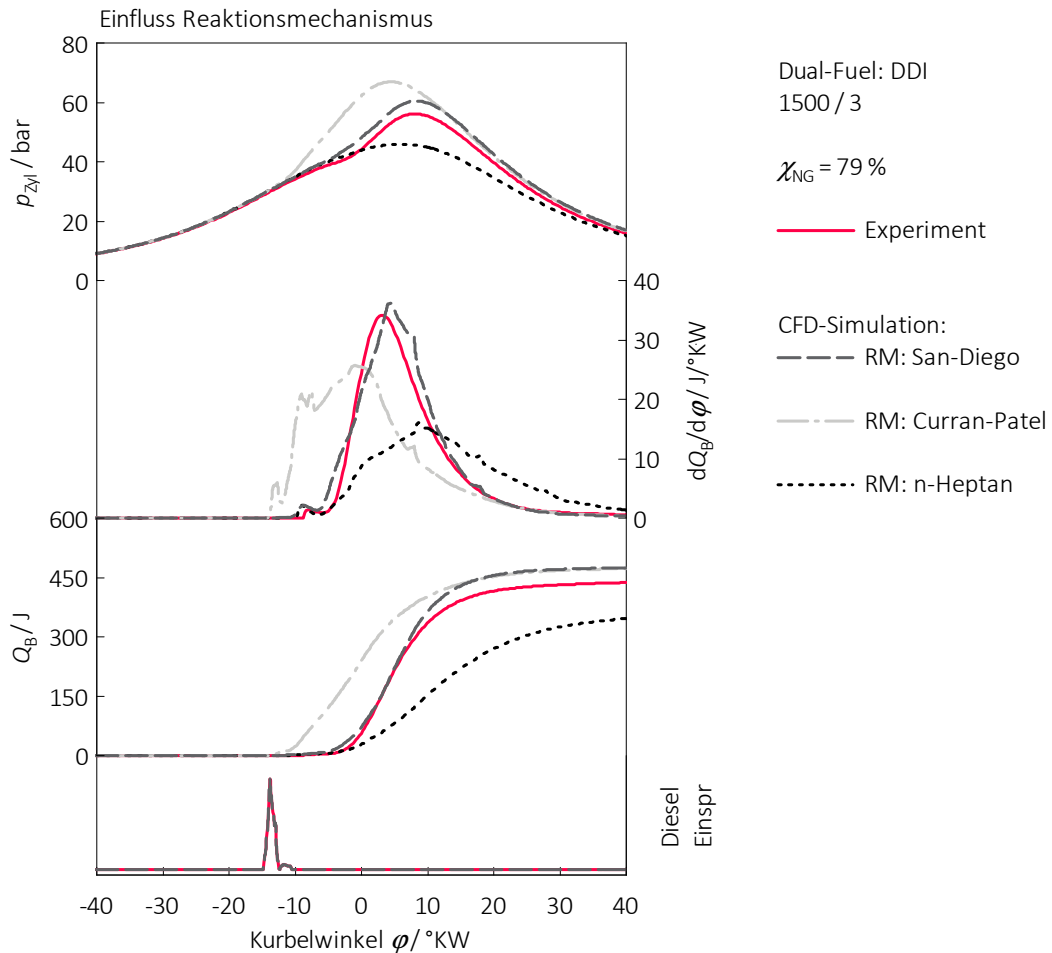


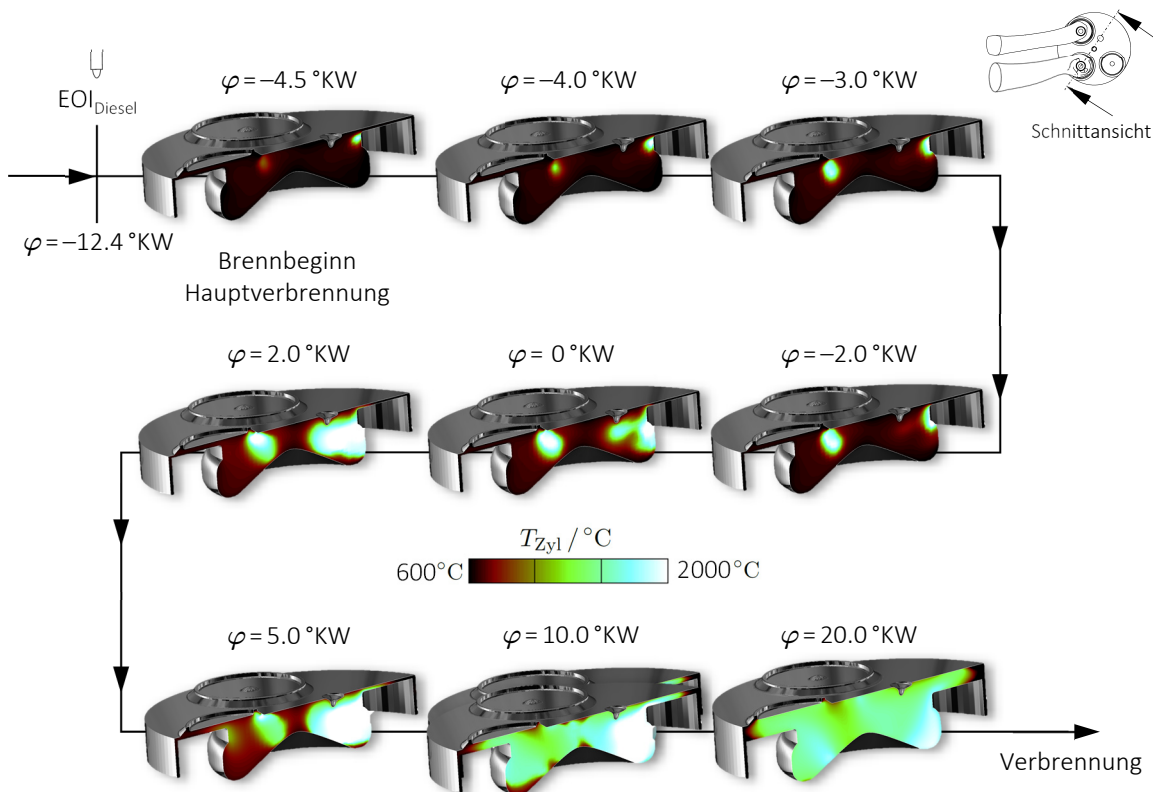
Abbildung 6.15: Einfluss der unterschiedlichen Reaktionsmechanismen auf die simulierten Brennverläufe sowie die Gegenüberstellung mit Ergebnissen aus dem Experiment im Lastpunkt 1500 / 3

Tabelle 6.3: Thermodynamische Gegenüberstellung und Bewertung der analysierten Reaktionsmechanismen mit den Ergebnissen aus dem Experiment

Parameter	San-Diego	Curran-Patel	n-Heptan
Zündverzug ZV	~	--	+
Brennverlauf $dQ_B/d\varphi$	+	-	--
Brennstoffwärme Q_B	+	+	-
Abbildung Vorreaktionen	+	~	+

Bewertung: ++ sehr gute bis -- keine Übereinstimmung mit dem Experiment

Neben den thermodynamischen Vorteilen profitiert der San-Diego-RM im Gegensatz zu den anderen RM durch seine Kompaktheit in Bezug auf der Anzahl der Spezies und Reaktionen. Im Vergleich zum umfangreicheren n-Heptan-RM war die Rechenzeit mit dem San-Diego-RM um über 70 % geringer.

**Abbildung 6.16:** Ausbreitung der Flammenfront visualisiert über die Temperaturverteilung im Lastpunkt 1500/3

Aufgrund der beschriebenen thermodynamischen und numerischen Vorteile beziehen sich die nachfolgenden Ergebnisse ausschließlich auf den San-Diego-RM. Im identen Stil zu den vorherigen Simulationsergebnissen zeigt Abbildung 6.16 die Temperaturverteilung im Brennraum während der Verbrennung.

