

Entwicklung und Untersuchung eines Gasmotors für Landmaschinen – Phase 1+2

Abschlussbericht

Über ein Entwicklungsprojekt, gefördert von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt

Aktenzeichen: 29980/02

Forschungsstelle: Universität Rostock
Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren
Albert-Einstein-Straße 2
18059 Rostock

Projektleitung: Prof. Dr.-Ing. Horst Harndorf

Autoren: Dipl.-Ing. Sascha Prehn
Dr.-Ing. Volker Wichmann
Dipl.-Ing. Marcel Kaspera
B.Sc. Tony David Lassak

Datum: September 2016

Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az 29980/02	Referat 24	Fördersumme	162.633 €
--------------------	-------------------	-------------	------------------

Antragstitel Entwicklung und Untersuchung eines Gasmotors für Landmaschinen - Phase 2

Stichworte Gasmotor, Landmaschinen, Brennverfahren, Emissionen, Demonstratortraktor

Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)
18 Monate	08.12.2014	08.06.2016	2

Zwischenberichte

Bewilligungsempfänger	Universität Rostock	Tel	0049 381 4989161
	Fachbereich Maschinenbau und Schiffstechnik	Fax	0049 381 4989152
	Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren	Projektleitung	
	Albert-Einstein-Str. 2 18059 Rostock	Prof. Dr.-Ing. Horst Harndorf	
		Bearbeiter:	
		Dipl.-Ing. Sascha Prehn	
		Dr.-Ing. Volker Wichmann	

Kooperationspartner Deutz AG
Ottostr. 1
51149 Köln-Porz (Eil)

Zielsetzung und Anlaß des Vorhabens

Die motorische Verbrennung von Erdgas bietet ein erhebliches Potential zur signifikanten Reduktion von Treibhausgasen. Durch den Einsatz dieses Kraftstoffes anstelle Diesel kann eine Einsparung der CO₂-Emission von rund 21 % erzielt werden. Auch hinsichtlich des Schadstoffausstoßes (NO_x und Partikel) bieten methanbasierte Kraftstoffe erhebliche Vorteile gegenüber den konventionellen, flüssigen Kraftstoffen. Anlass des Projektes ist die Darstellung einer erheblichen Umweltentlastung durch den Einsatz von Gasmotoren in dem von Dieselmotoren dominierten Bereich der Landmaschinen. Das Potential zur signifikanten Reduktion von Treibhausgasen wird allerdings nur erreicht, wenn der Methanschluß (Treibhausfaktor 21) stark begrenzt wird.

Ausgehend von einem ottomotorischen Prinzip sollen systematische Brennverfahrensuntersuchungen hinsichtlich der größeren Brennräume verglichen zu PKW-Motoren und der speziellen Lastanforderungen eines Landmaschinenmotors vorgenommen werden. Es soll das Potential eines Erdgasmotors bezüglich der Einhaltung zukünftiger Abgasgrenzwerte für den Non-Road-Bereich (Euro Stufe V) mit verschiedenen Abgasnachbehandlungskonzepten bewertet werden. Die Reglementierung der Methanemission unterliegt gegenwertig keiner gesetzlichen Vorgaben. Im Rahmen des Projektes soll jedoch ein Motorbetrieb mit weniger als 0,5 g/kWh Methanausstoß dargestellt werden (Grenzwert Euro VI für NKW).

In der zweiten Phase des Projektes soll der Nachweis geführt werden, dass die erheblichen Potentiale zur Umweltentlastung durch den Einsatz eines Gasbrennverfahrens auch im realen Betrieb eines Traktors dargestellt werden können. Mit einem Demonstratortraktor (Aufbau im Projekt) werden hochdynamische Testfahrten absolviert. Am Beispiel typischer Aufgabenbereiche eines Traktors (Grubbern, Mulchen, Zugfahrt etc.) wird das Motor- und Fahrzeugverhalten untersucht.

Darstellung der Arbeitsschritte und angewandten Methoden

Zur Realisierung des Vorhabens wurden systematische Entwicklungsarbeiten an einem Motorprüfstand durchgeführt und damit die unterschiedlichen wissenschaftlichen Fragestellungen bearbeitet. Begonnen wurde mit einer umfassenden Konzeptstudie zu Erdgasmotoren für landwirtschaftlich genutzte Maschinen mit ihren spezifischen Leistungsanforderungen sowie umsetzbarer Brennverfahren. Mittels der Recherchearbeiten sollten wesentliche Motor- und Betriebsparameter (Verdichtungsverhältnis, Verbrennungsluftverhältnis, Abgastemperaturen) für den Erdgasbetrieb eingegrenzt werden. Anschließend wurden systematische Brennverfahrensuntersuchungen ($\lambda=1$, $\lambda>1$, Verbrennung mit AGR) an dem Versuchsträger vorgenommen. Für die Untersuchung des Motorbetriebs wurde neben modernen Messsystemen zur Leistungs- und Emissionsbestimmung auch Messtechnik zur Analyse der Energieumsetzung im Brennraum (Motorindizierung) verwendet.

Innerhalb der Projektphase 2 wurden Referenzmessungen an einem Serien-Dieseltraktor für den Vergleich der Praxis-tauglichkeit eines gasbetriebenen Traktors durchgeführt. Im Anschluss daran wurde der Traktor auf den Gasbetrieb umgerüstet. Kernpunkte waren die Entwicklung eines Konzeptes zur Kraftstoffspeicherung und Integration des Gasmotors innerhalb des Demonstratortraktors. Im Anschluss der Umrüstung wurden die Messfahrten im Gasbetrieb wiederholt und die Ergebnisse mit den Referenzmessungen verglichen.

