

**Untersuchung von Brennverfahren für Erdgas und
Biomethan am Beispiel von Industriemotoren für
den landwirtschaftlichen Einsatz**

Dissertation

Zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik

der Universität Rostock

vorgelegt von

Sascha Prehn

geboren am 18.02.1985 in Rostock

Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren

Universität Rostock

https://doi.org/10.18453/rosdok_id00002489



Dieses Werk ist lizenziert unter einer
Creative Commons Namensnennung - Weitergabe unter gleichen Bedingungen 4.0
International Lizenz.

Erstgutachter: Prof. Dr.-Ing. Horst Harndorf
Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren
Universität Rostock

Zweitgutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h.c. Egon Hassel
Lehrstuhl für Technische Thermodynamik
Universität Rostock

Datum der Einreichung: 27. November 2018

Datum der Verteidigung: 09. Mai 2019

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren der Universität Rostock unter der Leitung von Prof. Dr.-Ing. Horst Harndorf. Ihm gilt mein persönlicher und ganz besonderer Dank für das entgegengebrachte Vertrauen, das große Interesse an dem Themengebiet sowie der wissenschaftlichen Betreuung mit wertvollen Anregungen und Ratschlägen.

Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h.c. Egon Hassel vom Lehrstuhl für Technische Thermodynamik der Universität Rostock danke ich sehr für die Übernahme des Zweitgutachtens und Unterstützung zur Anfertigung der Dissertation.

Ein großer Dank gilt allen Kollegen des Lehrstuhls für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren, des Lehrstuhls für Technische Thermodynamik sowie der FVTR GmbH für das überaus freundliche und motivierende Arbeitsumfeld, die enorme Hilfs- und Diskussionsbereitschaft als auch die darüber hinausgehenden gemeinschaftlichen Unternehmungen.

Mein sehr persönlicher Dank gebührt Dr.-Ing. Volker Wichmann, welcher mich von Beginn an und über die Laufzeit meiner Tätigkeit am Lehrstuhl begleitet hat und maßgeblich zum Abschließen der Dissertation beigetragen hat. Das große Interesse sowie die intensiven fachlichen und unermüdlichen Diskussionen waren stets eine Bereicherung und Motivation für meine Arbeit.

Ein großer Dank gilt auch den Kollegen der Deutz AG, speziell Wolfgang Beberdick, Klaus-Peter Bark, Pascal Lindau, Marco Jung und Benedikt Nork für die hervorragende Zusammenarbeit, das sehr kollegiale Arbeitsverhältnis und die unkomplizierten Unterstützungen innerhalb des Projektes als auch beim Aufbau eines Demonstratorfahrzeuges.

Für die Bearbeitung einzelner wissenschaftlicher Teilfragestellungen bedanke ich mich ebenfalls bei meinen studentischen Hilfskräften, insbesondere bei Marcel Kaspera und Felix Dahms für die Weiterentwicklung von Softwareroutinen zur Messdatenauswertung.

Mein größter Dank richtet sich jedoch an meine Eltern, die mir meinen Weg erst ermöglicht und mich jederzeit in meinem Handeln unterstützt haben.

Kurzfassung

Der Bereich landwirtschaftlich genutzter Arbeitsmaschinen ist derzeit dominiert von dieselbetriebenen Industriemotoren. Die signifikante Absenkung der Grenzwerte für Partikelmasse und Stickoxidkonzentrationen mit Einführung der Abgasgesetzgebung EU Stufe IIIB, beziehungsweise EU Stufe IV, führte zu einer wesentlichen Weiterentwicklung des Verbrennungsprozesses sowie dem Einsatz komplexer Abgasnachbehandlungssysteme. Vor dem Hintergrund der damit einhergehenden Zunahme der Komplexität des Antriebsaggregates sowie des hohen Entwicklungsaufwandes beschreibt diese Arbeit das Potenzial zum Einsatz von Erdgas und Biomethan als alternative Kraftstoffe für Industriemotoren im landwirtschaftlichen Einsatz.

Am Beispiel eines aufgeladenen 3,6l Seriadieselmotors aus dem Hause der *Deutz AG* wurde ein monovalenter Gasmotor mit äußerer Gemischbildung und Funkenzündung abgeleitet sowie notwendige Maßnahmen zur Umrüstung dargelegt und ein Versuchsträger aufgebaut. Schwerpunkt der Arbeit bildet die systematische Untersuchung und Bewertung verschiedener ottomotorischer Brennverfahren in Hinblick auf niedrigste Schadstoffemissionen und die Minderung der emittierten Treibhausgase (THG) unter Berücksichtigung der spezifischen Anforderungen der Antriebsmaschinen. Mittels umfangreicher experimenteller Versuche und der Verwendung einer Vielzahl an Messtechniken sowie Weiterentwicklung von Methoden zur Beschreibung des Verbrennungsprozesses werden Potentiale und Grenzen der einzelnen Gasbrennverfahren aufgezeigt.

Ausgehend von der überstöchiometrischen Energieumsetzung des Dieselmotors wird der Einfluss der Ladungsverdünnung durch zusätzliche Frischluft auf das ottomotorische Gasbrennverfahren untersucht. Im Rahmen dieser Untersuchung wird dargestellt, dass die innermotorische Stickoxidsminderung durch Gemischabmagerung im Zielkonflikt zu einem Anstieg der treibhausgaswirkenden Methanemission steht. Eine nachmotorische Methanumsetzung über einen Oxidationskatalysator ist bei den gegebenen Abgastemperaturen nur bedingt durchführbar. Es wird weiterhin gezeigt, dass der effektive Mitteldruck und die effektive Motorleistung des Dieselmotors mit diesem Gasbrennverfahren ohne weitreichende Maßnahmen zur Verringerung der Klopfneigung nicht erreicht werden kann.

Auch mit dem untersuchten stöchiometrischen Brennverfahren konnten die Leistungs-

parameter des Dieselmotors nicht erzielt werden. Neben der Begrenzung durch den Beginn einer klopfenden Verbrennung führen die hohen Abgastemperaturen zu einer Überschreitung der thermischen Bauteilbelastung im Abgasstrang des Motors und damit zu einer Limitierung der mechanischen Motorleistung. Gegenüber dem Magerbrennverfahren bietet eine stöchiometrische Energieumsetzung die Möglichkeit zum Einsatz eines Drei-Wege-Katalysators als alleiniges Abgasnachbehandlungssystem zur Senkung der relevanten Schadstoffe. Zur Einhaltung des Grenzwertes für Stickoxide sind jedoch Umsetzungsraten $> 98\%$ erforderlich, welche nur durch neuwertige Katalysatoren erreicht werden.

In weiterführenden experimentellen Versuchen wird der Einfluss der gekühlten, externen Hochdruck-Abgasrückführung auf das stöchiometrische Brennverfahren untersucht. Aus den Teilergebnissen wird ein Motorenkonzept vorgestellt, welches signifikante Vorteile gegenüber dem konventionellen Dieselmotor besitzt. Durch die Rückfuhr von Verbrennungsgasen, der Absenkung des Verdichtungsverhältnisses und dem Einsatz eines Drei-Wege-Katalysators (optimiert für die Methanoxidation) weist das Konzept bei einer gesteigerten effektiven Motorleistung gegenüber dem Dieselmotor einen bis zu 16% geringeren Treibhausgasausstoß auf. Durch aufgezeigte Entwicklungspotentiale sowie die Verwendung von regenerativ erzeugtem Methan (Biomethan) kann der Anteil an treibhausgaswirkenden Abgasbestandteilen nochmals signifikant gesenkt werden. Als Folge der idealen Verbrennungseigenschaften von Methan und der entwickelten Prozessführung der Energieumsetzung bietet das Motorenkonzept das Potential zur Erfüllung der ab 2019 geltenden Abgasgesetzgebung EU Stufe V.

Nomenklatur

Chemische Verbindungen

$\cdot \text{CH}$	CH-Radikal
$\cdot \text{NO}$	Stickstoffmonoxid
$\cdot \text{OH}$	Hydroxidradikal
CH_4	Methan
CO_2	Kohlendioxid
CO	Kohlenmonoxid
C_2H_6	Ethan
C_3H_8	Propan
HCN	Blausäure
H_2O	Wasser
H_2	Molekularer Wasserstoff
NO_2	Stickstoffdioxid
N_2O	Distickstoffmonoxid
N_2	Molekularer Stickstoff
O_2	Molekularer Sauerstoff

Lateinische Buchstaben

A	m^2	Flächeninhalt
a	-	Koeffizient

c	ppm	Volumenkonzentration
c_m	m/s	mittlere Kolbengeschwindigkeit
c_p	J/kg K	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
\tilde{c}_p	J/mol K	Molare Wärmekapazität bei konstantem Druck
c_v	J/kg K	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen
\tilde{c}_v	J/mol K	Molare Wärmekapazität bei konstantem Volumen
H	J	Enthalpie
h	J/kg	Spezifische Enthalpie
H_G	MJ/kg	Gemischheizwert
\tilde{h}	J/mol	Molare Enthalpie
H_u	MJ/kg	Unterer Heizwert
L_{\min}	-	Mindestluftbedarf
M	kg/mol	Molmasse
m	kg	Masse
M_D	Nm	Motordrehmoment
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
n	mol	Stoffmenge
n	-	Polytropenexponent
n_{Mot}	1/min	Motordrehzahl
P_{mech}	W	Mechanische Leistung
p	Pa	Druck
p_{me}	bar	Effektiver Mitteldruck
p_{mi}	bar	Indizierter Mitteldruck
Q	C	Elektrische Ladung

R	J/kg K	Spezifische Gaskonstante
r	-	Luftgehalt
\tilde{R}	J/mol K	Universelle Gaskonstante
s	m	Kolbenweg
s_1	m/s	Laminare Flammengeschwindigkeit
t	s	Zeit
T	K	Temperatur
U	V	Elektrische Spannung
U	J	Innere Energie
u	J/kg	Spezifische innere Energie
\tilde{u}	J/mol	Molare innere Energie
V	m ³	Volumen
v	m ³ /kg	Spezifisches Volumen
$Var K$	%	Varianzkoeffizient
\tilde{V}	m ³ /mol	Molares Volumen
W	J	Arbeit
w		Massenanteil
Z	-	Realgasfaktor

Griechische Buchstaben

Δ	-	Differenzwert
α	W/m ² K	Wärmeübergangskoeffizient
λ	W/m K	Wärmeleitkoeffizient
ρ	kg/m ³	Massendichte eines Stoffes
ϵ	-	Geometrisches Verdichtungsverhältnis

η_{eff}	-	Effektiver Motorwirkungsgrad
π	-	Kreiszahl
σ	-	Standardabweichung
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
ϕ	°	Kurbelwinkel
ϕ_{10}	°KW n. ZOT	Brennbeginn, Kurbelwinkel an dem 10 % der Kraftstoffmenge umgesetzt sind
ϕ_{50}	°KW n. ZOT	Schwerpunktlage der Verbrennung, Kurbelwinkel an dem 50 % der Kraftstoffmenge umgesetzt sind
ϕ_{90}	°KW n. ZOT	Brennende, Kurbelwinkel an dem 90 % der Kraftstoffmenge umgesetzt sind

Indizes

A	Auslass
bb	blow-by
Diss	Dissipation
E	Einlass
i	Zählindex
j	Zählindex
k	Komponente bzw. Spezies
Mot	Motor
N	Normbedingung
n	Zählindex
t	turbulent

Abkürzungsverzeichnis

NO _x	Summe aus Stickstoffmonoxid NO und Stickstoffdioxid NO ₂
AGN	Abgasnachbehandlung
AGR	Abgasrückführung
ASC	engl.: Ammonia Slip Catalyst
ASP	Arbeitsspiele
ATL	Abgasturbolader
BB	Bestromungsbeginn
bb	engl.: Blow-By
BHKW	Blockheizkraftwerk
C1-Test	Stationärer Abgastest für Industriemotoren
CAN	engl.: Controller Area Network; CAN-Bus
CFD	engl.: Computational Fluid Dynamics
CNG	engl.: Compressed Natural Gas
DI	engl.: Direct injection
Diss	Dissipation
DOC	engl.: Diesel Oxidation Catalyst
DPF	Dieselpartikelfilter
Dual Fuel	engl.: Dual Fuel System
DWK	Drei-Wege-Katalysator

ECU	engl.: Engine Control Unit
ETC	engl.: European Transient Cycle
EU	Europäische Union
FTIR	Fourier-Transformations-Infrarotspektroskopie
HD	Hochdruck
HDGAS	Projekt: Heavy Duty Gas Engines integrated into Vehicles
HFM	Heißfilm-Luftmassenmesser
I/O	engl.: Input/Output
KW	Kurbelwinkel
LNG	engl.: Liquefied Natural Gas
MPI	engl.: Multi-Point-Injection
MZ	Methanzahl
ND	Niederdruck
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NMHC	engl.: Non-Methane Hydrocarbons
NRTC	engl.: Non Road Transient Cycle
OT	Oberer Totpunkt des Kolbens
PM	engl.: Particulate Matter
PN	engl.: Particulate Number
PtG	engl.: Power to Gas
RG	Raumgeschwindigkeit
RON	engl.: Research Octan Number
SCR	engl.: Selective Catalytic Reduction
SKE	Steinkohleneinheit

SNG	engl.: Syntetic Natural Gas
SPI	engl.: Single-Point-Injection
THC	engl.: Total Hydrogen Carbons
THG	Treibhausgas
WHSC	engl.: World Harmonised Stationary Cycle
WHTC	engl.: World Harmonised Transient Cycle
WLTP	engl.: Worldwide Harmonised Light Vehicle Test Procedure
WTW	engl.: Well-To-Wheel
ZK	Zündkerze
ZOT	Oberer Totpunkt des Kolbens zwischen Verdichtungs- und Arbeitstakt
ZV	Zündverzug
ZW	Zündwinkel
Zyl	Zylinder

Abbildungsverzeichnis

1.1	Gegenüberstellung der THG-Emission methanhaltigen Kraftstoffen aus einer Studie der DENA	2
2.1	Laminare Flammengeschwindigkeit von Methan und Benzin	7
2.2	Motorenkonzepte für den Erdgas- und Biomethanbetrieb	8
2.3	Gegenüberstellung der geprüften Motorbetriebsbereiche innerhalb der Abgastestzyklen für Pkw-, Nkw-Fahrzeuge und Landmaschinen bzw. Industriemotoren	13
2.4	Schematische Darstellung der ottomotorischen Flammenfrontverbrennung eines homogenen Gemisches	16
2.5	Schadstoffemissionen als Funktion des Verbrennungsluftverhältnisses . .	19
2.6	Laminare Flammengeschwindigkeit von Methan bei Abgasrückführung .	27
4.1	Schematischer Aufbau des Forschungsmotors im monovalenten Erdgasbetrieb	35
4.2	Schematische Darstellung des Prüfstandsbaus	36
4.3	Schematische Darstellung der Messkette zur Motorindizierung	38
4.4	Stellgrößen zur Steuerung des Verbrennungsprozesses	40
4.5	Schematische Darstellung der Messdatenerfassung, -aufbereitung und -auswertung	41
4.6	Darstellung des Zylinderdrucks bzw. der Spitzendruckschwankung über 100 Arbeitsspiele	42
4.7	Möglichkeiten zur Modellierung des Energieumsetzungsprozesses	45
4.8	Darstellung des Brennraums als offenes System (Ein-Zonen-Modell) . .	45
4.9	Realgas- und Dissoziationsanteil für ein Verbrennungsgas	55
5.1	Kennfeld des effektiven Wirkungsgrades des monovalenten Erdgasmotors mit Mager-Brennverfahren	60
5.2	Kennfeld des Zündwinkels und der Schwerpunktlage der Verbrennung des monovalenten Erdgasmotors beim Mager-Brennverfahren	60

5.3	Kennfeld des Verbrennungsluftverhältnisses und des Varianzkoeffizienten des monovalenten Erdgasmotors beim Mager-Brennverfahren	61
5.4	Kennfeld der Schadstoffemissionen Kohlenmonoxid-, Stickoxid- und Methanemission sowie der Abgastemperatur vor Turbine des monovalenten Erdgasmotors mit Mager-Brennverfahren	62
5.5	Darstellung des Zylinderdrucks, des Brennverlaufs sowie Summenbrennverlaufs für das Mager-Brennverfahren bei einer Drehzahl von $n_{\text{Mot}}=1600 \text{ 1/min}$	64
5.6	Kennfeld des effektiven Wirkungsgrades des monovalenten Erdgasmotors mit stöchiometrischem Brennverfahren	66
5.7	Kennfeld des Zündwinkels und der Schwerpunktlage der Verbrennung des monovalenten Erdgasmotors beim stöchiometrischen Brennverfahren	67
5.8	Kennfeld des Varianzkoeffizienten des monovalenten Erdgasmotors mit stöchiometrischem Brennverfahren	68
5.9	Kennfeld der Schadstoffemissionen Kohlenmonoxid-, Stickoxid- und Methanemission sowie der Abgastemperatur vor Turbine des monovalenten Erdgasmotors mit stöchiometrischem Brennverfahren	69
5.10	Darstellung des Zylinderdrucks, des Brennverlaufs sowie Summenbrennverlaufs für das stöchiometrische Brennverfahren bei einer Drehzahl von $n_{\text{Mot}}=1600 \text{ 1/min}$	70
5.11	Einfluss der AGR auf den Zylinderdruck-, Brenn- und Summenbrennverlauf sowie den Wandwärmestrom bei konstantem Zündwinkel (ZW) bzw. bei konstanter Schwerpunktlage der Verbrennung (ϕ_{50})	73
5.12	Darstellung des effektiven Wirkungsgrades, der maximalen Brennraumtemperatur, der Schwerpunktlage der Verbrennung sowie der indizierten Ladungswechselarbeit bei Variation der AGR-Rate bei einer konstanten Schwerpunktlage der Verbrennung bzw. einem konstanten Zündwinkel .	75
5.13	Darstellung der Schadstoffemissionen vor Katalysator, der Abgastemperatur vor Turbine sowie der Zyklusschwankung bei Variation der AGR-Rate bei einer konstanten Schwerpunktlage der Verbrennung bzw. einem konstanten Zündwinkel	76
5.14	Gegenüberstellung des Motorbetriebsverhaltens bei stöchiometrischer Verbrennung ohne bzw. mit AGR	78
5.15	Kennfeld des effektiven Wirkungsgrades des monovalenten Erdgasmotors mit stöchiometrischem Brennverfahren und gekühlter, externer HD-AGR	79

5.16 Kennfeld des Zündwinkels und der Schwerpunktlage der Verbrennung des monovalenten Erdgasmotors beim stöchiometrischen Brennverfahren und gekühlter, externer HD-AGR	80
5.17 Kennfeld des Varianzkoeffizienten des monovalenten Erdgasmotors mit stöchiometrischem Brennverfahren und gekühlter, externer HD-AGR	81
5.18 Kennfeld der Schadstoffemissionen Kohlenmonoxid-, Stickoxid- und Methanemission sowie der Abgastemperatur vor Turbine des monovalenten Erdgasmotors mit stöchiometrischem Brennverfahren und gekühlter, externer HD-AGR	82
5.19 Darstellung des Zylinderdrucks, des Brennverlaufs sowie Summenbrennverlaufs für das stöchiometrische Brennverfahren mit gekühlter, externer HD-AGR bei einer Drehzahl von $n_{\text{Mot}}=1600$ 1/min	83
5.20 Gegenüberstellung des Luftmassenstroms und der Abgastemperatur vor Turbine des Diesel- und Gasmotors	86
5.21 Gegenüberstellung des Zylinderdrucks, der Injektorbestromung, des Brenn- und Summenbrennverlaufs, des Zündwinkels, der Verbrennungskenngrößen Brennbeginn, Schwerpunktlage der Verbrennung und Brennende sowie der mittleren Brennraumtemperatur im Diesel- und Erdgasbetrieb bei einer Drehzahl von $n_{\text{Mot}}=1600$ 1/min und einem effektiven Mittel- druck von $p_{\text{me}}=8,6$ bar	88
5.22 Gegenüberstellung des Zylinderdrucks, der Injektorbestromung, des Brenn- und Summenbrennverlaufs, des Zündwinkels, die Verbrennungskenngrößen Brennbeginn, Schwerpunktlage der Verbrennung und Brennende sowie der mittleren Brennraumtemperatur im Diesel- und Erdgasbetrieb bei einer Drehzahl von $n_{\text{Mot}}=1600$ 1/min und einem effektiven Mittel- druck von $p_{\text{me}}=12,1$ bar	92
5.23 Gegenüberstellung der Stickoxid-Konzentrationen vor dem Eintritt in den Katalysator beim Diesel- und Gasmotor	94
5.24 Relativer Vergleich des Gas-Motorenkonzeptes hinsichtlich des effektiven Wirkungsgrads η_{eff} , der CO_2 -Emission, der $\text{CO}_{2,\text{Äq.}}$ -Emission und der Stickoxidemission NO_x bezogen auf den Dieselmotor	94
5.25 Vergleich möglicher Motorenkonzepte zur Einhaltung der Abgasgesetzgebung EU Stufe IV / V	98
A.1 Kennwerte Erdgas	106

A.2	Darstellung des Brennverzuges des monovalenten Erdgasmotors beim Brennverfahren mit Luftüberschuss	107
A.3	Darstellung der Abgastemperatur am Eintritt des Katalysators des monovalenten Erdgasmotors beim Brennverfahren mit Luftüberschuss . . .	107
A.4	Darstellung der Abgastemperatur am Eintritt des Katalysators des monovalenten Erdgasmotors beim stöchiometrischen Brennverfahren . . .	108
A.5	Kennfeld der Maxima der mittleren Brennraumtemperaturen des monovalenten Erdgasmotors mit stöchiometrischem Brennverfahren ohne und mit gekühlter, externer HD-AGR	108
A.6	Kennfeld des Verbrennungsluftverhältnisses des monovalenten Erdgasmotors mit stöchiometrischem Brennverfahren ohne und mit gekühlter, externer HD-AGR	109
A.7	Darstellung des Verbrennungsluftverhältnisses beim Basis-Dieselmotor .	109

Tabellenverzeichnis

1.1	Auszug der Emissionsvorschriften mobiler Arbeitsmaschinen für Motoren in einem Leistungsbereich von 56-130 kW sowie die Grenzwerte für Straßenfahrzeuge mit Gasmotoren in Europa	3
2.1	Zusammensetzung von Erdgas unterschiedlicher Förderregionen	5
2.2	Physikalische Eigenschaften verschiedener Kraftstoffe sowie der Vergleich der CO ₂ -Emission	6
4.1	Technische Daten des Basismotors Deutz TCD 3.6 L4	33
4.2	Gegenüberstellung der wesentlichen Unterschiede zwischen dem Basismotor und dem Versuchsträger	34
4.3	Geräte zur Messdatenerfassung	37
5.1	Gegenüberstellung der Verbrennungskennwerte für drei Motorlasten des Brennverfahrens mit Luftüberschuss	64
5.2	Gegenüberstellung der Verbrennungskennwerte für drei Lastpunkte im stöchiometrischen Betrieb bei einer Drehzahl von $n_{\text{Mot}}=1600$ 1/min . .	70
5.3	Gegenüberstellung der Verbrennungskennwerte für drei AGR-Raten im stöchiometrischen Betrieb bei einer Drehzahl von $n_{\text{Mot}}=1600$ 1/min und einem konstanten Zündwinkel	73
5.4	Gegenüberstellung der Verbrennungskennwerte für drei AGR-Raten im stöchiometrischen Betrieb bei einer Drehzahl von $n_{\text{Mot}}=1600$ 1/min und einer konstanten Schwerpunktlage der Verbrennung	74
5.5	Gegenüberstellung der Verbrennungskennwerte für drei Lastpunkte im stöchiometrischen Betrieb mit gekühlter, externer HD-AGR bei einer Drehzahl von $n_{\text{Mot}}=1600$ 1/min	84
5.6	Gegenüberstellung der Motorenkonzepte: DEUTZ TCD 3.6 L4 und entwickelter Otto-Gas-Motor	85
5.7	Gegenüberstellung der Verbrennungskennwerte bei einem effektiven Mitteldruck von $p_{\text{me}}=8,6$ bar im Diesel- bzw. Gasbetrieb bei einer Drehzahl von $n_{\text{Mot}}=1600$ 1/min	89

5.8	Gegenüberstellung der Verbrennungskennwerte bei einem effektiven Mitteldruck von $p_{me}=12,1$ bar im Diesel- bzw. Gasbetrieb bei einer Drehzahl von $n_{Mot}=1600$ 1/min	93
A.1	Koeffizienten zur Bestimmung der molaren Enthalpie und Wärmekapazität für Temperaturen $T<1000$ K	112
A.2	Koeffizienten zur Bestimmung der molaren Enthalpie und Wärmekapazität für Temperaturen $T\geq 1000$ K	113

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	i
Kurzfassung	iii
Nomenklatur	v
Abkürzungsverzeichnis	ix
Abbildungsverzeichnis	xiii
Tabellenverzeichnis	xvii
1 Einleitung	1
2 Stand des Wissens	5
2.1 Erdgas und regenerativ erzeugtes Methan als Kraftstoff	5
2.2 Gasmotorenkonzepte	7
2.2.1 Zündungsart: Funkenzündung	8
2.2.2 Zündungsart: Zündstrahl	10
2.2.3 Industriemotoren	12
2.3 Ottomotorische Verbrennung in Gasmotoren	14
2.3.1 Verbrennungsablauf	14
2.3.2 Schadstoffemissionen	18
2.3.3 Möglichkeiten der innermotorischen Leistungs- und Wirkungs- gradsteigerung und Schadstoffminderung durch Ladungsverdün- nung	22
3 Zielsetzung der Arbeit	31
4 Versuchsaufbau und -durchführung	33
4.1 Versuchsträger	33

4.2	Prüfstandsaufbau	35
4.2.1	Kraftstoffversorgung	35
4.2.2	Steuerungs- und Messtechnik	35
4.3	Methodik der Brennverfahrensuntersuchung	38
4.3.1	Stellgrößen zur Steuerung des Verbrennungsprozesses	39
4.3.2	Messdatenerfassung und -aufbereitung	40
4.3.3	Thermodynamische Analyse des Verbrennungsprozesses	44
5	Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen	59
5.1	Mager-Brennverfahren	59
5.2	Stöchiometrisches Brennverfahren	66
5.3	Einfluss der Abgasrückführung auf das stöchiometrische Brennverfahren	72
5.4	Applikationsvorschlag für ein stöchiometrisches Brennverfahren mit Abgasrückführung	79
5.5	Gegenüberstellung der Motorenkonzepte im Erdgas- und Dieselmotor .	85
5.6	Vergleich der Motorenkonzepte für die zukünftige geltende Abgasgesetzstufe EU Stufe V	96
6	Zusammenfassung	99
6.1	Fazit der Arbeit	99
6.2	Ausblick	102
	Anhang	105
	Literaturverzeichnis	115
	Wissenschaftlicher Lebenslauf	129
	Veröffentlichungsliste	131

1 Einleitung

Seit Beginn der Industrialisierung ist ein stetiger Anstieg der CO_2 -Konzentration in der Erdatmosphäre festzustellen. Aus dem IPCC Report *Climate Change 2013* geht hervor, dass der CO_2 -Anteil seit dem Jahr 1750 bis 2011 von 278 ppm auf 390 ppm angestiegen ist [98]. Für das Jahr 2016 wurde ein weltweiter Jahresmittelwert von 403 ppm bestimmt [102]. Aufgrund der Treibhausgaswirkung von CO_2 und der damit einhergehenden Erderwärmung wurde auf der Weltklimakonferenz der Vereinten Nationen in Paris Ende 2015 das Ziel definiert, die Erderwärmung auf $1,5^\circ\text{C}$ zu begrenzen [29]. Zur Umsetzung dieses Ziels ist eine wesentliche Reduktion des CO_2 -Ausstoßes in der Energieversorgung erforderlich. Dazu zählt neben der Strom- und Wärmeerzeugung auch der Verkehrssektor mit Verbrennungsmotoren als Antriebskonzept. Im Gegensatz zu den derzeit eingesetzten flüssigen Kraftstoffen bietet Erdgas bei der motorischen Verbrennung erhebliches Potential zur signifikanten Reduktion der Treibhausgas- (THG) bzw. $\text{CO}_{2,\text{Äq.}}$ -Emissionen. Wegen des günstigen Atomverhältnisses von Wasserstoff zu Kohlenstoff (4/1) bei Methan, dem Hauptbestandteil von Erdgas, kann durch den Einsatz dieses Kraftstoffes, z.B. gegenüber Diesel, eine Einsparung der THG-Emission von bis zu 15 % (Well-To-Wheel, EU-Erdgas-Mix) erzielt werden (siehe Abbildung 1.1). Der ökologische Vorteil von Erdgasmotoren ist allerdings nur umsetzbar, wenn der Methanschlupf auf ein Minimum reduziert wird, da die THG-Wirkung von Methan in der Atmosphäre über einen Zeithorizont von 100 Jahren um Faktor 25 höher liegt als bei CO_2 [94].

Bis heute ist der Bereich der landwirtschaftlich genutzten Arbeitsmaschinen von dieselbetriebenen Industriemotoren geprägt. Durch die Nutzung biogener Kraftstoffe besteht die Möglichkeit gerade im Bereich der Landmaschinen eine deutliche THG-Einsparung zu erzielen (vgl. Abbildung 1.1). Ein wesentlicher Baustein kann dabei zukünftig der Einsatz methanbasierter Kraftstoffe sein [16]. Mittels einer anaeroben Vergärung biologischer Ausgangsstoffe der Landwirtschaft ist es möglich, sogenanntes Biomethan (Methan-Anteil >96 Vol. %) herzustellen. Dadurch steht ein Kraftstoff zur Verfügung, der einen regenerativen Ursprung besitzt und sowohl lokal, am Ort der Erzeugung, als auch überregional eingesetzt werden kann. Vom Herstellungsort kann das Biomethan in das bestehende Erdgasnetz eingespeist und verteilt werden.

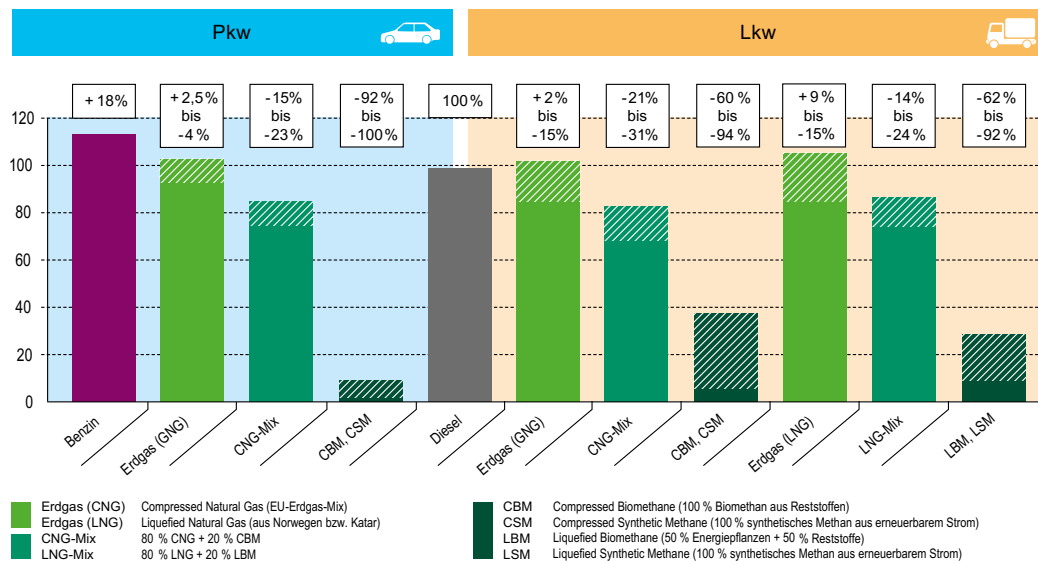


Abbildung 1.1: Gegenüberstellung der Treibhausgas-Emission verschiedener Biokraftstoffe aus einer Studie der Deutschen Energie-Agentur [65]

Neben den Anforderungen zur THG-Einsparung ergeben sich zur Erfüllung bestehender und zukünftig geltender Abgasemissionsvorschriften erhebliche Entwicklungsaufwendungen für die Motorenhersteller im Bereich der Industrie- und Landmaschinenmotoren. Neben den innermotorischen Technologien wie Aufladung, Abgasrückführung und Common-Rail-Einspritzsystemen mit Einspritzdrücken größer 2000 bar wird zukünftig der Einsatz eines komplexen Abgasnachbehandlungssystems unverzichtbar. Dies führt nicht nur zu einem weiteren Anstieg des Entwicklungsbedarfes, sondern auch zu einer Kostensteigerung der Antriebsmaschine von über 50 % [24]. Aus ökonomischen und ökologischen Gründen rücken daher auch neue, methanbasierte Antriebskonzepte in den Fokus der Motorenhersteller [24, 89].

Die aktuell und zukünftig geltenden Emissionsvorschriften für Industriemotoren und mobile Arbeitsmaschinen sind in Tabelle 1.1 zusammengefasst. Mit Einführung der europäischen Gesetzgebungen EU Stufe V in 2019 werden erstmals Gasmotoren als Antriebsaggregat für mobile Arbeitsmaschinen mit einer entsprechenden Reglementierung der Methanemission berücksichtigt. Die weitere Absenkung der Partikelmassen und die neu eingeführte Limitierung der Partikelanzahl führen zu einer flächendeckenden Einführung eines Partikelfilters für Dieselmotoren [87]. Infolge des gasförmigen Zustandes und der Verwendung einer äußeren Gemischbildung bietet Methan eine sehr homogene Durchmischung mit der Verbrennungsluft, wodurch eine nahezu ruß- und partikel-freie Verbrennung erzielt wird [110]. Auch die Emission von ozonbildenden Stickoxiden (NO_x) sowie von Nichtmethankohlenwasserstoffen (NMHC) können durch den Einsatz

eines Gasmotors deutlich verringert werden. Die unverbrannten Gesamtkohlenwasserstoffe (THC) bestehen hauptsächlich aus Methan, dessen nachmotorische Reduktion noch als herausfordernd bewertet werden kann [52].

Tabelle 1.1: Auszug der Emissionsvorschriften mobiler Arbeitsmaschinen in einem Leistungsbereich von 56-130 kW in Europa sowie die Grenzwerte für Straßenfahrzeuge ($> 3,5$ t) in Europa (Euro VI) nach [28, 41, 101]

NO _x g/kWh	HC g/kWh	CO g/kWh	CH ₄ g/kWh	PM g/kWh	PN 1/kWh	Datum
EU Stufe IIIb						
3,30	0,19	5,0	-	0,025	-	2012
EU Stufe IV						
0,40	0,19	5,0	-	0,025	-	Okt. 2014
EU Stufe V						
0,40	0,19	5,0	1,1*	0,015	$1 \cdot 10^{12}$	2019
Euro VI, Lkw (WHTC-Prüfung)						
0,46	0,16**	4,0	0,5	-***	$6 \cdot 10^{11}$	2013

* Monovalenter Erdgasbetrieb ** Nichtmethan-Kohlenwasserstoffe (NMHC) im Gasbetrieb

***im Gasbetrieb

2 Stand des Wissens

2.1 Erdgas und regenerativ erzeugtes Methan als Kraftstoff

Bei Erdgas handelt es sich um ein Gasgemisch fossilen Ursprungs mit hohem Methananteil. In Abhängigkeit der Lagerstätte schwankt der Methangehalt erheblich (vgl. Tabelle 2.1). Die weiteren Bestandteile von Erdgas sind langkettige Kohlenwasserstoffe wie Ethan, Propan etc. als auch Stickstoff und Kohlendioxid.

Tabelle 2.1: Zusammensetzung von Erdgas unterschiedlicher Förderregionen nach Mohr [64]

		Russisches Erdgas	Nordsee- Erdgas	USA Erdgas
Methan	Vol.-%	98,2	86,0	95,7
Ethan	Vol.-%	-	-	3,2
Propan	Vol.-%	0,8	7,0	0,7
Butan + höherwertig	Vol.-%	-	1,0	0,4
Kohlenmonoxid	Vol.-%	0,1	-	-
Kohlendioxid	Vol.-%	0,2	1,0	-
Stickstoff	Vol.-%	0,8	5,0	-
Methanzahl	1	98	68	84
Dichte	kg/m ³	0,735	0,868	0,754
unt. Heizwert	kJ/m _N ³	36004	38622	37595

Die unterschiedlichen Zusammensetzungen haben einen großen Einfluss auf die *Methanzahl* (MZ). Diese wird bei ottomotorischen Brennverfahren zur Beurteilung der Klopfestigkeit gasförmiger Kraftstoffe verwendet. Für flüssige Kraftstoffe wird hierfür die *Research Oktan Number* (RON) herangezogen. Die Methanzahl von reinem Methan beträgt MZ=100, was ca. einer *Research Oktan Number* von RON \approx 130 entspricht [26]. Damit weist Methan im Vergleich zu Super Benzin eine hohe Klopfestigkeit auf (vgl. Tabelle 2.2), wodurch die Möglichkeit zur Anhebung des geometrischen Verdichtungsverhältnis von Motoren im Gasbetrieb besteht. Bei gleichem Motorbetriebspunkt

und gleicher Schwerpunktlage der Verbrennung kann damit eine CO₂-Einsparung durch Effizienzsteigerung erzielt werden [67, 99].

Tabelle 2.2: Physikalische Eigenschaften verschiedener Kraftstoffe sowie der Vergleich der CO₂-Emission bezogen auf gleichen Energiegehalt (in Steinkohleneinheit SKE), teilweise nach [32, 70]

Eigenschaft	Einheit	Methan	CNG* ≈ Methan	Oktan ≈ Super Benzin	Pentadecan ≈ Diesel
Dichte [70]	kg/m ³	0,72	162	730...780	815...855
spez. Heizwert	MJ/kg		50,08	44,16	41,44
vol. Heizwert	MJ/l	0,036	8,11	33,34	37,11
H/C-Verhältnis	-		4	2,25	2,13
CO ₂ -Emission	kg/SKE		1,62	2,07	2,20
Luftbedarf	kg/kg		17,2	15,1	14,9
Zündgrenzen λ**	-		0,7-2,1	0,4-1,4	0,48-1,35
RON [26]	-		~130	100	-

* 200 bar; ** in Luft

Infolge des günstigen H/C-Verhältnisses liegt die spezifische CO₂-Emission bei der vollständigen Verbrennung von Methan gegenüber dem gleichen Energieinhalt von Super Benzin um 21 % bzw. gegenüber Diesel um 26 % niedriger. Durch die Verwendung regenerativ hergestellten Methans (Biomethan) kann der CO₂-Vorteil weiter gesteigert werden. In Abhängigkeit der biogenen Ausgangsmasse, der Verfahren zur Aufbereitung von Biogas zu Biomethan und der entsprechenden Anlageneffizienz kann gegenüber fossilem Erdgas eine Minderung der äquivalenten CO₂-Emission von bis zu 80 % erzielt werden [106].

Im Vergleich zu den genannten konventionellen Kraftstoffen weist Methan den höchsten spezifischen Heizwert auf. Aufgrund der signifikant geringeren Dichte liegt der volumetrische Heizwert von Methan jedoch deutlich niedriger. Die Folge ist ein erheblich höherer Bedarf an Speichervolumen für die gleiche Energiemenge. Selbst bei einer Kompression des Methans auf 200 bar (CNG) ist die Energiedichte um Faktor ≈ 4 niedriger bezogen auf Super Benzin bzw. Faktor ≈ 5 bezogen auf Diesel.

Eine weitere Kenngröße zur Beschreibung der Flammenausbreitung innerhalb eines Gemisches ist die laminare Flammgeschwindigkeit. Nach Poinot [72] gibt es verschiedene Definitionsansätze. Eine Variante ist die Definition als Geschwindigkeit, mit der Reaktanten (Sauerstoff und Kraftstoff) eines homogenen Gemisches verbraucht werden. Die laminare Flammgeschwindigkeit ist dabei vom verwendeten Kraftstoff, der Gemischzusammensetzung und des thermodynamischen Zustandes des unverbrannten Gemisches (Druck, Temperatur) abhängig. In Abbildung 2.1 ist exemplarisch die laminare

Flammengeschwindigkeit von Benzin und Methan über dem Verbrennungsluftverhältnis bei zündähnlichen Bedingungen dargestellt.

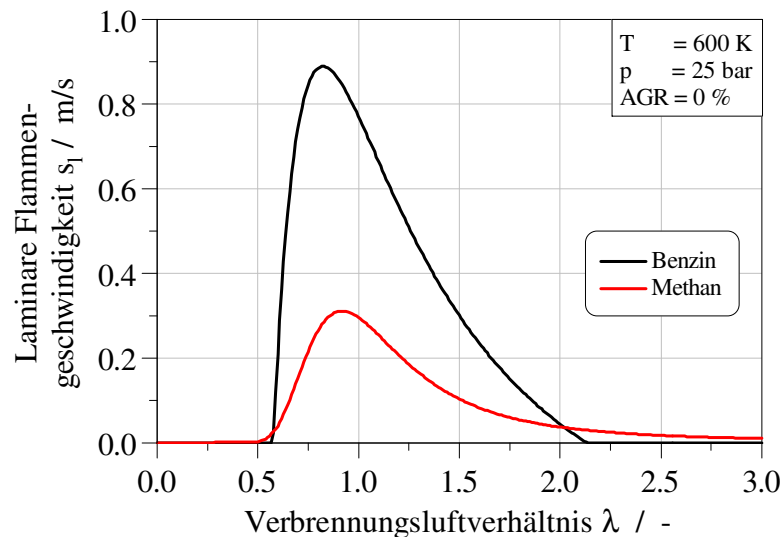


Abbildung 2.1: Laminare Flammengeschwindigkeit von Methan (rot) nach [23] und Benzin (schwarz) nach [62] als Funktion des Verbrennungsluftverhältnisses λ bei einer Temperatur von $T=600$ K, einem Druck von $p=25$ bar und einer AGR-Rate=0 %

Bei beiden Kraftstoffen liegt das Maximum in einem leicht unterstöchiometrischen Bereich. Die Zunahme des Verbrennungsluftverhältnisses resultiert in einer signifikanten Abnahme der laminaren Flammengeschwindigkeit, woraus ein Anstieg der Brenndauer abgeleitet werden kann. Weiterhin ist aus der Abbildung zu erkennen, dass bei den gegebenen Bedingungen die Geschwindigkeit einer Methan-Flamme deutlich niedriger ist, als die einer Benzin-Flamme. Bei der ottomotorischen Umsetzung von Methan ist daher mit längeren Brenndauern zu rechnen.

2.2 Gasmotorenkonzepte

Für die energetische Umsetzung von Methan in Verbrennungskraftmaschinen steht eine Vielzahl an möglichen Motorenkonzepten zur Verfügung. In Abhängigkeit des Einsatzzwecks, z.B. als Antriebsmaschine in Pkw und Nkw, in mobilen Arbeitsmaschinen und Schiffen oder zur Strom- und Wärmegewinnung, ergeben sich individuelle Vor- und Nachteile der verschiedenen Motorenkonzepte. Zur Systematisierung der unterschiedlichen Motorenkonzepte werden in der Literatur verschiedene Ansätze verfolgt. Im Rahmen dieser Arbeit wird eine Einteilung nach Abbildung 2.2 vorgenommen.

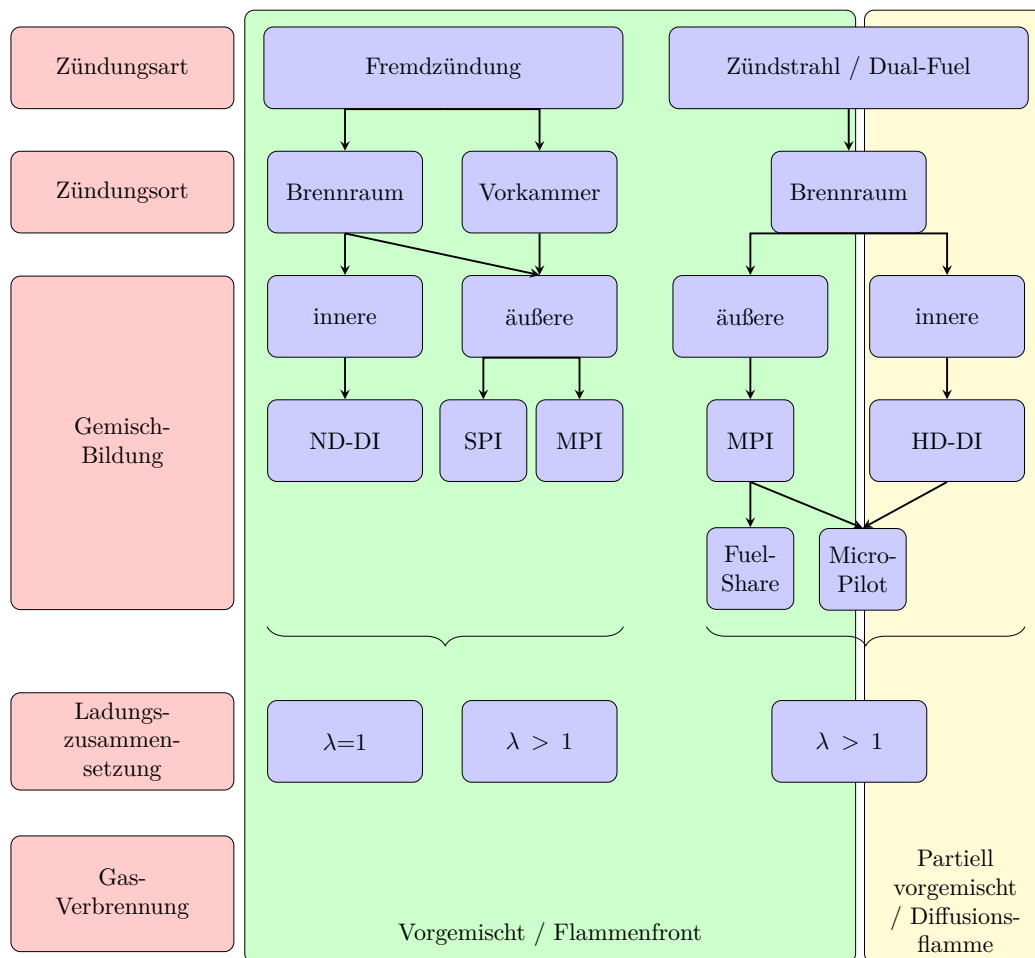


Abbildung 2.2: Einteilung der Motorenkonzepte für den Erdgas- und Biomethanbetrieb

Ein wesentliches Kriterium zur Einteilung der Gasmotoren ist die Art der Zündung. Auf der einen Seite kann das Luft-Methan-Gemisch durch eine Fremdzündung, z.B. durch eine Zündkerze, entflammt werden. Hierbei handelt es sich um eine klassische, ottomotorische Flammenfront-Verbrennung. Auf der anderen Seite kann das Gemisch durch die Selbstzündung einer in den Brennraum eingebrachten Dieselpilotmenge entflammt werden.

2.2.1 Zündungsart: Funkenzündung

Otto-Motorenkonzepte mit Fremdzündung im Brennraum und äußerer Gemischbildung (SPI und MPI) sind Stand der Technik im Bereich von transient betriebenen Pkw- und Nkw-Motoren mit einem Hubraum größer 6 l sowie kleineren stationär betriebenen BHKW-Motoren [8, 45, 66, 95]. Pkw-Gasmotoren basieren auf modifizierten Ottomoto-

ren und sind überwiegend *bivalent* ausgeführt. Diese Motoren können zwei Kraftstoffe (Benzin und Erdgas) umsetzen. Die Umschaltung erfolgt ohne Hardwareänderung [8]. Das Potential, dass geometrische Verdichtungsverhältnis anzuheben und damit eine Wirkungsgradsteigerung zu erzielen, kann bei diesen Motoren nur bedingt ausgeschöpft werden. Die Erhöhung der Verdichtung wird durch den Benzinbetrieb begrenzt, da Benzin-Kraftstoff klopfempfindlicher ist als Erdgas. Die Potentiale eines monovalenten Gasmotors für Pkw-Anwendungen sind in [99] aufgezeigt. Analog zu den Serienfahrzeugen im Benzinbetrieb wird auch bei den bivalenten Varianten ein stöchiometrisches Brennverfahren verwendet.