In der dargestellten Schnittebene können die Zündquellen am Randbereich des Dieselizezündstrahls lokalisiert werden. Dieser Umstand scheint durchaus plausibel zu sein, denn in diesen Zonen sind die lokalen Selbstzündungsbedingungen sowohl hinsichtlich der Makro- bzw. der Mikrogemischbildung günstig. Zusätzlich profitiert der nach außen gerichtete Dieselizezündstrahl von den höheren örtlichen Strömungsgeschwindigkeiten aufgrund der Drall- und Quetschströmung, sodass sich die Flamme in diesem Bereich wesentlich schneller ausbreitet als auf der gegenüberliegenden Brennraumseite. Obwohl insgesamt sechs Dieselizezündstrahlen am Umfang verteilt in den Brennraum eingespritzt werden, breitet sich durch die dezentrale Lage des Dieselinjektors die Flammenfront laut CFD-Simulation asymmetrisch im Brennraum aus. Während die erste Phase der Verbrennung im Nahbereich um den Dieselinjektor stattfindet, wandert die Flammenfront, beeinflusst durch die überlagerte Drallströmung, kontinuierlich in den gegenüberliegenden Muldenbereich. Passend dazu sind in Abbildung 6.17 die Brennverläufe aus der Simulation und dem Experiment dargestellt.

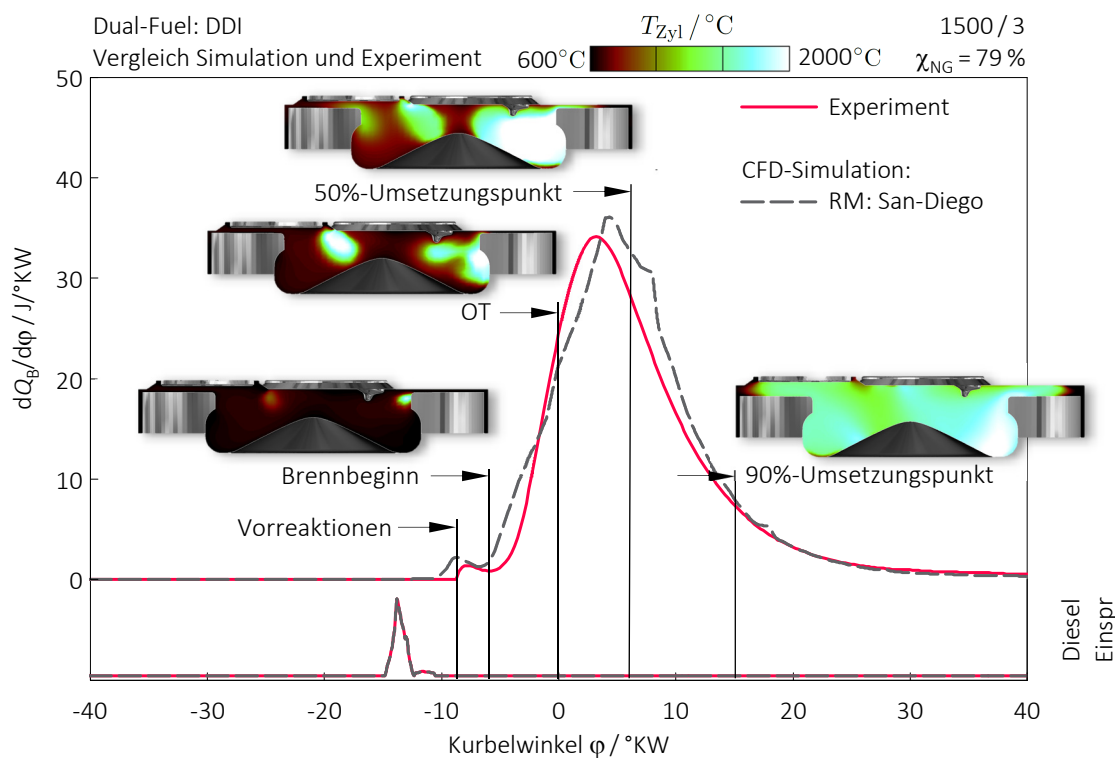


Abbildung 6.17: Detaillierter Vergleich des Brennverlaufs zwischen Simulation und Experiment inklusive visualisierter Flammenfront im Lastpunkt 1500/3

Bereits vor der eigentlichen Hauptverbrennung können auftretende Vorreaktionen auch in der CFD-Simulation festgestellt werden. Obwohl der Brennbeginn im Simulationsmodell verfrüht eintritt, kann der Brennverlauf an sich akzeptabel abgebildet werden. In Bezug auf den 50%-Umsatzpunkt unterscheiden sich Simulation und Experiment um weniger als 0,5 °KW. Primär beeinflusst durch die Schwierigkeiten in der numerischen Abbildung der Flammenerlöschung an der Wand, können die unverbrannten HC-Komponenten aus dem Experiment

mit dem Simulationsmodell nicht korrekt abgebildet werden. In Summe kann mit dem erstellten DF-Simulationsmodell im Lastpunkt 1500 / 3 unter den vorhandenen applikativen und konstruktiven Rahmenbedingungen eine zufriedenstellende Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment erreicht werden.

In einem weiteren Schritt wurde das entwickelte Modell unter veränderten Betriebsbedingungen angewendet und anschließend wiederum mit den experimentellen Ergebnissen verglichen. Konkret wurde das Simulationsmodell im stöchiometrisch betriebenen Lastpunkt 1750 / 15 auf seine Anwendbarkeit getestet. Die dazugehörigen Ergebnisse sind in Abbildung 6.18 dargestellt.

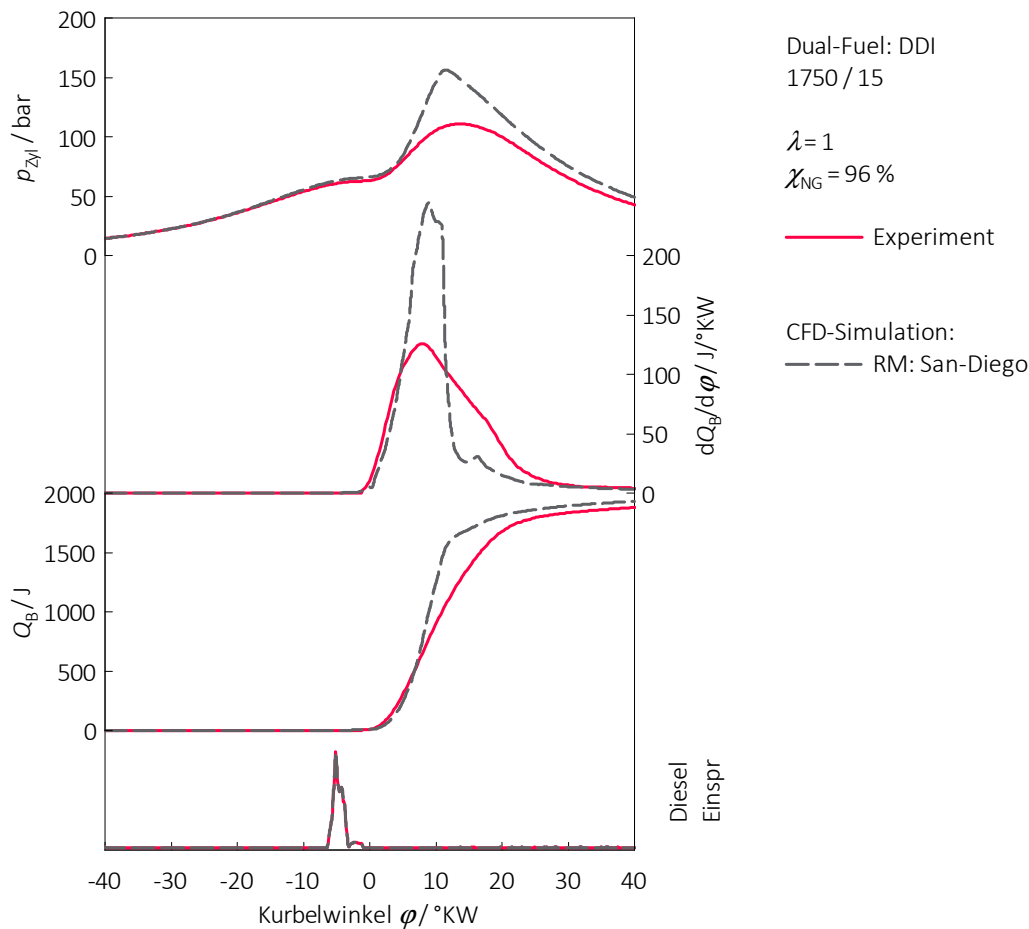


Abbildung 6.18: Anwendung des Simulationsmodells aus Lastpunkt 1500 / 3 im Lastpunkt 1750 / 15