Ergebnisse und Diskussion

Für die Durchführung des Projektes wurde auf Basis eines Seriidieselmotors im landwirtschaftlichen Einsatz ein monovalenter Erdgasmotor mit Funkenzündung aufgebaut. Entsprechend der Leistungsanforderung und zukünftig geltenden Abgasgesetzgebungen wurden systematische Brennverfahrensuntersuchungen vorgenommen. Die Untersuchungen zeigen, dass für diese Motorkategorie die Erfüllung der Anforderungen insbesondere des Methangrenzwertes nur durch $\lambda=1$ -Brennverfahren mit Drei-Wege-Katalysator (optimiert für Methan) erreicht werden kann. Innerhalb der zweiten Projektphase wurde auf Grundlage des entwickelten Motorenkonzeptes ein Demonstratortraktor aufgebaut und hinsichtlich seiner Praxistauglichkeit bzw. Vergleichbarkeit zum Serien-Dieselfahrzeug hin untersucht. Dabei konnte gezeigt werden, dass der Demonstrator bis zu 61 % der Einsatzzeit des gleichen Fahrzeuges im Dieselbetrieb erreichen kann. Die untersuchten, praxisrelevanten Arbeitsaufgaben (Grubbern, Mulchen, Zugfahrt etc.) konnten im Gasbetrieb ohne Einschränkungen durchgeführt werden. Durch weitere intensive Applikationsarbeit am Motorsteuergerät können noch Verbesserungen in Bezug auf das Ansprechverhalten beim transienten Motorbetrieb erzielt werden. Bezogen auf den Dieselbetrieb konnte schon jetzt der THG-Ausstoß des Fahrzeugkonzeptes um bis zu 15 % verringert werden (inkl. Methan). Die Einhaltung der gesetzlich reglementierten Schadstoffemissionen (Stickoxide, Kohlenmonoxid und Partikel) der EU Stufe IV konnte in nahezu dem gesamten Motorenkennfeld mit einem stöchiometrischen Brennverfahren in Verbindung mit Abgasrückführung sichergestellt werden. Das Motorenkonzept erfüllt auch die voraussichtlich in 2019 eingeführte Abgasnorm EU Stufe V.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

- Universität Rostock, 2013. Gasmotoren sind die Zukunft. Pressemitteilung, 22. April 2013, 09:42 Uhr
- Gas kommt in Bewegung. In: Gas|Winner, 2013, 04, S. 17-21
- Gasmotor Auf'm Acker. In Medium Gas, 2013, 02, S. 8
- Verfahren zur Aufbereitung von Biogas in Kraftstoffqualität, 6. Bioenergieforum, Rostock, 14. – 15. Juni 2012
- Einhaltung zukünftiger Abgasnormen von mobilen Arbeitsmaschinen durch Entwicklung eines monovalenten Erdgas-Brennverfahrens, 8. Bioenergieforum, Rostock, 19.-20. Juni 2014
- Entwicklung und Untersuchung eines Gasmotors für Landmaschinen, WKM-Symposium 2014, Aachen, 25.-26. Juni 2014
- Offizielle Inbetriebnahme des Demonstratortraktors im Gasbetrieb am 08.10.2016 am Thünen-Institut für ökologischen Landbau in Trenthorst
- Development and investigation of a gas engine for agricultural machinery, 10th conference: Gaseous-fuel powered vehicles, Stuttgart, 20.-21. Oktober 2015;
- Erdgasbrennverfahren für Traktormotoren, ATZ Offhighway, Springer-Verlag, Ausgabe 03/2015, S. 78-87, ISSN 2191-1843, Oktober 2015;
- Vorstellung des Demonstratortraktor auf der Agritechnica 2015 in Hannover
- Development and investigation of a gas engine for agricultural machinery, 10th International MTZ conference Heavy-Duty-, On- and Off-Highway Engines, Speyer, 24.-25. November 2015;
- Zukünftige Brennverfahren für biomethanbetriebene Traktormotoren, 10. Bioenergieforum, Rostock, 16. – 17. Juni 2016
- Praxiseinsatz des Gas-Traktor am Thünen-Institut für ökologischen Landbau ab Sommer 2016

Fazit

Die erzielten theoretischen und praktischen Ergebnisse zeigen, dass Erdgas als Kraftstoff für Motoren im landwirtschaftlichen Einsatz gut geeignet ist und aus den vorhandenen Serien-Dieselmotoren abgeleitet werden können. Die Untersuchungen legen dar, dass für diese Motorkategorie die Erfüllung der Anforderungen insbesondere des Methangrenzwertes nur durch $\lambda=1$ -Brennverfahren mit Drei-Wege-Katalysator (sensibilisiert für Methan) mit externer, gekühlter Abgasrückführung erreicht werden kann.

Durch Verwendung von erprobten Dieselmotoren, sowie der Adaption von marktverfügbaren, getesteten Systemen für Kraftstoff, Aufladung und Abgasnachbehandlung können die Kosten für anwendungsorientierte Serienlösung auf einem moderaten Niveau gehalten werden. Für eine Weiterentwicklung der einzelnen Motorkomponenten zur Effizienzverbesserung der Antriebsmaschine sind allerdings noch durch weitere Entwicklungsarbeiten auf diesem Gebiet erforderlich.

Darüber hinaus ist es mit den Ergebnissen der zweiten Projektphase gelungen die Praxistauglichkeit eines gasbetriebenen Demonstratortraktors nachzuweisen. Das erarbeitete und umgesetzte Kraftstoffspeicherkonzept ermöglicht den Einsatz des Fahrzeuges ohne eine zwischenzeitliche Betankung innerhalb eines Arbeitstages. Alle abgeforderten Arbeitsaufgaben (Grubbern, Mulchen, Zugfahrt etc.) konnten mit dem aufgebauten Demonstratorfahrzeug uneingeschränkt durchgeführt werden. Damit zeigt der Gasmotoren-Traktor im praxisnahen Einsatzgebiet keine Nachteile gegenüber der Dieselvariante und trägt entscheidend zur Umweltentlastung in der Landwirtschaft bei.

Nomenklatur

Chemische Symbole

CH_4	Methan
CO	Kohlenmonoxid
CO_2	Kohlendioxid
Cr	Chrom
NO	Stickstoffmonoxid
NO_2	Stickstoffdioxid
NO_X	Summe aus Stickstoffmonoxid und Stickstoffdioxid
Ni	Nickel
O_2	Sauerstoff

Griechische Buchstaben

α_{10}	$^{\circ}KW$	Punkt der Brennfunktion, an dem 10 % der Kraftstoffenergie umgesetzt sind
α_{50}	$^{\circ}KW$	Punkt der Brennfunktion, an dem 50 % der Kraftstoffenergie umgesetzt sind
Δ		Differenz
ϵ		Verdichtungsverhältnis
λ	$\frac{kg}{kg}$	Verbrennungsluftverhältnis

Lateinische Buchstaben

i		Laufvariable
k	$\frac{J}{kg}$	Turbulente kinetische Energie
M	Nm	Motordrehmoment
n	min^{-1}	Motordrehzahl
p	Pa	Statischer Druck
p_{me}	bar	Effektiver Mitteldruck
p_{mi}	bar	Indizierter Mitteldruck
Q^2		Vorhersagemass
R^2		Bestimmtheitsmass
R_{adj}^2		Angepasstes Bestimmtheitsmass
RG	$\frac{1}{h}$	Raumgeschwindigkeit
RMS		Standardabweichung
t		Zeit
\dot{V}_{Abgas}	$\frac{m^3}{h}$	Abgasvolumenstrom
V_{Kat}	m^3	Makroskopische Volumen des Katalysators
Y		Messwert
\dot{Y}		Modellwert