Im Gegensatz zum Pkw-Segment basieren Gasmotoren für den Nutzfahrzeugbereich auf umgebaute Dieselmotoren. Mit Einführung der Abgasnorm EU VI in 2013 wurden die SPI-Motoren mit einem Otto-Mager-Brennverfahren ($\lambda > 1$) durch das klassische $\lambda = 1$ -Otto-Brennverfahren in Verbindung mit einem Drei-Wege-Katalysator ersetzt [30, 45, 80, 91, 96, 110]. Erst durch die hohen Abgastemperaturen eines stöchiometrischen Brennverfahrens kann der Methanausstoß mittels Drei-Wege-Katalysator unterhalb des Niveaus des geltenden Grenzwertes verringert werden.

Motorenkonzepte mit einer Niederdruck-Gaseinblasung (ND-DI) und Fremdzündung sind im Bereich der Pkw-Motoren Gegenstand aktueller Forschungsthemen [7, 49, 81, 82, 83, 90]. Im Gegensatz zu gemischansaugenden Motoren wird durch die Direkteinblasung das Erdgas erst nach Schließen des Einlassventils in den Brennraum zugeführt. Dadurch kann die Frischluftverdrängung durch den gasförmigen Kraftstoff vermieden werden. Die Folge ist eine Steigerung des Motor-Liefergrades bei gleichem Ladedruck und damit eine höhere Menge an eingeschlossener Frischluft im Zylinder [8]. Der gasförmige Kraftstoff wird zusätzlich eingeblasen, wodurch die Gesamtladungsmenge und damit das brennraumspezifische Drehmoment angehoben werden können. Auch für den Bereich der Nutzfahrzeuge wird an Motorkonzepten mit innerer Gemischbildung geforscht. Im Rahmen des *Horizon2020*-Programms der Europäischen Union wurde u.a. das Projekt *Heavy Duty Gas Engines integrated into Vehicles* (HDGAS) finanziell unterstützt. Untersucht werden sowohl stöchiometrische als auch magere Brennverfahren [3, 51]. Darüber hinaus wird an alternative Zündverfahren mit Hilfe des Corona-Zündsystems geforscht [34].

Im Bereich mittelschnellaufender Großmotoren mit Bohrungen größer 200 mm sind seit langer Zeit Gasmotorenkonzepte mit einer Vorkammerzündung etabliert. Diese Motoren werden vorrangig stationär zur dezentralen Energieversorgung (Strom und Wärme) betrieben. Als Kraftstoffe werden neben Erdgas u.a. auch Bio-, Deponie, Klär- und Grubengas eingesetzt. Für die Bereitstellung hoher Leistungen und Wirkungsgrade

arbeiten die Motoren nach einem mageren Otto-Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung. Zur Sicherstellung der Gemischzündung hat sich bei den größeren Motoren im Magerbetrieb die Einbringung einer Vorkammer in den Zylinderkopf durchgesetzt. Die Vorkammer (2...3 % des Hauptbrennraumvolumens [116]) hat die Aufgabe, die notwendige Zündenergie zur Entflammung des Gemisches im Hauptbrennraum bereit zu stellen. Während der Verdichtungsphase gelangt über kleine Bohrungen ein Teil des Gemisches aus dem Hauptbrennraum in die Vorkammer. Die damit erzeugte hohe Mikroturbulenz in der Vorkammer verbessert die Zündfähigkeit entscheidend. Die Gemischzündung wird durch eine in der Vorkammer eingelassene Zündkerze realisiert. Über die Bohrungen treten Flammenkeulen aus, welche die Ladung im Hauptbrennraum entzünden [75]. Bei Steigerung der Ladungsverdünnung auf $\lambda > 2$ reicht die erzeugte Mikroturbulenz innerhalb der Vorkammer nicht mehr zur sicheren Zündung aus [115]. In diesen Fällen ist es erforderlich, die Vorkammer mit einer separaten Gaszufuhr zu versorgen. Über ein Rückschlagventil gelangt während der Ansaugphase eine geringe Menge Kraftstoff in die Vorkammer. Der Druck in der Gasleitung liegt oberhalb des Ladeluftdrucks und wird über einen Druckregler eingestellt. Mit diesem Verfahren ist es möglich, stöchiometrische bis leicht unterstöchiometrische Ladungsbedingungen in der Vorkammer einzustellen, sodass das Gemisch sicher gezündet werden kann. Ähnlich wie bei der nicht gespülten Vorkammer wird das Gemisch im Hauptbrennraum über die austretenden Flammenkeulen entflammt [48, 53, 74].

2.2.2 Zündungsart: Zündstrahl

Neben den fremdgezündeten Erdgas-Motorenkonzepten haben sich in einigen Marktsegmenten auch verschiedene Diesel-Zündstrahlkonzepte durchgesetzt. Als Zündquelle dient eine Dieseldirekteinspritzung, welche durch das Selbstzündungsprinzip das Luft-Erdgas-Gemisch entflammt.

Im Bereich von Vier-Takt-Schiffsmotoren mit Bohrungsdurchmessern größer als 200 mm hat sich ein gemischansaugendes Konzept mit einem MPI-Erdgas-Kraftstoffsystem etabliert. Dabei wird zwischen einem *Micro-Pilot*- und einem *Dual-Fuel*-Konzept unterschieden. Letzteres Verfahren bietet die Möglichkeiten die Menge an zugeführtem Dieseldieselkraftstoff signifikant zu erhöhen (fuel sharing) bzw. einen reinen Diesel-Betrieb zu realisieren. Die minimale Einspritzmenge liegt bei ca. 5 % der Dieselvolllastmenge [12]. Infolge der hohen Zündenergiemenge des Dieseldieselkraftstoffes im Vergleich zur Fremdzündung, können auch sehr magere Gemische bis $\lambda=2,4$ entflammt werden [116]. Dual-Fuel-Motoren werden von allen bekannten Herstellern von Vier-Takt-Schiffsmotoren angebo-

ten [20, 58]. Neben dem Marinesektor werden Dual-Fuel-Motoren auch im Bereich der dezentralen Energieerzeugung eingesetzt [92]. Beim Micro-Pilot-Verfahren dient die Dieselmenge ausschließlich der Entflammung des Luft-Gas-Gemisches. Die Mindestdosiermenge der Piloteinspritzung wird durch die thermische Belastung an der Injektorspitze vorgegeben, da der Dieseldieselkraftstoff hier die Aufgabe der Kühlung mit übernimmt. Die üblichen Dosiermengen liegen im Bereich von 1. . . 2 % der Energieäquivalenz zur Volllast [5]. Durch die minimale Dieseleinspritzmenge können Luft-Kraftstoff-Gemische bis zu einem Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda=2,2$ sicher entflammt werden [64]. Ein entscheidender Nachteil des Dieseldieselzündstrahlverfahrens sowohl bei äußerer als auch bei innerer Gemischbildung ist die NO_x -Emission. Trotz der stark abgemagerten Zylinderladung und der geringen Einspritzmengen an Dieseldieselkraftstoff treten erhöhte Konzentrationen von Stickoxiden im Abgas auf.

Zündstrahlmotoren mit einer HD-Einblasung des Gases direkt in den Brennraum sind ausschließlich im Bereich von Zwei-Takt Schiffsmotoren aktueller Stand der Technik. *MAN Diesel & Turbo* bietet unter der Produktbezeichnung *ME-GI* Dual-Fuel-Großmotoren mit separaten Gas-Einblaseventilen und Diesel-Injektor an [57].

Im Nkw-Bereich ist die HD-Gaseinblasung noch in der Forschung. Gegenwärtig sind noch keine Serien-Fahrzeuge auf dem Markt verfügbar. Für die Nutzfahrzeug-Anwendung wird von *Westport* und *Delphi* derzeit ein *HPDI 2.0*-Injektor angeboten, der sowohl Diesel als auch Erdgas mit Hochdruck in den Brennraum einbringt [55, 109]. Auch von *Bosch* wird ein entsprechender Zwei-Kraftstoff-Injektor angeboten [56]. Das Gas wird bei diesem Injektor mit einem Druck von 150-500 bar in den Brennraum eingebracht. Forschungsarbeiten für HD-DI-Konzepte in Nutzfahrzeugen sind u.a. auch Bestandteil des *HDGAS*-Projektes [4].

Die HD-Gaseinblasung bietet ein erhebliches Potential zur Steigerung der spezifischen Zylinderleistung, des Wirkungsgrades und zur Minimierung der Methanemission von Erdgasmotoren. Durch die Gaseinblasung am Ende der Kompressionsphase bzw. nach der Zündung des Dieseldieselkraftstoffes wird keine Frischluft durch den gasförmigen Kraftstoff während der Ansaugphase verdrängt. Durch die damit verbundene Erhöhung des Liefergrades kann die spezifische Leistung des Motors angehoben werden. Infolge der partiell vorgemischten bzw. der Diffusionsverbrennung des Erdgases tritt ein deutlich reduziertes Risiko einer Verbrennungsanomalie durch z.B. Klopfen auf. Dies ermöglicht eine Anhebung des Verdichtungsverhältnisses bzw. die Beibehaltung der hohen Verdichtungen von Dieseldieselmotoren, wodurch eine erhebliche Effizienzsteigerung erzielt wird. Aufgrund der Gaseinblasung bei geschlossenen Ventilen bzw. einer Diffusionsverbrennung kann weiterhin eine signifikante Verringerung der Methanemission ggü.

Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung erzielt werden. Dadurch kann nach Basshuysen [8] der aktuell geltende Grenzwert für den Methanausstoß (Euro VI) mit einem konventionellen Oxidationskatalysator eingehalten werden.

2.2.3 Industriemotoren

Der Bereich der Industriemotoren für den landwirtschaftlichen Einsatz mit typischen Leistungen von 56-130 kW wird gegenwärtig noch nicht mit marktfähigen Lösungskonzepten für den Betrieb mit Erdgas bedient [76]. Gerade in diesem Bereich ergibt sich jedoch durch die mögliche Produktion und Verwendung des regenerativ erzeugten Biomethans die Einsatzmöglichkeit eines hocheffizienten und emissionsarmen Gasmotors. Seitens einiger Traktorenhersteller wurden in der Vergangenheit Prototypen für den Einsatz von Erdgas und Biogas entwickelt [60]. Dabei sind sowohl Zündstrahl- als auch Fremdzündungskonzepte umgesetzt worden. Eine wissenschaftliche Betrachtung hinsichtlich des Potentials zur Senkung der Treibhausgas- und Schadstoffemissionen steht derzeit nicht zur Verfügung. Bezüglich der Brennraumgröße sind Industriemotoren in der genannten Leistungsklasse zwischen Pkw- und Nkw-Motoren angesiedelt. Inwieweit die etablierten Erdgas-Motorenkonzepte mit Fremdzündung und äußerer Gemischbildung aus dem Straßenverkehr auch für Industriemotoren angewendet werden können, wird in der vorliegenden Arbeit detailliert untersucht.

Die Motoren im Pkw-Bereich besitzen Brennräume mit deutlich kleineren Volumina (0,3-0,5 l/Zylinder). Durch die kompakte Brennraumgeometrie ergeben sich sehr kurze Wege für die Flammenfront, welche die ottomotorischen Brennverfahren begünstigen. Bei Industriemotoren mit größeren Bohrungsdurchmessern ergeben sich entsprechend längere Brennwege. Dies hat einen signifikanten Einfluss auf die zeitliche Energieumsetzung. Weiterhin steigern lange Brennwege die Gefahr einer klopfenden Verbrennung in Betriebspunkten mit hoher spezifischer Leistung. Hier bedarf es daher wissenschaftlicher Untersuchungen, inwieweit auf die Verbrennung Einfluss genommen werden kann, damit ein sicherer Motorbetrieb auch bei größeren Zylindervolumina gewährleistet wird.

Gegenüber Pkw- und Nkw-Motor bestehen für Landmaschinen umfangreichere Anforderungen für den Nachweis zur Einhaltung der Abgasgrenzwerte. Die für neuzugelassenen Pkw ab 01.09.2018 geltende Prüfbedingung, *Worldwide Harmonised Light Vehicle Test Procedure* (WLTP), beschränkt sich vorrangig auf den Teillastbetrieb des Motors. Die normierte Drehzahl sowie das normierte Moment liegen unterhalb von 50 % bzw. 83 % der Nennwerte (siehe Abbildung 2.3).

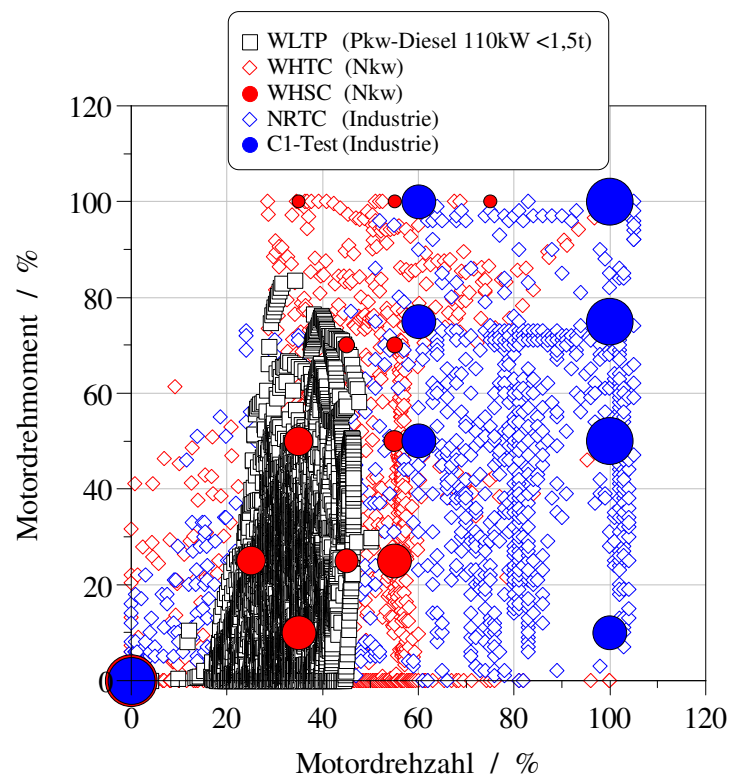


Abbildung 2.3: Gegenüberstellung der geprüften Motorbetriebsbereiche innerhalb der Abgastestzyklen für Pkw-Fahrzeuge (WLTP, transient), Nkw-Fahrzeuge (WHTC, transient; WHSC, stationär) und Landmaschinen bzw. Industriemotoren (NRTC, transient; C1-Test, stationär). Dabei stellt die Größe des Kreisdurchmessers für den WHSC und C1-Test die Wichtigkeit des Betriebspunktes innerhalb des Abgastests dar. In der Darstellung ist der Schubbetrieb der Fahrzeuge innerhalb der transienten Tests mit einem normierten Drehmoment von 0 % angegeben. Die Daten für den WLTP sind exemplarisch für einen Mittelklasse-Pkw (Gewicht <1,5 t) mit einem Dieselmotor (110 kW) dargestellt.

Die im Nkw-Bereich geprüften Fahrzyklen *World Harmonised Stationary Cycle* (WHSC) für den stationären Motorbetrieb als auch der *World Harmonised Transient Cycle* (WHTC) für den transienten Betrieb schließen vorrangig den Motorbetrieb bei niedrigen bis mittleren Drehzahlen und das volle Drehmomentenspektrum ein. Der Bereich außerhalb des Zyklus wird vorrangig hinsichtlich höherer Motorleistungen optimiert. Industriemotoren müssen neben dem Leerlauf- und Teillastbetrieb auch im Bereich der Nenndrehzahl und dem Nenndrehmoment die Einhaltung der Emissionsgrenzwerte nachweisen. Sowohl der stationäre *C1-Test* als auch der transiente *Non Road Transient Cycle* (NRTC) umfassen annähernd den gesamten Motorbetriebsbereich.

2.3 Ottomotorische Verbrennung in Gasmotoren

Bei klassischen Ottomotoren wird durch Fremdzündung ein vorgemischtes Luft-Kraftstoff-Gemisch im Brennraum verbrannt. Durch diesen Prozess wird die chemisch gebundene Energie des Kraftstoffes in mechanische Arbeit umgewandelt. Im Unterschied zu Dieselmotoren sind Ottomotoren mit äußerer Gemischbildung quantitativ geregelt. Die brennraumspezifisch abgegebene Arbeit ist demnach von der Gemischmenge und nicht von deren Zusammensetzung abhängig. Zur energetischen Kraftstoffumsetzung im Homogenbetrieb muss das Mischungsverhältnis von Luft und Kraftstoff jedoch im Bereich der Zündgrenzen liegen. Als Kenngröße wird das Verbrennungsluftverhältnis λ herangezogen. Nach Gleichung (2.1) ergibt sich dieses aus dem Quotienten von tatsächlich vorhandener Luft $m_{Luft,tatsächlich}$ zu der für die vollständige Kraftstoffumsetzung notwendigen, stöchiometrischen Luftmenge $m_{Luft,stöchiometrisch}$:

$$\lambda = \frac{m_{Luft,tatsächlich}}{m_{Luft,stöchiometrisch}} \quad (2.1)$$

2.3.1 Verbrennungsablauf

Gemischzündung

Ausgehend von einer äußeren Gemischbildung wird das Luft-Kraftstoff-Gemisch im Brennraum verdichtet. Die Gemischzündung wird nach dem aktuellen Stand der Technik vorwiegend durch die Hochspannungs-Funkenentladung einer in den Brennraum eingebrachten Zündkerze realisiert. In Abhängigkeit der Zylinderladung (Menge, Zusammensetzung) wird der Funkenüberschlag zwischen den beiden Zündkerzenelektroden im Bereich von 50-10°KW v. ZOT eingeleitet [78]. Infolge des Durchbruchvorgangs bildet sich ein ionisiertes Gasvolumen (Plasma) mit kurzzeitig auftretenden Temperaturen von bis zu 60 000 K aus [27]. Die Folge ist eine thermische Dissoziation der Gas-moleküle und eine signifikante Zunahme des Plasmavolumens. Durch Wärmeleitungs- und Diffusionsvorgänge wächst der Plasmabereich stetig an. Neben der Zufuhr elektrischer Energie findet vermehrt eine Freisetzung der chemisch gebundenen Energie an der Oberfläche des Plasmas statt. Überwiegt die Energiezufuhr bzw. Freisetzung der Wärmeabgabe gegenüber dem Wärmeverlust an der Oberfläche der Zündkerzenelektroden, bildet sich ein stabiler, laminarer Flammenkern aus. Diese Phase wird in der Literatur als Entflammungsphase bezeichnet. Nach Pischinger [68] wird diese Phase entscheidend durch folgende Parameter beeinflusst:

- Gemischzustand im Elektrodenbereich (Druck, Temperatur, Gaszusammensetzung)

zung)

- Strömungszustand im Elektrodenbereich (Strömungsgeschwindigkeit, Turbulenzintensität und -struktur)
- Elektrische Zündung (Entladungsform, Entladungsdauer, Zündenergie, Zündkerzengeometrie)

Für die Dauer der Entflammung gelten nach Pischinger weiterhin folgende Aussagen:

- Abnahme der Entflammungsdauer mit steigender Temperatur des Gemisches zum Zündzeitpunkt
- Zunahme der Entflammungsdauer mit steigendem Druck. Dieser Effekt wird jedoch überkompensiert durch die gleichzeitige Temperatursteigerung während der Gemischverdichtung im Brennraum [33]
- Zunahme der Entflammungsdauer mit steigender Ladungsverdünnung durch Abgas und/oder Luft
- Abnahme der Entflammungsdauer durch Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit im Zündkerzenbereich. Eine zu hohe Strömungsgeschwindigkeit führt jedoch zum Flammenlöschen
- Abnahme der Entflammungsdauer bei hoher Turbulenzintensität bis zur Umsetzung von ca. 0,2 % der gesamten Kraftstoffmenge. Im Anschluss daran wirkt sich eine hohe Turbulenz beschleunigend aus

Die Zündungs- und Entflammungsphasen haben entscheidenden Einfluss auf die zeitliche Lage, die Form und die Schwankung des anschließenden Brennverlaufs [86]. Insbesondere die von Zyklus zu Zyklus schwankenden Bedingungen im Bereich der Zündkerze prägen die für konventionelle Ottomotoren typischen Zyklusschwankungen. Zur Quantifizierung dieser Schwankungen kann der Varianzkoeffizient des indizierten Mitteldrucks der Hochdruckphase $VarK_{p_{mi,HD}}$ nach Gleichung (2.2) herangezogen werden:

$$VarK_{p_{mi,HD}} = \frac{\sigma_{p_{mi,HD}}}{\overline{p_{mi,HD}}} \cdot 100 \quad (2.2)$$

Dabei ist:

- $\sigma_{p_{mi,HD}}$: Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks der Hochdruck-Phase
- $\overline{p_{mi,HD}}$: Ensemblemittelwert des indizierten Mitteldrucks der Hochdruck-Phase

Die Laufgrenze eines Motors wird nach Bozza [14] und Buschbeck [19] bei einem Varianzkoeffizienten von $VarK_{p_{mi,HD}}=5\%$ angegeben. Bei höheren Werten treten nach Buschbeck einzelne Zündaussetzer auf. Boland hat in seinen Untersuchungen einen maximal zulässigen Wert von $VarK_{p_{mi,HD}}=3,5\%$ als Zylinderlaufgrenze festgelegt [13].

Flammenausbreitung

Nach Zündung und Entflammungsphase geht der gebildete, laminare Flammenkern in einen turbulenten Zustand über. Ursache ist die Faltung und damit verbundene lokale Vergrößerung der Flammenoberfläche durch kleinskalige Strukturen der vorliegenden turbulenten Zylinderinnenströmung. Als Folge bildet sich zunehmend eine turbulente Flammenfront aus, die sich nahezu kugelförmig von der Zündkerze bis zu den Brennraumwänden ausbreitet [68] (siehe Abbildung 2.4).

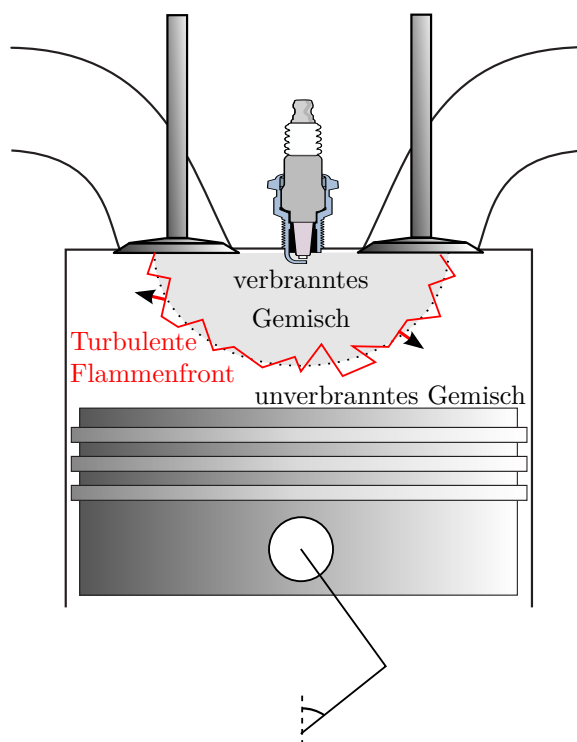


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung der ottomotorischen Flammenfrontverbrennung eines homogenen Gemisches

Durch eine Zunahme der Turbulenz im Strömungsfeld des Brennraums wird die turbulente Flammengeschwindigkeit und damit auch die Geschwindigkeit der Verbrennung gesteigert. Mit zunehmendem Gemischumsatz sinkt die Brenngeschwindigkeit ab, bis das Luft-Kraftstoff-Gemisch verbraucht ist oder die Flamme erlischt. Die Flammenlöschung (engl.: quenching) bei gemischansaugenden Ottomotoren hat im Wesentlichen

zwei Ursachen [27, 63]:

- Wall-Quenching
- Flame-Quenching

Wall-quenching tritt auf, wenn sich die Flamme der Brennraumwandung nähert. Mit Abnahme des Abstandes zwischen Flamme und der vergleichsweise kalten Wand steigt der Wärmestrom über die Brennraumwand signifikant an. Die daraus resultierende Absenkung der Flammentemperatur führt zu einer Minderung und schließlich zum Stillstand der chemischen Reaktionen [77]. Das Ausbleiben chemischer Reaktionen tritt auch bei extrem verdünnten Luft-Kraftstoff-Gemischen auf. Durch hohe Restgasanteile bzw. lokalen Luftüberschuss reicht die chemisch freigesetzte Energie abzüglich des Wärmestroms in das Frischgas nicht mehr aus, um die notwendige Aktivierungsenergie zur Entflammung des noch unverbrannten Gemisches bereitzustellen (flame-quenching) [63]

Verbrennungsanomalie - Klopfen

Beim Motorklopfen handelt es sich um eine unkontrollierte, lokale Selbstzündung bei einer ottomotorischen, vorgemischten Flammenfrontverbrennung. In diesem Falle breitet sich zunächst eine reguläre Flammenfront von der Zündkerze aus. Durch den Druck- und Temperaturanstieg kommt es im Endgasbereich zu Vorreaktionen, welche in einer lokalen Selbstzündung des noch unverbrannten Gemisches vor der Flammenfront resultieren [63, 68]. Von diesen Zündherden ausgehend kommt es zu einer explosionsartigen Energiefreisetzung mit hohen lokalen Druckspritzen [9], die sich wellenartig im Brennraum ausbreiten und die Gasmasse zu stark hochfrequenten und akustisch wahrnehmbaren Schwingungen anregt. Mittels Motorindizierung können die Schwingungen messtechnisch erfasst und über eine entsprechende Auswertung eine klopfende Verbrennung erkannt werden. Klopfen stellt ein stochastisches Phänomen dar und kann in Abhängigkeit der Intensität innerhalb weniger Arbeitsspiele zu erheblichen Motorschäden führen. Die Klopfneigung in Ottomotoren wird durch folgende Randbedingungen begünstigt [63]:

- Hoher Verdichtungsenddruck durch hohes Verdichtungsverhältnis oder starke Aufladung
- unzureichende Ladeluftkühlung
- hohe Wandtemperaturen des Brennraums

- schlechte Kühlung um das Auslassventil
- geringe Drehzahl und damit lange Zeit für die Entflammungsphase
- Niedrige Oktanzahl des Kraftstoffes und damit erhöhte Neigung zur Selbstzündung
- unvorteilhafte, nicht kompakte Brennraumgeometrie mit langen Flammenwegen zwischen Zündkerze und Brennraumwand
- Geringes Turbulenzniveau der Ladungsbewegung und dadurch bedingte niedrige Flammfrontgeschwindigkeit

Die Neigung von Ottomotoren zu einer klopfenden Verbrennung stellt eine wesentliche Limitierung zur Erhöhung der Volllastbereiche durch Steigerung des effektiven Mitteldrucks als auch Effizienzsteigerung durch Anhebung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses. Generell bietet Erdgas wegen seiner höheren äquivalenten Oktanzahl signifikante Vorteile gegenüber Benzin (vgl. Abschnitt 2.1). Weitere Möglichkeiten, die Klopfneigung zu reduzieren, sind eine Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes in Richtung der Expansionsphase durch Zündwinkelverschiebung sowie eine Ladungsverdünnung durch Erhöhung des Verbrennungsluftverhältnisses (Magerbetrieb) und der Erhöhung des Inertgasanteils durch gekühlte Abgasrückführung (vgl. Abschnitt 2.3.3 und 2.3.3). Eine Klopfminderung durch Anfetten ($\lambda < 1$) der Zylinderladung wie bei benzinbetriebenen Ottomotoren ist bei Erdgasmotoren durch die fehlenden Verdampfungskühlung nicht umsetzbar.

2.3.2 Schadstoffemissionen

Bei einem realen Verbrennungsprozess entstehen neben den Hauptoxidationsprodukten Wasser und Kohlendioxid auch weitere, unerwünschte Komponenten. Die als Schadstoffe bezeichneten Produkte der Verbrennung mit hohem Potential zur Umweltgefährdung sind für die verschiedenen Einsatzbereiche von Motoren gesetzlich reglementiert. Vorrangig handelt sich dabei um Kohlenstoffmonoxid (CO), Stickoxide (NO_x), Kohlenwasserstoffe (HC) sowie Partikelmasse (PM) und -anzahl (PN). Hinsichtlich der beiden zuletzt genannten Komponenten weisen Erdgasmotoren nach dem Otto-Verfahren sehr niedrige Werte auf und liegen teilweise unterhalb von Dieselmotoren mit Dieselpartikelfilter (DPF) [88].

Die Entstehungsmechanismen der weiteren Schadstoffe sind ausführlich in der Literatur beschrieben [63, 70, 108]. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird lediglich eine

kurze Zusammenfassung gegeben. In Abbildung 2.5 sind die typischen Schadstoffemissionen von Ottomotoren als Funktion des Verbrennungsluftverhältnisses dargestellt.

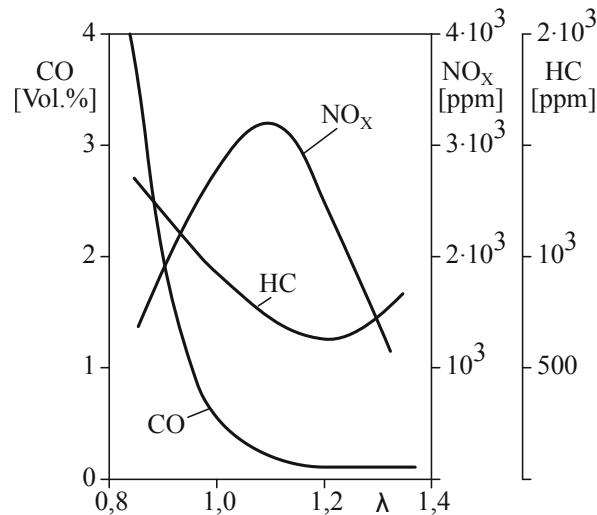


Abbildung 2.5: Schadstoffemissionen (CO, NO_x, HC) als Funktion des Verbrennungsluftverhältnisses λ in Anlehnung an [63]

Kohlenmonoxid

Kohlenmonoxid ist ein farb-, geruchs- und geschmackloses Gas. Verglichen mit Sauerstoff besitzt Kohlenmonoxid eine signifikant höhere Affinität zum Blut-Hämoglobin, wodurch schon geringe Konzentration auf den Menschen stark toxisch wirkt. Der Schadstoff entsteht während der Verbrennung als Zwischenprodukt zur vollständigen Oxidation des Luft-Kraftstoffgemisches zu Kohlendioxid. Die dominierende Reaktion ist dabei die Oxidation mittels OH-Radikal nach Gleichung (2.3). Liegen innerhalb des Brennraums Bereiche mit lokalem Luftmangel ($\lambda < 1$) vor, bleibt Kohlenmonoxid als unvollständiges Reaktionsprodukt übrig. In diesem Bereich des Verbrennungsluftverhältnisses steht die CO-Reaktion in Konkurrenz zur H₂-Oxidation nach Gleichung (2.4), welche sich bei den vorliegenden Bedingungen im Gleichgewicht befindet.



Die Reaktion nach Gleichung (2.3) ist dagegen kinetisch kontrolliert und läuft deutlich langsamer ab, wodurch eine hohe CO-Konzentration am Verbrennungsende vorliegt. Mit zunehmendem Verbrennungsluftverhältnis ($\lambda > 1$) nimmt die Konkurrenz beider Reak-

tionen und damit auch die CO-Konzentration ab. Bei großem Luftüberschuss ($\lambda > 1,4$) steigt der Anteil an CO im Abgas wieder an. Ursachen sind niedrige Temperaturen im Brennraum und Wall-Quenching, die zu einer erheblichen Verlangsamung der Oxidation führen [63].

Stickoxide

Unter dem Begriff Stickoxide NO_x werden unter anderem die Elemente Stickstoffmonoxid NO und -dioxid NO_2 zusammengefasst. Während des realen, innermotorischen Verbrennungsprozesses wird hinsichtlich der Stickoxidemission vorrangig NO gebildet. Der Anteil an NO_2 im Rohabgas ist von untergeordneter Bedeutung. Unter atmosphärischen Bedingungen und entsprechender Verweilzeit wird NO zu NO_2 umgewandelt und reagiert mit O_3 zu Nitratradiкаlen. Diese wiederum können Salpetersäure bilden [100] und als *saurer Regen* zu vegetativen Schäden führen. Stickoxide sind weiterhin verantwortlich für bodennahe Ozonbildung und Smog. Stickstoffmonoxid ist ein farb- und geruchsloses Gas, welches u.a. zu Lungenreizung führen kann. Stickstoffdioxid ist dagegen ein stark riechendes, giftiges rotbraunes Gas, welches ebenfalls zu Lungen- aber auch Schleimhautreizungen führen kann [104].

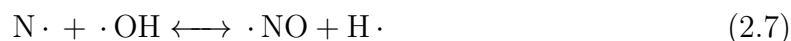
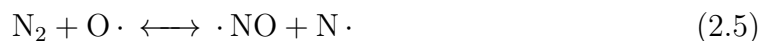
Hinsichtlich der Bildung von Stickstoffmonoxid sind aus der Literatur vier Pfade bekannt [39, 63, 70, 104, 108]:

- Thermisches NO
- Promptes NO
- über N_2O gebildetes NO
- Brennstoff-Stickstoff

Rund 90-95 % des Stickstoffmonoxids entstehen über den Mechanismus nach *Zeldovich* (thermisches NO) und etwa 5-10 % über den *Fenimore-Mechanismus* (promptes NO). Die Bildung von Brennstoff-NO ist entsprechend stark von der Zusammensetzung des Brennstoffes abhängig und besitzt eine untergeordnete Rolle. Das über Distickstoffmonoxid N_2O gebildete NO besitzt ausschließlich bei ottomotorischen Magerbrennverfahren mit niedrigeren Verbrennungstemperaturen eine nennenswerte Bedeutung.

Das thermische NO wird in lokalen Zonen sehr hoher Temperaturen (ab $T \approx 2200 \text{ K}$) gebildet [104]. Bei der ottomotorischen Verbrennung liegen diese Zonen im verbrannten Gas direkt hinter der Flammenfront vor. Hier reagiert der Luftstickstoff N_2 mit noch unverbrauchtem Sauerstoff O_2 . Aufgrund der Notwendigkeit des Vorliegens von O_2 liegt

das Maximum der NO-Emission in einem leicht mageren Bereich des Verbrennungsluftverhältnisses ($\lambda \approx 1,1$; vgl. Abbildung 2.5). Die wesentlichen Elementarreaktionen sind über die Gleichungen (2.5), (2.6), (2.7) beschrieben. Weitere Details sind aus der genannten Literatur zu entnehmen.



Im Gegensatz zum thermischen entsteht das prompte NO innerhalb der Flammenfront bei lokal fetten Bedingungen. Hier kommt es zu Reaktionen zwischen CH-Radikalen und N_2 , die Blausäure HCN bilden (Gleichung (2.8), welche im Folgenden sehr schnell zu NO reagiert [63].



Aufgrund der vergleichsweise geringen Aktivierungsenergie verläuft die Bildung des prompten NO bereits ab Temperaturen von ca. 1000 K ab [63].

Kohlenwasserstoffe

In Hinblick auf die Emissionen von Gasmotoren-Konzepten wird zwischen der Gesamtheit an Kohlenwasserstoff THC (engl.: Total Hydrocarbons) und den Nicht-Methan-Kohlenwasserstoffen NMHC (engl.: Non-Methane Hydrocarbons) differenziert. Letztere sind reaktive Verbindungen, welche eine reizende und karzinogene Wirkung besitzen. In Verbindung mit Stickoxiden kommt es vermehrt zu Ozonbildung und Smog [90]. Methan stellt hingegen ein natürlich auftretendes Gas dar. Bedingt durch die signifikante Treibhausgaswirkung (Faktor 25 bezogen auf CO_2 über einen Zeithorizont von 100 Jahren [94]) wird Methan jedoch auch als Schadstoff eingestuft. Aufgrund der chemisch sehr kompakten Struktur von Methan bedarf es hoher Reaktionstemperaturen für die Oxidation ggü. langkettigen Kohlenwasserstoffverbindungen. Entsprechend stellt die Methanemission den höchsten Anteil der unverbrannten Kohlenwasserstoffe im Abgas dar und ist zugleich auch die kritischste Komponente für Reaktionen innerhalb von Abgasnachbehandlungssystemen. Die Light-Off-Temperatur von Methan über der Oberfläche eines Oxidations- oder Drei-Wege-Katalysator liegt ca. 150 K höher als bei Benzin [8]. Bedingt durch die genannte Treibhausgaswirkung von Methan kann der

Treibhausgasvorteil von Gasmotoren nur bei minimaler Methanemission genutzt werden.

Während der motorischen Verbrennung treten unverbrannte Kohlenwasserstoffe u.a. im Bereich lokalen Sauerstoffmangels auf ($\lambda \leq 1$, vgl. Abbildung 2.5). Weitere Quellen sind lokales Flammenlöschen bei stark abgemagerten Verbrennungsluftverhältnissen $\lambda \gg 1$ oder hohen Inertgaskonzentrationen durch Abgasrückführung, Flammenlöschen im Bereich der vergleichsweise kalten Brennraumwände sowie in Spalten bzw. im Feuersteg.

2.3.3 Möglichkeiten der innermotorischen Leistungs- und Wirkungsgradsteigerung und Schadstoffminderung durch Ladungsverdünnung

Klassische Ottomotoren mit $\lambda=1$ -Konzept weisen im gesamten Betriebsbereich Wirkungsgradnachteile ggü. Dieselmotoren auf:

- Drosselverluste im Teillastbetrieb
- Wandwärmeverluste durch hohe Verbrennungstemperatur von Teillast- bis Vollastbetrieb,
- Vermeidung einer klopfenden Verbrennung durch Anfettung der Zylinderladung (nur bei Flüssigkraftstoffen eingesetzt)
- Vermeidung einer klopfenden Verbrennung mittels Zündwinkelverschiebung

Eine Minderung der genannten Wirkungsgradnachteile kann über die Ladungsverdünnung dargestellt werden. Die Brennraumladung kann entweder durch die Zufuhr zusätzlicher Luft oder durch Abgas verdünnt werden. Die Wirkung auf den ottomotorischen Prozess ist vielfach untersucht worden. Nitschke [67] stellt eine zusammenfassende Systematisierung zur Verfügung.

Magerbetrieb

Ausgehend von der stöchiometrischen Ladungszusammensetzung führt eine Erhöhung der Luftmenge bei gleichbleibender Kraftstoffmenge:

- zur Verringerung der Ladungswechselverluste im Teillastbetrieb
- zur Verringerung der Wandwärmeverlust
- zur Senkung der NO_x -Rohemission

- zur Abnahme der CO-Rohemission
- zum Anstieg der HC- bzw. CH₄-Rohemission im Erdgasbetrieb
- zur Senkung der Abgastemperatur
- zur Zunahme des Brennverzugs und der Brenndauer
- zur Abnahme der Motorlaufruhe bzw. Anstieg der zyklischen Schwankungen
- teilweise zur Absenkung der Klopfneigung (in der Literatur unterschiedlich diskutiert)

Die Erhöhung der Luftmenge bei gleichbleibender Kraftstoffmenge durch Öffnen der Drosselklappe führt zu einer Steigerung der Gemischdichte im Ansaugbereich des Motors. Als Folge ergibt sich ein Anstieg des Saugrohrdruckes und damit eine Verringerung der Ladungswechselverluste im Teillastbereich des Motors.

Die zusätzlich eingebrachte Luftmasse steigert die absolute Wärmekapazität der Zylinderladung, sodass daraus eine Abnahme der Verbrennungstemperatur resultiert. Dies wirkt sich positiv auf die Minderung des Wärmeübergangs der Brenngasmasse an die Brennraumwände aus, wodurch Wirkungsgradvorteile im gesamten Kennfeldbereich des Motors erzielt werden.

Die Abnahme der Verbrennungstemperatur führt ebenfalls zur Hemmung der thermischen NO-Bildung. Allerdings kommt dieser Effekt erst bei Verbrennungsluftverhältnissen von $\lambda > 1,1$ zum Tragen. Im Bereich eines leicht mageren Gemisches überwiegt die NO-Entstehung durch das erhöhte Sauerstoffangebot (vgl. Abbildung 2.5 in Abschnitt 2.3.2). In diesem Bereich ist der Drei-Wege-Katalysator nicht mehr zur Entstickung des Abgases wirksam. Es bedarf daher eines zusätzlichen AGN-Systems, wie z.B. einem SCR-Katalysator, welcher zusätzlichen Bauraum erfordert und einen Anstieg der Investitionskosten des Motors sowie der Betriebskosten (Kosten für das Reduktionsmittel) verursacht.

Der zusätzlich eingebrachte Sauerstoff bei einem abgemagerten Gemisch mindert die Konkurrenz der CO- und H₂-Reaktionen nach Gleichungen (2.3) und (2.4), wodurch der Anteil an teiloxydiertem Kohlenstoff (CO) abnimmt. Mit zunehmender Luftverdünnung (ab $\lambda \approx 1,4$) kehrt sich dieser Trend durch zunehmendes Flame- und Wall-Quenching wieder um.

Hinsichtlich der Umsetzung von Kohlenwasserstoffen führt der aufgrund des lokalen Überangebots von Sauerstoff gestiegene Luftanteil der Zylinderladung vorerst zu einer Abnahme der HC- bzw. CH₄-Emission. Mit weiterer Erhöhung des Verbrennungsluftverhältnisses überwiegen die Effekte durch Zunahme von Flame- und Wall-Quenching,

wodurch der Anteil an unverbrannten Kohlenwasserstoffen ansteigt (vgl. Abbildung 2.5 in Abschnitt 2.3.2).

Der Anstieg der absoluten Wärmekapazität wirkt sich ebenfalls senkend auf die Abgastemperatur aus und trägt damit zur Minderung der thermischen Bauteilbelastung der Abgaskomponenten bei. In Verbindung mit einer höheren CH_4 -Rohemissionen werden jedoch höhere Anforderungen an das Abgasnachbehandlungssystem (Oxidationskatalysator) gestellt. Es müssen entsprechende Maßnahmen in Hinblick auf die Beschichtung des Katalysators getroffen werden, um die Aktivierungsenergie der Oxidationsreaktion freizusetzen.

Der Anstieg des Zündverzuges und der Brenndauer treten als Konsequenz der drastischen Abnahme der laminaren Flammengeschwindigkeit mit zunehmenden Luftüberschuss auf (vgl. Abbildung 2.1 in Abschnitt 2.1). Eine längere Brenndauer führt zu einer Abweichung von der unendlich schnellen Energieumsetzung des idealisierten Gleichraumprozesses und damit zu einer Abnahme des Gesamtwirkungsgrades. Allerdings wird dies durch die Entdrosselung in der Teillast und den verringerten Wandwärmeverlusten überkompensiert. Nach Gülder [38] nimmt jedoch die Laufruhe mit der Zunahme des Zündverzugs und der Brenndauer ab.

Der Volllastbetrieb von Ottomotoren ist u.a. durch den Beginn einer klopfenden Verbrennung begrenzt (vgl. Abschnitt 2.3.1). Nach Nitschke [67] ist der Einfluss der Ladungsverdünnung durch zusätzliche Luft auf das Motorklopfen nicht eindeutig geklärt. Einige Literaturquellen geben eine sinkende Klopfneigung durch die Gemischabmagerung an. Als Ursachen werden das niedrigere Temperaturniveau, eine geringere Reaktivität im Endgas sowie die höhere Sauerstoffkonzentration und der damit verbundene erhöhte Bedarf an Aktivierungsenergie zur OH-Radikal-Bildung genannt. Andere Quellen geben einen Anstieg der Klopfneigung bei gleicher Motorlast an. Begründet wird dies durch höhere Temperaturen im Endgas infolge der Verdichtung der höheren Gemischmasse. In den Arbeiten von Grandin et al. [36] und Hiroshi et al. [43] wird ein Anstieg der Klopfneigung durch zu hohe Gemischmassen und -temperaturen postuliert.

Abgasrückführung

Alternativ zur Gemischabmagerung kann die Ladungsverdünnung auch durch Abgasrückführung (AGR) erreicht werden. Dabei wird zwischen interner und externer AGR unterschieden [71]. Die interne AGR beinhaltet das im Kompressionsvolumen verbleibende Abgas sowie das durch die Ventilüberschneidung zurückströmende Abgas. Im Gegensatz dazu wird bei externer Abgasrückführung gezielt Abgas aus dem Auslassbereich des Motors über ein AGR-Ventil und einen evtl. verwendeten AGR-Kühler ent-

nommen und der Ansaugluft zugeführt. Die Menge an extern zurückgeführtem Abgas wird über die AGR-Rate nach Gleichung (2.9) quantifiziert.

$$\text{AGR} - \text{Rate} = \frac{\dot{m}_{\text{AGR}}}{\dot{m}_{\text{Luft}} + \dot{m}_{\text{AGR}}} \quad (2.9)$$

Dabei ist:

- \dot{m}_{AGR} : Massenstrom des extern zurückgeführten Abgases
- \dot{m}_{Luft} : Massenstrom der zugeführten Frischluft

Für die externe Rückführung von Abgas haben sich zwei Varianten etabliert. Die sogenannte Hochdruck-AGR (HD-AGR) ist die am weitesten verbreitete Methode [63]. Hier wird Abgas vor der Turbine des Abgasturboladers entnommen und auf der Ansaugseite nach dem Ladeluftkühler bzw. nach der Drosselklappe der Frischluft zugeführt. Aufgrund des stets höheren Druckniveaus vor der Abgasturbine eines Ottomotors besteht für den gesamten Motorbetriebsbereich ein entsprechendes, negatives Druckgefälle zwischen den Positionen der Abgasentnahme und -einleitung, wodurch der Stofftransport ohne Zusatzmaßnahmen abläuft. Bei der zweiten Variante, der Niederdruck-AGR (ND-AGR), wird ein Teilstrom des Abgases nach der Turbine bzw. vor dem Katalysator entnommen und vor dem Verdichter der Ansaugluft zugeführt. Bedingt durch die niedrigere Druckdifferenz ist die erzielbare AGR-Rate im Teillastbetrieb des Motors ohne Zusatzmaßnahmen begrenzt. Mit zunehmenden Abgasmassenstrom steigt die Druckdifferenz an und ermöglicht entsprechend höhere AGR-Raten.

In Analogie zur Ladungsverdünnung mit zusätzlicher Luft weist auch das Verfahren der Abgasrückführung bezüglich des Motorbetriebs bei gleichbleibender Kraftstoffmasse Vor- und Nachteile auf. Bei einem System mit gekühlter, externer HD-AGR bewirkt die Steigerung der AGR-Rate folgende Veränderungen:

- Verringerung der Ladungswechselperluste im Teillastbetrieb
- Verringerung der Wandwärmeverluste
- Senkung der NO_x -Rohemission
- Abnahme der CO-Rohemission
- Anstieg der HC- bzw. CH_4 -Rohemission
- Senkung der Abgastemperatur
- Zunahme des Zündverzuges und der Brenndauer
- Abnahme der Motorlaufruhe bzw. Anstieg der zyklischen Schwankungen

- Absenkung der Klopfneigung

Im Unterschied zur Abgasrückführung bei Dieselmotoren wird das Verbrennungsluftverhältnis bei stöchiometrisch betriebenen Ottomotoren nicht abgesenkt, sondern bleibt konstant bei $\lambda=1$. Da die entsprechende AGR-Menge zusätzlich in den Brennraum eingebracht werden muss, wird im Teillastbetrieb des Motors durch das Öffnen der Drosselklappe eine Entdrosselung erzielt [35]. Mit dem Anstieg des Saugrohrdruckes reduzieren sich die Ladungswechselverluste, wodurch sich Wirkungsgradvorteile ergeben. Der Entdrosselungseffekt im Teillastbetrieb kann durch Rückführung von ungekühltem Abgas weiter gesteigert werden [107].