Beim ersten Blick auf die Ergebnisse wird klar, dass mit ein und demselben Simulationsmodell nicht alle Betriebszustände abbildbar sind. Während der Zündverzug sowie die erste Phase der Dieselerbrennung noch vernünftig beschrieben werden können, verläuft der Übergang zur Erdgasverbrennung in der Simulation viel schneller als in den experimentellen Untersuchungen. Obwohl das Simulationsmodell unter diesen Rahmenbedingungen die Realität nicht widerspiegeln kann, bestätigt sich die persönliche Erwartungshaltung hinsichtlich der

Anwendbarkeit von Verbrennungssimulationen in der Motorenentwicklung. Unter intensivem Zeitaufwand können Verbrennungsmodelle mithilfe von Messdaten spezifisch optimiert und validiert werden, welche anschließend nur unter restriktiven Bedingungen angewendet werden können. Wenngleich eine gesamtheitliche Optimierung der DF-Verbrennung mit dem aktuellen Simulationsstand nicht realistisch ist, konnte die Verbrennungssimulation zum besseren Verständnis der komplexen innermotorischen Vorgänge beitragen.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Die Automobilbranche steht vor großen Herausforderungen, die mittelfristig zu bewältigen sind. Zum einen müssen die gesetzlich vorgeschriebenen Emissionsgrenzwerte sowohl unter Laborbedingungen als auch im realen Fahrbetrieb (RDE) eingehalten werden und zum anderen wird kontinuierlich der CO₂-Flottengrenzwert strikter limitiert. Bedingt durch den Gesetzgeber müssen Automobilhersteller bis zum Jahr 2020 den Flottenverbrauch ihrer in Europa verkauften Fahrzeuge auf durchschnittlich 95 g CO₂/km reduzieren, wobei bereits über eine weitere Verschärfung auf 75 g CO₂/km ab 2025 in der EU-Kommission diskutiert wird. Auch in anderen Kernmärkten gibt es ähnliche Regelungen. Das Erreichen dieser Vorgaben erfordert neben der Elektrifizierung des Antriebsstranges die Weiterentwicklung des Verbrennungsmotors hin zu höherer Effizienz sowie den Einsatz alternativer Kraftstoffe wie zum Beispiel Erdgas, dessen Hauptbestandteil Methan ist. Dank des günstigeren Kohlenstoff-Wasserstoff-Verhältnisses kann Methan bei konstantem Motorwirkungsgrad den CO₂-Ausstoß um 25 % gegenüber konventionellen Kraftstoffen reduzieren. Trotz der geringen Verbreitung von Erdgasfahrzeugen in den heutigen Fahrzeuglandschaften ist festzuhalten, dass mit keiner anderen Einzelmaßnahme der reale CO₂-Ausstoß, abseits von genormten Fahrzyklen, derart effektiv, vergleichsweise kostengünstig und kurzfristig reduziert werden kann. Abseits der Pkw-Branche hat sich Erdgas in Großmotoren und Nutzfahrzeugen bereits als alternativer Kraftstoff in unterschiedlichsten Brennverfahren etabliert. Angetrieben von den vielversprechenden Rahmenbedingungen beschäftigt sich die vorliegende Dissertation mit der Entwicklung eines Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahrens für die Anwendung im Pkw-Bereich mit der konkreten Vision:

Verknüpfung des hohen Wirkungsgrades des Dieselmotors mit dem CO₂-Einsparungspotenzial von Erdgas in einem Brennverfahren.

Die in der Arbeit vorgestellten Untersuchungen wurden im Rahmen eines mehrjährigen Forschungsprojektes in Kooperation mit der BMW Motoren GmbH in Steyr durchgeführt. Zusätzlich wurde das Projekt von der Österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft (FFG) finanziell unterstützt.

Hinsichtlich des methodischen Vorgehens wurde in der Entwicklung ein möglichst gesamtheitlicher Ansatz realisiert. Neben umfangreichen experimentellen Untersuchungen an einem modifizierten 4-Zylinder-Dieselmotor wurden unterstützend diverse numerische Analysen durchgeführt. Dank des holistischen Entwicklungsansatzes konnten in effizienter Art und Weise elementare Grundlagen über das DF-Brennverfahren und dessen konstruktive sowie applikative Umsetzung für die Anwendung im Pkw erarbeitet werden.

Kernbereich der Dissertation bildeten die zahlreichen experimentellen Untersuchungen an den Motorprüfständen, welche sich in Summe über knapp zwei Jahre erstreckten. In der ersten Projektphase wurde das DF-Brennverfahren in Kombination mit der äußeren Erdgasgemischbildung untersucht. Dabei konnten essentielle Grundlagen und Rahmenbedingungen für

die Realisierung des DF-Konzeptes erarbeitet werden. Auf Basis dieser Ergebnisse wurde im nächsten Entwicklungsschritt die äußere durch die innere Erdgasgemischbildung ersetzt mit dem primären Ziel die hohen HC-Emissionen in der Teillast durch gezielte Ladungsschichtung zu reduzieren. Abgeleitet aus der direkten Einspritzung von Erdgas und Diesel wurde die Bezeichnung DDI (Dual-Direct-Injection) für das entwickelte Brennverfahren eingeführt. Abseits der applikativen und konstruktiven Optimierung des DDI-Konzeptes wurden abschließend Untersuchungen zum Thema Abgasnachbehandlung durchgeführt.

Neben den experimentellen Untersuchungen wurden diverse Simulationswerkzeuge unterstützend während des Entwicklungsprozesses eingesetzt. In einem ersten Schritt wurde das DDI-Konzept in der 1D-Motorprozesssimulation nachgebildet und mithilfe von Messdaten validiert. Diese 1D-Simulationen lieferten notwendige Randbedingungen für die nachfolgende 3D-Strömungssimulation. Dank der zahlreich durchgeführten numerischen Untersuchungen konnten wesentliche Erkenntnisse in Bezug auf Ladungsbewegung, Gemischbildung und Verbrennung erarbeitet werden.

Analyse

Im Rahmen der durchgeführten experimentellen Untersuchungen wurden elementare Grundlagen für die Umsetzung eines Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahrens erarbeitet. Ausgehend von Ergebnissen aus der ersten Projektphase für das DF-Konzept mit äußerer Erdgasgemischbildung konnte ein Hauptproblem – die hohen HC-Emissionen in der Teillast – festgehalten werden. Die Ursache hierfür resultiert primär aus dem Zielkonflikt zwischen den Selbstzündungsbedingungen für den Dieselmündstrahl und dem zu mageren Erdgas-Luftgemisch. Der Einsatz von AGR bzw. die Ansaugluftdrosselung sind geeignete Methoden, um das Luftverhältnis zu senken und damit die HC-Emissionen zu reduzieren. Jedoch kann weder durch die Anpassung des Saugrohrdrucks oder AGR allein, noch durch die Kombination dieser beiden Maßnahmen das Luftverhältnis des Erdgas-Luftgemisches weit genug abgesenkt werden, um die Problematik der hohen unverbrannten Abgasemissionen im unteren Lastbereich zu lösen. Ein weiterer wichtiger Meilenstein in der Entwicklung des DF-Brennverfahrens war die Erarbeitung einer gesamtheitlichen Betriebsstrategie. Unabhängig von der Art der Erdgasgemischbildung kann das Motorkennfeld in drei Bereiche unterteilt werden. Während ab der mittleren Teillast das DF-Konzept aufgrund der robusten und einfachen Abgasnachbehandlung mittels Dreiwege-Katalysator stöchiometrisch ($\lambda = 1$) betrieben wird, muss angesichts der Selbstzündungsbedingungen für den Dieselmündstrahl das Brennverfahren in der unteren Teillast mager ($\lambda > 1$) abgestimmt werden. Aufgrund der Umstände, dass einerseits für die Entflammung stets eine minimale Dieselmenge benötigt wird und andererseits das DF-Konzept ausschließlich mit Diesel betrieben werden kann, wird im Leerlauf und in der untersten Teillast auf den Einsatz von Erdgas verzichtet. Eine zentrale Rolle in der Auslegung des DF-Konzeptes spielt das geometrische Verdichtungsverhältnis, welches in direktem Zusammenhang mit dem Ansaugzustand den thermodynamischen Zustand in ZOT bestimmt. Aufgrund der unterschiedlichen Betriebsstrategien ergibt sich ein Zielkonflikt zwischen den notwendigen Selbstzündungsbedingungen in der Teillast und der Klopfneigung an der Vollast. Die experimentellen Untersuchungen bestätigen, dass trotz des hohen Verdichtungsverhältnisses von 16.5 eine akzeptabler effektiver Mitteldruck von 23 bar bei 2000 min^{-1} erreicht werden kann, ohne dabei die Selbstzündungsbedingungen in der Teillast massiv zu beeinflussen.