Akronyme

AGN	Abgasnachbehandlung
AGR	Abgasrückführung
ASP	Arbeitsspiele
CAN	engl.: Controller Area Network; CAN-Bus
CFD	engl.: Computational Fluid Dynamics
CoV	engl.: Coefficient of Variation
DOC	engl.: diesel oxidation catalyst
ECU	engl.: Engine Control Unit
ETC	engl.: European Transient Cycle
ETK	Emulator-Tastkopf
HD	Hochdruck
KW	Kurbelwinkel
MPI	engl.: Multi-Point-Injection
NMHC	engl.: Non-Methane Hydrocarbons
OT	Oberer Totpunkt des Kolbens
SCR	engl.: selective catalytic reduction
SPI	engl.: Single-Point-Injection

THC	engl.: Total Hydrocarbons
THG	Treibhausgas
WTW	engl.: Well-To-Wheel
ZOT	Oberer Totpunkt des Kolbens zwischen Verdichtungs- und Arbeitstakt
ZW	Zündwinkel

Abbildungsverzeichnis

1.1	Gegenüberstellung der THG-Emission verschiedener Biokraftstoffe aus einer Studie der DENA	1
1.2	Darstellung der mittleren Emissionen von Erdgas-, Benzin- und Dieselfahrzeugen im offiziellen Europäischen Fahrzyklus NEFZ	3
1.3	Gegenüberstellung der zu prüfenden Motorbetriebsbereiche innerhalb der jeweiligen Abgastestzyklen für Off-Road-Nutzfahrzeuge (C1-Test), On-Road-Nutzfahrzeuge (WHSC) und Pkw-Fahrzeuge (NEFZ)	5
2.1	Schematischer Aufbau des monovalenten Erdgasmotors TCG 3.6	11
2.2	Schematische Darstellung des Prüfstands aufbau	12
2.3	Schematische Darstellung der Messdatenerfassung, -aufbereitung und -auswertung	16
3.1	Gegenüberstellung der vermessenen Motorbetriebspunkte bei stöchiometrischen Brennverfahren $\lambda = 1$ und Magerverfahren $\lambda > 1$	19
3.2	Gegenüberstellung der NO_X -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators bei stöchiometrischen und mageren Brennverfahren	21
3.3	Gegenüberstellung der CO -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators bei stöchiometrischen und mageren Brennverfahren	22
3.4	Gegenüberstellung der CH_4 -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators bei stöchiometrischen und mageren Brennverfahren	23
3.5	Gegenüberstellung der vermessenen Motorbetriebspunkte innerhalb des Betriebskennfeldes bei stöchiometrischen Brennverfahren ohne/mit AGR	25
3.6	Gegenüberstellung der NO_X -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators bei stöchiometrischen Brennverfahren ohne/mit AGR	26
3.7	Gegenüberstellung der CO -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators bei stöchiometrischen Brennverfahren ohne/mit AGR	27

3.8	Gegenüberstellung der CH_4 -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators bei stöchiometrischen Brennverfahren ohne/mit AGR	28
3.9	Gegenüberstellung der vermessenen Motorbetriebspunkte innerhalb des Betriebskennfeldes bei stöchiometrischen Brennverfahren mit AGR	30
3.10	Gegenüberstellung der NO_x -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators bei stöchiometrischen Brennverfahren mit AGR	31
3.11	Gegenüberstellung der CO -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators bei stöchiometrischen Brennverfahren mit AGR	32
3.12	Gegenüberstellung der CH_4 -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators bei stöchiometrischen Brennverfahren mit AGR	33
3.13	Gegenüberstellung der vermessenen Motorbetriebspunkte innerhalb des Betriebskennfeldes bei stöchiometrischen Brennverfahren mit AGR	34
3.14	Gegenüberstellung der NO_x -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators bei stöchiometrischen Brennverfahren mit AGR	35
3.15	Gegenüberstellung der CO -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators bei stöchiometrischen Brennverfahren mit AGR	36
3.16	Gegenüberstellung der CH_4 -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators bei stöchiometrischen Brennverfahren mit AGR	37
3.17	Vergleich des maximalen effektiven Mitteldruck im Diesel- und Erdgasbetrieb	38
3.18	Relative Darstellung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs (dieseläquivalent), der CO_2 -Emission, sowie der äquivalenten CO_2 -Emission	39
3.19	Integration des Gasmotors und des Abgasnachbehandlungssystems in den Demonstratortraktor	42
3.20	Unterbringung der Gasspeicherflaschen am Versuchsträger	43
3.21	Vergleich der Fahrzeugreichweiten in Stunden im Dieselbetrieb und im Gasbetrieb	44
3.22	Versuchsfahrten mit dem Demonstratortraktor im Diesel- und Gasbetrieb	44
3.23	Schematischer Aufbau der Messdatenerfassung im Demonstratortraktor .	46
3.24	Motorbetriebsdaten bei Belastung über eine Zapfwellenbremse (Teillastpunkte) im Dieselbetrieb	48
3.25	Motorbetriebsdaten bei Belastung über eine Zapfwellenbremse (Volllastpunkte)	49
3.26	Motorbetriebsdaten beim Mulchen eines Klee- bzw. Grasfeldes	51
3.27	Motorbetriebsdaten beim Grubbern einer Ackerfläche	52