Die zusätzlich in den Brennraum eingebrachte Abgasmasse, vorrangig bestehend aus N_2 , H_2O und CO_2 , steigert die absolute Wärmekapazität der Ladung und wirkt sich damit senkend auf die Verbrennungstemperatur aus. Durch die höheren, spezifischen Wärmekapazitäten von H_2O und CO_2 gegenüber Luft sowie der endothermen Dissoziation beider Komponenten während der Verbrennung fällt die temperatursenkende Wirkung bei Abgasrückführung vergleichsweise höher aus als bei einer Ladungsverdünnung mit der gleichen Menge an Frischluft. Infolge der Absenkung der Verbrennungstemperatur im Brennraum wird der Wärmeübergang an die Brennraumwände reduziert und damit ein Wirkungsgradvorteil im gesamten Kennfeldbereich des Motors erzielt. Die gekühlte, externe Abgasrückführung bietet durch das niedrigere Temperaturniveau in der Ansaugphase gegenüber der ungekühlten AGR einen Vorteil.

Die verminderte Verbrennungstemperatur führt weiterhin zu einer erheblichen Minderung der Stickoxidemission, da diese vorrangig von der Temperatur abhängig ist (vgl. Abschnitt 2.3.2). Auch in dieser Hinsicht bietet die gekühlte, externe AGR Vorteile ggü. der ungekühlten Variante [13].

Am Beispiel eines direkteinspritzenden Benzinmotors wurde durch Alger et al. [2] gezeigt, dass auch die CO-Bildung durch Abgasrückführung gemindert werden kann.

Ausgehend von einem stöchiometrischen Motorbetrieb ohne Abgasrückführung ist bei Steigerung der AGR-Rate ein Anstieg der HC- bzw. CH_4 -Rohemissionen festzustellen. Ursache dafür ist die geringere Brenngeschwindigkeit und damit längere Brenndauer, die zu einem schlechteren Abbrand führt. Ein signifikanter Anstieg der CH_4 -Emission ist bei Überschreitung der AGR-Vertäglichkeit (hohe AGR-Raten) und damit verbundenen Zündaussetzern zu verzeichnen.

In Analogie zur Ladungsverdünnung mit Frischluft wird die Abgastemperatur ebenfalls durch eine gekühlte, externe AGR reduziert. Dadurch wird die thermische Bauteilbelastung der Abgaskomponenten deutlich gemindert [105]. In Hinblick auf die nachmotorische CH_4 -Oxidation führt das geringere Temperaturniveau gerade im Teillastbereich

des Motors zu erhöhten Anforderungen an das Abgasnachbehandlungssystem. Es müssen entsprechende Maßnahmen hinsichtlich der katalytischen Beschichtung vorgenommen werden, um die Aktivierungsenergie der Reaktion zu mindern. Ein entscheidender Vorteil bei der Verwendung einer gekühlten, externen AGR ist die Möglichkeit, einen stöchiometrischen Motorbetrieb sicherzustellen und damit einen Drei-Wege-Kataysator als alleinige Abgasnachbehandlung einzusetzen.

Der Anteil an zurückgeführter Abgasmenge wirkt sich sehr deutlich auf die lamniare Flammengeschwindigkeit (siehe Abbildung 2.6) und damit auf den Brennverzug und die Brenndauer aus.

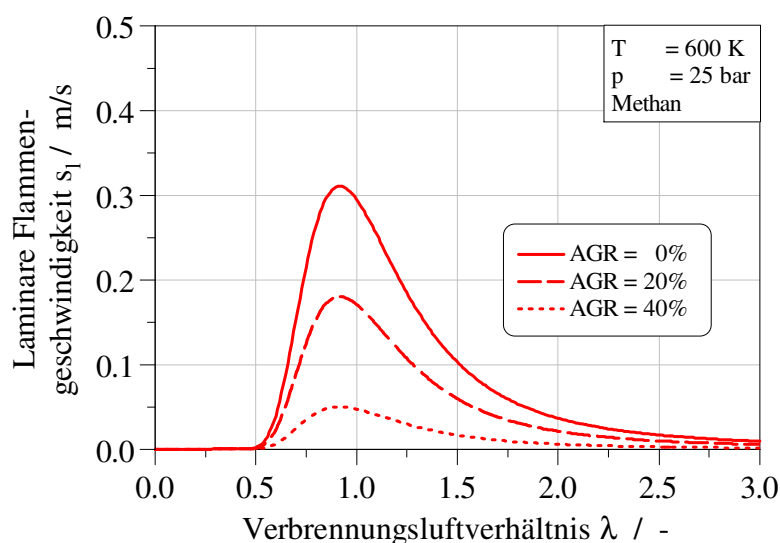


Abbildung 2.6: Laminare Flammengeschwindigkeit von Methan nach [23] als Funktion des Verbrennungsluftverhältnisses λ bei einer Temperatur von $T=600 \text{ K}$, einem Druck von $p=25 \text{ bar}$ und den AGR-Raten von 0 %, 20 %, 40 %

Die Verlangsamung der Verbrennung führt zu einer Abweichung vom idealisierten Gleichraumprozess mit unendlich schneller Energieumsetzung und mindert daher den Wirkungsgradvorteil durch Entdrosselung und Verringerung des Wandwärmestroms. Längere Brenndauern ziehen ebenfalls einen Anstieg der Zyklusschwankungen nach sich. Nitschke [67] weist in seiner Arbeit eine niedrigere Motorlaufruhe bei Abgasrückführung gegenüber der Ladungsverdünnung mit Luft bei gleicher spezifischer Verdünnungsrate aus. Durch Überschreiten der AGR-Verträglichkeit des Motors treten vermehrt Zündaussetzer mit entsprechend hohem CH_4 -Ausstoß auf. Die dadurch ungenutzte Kraftstoffenergie wirkt sich zu Lasten des Wirkungsgrades aus [35, 71]. Generell weisen Ottomotoren eine geringere AGR-Verträglichkeit gegenüber Dieselmotoren auf. Von entscheidender Bedeutung ist dabei eine gezielte Ladungsbewegung bzw. Turbulenz

im Brennraum. In der Arbeit von Blank [11] wird die Grenze der AGR-Verträglichkeit von homogen betriebenen Ottomotoren im Benzinbetrieb auf AGR-Raten mit 20 % bis 25 % quantifiziert. Schöffler gibt in seiner Arbeit [86] für das von ihm entwickelte Erdgas-Ottomotoren-Konzept applizierbare AGR-Raten von über 25 % an.

In Hinblick auf die Änderung der Klopfneigung wird in der Literatur ein positiver Einfluss der gekühlten, externen Abgasrückführung beschrieben [1, 15, 22, 79]. Nach Flaig [31] kann die Klopfgrenze im unteren bis mittleren Drehzahlbereich beim maximal erreichbaren effektiven Mitteldruck in eine positive Richtung verschoben werden. Dadurch ergeben sich Möglichkeiten zur Steigerung des effektiven Mitteldrucks. Auch van Basshuysen weist eine Verringerung der Klopfneigung mit gekühlter, externer AGR aus und leitet daraus das Potential zur Erhöhung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses und eines damit verbundenen Wirkungsgradanstiegs ab [103]. Die Verringerung der Klopfneigung ist dabei vorrangig von der Kühlung des rückgeführten Abgases und damit von der Mischtemperatur der Ladung abhängig. Ein weiterer entscheidender Faktor ist der Abgasgegendruck vor der Turbine des Abgasturboladers. Für die Darstellung hoher Abgasrückföhrtraten bedarf es bei stöchiometrisch betriebenen Ottomotoren mit konstanter Motorlast eines höheren Aufladegrades. Zur Darstellung eines höheren Ladeluftdruckes kommt es bei unvorteilhafter Auslegung des Abgasturboladers zu einem Anstieg des Abgasgegendrucks vor der Turbine. Bedingt durch eine Verschlechterung des Spölgefälles verbleibt ein höherer Anteil an heißem Abgas im Brennraum (innere AGR), wodurch die Klopfneigung des Motors zunimmt.

Zusammenfassung

Die in der vorliegenden Arbeit dargestellten Verfahren zur Ladungsverdünnung ermöglichen eine Steigerung des effektiven Wirkungsgrades im gesamten Betriebsbereich des Motors. Die Effizienzsteigerung wird dabei vorrangig durch die Verringerung der Wandwärmeverluste als Folge der Temperaturabsenkung des Verbrennungsgases erreicht. Durch die zusätzlich zugeführte Masse an rückgeführtem Abgas bzw. an Luft wird der Motor im Teillastbetrieb entdrosselt, sodass weitere Wirkungsgradvorteile erzielt werden.

Eine gekühlte, externe Abgasrückführung wirkt sich im Gegensatz zur Abmagerung des Gemisches klopfmindernd aus. Damit bietet dieses Verfahren die Möglichkeit, den Motorbetriebsbereich in Richtung eines höheren, effektiven Mitteldrucks zu erweitern. Alternativ kann durch Anhebung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses eine Steigerung des Wirkungsgrades im gesamten Betriebsbereich des Motors erlangt werden.

Unter Anwendung der genannten Methoden zur Ladungsverdünnung können die NO_x -Rohemissionen jeweils gesenkt werden. Ein stöchiometrisches Brennverfahren mit gekühlter, externer AGR zur Ladungsverdünnung ermöglicht die Nutzung eines Drei-Wege-Katalysators. Damit ist nur ein Abgasnachbehandlungssystem zur Reduktion des Schadstoffausstoßes notwendig. Brennverfahren mit Ladungsverdünnung durch Luft verlangen zwei Technologien zur nachmotorischen Abgasreinigung. Zur Minderung der CO - und CH_4 -Emissionen ist ein Oxidations-Katalysator zu verwenden. Für die Entstickung des Abgases ist hingegen der Einsatz eines SCR- oder NO_x -Speicher-katalysators notwendig.

Die Verdünnung der Zylinderladung wirkt sich generell senkend auf die Abgastemperatur aus. Damit liegen die thermischen Bauteilbelastungen motorischer Komponenten im Abgasstrang (Turbolader, Katalysator) auf einem niedrigeren Niveau.

In Hinblick auf die Laufruhe des Motors bzw. des Anstiegs der Zyklusschwankungen weisen beide Verfahren eine Verschlechterung auf. Bei gleicher Motorlast kann durch die Ladungsverdünnung mit Luft eine höhere Verdünnungsrate ggü. der Abgasrückführung erreicht werden.

Eine Steigerung der Ladungsverdünnung kann z.B. durch eine Optimierung der Ladungsbewegung mit einer ausgeprägten Tumble-Strömung [44] oder eines alternativen Zündsystems mit einer Raumzündung wie der Corona- [21] oder Laserzündung [112] erreicht werden. Die Betrachtung dieser Verfahren ist jedoch nicht Gegenstand der vorgelegten Arbeit.

3 Zielsetzung der Arbeit

Neben den positiven Effekten beim Einsatz von Erdgas bzw. Biomethan als Kraftstoff (siehe Kapitel 2.1), ergeben sich hinsichtlich des maximalen effektiven Mitteldrucks, der thermischen und der mechanischen Bauteilbelastung sowie der effizienten Abgasnachbehandlung neue Herausforderungen. Vor diesem Hintergrund beschäftigt sich die vorliegende Arbeit mit der Umsetzung und experimentellen Untersuchung eines Otto-Gasbrennverfahrens an einem Industriedieselmotor für den landwirtschaftlichen Einsatz.

Am Beispiel des Versuchsträgers (Serienindustriemotor der Deutz AG mit einer Motorleistung von $< 90 \text{ kW}$) wird ein neues Motorenkonzept für den monovalenten Erdgasbetrieb vorgestellt. Neben der Verwendung möglichst vieler Gleichteile des Dieselmotors werden weitere Komponenten zur Umrüstung benötigt. Erstes Teilziel der Arbeit ist daher die systematische Darstellung der notwendigen Änderungen für den Gasbetrieb.

Schwerpunkt der Arbeit bildete die Analyse dreier verschiedener Brennverfahren (Mager, stöchiometrisch ohne AGR und stöchiometrisch mit AGR). Der Einfluss der Brennverfahren auf die Motorbetriebsparameter, die Schadstoffemissionen und die Systeme zur Abgasnachbehandlung werden am Beispiel eines umgerüsteten Dieselmotors für den landwirtschaftlichen Einsatz untersucht und bewertet.

Ausgehend von der dieselmotorischen Verbrennung mit Luftüberschuss wird an einem modernen Vollmotorenprüfstand mit Messsystemen zur Brennraumindizierung und der Analyse der Schadstoffkonzentrationen im Abgas der Einfluss einer Ladungsverdünnung auf das Otto-Gasbrennverfahren im gesamten Motorbetriebsbereich charakterisiert. An ausgewählten Betriebspunkten des Motorenkennfeldes wird darüber hinaus der Prozess der innermotorischen Kraftstoffumsetzung detailliert beleuchtet, um die Grenzen der mageren Verbrennung für Zündkerzen-Brennverfahren ermitteln zu können.

Anschließend werden die Ergebnisse des Motorbetriebs unter stöchiometrischer Verbrennung dargestellt. Anhand des realisierten Motorbetriebsbereiches werden die Vor- und Nachteile des Motorenkonzeptes in Hinblick auf den Energieumsetzungsprozess, die Schadstoffentstehung und die Effizienz untersucht.

Vor dem Hintergrund der Ausnutzung des theoretischen THG-Einsparpotentials von Erdgas als Kraftstoff ist es erforderlich, den Ausstoß an Methan auf ein Minimum zu

senken. Ausgehend von diesem Wissensstand wird das stöchiometrische Brennverfahren unter Verwendung einer gekühlten, externen HD-AGR vertiefend untersucht, um im gesamten Motorbetriebsbereich minimale Methan- und Stickoxidemissionen sowie die Verringerung der thermischen Bauteilbelastung zu erzielen. Um eine Übertragbarkeit auf andere Motoren zu ermöglichen, wird am Beispiel von charakteristischen Betriebspunkten für einen landwirtschaftlich genutzten Motor der Einfluss der AGR auf die Energieumsetzung und die innermotorische Schadstoffbildung detailliert analysiert und beurteilt.

4 Versuchsaufbau und -durchführung

4.1 Versuchsträger

Als Basis für die Entwicklung des Forschungsmotors stand ein Seriidieselmotor vom Typ *Deutz TCD 3.6 L4* zur Verfügung. Dieser Dieselmotor erfüllt die Abgasgesetzgebung EU Stufe IIIB für mobile Arbeitsmaschinen (vgl. Tabelle 1.1). Die Kenndaten des Basismotors sind in Tabelle 4.1 aufgeführt.

Tabelle 4.1: Technische Daten des Basismotors Deutz TCD 3.6 L4

Motorparameter	Einheit	Wert
Zylinderanzahl	-	4 (in Reihe)
Bohrung/Hub	mm	98 / 120
Hubvolumen	l	3,62
Verdichtungsverhältnis	-	18,1:1
Nenndrehzahl	1/min	2300
Max. Drehmoment	Nm	462
Max. Leistung	kW	83

Für die Darstellung eines Otto-Gasbrennverfahrens an diesem Seriidieselmotor wurden grundlegenden Modifikationen und Umbauten wie folgt durchgeführt:

- Vollständiger Rückbau des Dieselkraftstoffsystems (Injektoren, Kraftstoffpumpen, etc.)
- Verringerung des Verdichtungsverhältnisses von 18,1:1 auf 13:1 bzw. 11:1. Dabei wurde der Abstand zwischen Kolbenbolzen und Zylinderkopf im oberen Totpunkt des Kolbens nicht verändert
- Einbau einer Drosselklappe in die Ansaugluftstrecke zur quantitativen Leistungsregelung
- Integration eines Funkenzündsystems (Zündkerzen, Zündspulen etc.),
- Einbau eines eigenentwickelten Gasmischers zur Realisierung der äußeren Gemischbildung [84]

- Montage eines Erdgas-Kraftstoffsystems
- Austausch des Abgasturboladers aufgrund geringerer Abgasvolumenströme und höheren Abgastemperaturen
- Einsatz eines elektronisch gesteuerten Wastegates am Abgasturbolader
- Integration eines Drei-Wege-Katalysator zur Abgasnachbehandlung
- Installation einer Breitband-Lambdasonde vor bzw. einer Sprung-Lambdasonde nach dem Katalysator

Die wesentlichen Unterschiede zwischen dem Diesel- und dem Versuchsmotor für Erdgas sind in Tabelle 4.2 gegenübergestellt. Ein allgemeiner schematischer Aufbau des monovalenten Erdgas-Forschungsmotors ist in Abbildung 4.1 dargestellt.

Tabelle 4.2: Gegenüberstellung der wesentlichen Unterschiede zwischen dem Basismotor und dem Versuchsträger

Motorparameter	Deutz TCD 3.6 L4	Versuchsträger
Kraftstoff	Diesel	Erdgas
Zündung	Selbstzündung	Funkenzündung
Verdichtungsverhältnis	18,1:1	13:1 / 11:1
Abgasnachbehandlung	DOC	Drei-Wege-Katalysator
Kraftstoffeinbringung	Direkteinspritzung	Saugrohrenblasung
Abgasrückführung	gekühlte, externe	HD-AGR
ATL-Wastegate Steuerung	pneumatisch	elektrisch

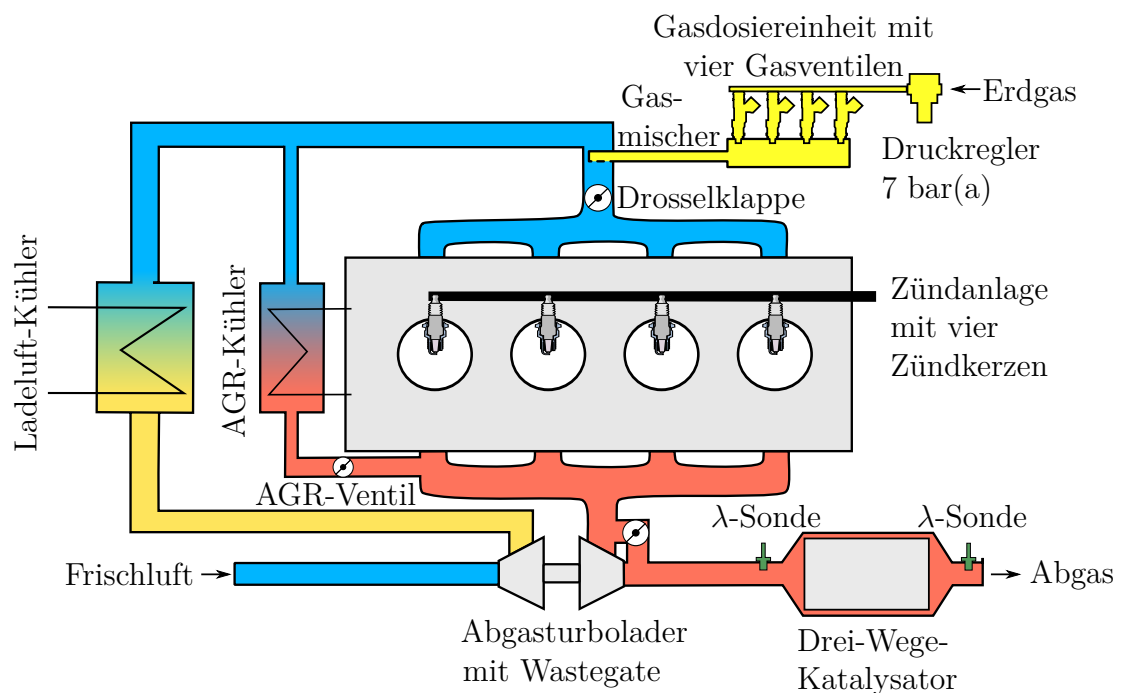


Abbildung 4.1: Schematischer Aufbau des Forschungsmotors im monovalenten Erdgasbetrieb

4.2 Prüfstandsaufbau

4.2.1 Kraftstoffversorgung

Das für den Verbrennungsprozess benötigte Erdgas wurde aus dem Städtetz der Hansestadt Rostock bezogen. Die mittleren chemischen und physikalischen Eigenschaften des Kraftstoffes sind in Abbildung A.1 dargestellt. Über eine Verdichterstation wurde das Erdgas auf 200 bar verdichtet und in einem Druckflaschenverbund für die Motorversuche zwischengespeichert. Damit konnte für die einzelnen Versuchsreihen eine konstante Gasqualität sichergestellt werden. Für den Motorbetrieb wurde das Gas aus dem Druckflaschenverbund über zwei Druckminderer auf 20 bar entspannt und dem Kraftstoffsystems des Motor zur Verfügung gestellt.

4.2.2 Steuerungs- und Messtechnik

Der Aufbau des Prüfstandes mit den verwendeten messtechnischen Konzepten ist in Abbildung 4.2 schematisch dargestellt. Als Leistungsbremse für den Prüfstand kam eine Gleichstrompendelmaschine Typ GPFc15h des Herstellers *Elbtalwerk Heidenau* mit weiterer Automationshardware zum Einsatz. Angesteuert wurde die Pendelmaschine mittels echtzeitfähigen *CompactRio*-Controller von *National Instruments* und eigenent-

wickelter Bedienoberfläche [85]. Die Prüfstandsbremse erlaubt den Betrieb des Versuchsmotors in drei Quadranten (schleppen und gefeuert bei zwei Drehrichtungen). Im Generatorbetrieb kann der Motor mit einer Drehzahlen bis 3000 1/min bei einer Leistung von 160 kW betrieben werden.

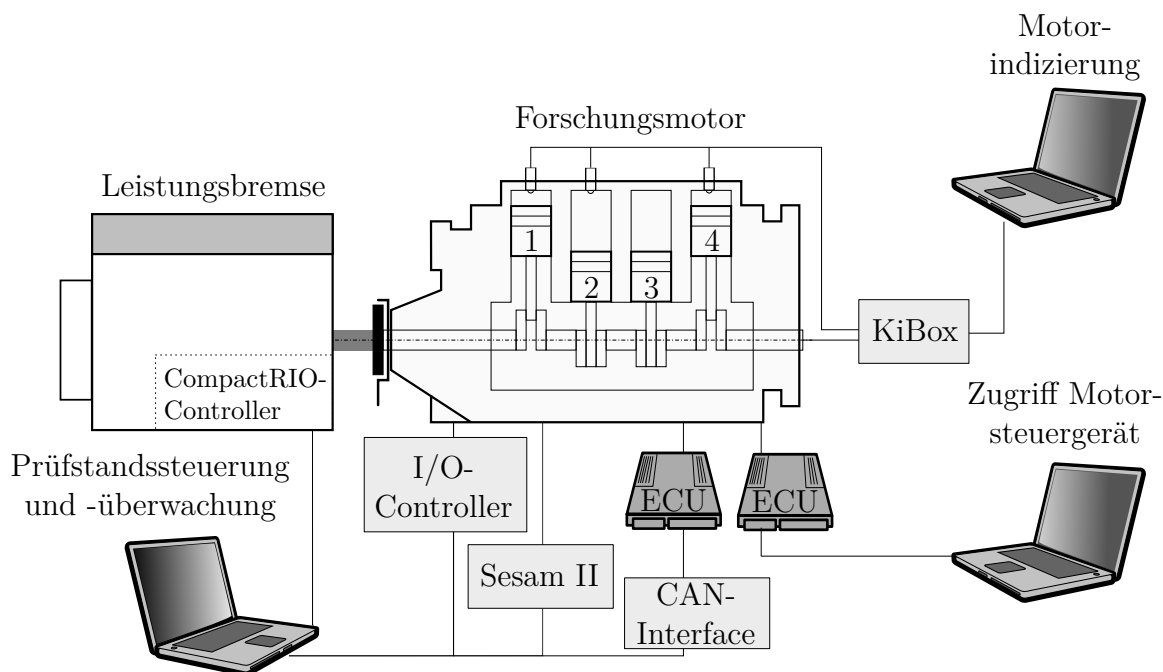


Abbildung 4.2: Schematische Darstellung des Prüfstandsbaus

Die Steuerung des Prüfstandes, die Grenzwertüberwachung sowie die Speicherung der Messwerte wurde mit der Prüfstandsautomatisierung *Polar 2* durchgeführt. Die verwendeten Messgeräte sind in Tabelle 4.3 dargestellt. Die Erfassung und Steuerung analoger sowie digitaler Signale wurden mittels eines *National Instruments* USB-6343 Moduls realisiert. Als A/D-Wandler für Thermoelemente und Drucksensoren wurden 8-Kanal-Module von *Adlink Technology* vom Typ ND-6017 eingesetzt.

Für die Ansteuerung der Endstufen des AGR-Ventils wurde ein weiteres Steuergerät eingesetzt. Die Kommunikation mit dem Motorsteuergerät erfolgte via CAN-Bus. Die Ansteuerung des elektrischen Wastegate-Aktuators des Abgasturboladers wurde mit entsprechender Hardware über die Prüfstandsautomatisierung *Polar 2* realisiert.

Tabelle 4.3: Geräte zur Messdatenerfassung

Messdaten	Messgeräte
Betriebstemperaturen (Motor)	NiCr-Ni-Thermoelemente
Betriebsdrücke (Motor)	Druckmessumformer <i>Wika</i> S-10
Luftmassenstrom	<i>ABB Sensyflow FMT700-P</i>
Erdgasvolumenstrom	Schwebekörper-Durchflussmesser <i>Bailey-Fischer & Porter D10A5487EA</i>
Motordrehzahl	Cherry GS1001
Motordrehmoment	Kraftaufnehmer <i>AST</i> KAF-S
Turboladerdrehzahl	<i>Picoturn</i> Modul BM V6 + Sensor SM 5
Verbrennungsluftverhältnis	Modul <i>ETAS</i> ES630.1 + Sonde <i>Bosch</i> LSU 4.9
Abgasemissionen	<i>Siemens</i> Sesam II (FTIR)
Zündwinkel	Strommesszange
Indizierdaten	<i>Kistler</i> KiBox + Software Cockpit 1.4.1
Zylinderdrucksensoren	<i>Kistler</i> 6056A41
Kurbelmarkengeber	<i>Kistler</i> 2614C11

Abgasmesstechnik

Zur Analyse der Abgaszusammensetzung wurde ein Multikomponenten-Abgasanalysator von *Siemens* vom Typ Sesam II verwendet. Das System for Emission Sampling and Measurement arbeitet nach dem Prinzip der FTIR-Methode (Fourier-Transformations-Infrarot-Michelson-Einstrahlinterferometer) in einer optischen Anordnung entsprechend dem Michelson-Interferometer. Mit diesem Abgasanalysator können simultan 24 gasförmige Komponenten mit einer Frequenz von 1 Hz erfasst werden. Eine detaillierte Beschreibung dieses optischen Messverfahrens einschließlich der Berechnung der Gesamtkohlenwasserstoffemissionen inkl. Methan ist in [97] dargestellt. Die Erfassung der Sauerstoffkonzentration im Abgas erfolgte über einen separaten Oximaten von *Siemens*.

Indiziermesskette

Eine für die Hochdruck-Indizierung des Motors notwendige Messkette ist schematisch in Abbildung 4.3 dargestellt. Der Messaufbau besteht dabei im Wesentlichen aus fünf Elementen:

- Piezoelektrische Druckaufnehmer
- Hochohmiges Kabel als Verbindung des Drucksensors und Verstärkers
- Ladungsverstärker
- Kurbelwinkelaufnehmer

- Indiziergerät und Gerätesoftware

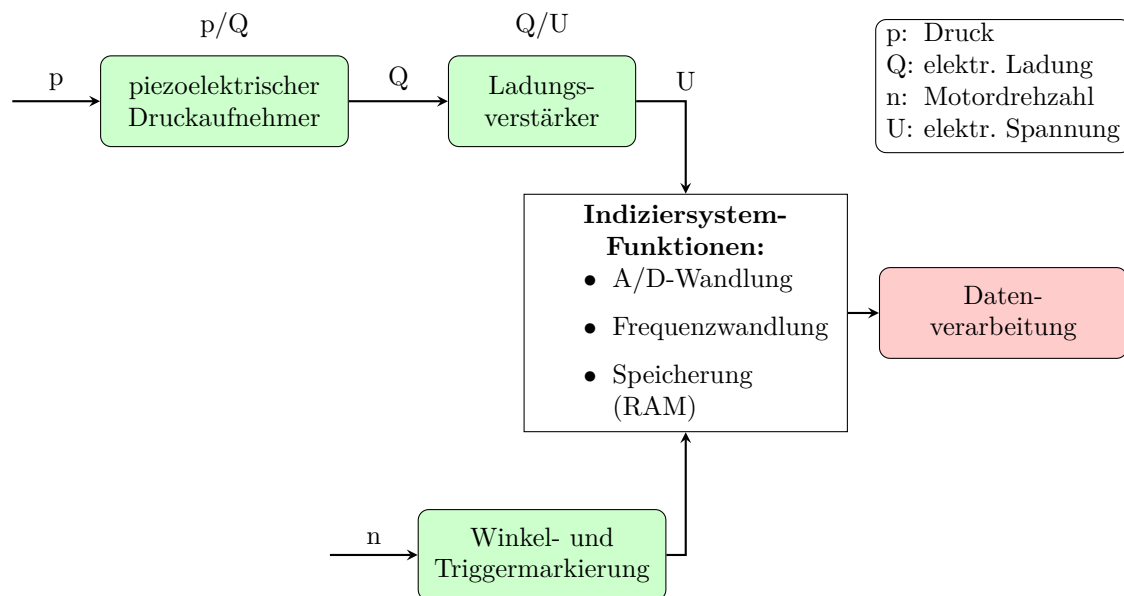


Abbildung 4.3: Schematische Darstellung der Messkette zur Motorindizierung

Die ungekühlten, piezoelektrischen Drucksensoren wurden mittels eines Adapters über die vorhandenen Glühkerzenbohrungen des Versuchsträgers in den Brennraum integriert. Der eingesetzte Winkelaufnehmer besitzt eine Winkelscheibeneinteilung von 720 Teilstrichen. Diese Einteilung der Winkelscheibe entspricht einer Aufnahmeerlösung von $0,5^\circ/\text{KW}$. Über die Gerätesoftware wurden die Daten auf eine Auflösung von $0,1^\circ/\text{KW}$ interpoliert. Aus diesen Daten können unter der Verwendung der Kolbenweggleichung das Brennraumvolumen und die Brennraumbohrfläche bestimmt werden.

Weiterführende Erläuterungen zum Messaufbau bzw. -prinzip der Motorindizierung sowie eine Fehlerbetrachtung sind aus der Literatur zu entnehmen [25, 54, 63, 69, 70, 73, 74].

4.3 Methodik der Brennverfahrensuntersuchung

Schwerpunkt der Brennverfahrensuntersuchung bildet die Darstellung stationärer Motorbetriebspunkte (Drehzahl, Drehmoment). Ziel ist die Untersuchung von ottomotorischen Brennverfahren mit Erdgas hinsichtlich:

- der Unterschreitung des Grenzwertes für Stickoxide $0,4 \text{ g/kWh}$ ohne ein weiteres Abgasnachbehandlungssystem (z.B. SCR- bzw. NO_x -Speicherkatalysator)

- der Minimierung der treibhausgaswirkenden Methan-Emission mittels Drei-Wege-Katalysator
- eines hohen Motorwirkungsgrades
- der Leistungsparameter bezogen auf den Seriendieselmotor

Als Randbedingungen für die Entwicklung der dargestellten Brennverfahren wurden festgelegt:

- Stabiler und sicherer Motorbetrieb
- Vermeidung einer klopfenden Verbrennung
- Begrenzung der ottomotorischen Zyklusschwankungen $VarK_{p_{mi,HD}} \leq 4$ als Kriterium für eine hohe Verbrennungsstabilität (vgl. Abschnitt 2.3.1)
- Begrenzung der Abgastemperatur vor Turbine des ATL auf maximal 750 °C (thermische Belastungsgrenze des Abgassammlers)

4.3.1 Stellgrößen zur Steuerung des Verbrennungsprozesses

Im Rahmen dieser Untersuchungen sind die Parameter Drehmoment, Schadstoffemissionen und die Abgastemperatur als primäre Zielgrößen definiert. Sie sind das Ergebnis der Gemischbildung von Luft und Kraftstoff sowie dessen Umsetzung (Verbrennungsprozess) im Brennraum. Über die in Abbildung 4.4 dargestellten direkten Stellgrößen (grün) werden die Gemischbildung und der Verbrennungsprozess sowie die daraus resultierenden Zielgrößen (rot) gesteuert.

Das gewünschte Drehmoment des Versuchsträgers ergibt sich primär aus den Stellgrößen zur Steuerung der dem Brennraum zugeführten Luftmasse. Entsprechend dieser Luftmasse und dem Sollwert des Verbrennungsluftverhältnisses wird die notwendige Kraftstoffmasse bereitgestellt. Als zweite, sekundäre Größe, zur Drehmomentensteuerung dient der Zündwinkel. Aufgrund der Luftverdrängung beim Motorbetrieb mit Abgasrückführung ist ein Abfall des Drehmomentes zu verzeichnen. Aus diesem Grund ist eine Nachführung der Stellgrößen des Luft- und Zündwinkelpfades für ein gleichbleibendes Drehmoment erforderlich.

Die beiden weiteren Zielgrößen - Schadstoffentstehung und Abgastemperatur - können ebenfalls durch die Steuerung des Gemischbildungs- und Verbrennungsprozesses beeinflusst werden. Die grundlegenden Zusammenhänge sind in den Abschnitten 2.3.3 und 2.3.2 beschrieben worden.

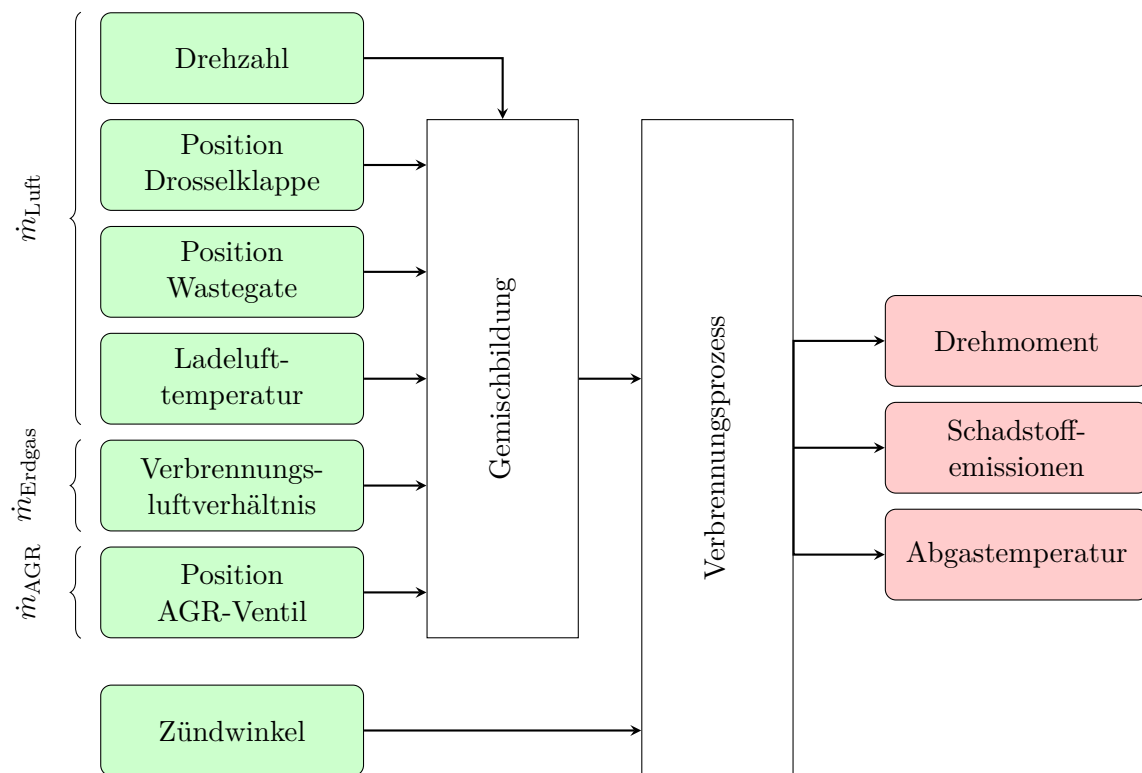


Abbildung 4.4: Vereinfachtes Schema zur Darstellung der direkten Stellgrößen (grün) am Versuchsträger zur Steuerung der Gemischaufbereitung, des Verbrennungsprozesses (weiß) und den daraus resultierenden Zielparametern (rot)

4.3.2 Messdatenerfassung und -aufbereitung

Die Aufnahme, Aufbereitung und Auswertung der gewonnenen Messwerte wurde für alle untersuchten, quasistationären Motorbetriebspunkte nach einem festen Versuchsplan durchgeführt (siehe Abbildung 4.5).

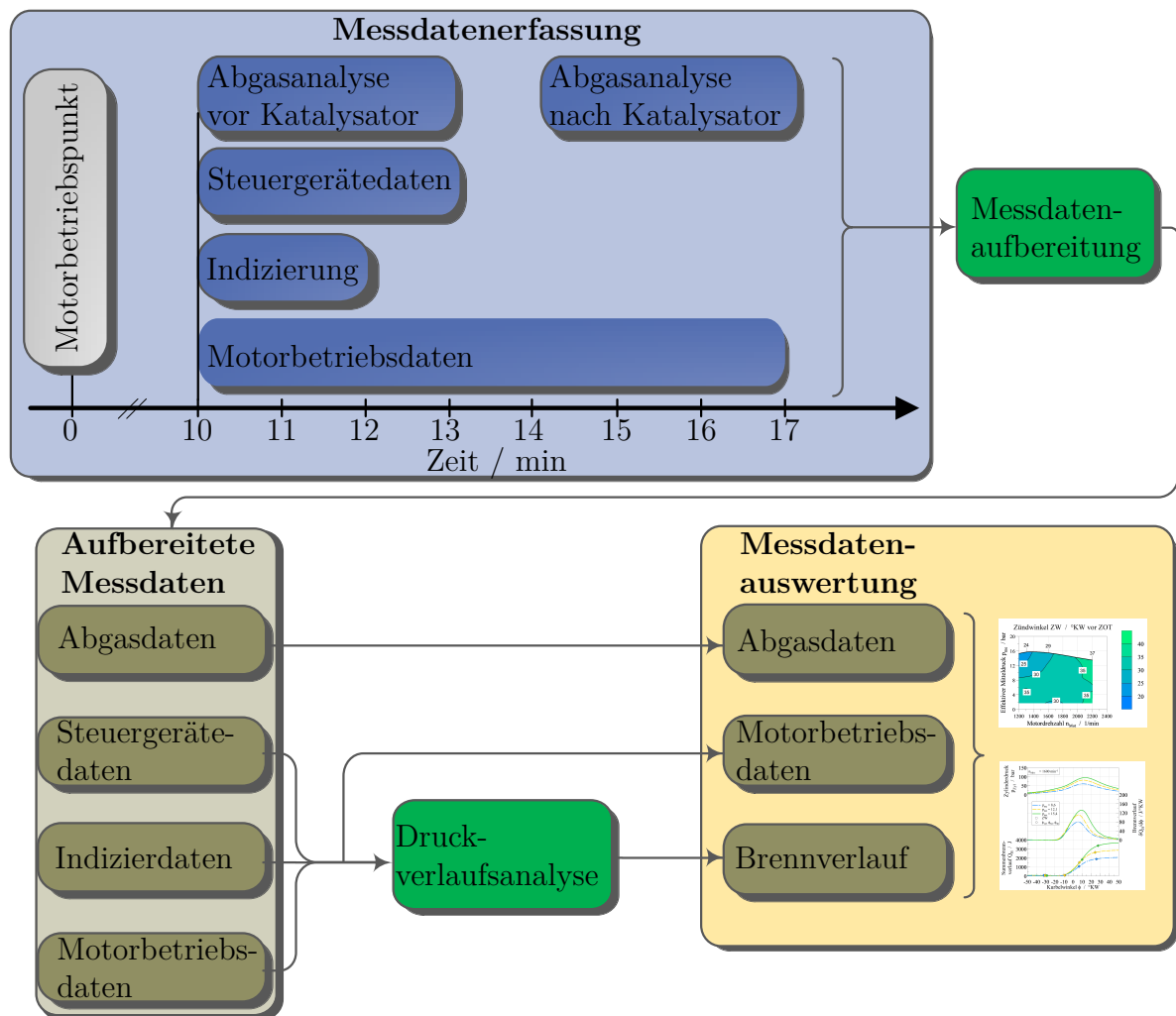


Abbildung 4.5: Schematische Darstellung der Messdatenerfassung, -aufbereitung und -auswertung

Die Messdaten der Prüfstandüberwachung, des Steuergerätes und der Zylinderdruckindizierung wurde nach Sicherstellen eines quasistationären Motorbetriebs aufgezeichnet. Die Stabilisierungsphase wurde für jeden Betriebspunkt auf 10 min festgelegt. Innerhalb dieser Phase wurde der Varianzkoeffizient der Abgastemperatur nach Katalysator ($Var K_{TAnKat}$) betrachtet, wodurch ein nicht stationärer Betrieb erkannt wurde. Zur Erfüllung des quasistationären Betriebs wurde die Grenze auf 0,5 % festgelegt. Die Messdatenaufzeichnung wurde nach dem Erreichen der beiden genannten Kriterien gestartet. Dabei betrug die Speicherrate der Messdaten 1 Hz (außer Indizierung). Nach 180 s wurde eine Umschaltung der Abgasentnahmestelle von der Position vor dem Katalysator auf die Position nach dem Katalysator ausgelöst. Insgesamt dauerte die Messdatenaufzeichnung eines Motorbetriebspunktes 420 s (Abgasmessung vor und nach Katalysator jeweils

180 s). Die Messwerterfassung der Steuergerätedaten sowie der Hochdruck-Indizierung wurde zeitgleich mit der Aufzeichnung der Prüfstandsüberwachung ausgeführt. Mit dem Indiziersystem wurden für jeden Betriebspunkt 250 Arbeitsspiele (ASP) aufgenommen. Zur Synchronisation der Druckdaten mit der Kolbenstellung wurden die Signale eines Kurbelwinkelgebers verwendet. Die Zuordnung des oberen Totpunkts wurde aus der Kompressionsdruckkurve unter Einbeziehung des thermodynamischen Verlustwinkels bestimmt. Im Anschluss an die Messwerterfassung wurden die Motorbetriebsdaten, die Abgasmessdaten vor/nach dem Katalysator und die Steuergerätedaten über die Messdauer arithmetisch gemittelt.

Für die nachfolgend beschriebene thermodynamische Analyse mussten die Indizierdaten gesondert aufbereitet werden. Hierfür wurden Verfahren zur Mittelung, Glättung sowie Nulllinienfindung der Druckdaten verwendet.

Mittelung der Zylinderdruckdaten

In Abbildung 4.6 sind exemplarisch 100 Druckverläufe eines Betriebspunktes des Forschungsmotors im Erdgasbetrieb dargestellt.

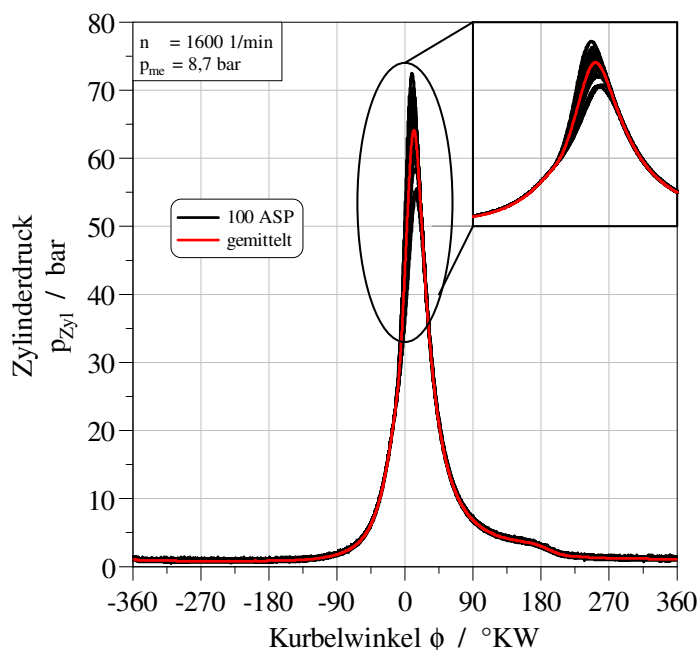


Abbildung 4.6: Exemplarische Darstellung des Zylinderdrucks p_{Zyl} bzw. der Spitzendruckschwankung über 100 Arbeitsspiele (ASP) (schwarz) sowie des gemittelten Druckverlaufs (rot) des Forschungsmotors für ein stöchiometrisches Brennverfahren ohne Abgasrückführung bei einer Drehzahl von 1600 1/min und einem effektiven Mitteldruck von $p_{me}=8,7 \text{ bar}$

Das Betriebsverhalten weist deutliche Schwankungen im Spitzendruck auf. Für eine repräsentative thermodynamische Analyse des Verbrennungsprozesses ist daher eine Scharenmittelung der aufgezeichneten Druckverläufe notwendig.

Glättung der Zylinderdruckdaten

Trotz der genannten Mittelung weist der Druckverlauf weitere Störsignale auf, welche für die thermodynamische Analyse reduziert werden müssen. Die Störsignale werden durch z.B. Ventilpreller, Einstreuungen durch hochfrequente Störsignale oder auch real auftretende Druckschwingungen im Brennraum hervorgerufen. Für die Aufbereitung des gemittelten Druckverlaufs wurde ein gewichtetes Glättungsverfahren nach Gleichung (4.2) herangezogen:

$$p_{\text{Zyl,glatt}} = \frac{\sum_{j=-m}^m f_j \cdot p_{\text{Zyl},i+j}}{\sum_{j=-m}^m f_j} \quad (4.1)$$

$$\text{mit } f_j = 2^{-|j|} \quad (4.2)$$

Dabei ist:

- $p_{\text{Zyl,glatt}}$: geglätteter Zylinderdruck
- p_{Zyl} : nicht geglätteter Zylinderdruck
- i, j : Zählerindizes
- m : Glättungsordnung
- f_j : Wichtungsfaktoren

Gegenüber einer arithmetischen Glättung werden mit diesem Verfahren starke Gradienten im Druckverlauf mit guter Qualität abgebildet [40, 73].

Nulllinienfindung

Bei piezoelektrischer Erfassung des Zylinderdrucks handelt es sich um ein relatives Messverfahren. Aus diesem Grund ist ein Bezug des Druckverlaufs auf das Absolutdruckniveau (Nulllinie) erforderlich. Hierfür stehen zwei Methoden zur Verfügung:

- Polytropenmethode
- Bezug auf Ladeluftdruck

Bei der Polytropen-Methode nach Hohenberg [46] wird eine polytrope Verdichtung im Bereich zwischen 100 °KW v. ZOT und 65 °KW v. ZOT angenommen. Zur Berechnung des Zylinderdrucks im Zustand 2 gilt für eine polytrope Zustandsänderung:

$$p_{Zyl,2} = p_{Zyl,1} \cdot \left(\frac{V_{Zyl,1}}{V_{Zyl,2}} \right)^n \quad (4.3)$$

Dabei ist:

- p_{Zyl} : Zylinderdruck
- V_{Zyl} : Zylindervolumen
- n : Polytropenexponent
- 1; 2: Zustände

Als Polytropenexponent n wird in der Literatur vorgeschlagen:

- 1,32 Ottomotor (Benzin) [46, 59]
- 1,34 Ottomotor (Erdgas mit Methananteil >90 %) [10]
- 1,37 Dieselmotor [46, 59]

Bei dem zweiten Verfahren zur Nullpunktbestimmung wird für den gemessenen Druckverlauf im Bereich von ± 5 °KW vor bzw. nach dem Schließen des Einlassventils ein Mittelwert des Drucksignals ermittelt. Im Anschluss daran wird die Differenz zum gemessenen Absolutdruck Δp im Ladeluftsammler gebildet und zu dem gemessenen Druckverlauf addiert. Im Ergebnis sind die relativ gemessenen Druckdaten auf das Niveau des Ladeluftdrucks bezogen und können für die thermodynamische Analyse verwendet werden.

4.3.3 Thermodynamische Analyse des Verbrennungsprozesses

Zur Analyse der Verbrennungsprozesse im Brennraum stehen im Allgemeinen drei Varianten der Brennverlaufsmodellierung zur Verfügung (siehe Abbildung 4.7).