Mit dem konkreten Ziel, die HC-Emissionen in der Teillast zu reduzieren wurde in der zweiten Projektphase das DF-Konzept konstruktiv auf die kombinierte innere Gemischbildung modifiziert. Durch den zusätzlichen Freiheitsgrad der Erdgasdirekteinblasung können die HC-Emissionen dank des Magerschichtbetriebs dramatisch reduziert werden, wodurch das sogenannte DDI-Konzept auch in der unteren Teillast mit einem hohen Erdgasanteil im DF-Betrieb umgesetzt werden kann. Neben der gezielten Optimierung der Applikationsparameter mithilfe der statistischen Versuchsplanung (DoE) wurde der Einfluss diverser Hardwareparameter auf das DDI-Brennverfahren untersucht. Dabei stand speziell die Analyse unterschiedlicher Ladungsbewegungen im Fokus der experimentellen Betrachtungen. Aufgrund der differierenden Betriebsstrategien ergeben sich konträre Anforderungen an die Ladungsbewegung. Hinsichtlich der Gemischbildung benötigt es auf der einen Seite eine ausgeprägte Kolbenmulde, um die notwendige Ladungsschichtung im Brennraum erzeugen zu können und auf der anderen Seite soll die Ladungsbewegung die Homogenisierung des direkt eingeblasenen Erdgases im stöchiometrischen Betrieb unterstützen. Ausgehend von den experimentellen Ergebnissen konnte mit der Überlagerung von Tumble- und Quetschströmung sowohl im Magerschicht- als auch im stöchiometrischen Betrieb ein guter Kompromiss der unterschiedlichen Anforderungen für das DDI-Konzept gefunden werden.

Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen konnten eindrucksvoll das CO₂-Potential der DF-Brennverfahren gegenüber konventionellen Motoren aufzeigen. Im Vergleich zum Basisdieselmotor und dem Benzin-Ottomotor quantifizieren sich die CO₂-Vorteile für das DDI-Konzept im mager betriebenen Lastpunkt 1500 / 3 auf 22.7 % bzw. 30.1 % und im stöchiometrisch realisierten Lastpunkt 1750 / 15 auf 18.3 % bzw. 29.7 %.

Spätestens beim Thema Abgasnachbehandlung weicht die Euphorie über die enormen CO₂-Potenziale der Realität. Die beschriebenen Schwierigkeiten in der katalytischen Umsetzung der unverbrannten HC-Emissionen, welche beinahe ausschließlich aus Methan bestehen, stellen bis dato die größte Herausforderung in der weiteren Umsetzung des DDI-Brennverfahrens dar. Das magere Luftverhältnis in Kombination mit dem hohen Verdichtungsverhältnis wirken sich dabei negativ auf die notwendigen Abgastemperaturen für die Konvertierung aus. Unter Berücksichtigung des Treibhauspotenzials (GWP = 28) [49] von Methan reduzieren sich die CO₂-Potenziale massiv. Dadurch und aufgrund der zunehmend strikteren Limitierung der Methanemissionen in der Gesetzgebung ist eine stabil funktionierende Abgasnachbehandlung zwingend notwendig.

Parallel zu den experimentellen Untersuchungen wurde das DF-Brennverfahren in diversen Simulationsumgebungen nachgebildet. Neben der 1D-Motorprozesssimulation konnten speziell die 3D-Strömungssimulationen zum besseren Verständnis des gesamten DF-Arbeitsprozesses beitragen. Beginnend bei der Ladungsbewegung über die kombinierte innere Gemischbildung von Erdgas und Diesel bis hin zur Verbrennung wurde beinahe der gesamte Motorprozess numerisch beschrieben. Während die Ergebnisse aus der kalten Strömung durchaus für die Optimierung der Kanal- und Kolbengeometrie geeignet sind, bedarf es in der Abbildung des Dieselsprays bzw. der Verbrennung umfangreicher experimenteller Messdaten bzw. funktionsfähiger Rechenmodelle. Obwohl die simulativen Möglichkeiten in der CFD-Simulation in den letzten Jahren dramatisch gestiegen sind, benötigt es speziell in der Interaktion zwischen dem Dieselszündstrahl und der Verbrennung neuer Modellansätze, um das DF-Brennverfahren vollständig abbilden und gezielt für Optimierungen verwenden zu können.

Ausblick

In dieser Dissertation wurde gezeigt, dass abseits von Großmotoren und Nutzfahrzeugen das Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahren auch im Pkw-Bereich vielversprechende Ergebnisse liefert. Die geschaffenen fundamentalen Grundlagen ermöglichen weiterführende Untersuchungen von DF-Brennverfahren in mobilen Anwendungen. Eine essentielle Schlüsselfrage stellt jedoch die Abgasnachbehandlung dar, vor allem hinsichtlich der Methanemissionen in der Teillast. Außerdem ist in den letzten Monaten und Jahren durch niedrige Rohölpreise die betriebswirtschaftliche Attraktivität von erdgasbetriebenen Fahrzeugen gesunken. Zudem werden die politischen Rahmenbedingungen für die Zulassung von Fahrzeugen mit Verbrennungsmotoren kontinuierlich verschärft. Themen wie etwa CO₂-, NO_x-, Partikelemissionen, Umweltzonen, emissionsabhängige Mautgebühren, usw. werden aktuell kontrovers in der Gesellschaft diskutiert.

Aus den genannten Umständen resultiert die Tatsache, dass alle Hersteller in der Realisierung eines alternativen Antriebskonzeptes basierend auf der Verbrennungskraftmaschine äußerst zurückhaltend agieren. Durch die beschriebenen wirtschaftlichen, politischen sowie technologischen Schwierigkeiten ist nach aktuellem Forschungsstand eine kurzfristige Umsetzung eines Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahrens im Pkw-Bereich nicht absehbar.

Literaturverzeichnis

- [1] Ardey, N., Stütz, W., Hiemesch, D. und Kaufmann, M.: „*Die neuen Drei- und Vierzylinder-Dieselmotoren von BMW*“, In: MTZ – Motorentechnische Zeitschrift 75/07-08: S. 46–53, 2014
- [2] AVL List GmbH: „*Theory – AVL Boost, Version 2013.2*“, Handbuch, AVL List GmbH, Graz, 2013
- [3] AVL List GmbH: „*Theory – AVL Fire, Version 2013.2*“, Handbuch, AVL List GmbH, Graz, 2013
- [4] Bank, R., Etzien, U., Buchholz, B. und Harndorf, H.: „*Methane Catalysts at an Upstream Turbine Position*“, In: MTZ industrial – Motorentechnische Zeitschrift 01/05: S. 14–20, 2015
- [5] Baratta, M., Catania, A. E. und Pesce, F. C.: „*CNG injector nozzle design and flow prediction*“, ASME 2010 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, 12.–15.09.2010, Texas
- [6] Barnstedt, K.D., Eichseder, H., Schaffer, K.M., Fasch, S. und Lepik, L.: „*Entwicklung eines Wasserstoff/Diesel Dual-Fuel Motors für den Einsatz in Nahverkehrs-Nutzfahrzeugen*“, 10. Tagung Gasfahrzeuge, 20.–21.10.2015, Stuttgart
- [7] van Basshuysen, R.(Hrsg.): „*Erdgas und erneuerbares Methan für den Fahrzeugantrieb*“, Springer Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2015
- [8] van Basshuysen, R.(Hrsg.): „*Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direkteinblasung*“, 4. überarbeitete und erweiterte Auflage, Springer Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2017
- [9] van Basshuysen, R. und Schäfer, F.: „*Handbuch Verbrennungsmotor – Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*“, 7. vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage, Springer Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2015
- [10] Bey, R., Ohrem, C., Biermann, J. W. und Bütterling, P.: „*Downsizingkonzept mit Zweizylinder – Erdgasmotor*“, In: MTZ – Motorentechnische Zeitschrift 74/09: S. 646–655, 2013
- [11] Bohatsch, S.: „*Ein Injektorkonzept zur Darstellung eines ottomotorischen Brennverfahrens mit Erdgas-Direkteinblasung*“, Dissertation, Universität Stuttgart, 2011
- [12] Brenn, G. und Meile, W.: „*Strömungslehre und Wärmeübertragung I*“, Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2010