3.28	Analyse des Motorbetriebsverhaltens beim Grubbern im Gasbetrieb . . .	52
3.29	Motorbetriebsdaten bei der Zufahrt mit einer Güllwage	54
3.30	Frontladerarbeiten im Y-Profil	55
3.31	Motorbetriebsdaten bei Frontladerarbeiten im Dieselbetrieb	55
3.32	LNG Terminals in Europa Stand Juni 2014	59
3.33	Die 4 LNG-Transportkorridore im europäischen Raum	61
3.34	Mindest- und Hochstkostenanteile der LNG-Prozesskette	63
3.35	Vergleich der Investitionskosten für einen LNG-LKW und einem Diesel-LKW	65
A.1	Gegenüberstellung der Stickoxidkonzentrationen vor/nach dem Eintritt des Katalysators für das $\lambda > 1$ -Brennverfahren	72
A.2	Darstellung des gemessenen Verbrennungsluftverhältnisses für das $\lambda=1$ -Brennverfahren ohne Abgasrückführung	73
A.3	Gegenüberstellung der Methankonzentrationen vor/nach dem Eintritt des Katalysators für das $\lambda > 1$ -Brennverfahren	73
A.4	Gegenüberstellung des Methanumsatzes über den Drei-Wege-Katalysator für das $\lambda = 1$ - und $\lambda > 1$ -Brennverfahren	74
A.5	Gegenüberstellung der Abgastemperaturen vor dem Eintritt des Katalysators für das $\lambda = 1$ - und $\lambda > 1$ -Brennverfahren	74
A.6	Gegenüberstellung der Methankonzentrationen vor/nach dem Eintritt des Katalysators für das $\lambda = 1$ -Brennverfahren	75
A.7	Gegenüberstellung der Abgastemperaturen vor dem Eintritt des Katalysators für das $\lambda > 1$ - und $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR	75
A.8	Vergleich des Brennverlaufs und Summenbrennverlaufs beim stöchiometrischen Brennverfahren ohne/mit AGR	76
A.9	Gegenüberstellung der Stickoxidumsatzraten über den Katalysator für die Motorkonzepte 1 bzw. 2	76
A.10	Gegenüberstellung des Kohlenmonoxidrohmissionen vor dem Eintritt des Katalysators für die Motorkonzepte 1 bzw. 2	77
A.11	Darstellung der Methan-Konvertierungsraten sowie der Raumgeschwindigkeit durch den Drei-Wege-Katalysator für das Motorkonzept 2	77
A.12	Gegenüberstellung des Stickoxidrohkonzentrationen vor dem Eintritt des Katalysators für die Motorkonzepte 2 bzw. 3	78
A.13	Gegenüberstellung der Stickoxidumsatzraten über den Katalysator für die Motorkonzepte 2 bzw. 3	78

A.14 Darstellung der CO -Konzentration vor Katalysator für das Motorkonzept 3	79
A.15 Rundkurs der Zufahrt mit dem Güllewagen	80
A.16 Messstellenplan des Prüfstandsaufbaus	81
A.17 Kennwerte Erdgas	82

Tabellenverzeichnis

1.1	Auszug der Emissionsvorschriften mobiler Arbeitsmaschinen für Dieselmotoren in einem Leistungsbereich von 56-130 kW sowie die Grenzwerte für On-Road-Fahrzeuge mit Gasmotoren in Europa	6
2.1	Technische Daten des Basismotors DEUTZ TCD 3.6 L4	10
3.1	Technische Daten des Versuchstraktor im Serien-Dieselmotorbetrieb	41
3.2	Betriebspunkte zur Abdeckung der Motorteillast an der Zapfwellenbremse	48
3.3	Betriebspunkte zur Abdeckung der Motorvollast an der Zapfwellenbremse	49
3.4	Randbedingungen beim Mulchen im Diesel- und Gasbetrieb	50
3.5	Randbedingungen beim Grubbern im Diesel- und Gasbetrieb	51
3.6	Randbedingungen bei der Zufahrt eines Güllewagens im Diesel- und Gasbetrieb	53

Inhaltsverzeichnis

Projektkennblatt	III
Nomenklatur	III
Abkürzungsverzeichnis	VI
Abbildungsverzeichnis	VIII
Tabellenverzeichnis	XII
Zusammenfassung	XV
1 Einleitung	1
2 Lösungsstrategie und Versuchstechnik	9
2.1 Versuchsträger	9
2.2 Versuchstechnik des Motorenprüfstandes	12
2.2.1 Steuerungs- und Messtechnik	12
2.2.2 Kraftstoffversorgung	14
2.3 Versuchsplanung / globaler Versuchsablauf	14
3 Ergebnisse	17
3.1 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen	17
3.1.1 Vergleich der Brennverfahren $\lambda = 1$ und $\lambda > 1$	18
3.1.2 Vergleich der Brennverfahren $\lambda = 1$ ohne/mit Abgasrückführung .	24
3.1.3 Verbesserungspotential des Brennverfahrens $\lambda = 1$ mit Abgasrück- führung bei effektiver Abgasnachbehandlung	29
3.1.4 Motorenkonzept für den Aufbau des Demonstratortraktors	34
3.1.5 Konzeptvergleich zwischen dem Gas- und Dieselmotor	38

3.2	Aufbau und Untersuchung des Demonstratortraktors	40
3.2.1	Aufbau des Demonstratortraktors	40
3.2.2	Untersuchung des Demonstratortraktors im Diesel- und Gasbetrieb	44
3.3	Zusammenfassung des entwickelten Gasmotorenkonzeptes	56
3.4	Verfügbarkeit von LNG für Anwendungen im Binnenland	57
3.4.1	Politische Rahmenbedingungen	57
3.4.2	EU-Richtlinien und -Normen	58
3.4.3	Aktueller Stand	59
3.4.4	Projekte und Planungen	60
3.4.5	Kostenanalyse zum Aufbau einer LNG-Infrastruktur	63
4	Fazit	66
	Literaturverzeichnis	68
A	Anhang	72

Zusammenfassung

In dem Förderprojekt wurden umfangreiche Erkenntnisse und Erfahrungen über den Einsatz von Erdgasmotoren im monovalenten Betrieb erarbeitet und nachfolgend ein Versuchstraktor von Diesel- auf den Gasbetrieb für den landwirtschaftlichen Bereich umgerüstet und im Betrieb untersucht.

Trotz des geringeren Gemischheizwertes von Erdgas wurden ähnliche Leistungsdaten und Wirkungsgrade gegenüber dem Referenzmotor erreicht. Mit diesen Resultaten konnte eine Konkurrenzfähigkeit des Gasmotors in dem von Dieselmotoren dominierten Bereich der Landwirtschaftsmotoren gezeigt werden. Durch mechanische Applikation an Kolben und Zylinderkopf sowie der Adaption von marktverfügbaren Serienkomponenten für Kraftstoff, Aufladung und Abgasnachbehandlung (AGN) konnte die Basis für einen sichereren Motorbetrieb mit Erdgas geschaffen werden.