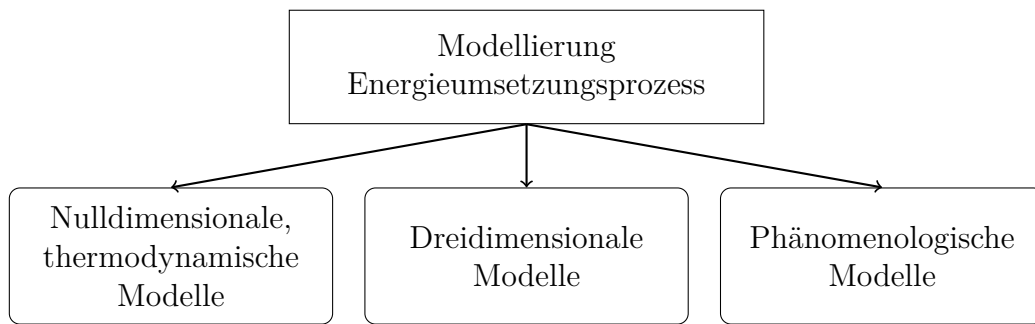


Abbildung 4.7: Möglichkeiten zur Modellierung des Energieumsetzungsprozesses im Brennraum

Im Rahmen dieser Arbeit wird die Energieumsetzung über ein nulldimensionales Ein-Zonen-Modell berechnet. Basis hierfür ist das am Lehrstuhl entwickelte DVA-Tool [73]. Der Brennraum der Verbrennungskraftmaschine wird dabei, wie in der Literatur [37, 42, 63, 70] angegeben, als ein offenes, instationäres System beschrieben (siehe Abbildung 4.8).

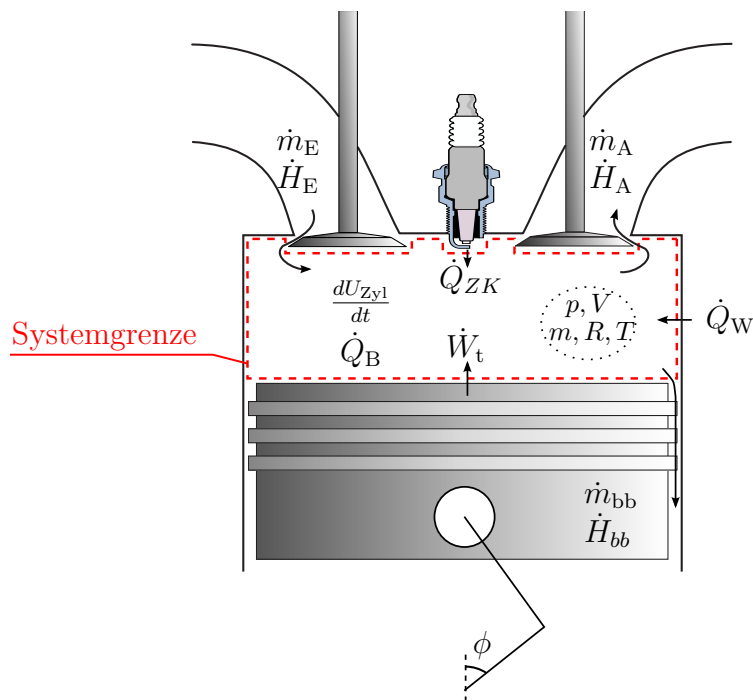


Abbildung 4.8: Darstellung des Brennraums als thermodynamisch, offenes System (Ein-Zonen-Modell) mit den, über die Systemgrenze (rot) ein- und austretenden Massen- bzw. Energieströmen.

Über die Systemgrenzen kann durch ein- und ausströmende Gasmassen ein Stofftransport stattfinden. Infolge freiwerdender, chemisch gebundener Energie sowie Wär-

meübertragungsprozesses findet auch ein Energietransport statt. Beide Transportprozesse verursachen eine Änderung der inneren Energie innerhalb des Systems. Für die Modellierung werden weiterhin folgende Annahmen getroffen:

- Entsprechend des nulldimensionalen Ansatzes wird das System als eine Zone betrachtet. Der gesamte Bereich gilt als *homogen*, sodass alle chemischen und physikalischen Eigenschaften des Systems örtlich gleich sind. Aufgrund des instationären Prozesses sind die Eigenschaften von der Zeit bzw. dem Kurbelwinkel abhängig.
- Die Masse innerhalb des Systems wird als ein Gemisch idealer Gase (Luft, Kraftstoff und Abgas) angenommen, dessen Bestandteile zu jedem Zeitpunkt vollständig durchmischt sind.
- Reibungskräfte innerhalb des Gasgemisches \dot{W}_{Diss} (Dissipation) werden vernachlässigt.
- Die freiwerdende chemische Energie des Kraftstoffes wird durch eine dem Brennraum zugeführte Wärmefreisetzung \dot{Q}_B ersetzt und als Brennverlauf bezeichnet.
- Eine Änderung der äußeren Energien wird nicht betrachtet.
- Der Enthalpie- bzw. der Massenstrom über die Kolbenringe (Blow-by) (\dot{H}_{bb} bzw. \dot{m}_{bb}) wird vernachlässigt.
- Die Energieeinbringung der Zündanlage über die Zündkerze \dot{Q}_{ZK} wird nicht berücksichtigt.

Für die Bestimmung des Systems werden die Gleichung der Massen- und Energieerhaltung sowie die thermische und kalorische Zustandsgleichung herangezogen. Üblicherweise werden die genannten Gleichungen mit der physikalischen Größe der Zeit t als unabhängige Variable beschrieben. Der Prozess der Kraftstoffumsetzung bzw. der Brennverlauf wird jedoch in den meisten Fällen über die Winkelstellung der Motorkurbelwelle aufgetragen. Der Zusammenhang zwischen der Zeit t und dem Kurbelwinkel ϕ ist in Gleichung (4.4) formuliert:

$$d\phi = \omega \cdot dt = 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{Mot}} \cdot dt \quad (4.4)$$

Dabei ist:

- $d\phi$ Änderung des Kurbelwinkels
- ω Winkelgeschwindigkeit
- n_{Mot} Motordrehzahl
- dt Änderung der Zeit

Massenerhaltung Die Änderung der Masse innerhalb des Zylinders (System) \dot{m}_{Zyl} ergibt sich nach Gleichung (4.5) infolge des über die Ventile einströmenden Massenstroms \dot{m}_{E} und des ausströmenden Massenstroms \dot{m}_{A} :

$$\dot{m}_{\text{Zyl}} = \dot{m}_{\text{E}} - \dot{m}_{\text{A}} \quad (4.5)$$

Für einen gemischtsaugenden Motor (klassischer Ottomotor) setzt sich der einströmende Massenstrom aus den Teilströmen von Frischluft \dot{m}_{Luft} , Kraftstoff \dot{m}_{B} und rückgeführtem Abgas \dot{m}_{AGR} zusammen:

$$\dot{m}_{\text{E}} = \dot{m}_{\text{Luft}} + \dot{m}_{\text{B}} + \dot{m}_{\text{AGR}} \quad (4.6)$$

Bei einer überstöchiometrischen Verbrennung besteht das ausströmende Gas aus überschüssiger Luft \dot{m}_{Luft} und Abgas \dot{m}_{Abgas}

$$\dot{m}_{\text{A}} = \dot{m}_{\text{Luft}} + \dot{m}_{\text{Abgas}} \quad (4.7)$$

Energieerhaltung Die Energieerhaltungsgleichung ergibt sich unter den o.g. Annahmen aus dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik für ein offenes, instationäres System:

$$\frac{dU_{\text{Zyl}}}{dt} = \dot{Q}_{\text{B}} + \dot{Q}_{\text{W}} + \dot{W}_{\text{t}} + \dot{H}_{\text{E}} - \dot{H}_{\text{A}} \quad (4.8)$$

Die Änderung der inneren Energie des Systems setzt sich demnach zusammen aus:

- $\frac{dU_{\text{Zyl}}}{dt}$: Änderung der inneren Energie
- \dot{Q}_{B} : Wärmefreisetzung durch den Kraftstoff (Brennverlauf)
- \dot{Q}_{W} : Wärmestrom über die Brennraumwände
- \dot{W}_{t} : Abgegebene, technische Arbeit am Kolben (\dot{W}_{Diss} unberücksichtigt)
- \dot{H}_{E} : Enthalpiestrom infolge des Massenstroms über das Einlassventil
- \dot{H}_{A} : Enthalpiestrom infolge des Massenstroms über das Auslassventil

Da der Kraftstoffumsetzungsprozess im Verbrennungsmotor bei geschlossenen Ein-

und Auslassventilen stattfindet, kann die Gleichung 4.8 zu 4.9 vereinfacht werden:

$$\frac{dU_{Zyl}}{dt} = \dot{Q}_B + \dot{Q}_W + \dot{W}_t \quad (4.9)$$

$$\text{mit } \frac{dU_{Zyl}}{dt} = \frac{d(u_{Zyl} \cdot m_{Zyl})}{dt} \quad (4.10)$$

$$\text{mit } \dot{Q}_W = A \cdot \alpha \cdot (T_W - T) \quad (4.11)$$

$$\text{mit } \dot{W}_t = -p_{Zyl} \cdot \frac{dV_{Zyl}}{dt} \quad (4.12)$$

Dabei ist:

- u_{Zyl} : Spezifische innere Energie der Zylinderladung
- m_{Zyl} : Masse der Zylinderladung
- A : Oberfläche der gesamten Brennraumwand
- α : Wärmeübergangskoeffizient zwischen Arbeitsgas und Brennraumwand
- T : Mittlere Temperatur des Arbeitsgases
- T_W : Mittlere Temperatur der Brennraumwand
- p_{Zyl} : Zylinderdruck
- $\frac{dV_{Zyl}}{dt}$: Änderung des Brennraumvolumens

Für die Berechnung der Energiefreisetzung durch den Kraftstoff bzw. des Brennverlaufs muss nach \dot{Q}_B umgestellt werden.

Thermische Zustandsgleichung idealer Gase Zur Lösung der Massen- und Energiebilanz wird die *thermische Zustandsgleichung* benötigt. Bei der Betrachtung der Zylinderladung als eine ideale Mischung idealer Gase gilt für jede reine Komponente k im System:

$$p_k \cdot v = R_k \cdot T \text{ spezifisch, bzw.} \quad (4.13)$$

$$p_k \cdot \tilde{V}_k = \tilde{R} \cdot T \text{ molar} \quad (4.14)$$

$$\text{mit } v = \frac{V_{\text{Zyl}}}{m_{\text{Zyl}}} \quad (4.15)$$

$$\text{mit } \tilde{V}_k = \frac{V_{\text{Zyl}}}{n_k} \quad (4.16)$$

Dabei ist:

- p_k : Partialdruck der Komponente k
- v : spezifisches Volumen
- \tilde{V}_k : molares Volumen der Komponente k
- R_k : spezifische Gaskonstante der Komponente k
- \tilde{R} : universelle Gaskonstante
- T : Mittlere Temperatur des Arbeitsgases
- n_k : Stoffmenge der Komponente k
- V_{Zyl} : Brennraumvolumen
- m_{Zyl} : Masse im Zylinder

Innere Energie

Ansatz nach Zacharias 1966 wurde durch Zacharias [113] ein Komponentenansatz zur Berechnung der inneren Energie vorgestellt. Bei diesem Modell werden sowohl die Zusammensetzung, die Temperatur als auch der Druck des Arbeitsgases berücksichtigt. Die Zusammensetzung des Arbeitsgases unterliegt dabei der Mischungsregel idealer Gase. Durch Warnatz [108] ist bekannt, dass während eines Verbrennungsprozesses mehr als 1000 Spezies auftreten können. Zacharias beschränkt sich bei seinem Ansatz auf 20 Spezies. Weiterhin wird angenommen, dass bei Temperaturen größer 1500K ein chemisches Gleichgewicht vorliegt und damit die Stoffdaten des Arbeitsgases über die Mischungsregel bestimmt werden können. Bei niedrigen Temperaturen und hohen Drücken kann durch anziehende und abstoßende Kräfte zwischen den Moleküle nicht mehr von einem idealen Gasverhalten ausgegangen werden. Um den Realgasverhalten bei Temperaturen kleiner 1500K Rechnung zu tragen, wird der Realgasfaktor Z von Zacharias über einen Virialansatz (Erweiterung der thermischen Zustandsgleichung (4.13) durch Reihenentwicklung) für Mischungen nach Gleichung (4.17) bestimmt:

$$Z = \frac{p \cdot v}{R \cdot T} = 1 + \frac{B(T)}{v} + \frac{C(T)}{v^2} + \frac{D(T)}{v^3} + \dots \quad (4.17)$$

Dabei ist:

- Z : Realgasfaktor
- p : Druck
- v : spezifisches Volumen
- R : spezifische Gaskonstante
- T : Mittlere Temperatur des Arbeitsgases
- B, C, D : Virialkoeffizienten

Die Bestimmung der Virialkoeffizienten des Gemisches aus den Koeffizienten der reinen Stoffe unterliegt nach Berner [10] einer hohen Unsicherheit.

Zacharias stellt in [113, 114] den Polynomansatz zur Berechnung der Enthalpie des Arbeitsgases vor. Abgeleitet aus diesem Ansatz, ergibt sich die Gleichung (4.18) für die spezifische, innere Energie in der Form nach Weltzin [50] als Funktion des spezifischen Volumens v , des Brennraumdrucks p und des Luftgehaltes r :

$$\begin{aligned} u(v, p, r) = & r \cdot \left[1,0330121 \cdot 10^{-6} \cdot p^2 \cdot v^2 + 2,3048741 \cdot p \cdot v - \dots \right. \\ & - 3017,1634 - 1,60734 \cdot 10^{-3} \cdot (p - p_0) - \dots \\ & \left. - 5,541 \cdot 10^{-9} \cdot (p - p_0) \cdot p \cdot v \right] + \dots \\ & + (1 - r) \cdot \left[1,56073 \cdot 10^{-6} \cdot p^2 \cdot v^2 + 2,391371 \cdot p \cdot v - \dots \right. \\ & - 2371,074 + 4,4 \cdot 10^{-5} \cdot (p - p_0) - \dots \\ & \left. - 1,2404 \cdot 10^{-8} \cdot (p - p_0) \cdot p \cdot v \right] \end{aligned} \quad (4.18)$$

$$\text{mit } r = \frac{m_{\text{Luft}}}{m_{\text{Zyl}}} \quad (4.19)$$

$$\text{mit } v = \frac{V_{\text{Zyl}}}{m_{\text{Zyl}}} \quad (4.20)$$

$$\text{mit } p_0 = 5 \times 10^6 \text{ Pa} \quad (4.21)$$

Dabei ist:

- m : Masse
- p : Druck
- p_0 : normierter Druck
- r : Luftgehalt
- v : spezifisches Volumen
- V : Volumen

Zur Berechnung der Änderung der inneren Energie nach Zacharias muss das totale Differential der beschriebenen Gleichung (4.18) gebildet werden. Zacharias stellt in seiner Arbeit weiterhin ein Polynom zur Berechnung der mittleren Temperatur des Arbeitsgases zur Verfügung (siehe Gleichung A.1 im Anhang).

Durch die Berücksichtigung der Dissoziation und Realgaseigenschaften findet der Ansatz nach Zacharias eine große Verbreitung in der Druckverlaufsanalyse und Arbeitsprozessrechnung. Aus der Literatur sind jedoch Grenzen des Ansatzes bekannt:

- Die vorgeschlagenen Polynome wurden für ein festes Wasserstoff/Kohlenstoff-Atom-verhältnis von $H/C = 2,35$ abgeleitet [37, 63]. Die Nutzung der Stoffdaten zur Modellierung einer Verbrennung von alternativen Kraftstoffen wie z.B. Methan $H/C = 4$ oder Erdgas als Mischung kurzkettiger Kohlen-Wasserstoffe ist demnach fehlerbehaftet.
- Der Bereich eines stöchiometrischen Luftverhältnisses wird durch die vorgeschlagenen Polynome nur unzureichend abgebildet [37]. Eine Verwendung der Stoffdaten ist daher bei entsprechenden stöchiometrischen Brennverfahren nur bedingt geeignet.
- Die Berücksichtigung der Realgaseigenschaften mittels Virialansatz unterliegen nach Berner [10] einer hohen Unsicherheit. Auch Pischinger [70] gibt an, dass die getroffenen Annahmen zur Bestimmung der Realgaseigenschaften von Verbrennungsgasen nur bedingt überprüfbar sind.
- Der Wassergehalt der Frischluft und damit einhergehende Anstieg der spezifischen Wärmekapazität bei konstantem Druck wird nicht berücksichtigt.

Das für diese Arbeit eingesetzte Programm zur Druckverlaufsanalyse basiert in seiner ursprünglichen Form auf dem Polynom zur Modellierung der inneren Energie nach Zacharias. Wegen der genannten Einschränkungen ist der Ansatz nur bedingt geeignet,

um den Energieumsetzungsprozess eines stöchiometrischen Erdgas-Brennverfahrens zu modellieren. Aus diesem Grund wurde ein weiteres *Komponentenmodell* zur Berechnung der inneren Energie in das Tool implementiert.

Komponentenmodell Bei diesem Komponenten-Ansatz wird von einer Mischung idealer Gase ausgegangen. Die gesamte innere Energie der Zylinderladung entspricht demnach der Summe der inneren Energie aller Einzelkomponenten k des Arbeitsgases, z.B. Verbrennungsprodukten wie Sauerstoff O_2 , Stickstoff N_2 etc. und Produkten wie Kohlendioxid CO_2 , Wasser H_2O etc..

$$u_{Zyl} = \sum_{k=1}^k \frac{\tilde{u}_k}{M_k} \quad (4.22)$$

Dabei ist:

- u_{Zyl} : spezifische innere Energie
- \tilde{u}_k : molare innere Energie einer Komponente
- M_k : Molmasse einer Komponente

Über die *kalorische Zustandsgleichung* (4.23) besteht ein Zusammenhang zwischen der molaren inneren Energie \tilde{u}_k und den intensiven Zustandsgrößen Temperatur T sowie dem molaren Volumen \tilde{V}_k .

$$\tilde{u}_k = \tilde{u}_k(T, \tilde{V}_k) \quad (4.23)$$

Die Änderung der molaren inneren Energie $d\tilde{u}_k$ wird über die Bildung des *totalen Differenzials* nach Gleichung (4.24) beschrieben:

$$d\tilde{u}_k = \left(\frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial T} \right)_{\tilde{V}_k} dT + \left(\frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial \tilde{V}_k} \right)_T d\tilde{V}_k \quad (4.24)$$

Dabei ist für jede Komponente k :

- $d\tilde{u}_k$: differenzielle Änderung der inneren Energie
- $\left(\frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial T} \right)_{\tilde{V}_k} dT$: partielle Ableitung der molaren inneren Energie nach der Temperatur bei konstantem molarem Volumen
- $\left(\frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial \tilde{V}_k} \right)_T d\tilde{V}_k$: partielle Ableitung der molaren inneren Energie nach dem molaren Volumen bei konstanter Temperatur

Unter der getroffenen Annahme eines idealen Gases gilt Gleichung (4.25) sowie nach Baehr [6] Gleichung (4.26):

$$\left(\frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial T}\right)_{\tilde{V}_k} = \left(\frac{\partial \tilde{h}_k}{\partial T}\right)_p - \tilde{R} \equiv \tilde{c}_{\tilde{V}_k} \quad (4.25)$$

$$\left(\frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial \tilde{V}_k}\right)_T = 0 \quad (4.26)$$

Damit kann Gleichung (4.24) zur Gleichung (4.27) vereinfacht werden:

$$d\tilde{u}_k = \left(\frac{\partial \tilde{h}_k}{\partial T}\right)_p dT - \tilde{R}dT \quad (4.27)$$

$$\text{mit } \left(\frac{\partial \tilde{h}_k}{\partial T}\right)_p \equiv \tilde{c}_{p,k} \quad (4.28)$$

- $\left(\frac{\partial \tilde{h}_k}{\partial T}\right)_p dT$: partielle Ableitung der molaren Enthalpie nach der Temperatur
- $\tilde{c}_{\tilde{V}_k}$: molare Wärmekapazität bei konstantem molarem Volumen
- $\tilde{c}_{p,k}$: molare Wärmekapazität bei konstantem Druck

Demnach ist die Änderung der molaren inneren Energie einer Komponente nur noch von der Änderung der Temperatur T abhängig. Durch die Integration von Gleichung (4.27) kann die molare innere Energie für ideale Gase nach Gleichung (4.29) bestimmt werden:

$$\tilde{u}_k = \tilde{h}_k - \tilde{R} \cdot T \quad (4.29)$$

Die molaren Enthalpien \tilde{h}_k als auch die molaren Wärmekapazitäten bei konstantem Druck $\tilde{c}_{p,k}$ werden in dieser Arbeit über Polynomansätze nach [18] unter Verwendung der Gleichung (4.30) und (4.31) bestimmt.

$$\tilde{h}_k = \left(a_{k,1} + \frac{a_{k,2}}{2} \cdot T + \frac{a_{k,3}}{3} \cdot T^2 + \frac{a_{k,4}}{4} \cdot T^3 + \frac{a_{k,5}}{5} \cdot T^4 + \frac{a_{k,6}}{T}\right) \cdot \tilde{R} \cdot T \quad (4.30)$$

$$\tilde{c}_{p,k} = \left(a_{k,1} + a_{k,2} \cdot T + a_{k,3} \cdot T^2 + a_{k,4} \cdot T^3 + a_{k,5} \cdot T^4\right) \cdot \tilde{R} \quad (4.31)$$

Die verwendeten Koeffizienten $a_{k,1} \dots a_{k,6}$ stammen aus den thermodynamischen Daten des Reaktionsmechanismus *GRI-Mech* [93], basierend auf den Arbeiten von Burcat

[18] und McBride [61]. Im *GRI-Mech* werden Kohlenwasserstoffe bis zu einer Kettenlänge von Propan (C_3H_8) berücksichtigt. Die Daten können für die betrachteten Komponenten (Luft, Kraftstoff und Abgas) aus dem Anhang A-5 entnommen werden.

Mit dem implementierten Komponenten-Ansatz können folgende Vorteile gegenüber dem Ansatz nach Zacharias erzielt werden:

- Berücksichtigung der Stoffeigenschaften von Arbeitsgasen bei der Umsetzung von Kraftstoffen mit variablen Wasserstoff-Kohlenstoff-Atomverhältnissen
- Berücksichtigung der Stoffeigenschaften des Kraftstoffes während der Verdichtungsphase bei gemischansaugenden Motoren. Im Rahmen der Arbeit wurden Methan CH_4 , Ethan C_2H_6 und Propan C_3H_8 implementiert
- Berücksichtigung des Stickstoff- (N_2) und Kohlendioxidanteils (CO_2) im Kraftstoff
- Berücksichtigung des Wasserluftgehaltes

Dissoziation und Realgasverhalten werden bei dem Komponenten-Ansatz nicht abgebildet. Nach Berner [10] und Pischinger [70] sind die Ansätze zur Darstellung des Realgasverhaltens in Verbrennungsmotoren (wie z.B. bei Zacharias) mit erheblichen Unsicherheiten behaftet. Pischinger weist auf die Notwendigkeit aufwendiger Messungen der Zustandsgrößen des entsprechenden Gasgemisches im relevanten Bereich von Druck, Temperatur und Verbrennungsluftverhältnis hin. Aus diesem Grund und der getroffenen Annahmen bei der nulldimensionalen Systembetrachtung kann nach Pischinger auf die Berücksichtigung der druckabhängigen Realgaseigenschaften verzichtet werden. Der Realgas- und Dissoziationsfaktor ist exemplarisch für ein stöchiometrisches Verbrennungsgas in Abbildung 4.9 dargestellt.

Berner quantifiziert den Fehler durch Nichtberücksichtigung des Realgasfaktors an einem ausgewählten Beispiel einer Druckverlaufsanalyse eines Ottomotors auf 1,9 %. In Analogie zu Pischinger wird auch hier auf den vergleichsweise geringen Einfluss bei den weiteren Annahmen der nulldimensionalen Modellierung hingewiesen.

Unter der Berücksichtigung abweichender Kraftstoffzusammensetzung bzw. der Modellierung einer Erdgas-Verbrennung ist die Berücksichtigung der Dissoziation und des Realgasfaktors nach Zacharias mit einer hohen Unsicherheit versehen und wird deshalb nicht bevorzugt.

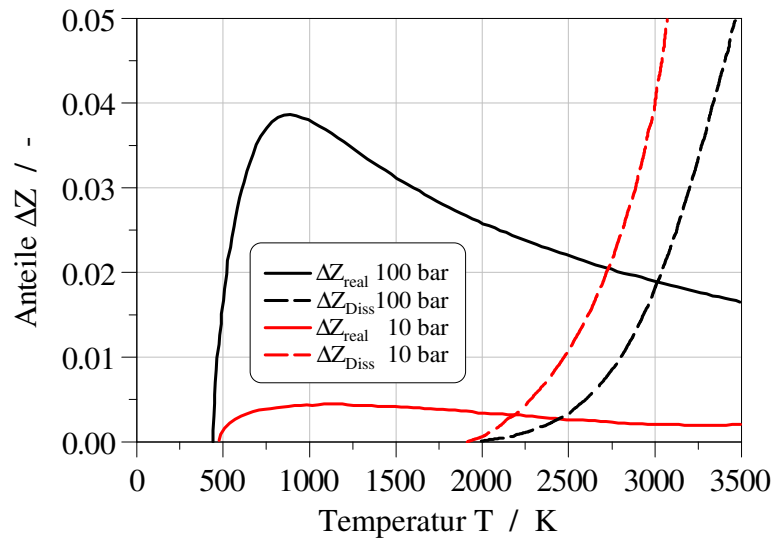


Abbildung 4.9: Realgas- und Dissoziationsanteil für ein stöchiometrisches Verbrennungsgas nach Pischinger [70] auf der Basis von Wrobel [111]. Dabei ist der Realgasfaktor Z aufgeteilt in einen Idealanteil $Z_{\text{ideal}} = 1$, einen Realgasanteil ΔZ_{real} und einen Dissoziationsanteil ΔZ_{Diss}

Wandwärmeübergang Als weiterer Term der Energiebilanz muss der Wandwärmeübergang des Arbeitsgases an die Brennraumwand nach Gleichung (4.11) bestimmt werden. In Verbrennungsmotoren resultiert der instationäre Prozess aus der Temperaturdifferenz zwischen Arbeitsgas und Brennraumwand. Die Größe des Wandübergangs wird über die Intensität der erzwungenen Konvektion beeinflusst. Beschrieben wird der Wandwärmeübergang durch den *Newton'schen Ansatz* nach der Gleichung (4.11). Der gasseitige Wärmestrom ist dabei abhängig von der Oberfläche der gesamten Brennraumwand A , dem Wärmeübergangskoeffizienten α und der mittleren Temperatur des Arbeitsgas T bzw. der Brennraumwand T_W . Die Bestimmung des zeitlich veränderlichen Wärmeübergangskoeffizienten α ist dabei mit der größten Unsicherheit behaftet. Zur Bestimmung des Koeffizienten stehen prinzipiell zwei Arten zur Verfügung:

- Dimensionsbehaftete experimentelle Ansätze
- Dimensionslose Ansätze nach Ähnlichkeitstheorie

Die erste Art beruht auf rein empirisch ermittelten und dimensionsbehafteten Beziehungen. Aus diesem Grund ist diese Art des Ansatzes nur für den entsprechenden Untersuchungsbereich mit hinreichender Genauigkeit verwendbar. Als wichtigste Vertreter sind die Ansätze nach Nusselt, Eichelberg und Pflaum zu nennen. Die zweite Art zur Bestimmung des Wandwärmeübergangskoeffizienten basiert auf der Ähnlichkeitstheorie unter der Verwendung dimensionsloser Kennzahlen. Aus der Literatur sind

die am weitesten verbreiteten Ansätze nach Woschni, Bargende und Hohenberg hinreichend beschrieben. Der Ansatz nach Woschni wurde in seiner ursprünglichen Variante für Dieselmotoren abgeleitet. Durch weitere Arbeiten von Huber, Schwarz, Vogel und Gerstle wurde der Ansatz kontinuierlich erweitert und umfasst einen hohen Gültigkeitsbereich für unterschiedliche Motorenkonzepte sowie eingesetzte Kraftstoffe [63]. Zur Verwendung des erweiterten Ansatzes nach Woschni müssen eine Vielzahl an Parametern berücksichtigt bzw. durch motorspezifische Messungen (z.B. Messung der Drallzahl) bestimmt werden. Für saugrohreinspritzende Ottomotoren steht ein weiterer Ansatz nach Bargende zur Verfügung. Dieser Ansatz ist für den hier vorgestellten Versuchsträger ungeeignet, da die Motorgrundkonstruktion einem Dieselmotor mit hoher Drallzahl entspricht. Für diese Arbeit wird ein Ansatz nach Hohenberg [47] verwendet. Dieser basiert ebenfalls auf den Ähnlichkeitsgesetzen einer turbulenten Rohrströmung und auf Messungen an Dieselmotoren größeren Hubvolumens. Der Wärmeübergangskoeffizient nach Hohenberg kann über die Gleichung (4.32) bestimmt werden:

$$\alpha = C_1 \cdot V_{\text{Zyl}}^{-0,06} \cdot p_{\text{Zyl}}^{0,8} \cdot T^{-0,4} \cdot (c_m + C_2)^{0,8} \quad (4.32)$$

$$\text{mit } c_m = 2 \cdot s \cdot n_{\text{Mot}} \quad (4.33)$$

$$\text{mit } C_1 = 130 \quad (4.34)$$

$$\text{mit } C_2 = 1,4 \quad (4.35)$$

Dabei sind:

- C_1, C_2 Konstanten aus Motormessungen
- V_{Zyl} Brennraumvolumen
- p_{Zyl} Zylinderdruck
- T mittlere Temperatur des Arbeitsgases
- c_m mittlere Kolbengeschwindigkeit
- s Kolbenweg
- n_{Mot} Motordrehzahl

Technische Arbeit Der Term der technischen Arbeit nach der Gleichung (4.12) aus der Energiebilanz entspricht unter Vernachlässigung von Reibung der Volumenänderungsarbeit, die vom Gas an den Kolben abgegeben wird. Die Berechnung der Volumenänderungsarbeit erfolgt über die Multiplikation des diskreten Zylinderdrucks und der Volumenänderung des Zylinders. Beide Größen können aus der Zylinderdruckindizierung ermittelt werden (vgl. Abschnitt 4.2.2).

5 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

Schwerpunkt der Brennverfahrensuntersuchungen für Erdgas bzw. Biomethan bildet die Analyse der Motorbetriebsdaten, Abgasemissionen sowie die Zylinderdruckindizierung und deren Auswertung entsprechend der in Abschnitt 4.3 vorgestellten Methodik und Randbedingungen. Die Steuerung des Verbrennungsprozesses wurde entsprechend der in Abbildung 4.4 dargestellten Stellgrößen vorgenommen. Durch die Abstimmung der genannten Parameter konnte die Energieumsetzung im Brennraum und damit die Schadstoffbildung gezielt beeinflusst werden.

5.1 Mager-Brennverfahren

In Anlehnung an die dieselmotorische Verbrennung mit Luftüberschuss wurde an dem Versuchsträger ein Mager-Brennverfahren für den monovalenten Erdgasbetrieb entwickelt. Hierfür wurde entsprechend der beschriebenen Randbedingungen und der Vorgehensweise in Abschnitt 4.3 ein sicherer Motorbetrieb bis zu einer Kupplungsleistung von 77 kW realisiert. In Abbildung 5.1 ist der effektive Wirkungsgrad für den gesamten Betriebsbereich dargestellt.

Bei der Verbrennung von Erdgas mit hohem Luftüberschuss kann ein maximaler effektiver Wirkungsgrad von $\eta_{\text{eff}}=36,5\%$ erzielt werden. Die höchste Effizienz des Motors wird bei einer Drehzahl von $n_{\text{Mot}}=1300\text{ 1/min}$ und einem effektiven Mitteldruck von $p_{\text{me}}=14,9\text{ bar}$ erreicht. Mit der Abnahme des Mitteldrucks sinkt der Wirkungsgrad. Im Bereich der unteren Teillast wird der Motor trotz des Mager-Brennverfahrens gedrosselt betrieben. Dadurch verringert sich der Wirkungsgrad deutlich auf bis zu 22 %. Mit steigender Motordrehzahl ist ebenfalls eine Verringerung der Effizienz festzustellen. Die Abnahme des Wirkungsgrades gegenüber der Abnahme durch Verringerung des Mitteldrucks fällt jedoch weniger stark aus.

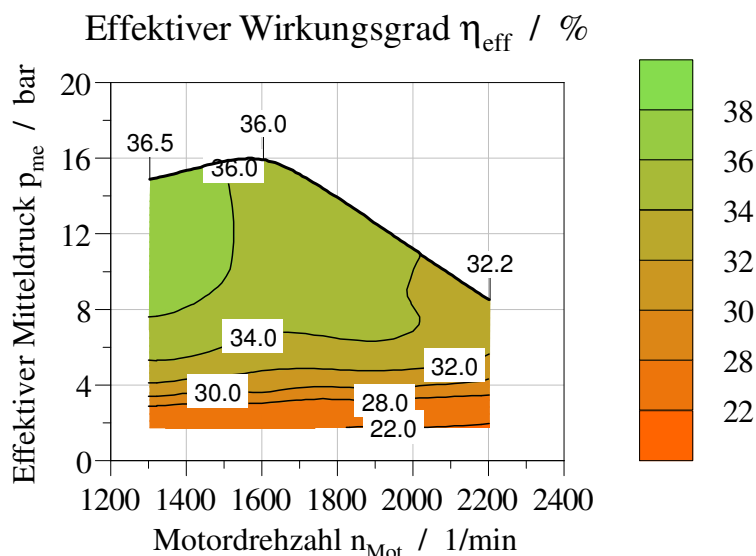


Abbildung 5.1: Kennfeld des effektiven Wirkungsgrads η_{eff} des monovalenten Erdgasmotors mit Mager-Brennverfahren

Für den dargestellten Motorbetrieb wurde durch die Steuerung des Zündwinkels (siehe Abbildung 5.2(a)) eine Lage des Verbrennungsschwerpunktes in der Nähe des thermodynamischen Optimums von $\phi_{50} \approx 8^\circ \text{KW n. ZOT}$ angestrebt (Abbildung 5.2(b)). Infolge der starken Abmagerung der Zylinderladung und der damit einhergehenden

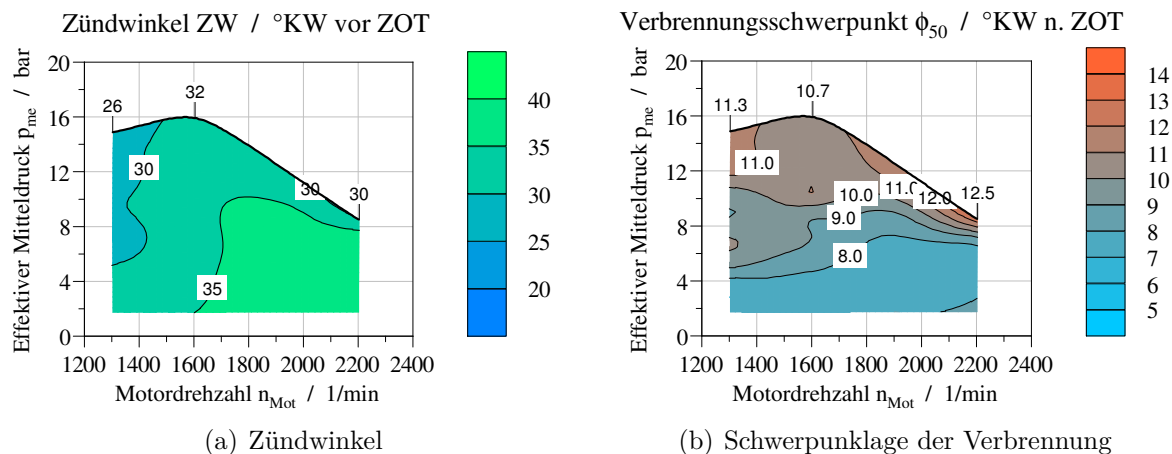


Abbildung 5.2: Kennfeld des Zündwinkels ZW und der Schwerpunktlage der Verbrennung ϕ_{50} des monovalenten Erdgasmotors beim Mager-Brennverfahren

Abnahme der Flammgeschwindigkeit (vgl. Abbildung 2.1 in Abschnitt 2.3.1) bzw. Zunahme der Brenndauern liegt der Zündwinkel daher deutlich vor dem oberen Totpunkt. Mit dem Anstieg des effektiven Mitteldrucks bei konstanter Drehzahl zeigt sich

eine zunehmend spätere Zündwinkellage. Hervorgerufen wird dies durch die Überlagerung mehrerer Effekte. Eine Ursache ist die Zunahme der Flammengeschwindigkeit infolge der ansteigenden Verdichtungstemperaturen und Turbulenz bei höheren Mitteldrücken. Dies führt zu einer Verringerung des Brennverzuges (vgl. Abbildung A.2) und erfordert eine Anpassung des Zündwinkels zum Erhalten der Schwerpunktlage der Verbrennung. Aufgrund des hohen Verdichtungsverhältnisses und der langen Brennwege (Brennraumgeometrie) neigt der Versuchsträger schon bei relativ moderaten Mitteldrücken zu einer klopfenden Verbrennung. Da dies zu erheblichen Motorschäden führen kann, wurde für zunehmende Mitteldrücke eine Zündwinkelverschiebung in Richtung der Expansionsphase vorgenommen. Wegen der hohen Klopfneigung konnte für den Motor bei der Nenndrehzahl von 2200 1/min lediglich ein effektiver Mitteldruck von $p_{me}=8,5$ bar erreicht werden. Dafür musste die Schwerpunktlage der Verbrennung vom thermodynamischen Optimum ($\phi_{50} \approx 8^\circ \text{KW n. ZOT}$) auf $\phi_{50}=12,5^\circ \text{KW n. ZOT}$ durch Anpassung des Zündwinkels verschoben werden.

Das in Abbildung 5.3(a) dargestellte Verbrennungsluftverhältnis λ für das magere Brennverfahren ist das Ergebnis aus dem Zielkonflikt zwischen niedrigen Zyklusschwankungen (Abbildung 5.3(b)) und niedrigen Stickoxidhmissionen.

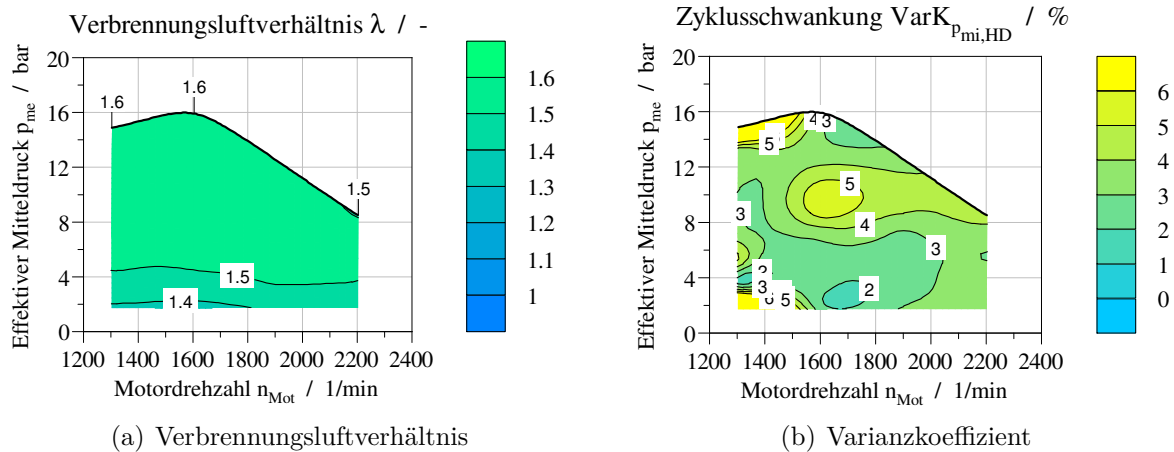


Abbildung 5.3: Kennfeld des Verbrennungsluftverhältnisses λ und des Varianzkoeffizienten des indizierten Mitteldrucks der Hochdruckphase ($VarK_{p_{mi,HD}}$) zur Beurteilung der Zyklusschwankungen des monovalenten Erdgasmotors beim Mager-Brennverfahren

Im unteren Teillastbereich kann durch Steigerung des Verbrennungsluftverhältnisses auf bis zu $\lambda \approx 1,4$ eine Entdrosselung des Motors erreicht werden. Mit Zunahme der zusätzlichen Luftmasse im Zylinder nimmt die Flammengeschwindigkeit in hohem Maße ab, wodurch die zyklischen Schwankungen bei fremdgezündeten Motoren prinzipbedingt

ansteigen. Eine weitere Steigerung des Luftanteils im Brennraum konnte nicht umgesetzt werden, da dies einen Anstieg der Zyklusschwankungen ($VarK_{p_{mi,HD}} > 4$) nach sich zieht. Mit der Steigerung des effektiven Mitteldrucks kann das Verbrennungsluftverhältnis bei annähernd gleichbleibender Zyklusschwankung auf bis zu $\lambda \approx 1,6$ angehoben werden. Ermöglicht wird dies durch den Anstieg der Kompressionsendtemperatur im Zylinder, welche in einer Zunahme der Flammengeschwindigkeit resultiert. Der Verlangsamung der Durchbrenngeschwindigkeit durch die Gemischabmagerung wird dadurch entgegengewirkt.

Für das dargestellte Niveau des Verbrennungsluftverhältnisses weist das Brennverfahren eine geringe Kohlenmonoxidkonzentration im Rohabgas auf (Abbildung 5.4(a)).

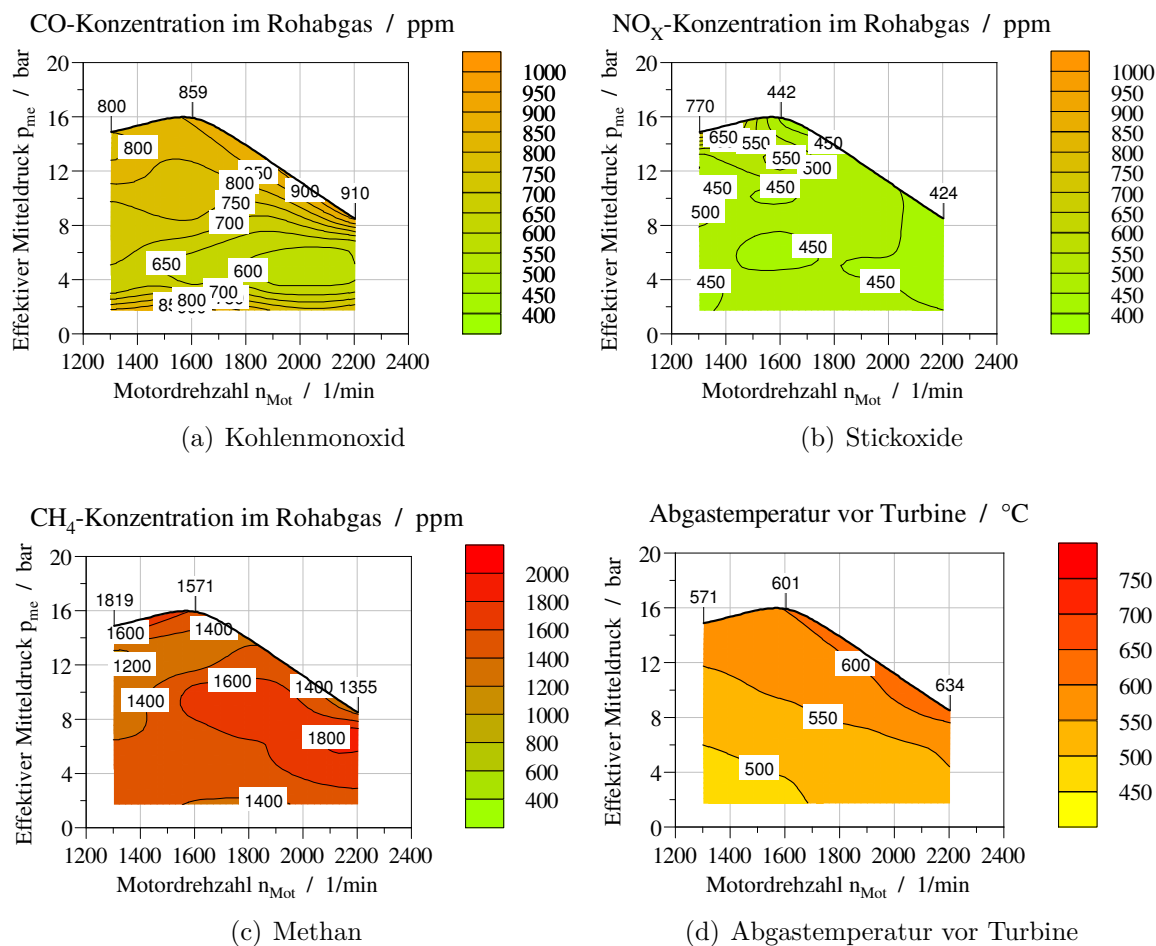


Abbildung 5.4: Kennfeld der Schadstoffemissionen Kohlenmonoxid (a), Stickoxide (b) und Methan (c) sowie der Abgastemperatur vor Turbine (d) des mono-valenten Erdgasmotors mit Mager-Brennverfahren

Im gesamten Motorbetriebsbereich liegt die CO-Schadstoffkonzentration unterhalb von 1000 ppm. Bedingt durch den Sauerstoffüberschuss wird das Kohlenmonoxid über den nachgeschalteten Oxidationskatalysator aufoxidiert, sodass die Konzentration im gereinigten Abgas bei ≈ 20 ppm liegt. Der gesetzlich vorgeschriebene Grenzwert von 5,0 g/kWh kann jedoch auch ohne den nachgeschalteten Katalysator sicher unterschritten werden. Unter Einhaltung der vorab definierten maximal zugelassenen Zyklus-schwankungen ($Var K_{p_{mi,HD}} \leq 4$) kann der Motor mit einem Verbrennungsluftverhältnis von max. $\lambda \approx 1,6$ betrieben werden. Die damit erreichbare innermotorische Absenkung der Stickoxidkonzentration im Rohabgas ist in Abbildung 5.4(b) dargestellt. Für den gesamten Motorbetriebsbereich liegt die NO_x-Schadstoffkonzentration auf einem Niveau, mit dem ohne eine nachmotorische Entstickung (z.B. SCR-Katalysator) der gesetzlich vorgegebene Grenzwert von 0,4 g/kWh nicht eingehalten werden kann.

Auf der einen Seite wirkt sich die Gemischabmagerung senkend auf die Verbrennungstemperatur im Brennraum aus, was die Abnahme der Stickoxidbildung zur Folge hat. Auf der anderen Seite führt die niedrigere Gastemperatur zur einem schlechteren Durchbrand und damit zu einem Anstieg der Methanemission im Rohabgas (vgl. Abschnitt 2.3.3). Die Abgastemperatur vor der Turbine (Abbildung 5.4(d)) liegt deutlich unterhalb des kritischen Wertes von 750 °C. Die thermische Bauteilbelastung ist daher beim Mager-Brennverfahren als gering zu bewerten. Durch die niedrige Abgastemperatur vor der Turbine liegt auch die Abgastemperatur am Eintritt des Katalysators für die Oxidation des Methans auf einem geringeren Niveau (vgl. Abbildung A.3). Dies steht im Zielkonflikt mit den relativ hohen Konzentrationen von 1300 ppm bis 1850 ppm an Methan im Rohabgas (siehe Abbildung 5.4(c)). Trotz des nachgeschalteten Oxidationskatalysator konnte für den Mager-Betrieb in keinem Bereich des Motorbetriebkennfeldes ein ausreichender Umsatz des Methans zur Unterschreitung des Grenzwertes von 0,5 g/kWh erzielt werden.