- [13] Brescakovic, D.: „*Modellierung der Gemischbildung mittels 3D-CFD-Simulation für ein Erdgasbrennverfahren*“, Masterarbeit, Technische Universität Graz, 2016
- [14] Ciezki, H. K. und Adomeit, G.: „*Shock-tube investigation of self-ignition of n-heptane-air mixtures under engine relevant conditions*“, *Combustion and Flame* 93, S. 421–433, 1993, DOI: 10.1016/0010-2180(93)90142-P
- [15] Curran, H. J., Gaffuri, P., Pitz, W. J. und Westbrook, C. K.: „*A Comprehensive Modeling Study of n-Heptane Oxidation*“, *Combustion and Flame* 114, S. 149–177, 1998
- [16] Delphi Automotive PLC: „*Delphi Direct Injection Compressed Natural Gas Injector*“, <http://www.delphi.com/manufacturers/auto/powertrain/alternative-fuel-systems/direct-injection-compressed-natural-gas-injector>, Zugriff am 07.03.2017
- [17] DIN 51624:2008–02: „*Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge – Erdgas – Anforderungen und Prüfverfahren*“, 2008
- [18] Eichlseder, H., Grabner, P., Hadl, K., Hepp, C. und Luef, R.: „*Dual-Fuel-Konzepte für mobile Anwendungen*“, 34. Wiener Motorensymposium, 25.–26.04.2013, Wien
- [19] Eichmeier, J.: „*Kombinierte Verbrennung brennraumintern gemischter Kraftstoffe mit unterschiedlichen Zündwilligkeiten untersucht am Beispiel von Diesel und Benzin*“, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2012
- [20] Europäisches Parlament: „*Verordnung (EG) Nr. 333/2014 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 11. März 2014 zur Änderung der Verordnung (EG) Nr. 443/2009 hinsichtlich der Festlegung der Modalitäten für das Erreichen des Ziels für 2020 zur Verringerung der CO₂-Emissionen neuer Personenkraftwagen*“, EU Verordnung, 333/2014, 2014
- [21] Europäisches Umweltagentur: „*Überwachung der CO₂-Emissionen von Pkws - Verordnung Nr. 443/2009*“, <https://www.eea.europa.eu/>, Zugriff am 08.06.2017
- [22] Fasching, P.: „*Natural Gas as Fuel for Monovalent and Dual Fuel Combustion Engines – an Experimental and Numerical Study*“, Dissertation in Arbeit, Technische Universität Graz, 2017
- [23] Fasching, P., Sprenger, F. und Eichlseder, H.: „*Experimental Optimization of a Small Bore Natural Gas-Diesel Dual Fuel Engine with Direct Fuel Injection*“, *SAE Int. J. Engines* 9(2), S. 1072–1086, 2016, DOI: 10.4271/2016-01-0783
- [24] Fasching, P., Sprenger, F. und Granitz, C.: „*A holistic investigation of Natural Gas-Diesel Dual Fuel Combustion with Dual Direct Injection for Passenger Car Applications*“, In: Springer Online Journal – Automotive and Engine Technology, 2017, DOI: 10.1007/s41104-017-0018-4
- [25] Flierl, R., Temp, A., Wegmann, A., Barrois, A. und Schmitt, S.: „*Simultane Verbrennung – Methan-Benzin- und Methan-Diesel-Mischbetrieb*“, In: *MTZ – Motorentchnische Zeitschrift* 72/10: S. 806–810, 2011

- [26] FVT mbH: „*CORA – Combustion Optimization Research and Analysis, Version 0.2.5-9*“, Handbuch, FVT mbH, Graz, 2013
- [27] Garica, P. und Tunestal, P.: „*Experimental Investigation on CNG-Diesel Combustion Modes under Highly Diluted Conditions on a Light Duty Diesel Engine with Focus on Injection Strategy*“, SAE Int. J. Engines 8(5): S. 2177–2187, 2015, DOI: 10.4271/2015-24-2439
- [28] Gélin, P. und Primet, M.: „*Complete oxidation of methane at low temperature over noble metal based catalysts: a review*“, Applied Catalysis B 39/1: S. 1–37, 2002, DOI: 10.1016/S0926-3373
- [29] Gerlinger, P.: „*Numerische Verbrennungssimulation*“, Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 2005
- [30] Granitz, C.: „*Einfluss von Ladungsbewegung und Kolbengeometrie auf ein Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahren*“, Masterarbeit, Technische Universität Graz, 2016
- [31] Gremminger, A.: „*Untersuchungen der Wirkmechanismen bei katalytische Methanreduktion*“, FVV Heft R566, S. 317–347, Informationstagung Motoren Magdeburg, 2014
- [32] Gülder, Ö.L.: „*Correlations of Laminar Combustion Data for Alternative S.I. Engine Fuels*“, SAE Technical Paper 841000, 1984
- [33] Hadl, K., Luef, R. und Eichlseder, H.: „*Experimentelle Untersuchungen von CNG-Diesel und Wasserstoff-Diesel Dual-Fuel Brennverfahren für den mobilen Einsatz*“, 11. Tagung: Motorische Verbrennung - aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze, 14.–15.03.2013, Ludwigsburg
- [34] Hall, C., Sevik, J., Pamminger, M. und Wallner, T.: „*Hydrocarbon Speciation in Blended Gasoline-Natural Gas Operation on a Spark-Ignition Engine*“, SAE Technical Paper 2016-01-2169, 2016, DOI: 10.4271/2016-01-2169
- [35] Hanjalic, K., Popovac, M. und Hadziabdic, M.: „*A robust near-wall elliptic-relaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD*“, Int. J. Heat Fluid Flow 25: S. 1047–1051, 2004
- [36] Hepp, C., Luef, R., Hadl, K. und Eichlseder, H.: „*Experimentelle Untersuchung von Wasserstoff/Diesel Dual-Fuel-Brennverfahren für mobile Anwendungen*“, 7. Tagung Gasfahrzeuge, 24.–25.09.2012, Potsdam
- [37] Heywood, J.B.: „*Internal Combustion Engine Fundamentals*“, McGraw-Hill, 1988
- [38] Hofherr, T.: „*Potenzialbetrachtung effizienzsteigernder Maßnahmen sowie Abgasnachbehandlungsmöglichkeiten eines direkteinblasenden Erdgasmotors für die PKW-Anwendungen*“, Dissertation, Technische Universität Wien, 2015
- [39] Hofmann, P., Hofherr, T., Hoffmann, G. und Preuhs, J.F.: „*Potenzial der CNG-Direkteinblasung für Downsizingmotoren*“, In: MTZ – Motorentchnische Zeitschrift 77/07–08: S. 28–35, 2016

- [40] Husted, H., Karl, G., Schilling, S. und Weber, C.: „*Direct Injection of CNG for Driving Performance with Low CO₂*“, 23. Aachener Kolloquium, 06.–08.10.2014, Aachen
- [41] Luef, R., Hadl, K. und Eichlseder, H.: „*Experimentelle Untersuchungen von Erdgas-Diesel Brennverfahren an einem modernen PKW-Dieselmotor*“, 8. VDI-Tagung: Innovative Fahrzeugantrieb, 06.–07.11.2012, Dresden
- [42] Kiefer, J., Preuhs, J. F. und Hoffmann, G.: „*Entwicklung von direkt einspritzenden Erdgasinjektoren (DI-CNG) bei Delphi*“, 10. Tagung Gasfahrzeuge, 20.–21.10.2015, Stuttgart
- [43] Klell, M.: „*Höhere Thermodynamik*“, Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2017
- [44] Königsson, F.: „*On Combustion in the CNG-Diesel Dual Fuel Engine*“, Dissertation, Königliche Technische Hochschule Stockholm, 2014
- [45] May, I., Pedrozo, V., Zhao, H., Cairns, A., Whelan, S., Wong, H. und Bennicke, P.: „*Characterization and Potential of Premixed Dual-Fuel Combustion in a Heavy Duty Natural Gas/Diesel Engine*“, SAE Technical Paper 2016-01-0790, 2016, DOI: 10.4271/2016-01-0790
- [46] McTaggart Cowan, G., Mann, K., Huang, J., Singh, A., Patychuk, B., Zheng, X. und Munshi, S.: „*Direct Injection of Natural Gas at up to 600 Bar in a Pilot-Ignited Heavy-Duty Engine*“, SAE Int. J. Engines 8(3), S. 981–996, 2015, DOI: 10.4271/2015-01-0865
- [47] Merker, G. und Teichmann, R.: „*Grundlagen Verbrennungsmotoren – Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*“, 7. vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage, Springer Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2014
- [48] Mollenhauer, K. und Tschöke, H.: „*Handbuch Dieselmotor – 3. neubearbeitete Auflage*“, Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 2007
- [49] Myhre, G., Shindell, D., Bréon, F. M., et al.: „*Anthropogenic and Natural Radi-ative For-cing*“ in: Stocker, T., Qin, D., Plattner, G.-K., et al. (Hrsg.): „*Climate Change 2013: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*“, Cambridge und New York, 2013, DOI: 10.1017/CBO9781107415324
- [50] National Institute of Standards and Technology, „*NIST Chemistry WebBook*“, <http://webbook.nist.gov/chemistry>
- [51] Neusser, H. C., Szengel, R., Kirsch, U. und Worm, J.: „*Der neue Dreizylinder Erdgasmotor von Volkswagen*“, In: MTZ – Motorentchnische Zeitschrift 74/04: S. 294–298, 2013
- [52] ÖNORM EN 16723-2: „*Erdgas und Biomethan zur Verwendung im Transportwesen und Biomethan zur Einspeisung ins Erdgasnetz - Teil 2: Festlegungen für Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge*“, 2014
- [53] Ott, T.: „*Hybrid-Electric Vehicle with Natural Gas-Diesel Engine*“, Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 2013