Neben der Darstellung eines sicheren Motorbetriebes mit Erdgas wurden umfangreiche Forschungsarbeiten zu den umsetzbaren Brennverfahren vorgenommen. Anhand der erarbeiteten Versuchsdaten ist eine Potentialbewertung erstellt worden, inwieweit die unterschiedlichen Brennverfahren für Gasmotoren im landwirtschaftlichen Sektor geeignet sind. Es konnte herausgearbeitet werden, dass mit einem stöchiometrischen Brennverfahren in Verbindung mit einer gekühlten, externen Abgasrückführung und optimierten Drei-Wege-Katalysator neben den Leistungsanforderungen auch zukünftige Abgasemissionsgrenzwerte eingehalten werden können. Die seit Oktober 2014 in Kraft getretenen und zukünftig geltenden europäischen Grenzwertvorgaben für Stickoxide NO_X (0,4 g/kWh) und Kohlenmonoxid CO (5,0 g/kWh) der EU Stufe IV bzw. V können in mobilen Arbeitsmaschinen über diese Technologie sicher erfüllt werden. Im Gegensatz zum Dieselmotor der Abgasstufe EU IV können die Grenzwerte ohne ein sehr komplexes und kostenintensives Abgasnachbehandlungssystem, bestehen aus Oxidations-Katalysator, Partikelfilter und SCR-Katalysator, eingehalten werden. Die Verwendung eines methanoptimierten Drei-Wege-Katalysators ist für den stöchiometrischen Erdgasbetrieb ausrei-

chend und erlaubt einen deutlichen Kostenvorteil. Die Methanemission CH_4 unterliegt für die betrachteten Motoren aktuell keiner gesetzlichen Reglementierung (Grenzwert von 1,1 g/kWh in EU Stufe V geplant). Nur wenn Motoren im Erdgasbetrieb kein bzw. minimal Methan emittieren, verfügen sie über ein Treibhausgaseinsparpotential gegenüber Dieselmotoren bzw. -traktoren. Im Rahmen des Projektes konnte ein Motorbetrieb mit einer Methanemission von weniger als 0,5 g/kWh (Grenzwert Euro VI für Nkw) dargestellt werden. Dadurch ist es möglich, die THG-Emission ggü. dem Dieseltreibstoffbetrieb um 15 % zu senken. Der Versuchsmotor erfüllt bereits alle Anforderungen der Abgasgesetzgebung EU Stufe V für Non-Road-Motoren.

Innerhalb der zweiten Projektphase wurde auf Grundlage des entwickelten Motorenkonzeptes ein Demonstratortraktor aufgebaut und hinsichtlich seiner Praxistauglichkeit bzw. Vergleichbarkeit zum Serien-Dieselfahrzeug hin untersucht. Dabei konnte gezeigt werden, dass der Demonstrator bis zu 61 % der Einsatzzeit des gleichen Fahrzeuges im Dieseltreibstoffbetrieb erreichen kann. Die untersuchten, praxisrelevanten Arbeitsaufgaben (Grubbern, Mulchen, Zugfahrt etc.) konnten im Gasbetrieb uneingeschränkt durchgeführt werden. Insgesamt zeigt das Motoren- und Fahrzeugkonzept ein hohes Potential für den Serieneinsatz in landwirtschaftlichen Betrieben bei einem signifikanten Beitrag zur Umweltentlastung.

Die erzielten theoretischen und praktischen Ergebnisse zeigen, dass Erdgas als Kraftstoff für Motoren und Fahrzeuge im landwirtschaftlichen Einsatz genutzt werden kann. Entsprechende Motoren können mit vertretbarem Aufwand aus den vorhandenen, erprobten Serien-Dieselmotoren abgeleitet werden. Durch Verwendung von Serien-Dieselmotoren, sowie die am Markt verfügbaren Erdgaskraftstoffsysteme und einer hohen Anzahl an Gleichteilen können die Kosten für anwendungsorientierte Serienlösungen auf einem durch den Endkunden akzeptierten Niveau gehalten werden. Das in dem Projekt erreichte Entwicklungsniveau zeigt aber auch, dass durch die gezielte Weiterentwicklung einzelner Motorkomponenten (Kolben, Abgasturbolader) bzw. Steuergerätefunktionen noch eine deutliche Effizienzverbesserung der Antriebsmaschine realisiert werden kann. Weiterhin ist abzuschätzen, ob die Kosten für einen Erdgasmotor (Erdgas-Traktor) im landwirtschaftlichen Einsatz gegenüber den in diesem Anwendungsgebiet dominierenden Dieselmotoren auf vergleichbarem oder geringerem Niveau liegen werden. Durch den Einsatz eines kompakten Drei-Wege-Katalysators zeigt das entwickelte Motorenkonzept deutliche Vorteile hinsichtlich des benötigten Bauraums im Fahrzeug. Für eine mögliche Serienanwendung von Gasmotoren im Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen muss in weiteren

Untersuchungen geprüft werden, ob Funktionsfähigkeit und Dauerhaltbarkeit der Erdgaskomponenten sowie Abgasnachbehandlungssysteme über die deutlich längeren Laufzeiten der Antriebsmaschinen, bezogen auf den Pkw- und Nkw-Sektor, gegeben sind.

1 Einleitung

Die motorische Verbrennung von Erdgas bietet ein erhebliches Potential zur signifikanten Reduktion von Treibhausgasen (THG), sofern nur geringe Methanemissionen auftreten. Wegen des günstigen Verhältnisses von Kohlenstoff zu Wasserstoff (1/4) bei Methan, dem Hauptbestandteil von Erdgas, kann durch den Einsatz dieses Kraftstoffes, z.B. gegenüber Diesel, eine Einsparung der CO_2 -Emission von rund 21 % (Well-To-Wheel) erzielt werden (siehe Abbildung 1.1). Durch Nutzung der anaeroben Vergärung ist man

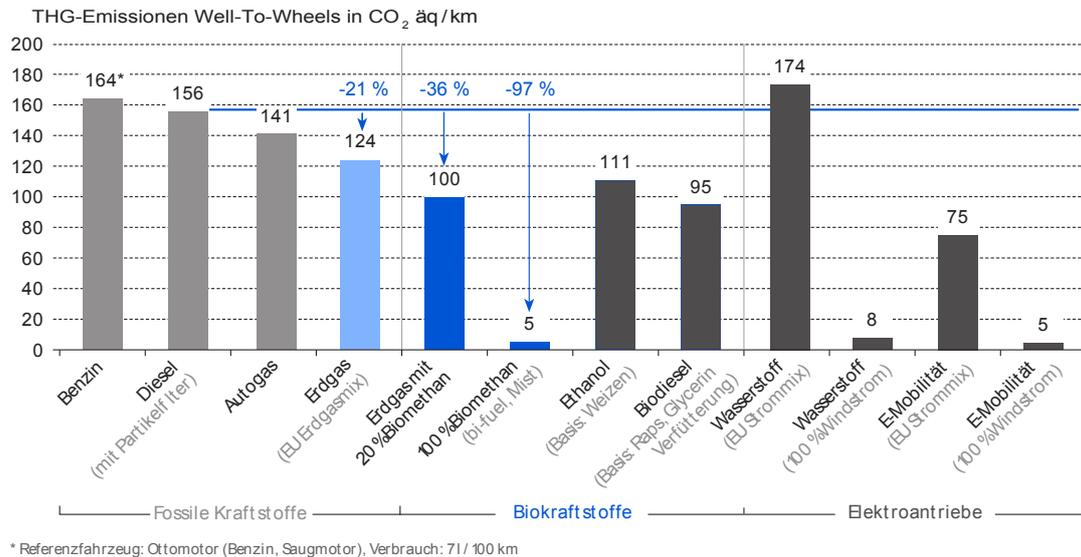


Abbildung 1.1: Gegenüberstellung der Treibhausgas-Emission verschiedener Biokraftstoffe aus einer Studie der Deutschen Energie-Agentur [PRSB10, Lar07]. Dabei wird bei Erdgas von einem Transport über Pipelines (4000 km) ausgegangen