Am Beispiel dreier relevanter Betriebspunkte innerhalb des C1-Tests für Landmaschinenmotoren sind die Zylinderdruck- und Brennverläufe über Kurbelwinkel in Abbildung 5.5 sowie die Verbrennungskenngrößen in Tabelle 5.1 für das Mager-Brennverfahren dargestellt. Bedingt durch die Saugrohrreinblasung liegt innerhalb des Zylinders zum Zeitpunkt der Zündung ein weitgehend homogenes Luft-Kraftstoffgemisch vor. Nach Einleitung der Zündung bildet sich vorerst ein annähernd laminarer Flammenkern aus, welcher infolge der vorliegenden turbulenten Ladungsbewegung einen turbulenten Zustand annimmt. Die Flammenfront wird zunehmend gefaltet, wodurch die Reaktionsoberfläche stark zunimmt und damit die Verbrennungsgeschwindigkeit ansteigt.

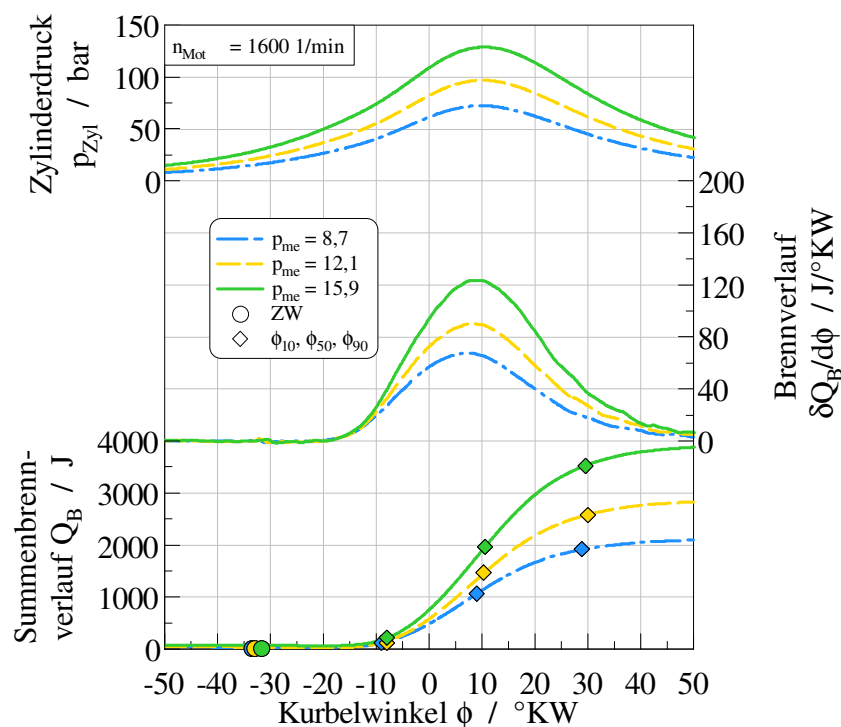


Abbildung 5.5: Darstellung des Zylinderdrucks p_{Zyl} , des Brennverlaufs $\delta Q_B/d\phi$ sowie Summenbrennverlaufs Q_B mit Angabe des Zündwinkels, des Brennbeginns ϕ_{10} , des Verbrennungsschwerpunktes ϕ_{50} und des Brennendes ϕ_{90} für das Mager-Brennverfahren bei einer Drehzahl von $n_{Mot}=1600$ 1/min und effektiven Mitteldrücken von $p_{me}=8,7$ bar, 12,1 bar und 15,9 bar

Tabelle 5.1: Gegenüberstellung der Verbrennungskennwerte Zündwinkel ZW, Brennbeginn ϕ_{10} , Verbrennungsschwerpunkt ϕ_{50} , Brennende ϕ_{90} , Brenndauer ($\phi_{90}-\phi_{10}$) und Brennverzögerung ($\phi_{10}-ZW$) für drei Motorlasten ($p_{me}=8,7$ bar, 12,1 bar, 15,9 bar) des Brennverfahrens mit Luftüberschuss bei einer Drehzahl von $n_{Mot}=1600$ 1/min

p_{me} bar	ZW	ϕ_{10}	ϕ_{50}	ϕ_{90} °KW	Brenndauer n. ZOT	Brennverzögerung
8,7	-33,5	-9,0	9,1	28,9	37,9	24,5
12,1	-33,0	-7,9	10,3	30,0	37,9	25,1
15,9	-31,6	-8,0	10,7	29,6	37,6	23,6

Entsprechend der Kalibrierung des Zündwinkels wird die Zündung im Bereich von -33,5 bis -31,6°KW für die betrachteten Betriebspunkte des Motors eingeleitet. Bis zur ersten signifikanten Energieumsetzung, dem Brennbeginn (ϕ_{10}), ergeben sich für das betrachtete Brennverfahren mit erheblichen Luftüberschuss relativ lange Brennverzögerungen von 23,6 bis 24,5°KW. Mit Zunahme des effektiven Mitteldrucks wurde der Zünd-

winkel in Richtung des oberen Totpunktes verschoben. Damit wurde eine Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes umgesetzt, wodurch eine klopfende Verbrennung vermieden werden konnte. Trotz der Verschiebung des Zündwinkels um $\approx 2^\circ \text{KW}$ verlagert sich der Brennbeginn nur um $\approx 1^\circ \text{KW}$ (Tabelle 5.1). Daraus kann abgeleitet werden, dass der Brennverzögerung über den Lastanstieg abgenommen hat. Ursache ist vorrangig der Anstieg der Brennraumtemperatur und damit die Beschleunigung der laminare Flammengeschwindigkeit.

Die Brenndauer stellte sich relativ konstant über der Laststeigerung dar, da der Anstieg der laminaren Flammengeschwindigkeit bei höheren Mitteldrücken durch den Anstieg des Verbrennungsluftverhältnisses kompensiert wird (vgl. Abbildung 5.3(a)).

Zusammenfassung

An dem Versuchsträger konnte ein sicherer Motorbetrieb mit einem mageren Brennverfahren dargestellt werden. Mit diesem Konzept wurde eine maximale mechanische Leistung von 77 kW und ein maximaler effektiver Mitteldruck von 15,9 bar erreicht. Die Steigerung des Mitteldrucks bzw. der Nennleistung wurde durch den Beginn einer klopfenden Verbrennung begrenzt. Eine Verringerung der Klopfneigung kann unter anderem durch das Herabsetzen des geometrischen Verdichtungsverhältnisses auf einen Wert kleiner 13:1 erzielt werden. Damit ist zwangsläufig auch eine Verschlechterung des Gesamtwirkungsgrades des Motors zu akzeptieren. Für die Kalibrierung des Verbrennungsluftverhältnisses wurde das Gemisch soweit abgemagert, bis die Zyklusschwankungen des Motors einen Wert von $Var K_{p_{mi,HD}} \approx 4$ (Zielvorgabe) erreichte. Unter Einhaltung dieser Randbedingung ergeben sich im Motorbetrieb Verbrennungsluftverhältnisse von $\lambda \approx 1,4$ bis 1,6. Mit diesem Grad der Abmagerung liegen die Abgastemperatur vor Turbine deutlich unterhalb der kritischen Grenztemperatur von 750°C für die Abgasbestandteile des Motors. Die innermotorische Absenkung der Stickoxidemissionen zur Einhaltung des gesetzlich vorgeschriebenen Grenzwertes von $0,4 \text{ g/kWh}$ konnte bei den gegebenen Luftüberschuss der Ladung nicht erzielt werden. Die Stickoxidemission liegt um Faktor ≈ 11 über dem Grenzwert. Damit kann maximal die Abgasgesetzgebung der EU Stufe IIIA erfüllt werden. Die Einhaltung der gesetzlichen Vorgaben der EU Stufe IV bzw. V ist ohne ein weiteres Abgasnachbehandlungssystem nicht realisierbar. Zur Darstellung des Grenzwertes ist eine nachmotorische Entstickung des Abgases, z.B. durch einen SCR- bzw. NO_x -Speicherkatalysator, notwendig. Hinsichtlich der Methanemission wurden bei dem gegebenen Niveau des Verbrennungsluftverhältnisses Konzentrationen im Bereich von 1300 ppm bis 1850 ppm im Rohabgas festgestellt. Dies entspricht einer spezifischen Emission von $4,3 \text{ g/kWh}$ bis $6,0 \text{ g/kWh}$. Die Absenkung des Methans un-

terhalb des Zielgrenzwertes von 0,5 g/kWh ist bei den vorliegenden Abgastemperaturen mit einem nachgeschalteten Oxidationkatalysators nicht umsetzbar.

5.2 Stöchiometrisches Brennverfahren

Aufgrund der nicht umsetzbaren Zielvorgaben zur Darstellung eines monovalenten Erdgasbetriebs mittels Magerbrennverfahren bei hoher Motorlaufruhe und gleichzeitiger Einhaltung des Stickoxidgrenzwertes ohne einen zusätzlichen Katalysator sowie einer Limitierung der Methanemission auf maximal 0,5 g/kWh wurde ein stöchiometrisches Brennverfahren ($\lambda=1$) mit einem Drei-Wege-Katalysator gewählt. Bei diesem Konzept konnte an dem aufgebauten Versuchsträger eine maximale Kupplungsleistung von $P_{\text{Mot}}=67$ kW bzw. ein maximaler effektiven Mitteldruck von $p_{\text{me}}=13,8$ bar erreicht werden. Die Leistungsdaten des Mager-Brennverfahren sind nicht erzielt worden. Die Erhöhung des Mitteldrucks für das gesamte Drehzahlband wurde durch den Beginn einer klopfenden Verbrennung begrenzt. Darüber hinaus wurde die Laststeigerung auch durch die sehr hohen Abgastemperaturen eingeschränkt. Hinsichtlich des effektiven Wirkungsgrades zeigen sich bei dem realisierten Motorbetriebsbereich etwas niedrigere Werte gegenüber dem Mager-Brennverfahren (Abbildung 5.6).

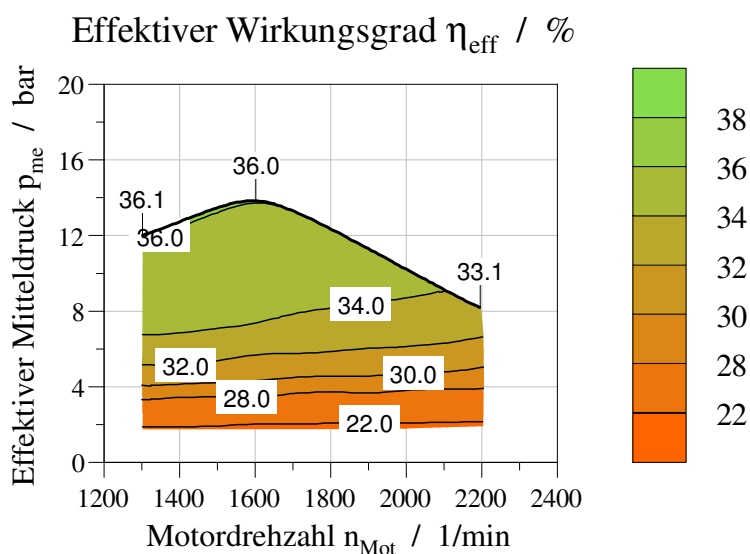


Abbildung 5.6: Kennfeld des effektiven Wirkungsgrades η_{eff} des monovalenten Erdgasmotors mit stöchiometrischem Brennverfahren

Dies zeigt sich vorrangig im Teillastbereich aufgrund der nichtvorliegenden Entdrosselung. Mit Abnahme des Mitteldrucks wurde der Motor im stöchiometrischen Betrieb

zunehmend gedrosselt betrieben, wodurch die Effizienz erheblich abnahm. Mit steigender Drehzahl wurde nur ein geringer Abfall des Gesamtwirkungsgrads festgestellt. Bei Nennleistung zeigte der Motor einen minimal höheren Wirkungsgrad im Vergleich zum Mager-Betrieb. Beim stöchiometrischen Betrieb wurde keine Anpassung des Zündwinkels zur Verschiebung der Klopfgrenze vorgenommen. Der Zündwinkel wurde im gesamten Kennfeldbereich entsprechend einer Lage des Verbrennungsschwerpunktes von $\phi_{50} \approx 7,5^\circ \text{KW n. ZOT}$ vorgegeben (Abbildung 5.7).

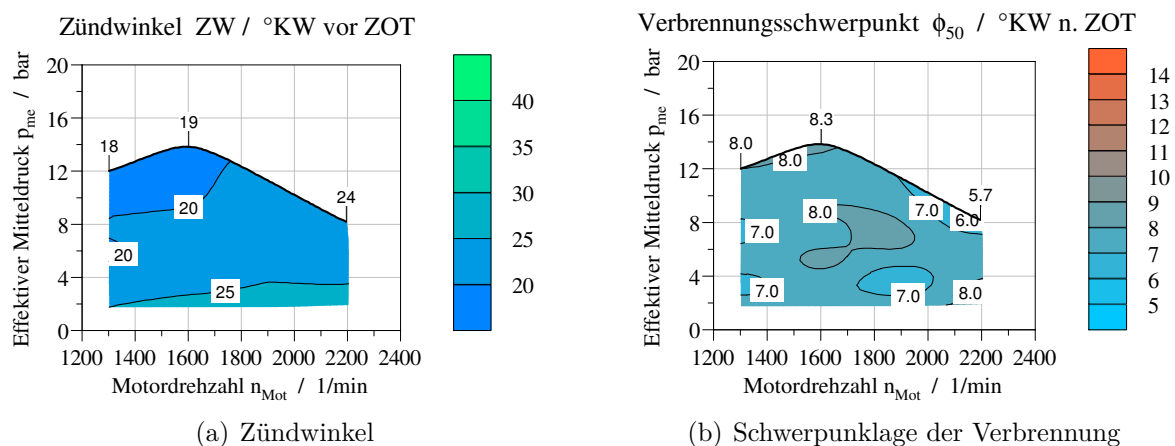


Abbildung 5.7: Kennfeld des Zündwinkels ZW und der Schwerpunktlage der Verbrennung ϕ_{50} des monovalenten Erdgasmotors beim stöchiometrischen Brennverfahren

Bedingt durch die deutlich höhere Flammengeschwindigkeit bei einer stöchiometrischen Verbrennung liegt der Zündwinkel gegenüber dem Magerbrennverfahren deutlich näher am ZOT. Mit Zunahme der Zylinderladung (Mitteldrucksteigerung) erhöht sich die Verdichtungsendtemperatur, wodurch die Flammengeschwindigkeit weiter gesteigert wird. Für eine gleichbleibende Schwerpunktlage der Verbrennung wurde daher der Zündwinkel weiter in Richtung des ZOT verschoben. Höhere Motordrehzahlen erfordern jedoch eine Vorverschiebung des Zündwinkels, damit der Verbrennungsschwerpunkt auf gleichem Niveau bleibt.

Hinsichtlich der Zyklusschwankungen zeigt das $\lambda=1$ -Brennverfahren beträchtliche Vorteile gegenüber der Verbrennung mit Luftüberschuss. Der Varianzkoeffizient des indizierten Mitteldrucks der Hochdruckphase weist im gesamten Motorenkennfeld Werte kleiner 1 % auf (Abbildung 5.8). Damit zeigt das Brennverfahren eine sehr stabile Leistungsabgabe und eine hohe Effizienz der Kraftstoffumsetzung.

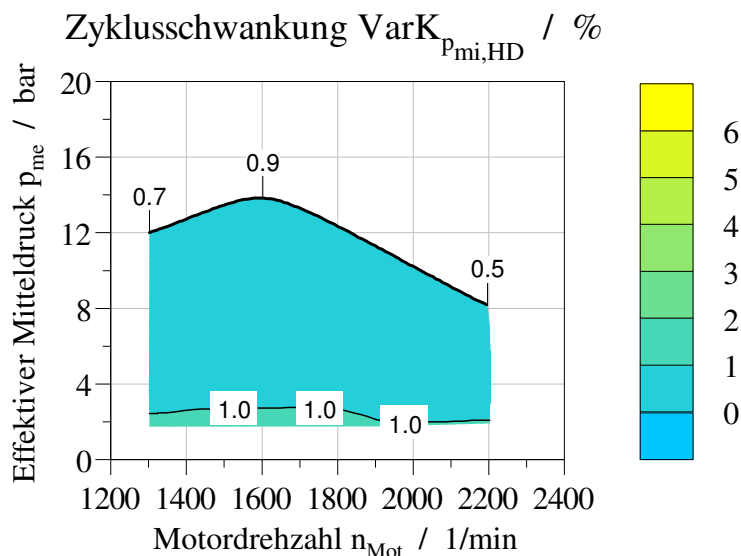


Abbildung 5.8: Kennfeld des Varianzkoeffizientens des indizierten Mitteldrucks der Hochdruckphase ($VarK_{p_{mi,HD}}$) zur Beurteilung der Zyklusschwankungen beim monovalenten Erdgasmotors mit stöchiometrischem Brennverfahren

In Abbildung 5.9 sind die Schadstoffemissionen im Rohabgas sowie die Abgastemperatur vor Turbine dargestellt. Infolge der stöchiometrischen Ladungszusammensetzung und damit einhergehenden geringen thermischen Ladungsmassen weist das Brennverfahren sehr hohe Verbrennungs- und Abgastemperaturen auf. Letztere wirken sich zum Teil begrenzend auf eine weitere Mitteldrucksteigerung aus. Abgastemperaturen größer 750°C konnten durch die eingeschränkte thermische Belastbarkeit der Motorkomponenten im Abgasstrang nicht zugelassen werden.

In Hinblick auf die Kohlenmonoxid- und Stickoxidemission sind bei dem betrachteten $\lambda=1$ -Brennverfahren prinzipbedingt höhere Konzentrationen im Rohabgas festzustellen (Faktor 4 bzw. 10 bezogen auf das Mager-Brennverfahren). Unter Verwendung des nachgeschalteten Drei-Wege-Katalysators kann das Kohlenmonoxid jedoch soweit umgesetzt werden, dass der Grenzwert von $5,0\text{ g/kWh}$ deutlich unterschritten wird. Aufgrund des wesentlich niedrigeren Grenzwertes für den Stickoxidausstoß ($0,4\text{ g/kWh}$) ist für dessen Einhaltung eine Umsatzrate des Katalysators von mind. 98 % erforderlich. Eine so hohe Konvertierung kann nur mit einem neuwertigen Katalysator erreicht werden. Infolge der hohen Laufzeiten von Landmaschinenmotoren und entsprechender Alterung der Katalysatoren können die gesetzlichen Vorgaben nicht über die Lebensdauer eingehalten werden. Damit kann das gesetzte Entwicklungsziel zur Einhaltung des Stickoxid-Grenzwertes mit dem stöchiometrischen Brennverfahren und einem Drei-

Wege-Katalysator nur eingeschränkt erfüllt werden.

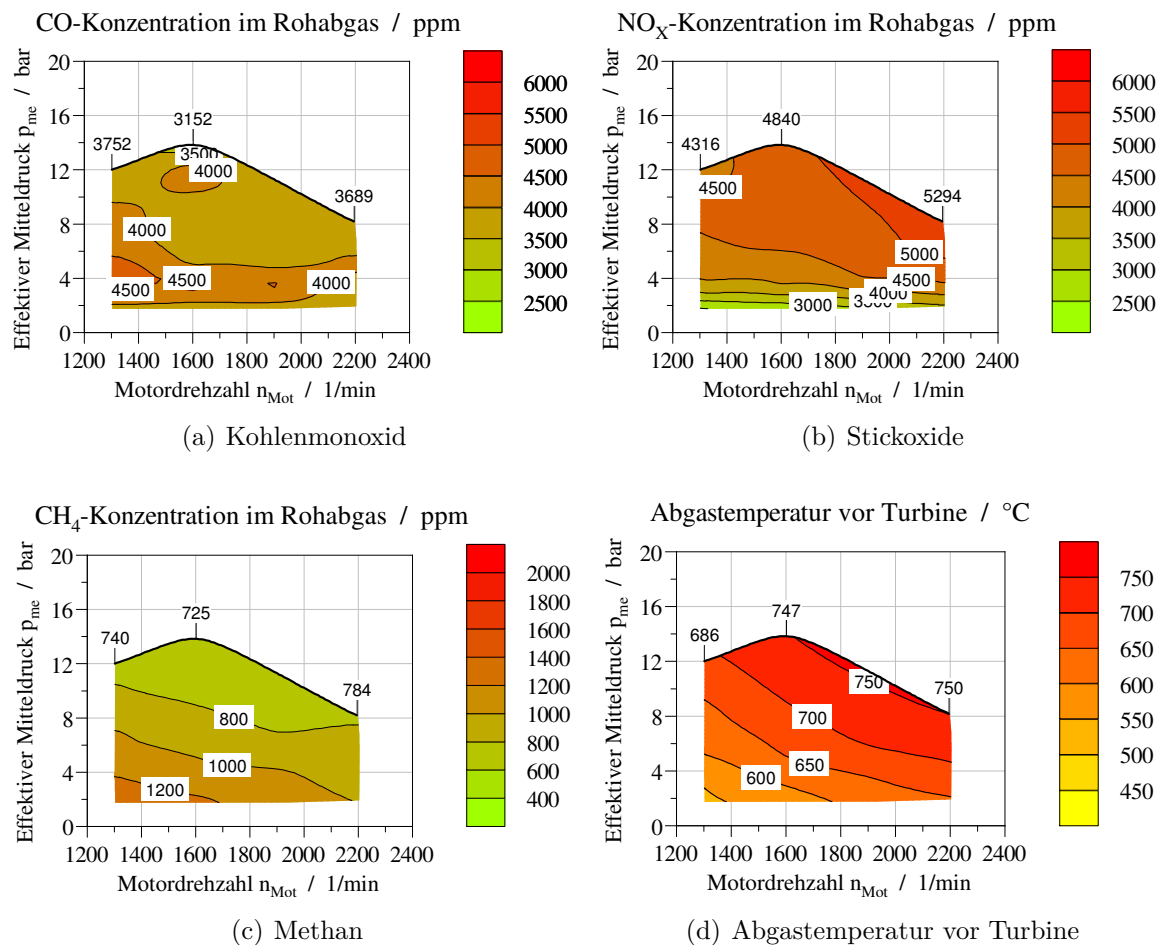


Abbildung 5.9: Kennfeld der Schadstoffemissionen Kohlenmonoxid (a), Stickoxide (b) und Methan (c) sowie der Abgastemperatur vor Turbine (d) des monovalenten Erdgasmotors mit stöchiometrischem Brennverfahren

Die hohen Verbrennungstemperaturen bei der stöchiometrischen Energieumsetzung begünstigen einerseits die bereits beschriebenen hohen Stickoxidkonzentrationen. Auf der anderen Seite geht eine hohe Verbrennungstemperatur mit einer relativ niedrigen Methanemission einher (Abbildung 5.9(c)). Die festgestellten Konzentrationen am Austritt des Motors liegen in einem Bereich, in dem bei den gegebenen Abgastemperaturen vor Katalysator (≥ 500 °C, vgl. Abbildung A.4 im Anhang) eine Umsetzung über den Drei-Wege-Katalysator auf unterhalb des Grenzwertes von 0,5 g/kWh möglich ist. Als kritisch stellt sich der Leerlaufbereich des Motors heraus. Bedingt durch die hohe Methankonzentration und gleichzeitig relativ niedrige Abgastemperatur konnte keine ausreichende nachmotorische Oxidation sichergestellt werden.

Analog zur Analyse des Energieumsetzungsprozesses bei magerer Verbrennung sind in Abbildung 5.10 bzw. Tabelle 5.2 die Ergebnisse des $\lambda=1$ -Brennverfahrens dargestellt.

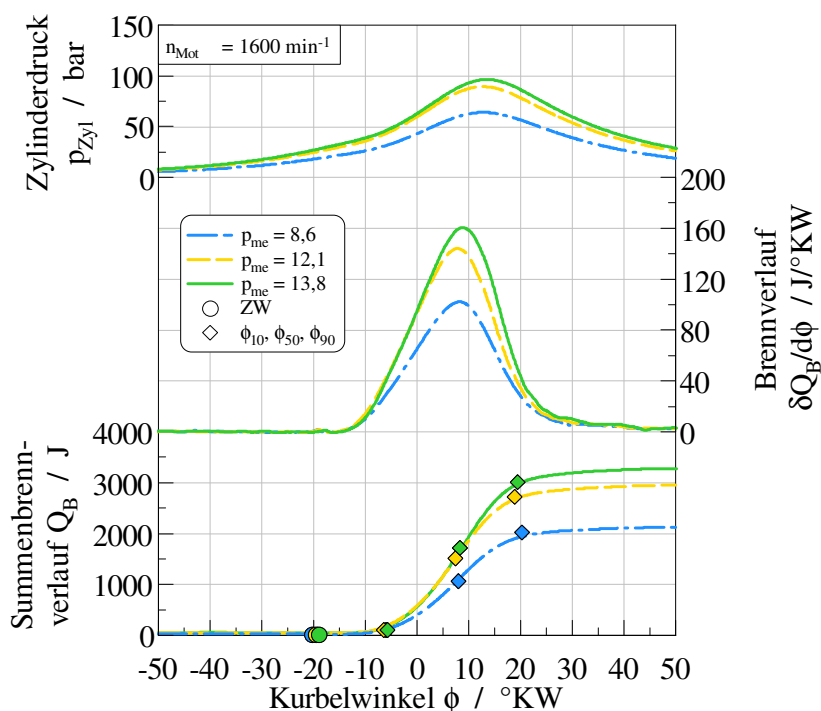


Abbildung 5.10: Darstellung des Zylinderdrucks p_{Zyl} , des Brennverlaufs $\delta Q_B/d\phi$ sowie Summenbrennverlaufs Q_B mit Angabe des Zündwinkels, des Brennbeginns ϕ_{10} , des Verbrennungsschwerpunktes ϕ_{50} und des Brennendes ϕ_{90} für das stöchiometrische Brennverfahren bei einer Drehzahl von $n_{\text{Mot}}=1600$ 1/min und effektiven Mitteldrücken von $p_{\text{me}}=8,6$ bar, $12,1$ bar und $13,8$ bar

Tabelle 5.2: Gegenüberstellung der Verbrennungskennwerte Zündwinkel ZW, Brennbeginn ϕ_{10} , Verbrennungsschwerpunkt ϕ_{50} , Brennende ϕ_{90} , Brenndauer ($\phi_{90}-\phi_{10}$) und Brennverzug ($\phi_{10}-\text{ZW}$) für drei Lastpunkte ($p_{\text{me}}=8,6$ bar, $12,1$ bar, $13,8$ bar) im stöchiometrischen Betrieb bei einer Drehzahl von $n_{\text{Mot}}=1600$ 1/min

p_{me} bar	ZW	ϕ_{10}	ϕ_{50}	ϕ_{90}	Brenndauer n. ZOT	Brennverzug
8,6	-20,2	-5,9	8,5	20,4	26,3	14,3
12,1	-19,5	-6,4	7,5	18,9	25,3	13,1
13,8	-19	-5,6	8,3	19,5	25,1	13,4

Aufgrund der deutlich höheren Flammengeschwindigkeit im stöchiometrischen Be-

trieb wurden die Zündwinkel generell später kalibriert ($>13^\circ\text{KW}$), damit Schwerpunktlagen der Verbrennung im Bereich von $\phi_{50} \approx 8^\circ\text{KW}$ n. ZOT erreicht werden. Die Zunahme der Flammengeschwindigkeit zeigt sich auch in deutlich kürzeren Brennverzügen ($\ll 23^\circ\text{KW}$) und Brenndauern ($\ll 37^\circ\text{KW}$), bezogen auf das Mager-Brennverfahren. Mit steigendem effektiven Mitteldruck wurde der Zündwinkel weiter in Richtung des oberen Totpunktes verschoben. Dadurch wurde eine signifikante Verschiebung der Schwerpunktlage infolge der zunehmenden Brennraumtemperaturen und damit steigender Flammengeschwindigkeit kompensiert.

Bei der ersten Laststeigerung von $p_{\text{me}}=8,6$ bar auf $p_{\text{me}}=12,1$ bar ist eine Abnahme des Brennverzuges und der Brenndauer festzustellen. Daraus kann eine Zunahme der Flammengeschwindigkeit abgeleitet werden. Bei Steigerung des Mitteldrucks auf $p_{\text{me}}=13,8$ bar liegt jedoch keine weitere Abnahme des Brennverzuges vor. Der in der Theorie beschriebene Anstieg der Flammengeschwindigkeit bei Zunahme der Last kann nur durch die Abnahme der Brenndauer belegt werden.

Zusammenfassung

Mit dem stöchiometrischen Brennverfahren konnte ebenfalls ein sicherer Motorbetrieb dargestellt werden. Bedingt durch die maximale thermische Bauteilbelastbarkeit der Abgaskomponenten infolge der hohen Abgastemperaturen sowie der höheren Klopfneigung im $\lambda=1$ -Betrieb wurde jedoch nur ein effektiver Mitteldruck von max. 13,8 bar erreicht. Zur Minimierung der Klopfgefahr sollte die Brennraumgeometrie, z.B. durch Herabsetzung des Verdichtungsverhältnisses, an das Brennverfahren angepasst werden. Eine weitere Möglichkeit stellt die Rückführung von gekühltem Abgas in den Brennraum dar, welche sich auch senkend auf die Abgastemperatur und damit positiv auf den Bauteilschutz auswirkt. Trotz des teilweise eingeschränkten Betriebsbereichs weist die stöchiometrische Energieumsetzung erhebliche Vorteile ggü. dem Mager-Brennverfahren auf. Bedingt durch die hohen Verbrennungstemperaturen und schnellen Brennraten liegt die Methan-Konzentration am Austritt des Motors auf einem Niveau, welches bei dem gegebenen Temperaturniveau über einen Drei-Wege-Katalysator unterhalb des Zielgrenzwertes von $0,5 \text{ g/kWh}$ umgesetzt werden kann. Hinsichtlich der Kohlenmonoxid- und Stickoxidemissionen können die gesetzlichen Vorgaben mit dem Motorkonzept erfüllt werden. Bedingt durch die thermische Alterung des Drei-Wege-Katalysators über die Motorlaufzeit ist allerdings von einer Abnahme der Umsatzraten auszugehen. Daraus lässt sich ableiten, dass der Stickoxidgrenzwert von $0,4 \text{ g/kWh}$ nicht über die Lebensdauer des Motors einzuhalten ist. Aus diesem Grund müssen innermotorische Maßnahmen, z.B. AGR, getroffen werden, um das Niveau der Stickoxidemission soweit zu

senken, dass der Grenzwert auch mit Umsatzraten des Katalysators von $\leq 95\%$ eingehalten wird. In diesem Falle gilt es zu untersuchen, welchen Einfluss die AGR auf die Emission von Methan und dessen Umsatzrate über den Katalysator zur Folge hat. Neben dem höheren Potential zur Erfüllung der Abgasgrenzwerte weist das stöchiometrische Brennverfahren ggü. dem Magerbrennverfahren ebenfalls eine deutlich höhere Motorlaufruhe auf und ist damit sehr gut geeignet, den transienten Anforderungen von Landmaschinenmotoren zu genügen.

5.3 Einfluss der Abgasrückführung auf das stöchiometrische Brennverfahren

Die Untersuchung des Einflusses von Abgasrückführung auf das Betriebsverhalten des Motors wurden an dem in Abschnitt 4.1 beschriebenen Versuchsträger mit einem Verdichtungsverhältnis von $\epsilon=11$ und einem System zur gekühlten, externen HD-AGR vorgenommen. Dabei wird ein Teilmassenstrom des heißen Abgases vor der Turbine des Abgasturboladers entnommen und über einen mit Motorkühlwasser durchfluteten AGR-Kühler geführt. Im Anschluss daran wird das gekühlte Abgas vor der Drosselklappe dem Frischluftmassenstrom zugeführt. Die Menge der AGR ist abhängig vom Abgasdruck vor der Turbine des Turboladers und dem Druck vor der Drosselklappe sowie dem Öffnungsquerschnitt des AGR-Ventils.

Die Analyse zum Einfluss der AGR wird exemplarisch an einem Betriebspunkt mit einer Motordrehzahl von 1600 1/min und einem effektiven Mitteldruck von 6,8 bar (mittlerer Lastpunkt) veranschaulicht. Der Übersicht halber wird auf die Darstellung von AGR-Raten kleiner 10 % verzichtet. In der ersten Versuchsreihe ist der Zündwinkel (ZW) und in der zweiten Reihe die Schwerpunktlage der Verbrennung (ϕ_{50}) über eine Anpassung des Zündwinkels konstant gehalten worden. Die AGR-Rate wurde sukzessive bis zu einem Anstieg des Varianzkoeffizientens $Var K_{p_{mi,HD}} \approx 4\%$ erhöht. Abbildung 5.11 zeigt den Zylinderdruck- und Brennverlauf für drei AGR-Raten. Mit Erhöhung der AGR-Rate bei konstantem Zündwinkel sind eine Abnahme des Spitzendrucks sowie eine Verlagerung der Spitzendruckposition in Richtung UT zu verzeichnen. Dies ist die Folge der abnehmenden Durchbrenngeschwindigkeit mit einem späteren Brennbeginn und längeren Brenndauern bei gleichem Zündwinkel (vgl. Tabelle 5.3).

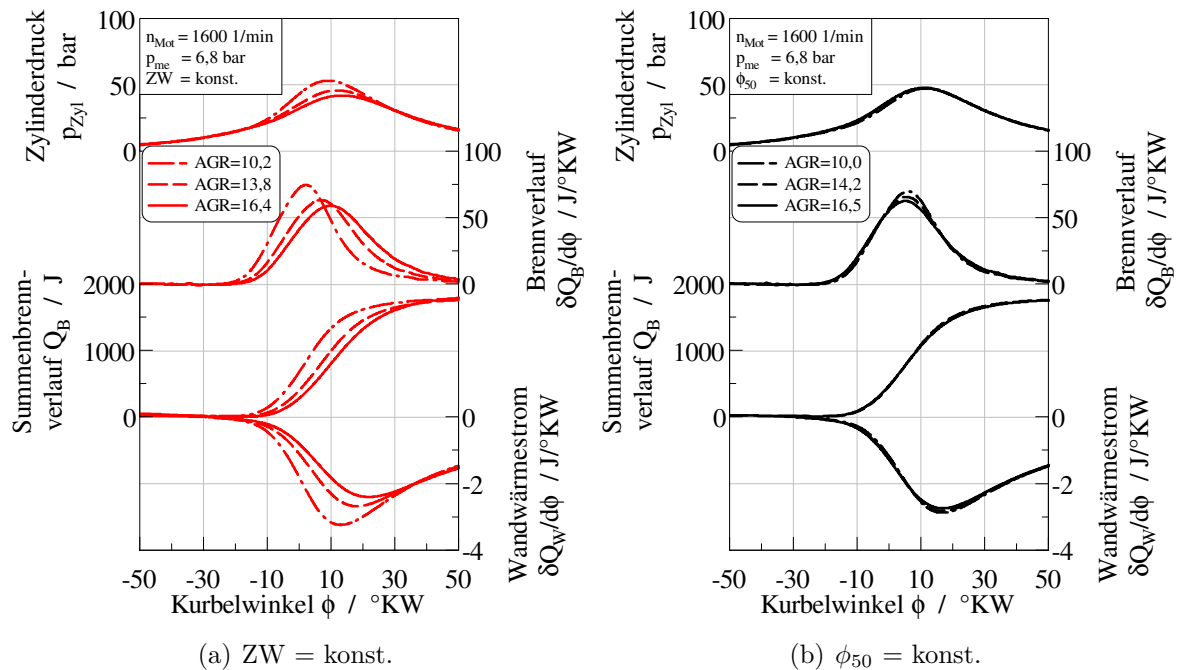


Abbildung 5.11: Einfluss der AGR auf den Zylinderdruck p_{Zyl} , den Brennvorgang $\delta Q_B/d\phi$ und Summenbrennverlauf Q_B sowie den Wandwärmestrom $\delta Q_W/d\phi$ bei konstantem Zündwinkel (ZW) bzw. bei konstanter Schwerpunktlage der Verbrennung (ϕ_{50})

Tabelle 5.3: Gegenüberstellung der Verbrennungskennwerte Zündwinkel ZW, Brennbeginn ϕ_{10} , Verbrennungsschwerpunkt ϕ_{50} , Brennende ϕ_{90} , Brenndauer ($\phi_{90}-\phi_{10}$) und Brennverzögerung ($\phi_{10}-ZW$) für drei AGR-Raten (10,2%, 13,8%, 16,4%) im stöchiometrischen Betrieb bei einer Drehzahl von $n_{Mot}=1600$ 1/min und einem konstanten Zündwinkel ZW

AGR-Rate %	ZW	ϕ_{10}	ϕ_{50}	ϕ_{90}	Brenndauer °KW n. ZOT	Brennverzögerung
10,2	-35,0	-11,4	3,2	20,2	31,6	23,6
13,8	-35,0	-8,1	8,4	26,8	34,9	26,9
16,4	-35,0	-5,6	12	31,6	37,2	29,4

Die Lage des Verbrennungsschwerpunktes verschiebt sich in Richtung größerer Brennraumvolumina, wodurch die Intensität der Energieumsetzung reduziert wird. Die Verringerung des Wandwärmestroms resultiert vorrangig aus den abnehmenden Brennraumtemperaturen (analog zu den Spitzendrücken). Durch eine Vorverschiebung des Zündwinkels kann die Lage des Verbrennungsschwerpunktes konstant gehalten werden. Dadurch zeigen sich ähnliche Zylinderdruck- und Brennverläufe bei Zunahme der AGR-Menge.

Infolge der gestiegenen Zylinderfüllung weist der Betrieb mit höheren AGR-Raten etwas höhere Druckverläufe während der Kompressionsphase auf. Aus der Darstellung des Brennverlaufs ist eine Abnahme der Intensität der Energieumsetzung zu erkennen. Bedingt durch die gestiegene Inertgasmasse bzw. Änderung der Stoffdaten mit zunehmender AGR zeigt sich eine minimale Verringerung des Wandwärmestroms (vgl. Abbildung 5.11). Der Brennbeginn und die Brenndauer nehmen minimal zu (siehe Tabelle 5.4).

Tabelle 5.4: Gegenüberstellung der Verbrennungskennwerte Zündwinkel ZW, Brennbeginn ϕ_{10} , Verbrennungsschwerpunkt ϕ_{50} , Brennende ϕ_{90} , Brenndauer ($\phi_{90}-\phi_{10}$) und Brennverzug ($\phi_{10}-\text{ZW}$) für drei AGR-Raten (10,0 %, 14,2 %, 16,5 %) im stöchiometrischen Betrieb bei einer Drehzahl von $n_{\text{Mot}}=1600$ 1/min und einer konstanten Schwerpunktlage der Verbrennung ϕ_{50}

AGR-Rate %	ZW	ϕ_{10}	ϕ_{50}	ϕ_{90} °KW n. ZOT	Brenndauer	Brennverzug
10,0	-30,9	-8,1	7,2	24,3	32,4	22,8
14,2	-36,0	-9,1	7,0	24,7	33,8	26,9
16,5	-38,8	-9,5	7,1	25,9	35,4	29,3

Bei Steigerung der AGR-Rate ist ausschließlich bei der Versuchsreihe mit konstanter Schwerpunktlage eine Zunahme des effektiven Motorwirkungsgrades zu verzeichnen (siehe Abbildung 5.12 oben). Grund dafür ist vorrangig die Minimierung des Ladungswechselverlustes. Durch die Entnahme eines Abgas-Teilmassenstroms vor Turbine (HD-AGR) wird der Abgasgegendruck reduziert. Auf der Frischgasseite wird dieser Abgasmassenstrom nach dem Verdichter dem Frischluftmassenstrom zugeführt. Die Drosselklappe dient hier als Mischorgan. Bei gleichem effektiven Mitteldruck erfordert dies ein Öffnen der Drosselklappe. Dadurch steigt der Ansaugdruck im Ladeluftsammler. Infolge des abgesenkten Abgasgegendrucks am Auslassventil und dem gesteigerten Ladedruck am Einlassventil (nach der Drosselklappe) liegt ein günstigeres Spülgefälle und damit auch ein geringerer Ladungswechselverlust vor. Neben der Entdrosselung wird durch die Erhöhung der AGR-Menge im Zylinder auch der Wandwärmeverlust vom Brenngas über die Brennraumwände in das Kühlwasser minimiert. Der Anteil an inert wirkendem Abgas im Zylinder führt zu einer Abnahme der Durchbrenngeschwindigkeit, einem Anstieg der thermischen Masse im Brennraum und zu einer Erhöhung der spezifischen Wärmekapazität (Anstieg von H_2O , CO_2 und N_2) der Zylinderfüllung. Alle drei Ergebnisse resultieren in der Absenkung der mittleren Brenngastemperaturen sowie in der Verringerung des Wandwärmestroms (vgl. Abbildung 5.11).

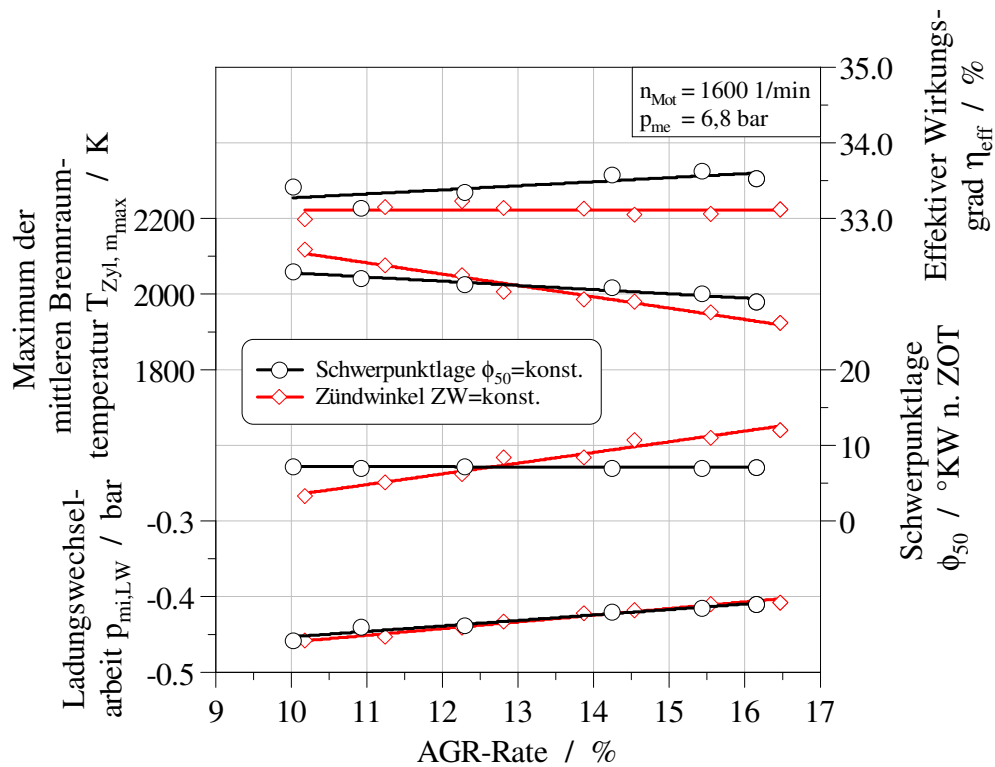


Abbildung 5.12: Darstellung des effektiven Wirkungsgrades η_{eff} , der maximalen mittleren Brennraumtemperatur $T_{Zyl, m_{max}}$, der Schwerpunktlage der Verbrennung ϕ_{50} sowie der indizierten Ladungswechselarbeit $p_{mi, LW}$ bei Variation der AGR-Rate bei einer konstanten Schwerpunktlage der Verbrennung ϕ_{50} bzw. einem konstanten Zündwinkel ZW

Die positiven Auswirkungen der verringerten Ladungswechsel- und Wandwärmeverluste infolge des erhöhten Inertgasanteiles auf den Wirkungsgrad gelten auch für die AGR-Versuche mit konstant gehaltenem Zündwinkel. Allerdings werden dadurch ausschließlich die Wirkungsgradverluste durch Verschiebung der Schwerpunktlage in Richtung des unteren Totpunktest bzw. Anstieg der Brenndauer kompensiert (Abbildung 5.12 bzw. 5.11 (a)).

Der Einfluss der AGR auf die Schadstoffemissionen ist für die beiden betrachteten AGR-Versuchsstrategien in Abbildung 5.13 dargestellt. Die Steigerung der AGR-Rate führt generell zu einer Verringerung der Stickoxidrohmission. Bei dem Versuch mit konstantem Zündwinkel zeigt sich ein steilerer Abfall der NO_x -Konzentration. Ursache ist die Überlagerung zweier Effekte. Auf der einen Seite wird durch die Zufuhr von AGR die Verbrennungstemperatur verringert und damit die Stickoxidentstehung gehemmt. Auf der anderen Seite verschiebt sich bei gleichbleibendem Zündwinkel die Lage der Verbrennung in Richtung größerer Brennraumvolumina. Dies führt zu einem Anstieg

der Brenndauer. Die Folge ist eine weitere Temperatursenkung, die in einer zusätzlichen Verringerung der Stickoxidentstehung resultiert. Hinsichtlich der Methanemission weisen die beiden betrachteten Messreihen einen moderaten Anstieg von CH_4 auf. Dabei zeigt die AGR-Variation mit konstantem Zündwinkel erwartungsgemäß infolge der zunehmenden Brenndauer und damit der stärker abfallenden Verbrennungstemperatur einen geringfügig steileren Anstieg auf (vgl. Abbildung 5.12).

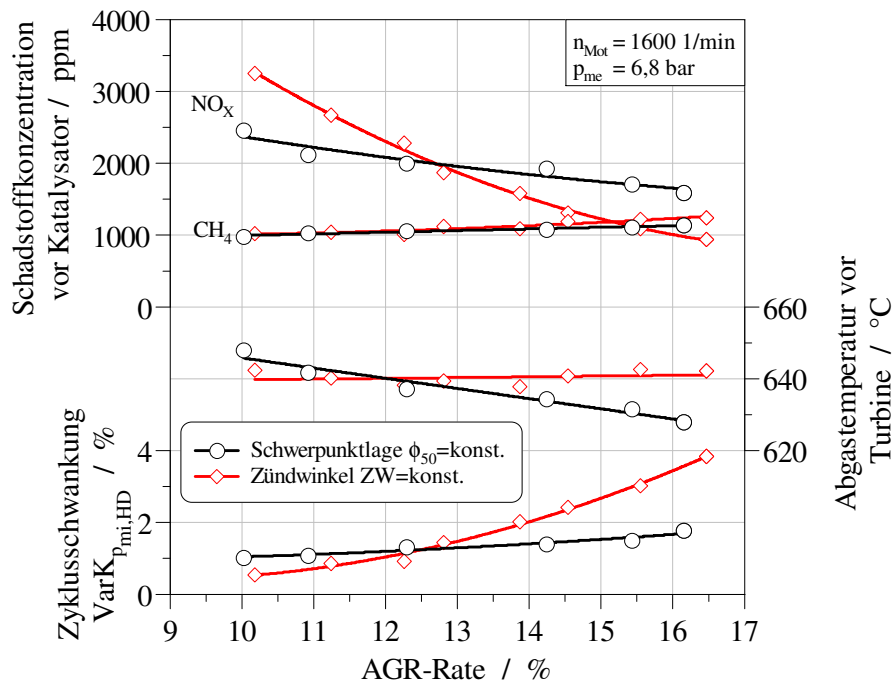


Abbildung 5.13: Darstellung der Schadstoffrohmissionen NO_x und CH_4 vor Katalysator, der Abgastemperatur vor Turbine sowie der Zyklusschwankung $\text{Var}K_{p_{\text{mi,HD}}}$ bei Variation der AGR-Rate bei einer konstanten Schwarpunktlage der Verbrennung ϕ_{50} bzw. einem konstanten Zündwinkel ZW

Als Resultat der Effizienzsteigerung mittels AGR kann für die Versuchsreihe mit konstanter Schwarpunktlage auch eine Verringerung der thermischen Bauteilbelastung erzielt werden. Mit Zunahme der AGR-Menge im Brennraum zeigt sich eine Abnahme der Abgastemperatur vor der Turbine. Bei der Versuchsreihe mit einem konstanten Zündwinkel bleibt die Abgastemperatur wie auch der effektive Wirkungsgrad auf gleichem Niveau. Auch hinsichtlich der Zyklusschwankung weist die Steigerung der Menge an rückgeführtem Abgas bei konstantem Verbrennungsschwerpunkt einen Vorteil auf. Der Anstieg der Zyklusschwankungen fällt mit zunehmender AGR vergleichsweise moderat aus und liegt bei einer AGR-Rate von 16 % mit $\text{Var}K_{p_{\text{mi,HD}}} \approx 2\%$ deutlich unterhalb

des Wertes der AGR-Variation mit konstantem Zündwinkel $Var K_{p_{mi,HD}} \approx 4\%$.