-
- [54] Otten, R.: „*Mobility in times of the turnaround in energy policy – the Audi A4 Avant g-tron*“, 11. Tagung Gasfahrzeuge, 15. – 16.09.2016, Potsdam
- [55] Patel, A., Kong, S. und Reitz, R.: „*Development and Validation of a Reduced Reaction Mechanism for HCCI Engine Simulations*“, SAE Technical Paper 2004-01-0558, 2004, DOI: 10.4271/2004-01-0558.
- [56] Pfeifer, J.: „*Experimentelle Untersuchungen unterschiedlicher Zündkonzepte für einen Erdgas-PKW-Motor*“, Masterarbeit, Technische Universität Graz, 2016
- [57] Piock, W., Hofmann, G., Ramsay, G. M., Millen, R., Schilling, S., Dalo, D. N. und Spakowski, J. G.: „*Delphi’s Einspritzsysteme für effiziente und saubere Benzinmotoren mit Direkteinspritzung*“, 36. Wiener Motorensymposium, 07. – 08.05.2015, Wien
- [58] Pischinger, R.: „*Bombenversuche über Gasverbrennung*“, Habilitation, Technische Universität Graz, 1968
- [59] Pischinger, R., Klell, M. und Sams, T.: „*Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*“, Springer WienNewYork, 2009, ISBN: 978-3211-99276-0
- [60] Popovac, M. und Hanjalic, K.: „*Compound Wall Treatment for RANS Computation of Complex Turbulent Flows and Heat Transfer*“, Flow Turbulence and Combustion 78: S. 177 – 202, 2007
- [61] Redtenbacher, C., Kiesling, C., Wimmer, A., Sprenger, F., Fasching, P. und Eichlseder, H.: „*Dual Fuel Brennverfahren – Ein zukunftsweisendes Konzept vom Pkw- bis zum Großmotorenbereich?*“, 37. Wiener Motorensymposium, 28. – 29.04.2016, Wien
- [62] Reif, K.(Hrsg.): „*Moderne Diesel-Einspritzsysteme*“, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2010
- [63] Rößler, R., Otto, F, Preuhs, J.F. und Farah, P.: „*Erdgas-Direkteinblasung für PKW-Motoren – Chancen und Herausforderungen*“, 7. Tagung Gasfahrzeuge, 24. – 25.09.2012, Potsdam
- [64] van Sambeek, J.: „*Dieselblend 2.0*“, 9. Tagung Gasfahrzeuge, 29. – 30.09.2014, Potsdam
- [65] Schlatter, S.: „*Experimental and Numerical Characterizaion of Enhanced Ignition Systems for Large Bore Gas Engines*“, Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 2015
- [66] Seeboldt, D.: „*Untersuchungen zum Potenzial der CNG-Direkteinblasung zur Reduktion von HC-Emissionen in Gasmotoren*“, Dissertation, Universität Stuttgart, 2017
- [67] Seiser, H., Pitsch, K., Seshadri, K., Pitz, W. J. und Curran, H. J.: „*Extinction and Autoignition of n-Heptane in Counterflow Configuration*“, Proceedings of the Combustion Institute 28, S. 2029 – 2037, 2000
- [68] Serrano, D., Obiols, J. und Lecointe, B.: „*Optimization of Dual Fuel Diesel-Methane Operation on a Production Passenger Car Engine - Thermodynamic Analysis*“, SAE Technical Paper 2013-01-2439, 2013, DOI: 10.4271/2013-01-2505

- [69] Siebertz, K., van Bebber, D. und Hochkirchen, T.: „*Statistische Versuchsplanung – Design of Experiments (DoE)*“, Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 2010
- [70] Sprenger, F., Fasching, P. und Eichlseder, H.: „*Erdgas-Diesel Dual-Direct-Injection - Ein alternatives Brennverfahren zur signifikanten CO₂-Reduzierung*“, 10. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung, 24. – 25.11.2016, Berlin
- [71] Sprenger, F., Fasching, P. und Kammerstätter, S.: „*Experimentelle Untersuchung von Erdgas-Diesel Brennverfahren mit äußerer und innerer Gemischbildung für Pkw-Anwendungen*“, 15. Tagung: Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, 24. – 25.09.2015, Graz
- [72] Statistik Austria: „*Pkw-Neuzulassungen 2000 bis 2016, CO₂-Emissionen*“, <http://www.statistik.at>, Zugriff am 08.06.2017
- [73] Streng, S., Wieske, P., Warth, M. und Hall, J.: „*Monovalenter Erdgasbetrieb und Downsizing für niedrigste CO₂-Emissionen*“, In: MTZ – Motorentchnische Zeitschrift 77/07-08: S. 16 – 23, 2016
- [74] Stütz, H.: „*Direct Biogas Injection in a Hybrid Powertrain Engine*“, A3PS Conference - Transport Fuels, 2008, Wien
- [75] Takasaki, K. und Tsuru, D.: „*Visual combustion studies for Dual Fuel and Gas Engines*“, 6. Cimac Cascades, 25. – 26.02.2015, Graz
- [76] Takasaki, K., Tsuru, D., Ueno, R., Asano, S., Kikunaga, S., Sasaki, R., Hirata, J. und Mayer, S.: „*Untersuchung von Gas Hochdruck-Direkteinspritzung für hocheffiziente Gasmotoren durch Visualisierung der Verbrennungsprozesse*“, 15. Tagung: Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, 24. – 25.09.2015, Graz
- [77] UC San Diego: „*The San Diego Mechanism*“, <http://web.eng.ucsd.edu/mae/groups/-combustion/mechanism.html>, Zugriff am 31.03.2016
- [78] Volvo Trucks: „*Volvo Trucks first to market gas-powered truck for long-haul operations*“, Pressemitteilung am 31.05.2011
- [79] Wärtsilä Corporation: „*Wärtsilä - Dual fuel engines*“, <http://www.wartsila.com/products/marine-oil-gas/engines-generating-sets/dual-fuel-engines>, Zugriff am 20.02.2017

Anhang

A.1	Messtellenübersicht	166
A.2	Kraftstoffanalysen	168
A.3	3D-Strömungssimulation	169

A.1 Messstellenübersicht

Die nachfolgende Tabelle A.1 fasst die applizierten Messstellen am Versuchsträger B47C2000 zusammen:

Tabelle A.1: Messstellenübersicht BMW B47C2000

Messgröße	Bezeichnung	Einheit	Beschreibung
Temperatur	T_{Raum}	°C	Umgebungstemperatur
Temperatur	T_{10}	°C	Temperatur nach Luftfilter
Temperatur	T_{20}	°C	Temperatur nach Verdichter
Temperatur	T_{21}	°C	Temperatur nach Ladeluftkühler
Temperatur	T_{22}	°C	Temperatur im Saugrohr
Temperatur	T_{31}	°C	Temperatur im Abgaskrümmmer
Temperatur	T_{40}	°C	Temperatur nach Turbine
Temperatur	T_{41}	°C	Temperatur vor Katalysator
Temperatur	T_{41a}	°C	Temperatur im 1/3 des Katalysators
Temperatur	T_{41b}	°C	Temperatur im 2/3 des Katalysators
Temperatur	T_{42}	°C	Temperatur nach Katalysator
Temperatur	T_{KM}	°C	Temperatur KM Motor ein/aus
Temperatur	$T_{\text{KM AGR}}$	°C	Temperatur KM AGR-Kühler ein/aus
Temperatur	$T_{\text{AGR e}}$	°C	Temperatur vor AGR-Kühler
Temperatur	$T_{\text{AGR a}}$	°C	Temperatur nach AGR-Kühler
Temperatur	T_{HOEK}	°C	Temperatur im Hauptölkanal
Temperatur	$T_{\text{Oel ATL}}$	°C	Temperatur Öl vor ATL
Temperatur	$T_{\text{Oel Wanne}}$	°C	Temperatur in der Ölwanne
Temperatur	$T_{\text{Inj Coil}}$	°C	Spulentemperatur im Erdgasinjektor
Temperatur	$T_{\text{Inj Tip}}$	°C	Düsentemperatur des Erdgasinjektors
Temperatur	T_{Diesel}	°C	Temperatur Dieselkraftstoff
Zylinderdruck ^a	p_{Zyl}	bar	Zylinderdruck Zyl. 1–4
Druck ^a	p_{SAUG4}	bar	ND-Indizierung Saugrohr Zyl. 4
Druck	p_{ADREF}	bar	Referenzdruck Abgaskrümmmer
Druck ^{a,b}	p_{AUSP4}	bar	ND-Indizierung Abgaskrümmmer Zyl. 4
Druck	p_{Raum}	bar	Umgebungsdruck
Druck	p_{10}	bar	Druck nach Luftfilter
Druck	p_{20}	bar	Druck nach Verdichter
Druck	p_{21}	bar	Druck nach Ladeluftkühler
Druck	p_{22}	bar	Druck im Saugrohr
Druck	p_{31}	bar	Druck im Abgaskrümmmer
Druck	p_{40}	bar	Druck nach Turbine
Druck	$p_{\text{KM a}}$	bar	Druck KM Motoraustritt
Druck	p_{HOEK}	bar	Druck im Hauptölkanal
Druck	$p_{\text{Oel ATL}}$	bar	Druck im Ölkanal vor ATL

Fortsetzung nächste Seite ...

Tabelle A.1: Messstellenübersicht BMW B47C2000 (... Fortsetzung)

Messgröße	Bezeichnung	Einheit	Beschreibung
Druck	p_{Diesel}	bar	Druck Versorgung Diesel
Druck	p_{Kgh}	bar	Druck im Kurbelgehäuse
Druck	$p_{10\text{NG}}$	bar	Druck Erdgas nach Druckregler
Druck	$p_{20\text{NG}}$	bar	Druck Erdgasrail
Massenstrom	m_{Luft}	kg/h	Angesaugter Luftmassenstrom
Massenstrom	m_{Diesel}	kg/h	Massenstrom Diesel
Massenstrom	m_{NG}	kg/h	Massenstrom Erdgas
Drehmoment ^a	M	Nm	Drehmoment an der Kurbelwelle
Drehzahl	n	min ⁻¹	Motordrehzahl
Strom ^a	Einspr	A	Bestromung Dieselinjektor Zyl. 1
Strom ^a	Einbla	A	Bestromung Erdgasinjektor Zyl. 1
Luftverhältnis	λ_{ETAS}	–	Luftverhältnis nach Turbine
Rußgehalt	FSN	–	Schwärzungszahl
Partikelanzahl	PN	–/cm ³	Partikelanzahl
CO ₂	CO ₂	ppm	CO ₂ im Saugrohr für AGR-Messung
Emissionen	HC, CH ₄ , NO _x , CO, CO ₂ , O ₂ , NH ₃ , N ₂ O, H ₂ O usw.	ppm	Anteil der einzelnen Abgasbestandteile

^a kurbelwinkelaufgelöst^b wassergekühlt

A.2 Kraftstoffanalysen

Im Anhang A.2 sind die Kraftstoffanalysen für Erdgas und Diesel angeführt. Während die chemische Zusammensetzung des Erdgases institutsintern erfolgte wurde eine Dieselprobe nach jeder Betankung extern analysiert.

Tabelle A.2: Kraftstoffanalysen von Erdgas und Diesel

Datum	H_u MJ/kg	H/C –	Erdgas				
			CH ₄ % (v/v)	C ₂ H ₄ % (v/v)	C ₃ H ₈ % (v/v)	N ₂ % (v/v)	CO ₂ % (v/v)
04.12.2014	47.63	3.981	96.66	0.3995	0.1565	2.587	0.1179
30.12.2014	49.27	3.977	98.61	0.4287	0.1627	0.5024	0.2021
21.04.2015	49.16	3.976	98.49	0.4208	0.1680	0.6222	0.2121
21.05.2015	47.06	3.976	96.01	0.4058	0.1603	3.118	0.2157
23.06.2015	49.36	3.982	98.70	0.3764	0.1715	0.5723	0.0961
18.09.2015	49.26	3.977	98.60	0.4358	0.1591	0.5145	0.2012
02.11.2015	49.37	3.981	98.64	0.4060	0.2010	0.5690	0.0840
25.11.2015	49.46	3.981	98.75	0.4313	0.1865	0.4693	0.0815
25.01.2016	49.39	3.986	98.77	0.3936	0.1546	0.4821	0.1239

Datum	H_u MJ/kg	H/C –	Diesel		
			C % (m/m)	H % (m/m)	O % (m/m)
02.02.2015	42.21	1.906	85.43	13.57	1.0
06.05.2015	42.90	1.899	85.31	13.50	0.9
07.09.2015	42.37	1.946	85.10	13.80	1.1
17.11.2015	42.57	1.909	85.50	13.60	0.9
15.02.2016	42.95	1.772	86.70	12.80	0.5
10.05.2016	42.76	1.772	85.80	12.80	0.7

A.3 3D-Strömungssimulation

Strömungsmechanik

Nachfolgend werden die Grundgleichungen der Strömungsmechanik in kompakter Form zusammengefasst, [3, 12]:

Kontinuitätsgleichung:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + (\vec{\nabla} \cdot \rho \vec{v}) = 0$$

Impulsgleichungen:

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + (\vec{\nabla} \cdot \rho u \vec{v}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x^B$$

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + (\vec{\nabla} \cdot \rho v \vec{v}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y^B$$

$$\frac{\partial \rho w}{\partial t} + (\vec{\nabla} \cdot \rho w \vec{v}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z^B$$

Unter der Annahme eines Newtonschen Fluids können die Impulsgleichungen zu den allseits bekannten Navier-Stokes-Gleichungen umgeformt werden:

$$\rho \left[\frac{\partial u}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \vec{\nabla}) u \right] = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + \rho f_x^B$$

$$\rho \left[\frac{\partial v}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \vec{\nabla}) v \right] = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \rho f_y^B$$

$$\rho \left[\frac{\partial w}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \vec{\nabla}) w \right] = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + \rho f_z^B$$

Energiegleichung:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{\vec{v}^2}{2} \right) \right] + \left(\vec{\nabla} \cdot \rho \vec{v} \left(e + \frac{\vec{v}^2}{2} \right) \right) = \rho (\vec{v} \cdot \vec{f}^B) - (\vec{\nabla} \cdot p \vec{v}) + \\ & + \frac{\partial}{\partial x} (u \tau_{xx} + v \tau_{xy} + w \tau_{xz}) + \frac{\partial}{\partial y} (u \tau_{yx} + v \tau_{yy} + w \tau_{yz}) + \frac{\partial}{\partial z} (u \tau_{zx} + v \tau_{zy} + w \tau_{zz}) - (\vec{\nabla} \cdot \vec{q}) + \dot{q}Q \end{aligned}$$

Mithilfe der Reynoldschen Zerlegung:

$$u = \bar{u} + u', \quad v = \bar{v} + v', \quad w = \bar{w} + w', \quad p = \bar{p} + p'$$

können die Navier-Stokes-Gleichungen zu den Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen (RANS) vereinfacht werden:

$$\begin{aligned} \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \nu \Delta \bar{u} - \frac{\partial \overline{u'^2}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{v' u'}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{w' u'}}{\partial z} \\ \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \nu \Delta \bar{v} - \frac{\partial \overline{u' v'}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{v'^2}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{w' v'}}{\partial z} \\ \bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \nu \Delta \bar{w} - \frac{\partial \overline{u' w'}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{v' w'}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{w'^2}}{\partial z} \end{aligned}$$