heute in der Lage, Methan auch aus biologischen Ausgangsstoffen herzustellen. Dadurch steht ein Kraftstoff zur Verfügung, der einen regenerativen Ursprung besitzt und somit ideale Voraussetzungen bietet, dem steigenden Energiebedarf umweltfreundlich nachzukommen. Durch die hohe Klopffestigkeit von Methan kann bei entsprechender Erhöhung

des Verdichtungsverhältnisses eines Motors ein entscheidender Wirkungsgradvorteil, bezogen auf Benzin, erzielt werden. Basierend auf dieser Grundlage sollen durch systematische Untersuchungen neue Erkenntnisse zur Kraftstoffumsetzung und Emissionsbildung im Brennraum im Vergleich zum Dieselprozess gewonnen werden.

Der Bereich der Landmaschinen bietet prinzipiell ein erhebliches Potential für den Einsatz eines methanbasierten Kraftstoffes. Aus Sicht der Motorenhersteller für landwirtschaftlich genutzte Fahrzeuge ist ein wesentliches Argument die Verfügbarkeit von Erdgas. Gegenüber Erdöl werden die weltweiten Reserven und Ressourcen deutlich positiver bewertet [ABB⁺13]. Durch die Möglichkeit der regenerativen Herstellung von Biomethan kann die Verfügbarkeit noch weiter gesteigert werden. Damit einhergehend ist auch eine weitere Reduktion der Treibhausgasemissionen verbunden (vgl. Abbildung 1.1). Aufgrund von Kostenzwängen in der Landwirtschaft gibt es vermehrt die Motivation, den konventionellen Dieselmotorkraftstoff durch ökonomische und zugleich emissionsarme methanbasierte Kraftstoffe zu ersetzen. Durch die Erzeugung von Biomethan in der Landwirtschaft haben die Landmaschinenbetreiber die Möglichkeit, einen Teil ihres Kraftstoffbedarfs selbst zu decken. Schon dieser ökonomische Vorteil lässt eine erhöhte Marktakzeptanz für die Einführung eines Gasmotors erwarten. Gleichzeitig wird ein entscheidender Beitrag zur Reduktion der Umweltbelastung durch geringste Schadstoffemission geleistet.

Durch den gasförmigen Zustand bietet Erdgas bzw. Biomethan eine sehr homogene Durchmischung mit der Verbrennungsluft, wodurch eine nahezu rußfreie Verbrennung erzielt wird [Wie00]. Auch die Emission von Ozon bildenden Stickoxiden (NO_X) sowie von Nichtmethankohlenwasserstoffen ($NMHC$) können durch den Einsatz eines Gasmotors deutlich verringert werden (siehe Abbildung 1.2). Die unverbrannten Gesamtkohlenwasserstoffe (THC) bestehen hauptsächlich aus Methan, dessen nachmotorische Reduktion noch als unzureichend bewertet werden kann [KHP04]. In den letzten 10 Jahren gab es umfangreiche Forschungsarbeiten, um dieses Problem zu verringern. Auch im Bereich mobiler Anwendungen (Pkw und Nkw) kommen Gasmotoren zum Einsatz. In Deutschland werden seit 1994 Erdgas-Serienfahrzeuge auf dem Markt angeboten. Im Segment der Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen werden umgerüstete Benzin-Ottomotoren als Antrieb eingesetzt [Wie00]. Hierbei ist ein bivalenter Betrieb mit Benzin und Gas möglich. Im Gegensatz zu den stationären Motoren hat sich bei der mobilen Anwendung bedingt durch sehr strenge Abgasnormen das klassische Otto-Verfahren mit $\lambda=1$ -Regelung durchgesetzt. Der Kraftstoff wird im Bereich des Einlasska-

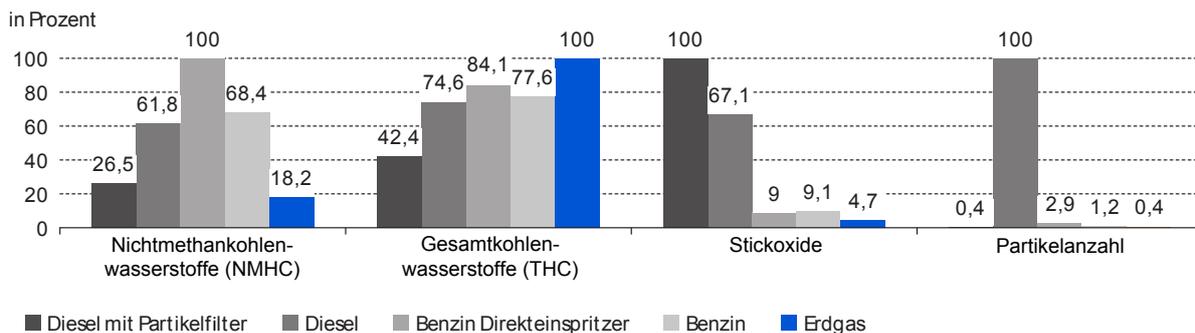


Abbildung 1.2: Darstellung der mittleren Emissionen von Erdgas-, Benzin- und Dieselfahrzeugen im offiziellen Europäischen Fahrzyklus NEFZ. [PRSB10, LB07]

nals über Niederdruckventile oder einer Venturi-Mischanlage in die durchströmende Frischluft eingebracht und im Brennraum durch eine Zündkerze entflammt [Wie00]. Durch eine Abgasturboaufladung kann der Kraftstoffverbrauch bezogen auf einen Saugmotor mit gleicher Leistung signifikant gesenkt werden [IS98]. In Verbindung mit einer innermotorischen Abgasrückführung (AGR) und einem Drei-Wege-Katalysator wird die aktuell geltende Abgasnorm EU 5 erfüllt [Jon10]. Die Funktion des Drei-Wege-Katalysators hängt entscheidend von der $\lambda=1$ -Regelung ab.