Zusammenfassung

Gegenüber dem stöchiometrischen Brennverfahren ohne AGR können durch die Rückführung von gekühltem Abgas in den Brennraum bei gleichzeitiger Anpassung des Zündwinkels erhebliche Vorteile erzielt werden. Im Vordergrund steht dabei die Verringerung der Stickoxidentstehung. Darüber hinaus kann durch die Minderung der Ladungswechsel- und Wandwärmeverluste eine Steigerung des Motorwirkungsgrades erreicht werden. Infolge der zusätzlichen, inerten Zylinderladung sinkt die Abgastemperatur im gesamten Betriebsbereich und damit auch die thermische Bauteilbelastung. Dadurch besteht die Möglichkeit, den effektiven Mitteldruck gegenüber dem Brennverfahren ohne AGR anzuheben. Bei den dargelegten Vorteilen weist der Motorbetrieb mit AGR einen Nachteil hinsichtlich des Methanausstoßes auf. Mit Steigerung der Menge an zurückgeführtem Abgas ist ein moderater Anstieg der CH_4 -Emission festzustellen. Am Beispiel eines mittleren Motorlastpunktes ($n_{Mot} = 1600 \text{ 1/min}$, $p_{me} = 6,8 \text{ bar}$) sind die Vor- und Nachteile der Abgasrückführung bei einer stöchiometrischen Verbrennung in Abbildung 5.14 gegenübergestellt.

Infolge der innermotorsichen Stickoxidsminderung durch die AGR kann über einen Drei-Wege-Katalysator mit technisch darstellbaren Umsatzraten von mindestens 90 % der Stickoxidausstoß auf unter $0,4 \text{ g/kWh}$ gesenkt werden. Damit kann die aktuell und zukünftig geltende Abgasgesetzgebung für den Bereich der Non-Road-Motoren eingehalten werden. Gleiches gilt auch für den Methanausstoß. Mittels am Markt verfügbarer Drei-Wege-Katalysatoren (Umsatzraten $\geq 90\%$) kann der Grenzwert von $0,5 \text{ g/kWh}$ eingehalten werden.

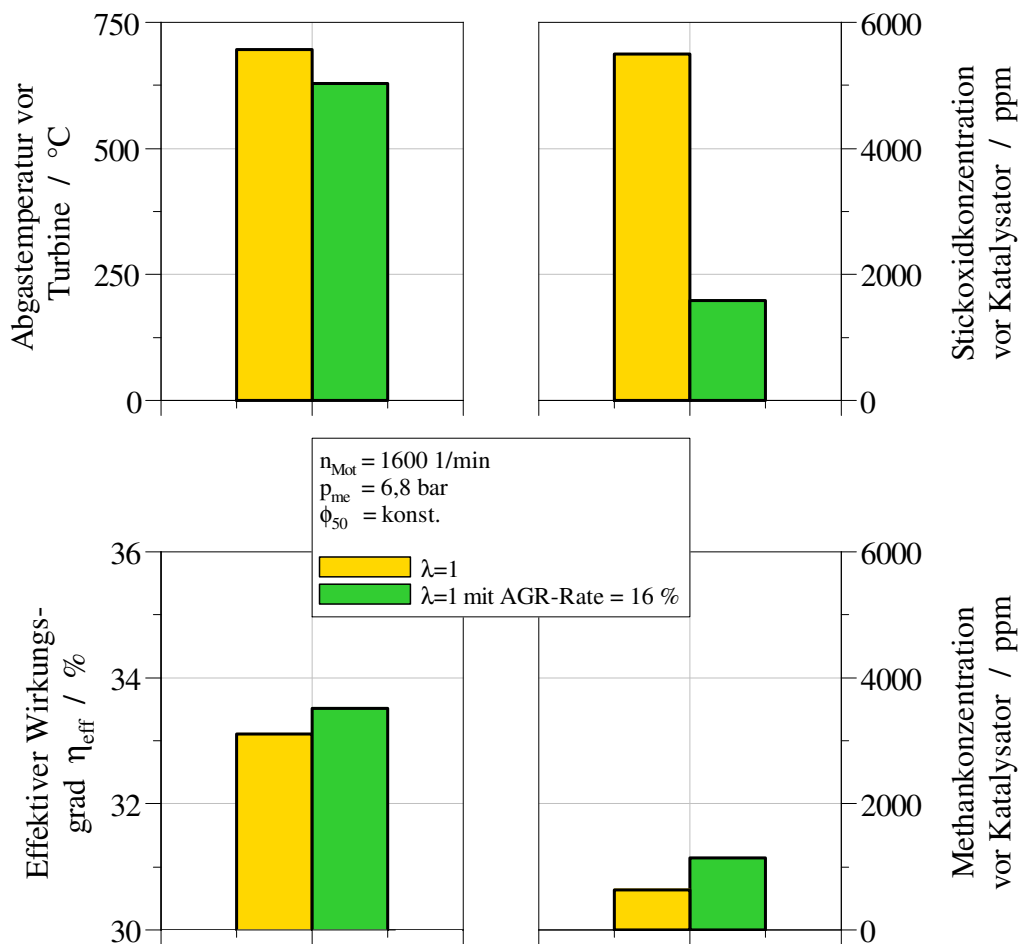


Abbildung 5.14: Gegenüberstellung des Motorbetriebsverhaltens (Effektiver Wirkungsgrad η_{eff} , Abgastemperatur vor Turbine, die NO_x - und CH_4 -Konzentrationen vor Katalysator) bei stöchiometrischer Verbrennung ohne bzw. mit AGR bei einem Verdichtungsverhältnis $\epsilon=11$

5.4 Applikationsvorschlag für ein stöchiometrisches Brennverfahren mit Abgasrückführung

Auf Grund der in Abschnitt 5.3 dargestellten Vorteile durch die Verwendung einer gekühlten, externen HD-AGR im stöchiometrischen Motorbetrieb wird in diesem Kapitel ein Vorschlag für eine derartige Motorapplikation des Versuchsträgers vorgestellt. Durch die Senkung der Abgastemperatur als eine Folge der gekühlten Abgasrückführung konnte mit $P_{\text{Mot}}=89\text{ kW}$ eine deutliche höhere Kupplungsleistung des Motors gegenüber dem stöchiometrischen Brennverfahren ohne AGR erzielt werden ($P_{\text{Mot}}=67\text{ kW}$). Auch der maximale effektive Mitteldruck konnte durch die klopfmindernde Eigenschaft der gekühlten AGR als auch durch Absenkung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses von $p_{\text{me}}=13,8\text{ bar}$ auf $p_{\text{me}}=15,7\text{ bar}$ angehoben werden.

Der durch die Verringerung des Verdichtungsverhältnisses prinzipbedingte Wirkungsgradnachteil konnte infolge der effizienzsteigenden Eigenschaften der AGR nahezu im gesamten Kennfeldbereich des Motors kompensiert werden. Der Motorwirkungsgrad liegt daher auf gleichem Niveau wie bei dem stöchiometrischen Brennverfahren ohne AGR und einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von $\epsilon=13$. Der höchste effektive Wirkungsgrad von $\eta_{\text{eff}}=37,0\%$ wurde mit dem AGR-Brennverfahren im Betriebspunkt mit maximalem effektivem Mitteldruck erreicht ($p_{\text{me}}=15,7\text{ bar}$ bei $n_{\text{Mot}}=1300\text{ 1/min}$, vgl. Abbildung 5.15).

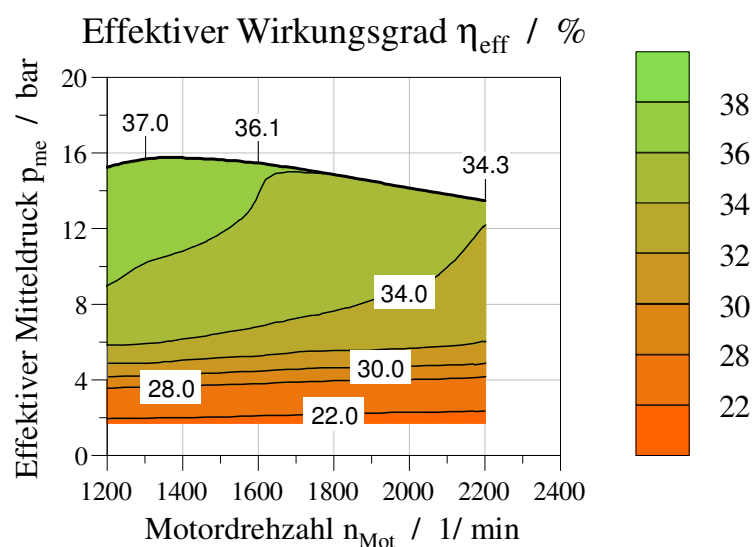


Abbildung 5.15: Kennfeld des effektiven Wirkungsgrades η_{eff} des monovalenten Erdgasmotors mit stöchiometrischem Brennverfahren und gekühlter, externer HD-AGR

Als Folge der Quantitätsregelung des Motors führt eine Abnahme des Mitteldrucks zu einer Drosselung der Luftzufuhr und damit auch zur Abnahme des Motorwirkungsgrades. Auch ein Anstieg der Motordrehzahl führt zu einem Abfall des Wirkungsgrades, der jedoch deutlich geringer ausfällt.

Bedingt durch die höheren Inertgasanteile und damit einhergehenden Abnahme der Flammengeschwindigkeit sind die Zündwinkel deutlich früher ($>10^\circ\text{KW}$) bei gleicher Schwerpunktlage der Verbrennung von $\phi_{50} \approx 7,5^\circ\text{KW}$ n. ZOT gegenüber dem Brennverfahren ohne AGR gewählt worden (Abbildung 5.16). Lediglich im Bereich niedriger Drehzahlen und hohem effektiven Mitteldruck wurde die Schwerpunktlage der Verbrennung durch eine spätere Zündung in Richtung höherer Brennraumvolumina verschoben. Damit konnte einer beginnenden klopfenden Verbrennung entgegengewirkt werden.

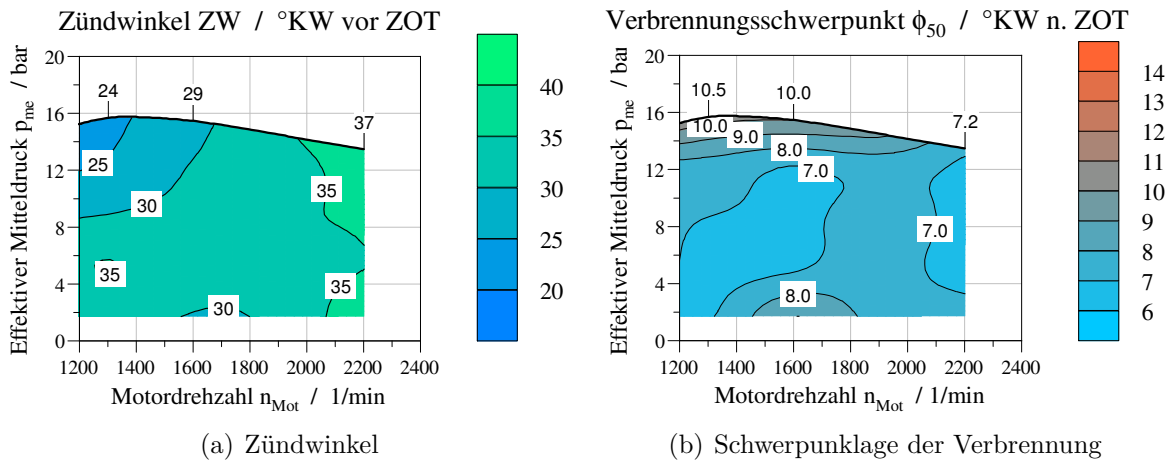


Abbildung 5.16: Kennfeld des Zündwinkels ZW und der Schwerpunktlage der Verbrennung ϕ_{50} des monovalenten Erdgasmotors beim stöchiometrischen Brennverfahren und gekühlter, externer HD-AGR

Hinsichtlich der Zyklusschwankungen zeigt das $\lambda=1$ -Brennverfahren mit AGR geringfügige Nachteile gegenüber der Verbrennung ohne zusätzliches Inertgas. Der Varianzkoeffizient des indizierten Mitteldrucks der Hochdruckphase liegt nahezu im gesamten Motorenkennfeld unterhalb von $VarK_{p_{mi,HD}} \leq 1,5\%$ (Abbildung 5.17). Damit weist auch dieses Brennverfahren eine hohe Laufruhe und geringe Zyklusschwankungen auf. Ausschließlich im Bereich der unteren Teillast bzw. im Bereich des Leerlaufs führt die rückgeführte Abgasmenge zu einem Anstieg der Zyklusschwankungen über den Zielwert von $VarK_{p_{mi,HD}} \leq 4\%$.

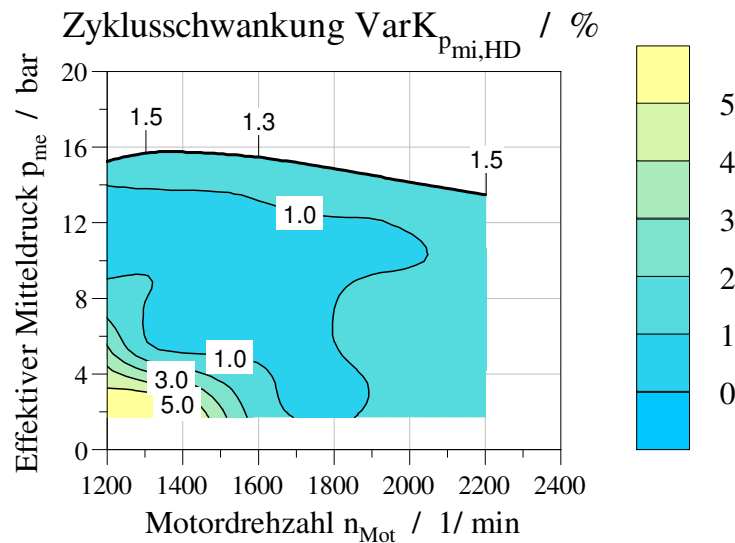


Abbildung 5.17: Kennfeld des Varianzkoeffizienten des indizierten Mitteldrucks der Hochdruckphase ($VarK_{p_{mi,HD}}$) zur Beurteilung der Zyklusschwankungen beim monovalenten Erdgasmotors mit stöchiometrischem Brennverfahren und gekühlter, externer HD-AGR

Als Folge des höheren Inertgasanteils und der Absenkung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses liegen die Verbrennungstemperaturen beim Brennverfahren mit AGR auf einem niedrigeren Niveau. Als indirekter Indikator dienen hierzu die Daten der maximalen mittleren Brennraumtemperatur aus der Druckverlaufsanalyse (siehe Abbildung A.5). Wegen der geringeren Verbrennungstemperaturen mit AGR ist die Stickoxidbildung gehemmt. Als Resultat ergibt sich eine NO_X -Konzentration im Rohabgas innerhalb eines Bereiches von 2000 ppm bis 3000 ppm (siehe Abbildung 5.18). Das Stickoxidniveau liegt im Vergleich zu dem Energieumsatz ohne AGR erheblich niedriger. Der Anstieg des Stickstoffmonoxids als Folge höherer Verbrennungstemperaturen bei Steigerung des effektiven Mitteldrucks (vgl. Abbildung 5.9(b)) konnte durch die Applikation der AGR-Menge weitestgehend kompensiert werden.

In Abbildung 5.18 sind weiterhin die Kohlenmonoxid- und Methankonzentration im Rohabgas sowie die Abgastemperatur vor der Turbine dargestellt. Das Niveau der CO -Konzentration liegt für dieses Brennverfahren niedriger als beim $\lambda=1$ -Brennverfahren ohne AGR. Ursache ist die leichte Anhebung des Verbrennungsluftverhältnisses (vgl. Abbildung A.6). Das Verbrennungsluftverhältnis wurde für beide Brennverfahren über das Motorsteuergerät derart vorgegeben, dass ausreichend Kohlenmonoxid für die Reduktion des Stickstoffmonoxides über den Drei-Wege-Katalysator zur Verfügung steht. Aufgrund der niedrigeren Stickoxidentstehung durch die Rückführung von gekühltem

Abgas konnte über die minimale Anhebung des Verbrennungsluftverhältnisses das Niveau der CO-Konzentration abgesenkt werden.

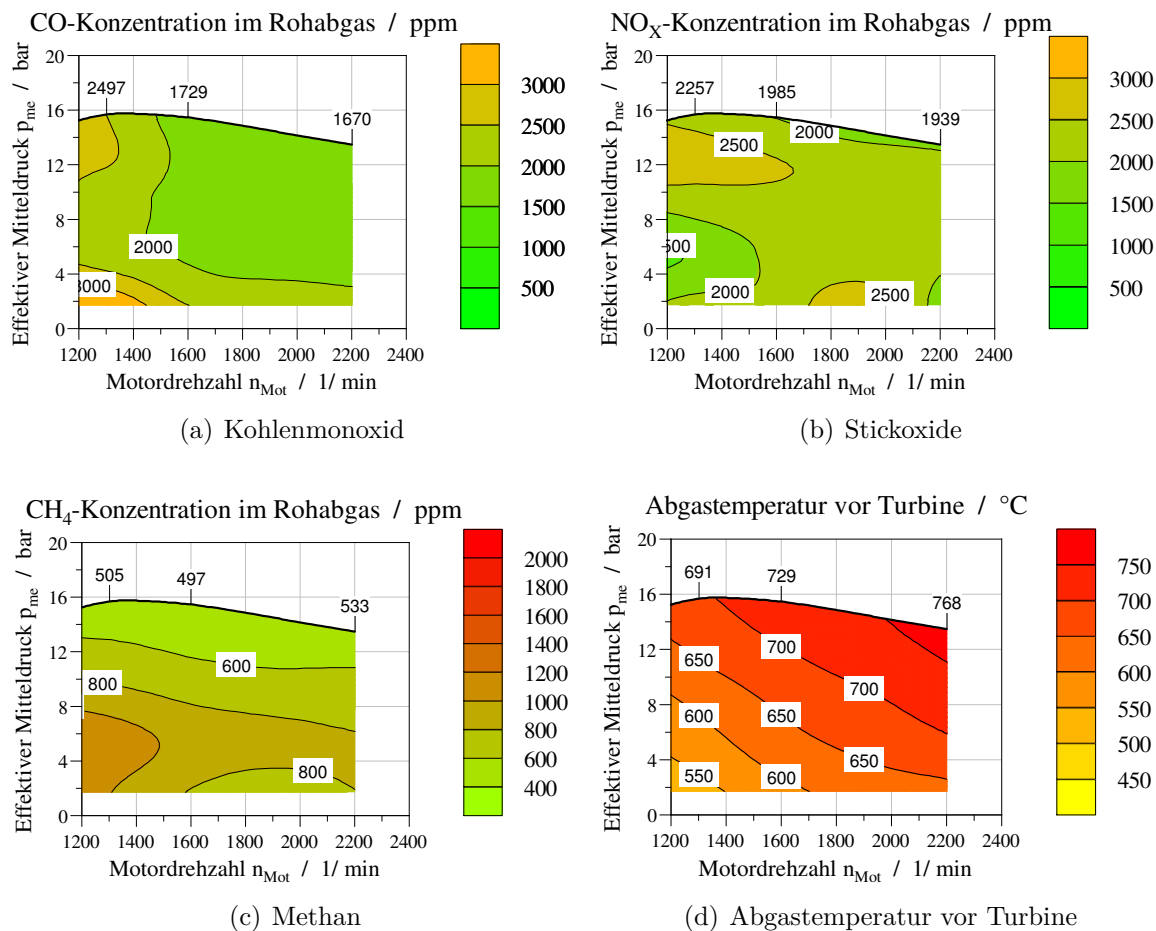


Abbildung 5.18: Kennfeld der Schadstoffemissionen Kohlenmonoxid (a), Stickoxide (b) und Methan (c) sowie der Abgastemperatur vor Turbine (d) des monovalenten Erdgasmotors mit stöchiometrischem Brennverfahren und gekühlter, externer HD-AGR

Die Methankonzentration im Rohabgas ist auf einem ähnlichen Niveau wie bei dem Verbrennungsprozess ohne AGR. Der Anstieg an CH_4 im Rohabgas als Folge des höheren Inertgasanteil konnte durch die minimale Anhebung des Verbrennungsluftverhältnisses kompensiert werden. Damit liegt die Methanrohmission in einem Bereich, in dem bei den gegebenen Abgastemperaturen eine Umsetzung über den Drei-Wege-Katalysator (methanoptimiert) unterhalb des Grenzwertes von 0,5 g/kWh möglich ist. Als kritisch stellt sich wiederum der Niedriglast- bzw. Leerlaufbereich des Motors heraus. Hier liegt die höchste CH_4 -Konzentration im Rohabgas bei gleichzeitig niedrigster Abgastemperatur vor.

Die Abgastemperatur vor der Turbine liegt im gesamten Kennfeldbereich zwischen 25 °C und 30 °C niedriger gegenüber der stöchiometrischen Energieumsetzung ohne AGR. Damit fallen auch die thermischen Belastungen der Motorkomponenten im Abgasstrang niedriger aus. Im Nennleistungspunkt liegt die höchste Abgastemperatur mit 768 °C vor. Eine weitere Leistungssteigerung und damit einhergehenden höheren Abgastemperaturen konnte aufgrund des Bauteilschutzes des Abgassammlers nicht umgesetzt werden.

In Abbildung 5.19 sind in Analogie zu den vorhergehenden vorgestellten Brennverfahren der Zylinderdruck-, Brenn- und Summenbrennverlauf für drei effektive Mitteldrücke bei einer Drehzahl von $n_{\text{Mot}}=1600 \text{ 1/min}$ dargestellt.

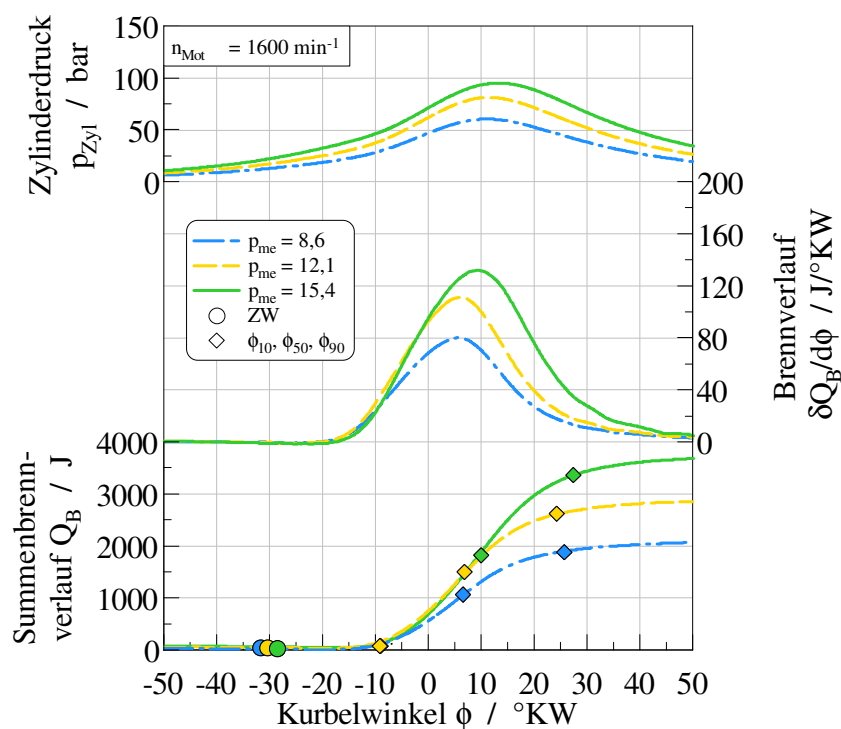


Abbildung 5.19: Darstellung des Zylinderdrucks p_{Zyl} , des Brennverlaufs $\delta Q_B/d\phi$ sowie Summenbrennverlaufs Q_B mit Angabe des Zündwinkels, des Brennbeginns ϕ_{10} , des Verbrennungsschwerpunktes ϕ_{50} und des Brennendes ϕ_{90} für das stöchiometrische Brennverfahren mit gekühlter, externer HD-AGR bei einer Drehzahl von $n_{\text{Mot}}=1600 \text{ 1/min}$ und effektiven Mitteldrücken von $p_{\text{me}}=8,6 \text{ bar}$, $12,1 \text{ bar}$ und $15,4 \text{ bar}$

Bei vergleichbarer Schwerpunktlage der Verbrennung wurden die Zündungen bei dem $\lambda=1$ -Konzept mit AGR im Vergleich zu dem Brennverfahren ohne AGR generell früher eingeleitet. Der Grund dafür liegt in der geringeren Flammengeschwindigkeit und daraus resultierenden längeren Brennverzügen ($\gg 14^{\circ}\text{KW}$) sowie Brenndauern ($\gg 25^{\circ}\text{KW}$)

im Vergleich zur stöchiometrischen Energieumsetzung ohne das Vorhandensein von zusätzlichem Inertgas. Die Verbrennungskennwerte sind in Tabelle 5.5 dargestellt.

Tabelle 5.5: Gegenüberstellung der Verbrennungskennwerte Zündwinkel ZW, Brennbeginn ϕ_{10} , Verbrennungsschwerpunkt ϕ_{50} , Brennende ϕ_{90} , Brenndauer ($\phi_{90}-\phi_{10}$) und Brennverzug ($\phi_{10}-\text{ZW}$) für drei Lastpunkte ($p_{\text{me}}=8,6$ bar, 12,1 bar und 15,4 bar) im stöchiometrischen Betrieb mit gekühlter, externer HD-AGR bei einer Drehzahl von $n_{\text{Mot}}=1600$ 1/min

p_{me} bar	ZW	ϕ_{10}	ϕ_{50}	ϕ_{90} °KW n. ZOT	Brenndauer	Brennverzug
8,6	-31,7	-8,9	6,7	25,8	34,4	22,8
12,1	-30,4	-9,1	6,9	24,4	33,6	21,3
15,4	-28,6	-7,0	10,0	27,5	34,5	21,6

Mit Steigerung des effektiven Mitteldruck von $p_{\text{me}}=8,6$ bar auf $p_{\text{me}}=12,1$ bar wurde der Zündwinkel weiter in Richtung des oberen Totpunktes verschoben. Dadurch konnte die Schwerpunktlage trotz höherer Brennraumtemperaturen und damit einhergehenden höheren Flammengeschwindigkeiten konstant gehalten werden. Der Anstieg der Flammengeschwindigkeit ist aus der Abnahme des Brennverzuges als auch der Brenndauer ableitbar. Bei Steigerung des effektiven Mitteldrucks auf $p_{\text{me}}=15,4$ bar wurde die Zündung deutlich später eingeleitet. Durch die damit verbundene Verlagerung der Verbrennung in Richtung eines größeren Brennraumvolumens wurde eine klopfende Verbrennung unterbunden. Die Schwerpunktlage liegt für diesen Betriebspunkt bei $\phi_{50}=10,0$ °KW n. ZOT. Die spätere Brennlage führt zu geringeren Brennraumtemperaturen und zur Abnahme der Flammengeschwindigkeit. Daraus folgen die leichten Anstiege des Brennverzuges und der Brenndauer.

Zusammenfassung

Durch die Verwendung eines Systems für die Umsetzung einer gekühlten, externen HD-AGR konnte ein stöchiometrisches Brennverfahren an dem Versuchsträger abgebildet werden, welches erhebliche Vorteile gegenüber dem Mager- und dem $\lambda=1$ -Brennverfahren ohne AGR bietet. In Verbindung mit der Absenkung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses auf $\epsilon=11$ konnte eine Steigerung des effektiven Mitteldrucks über das gesamte Motordrehzahlband erreicht werden. Mit diesem Motorkonzept ist ein maximaler effektiver Mitteldruck von $p_{\text{me}}=15,7$ bar und eine effektive Motorleistung von $P_{\text{Mot}}=89$ kW erreicht worden. Darüber hinaus konnte eine Absenkung der Abgastemperaturen und damit einhergehenden Verringerung der thermischen Bauteilbelastung bei gleicher spezifischer Zylinderleistung gegenüber dem stöchiometrischen Motorbetrieb

ohne AGR erzielt werden. Durch entsprechend hohe AGR-Raten konnte die Stickoxidstehung während der Verbrennung signifikant verringert werden. Der Anstieg der Methanemission konnte durch eine geringfügige Anhebung des Verbrennungsluftverhältnisses kompensiert werden. Generell liegt die Rohemission der gesetzlichen limitierten Schadstoffe als auch des Methans auf einem Niveau, welches über einen Drei-Wege-Katalysator (methanoptimiert) unterhalb der aktuell und zukünftig geltenden Grenzwerten bzw. des Zielgrenzwertes ($0,5 \text{ g/kWh CH}_4$) verringert werden kann. Ausgenommen vom Motorbetrieb im Bereich des Leerlaufs weist der Applikationsvorschlag geringe Zyklusschwankungen auf. Bei niedrigen Drehzahlen und Teillast müssen Maßnahmen getroffen werden, um die Verbrennungsstabilität durch z.B. eine Anpassung der Brennraumgeometrie (kompakter Brennraum mit Tumbleströmung) zu erhöhen um die Wirkungsgradvorteile durch Abgasrückführung optimal ausnutzen zu können.

5.5 Gegenüberstellung der Motorenkonzepte im Erdgas- und Dieselbetrieb

Zur Optimierung des stöchiometrischen Otto-Gas-Brennverfahrens wurden systematische Untersuchungen zum Einfluss der Abgasrückführung durchgeführt. Im Folgenden wird das Potential des Gasmotorenkonzeptes gegenüber dem des Referenz-Dieselmotors dargestellt. Die technischen Daten beider Motorenkonzepte sind aus Tabelle 5.6 zu entnehmen.

Tabelle 5.6: Gegenüberstellung der Motorenkonzepte: DEUTZ TCD 3.6 L4 und entwickelter Otto-Gas-Motor

	Deutz TCD 3.6 L4	Gas-Motorenkonzept
Verdichtungsverhältnis ϵ	18,1:1	11:1
Verbrennungsluftverhältnis λ	$\gg 1$	1
Zündsystem	Selbstzünder	Fremdzünder
Abgasrückführung	gekühlte, externe HD-AGR	
Abgasturbolader (Wastegate)	mechanisch-pneumatisch	mechanisch-elektrisch
Abgasnachbehandlungssystem	DOC	Drei-Wege-Katalysator

Der Übergang von einer dieselmotorischen Verbrennung mit Luftüberschuss zu einem stöchiometrischen Otto-Gas-Brennverfahren zeigt neben der unterschiedlichen Drehmomentendachkurve eine erhebliche Auswirkung auf den durchgesetzten Luftmassenstrom, die Energieumsetzung und die Abgastemperatur des Motors. Bezogen auf den Dieselmotorbetrieb wird bei dem Otto-Gasmotor wesentlich weniger Luft durch den Motor geführt

(Abbildung 5.20 (a) und (b)).

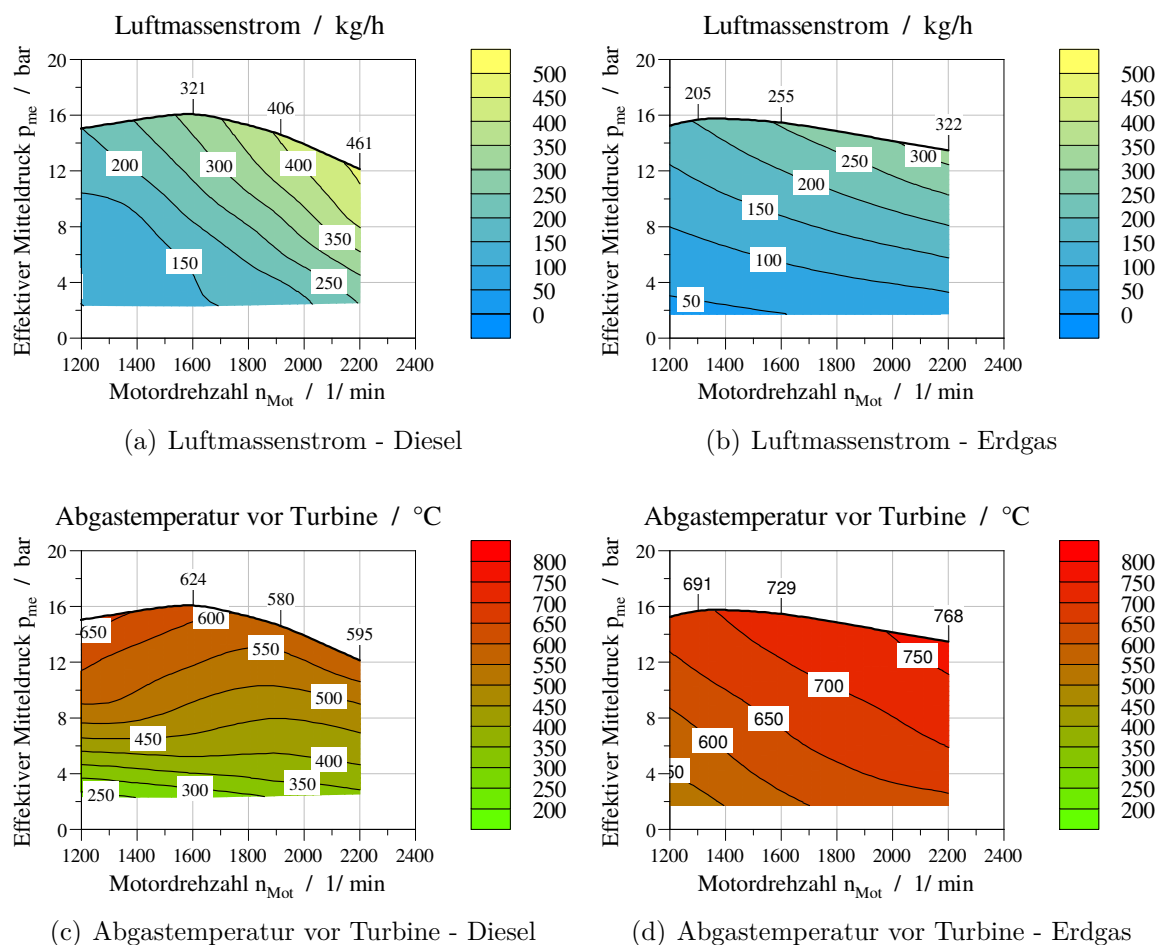


Abbildung 5.20: Gegenüberstellung des Luftmassenstroms (oben) und der Abgastemperatur vor Turbine (unten) des Diesel- (links) und Gasmotors (rechts)

Der maximal erreichte effektive Mitteldruck liegt für das Gasmotorenkonzept mit $p_{me}=15,6$ bar etwas niedriger als im Dieselmotorbetrieb mit $p_{me}=16,0$ bar. Die Motornennleistung konnte dagegen von 80 kW auf 89 kW ($p_{me}=13,4$ bar bei n_{Mot} 2200 1/min) angehoben werden. Mit dem Anstieg der Motordrehzahl bei konstantem Mitteldruck steigt der Luftmassenstrom bei beiden Motoren an. Der Dieselmotor weist jedoch einen größeren Anstieg des Luftdurchsatzes auf, da das Verbrennungsluftverhältnis im Gegensatz zum Gasmotor über die Motordrehzahl zunimmt (siehe Abbildung A.7 im Anhang). Infolge der erhöhten Luftmenge im Brennraum wird zum einen die Bildung von Ruß und Partikeln gehemmt und zum anderen die thermische Bauteilbelastung durch die erhöhte Masse im Brennraum verringert. Das Verbrennungsluftverhältnis im Gasbetrieb ist dagegen im gesamten Kennfeld konstant ($\lambda=1$ -Brennverfahren). Als Folge des stöchio-

metrischen Verbrennungsluftverhältnisses liegt die Abgastemperatur des Gasmotors auf einem signifikant höherem Niveau (vgl. Abbildung 5.20 (c) und (d)). Daraus kann eine deutlich höhere thermische Bauteilbelastung der Motorenkomponenten insbesondere im Abgaspfad abgeleitet werden. Die Spitzentemperatur wird im Nennleistungspunkt erreicht ($\approx 770^\circ\text{C}$). Der Anstieg der Abgastemperatur mit zunehmendem effektiven Mitteldruck fällt im Gegensatz zum Dieselmotor, mit abnehmenden Verbrennungsluftverhältnis moderat aus. Bei Anstieg der Motordrehzahl nimmt die Abgastemperatur im Gasbetrieb ebenfalls zu. Der Dieselmotor zeigt hier im Bereich von mittleren bis hohen Lasten teilweise abnehmende Abgastemperaturen infolge des zunehmenden Luftüberschusses.

Die beschriebenen, deutlich voneinander abweichenden Betriebsbedingungen der beiden Motorenkonzepte sind das Resultat der unterschiedlichen Energieumsetzungsprozesse eines fremdgezündeten Gasmotors mit einer Flammenfrontverbrennung und einem Dieselmotor mit einer diffusionsgesteuerten Verbrennung. Für den Vergleich des Zylinderdrucks und der Energieumsetzung beider Brennverfahren werden exemplarisch zwei Betriebspunkte aus dem C1-Test für Non-Road-Fahrzeuge dargestellt ($p_{\text{me}}=8,6$ bar bzw. $p_{\text{me}}=12,1$ bar bei $n_{\text{Mot}}=1600$ 1/min). In Abbildung 5.21 sind die Ergebnisse für den Mittellastpunkt ($p_{\text{me}}=8,6$ bar) präsentiert.

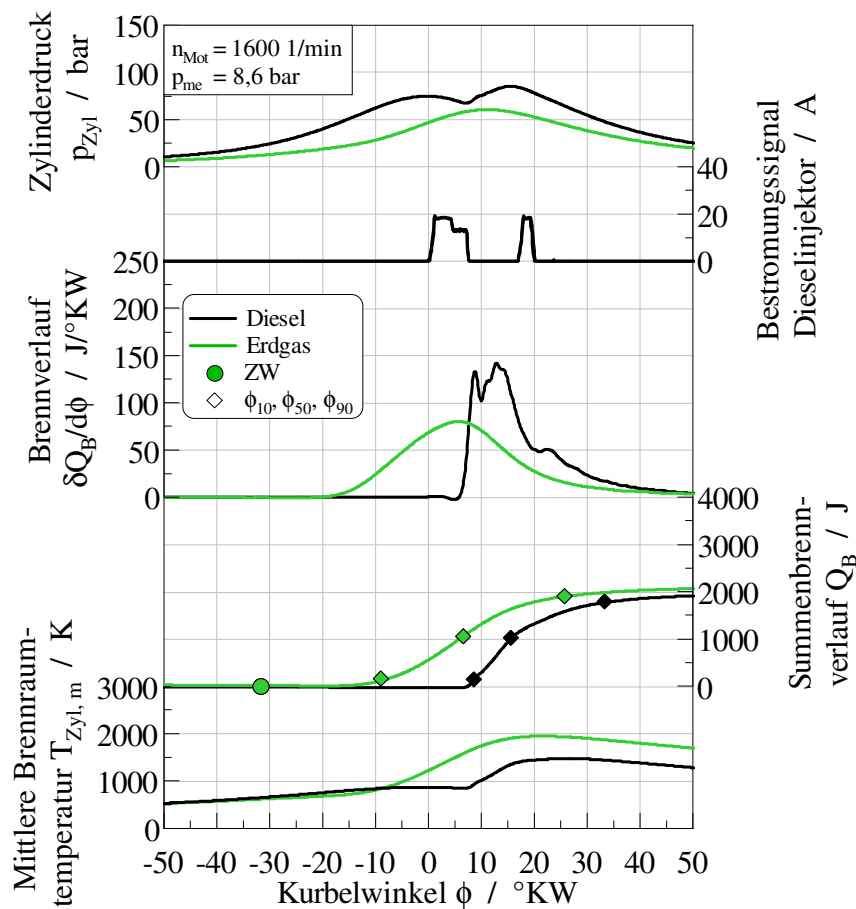


Abbildung 5.21: Gegenüberstellung des Zylinderdrucks p_{Zyl} , des Bestromungssignals des Diesel-Injektors, des Brennverlaufs $\delta Q_B/d\phi$, des Summenbrennverlaufs Q_B , des Zündwinkels ZW, der Verbrennungskenngrößen Brennbeginn ϕ_{10} , Schwerpunktlage der Verbrennung ϕ_{50} und Brennende ϕ_{90} sowie der mittleren Brennraumtemperatur $T_{\text{Zyl},m}$ im Diesel- und Erdgasbetrieb ($\lambda=1$ mit AGR, $\epsilon=11$) bei einer Drehzahl von $n_{\text{Mot}}=1600 \text{ 1/min}$ und einem effektiven Mitteldruck von $p_{\text{me}}=8,6 \text{ bar}$

Bedingt durch das stöchiometrische Verbrennungsluftverhältnis bzw. der geringeren Zylinderladung und das niedrigere geometrische Verdichtungsverhältnis weist das Gas-Brennverfahren gegenüber dem Diesel-Brennverfahren einen geringen Zylinderdruck innerhalb der Kompression- und Verbrennungsphase auf. Auch der Prozess der Kraftstoffenergieumsetzung $\delta Q_B/d\phi$ bzw. der Brennfunktionen Q_B unterscheidet sich bei beiden Konzepten erheblich. Beim betrachteten Betriebspunkt wird die Zündung im Gasbetrieb vor dem oberen Totpunkt bei $-31,7^{\circ}\text{KW}$ n. ZOT über die Zündkerze eingeleitet (vgl. Tabelle 5.7).

Tabelle 5.7: Gegenüberstellung der Verbrennungskennwerte Zündwinkel ZW, Bestromungsbeginn am Diesel-Injektor BB, Brennbeginn ϕ_{10} , Verbrennungsschwerpunkt ϕ_{50} , Brennende ϕ_{90} , Brenndauer ($\phi_{90}-\phi_{10}$), Brennverzögerung ($\phi_{10}-\text{ZW}$), Zündverzögerung ($\phi_{10}-\text{BB}$) sowie das Maximum der mittleren Brennraumtemperatur $T_{\text{Zyl,m,max}}$ bei einem effektiven Mitteldruck von $p_{\text{me}}=8,6$ bar im Diesel- bzw. Gasbetrieb bei einer Drehzahl von $n_{\text{Mot}}=1600$ 1/min

		Deutz TCD 3.6 L4	Gas-Motorenkonzept
BB	°KW n. ZOT	0,4	-
ZW	°KW n. ZOT	-	-31,7
ϕ_{10}	°KW n. ZOT	8,6	-8,9
ϕ_{50}	°KW n. ZOT	15,6	6,7
ϕ_{90}	°KW n. ZOT	33,4	25,8
Brenndauer	°KW	24,8	34,7
Brennverzögerung	°KW	-	22,8
Zündverzögerung	°KW	8,2	-
$T_{\text{Zyl,m,max}}$	K	1467	1936

Im Anschluss daran bildet sich ein annähernd laminarer Flammenkern aus, welcher infolge der vorliegenden turbulenten Strömung aus der Ladungsbewegung einen turbulenten Zustand annimmt. Die Flammenfront wird zunehmend gefaltet, wodurch die Reaktionsoberfläche stark zunimmt und damit die Verbrennungsgeschwindigkeit ansteigt. Nach einem Brennverzögerung von $22,8^\circ\text{KW}$ wird eine erste signifikante Energieumsetzung festgestellt. Dieser Punkt, als Brennbeginn ϕ_{10} definiert, liegt im Gasbetrieb vor dem oberen Totpunkt ($-8,9^\circ\text{KW n. ZOT}$). Nachfolgend steigt die Brennrate $\delta Q_B/d\phi$ moderat auf einen Spitzenwert von $\approx 80 \text{ J}/^\circ\text{KW}$ und sinkt anschließend moderat auf Null ab. Der Brennverlauf zeigt eine annähernd symmetrische Funktion, welche typisch für Ottomotoren ist. Die Integration der Brennrate ergibt den Summenbrennverlauf bzw. die Brennfunktion Q_B . Diese Prozessgröße gibt den Verlauf der Brenngeschwindigkeit wieder. Gegenüber dem Dieselprozess findet die Verbrennung im Gasbetrieb schon weit vor dem oberen Totpunkt statt (siehe Brennbeginn). Die Brenngeschwindigkeit steigt dann mäßig bis zum Erreichen der Schwerpunktlage der Verbrennung ($\phi_{50} \approx 7^\circ\text{KW n. ZOT}$) an. Danach sinkt die Geschwindigkeit wieder mäßig ab. Die Brenndauer ($\phi_{90}-\phi_{10}$) ist mit $34,7^\circ\text{KW}$ ca. 55 % länger als im Dieselpetrieb ($22,4^\circ\text{KW}$). Infolge der stöchiometrischen Verbrennung mit einem Brennbeginn weit vor dem oberen Totpunkt weist das Gasbrennverfahren ein sehr hohes Niveau der mittleren Brennraumtemperatur (aus Ein-Zonen-Modell) auf. Während des Energieumsetzungsprozesses steigt die Temperatur auf bis zu 1936 K an.

Bei dem Dieselmotor wird ausschließlich Luft verdichtet. Die Kraftstoffeinbringung

in den Brennraum findet in diesem Motorbetriebspunkt erst nahe dem oberen Totpunkt statt. Als Indikator wird das Bestromungssignal des Dieselinjektors (Zylinder 1) herangezogen. In Abhängigkeit des Kraftstoff-Speicherdrucks, der Trägheit der bewegten Massen im Injektor sowie die Drosselquerschnitte in den Kraftstoffzu- und Ablaufquerschnitten am Injektor findet die reale Einspritzung des Kraftstoffs in den Zylinder mit einer Verzögerung von mehreren $100\text{ }\mu\text{s}$ ($100\text{ }\mu\text{s} \approx 1^\circ\text{KW}$ bei $n_{\text{Mot}}=1600\text{ 1/min}$) statt. Für den betrachteten Betriebspunkt liegt der Bestromungsbeginn bei $0,4^\circ\text{KW}$ n. ZOT. Infolge der Verdampfungsenthalpie des eingespritzten Kraftstoffes sinkt der Brennverlauf ab ca. 3°KW n. ZOT minimal ab. Daran angeschlossen steigt die Brennrate sehr stark bis zum Erreichen des ersten, lokalen Maximums an. Diese erste, vorgemischte Verbrennung läuft mit einer deutlich höheren Intensität von $\delta Q_{\text{B,max}}/d\phi \approx 130\text{ J/}^\circ\text{KW}$, verglichen mit dem Gasbetrieb, ab. Im Anschluss an die vorgemischte Verbrennungsphase findet die Diffusionsverbrennung statt. Diese Phase ist limitiert durch den Verdampfungsprozess des Kraftstoffes und die Durchmischung (Diffusion) des verdampften Kraftstoffes mit der Luft. Während der Diffusionsverbrennung wird der Dieselinjektor nicht mehr bestromt. Das lokale und globale Maximum der Brennrate von rund $\delta Q_{\text{B,max}}/d\phi \approx 140\text{ J/}^\circ\text{KW}$ liegt bei ca. 13°KW n. ZOT und ist damit fast doppelt so hoch wie beim Otto-Gas-Brennverfahren mit AGR. Als letzte Phase schließt sich die Nachverbrennungsphase an, in der die Kraftstoffumsetzung stark abnimmt. Bedingt durch die Abwärtsbewegung des Kolbens sinkt die Temperatur im Brennraum signifikant ab, wodurch sich die chemischen Reaktionsgeschwindigkeiten verringern, und damit den Kraftstoffumsatz limitieren. Bedingt durch eine sehr spät abgesetzte Nacheinspritzung ($BB \approx 17^\circ\text{KW}$ n. ZOT) wird die Nachverbrennungsphase kurzzeitig unterbrochen und kommt bei ca. 50°KW n. ZOT vollständig zum Erliegen. Aus der Brennfunktion wird für den Dieselmotor ein Brennbeginn deutlich nach dem oberen Totpunkt bei $\phi_{10}=8,6^\circ\text{KW}$ n. ZOT festgestellt. Damit liegt der Brennbeginn ca. in dem Bereich, in dem die Schwerpunktlage der Verbrennung im Gasbetrieb liegt. Sowohl der Verbrennungsschwerpunkt als auch das Brennende liegen im Dieselmotor mit $\phi_{50}=15,6^\circ\text{KW}$ n. ZOT bzw. $\phi_{90}=33,4^\circ\text{KW}$ n. ZOT erheblich später. Der Verzug zwischen dem Beginn der Injektorbestromung (BB) und dem Brennbeginn (ϕ_{10}) fällt mit $8,2^\circ\text{KW}$ sehr kurz aus. Gegenüber dem Gasbetrieb weist die Brennfunktion des Dieselmotors bis zum Erreichen der Schwerpunktlage der Verbrennung einen vergleichsweise steilen Anstieg auf. Mit dem weiteren Fortlauf der Verbrennung nimmt der Anstieg der Brennfunktion im Dieselmotor jedoch deutlich ab. Daraus geht hervor, dass beide Konzepte erhebliche Unterschiede hinsichtlich der Brenngeschwindigkeit aufweisen. Für den betrachteten Betriebspunkt weist der Dieselprozess eine Brenndauer von $24,8^\circ\text{KW}$

auf. Der Energieumsetzungsprozess läuft demnach deutlich schneller und mit einer höheren Intensität ab als beim Gasmotor. Infolge des erheblichen Luftüberschusses bei der Diesel-Verbrennung steigt die mittlere Brennraumtemperatur maximal auf 1467 K (statt 1936 K). Bei gleichem effektiven Mitteldruck wird im Gasbetrieb mit ca. 2080 J mehr Energie umgesetzt als im Dieselbetrieb (1952 J). Daraus folgt für den Gasmotor ein niedrigerer effektiver Wirkungsgrad. In dem betrachteten Betriebspunkt liegt der Wirkungsgrad im Gasbetrieb bei 34,5 % bzw. 38,1 % im Dieselbetrieb.