Turbulenzmodellierung

Um die sechs auftretenden Reynolds-Spannungen $-\overline{\rho u'^2}$, $-\overline{\rho u'v'}$, usw. beschreiben zu können, benötigt es zusätzliche Gleichungen, welche in Form von sogenannten Turbulenzmodellen geliefert werden. Konkret wurde in den 3D-CFD-Simulationen der k - ζ - f -Ansatz für die Turbulenzschließung verwendet. Die Grundgleichungen für diesen Modellansatz werden nachfolgend zusammengefasst, [3, 35, 60]:

Turbulente Viskosität ν_t :

$$\nu_t = C_\mu \zeta k T$$

Turbulente kinetische Energie k :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$$

Dissipationsrate ε in der turbulenten kinetischen Energie k :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + u_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \varepsilon}{T} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right]$$

Normalisierte Geschwindigkeitsskala ζ :

$$\frac{\partial \zeta}{\partial t} + u_j \frac{\partial \zeta}{\partial x_j} = f - \frac{\zeta}{k} P_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\zeta} \right) \frac{\partial \zeta}{\partial x_j} \right]$$

Elliptische Relaxationsfunktion f :

$$L^2 \nabla^2 f - f = \frac{1}{T} \left(C_1 - 1 + C_2 \frac{P_k}{\varepsilon} \right) \left(\zeta - \frac{2}{3} \right)$$

Produktionsterm der turbulenten kinetischen Energie P_k :

$$P_k = -\overline{u_i u_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}, \quad P_k = \nu_t S^2$$

Druck-Scher-Korrelationsmodul S :

$$S \equiv \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$$

Turbulente Zeitskala T :

$$T = \max \left[\min \left(\frac{k}{\varepsilon}, \frac{0.6}{\sqrt{6} C_\mu |S| \zeta} \right), C_T \left(\frac{\nu}{\varepsilon} \right)^{1/2} \right]$$

Turbulente Längenskala L :

$$L = C_L \max \left[\min \left(\frac{k^{3/2}}{\varepsilon}, \frac{k^{1/2}}{\sqrt{6} C_\mu |S| \zeta} \right), C_\eta \left(\frac{\nu^3}{\varepsilon} \right)^{1/4} \right]$$

Verbrennungsmodellierung

Die Beschreibung der chemischen Kinetik des Verbrennungsablaufes erfolgte mithilfe von Elementarreaktionen. Die in der Regel sehr umfangreichen Mechanismen wurden in Form von reduzierten Reaktionsmechanismen aus der Literatur in der CFD-Simulation angewendet. Die wichtigsten Grundgleichungen werden nachfolgend komprimiert zusammengefasst, [3, 29, 43]:

Allgemeine Berechnung der Reaktionsrate:

$$\sum_{k=1}^K \nu'_{ki} \cdot \kappa_k \rightleftharpoons \sum_{k=1}^K \nu''_{ki} \cdot \kappa_k \quad (i = 1, \dots, I)$$

Der stöchiometrische Koeffizient der Spezies k in der Reaktion i ist definiert als:

$$\nu_{ki} = \nu'_{ki} - \nu''_{ki}$$

Die Reaktionsrate \dot{q}_i der Reaktion i ist bestimmt über die Hin- und Rückreaktionsrate:

$$\dot{q}_i = k_{hi} \cdot \prod_{k=1}^K [c_{k,g}]^{\nu'_{ki}} - k_{ri} \cdot \prod_{k=1}^K [c_{k,g}]^{\nu''_{ki}}$$

Unter der Annahme von idealem Gasverhalten kann die Konzentration $c_{k,g}$ der Spezies k in der Gasphase g wie folgt berechnet werden:

$$c_{k,g} = y_{k,g} \cdot \frac{p_g}{R_m \cdot T_g}$$

Der Geschwindigkeitskoeffizient k_{hi} der Hinreaktion ist definiert über den Arrhenius-Ansatz:

$$k_{hi} = A_i \cdot T^{b_i} \cdot \exp\left(-\frac{E_i}{R_m \cdot T}\right)$$

Für irreversible Reaktionen ist der Geschwindigkeitskoeffizient der Rückreaktion k_{ri} definitionsgemäß gleich null und für reversible Reaktionen definiert sich k_{ri} über die Gleichgewichtskonstante K_{c_i} :

$$k_{ri} = \frac{k_{hi}}{K_{c_i}}$$

Die Gleichgewichtskonstante K_{p_i} ist definiert über die freie Enthalpie G , welche häufig auch als Gibbsche Enthalpie bezeichnet wird:

$$K_{p_i} = \exp\left(-\frac{\Delta_R G_m^0(T, p^0)}{R_m \cdot T}\right)$$

Nachfolgende Beziehung beschreibt den Zusammenhang zwischen K_{c_i} und K_{p_i} :

$$K_{c_i} = K_{p_i} \left(\frac{p_g}{R_m \cdot T_g}\right)$$

Konfiguration 3D-CFD-Simulation

Tabelle A.3: Konfiguration der CFD-Simulationen für die Abbildung des DDI-Brennverfahrens

Randbedingungen	
Massenstrom Einlasskanäle	transient, 1D-Motorprozesssimulation
Temperaturverlauf Einlasskanäle	transient, 1D-Motorprozesssimulation
Wandtemperaturen	konstant, Messdaten
Massenstrom Erdgasinjektor	transient, CFD-Simulation
Temperaturverlauf Erdgasinjektor	konstant, Annahme
Physikalische Modelle und thermodynamische Eigenschaften	
Turbulenzmodell	k- ζ -f
Thermodynamische Betrachtung	Gesamtenthalpie = konst.
Kompressibilität	kompressibel / überkritisch
Wandbehandlung	Hybrides Wandmodell
Wandwärmeübergang	Standard Wandfunktion
Fluid	ideales Gas
Konvergenzkriterien	
Druck	< 1 %
Impuls	< 1 %
max. Anzahl innerer Zeitschritte	100
Dieselmündstrahl	
Kraftstoff	Diesel-D1
Verdampfungsmodell	Dukowicz
Sprayzerfallsmodell	KH-RT
Partikelinteraktion	Schmidt
Wandinteraktion	Walljet 1
Verbrennung	
Verbrennungsmodell	Chemische Kinetik (Reaktionsmechanismen)
Multizonenmodell	Chemische Cluster (Diesel, Erdgas, Dual-Fuel)
Turbulenzinteraktion	nicht abgebildet



Lebenslauf

Persönliche Information

geboren 1989 Nationalität Österreich
 Heimatort Stanzach in Tirol

Akademische und schulische Ausbildung

seit Jän. 2014 **Doktoratsstudium Maschinenbau**, *Technische Universität Graz*, Österreich.
 Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Okt. 2011 **Masterstudium Maschinenbau**, *Technische Universität Graz*, Österreich.
 Nov. 2013 Schwerpunkt: Motor- und Antriebstechnik / Fahrzeugtechnik und -sicherheit

März 2009 **Bachelorstudium Maschinenbau**, *Technische Universität Graz*, Österreich.
 Juli 2011

Sept. 2003 **Höhere Technische Bundes- Lehr- und Versuchsanstalt**, Innsbruck,
 Juli 2008 Österreich.
 Schwerpunkt: Maschinenbau und Anlagentechnik

Berufliche Laufbahn

seit Jän. 2014 **Universitätsassistent**, *Technische Universität Graz*, Österreich.
 Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
 „Entwicklung eines Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahrens zur signifikanten CO₂-
 Reduktion bei Pkw-Motoren“

März 2013 **Masterarbeit**, *Technische Universität Graz*, Österreich.
 Nov. 2013 Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
 „Untersuchung der thermodynamischen Eigenschaften eines Pkw-Ottomotors mit
 Zylinderabschaltung“

Okt. 2012 **Studienassistent**, *Technische Universität Graz*, Österreich.
 Juli 2013 Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Febr. 2011 **Bachelorarbeit**, *Technische Universität Graz*, Österreich.
 Juli 2011 Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
 „Auswahl und Auslegung eines Generators sowie eine Modellentwicklung in Matlab-
 Simulink für einen Rangeextenderapplikation an einem Hybridscooter“