Für den Erdgasbetrieb bei schweren Nutzfahrzeugen werden hingegen umgebaute Dieselmotoren verwendet, welche entweder nach dem Otto-Verfahren mit $\lambda=1$ -Regelung und Drei-Wege-Katalysator bzw. dem Otto-Magerverfahren ($\lambda > 1$) und nachgeschaltetem Oxidationskatalysator arbeiten. Bei dem Magerkonzept wird das Brennstoff-Luft-Gemisch stark abgemagert (bis zu $\lambda \approx 1,8$), wodurch neben einer hohen Effizienz des Motors auch ein sehr geringes Niveau an Stickoxiden im Rohabgas erreicht wird. Damit der Zylinder mit einer höheren Luftmasse gefüllt werden kann, ist eine hohe Verdichtung des Frischluftvolumenstroms durch Abgasturboaufladung notwendig. Durch den Luftüberschuss erfordert dieses Brennverfahren allerdings eine sehr hohe Zündspannung zur Entflammung der Zylinderladung. Die damit einhergehende Belastung der Zündkerzenelektroden führt zu einer Verringerung der Lebensdauer der Zündkerze. Neben internationalen Motorenherstellern bieten auch deutsche Unternehmen wie die MAN Nutzfahrzeug AG und Mercedes Benz hoch effiziente Erdgasmotoren für LKW- und Omnibus-Anwendungen in einem Leistungsspektrum größer 100 kW an. Hierbei ist beim Übergang von EU 5- auf EU 6-Motoren ein Wechsel des Brennverfahrens von Mager- zu stöchiometrischen-Konzepten festzustellen um die strenge Abgasnorm zu erfüllen.

Das Segment der Landmaschinen mit typischen Leistungen von 56-130 kW wird gegenwärtig noch nicht mit marktfähigen Lösungskonzepten für einen monovalenten Betrieb mit Biomethan auf Basis eines ottomotorischen Brennverfahrens bedient. Gerade in diesem Bereich ergibt sich jedoch durch die mögliche Produktion und Verwendung des ökologischen Kraftstoffs die Einsatzmöglichkeit eines hocheffizienten und emissionsarmen Gasmotors. Die geringere Energiedichte des Erdgases bezogen auf Dieselmotor (geringere Reichweite) wird aus Sicht der Motorenhersteller in diesem Motorleistungsspektrum eine untergeordnete Rolle spielen. Es handelt sich im Wesentlichen um kleinere Traktoren mit Zug- und Transportaufgaben mit einem Aktionsradius von wenigen Kilometern außerhalb der landwirtschaftlichen Betriebe. Eine Betankung des Fahrzeuges ohne Einschränkung der Arbeitsaufgaben ist auf dem dezentralen Betriebshof möglich.

Bei einem Gasmotor für Landmaschinen bestehen deutlich abweichende Lastanforderungen verglichen zum Pkw- und auch Nkw-Gasmotor. Dies spiegelt sich sehr deutlich z.B. in der Abgasgesetzgebung wieder. Mit dem für Pkw gelten NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus) bzw. für On-Road-Nutzfahrzeuge geltende stationäre WHSC (World Harmonized Stationary Cycle) zum Nachweis der Abgasgrenzwerte werden lediglich niedriger bis mittlerer Drehzahlen und Drehmomenten bewertet und überprüft. Der Bereich außerhalb des Zyklus wird vorrangig hinsichtlich höherer Motorleistungen optimiert. Landmaschinenmotoren hingegen müssen auch im Bereich höherer Teillasten und in der Volllast bei mittleren bis maximalen Drehzahlen niedrigste Emissionen aufweisen (stationärer C1-Test). Eine Gegenüberstellung der zu prüfenden Motorbetriebsbereiche von Pkw, On-Road- und Off-Road-Nutzfahrzeugen ist in Abbildung 1.3 dargestellt.

Von einer direkten Übertragbarkeit von Komponenten, Technologien und Brennverfahren aus dem On-Road-Sektor (Pkw und Nkw) kann daher nicht ausgegangen werden. Eine weitere Abgrenzung zu Seriengasmotoren im Pkw- und Nkw- Bereich kann über die Motorgröße vorgenommen werden. Die Motoren im Pkw-Bereich besitzen deutlich kleinere Brennräume (0,3-0,5 l/Zylinder). Durch die kompakte Brennraumgeometrie ergeben sich sehr kurze Wege für die Flammenfront, welche die ottomotorische Brennverfahren begünstigen. Bei dem im Projekt betrachteten Versuchsträger ergeben sich deutlich längere Brennwege. Dies hat signifikanten Einfluss auf die zeitliche Energieumsetzung. Weiterhin steigern lange Brennwege die Gefahr einer klopfenden Verbrennung bei hohen Lasten. Hier bedarf es daher detaillierter Untersuchungen inwieweit auf die Verbrennung Einfluss genommen werden kann, damit ein sicherer Motorbetrieb auch bei größeren Zylindervolumina darstellbar ist.