Ein ähnliches Verhalten der Energieumsetzungsprozesse zeigt sich für beide Motorenkonzepte bei dem oberen Lastpunkt des C1-Tests mit einem effektiven Mitteldruck von $p_{me}=12,1$ bar. Die Ergebnisse sind in Abbildung 5.22 dargestellt. Im Gasbetrieb liegt das Druckniveau weiterhin deutlich unterhalb des Dieselmotors. Auch die Energieumsetzungsprozesse unterscheiden sich weiterhin wesentlich voneinander. Das Luft-Erdgas-Gemisch wird vor dem oberen Totpunkt ($-30,4^\circ\text{KW n. ZOT}$) gezündet. Für einen konstanten Verbrennungsschwerpunkt ($\phi_{50} \approx 7^\circ\text{KW n. ZOT}$) wurde die Zündung für diesen höheren Lastpunkt etwas später eingeleitet. Damit wurde die Verschiebung der Schwerepunktlage in Richtung des oberen Totpunktes (nach früh) durch den Anstieg der Flammengeschwindigkeit bei höherem effektiven Mitteldruck kompensiert (vgl. Abschnitt 2.3.1). Die gestiegene Flammengeschwindigkeit ist ebenfalls Ursache für den etwas geringeren Brennverzug ($21,3^\circ\text{KW}$) bzw. die geringere Brenndauer ($33,5^\circ\text{KW}$) gegenüber dem Betriebspunkt mit einem effektiven Mitteldruck von $p_{me}=8,6$ bar (vgl. Tabelle 5.8).

Die Brennrate zeigt einen ähnlichen Verlauf wie bei niedrigerer Last. Der Spitzenwert liegt mit ca. $110 \text{ J}/^\circ\text{KW}$ etwas höher, aber deutlich niedriger als im Dieselbetrieb. Hinsichtlich der mittleren Brennraumtemperatur weist das Gas-Brennverfahren wiederholt ein signifikant höheres Niveau auf. Das Maximum der Temperatur liegt bei 2032 K. Beim Dieselmotor wird für den betrachteten Betriebspunkt der Kraftstoff nahe dem oberen Totpunkt in den Brennraum eingespritzt. Die Bestromung des Injektors beginnt bei $0,4^\circ\text{KW n. ZOT}$ und ist damit wie auch der Brennbeginn ($8,2^\circ\text{KW n. ZOT}$) annähernd konstant über die Steigerung des Mitteldrucks geblieben. Die Intensität der vorgemischten Verbrennung liegt mit einem lokalen Maximum der Brennrate von ca. $90 \text{ J}/^\circ\text{KW}$ auf einem geringeren Niveau ($120 \text{ J}/^\circ\text{KW}$ bei $p_{me}=8,6$ bar) und damit auch niedriger als im Gasbetrieb. Im Anschluss an die vorgemischte Verbrennung folgt eine ausgeprägte Diffusionsverbrennung.

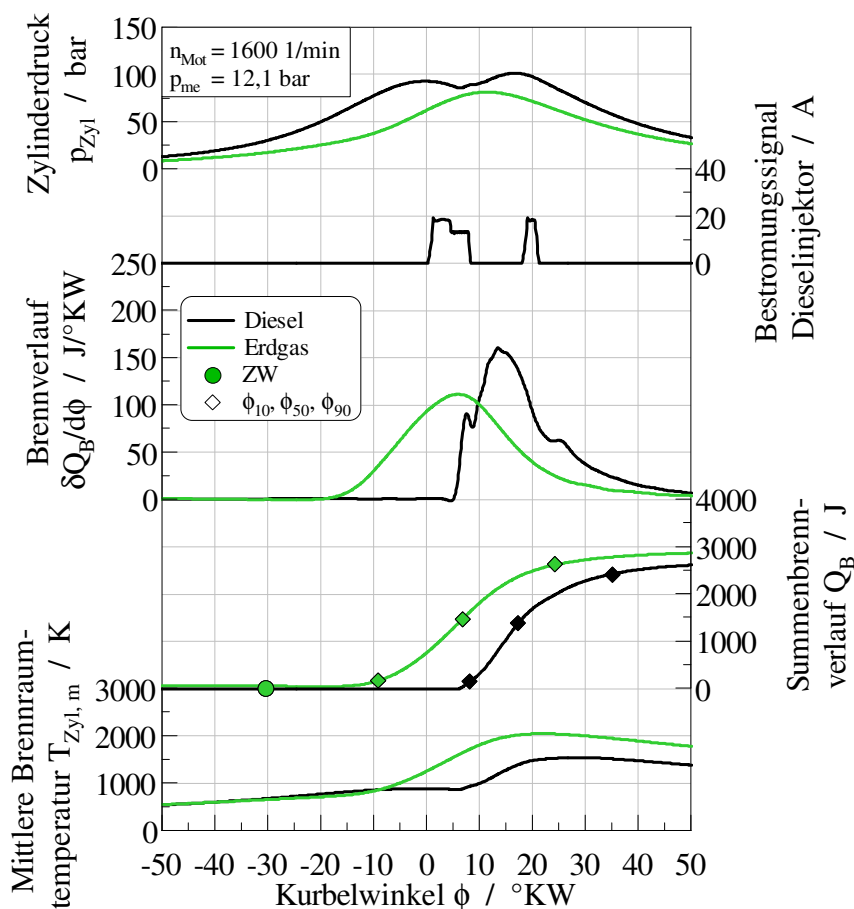


Abbildung 5.22: Gegenüberstellung des Zylinderdrucks p_{Zyl} , des Bestromungssignals des Diesel-Injektors, des Brennverlaufs $\delta Q_B/d\phi$, des Summenbrennverlaufs Q_B , des Zündwinkels ZW, der Verbrennungskenngrößen Brennbeginn ϕ_{10} , Schwerpunktlage der Verbrennung ϕ_{50} und Brennende ϕ_{90} sowie der mittleren Brennraumtemperatur $T_{\text{Zyl,m}}$ im Diesel- und Erdgasbetrieb ($\lambda=1$ mit AGR, $\epsilon=11$) bei einer Drehzahl von $n_{\text{Mot}}=1600 \text{ 1/min}$ und einem effektiven Mitteldruck von $p_{\text{me}}=12,1 \text{ bar}$

Infolge der höheren Lastanforderung wird der Diesel-Injektor bei dem hier betrachteten Betriebspunkt länger bestromt. Der Haltestrom fällt erst nach der schon einsetzen- den Diffusionsverbrennung ab. Bedingt durch die eingebrachte höhere Kraftstoffmenge und eine weniger ausgeprägte vorgemischte Verbrennung liegt die maximale Brennrate mit $160 \text{ J}/^{\circ}\text{KW}$ bei dem Betriebspunkt mit $p_{\text{me}}=12,1 \text{ bar}$ höher als bei dem vorab be- trachteten Betriebspunkt. Mit dem Anstieg des effektiven Mitteldrucks verläuft das Ma- ximum der Brennrate im Dieselbetrieb auf niedrigerem Niveau zum Gasbetrieb. Nach der Diffusionsverbrennung findet beim Dieselmotor die Nachverbrennungsphase statt. Unterbrochen wird diese durch die Umsetzung des Kraftstoffes aus der nachgelagerten Nacheinspritzung. Das Ende der Dieselverbrennung (ϕ_{90}) liegt bei $35,2^{\circ}\text{KW}$ n. ZOT

und damit später als bei dem Lastpunkt mit $p_{me}=8,6$ bar.

Tabelle 5.8: Gegenüberstellung der Verbrennungskennwerte Zündwinkel ZW, Bestromungsbeginn am Diesel-Injektor BB, Brennbeginn ϕ_{10} , Verbrennungsschwerpunkt ϕ_{50} , Brennende ϕ_{90} , Brenndauer ($\phi_{90}-\phi_{10}$), Brennverzögerung ($\phi_{10}-ZW$), Zündverzögerung ($\phi_{10}-BB$) sowie das Maximum der mittleren Brennraumtemperatur $T_{Zyl,m,max}$ bei einem effektiven Mitteldruck von $p_{me}=12,1$ bar im Diesel- bzw. Gasbetrieb bei einer Drehzahl von $n_{Mot}=1600$ 1/min

		Deutz TCD 3.6 L4	Gas-Motorenkonzept
BB	°KW n. ZOT	0,4	
ZW	°KW n. ZOT	-	-30,4
ϕ_{10}	°KW n. ZOT	8,2	-9,1
ϕ_{50}	°KW n. ZOT	17,3	6,9
ϕ_{90}	°KW n. ZOT	35,2	24,4
Brenndauer	°KW	27,0	33,5
Brennverzögerung	°KW	-	21,3
Zündverzögerung	°KW	7,8	-
$T_{Zyl,m,max}$	K	1531	2032

Aufgrund des annähernd konstanten Brennbeginns kann ein Anstieg der Brenndauer abgeleitet werden (27,0 °KW). Dies ist die Folge der längeren Ansteuerzeit des Dieselinjektors und einer damit einhergehenden längeren Einspritzdauer (Anstieg der Kraftstoffmasse). Im Gasbetrieb führt die erhöhte Kraftstoff- bzw. Ladungsmasse zu einer Abnahme der Brenndauer. Ursache hierfür ist die Zunahme der Flammengeschwindigkeit infolge der Verdichtungstemperatur im Brennraum bei höherem effektiven Mitteldruck (vgl. Abschnitt 2.3.1). Bezüglich der mittleren Brennraumtemperatur liegt das Maximum im Dieselmotor bei 1531 K und damit deutlich niedriger als im Gasmotor (2036 K). Aus den Unterschieden der Spitzenwerte der mittleren Brennraumtemperaturen können signifikante Unterschiede der Stickoxidrohmission abgeleitet werden. Die mittlere Brennraumtemperatur ist ein indirekter Indikator für die Temperatur innerhalb der Reaktionszone und damit auch ein Indikator für die Entstehung von thermischem Stickstoffmonoxid. Die Stickoxidkonzentration am Austritt des Motors (vor dem Katalysator) sind in Abbildung 5.23 dargestellt.

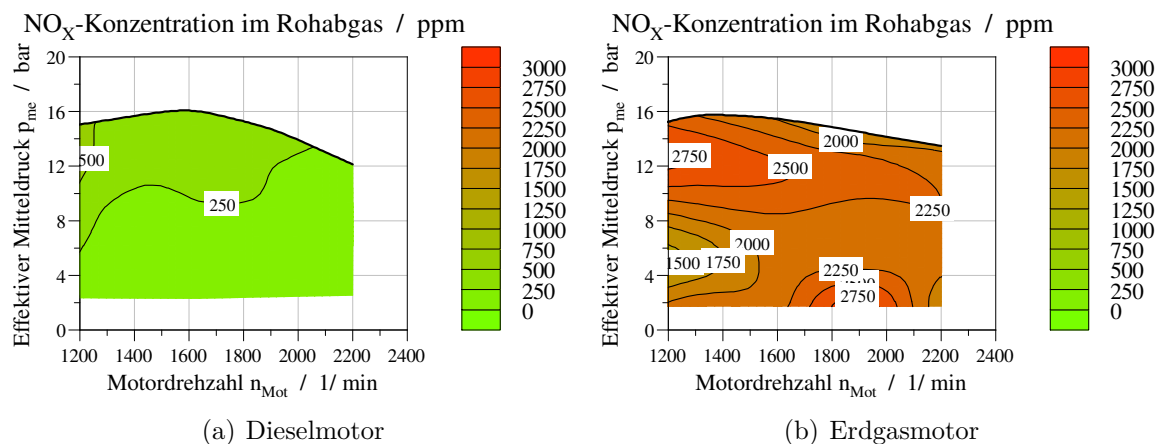


Abbildung 5.23: Gegenüberstellung der Stickoxid-Konzentrationen vor dem Eintritt in den Katalysator beim Diesel- (links) und Gasmotor (rechts)

Trotz innermotorischer Stickoxidminderung durch AGR weist das Gasmotorenkonzept erheblich höhere Konzentration dieser Schadstoffe im gesamten Motorenkennfeld auf. Bedingt durch eine reduzierende Wirkung des nachgeschalteten Drei-Wege-Katalysators werden die Stickoxide um bis zu 81,1 % unterhalb der Konzentration im Dieselmotor verringert (vgl. Abbildung 5.24).

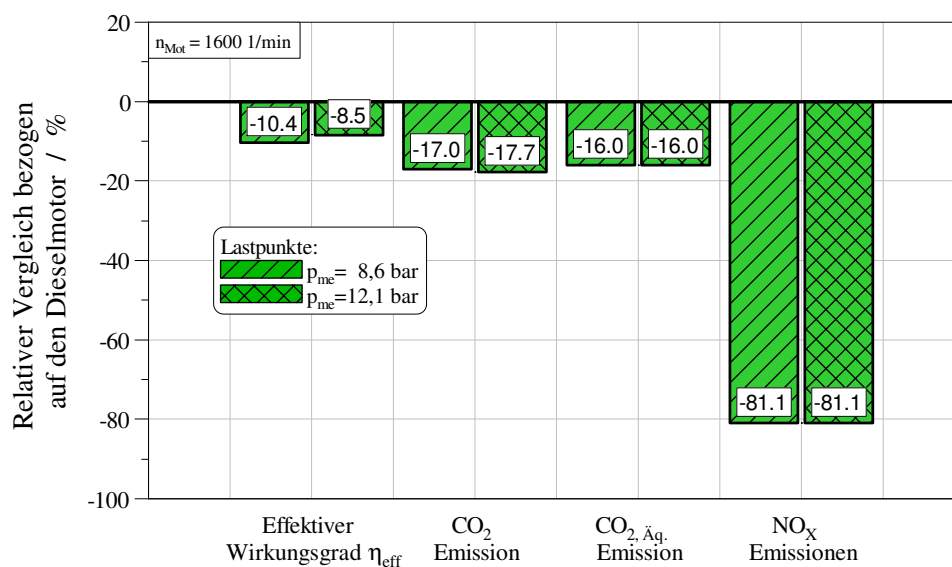


Abbildung 5.24: Relativer Vergleich des Gas-Motorenkonzeptes hinsichtlich des effektiven Wirkungsgrads η_{eff} , der CO_2 -Emission, der $\text{CO}_{2,\text{Äq.}}$ -Emission (mit Berücksichtigung der THG-Wirkung der Methanemission) und der Stickoxidemission NO_x bezogen auf den Dieselmotor

Beim Dieselmotor findet keine nachmotorische Reduktion der Stickoxide statt, da nur ein Oxidations-Katalysator eingesetzt wird. In Abbildung 5.24 ist ebenfalls für beide Motorenkonzepte der Vergleich des spezifischen Kraftstoffverbrauchs, der CO_2 - als auch der $\text{CO}_{2,\text{Äq.}}$ -Emission dargestellt.

Als Folge des Übergangs von einer dieselmotorischen Verbrennung mit Luftüberschuss zu einem stöchiometrischen Otto-Gas-Brennverfahren wirken sich die Absenkung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses, die gestiegenen Prozesstemperaturen (Wandwärmeverluste) als auch die auftretenden Ladungswechselverluste in der Teillast negativ auf die Effizienz des Motors aus. Der effektive Wirkungsgrad liegt für die betrachteten Betriebspunkte im Gasbetrieb im Bereich um bis zu 10,4 % niedriger als bei dem Vergleichsmotor. Auf Grund des günstigen H/C-Verhältnisses wird mit dem Gasmotor eine Einsparung der CO_2 -Emission von bis zu 17,7 % erreicht. Unter der Berücksichtigung der nach dem Katalysator auftretenden Methanemission und dessen THG-Wirkung (Faktor 25 bezogen auf CO_2 über einen Zeithorizont von 100 Jahren [94]) kann eine Minderung der $\text{CO}_{2,\text{Äq.}}$ -Emission von bis zu 16,0 % gegenüber dem Dieselmotor erzielt werden. Die Berechnung der $\text{CO}_{2,\text{Äq.}}$ -Emission befindet sich im Anhang A-4.

Zusammenfassung

Der Wechsel vom Diesel-Brennverfahren mit deutlichem Luftüberschuss und AGR zu einem stöchiometrischen Otto-Gas-Brennverfahren ($\lambda=1$) mit AGR führt zu signifikanten Unterschieden im Energieumsetzungsprozess und den Zuständen der Zylinderfüllung. Am Beispiel von zwei ausgewählten Referenzpunkten aus dem C1-Test ($p_{\text{me}}=8,6$ bar, $p_{\text{me}}=12,1$ bar bei $n_{\text{Mot}}=1600$ 1/min) sind diese im Folgenden zusammengefasst. Bedingt durch die geringere Zylinderfüllung und dem abgesenkten Verdichtungsverhältnis liegen im Gasbetrieb deutlich niedrigere Zylinderdrücke vor, woraus ein Absinken der mechanischen Bauteilbelastung hervorgeht. Bei dem Gas-Brennverfahren wird während des Ansaugtaktes Luft und Kraftstoff in den Brennraum geführt. Das Gemisch wird durch einen Funkenüberschlag an der Zündkerze weit vor dem oberen Totpunkt entzündet. Nach einem Brennverzug von $\geq 20^\circ\text{KW}$ findet eine erste nennenswerte Energieumsetzung (Brennbeginn ϕ_{10}) ebenfalls vor dem oberen Totpunkt statt. Der Verbrennungsschwerpunkt liegt jeweils in einem Bereich um $\approx 7^\circ\text{KW}$ n. ZOT. Das Brennende liegt in Abhängigkeit des Lastpunktes im Bereich von $\approx 24^\circ\text{KW}$ n. ZOT. Die Dauer der Verbrennung liegt bei ca. 35°KW und nimmt mit steigendem Mitteldruck ab. Ursachen hierfür ist der Anstieg der Gastemperatur sowie die Erhöhung der Turbulenz im Brennraum, welche beide zum Anstieg der Flammengeschwindigkeit führen. Der Verlauf der Brennrate ist annähernd symmetrisch. Die Intensität der Energieumsetzung (Spitzen-

wert der Brennrate) liegt bedingt durch den Anteil an rückgeführtem Abgas auf einem niedrigen Niveau. Dennoch ergeben sich im Gasbetrieb erheblich höhere mittlerer Brennraumtemperaturen ($\approx 2000\text{ K}$), da deutlich weniger thermische Masse (Zylinderladung), bezogen auf den Dieselmotor, zur Verfügung steht. Die mittlere Brennraumtemperatur ist ein indirekter Indikator für die Temperatur innerhalb der Reaktionszone und damit auch ein Indikator für die Entstehung von thermischem Stickstoffmonoxid. Infolge der hohen mittleren Brennraumtemperatur im Gasbetrieb liegt die Stickoxidkonzentration am Austritt des Motors bzw. vor dem Katalysator signifikant höher gegenüber dem Dieselmotor. Infolge der innermotorischen Stickoxidsenkung durch AGR befindet sich die Konzentration der Rohemission in einem Bereich, welcher durch den Einsatz eines Drei-Wege-Katalysators (Umsatzrate $\geq 95\%$) unterhalb des aktuell und zukünftig geltenden Grenzwertes ($0,4\text{ g/kWh}$) reduziert werden kann. Gegenüber dem Dieselmotor (EU Stufe IIb) konnte mit dem entwickelten Gasmotor eine Reduktion der Stickoxidemission von bis zu $81,1\%$ erreicht werden. Hinsichtlich der Effizienz der Energieumsetzung zeigt das Gas-Brennverfahren Nachteile gegenüber dem Referenzmotor. Der spezifischen Kraftstoffverbrauch liegt um bis zu $10,4\%$ höher. Infolge des günstigen H/C-Verhältnisses von Methan (Erdgas) ergibt sich trotz niedrigerer Effizienz und Methanschlupf für den entwickelten Motor eine Minderung der THG-Emission ($\text{CO}_{2,\text{Äq.}}$) um bis zu $16,0\%$.

5.6 Vergleich der Motorenkonzepte für die zukünftige geltende Abgasgesetzstufe EU Stufe V

Im vorhergehenden Abschnitt wurden die Vorteile des stöchiometrischen Gasmotorenkonzeptes mit gekühlter, externer Abgasrückführung und Drei-Wege-Katalysator dargestellt. Neben einer signifikanten Minderung der NO_x -Emission konnte auch eine deutliche Reduktion des THG- bzw. $\text{CO}_{2,\text{Äq.}}$ -Ausstoßes erreicht werden. Auf Grund dieser Vorteile und der partikelarmen Verbrennung von Methan eignet sich das vorgestellte Motorenkonzept für den Einsatz in Landmaschinen bei Einhaltung der in 2019 geltenden Abgasgesetzgebung EU Stufe V (Abbildung 5.25(b)). Die damit einhergehende, weitere Absenkung der Partikelmassen und die neu eingeführte Limitierung der Partikelanzahl erzwingt die Verwendung eines Partikelfilters für Dieselmotoren mit mechanischen Leistungen $P_{\text{mech}} > 19\text{ kW}$ [87]. Zur Erfüllung der gesetzlichen Grenzwertvorgaben des Schadstoffausstoßes wird das Abgasnachbehandlungssystem für Dieselantriebe mit Leistungen $P_{\text{mech}} > 56\text{ kW}$ nach eigener Bewertung aus folgenden Komponenten beste-

hen (vgl. Abbildung 5.25(a)):

- Diesel-Oxidationskatalysator (DOC)
- Diesel-Partikelfilter (DPF)
- SCR-Katalysator
- Ammoniakschlupf-Katalysator (ASC)

Auf Grund der hohen Komplexität des Abgasnachbehandlungssystems und der damit verbundenen steigenden Anforderung an das Motor- und Abgastemperaturmanagement, der Fahrzeugintegration (Bauraum) inklusive der notwendigen AdBlue-Infrastruktur zur Stickoxidminderung und den zu erwartenden, drastischen Kostenanstieg weist das Dieselmotorenkonzept offensichtliche Nachteile gegenüber dem methanbetriebenen Gasmotor auf.

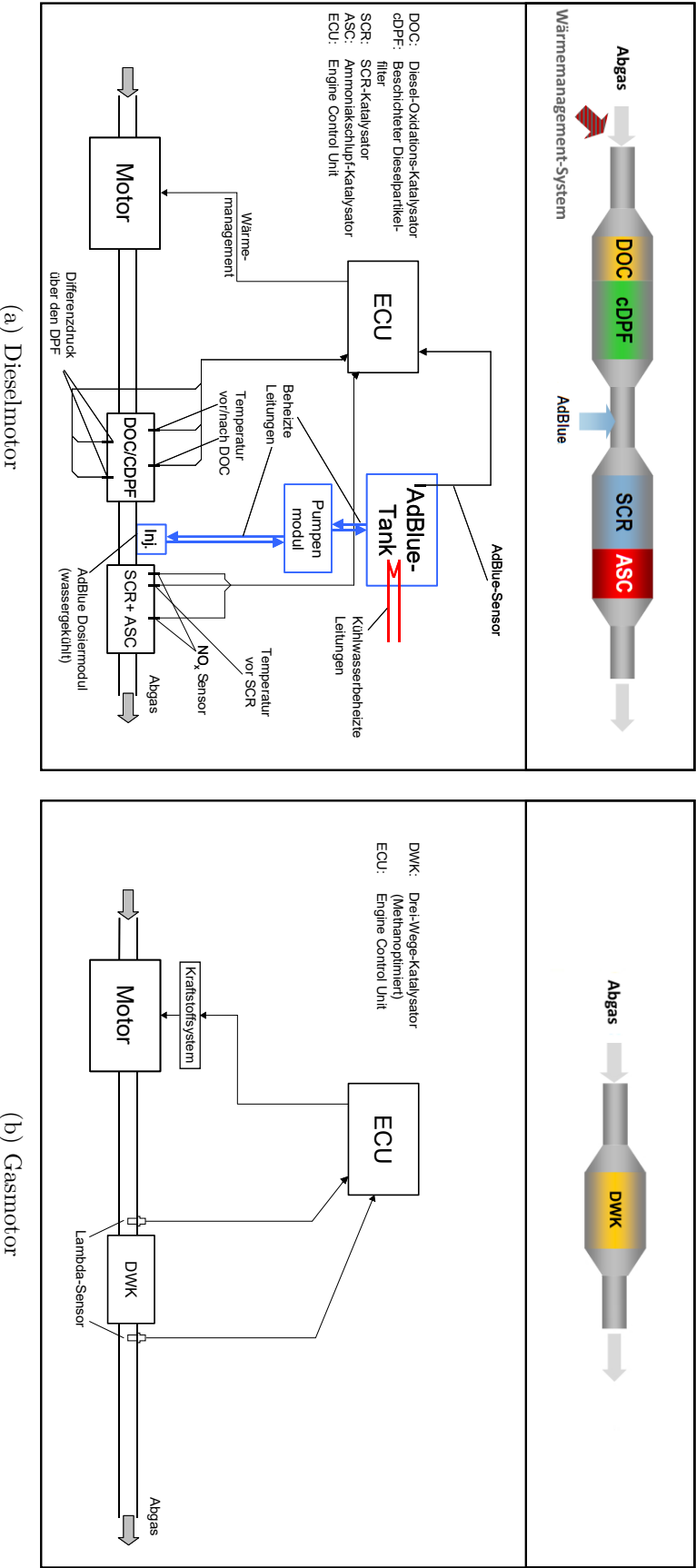


Abbildung 5.25: Vergleich möglicher Motorenkonzepte zur Einhaltung der Abgasesetzgebung EU Stufe IV / V für Motoren mit einer mechanischen Leistung $P_{\text{mech}} > 56 \text{ kW}$: Dieselmotor (links) in Anlehnung an [17], Gasmotor (rechts)

6 Zusammenfassung

6.1 Fazit der Arbeit

Die vorliegende Arbeit beschreibt das Potenzial zur Nutzung von Erdgas und Biomethan in Industriemotoren für den landwirtschaftlichen Einsatz. Am Beispiel eines Seriidieselmotors mit einer Motorleistung $< 90 \text{ kW}$ wurde ein neues Motorkonzept für den monovalenten Gasbetrieb vorgestellt. Dabei wurde gezeigt, dass eine Vielzahl an Komponenten des Basismotors verwendet werden kann. Die grundlegenden Modifikationen zur Darstellung des neuen Motorkonzeptes wurden im Wesentlichen durch die Adaption von am Markt verfügbaren, getesteten Systemen für Kraftstoff, Aufladung und Abgasnachbehandlung umgesetzt. Damit besteht für dieses Motorenkonzept die prinzipielle Möglichkeit für eine zukünftige größere Marktdurchdringung.

Schwerpunkt der Arbeit bildete die Analyse drei verschiedener Gas-Brennverfahren (Verbrennung mit Luftüberschuss, stöchiometrische Verbrennung ohne und mit Abgasrückführung). Mittels verschiedener Messtechniken wurde der Einfluss der Brennverfahren auf die Motorbetriebsparameter, die Schadstoffemissionen und die Systeme zur Abgasnachbehandlung nach wissenschaftlichen Methoden untersucht und bewertet. Als Basis diente die Zylinderdruckindizierung unter Anwendung eines bestehenden Programms zur Druckverlaufs- und Verbrennungsanalyse. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde das Tool um ein Teilmodell zur Bestimmung der inneren Energie von Luft-Erdgasgemischen erweitert. Damit wurde die Grundlage geschaffen, um den Energieumsetzungsprozess eines Erdgases bekannter Zusammensetzung zu bestimmen und zu bewerten.

Ausgehend von der überstöchiometrischen dieselmotorischen Verbrennung wurde der Einfluss der Ladungsverdünnung mit Luft auf das ottomotorische Motorkonzept analysiert. Unter der Berücksichtigung definierter Randbedingung wurde ein umsetzbares, stationäres Motorbetriebskennfeld dargestellt. Die Ausweitung des Betriebsbereiches in Richtung eines höheren, effektiven Mitteldrucks und einer höheren Motorleistungen wurde durch den Beginn einer klopfenden Verbrennung begrenzt. Es konnte weiterhin gezeigt werden, dass zur Einhaltung des aktuell und zukünftig geltenden NO_x -Grenzwertes der Einsatz eines Katalysators zur Abgasentstickung erforderlich ist. Die

Möglichkeit zur innermotorischen Stickoxidvermeidung durch Abmagerung unterhalb des Grenzwertes steht im Zielkonflikt zu dem Anstieg der ottomotorischen Zyklus-schwankungen und dem Anstieg der Methanemission. Bei der Kalibrierung der stationären Motorbetriebspunkte wurde die Laufgrenze des Motors bei einem Verbrennungsluftverhältnis von maximal $\lambda=1,59$ bestimmt. Neben der Darstellung der Motorlaufgrenze konnte im Rahmen der Untersuchungen gezeigt werden, dass die erheblichen CH_4 -Konzentrationen im Abgas zu einer erhöhten Treibhausgas-Emission (THG) führt. Das theoretisch vorliegende THG-Einsparpotenzial gegenüber Dieselmotoren kann daher nur durch eine sehr effiziente, nachmotorische Methanumsetzung über einen Oxidationskatalysator dargestellt werden.

Als zweites Brennverfahren wurde die stöchiometrische Energieumsetzung ($\lambda=1$) ohne Abgasrückführung untersucht. In Hinblick auf die gleichen Randbedingungen zum Gasbrennverfahren mit Luftüberschuss, wurde ebenfalls ein umsetzbares, stationäres Betriebskennfeld vorgestellt. Dabei konnte gezeigt werden, dass die hohen thermischen Bauteilbelastungen und die Neigung zu einer klopfenden Verbrennung zu einer deutlichen Begrenzung des darstellbaren Betriebsbereiches führen. Trotz dieser Einschränkungen konnte durch die Untersuchungen nachgewiesen werden, dass ein stöchiometrisches Gas-Brennverfahren signifikante Vorteile gegenüber der Verbrennung mit Luftüberschuss aufweist. Neben einer hohen Motorlaufruhe kann durch die stöchiometrische Abgaszusammensetzung ein Drei-Wege-Katalysator als einziges AGN-System zur Senkung der NO_x -, CO - und CH_4 -Emission eingesetzt werden. Damit bietet dieses Motorenkonzept die prinzipielle Möglichkeit zur Einhaltung zukünftiger Abgasgrenzwerte im Bereich der Industriemotoren.

In weiterführenden Motorversuchen wurde der Einfluss einer gekühlten, externen Hochdruck-Abgasrückführung (HD-AGR) auf das stöchiometrische Brennverfahren untersucht. In Übereinstimmung mit der Literatur wurde eine Absenkung der thermischen Bauteilbelastung durch niedrigere Abgastemperaturen nachgewiesen. In Verbindung mit einem abgesenkten Verdichtungsverhältnis konnte die Klopfneigung wesentlich reduziert werden. Auf Grundlage dieser Ergebnisse wurde eine deutliche Ausweitung des Motorbetriebskennfeldes im Gasbetrieb erreicht. Durch die gekühlte, externe HD-AGR konnte darüber hinaus der prinzipbedingte Wirkungsgradnachteil bei reduziertem geometrischen Verdichtungsverhältnis überkompensiert werden. Im gesamten Kennfeldbereich des Motors konnten Wirkungsgradvorteile gegenüber dem stöchiometrischen Brennverfahren ohne AGR und einem erhöhten Verdichtungsverhältnis erzielt werden. Infolge der temperatursenkenden Wirkung des zurückgeführten Inertgases wurde der Anteil der Wandwärmeverluste im Brennraum über den gesamten Betriebsbereich des

Motors gesenkt. Im Bereich der Motorteillast konnten weitere Wirkungsgradvorteile durch Entdrosselung erzielt werden. Zusätzlich zur Effizienzsteigerung wurde durch Absenkung der Verbrennungstemperatur bei AGR eine deutliche Minderung der Stickoxidbildung erreicht. Auf Grund dieses Effektes kann der aktuell und zukünftig geltende NO_x -Grenzwert über einen Drei-Wege-Katalysator mit technisch darstellbaren Umsatzraten $\geq 90\%$ unterschritten werden. Trotz eines moderaten Anstieg der CH_4 -Emission im Abgas mit zunehmender AGR-Rate konnte eine signifikante Umsatzrate über den Drei-Wege-Katalysator nachgewiesen werden. Aufgrund der gemessenen Abgaszusammensetzung am Austritt des Katalysators mit minimalen CH_4 -Konzentrationen wurde ein deutlicher THG-Vorteil im Vergleich zum Basis-Dieselmotor von bis zu 16 % erzielt.

Im Ergebnis der systematischen Brennverfahrensuntersuchungen für den monovalenten Gasbetrieb wurde ein Motorenkonzept entwickelt, welches eine zukunftsweisende Alternative zu den klassischen dieselbetriebenen Industriemotoren im landwirtschaftlichen Einsatz darstellt. Die Einführung der Abgasgesetzgebung EU Stufe V im Jahr 2019 wird zu einem weiteren Anstieg des Entwicklungsbedarfs und auch zu einer deutlichen Kostensteigerung der konventionellen Dieselmotoren führen. Im direkten Vergleich bietet das vorgestellte stöchiometrische Gasmotorenkonzept mit gekühlter, externer HD-AGR und einem Drei-Wege-Katalysator bei gleichen Leistungsdaten entscheidende Vorteile gegenüber dem Dieselkonzept:

- Niedrigere Treibhausgas-Emission (minimale Emission bei der Verwendung von Methan regenerativen Ursprungs)
- Potenzial zur Erfüllung der Abgasgesetzstufe EU Stufe V (2019)
- Hohe Fahrzeugintegrität durch kompaktes Abgasnachbehandlungssystem
- Keine Notwendigkeit eines zusätzlichen SCR-Katalysators; damit motorseitiger Kostenvorteil
- Keine AdBlue-Infrastruktur; damit Betriebskostenvorteil
- Keine Notwendigkeit eines Partikelfilters; damit motorseitiger Kostenvorteil
- Entfallen eines sonst notwendigen Motorwärmemanagement zur Regeneration des Partikelfilters entfällt
- Geringe Geräuschemission

6.2 Ausblick

Im Rahmen der durchgeführten und vorgestellten Arbeiten konnten wesentliche Erkenntnisse für die Nutzung von Methan im Bereich von Industriemotoren erarbeitet werden. Als Folge der detaillierten Untersuchungen verschiedener ottomotorischer Brennverfahren wurden geeignete Technologien und Zusammenhänge identifiziert, welche in der dargestellten Kombination in einem Gasmotorenkonzept mit signifikanten Vorteilen gegenüber dem konventionellen Dieselantrieb resultieren. Auf der Grundlage dieser Ergebnisse ist im Rahmen eines Forschungsprojektes [76] in Zusammenarbeit mit der *Deutz AG*, dem *Thünen-Institut für Ökologischen Landbau* und der *Universität Rostock* ein Demonstratorfahrzeug inklusive CNG-Infrastruktur (engl.: Compressed Natural Gas) aufgebaut worden. Als Antriebsmaschine kam das vorgestellte Gasmotorenkonzept (stöchiometrisches Brennverfahren mit externer gekühlter HD-AGR und Drei-Wege-Katalysator) zum Einsatz. Mit diesem Projekt konnte erfolgreich die Praxistauglichkeit des Motors im landwirtschaftlichen Einsatz nachgewiesen werden. Wesentliche Kernpunkte für eine mögliche Marktdurchdringung stellen dabei die Energiedichte und Verfügbarkeit des gasförmigen Kraftstoffes sowie die Leistungsabforderung mit einer daraus resultierenden Einsatzdauer des Fahrzeuges dar. Eine Erhöhung der Kraftstoffreichweite kann unter anderem durch eine mögliche Hybridisierung des Antriebsstranges oder durch die Verwendung von flüssigem Erdgas, engl.: Liquefied Natural Gas (LNG), erreicht werden.

Vor dem Hintergrund der aktuell intensiv diskutierten Dekarbonisierung im Energie- und Transportsektor kann das hier präsentierte Antriebskonzept einen entscheidenden Impuls für Landmaschinen in einem Leistungsbereich von 56-130 kW liefern. Mit dem entwickelten Gasmotor kann bereits heute der Ausstoß treibhausgasrelevanter Abgasbestandteile und Schadstoffemissionen deutlich reduziert werden und somit ein wichtiger Beitrag zur Erreichung der klimapolitischen Ziele geleistet werden. Zukünftig ergeben sich jedoch noch weit größere Potenziale zur THG-Senkung. Primär kommt der Kraftstoffherstellung bzw. dessen Herstellungsquelle eine besondere Bedeutung zu. Durch die regenerative Erzeugung und Verwendung von Biomethan aus Rest- und Abfallstoffen kann eine erheblich verbesserte THG-Bilanz erzielt werden. Allerdings können über diesen Pfad der Herstellung nur unzureichende Mengen für eine weitreichende Substitution der konventionellen Kraftstoffe bereitgestellt werden. Durch den stark wachsenden Anteil an erneuerbaren Energie, wie Photovoltaik- und Windkraft mit hohen witterungsbedingten Produktionsschwankungen, kann das Volumen durch Methan aus erneuerbaren bzw. synthetischen (engl.: Synthetic Natural

Gas, SNG) Ursprüngen über das Power-to-Gas- Verfahren (PtG) signifikant gesteigert werden. Der Ausbau dieser erneuerbaren Stromquellen kann dabei eine Schlüsselposition für die umfangreiche Herstellung und Nutzung von Methan in Antriebsmaschinen mit entsprechender THG-Einsparung einnehmen.


Über die Herstellungsquelle des gasförmigen Kraftstoffes hinaus können weitere Potenziale zur THG- und Schadstoffminderung durch die Weiterentwicklung des vorgestellten Motorkonzeptes erschlossen werden. Aus anderen Forschungsarbeiten ist bereits bekannt, dass die Direkteinblasung des Kraftstoffes als auch die Brennraumoptimierung mit kurzen Flammenwegen und optimierter Ladungsbewegung zur Effizienzsteigerung und Schadstoffminderungen eines Pkw-Gasmotors beitragen. Neben der weiteren Erforschung dieser Technologien auch für den potenziellen Einsatz in Industriemotoren bedarf es weiterhin intensiver Untersuchungen zur Methanoxidation des eingesetzten Katalysators in Hinblick auf Alterungseffekte über längere Betriebszeiten und damit einhergehender Minderung der THG-Bilanz als auch zur Nutzung und Erkennung schwankender Gasqualitäten.

Anhang

A-1 Gleichung zur Berechnung der Arbeitsgastemperatur nach Zacharias

$$\begin{aligned}
 T(v, p, r) = & r \cdot \left[18,236 + 330,582 \cdot 10^{-5} \cdot p \cdot v + 1,78 \cdot 10^{-10} \cdot p^2 \cdot v^2 - \dots \right. \\
 & \left. - 1,68 \cdot 10^{-6} \cdot (p - p_0) - 5,525 \cdot 10^{-12} \cdot (p - p_0) \cdot p \cdot v \right] + \dots \\
 & + (1 - r) \cdot \left[38,912 + 320,188 \cdot 10^{-5} \cdot p \cdot v + \dots \right. \\
 & \left. + 2,66 \cdot 10^{-10} \cdot p^2 \cdot v^2 - 9,435 \cdot 10^{-8} \cdot (p - p_0) - \dots \right. \\
 & \left. - 1,2 \cdot 10^{-11} \cdot (p - p_0) \cdot p \cdot v \right]
 \end{aligned} \tag{A.1}$$

A-2 Erdgaszusammensetzung



Erdgas H - Orientierungswerte 2013
Chemische Zusammensetzung, physikalische und brenntechnische Kenndaten

Verbundgas Nord Erdgas H					
		Einheit	Jahresmittel 2012	Maximum	Minimum
Kennwerte Brenngas					
berechnet aus der Gaszusammensetzung					
Brennwert (1.013,25mbar, 0°C, 25°C Verbr.)	H_{s,n} (H_{o,n})	kWh/m³ MJ/ m ³	11,33 40,80	11,420 41,100	11,210 40,350
Heizwert (1.013,25mbar, 0°C, 25°C Verbr.)	H _{i,n} (H _{u,n})	kWh/m ³	10,24	10,310	10,200
Normdichte		kg/m ³	0,79	0,794	0,784
rel.Dichte	d	-	0,61	0,614	0,607
Wobbeindex	W_{s,n} (W_{o,n}) W_{i,n} (W_{u,n})	kWh/m³ kWh/m³	14,51 13,17	14,640 13,900	14,390 12,990
Faktor Hu/Ho	H _i /H _s	-	0,9030	0,903	0,903
min.Luftbedarf	L _{min}	m ³ /m ³	9,8	9,870	9,690
Zündgrenzen in Luft	Z _u Z _o	Vol.-% Vol.-%	4,0 16,9	4,200 17,000	4,000 16,300
Viskosität, dynamisch		1/10 ⁶ Pa s	10,2	10,200	10,200
Viskosität, kinematisch		1/10 ⁶ m ² /s	12,9	12,900	12,900
Zündtemperatur		°C	575-640	575-640	575-640
Flammentemperatur		°C	2.000-2.100	2.000-2.100	2.000-2.100
Methanzahl (+/- 2)			83	85,000	82,000
Zusammensetzung					
Hexane u.höhere KW	C ₆ +	Mol-%	0,04	0,050	0,030
Propan	C ₃ H ₈	Mol-%	0,82	0,890	0,740
n-Butan	n-C ₄ H ₁₀	Mol-%	0,12	0,150	0,100
i-Butan	i-C ₄ H ₁₀	Mol-%	0,13	0,160	0,110
n-Pentan	n-C ₅ H ₁₂	Mol-%	0,02	0,030	0,020
i-Pentan	i-C ₅ H ₁₂	Mol-%	0,03	0,040	0,030
neo-Pentan kleiner od.gleich:	neo-C ₅ H ₁₂	Mol-%	0,01	0,010	0,000
Kohlendioxid	CO ₂	Mol-%	1,28	1,550	1,090
Ethan	C ₂ H ₆	Mol-%	4,49	5,020	3,770
Stickstoff	N ₂	Mol-%	1,69	2,400	0,560
Methan	CH ₄	Mol-%	91,31	91,870	90,790
Gesamtschwefelgehalt kleiner od.gleich:	S	mg/m ³	27,8	30,000	3,000
Schwefelwasserstoffgehalt kleiner als:	H ₂ S	mg/m ³	4,8	5,000	2,000
Wassergehalt kleiner od. gleich: (<50mg/m ³ => Taupkt. -11°C bei 40 bar)	H ₂ O	mg/m ³	47	50,000	9,000
Kennwerte Abgas					
spezif. Abgasvolumen (feucht)	V _{Abg/feucht}	m ³ /m ³	10,8	10,860	10,670
spezif. Abgasvolumen (trocken)	V _{Abg/trocken}	m ³ /m ³	8,8	8,880	8,730
Taupunkt Abgas		°C	59,4	64,000	59,000
CO ₂ -Gehalt (Abgas feucht)		Vol.-%	10	12,000	9,800
CO ₂ -Gehalt (Abgas trocken)		Vol.-%	12,0	12,000	11,900
CO ₂ -Emission		t/TJ t/GWh	56,4 203,0	56,600 203,700	56,200 202,300

Für die Einstellung der Gasgeräte sind zu beachten:

Wobbeindex **Ws, n** = **15,0 kWh/m³** = Einstellung E bzw. EE-H

Abbildung A.1: Gemittelte physikalische bzw. brenntechnische Kennwerte des Erdgases aus dem Netz der Rostocker Stadtwerke

A-3 Ergebnisse: Motorenkennfelder

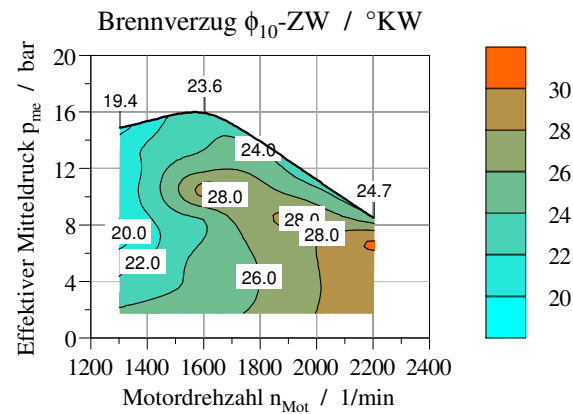


Abbildung A.2: Darstellung des Brennverzuges (Differenz zwischen Zündwinkel und Brennbeginn) des monovalenten Erdgasmotors beim Brennverfahren mit Luftüberschuss

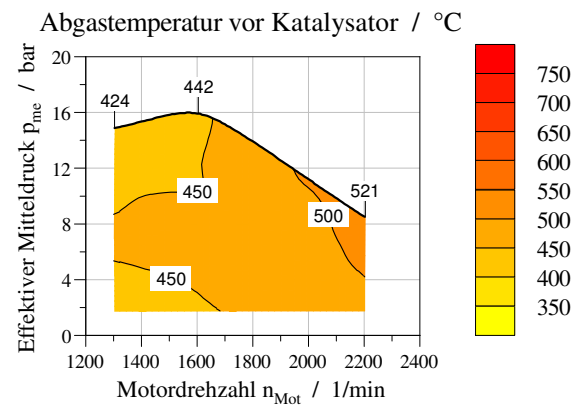


Abbildung A.3: Darstellung der Abgastemperatur am Eintritt des Katalysators des monovalenten Erdgasmotors beim Brennverfahren mit Luftüberschuss

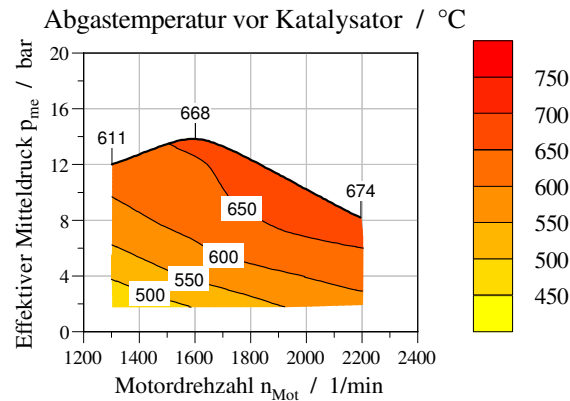


Abbildung A.4: Darstellung der Abgastemperatur am Eintritt des Katalysators des monovalenten Erdgasmotors beim stöchiometrischen Brennverfahren

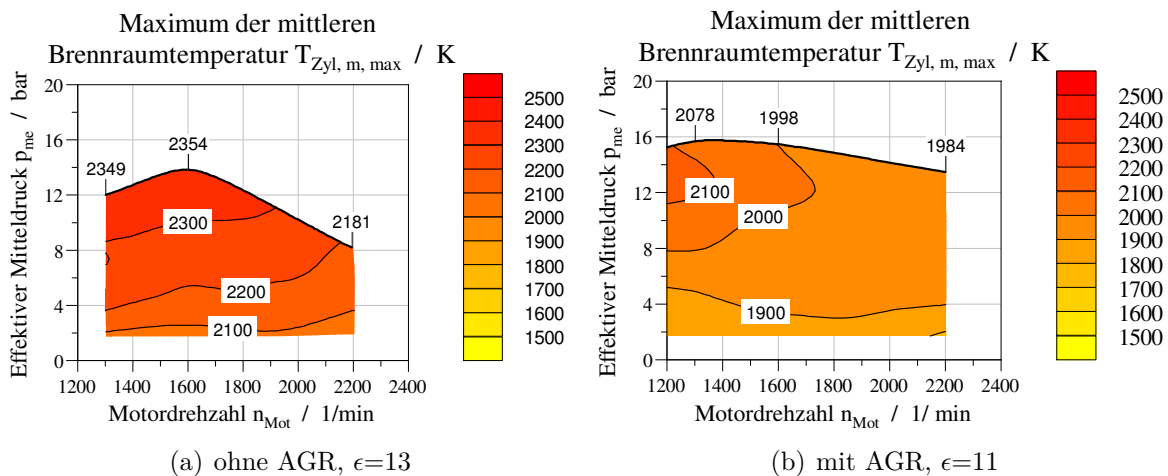


Abbildung A.5: Kennfeld der Maxima der mittleren Brennraumtemperaturen des monovalenten Erdgasmotors mit stöchiometrischem Brennverfahren ohne AGR bei einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von $\epsilon=13$ (a) und mit gekühlter, externer HD-AGR bei einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von $\epsilon=11$ (b)

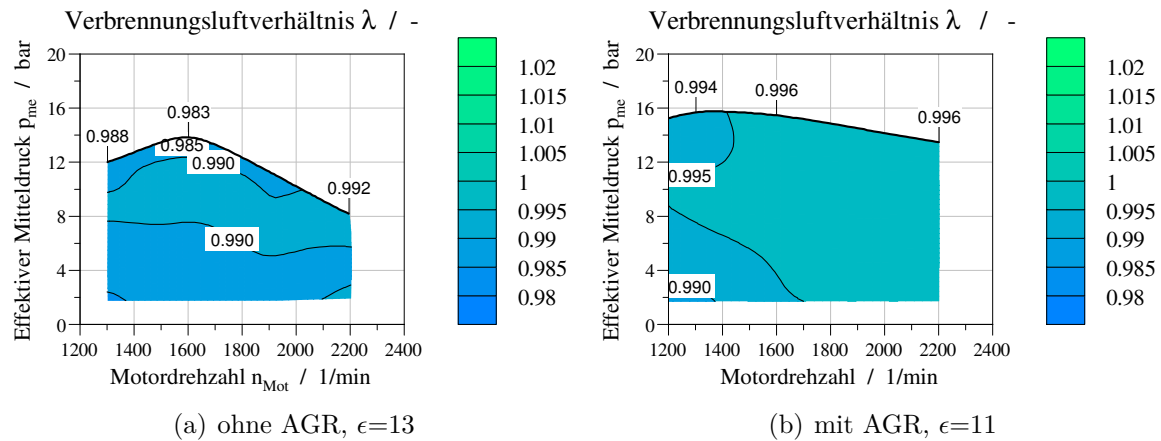


Abbildung A.6: Kennfeld des Verbrennungsluftverhältnisses des monovalenten Erdgasmotors mit stöchiometrischem Brennverfahren ohne AGR bei einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von $\epsilon=13$ (a) und mit gekühlter, externer HD-AGR bei einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von $\epsilon=11$ (b)

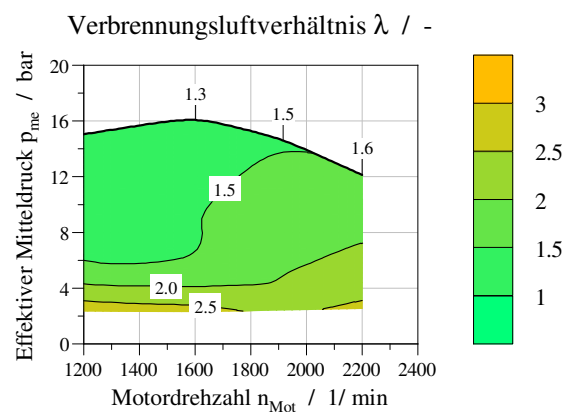


Abbildung A.7: Darstellung des Verbrennungsluftverhältnisses λ beim Basis-Dieselmotor

A-4 Berechnungen zur Gegenüberstellung der Motorkonzepte im Erdgas- und Dieselbetrieb

A-4.1 Effektiver Motorwirkungsgrad

Der effektive Motorwirkungsgrad wird aus den Messgrößen des Kraftstoffverbrauchs \dot{m}_B , der Motordrehzahl n_{Mot} und des Motordrehmomentes M_D , sowie dem unteren Heizwert des entsprechenden Kraftstoffes H_u aus der Kraftstoffanalyse nach der Gleichung (A.2) berechnet:

$$\eta_{\text{eff}} = \frac{\dot{m}_B \cdot H_u}{2 \cdot \pi \cdot n_{Mot} \cdot M_D} \quad (\text{A.2})$$

$$\text{mit } H_{u,Diesel} = 42,607 \text{ MJ/kg} \quad (\text{A.3})$$

$$\text{mit } H_{u,CNG} = 46,710 \text{ MJ/kg} \quad (\text{A.4})$$

A-4.2 THG-Emission

Für den Vergleich der THG-Emissionen (CO_2 bzw. $\text{CO}_{2,\text{Äq.}}$) wurde für beide Motorenkonzepte der CO_2 -Massenstrom aus der CO_2 -Konzentration c_{CO_2} der Abgasanalyse, dem Abgasmassenstrom \dot{m}_{Abgas} sowie der abgasspezifischen Molmasse M_{Abgas} nach der Gleichung (A.5) bestimmt:

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = \frac{c_{\text{CO}_2} \cdot M_{\text{CO}_2} \cdot \dot{m}_{Abgas}}{M_{Abgas}} \quad (\text{A.5})$$

$$\text{mit } \dot{m}_{Abgas} = \dot{m}_{Luft} + \dot{m}_B \quad (\text{A.6})$$

$$\text{mit } M_{Abgas,DK} = 28,82 \text{ kg/kmol (feucht, bei 9,6 \% O}_2\text{)} \quad (\text{A.7})$$

$$\text{mit } M_{Abgas,CNG} = 27,69 \text{ kg/kmol (feucht, bei } \lambda=1\text{)} \quad (\text{A.8})$$

Zur Bestimmung der THG-Emission des unverbrannten Methans wurde in Analogie zum CO₂-Massenstrom der Methanmassenstrom nach Gleichung (A.9) berechnet:

$$\dot{m}_{\text{CH}_4} = \frac{c_{\text{CH}_4} \cdot M_{\text{CH}_4} \cdot \dot{m}_{\text{Abgas}}}{M_{\text{Abgas}}} \quad (\text{A.9})$$

$$\text{mit } \dot{m}_{\text{Abgas}} = \dot{m}_{\text{Luft}} + \dot{m}_B \quad (\text{A.10})$$

$$\text{mit } M_{\text{Abgas},DK} = 28,82 \text{ kg/kmol (feucht, bei 9,6 \% O}_2\text{)} \quad (\text{A.11})$$

$$\text{mit } M_{\text{Abgas},CNG} = 27,69 \text{ kg/kmol (feucht, bei stöchiom. Verbrennung)} \quad (\text{A.12})$$

Unter der Berücksichtigung des Treibhausgasfaktors von Methan (Faktor 25 nach [94]) ergibt sich die THG-Emission des Methans CO_{2,CH₄-Äq.} aus Gleichung (A.13):

$$\dot{m}_{\text{CO}_2,\text{CH}_4-\text{Äq.}} = \dot{m}_{\text{CH}_4} \cdot \text{THG} - \text{Faktor}_{\text{CH}_4} \quad (\text{A.13})$$

$$\text{mit } \text{THG} - \text{Faktor}_{\text{CH}_4} = 25 \quad (\text{A.14})$$

Die Gesamt-THG-Emission des Motors ergibt sich aus der Gleichung (A.15) durch Addition der beiden Gleichungen (A.5) und (A.13):

$$\dot{m}_{\text{CO}_2,\text{Äq.}} = \dot{m}_{\text{CO}_2} + \dot{m}_{\text{CO}_2,\text{CH}_4-\text{Äq.}} \quad (\text{A.15})$$

A-5 Koeffizienten zur Bestimmung der molaren Enthalpie

Tabelle A.1: Koeffizienten zur Bestimmung der molaren Enthalpie und Wärmekapazität für die in der Druckverlaufsanalyse betrachteten Komponenten bei einer Temperatur $T < 1000 \text{ K}$ nach Smith et al. [93]

	O ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈
$a_{k,1}$	3,782456E+00	3,298677E+00	2,356774E+00	4,198641E+00	5,149876E+00	4,291425E+00	9,335538E-01
$a_{k,2}$	-2,996734E-03	1,408240E-03	8,984597E-03	-2,036434E-03	-1,367098E-02	-5,501543E-03	2,642458E-02
$a_{k,3}$	9,847302E-06	-3,963222E-06	-7,123563E-06	6,520402E-06	4,918006E-05	5,994383E-05	6,105973E-06
$a_{k,4}$	-9,681295E-09	5,641515E-09	2,459190E-09	-5,487971E-09	-4,847430E-08	-7,084663E-08	-2,197750E-08
$a_{k,5}$	3,243728E-12	-2,444854E-12	-1,436995E-13	1,771978E-12	1,666940E-11	2,686858E-11	9,514925E-12
$a_{k,6}$	-1,063944E+03	-1,020900E+03	-4,837197E+04	-3,029373E+04	-1,024665E+04	-1,152221E+04	-1,395852E+04
$a_{k,7}$	3,657676E+00	3,950372E+00	9,901052E+00	-8,490322E-01	-4,641304E+00	2,666823E+00	1,920169E+01

Tabelle A.2: Koeffizienten zur Bestimmung der molaren Enthalpie und Wärmekapazität für die in der Druckverlaufsanalyse betrachteten Komponenten bei einer Temperatur $T \geq 1000 \text{ K}$ nach Smith et al. [93]

	O ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈
$a_{k,1}$	3,282538E+00	2,926640E+00	3,857460E+00	3,033992E+00	7,485150E-02	1,071882E+00	7,534137E+00
$a_{k,2}$	1,483088E-03	1,487977E-03	4,414370E-03	2,176918E-03	1,339095E-02	2,168527E-02	1,887224E-02
$a_{k,3}$	-7,579667E-07	-5,684760E-07	-2,214814E-06	-1,640725E-07	-5,732858E-06	-1,002561E-05	-6,271849E-06
$a_{k,4}$	2,094706E-10	1,009704E-10	5,234902E-10	-9,704199E-11	1,222925E-09	2,214120E-09	9,147565E-10
$a_{k,5}$	-2,167178E-14	-6,753351E-15	-4,720842E-14	1,682010E-14	-1,018152E-13	-1,900029E-13	-4,783807E-14
$a_{k,6}$	-1,088458E+03	-9,227977E+02	-4,875917E+04	-3,000430E+04	-9,468345E+03	-1,142639E+04	-1,646752E+04
$a_{k,7}$	5,453231E+00	5,980528E+00	2,271638E+00	4,966770E+00	1,843732E+01	1,511561E+01	-1,789235E+01

Literaturverzeichnis

- [1] ALGER, T. ; MANGOLD, B. ; ROBERTS, C. ; GINGRICH, J. : The interaction of fuel anti-knock index and cooled EGR on engine performance and efficiency. In: *SAE Technical Papers* (2012), Nr. 2012-04-16. <http://dx.doi.org/10.4271/2012-01-1149>. – DOI 10.4271/2012-01-1149
- [2] ALGER, T. ; CHAUVET, T. ; DIMITROVA, Z. : Synergies between High EGR Operation and GDI Systems. In: *SAE International Journal of Engines* 1 (2009), Nr. 1, S. 101–114. <http://dx.doi.org/10.4271/2008-01-0134>. – DOI 10.4271/2008-01-0134. – ISSN 1946-3944
- [3] ARNBERGER, A. ; FASCHING, P. ; GROSSO, P. ; PAREDI, D. ; EUROPÄISCHE KOMMISSION (Hrsg.): *CFD simulations and single - cylinder test bench activity - Stoich: HDGAS D4.1*. 2017
- [4] ARNBERGER, A. ; PROCHART, A. : *Evaluation and selection of optimized combustion concept based on SCE tests: HDGAS D6.2*. 2017
- [5] AUER, M. : *Magerkonzept-Gasmotoren: Entwicklung von Verfahren zur Vorausberechnung der Brennverläufe von Gasmotoren unter Berücksichtigung der Gasqualität und -zusammensetzung (Abschlussbericht)*
- [6] BAEHR, H. D. ; KABELAC, S. : *Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen*. 16., aktualisierte Auflage. Springer Vieweg <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-49568-1>. – ISBN 9783662495681
- [7] BARGENDE, M. ; BERNER, H.-J. ; EDER, J. : Experimental investigation of HP-CNG direct injection against gasoline direct injection. In: BARGENDE, M. (Hrsg.) ; AVRAMOPOULOS, I. (Hrsg.): *12. Tagung Gasfahrzeuge*, 2017
- [8] BASSHUYSEN, R. (Hrsg.) ; SCHÄFER, F. (Hrsg.): *Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*. 7., vollst. überarb. u. erw. Aufl. 2014. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015 (ATZ/MTZ-Fachbuch). – ISBN 3658046783

- [9] BÄUERLE, B. : *Untersuchung der zeitlichen Entwicklung von Klopfzentren im Endgas eines Zweitakt-Ottomotors mittels zweidimensionaler laserinduzierter Fluoreszenz von Formaldehyd*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Dissertation, http://elib.uni-stuttgart.de/opus/volltexte/2001/855/pdf/diss_bbn.pdf
- [10] BERNER, H.-J. ; CHIODI, M. ; BARGENDE, M. : Berücksichtigung der Kalorik des Kraftstoffes Erdgas in der Prozessrechnung. In: *9. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors*. 2003, S. 149–172
- [11] BLANK, H. ; DISMON, H. ; KOCHS, M. W. ; SANDERS, M. ; GOLDEN, J. E.: EGR and Air Management for Direct Injection Gasoline Engines, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2002 (SAE Technical Paper Series)
- [12] BÖCKHOFF, N. : MAN L/V 51/60 DF: Der Dieselgas-Motor für Marineanwendung. In: HARNDORF, H. (Hrsg.): *1. Rostocker Großmotorentagung - Zukunft der Großmotoren im Spannungsfeld von Emissionen, Kraftstoffen und Kosten 2010*
- [13] BOLAND, D. : *Wirkungsgradoptimaler Betrieb eines aufgeladenen 1,0 l Dreizylinder CNG Ottomotors innerhalb einer parallelen Hybridarchitektur*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Dissertation, 2011. <http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:bsz:93-opus-61328>
- [14] BOZZA, F. ; SIANO, D. ; TORELLA, E. : Cycle-by-Cycle Analysis, Knock Modeling and Spark-Advance Setting of a “Downsized” Spark-Ignition Turbocharged Engine. In: *SAE Technical Papers* 2 (2009), Nr. 2, S. 381–389. <http://dx.doi.org/10.4271/2009-24-0020>. – DOI 10.4271/2009-24-0020
- [15] BRECQ, G. ; BELLETTRE, J. ; TAZEROUT, M. ; MULLER, T. : Knock prevention of CHP engines by addition of N₂ and CO₂ to the natural gas fuel. In: *Applied Thermal Engineering* 23 (2003), Nr. 11, S. 1359–1371. [http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311\(03\)00063-2](http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311(03)00063-2). – DOI 10.1016/S1359-4311(03)00063-2. – ISSN 1359-4311
- [16] BRODA, A. ; ALLWÖRDEN, K. von ; TÖPFER, T. : Potenzial von Methan-basierten Kraftstoffen zum Betrieb von Traktoren und mobilen Arbeitsmaschinen. In: *72. Internationale Tagung LAND. TECHNIK - AgEng*. 2014

- [17] BÜLTE, H. ; SCHIFFGENS, H.-J. ; BROLL, P. ; BEBERDICK, W. : Technologiekonzept von DEUTZ zur Einhaltung der Grenzwerte der Abgasstufe US EPA Tier 4 und EU Stufe IV für Motoren in Mobilen Arbeitsmaschinen: Legislation US EPA Tier 4 and EU Stage IV for Engines used in Non-Road Mobile Machinery. In: PISCHINGER, S. (Hrsg.): *Fahrzeug- und Motorentechnik*. Aachen : fka Forschungsges. Kraftfahrwesen Aachen, 2008, S. 1289–1310
- [18] BURCAT, A. ; MACBRIDE, B. : *TAE report*. Bd. 697: *1994 ideal gas thermodynamic data for combustion and air pollution use*. Haifa : TECHNION-Israel Inst. of Technology, 1993
- [19] BUSCHBECK, M. : *Laseroptische Analyse der zyklischen Schwankungen in einem Transparentmotor*. Darmstadt, Techn. Univ Darmstadt, Dissertation, 2013. http://www.iap.tu-darmstadt.de/fileadmin/nlq/theses/Dissertation_Martin_Buschbeck.pdf
- [20] CATERPILLAR-MARINE: *M 34 DF - Dual Fuel Engine*. <https://s7d2.scene7.com/is/content/Caterpillar/C10751290>
- [21] CIMARELLO, A. ; GRIMALDI, C. N. ; MARIANI, F. ; BATTISTONI, M. ; DAL RE, M. : Analysis of RF Corona Ignition in Lean Operating Conditions Using an Optical Access Engine, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2017 (SAE Technical Paper Series)
- [22] DIANA, S. ; GIGLIO, V. ; IORIO, B. ; POLICE, G. : Evaluation of the Effect of EGR on Engine Knock. In: *SAE Technical Papers* (1998). <http://dx.doi.org/10.4271/982479>. – DOI 10.4271/982479
- [23] DIRRENBERGER, P. ; LE GALL, H. ; BOUNACEUR, R. ; HERBINET, O. ; GLAUDE, P.-A. ; KONNOV, A. ; BATTIN-LECLERC, F. : Measurements of Laminar Flame Velocity for Components of Natural Gas. In: *Energy & Fuels* 25 (2011), Nr. 9, S. 3875–3884. <http://dx.doi.org/10.1021/ef200707h>. – DOI 10.1021/ef200707h. – ISSN 0887–0624
- [24] DOHLE, U. : Off-Highway-Dieselmotoren vor großen Herausforderungen. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 76 (2015), Nr. 11, S. 98. <http://dx.doi.org/10.1007/s35146-015-0132-7>. – DOI 10.1007/s35146-015-0132-7. – ISSN 0024–8525

-
- [25] DOLT, R. : *Indizieren in der Motorenentwicklung*. Auflage 1. SZ Scala GmbH, 2006. – ISBN 978-3-937889-31-3
- [26] EICHLSEDER, H. : Gasmotorenkonzepte für mobile Anwendung. In: *11. Tagung „Motorische Verbrennung - aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze“*, S. 165–182
- [27] EICHLSEDER, H. ; KLÜTING, M. ; PIOCK, W. F.: *Grundlagen und Technologien des Ottomotors: Der Fahrzeugantrieb*. Springer (Der Fahrzeugantrieb). http://deposit.ddb.de/cgi-bin/dokserv?id=2667859&prov=M&dok_var=1&dok_ext=htm. – ISBN 9783211257746
- [28] ERHARD, T. ; WIDMANN, A. : *Abgasgesetzgebung Diesel- und Gasmotoren*. Stand Januar 2017. Frankfurt a. M.,
- [29] FAZ: Wir haben heute alle zusammen Geschichte geschrieben. In: *Frankfurter Allgemeine* (12.12.2015). www.faz.net/aktuell/wirtschaft/klimagipfel/weltklimavertrag-angenommen-wir-haben-heute-alle-zusammen-geschichte-geschrieben-13963330.html
- [30] FIGER, G. ; SEITZ, H. F. ; GRAF, G. ; SCHREIER, H. : Nutzfahrzeug-Gasmotoren mit Deseffizienz. In: *Motortechnische Zeitschrift* 75 (2014), Nr. 10, S. 24–30
- [31] FLAIG, B. ; BEYER, U. ; ANDRÉ, M.-O. : Abgasrückführung bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung. In: *Motortechnische Zeitschrift* 71 (2010), Nr. 01, S. 34–40
- [32] GERTHSEN, T. : *Chemie für den Maschinenbau*. Bd. / Tarsilla Gerthsen ; 2: *Organische Chemie für Kraft- und Schmierstoffe, Polymerchemie für Polymerwerkstoffe*. Hannover and Karlsruhe, Baden : Technische Informationsbibliothek u. Universitätsbibliothek and Univ.-Verl., 2008. – ISBN 3866440804
- [33] GLASSMAN, I. ; YETTER, R. A.: *Combustion*. 4. ed. Amsterdam : Elsevier/Acad. Press, 2008. – ISBN 9780120885732
- [34] GOLINI, S. : *Prototype of new FPT Cursor 13 pure NG LPDI engine: HDGAS D4.4*. 2017
- [35] GOLLOCH, R. : *Downsizing bei Verbrennungsmotoren: Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung*. Springer (VDI-Buch). <http://lib.myilibrary.com/detail.asp?id=61723>. – ISBN 9783540238836
-

- [36] GRANDIN, B. ; DENBRATT, I. ; BOOD, J. ; BRACKMANN, C. ; BENGTSSON, P.-E. ; GOGAN, A. ; MAUSS, F. ; SUNDÉN, B. : Heat Release in the End-Gas Prior to Knock in Lean, Rich and Stoichiometric Mixtures With and Without EGR, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2002 (SAE Technical Paper Series)
- [37] GRILL, M. : *Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Dissertation, 26. Mai 2016. <http://edok01.tib.uni-hannover.de/edoks/e01dd01/522587844.pdf>
- [38] GÜLDER, Ö. L. : Correlations of Laminar Combustion Data for Alternative S.I. Engine Fuels, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1984 (SAE Technical Paper Series)
- [39] HARNDORF, H. (Hrsg.): *Verbrennungskraftmaschinen*. 1. Auflage. Rostock : FVTR-Fachbuchreihe, 2015. – ISBN 978-3-941554-12-2
- [40] HARNDORF, H. ; KLÖSEL, R. ; VOLKART, A. : Optimierung der Meß- und Auswerteparameter zur Analyse von Zylinderdruckverläufen. In: *Motortechnische Zeitschrift* 53 (1992), S. 136–142
- [41] HESEDING, M. ; NITSCHKE, M. ; SLAMA, J. ; VERBAND DEUTSCHER MASCHINEN- UND ANLAGENBAU E.V. (Hrsg.): *Abgasgesetzgebung Diesel- und Gasmotoren*
- [42] HEYWOOD, J. B.: *Internal combustion engine fundamentals*. Internat. ed. New York : McGraw-Hill, 1988 (McGraw-Hill international editions). – ISBN 0071004998
- [43] HIROSHI, M. ; MAKOTO, K. ; YUICHI, O. ; TETSUNORI, S. ; SHINJI, K. : The Potential of Lean Boost Combustion. In: *SAE Technical Papers* (2004), Nr. 2004-05-0417
- [44] HOFER, M. : *Optimierung der Einlasskanalgeometrie eines Ottomotors mit Hilfe transienter CFD Simulationen*. Braunschweig, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 30.05.2016. https://publikationsserver.tu-braunschweig.de/servlets/MCRFileNodeServlet/dbbs_derivate_00043001/Diss_Hofer_Martin.pdf
- [45] HOFFMANN, K. ; BENZ, M. ; WEIRICH, M. ; HERMANN, H.-O. : Der neue Erdgasmotor für Mittelschwere NFZ von Mercedes Benz. In: *Motortechnische Zeitschrift* 75 (2014), Nr. 11, S. 12–19

- [46] HOHENBERG, G. : Der Verbrennungsablauf - Ein Weg zur Beurteilung des motorischen Prozesses. In: *4. Wiener Motorensymposium*, S. 71–88
- [47] HOHENBERG, G. : Berechnung des gasseitigen Wärmeübergangs in Dieselmotoren. In: *Motortechnische Zeitschrift* 41 (1980), Nr. 7/8, S. 321–326
- [48] HÜCHTEBROCK, B. ; GEIGER, J. : Entwicklung eines Gasbrennverfahrens für hohe Leistungsdichte. In: *Motortechnische Zeitschrift* 76 (2015), Nr. 10, S. 60–67
- [49] HUSTED, H. ; KARL, G. ; SCHILLING, S. ; WEBER, C. : Direct Injection of CNG for driving performance with low CO₂. In: *23. Aachener Kolloquium*. Aachen, 2014
- [50] JANSSEN, C. : *Entwicklung eines Gesamtmodells zur Analyse von Indizierdruckmessungen und zur Simulation der Schadstoffbildung im Brennraum: Im Auftrag der Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr GmbH Theorie und Programmierung Version 1.0*
- [51] JESHANI, M. ; AULD, A. ; SAFI, W. ; CARVALHO, T. ; PICKETT, R. ; EUROPÄISCHE KOMMISSION (Hrsg.): *CFD simulations -Lean Burn: HDGAS D4.2*. 2016
- [52] KALLINEN, K. ; HÄRKÖNEN, M. ; PITKÄNEN, M. : Advanced Catalysts for CNG-Engines. In: *SAE Technical Papers* (2004), Nr. 2004-28-0028
- [53] KLAUSNER, J. ; LANGE, J. ; TRAPP, C. : J624 – der weltweit erste Gasmotor mit zweistufiger Aufladung. In: *Motortechnische Zeitschrift* 72 (2011), Nr. 4, S. 284–289
- [54] KURATLE, R. : *Motorenmeßtechnik*. 1. Aufl. Würzburg : Vogel, 1995 (Vogel-Fachbuch). – ISBN 3802315537
- [55] LECLERCQ, N. : *Natural Gas Vehicle Technologies for Light, Medium, Heavy and High Horsepower Application*. Warschau, 6-7.03.2013
- [56] LEIBSSLE, B. ; ZEHNDER, F. ; RÖHNER, M. : *Prototype injector for SCE and ECU: HDGAS D6.1*. 2016
- [57] MAN DIESEL & TURBO ; MAN DIESEL & TURBO (Hrsg.): *ME-GI Dual Fuel MAN B&W Engines: A Technical, Operational and Cost-effective Solution for Ships Fuelled by Gas*
- [58] MAN DIESEL & TURBO: *Marine Enging: IMO Tier II and Tier III*. 2. 2017

- [59] MANZ, P.-W. : *Indiziertechnik an Verbrennungskraftmaschinen*. Braunschweig, 2007
- [60] MAUTNER, S. ; EMBERGER, P. ; THUNEKE, K. ; REMMELE, E. ; TECHNOLOGIE- UND FÖRDERZENTRUM IM KOMPETENZZENTRUM FÜR NACHWACHSENDE ROHSTOFFE (Hrsg.): *Emissions- und Betriebsverhalten eines Biomethantraktors mit Zündstrahlmotor*. <http://edok01.tib.uni-hannover.de/edoks/e01fn17/1000763854.pdf> (Berichte aus dem TFZ)
- [61] MCBRIDE, B. J. ; GORDON, S. ; RENO, M. A.: *NASA technical memorandum*. Bd. 4513: *Coefficients for calculating thermodynamic and transport properties of individual species*. Hampton, Va. : NASA Langley Research Center, 1993
- [62] MEIER, K. : *Berechnung der Verbrennung und Schadstoffbildung im OTTO-Motor bei großen Abgasrückführaten*. Karlsruhe, Universität Karlsruhe, Diss., 1997
- [63] MERKER, G. P. ; SCHWARZ, C. ; TEICHMANN, R. : *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. 5., vollständig überarbeitete, aktualisierte und erweiterte Auflage. Vieweg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH Wiesbaden <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-8306-3>. – ISBN 9783834883063
- [64] MOHR, H. : *Großmotoren und Gasmotoren: Vorlesung am Institut für Verbrennungskraftmaschinen der TU Braunschweig*. Braunschweig, Sommersemester 2008
- [65] MÜLLER-EBERSTEIN, R. ; SIEGEMUND, S. ; DEUTSCHE ENERGIE-AGENTUR GMBH (DENA) (Hrsg.): *Nachhaltige Mobilität mit Erdgas und Biomethan. Marktentwicklung 2015/2016: Vierten Fortschrittsbericht*. Berlin,
- [66] NELLEN, C. : Aufgeladene Gasmotoren mit AGR und Drei-Wege-Katalysator: Der Weg zu niedrigsten Emissionen bei hohem Wirkungsgrad und großer Leistungsdichte. In: *Motortechnische Zeitschrift* 61 (2000), Nr. 1, S. 54–62
- [67] NITSCHKE, H. : *Berichte aus dem Ivb*. Bd. 4: *Erschließung von Wirkungsgradpotenzialen aufgeladener Ottomotoren mittels Ladungsverdünnung: Zugl.: Braunschweig, Techn. Univ., Diss., 2015*. Aachen : Shaker, 2015. – ISBN 9783844036343
- [68] PISCHINGER, F. : *Motorische Verbrennung: Abschlussbericht des SFB 224*. <http://www.sfb224.rwth-aachen.de/bericht.htm>

-
- [69] PISCHINGER, R. ; AVL (Hrsg.): *Indizieren am Verbrennungsmotor: Anwenderhandbuch*. Österreich,
- [70] PISCHINGER, R. ; KLELL, M. ; SAMS, T. : *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. 3. Aufl. Wien u.a : Springer, 2009 (Der Fahrzeugantrieb). – ISBN 978-3-211-99276-0
- [71] PÖHLS, A. : *Fortschritt-Berichte / VDI Reihe 12, Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik*. Bd. 458: *Untersuchung eines Verfahrens zur gesteuerten Abgasrückführung bei Ottomotoren: Zugl.: Hamburg, Univ. der Bundeswehr, Diss., 2001*. Düsseldorf : VDI-Verl, 2001. – ISBN 3183458128
- [72] POINSOT, T. ; VEYNANTE, D. : *Theoretical and Numerical Combustion*. Edwards <https://books.google.de/books?id=cqFDkeVABYoC>. – ISBN 9781930217102
- [73] PREHN, S. : *Erstellung eines neuen, MATLAB-basierten Programms zur Druckverlaufsanalyse unter Berücksichtigung der aus den Forschungsprojekten am LKV erwachsenden speziellen Aufgabenstellungen und Anforderungen*. Rostock, Universität Rostock, Projektarbeit, 2010
- [74] PREHN, S. : *Heizverlaufsanalyse an einem mittelschnelllaufenden Vorkammer-Gasmotor*. Rostock, Universität Rostock, Studienarbeit, November 2009
- [75] PREHN, S. ; REISSIG, M. : *Studie zu Voraussetzungen und Grundlagen für die Entwicklung eines Gasmotors zum Einsatz in Landmaschinen*
- [76] PREHN, S. ; WICHMANN, V. ; KASPERA, M. ; LASSAK, T. D.: *Entwicklung und Untersuchung eines Gasmotors für Landmaschinen - Phase 1+2: Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt*. Rostock : Universität Rostock Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren, September 2016
- [77] RATZKE, A. : *Modellierung der Flammenausbreitung und des Flammenlöschens im Gasmotor*. Hannover, Leibniz Universität Hannover, Dissertation, 18. Dezember 2013. https://www.itv.uni-hannover.de/uploads/tx_tkpublikationen/Dissertation_2013-3_Ratzke-Ansgar.pdf
- [78] REIF, K. (Hrsg.): *Ottomotor-Management im Überblick*. 1. Aufl. 2015. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2015 (SpringerLink : Bücher). – ISBN 3658095245
-

- [79] RITZINGER, J. : *Einfluss der Kraftstoffe RON95, Methan und Ethanol auf Flammenausbreitung und Klopfverhalten in Ottomotoren mit Abgasrückführung*. Zürich, ETH Zürich, Dissertation, 2013. <http://e-collection.ethbib.ethz.ch/show?type=diss&nr=21519>
- [80] ROSENBERGER, T. ; EUROTRANSPORT.DE (Hrsg.): *In Europa verfügbare Motoren für CNG- und LNG-Nutzfahrzeuge*. <https://www.eurotransport.de/news/alternative-antriebe-konkurrenz-fuer-den-diesel-6625527.html>. Version: 2015
- [81] ROULEAU, L. ; SERRANO, D. ; LECOINTE, B. ; RAVET, F. ; COMA, G. ; CHRISTOU, P. : CNG direct injection spark-ignition engine with high turbulence and high compression ratio: numerical and experimental investigations. In: BARGENDE, M. (Hrsg.) ; AVRAMOPOULOS, I. (Hrsg.): *12. Tagung Gasfahrzeuge*, 2017, S. 1–32
- [82] SANKESH, D. ; EDSSELL, J. ; MAZLAN, S. ; LAPPAS, P. : Comparative Study between Early and Late Injection in a Natural-gas Fuelled Spark-ignited Direct-injection Engine. In: *Energy Procedia* 110 (2017), S. 275–280. <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.139>. – DOI 10.1016/j.egypro.2017.03.139. – ISSN 1876–6102
- [83] SANKESH, D. ; LAPPAS, P. : Natural-Gas Direct-Injection for Spark-Ignition Engines - A Review on Late-Injection Studies. In: *SAE Technical Papers* (2017), Nr. 2017-26-0067. <http://dx.doi.org/10.4271/2017-26-0067>. – DOI 10.4271/2017-26-0067
- [84] SCHÄFER, S. : *CFD-Simulation der Kraftstoffeinblasung eines aufgeladenen Otto-Gasmotors*. Rostock, Universität Rostock, Studienarbeit, 25.03.2013
- [85] SCHMOTZ, N. : Mehrquadranten-Leistungsbremse mit CompactRIO. In: JAMAL, R. (Hrsg.) ; HEINZE, R. (Hrsg.): *Virtuelle Instrumente in der Praxis 2015*. Berlin and Offenbach : VDE-Verl., 2015. – ISBN 9783800735723, S. 387–391
- [86] SCHÖFFLER, T. : *Motorische Verbrennung von Erdgas-Luft-Gemischen mit Ladungsverdünnung durch rückgeführtes Abgas*, Leibniz Universität Hannover, Dissertation, 2016
- [87] SCHRAML, S. ; ROTHE, D. ; LUTZ, F. ; ZUTHER, F. I.: Hochintegrierte Abgasnachbehandlungssysteme in Heavy-Duty-Applikationen. In: *ATZoffhighway* 10

- (2017), Nr. 4, S. 38–43. <http://dx.doi.org/10.1007/s35746-017-0048-x>. – DOI 10.1007/s35746-017-0048-x. – ISSN 2191–1843
- [88] SCHREIBER, D. ; FORSS, A.-M. ; MOHR, M. ; DIMOPOULOS, P. : Particle Characterisation of Modern CNG, Gasoline and Diesel Passenger Cars, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2007 (SAE Technical Paper Series)
- [89] SCHWADERLAPP, M. : Dekarbonisierung in der Landwirtschaft. In: *ATZoffhighway* 10 (2017), Nr. 4, S. 90. <http://dx.doi.org/10.1007/s35746-017-0046-z>. – DOI 10.1007/s35746-017-0046-z. – ISSN 2191–1843
- [90] SEBOLDT, D. : *Untersuchungen zum Potenzial der CNG-Direkteinblasung zur Reduktion von HC-Emissionen in Gasmotoren*. Springer Fachmedien Wiesbaden (Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-17906-9>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-17906-9>. – ISBN 9783658179052
- [91] SINGER, M. : *Euro IV / V / EEV / VI Diesel- und Gasmotoren Vergleich und Aussichten*. Thun, 9./10. Mai 2006
- [92] SIXEL, E. J.: Der M46DF: Neue Möglichkeiten für das Motormanagement und der Einfluss auf den Motorbetrieb. In: HARNDORF, H. (Hrsg.): *Die Zukunft der Großmotoren III: 3. Rostocker Großmotorentagung*. Rostock : FVTR-Fachbuchreihe, 2016. – ISBN 978-3-941554-08-5, S. 111–122
- [93] SMITH, G. P. ; GOLDEN, D. M. ; FRENKLACH, M. ; MORIARTY, N. W. ; EITENEER, B. ; GOLDBERG, M. ; BOWMAN, C. T. ; HANSON, R. K. ; SONG, S. ; GARDINER JR., W. C. ; LISSIANSKI, V. V. ; QIN, Z. : *Gri-mech 3.0*. <http://combustion.berkeley.edu/gri-mech/>
- [94] SOLOMON, S., D. QIN, M. MANNING, Z. CHEN, M. MARQUIS, K.B. (Hrsg.): *Climate change 2007: The physical science basis*. Cambridge University Press http://www.ipcc.ch/publications_and_data/publications_ipcc_fourth_assessment_report_wg1_report_the_physical_science_basis.htm. – ISBN 978-0-521-70596-7
- [95] STAIMER, R. : *MAN CNG Buses: Future proof sustainable technology*. Januar 2012

- [96] STAIMER, R. : *Clean Air Bus Transport: Future proof and sustainable technology*. Januar 2013
- [97] STANEV, A. ; LANGE, J. : *Abgasemission I: Untersuchungen zum Zusammenhang zwischen Arbeitsprozess und Abgasemission von Dieselmotoren beim Betrieb mit hochviskosen Brennstoffen: Vorhaben Nr. 509*. Frankfurt a. M.,
- [98] STOCKER, T. ; ALEXANDER, L. ; ALLEN, M. : *Climate change 2013: The physical science basis ; Working Group I contribution to the fifth assessment report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. [Elektronische Ressource]. WMO IPCC <http://dx.doi.org/10.1017/CB09781107415324>. – ISBN 9781107661820
- [99] STRENG, S. ; WIESKE, P. ; WARTH, M. ; HALL, J. : Monovalenter Erdgasbetrieb und Downsizing für niedrigste CO₂-Emissionen. In: *Motortechnische Zeitschrift* 77 (2016), Nr. 08, S. 16–23
- [100] TUCKERMANN, R. : *Chemie der Troposphäre: Vorlesung - Atmosphärenchemie*. <http://www.pci.tu-bs.de/aggericke/PC5-Atmos/Troposphaere.pdf>. Version: 2005
- [101] UMWELTBUNDESAMT ; UMWELTBUNDESAMT (Hrsg.): *Abgasgrenzwerte für LKW und Busse*. <http://www.umweltbundesamt.de/themen/verkehr-laerm/emissionsstandards/schwere-nutzfahrzeuge>
- [102] UMWELTBUNDESAMT ; UMWELTBUNDESAMT (Hrsg.): *Atmosphärische Treibhausgas-Konzentrationen*. <https://www.umweltbundesamt.de/daten/klima/atmosphaerische-treibhausgas-konzentrationen#textpart-1>. Version: 07.08.2017
- [103] VAN BASSHUYSEN, R. : *Erdgas und erneuerbares Methan für den Fahrzeugantrieb: Wege zur klimaneutralen Mobilität*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2015 (SpringerLink : Bücher). – ISBN 3658071591
- [104] VAN BASSHUYSEN, R. (Hrsg.): *Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direkteinblasung: Ottokraftstoffe, Erdgas, Methan, Wasserstoff*. 4. überarbeitete und erweiterte Auflage. Springer Vieweg (ATZ/MTZ-Fachbuch). <http://www.springer.com/>. – ISBN 9783658122157
- [105] VAN BASSHUYSEN, R. (Hrsg.) ; SPICHER, U. (Hrsg.): *Ottomotor mit Direkteinspritzung: Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial*. 2., überarb. und erw.

- Aufl. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2008 (ATZ/MTZ-Fachbuch). – ISBN 9783834804457
- [106] VOGT, R. ; IFEU - INSTITUT FÜR ENERGIE- UND UMWELTFORSCHUNG HEIDELBERG GMBH (Hrsg.): *Basisdaten zu THG-Bilanzen für Biogas-Prozessketten und Erstellung neuer THG-Bilanzen*. Heidelberg,
- [107] WAGNER, C. : *Fortschritt-Berichte VDI. Reihe 12, Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik*. Bd. Nr. 402: *Untersuchung der Abgasrückführung an Otto- und Dieselmotor*. Dusseldorf : VDI Verlag, 1999. – ISBN 9783183402120
- [108] WARNATZ, J. ; DIBBLE, R. W. ; MAAS, U. : *Combustion: Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation*. 4th Edition. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-45363-5>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-45363-5>. – ISBN 9783540259923
- [109] WESTPORT: *Westport HPDI 2.0*. <http://www.westport.com/is/core-technologies/hpdi-2>. Version: 2018
- [110] WIESENBERG, R. : *Erdgas als Treibstoff für den Straßenverkehr als Chance für Energieversorgungsunternehmen*. Hamburg and Berlin, Techn. Univ, Diss., 2000
- [111] WROBEL, R. : *Einfluss des Realgasverhaltens auf die Motorprozessrechnung*. Graz, Technische Universität Graz, Diplomarbeit, 1985
- [112] YAMAGUCHI, S. ; KASHIWAZAKI, T. ; NISHIOKA, M. ; TAKAHASHI, E. ; FURUTANI, H. ; KOJIMA, H. ; MIYATA, J. : Dual-Point Laser Ignition and its Location Effects on Combustion in Lean-Burn Gas Engine. In: *SAE International Journal of Engines* 8 (2015), Nr. 3. <http://dx.doi.org/10.4271/2015-01-9041>. – DOI 10.4271/2015-01-9041. – ISSN 1946-3944
- [113] ZACHARIAS, F. : *Analytische Darstellung der thermodynamischen Eigenschaften von Verbrennungsgasen*. Berlin, TU Berlin, Dissertation, 1966
- [114] ZACHARIAS, F. : Mollier Diagramme für Verbrennungsgase in der Datenverarbeitung. In: *Motortechnische Zeitschrift* 31 (1970), Nr. 7, S. 296–303
- [115] ZACHARIAS, F. : *Gasmotoren*. 1. Würzburg : Vogel, 2001 (Vogel Fachbuch). – ISBN 3802317963

-
- [116] ZITZLER, G. : *Magerkonzept-Gasmotoren - Entwicklung von Verfahren zur Vor-
ausberechnung der Brennverläufe von Gasmotoren unter Berücksichtigung der
Gasqualität und -zusammensetzung*

Wissenschaftlicher Lebenslauf

Name: Sascha Prehn
 Geburtsdatum, -ort: 18.02.1985 in Rostock, Mecklenburg-Vorpommern
 Staatsangehörigkeit: deutsch
 Schulbildung: 1991 - 2004 (Allgemeine Hochschulreife)

Studium:

10/2005 - 09/2011 Diplomstudium Maschinenbau an der Universität Rostock (Vertiefungsrichtungen: Thermische Prozesse / Verbrennungsmotoren)
 09/2008 - 02/2009: Fachpraktikum bei der Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG Kiel, Abteilung: Versuch Gasmotoren
 10/2009 Studienarbeit: „Heizverlaufsanalyse an einem mittelschnelllaufenden Vorkammer-Gasmotor“
 08/2010 Projektarbeit: „Erstellung eines neuen, MATLAB-basierten Programms zur Druckverlaufsanalyse unter Berücksichtigung der aus den Forschungsprojekten am LKV erwachsenden speziellen Aufgabenstellungen und Anforderungen“
 01/2011 - 06/2011 Diplomand bei der Deutz AG Köln-Porz, Abteilung: Technologieentwicklung Abgasnachbehandlung
 07/2011 Diplomarbeit: „Experimentelle Untersuchungen und Simulation zur Ammoniak-Aufbereitung in SCR-Systemen“

Beruflicher Werdegang:

07/2011 - 06/2012: Forschungsingenieur bei der FVTR GmbH
 07/2012 - aktuell: Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren an der Universität Rostock

Veröffentlichungsliste

- [V1] PREHN, Sascha ; WICHMANN, Volker ; HARNDORF, Horst: Verfahren zur Aufbereitung von Biogas in Kraftstoffqualität. In: NELLES, Michael (Hrsg.): *6. Rostocker Bioenergieforum*. Rostock : Universität Agrar- und Umweltwissenschaftliche Fakultät, 2012 (Schriftenreihe Umweltingenieurwesen). – ISBN 9783940364272, S. 185–195

- [V2] PREHN, Sascha ; WICHMANN, Volker ; HARNDORF, Horst ; BEBERDICK, Wolfgang: Einhaltung zukünftiger Abgasnormen von mobilen Arbeitsmaschinen durch Entwicklung eines monovalenten Erdgas-Brennverfahrens. In: *Nelles (Hg.) 2014 – 8. Rostocker Bioenergieforum*

- [V3] PREHN, Sascha ; WICHMANN, Volker ; HARNDORF, Horst: Entwicklung und Untersuchung eines Gasmotors für Landmaschinen. In: PISCHINGER, Stefan (Hrsg.): *WKM Symposium 2014*. WKM, 2014

- [V4] PREHN, Sascha ; WICHMANN, Volker ; HARNDORF, Horst ; BEBERDICK, Wolfgang: Development and investigation of a gas engine for agricultural machinery. In: SIEBENPFEIFER, Wolfgang (Hrsg.): *10th international MTZ Conference "Heavy-Duty, On- und Off-Highway Engines"*. Wiesbaden : ATZlive, 2015

- [V5] PREHN, Sascha ; WICHMANN, Volker ; HARNDORF, Horst ; BEBERDICK, Wolfgang: Erdgasbrennverfahren für Traktormotoren. In: *ATZ offhighway : ATZ extra* (Oktober 2015), S. 78–87

- [V6] PREHN, Sascha ; WICHMANN, Volker ; KASPERA, Marcel ; LASSAK, Tony D. ; HARNDORF, Horst ; DEUTSCHE BUNDESSTIFTUNG UMWELT (Hrsg.): *Entwicklung und Untersuchung eines Gasmotors für Landmaschinen - Phase 1: Abschlussbericht*. Osnabrück, März 2015

- [V7] PREHN, Sascha ; WICHMANN, Volker ; HARNDORF, Horst ; BEBERDICK, Wolfgang: Zukünftige Brennverfahren für biomethanbetriebene Traktormotoren. In: NELLES, Michael (Hrsg.): *10. Rostocker Bioenergieforum*. Rostock : Universität

Agrar- und Umweltwissenschaftliche Fakultät, 2016 (Schriftenreihe Umweltingenieurwesen). – ISBN 9783860094334

- [V8] PREHN, Sascha ; WICHMANN, Volker ; HARNDORF, Horst ; BEBERDICK, Wolfgang ; PAULSEN, H. M.: Investigation of a Gas Engine for Agricultural Machinery and Progress Report of Field Test with a Demonstrator Tractor. In: FEV CONFERENCE (Hrsg.): *2nd International FEV conference Advanced Fuels for Sustainable Mobility*,. Aachen, 2016
- [V9] PREHN, Sascha ; WICHMANN, Volker ; KASPERA, Marcel ; LASSAK, Tony D. ; HARNDORF, Horst ; DEUTSCHE BUNDESSTIFTUNG UMWELT (Hrsg.): *Entwicklung und Untersuchung eines Gasmotors für Landmaschinen - Phase 1+2: Abschlussbericht*. Osnabrück, September 2016
- [V10] NOWOTNY, M. SCHÜMANN, U. ; PREHN, Sascha: Entwicklung eines Kurzzeit-Laboralterungstests für Schmieröle in Gasmotoren. In: *ATZ offhighway* (2017), Nr. 01, S. 56–61
- [V11] PREHN, Sascha ; WICHMANN, Volker ; BUCHHOLZ, B.: Der Gastroktor im Feldtest. In: NELLES, Michael (Hrsg.): *11. Rostocker Bioenergieforum*. Rostock : Professur Abfall- und Stoffstromwirtschaft Agrar- und Umweltwissenschaftliche Fakultät Universität, 2017 (Schriftenreihe Umweltingenieurwesen). – ISBN 9783860094556
- [V12] PREHN, Sascha ; VOGEL, Christine ; BUCHHOLZ, Bert: Effects of bio-alcohol fuel blends on the aging of engine lubricating oil. Version: 2018. <http://dx.doi.org/10.4271/2018-01-1746>. 2018. – SAE Technical Paper 2018-01-1746