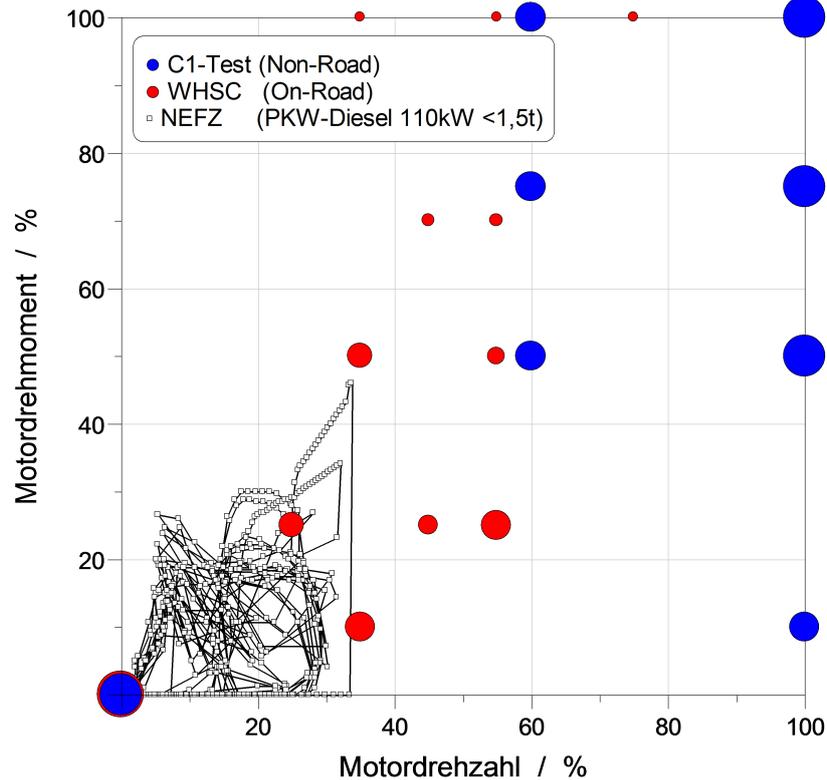


Abbildung 1.3: Gegenüberstellung der zu prüfenden Motorbetriebsbereiche innerhalb der jeweiligen Abgastestzyklen für Off-Road-Nutzfahrzeuge (C1-Test, stationär), On-Road-Nutzfahrzeuge (WHSC, stationär) und Pkw-Fahrzeuge (NEFZ, transient). Dabei stellt die Größe des Kreisdurchmessers die Wichtung des Betriebspunktes innerhalb des Zyklus dar. Die Daten für den NEFZ sind schematisch für einen Mittelklassewagen (Dieselmotor) dargestellt

Zum Beginn des Projektes lag noch kein wissenschaftlich erarbeitetes Gesamtkonzept vor, welches den Einsatz eines monovalenten Gasmotors in einem landwirtschaftlich genutzten Fahrzeug ermöglicht. Daher zielt das hier vorgestellte Förderprojekt auf die Entwicklung und Umsetzung eines Gesamtkonzeptes für eine erdgas- bzw. biomethanbetriebene Landmaschine ab.

Neben einer niedrigen THG-Emission zeichnet sich die Umsetzung von Erdgas bzw. Biomethan durch eine praktisch rußfreie/ partikelfreie Verbrennung aus. Auch der Ausstoß an Stickoxiden liegt im Vergleich zu Dieselkraftstoff und Benzin auf einem wesentlich geringeren Niveau. Durch diese Vorteile trägt der Einsatz von Erdgas bzw. Biomethan zu einer deutlichen Entlastung der Umwelt und des Menschen bei. Die geltenden Emis-

sionsvorschriften für Motoren im Off-Road Bereich sind Tabelle 1.1 zu entnehmen. Die europäischen Gesetzgebungen berücksichtigen jedoch keine explizite Reglementierung der Methanemission bei Gasmotoren. Das Ziel dieses Projektes soll sein, das Potential des Schleppermotors hinsichtlich der Einhaltung der zukünftig geltenden Grenzwerte von EU Stufe IV zu untersuchen. Über diese Abgasgesetzgebung hinaus wird weiterhin explizit die Einhaltung des Methan-Grenzwertes für On-Road Fahrzeuge (Euro VI für Gasmotoren) angestrebt, da das Treibhausgaspotential von Methan sehr hoch ist. Als Referenz zur Beurteilung des Potentials wird der Dieselmotor Deutz TCD 3.6 L4 herangezogen, welcher als Basismotor dient und die aktuell geltenden Grenzwerte der Gesetzgebung (EU Stufe IIIB) für Leistungen größer 56 kW einhält.

Tabelle 1.1: Auszug der Emissionsvorschriften mobiler Arbeitsmaschinen für Dieselmotoren in einem Leistungsbereich von 56-130 kW in Europa, die geplanten Vorschriften EU Stufe V (~ 2020) nach [TEP14] sowie die Grenzwerte für On-Road-Fahrzeuge mit Gasmotoren (> 3,5 t) in Europa (Euro VI) nach [Umw15, HNS10]

NO_X	HC	CO	CH_4	PM	PN	Datum
$\frac{g}{kWh}$	$\frac{g}{kWh}$	$\frac{g}{kWh}$	$\frac{g}{kWh}$	$\frac{g}{kWh}$	$\frac{g}{kWh}$	
<i>EU Stufe IIIB</i>						
3,3	0,19	5,0	-	0,025	-	2012
<i>EU Stufe IV</i>						
0,4	0,19	5,0	-	0,025	-	Okt. 2014
<i>EU Stufe V</i>						
0,4	0,19	5,0	1,1*	0,025	$1 * 10^{12}$	~ 2019
<i>Euro VI (ETC-Prüfung)</i>						
0,46	0,16**	4,0	0,5	-***	$6 * 10^{11}$	2014

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

Über die in 2014/2015 in Kraft tretende EU Stufe IV hinaus werden auf politischer Ebene Debatten hinsichtlich nachfolgender Emissionsstufen geführt. Nach derzeitigem Stand ist bei Einführung der Gesetzgebung EU Stufe V keine weitere Senkung von NO_X bzw. CO zu erwarten. Vielmehr wird eine Begrenzung der Partikelanzahl sowie eine Limitierung der Methanemission bei bivalenten und monovalenten Gasmotoren in den Fokus rücken [TEP14]. Damit bietet ein Erdgasmotor mit signifikant geringerer Partikelmasse und -anzahl gegenüber dem Dieselmotor auch in Zukunft erhebliche Vorteile bezüglich des Umweltschutzes, der Wirtschaftlichkeit (Kraftstoffkosten und AGN) und der Marktakzeptanz.

Die Grundlagenuntersuchungen innerhalb dieses Projektes stellen neues Wissen für die Entwicklung eines Gasmotors zur Erfüllung der Anforderungen an den landwirtschaftlichen Betrieb zur Verfügung. Es werden für die Motorenhersteller Anreize geschaffen, durch Nutzung des erlangten Wissens eine wirtschaftliche und marktfähige Serienlösung bereit zu stellen. Ausgehend von dem Forschungs- und Entwicklungsmotor können weitere Motoren unterschiedlicher Leistungsklassen abgeleitet und damit Marktpotential erschlossen werden. Mit der Bereitstellung einer größeren Anzahl an biomethanfähigen Motoren kann wiederum ein weiterer Aufwuchs von Biogas- und Aufbereitungsanlagen zur Bereitstellung von Biomethan befördert werden. Durch diese gegenseitige Stimulierung kann daher ein Multiplikationseffekt hinsichtlich der Versorgung mit erneuerbaren Energieträgern, einschließlich der damit einhergehenden Reduktion der THG-Emission erreicht werden.

Im Verlaufe des Projektes wurde auf folgende Fragestellung eingegangen:

- Welches prinzipielle Brennverfahren eignet sich für einen landwirtschaftlich betriebenen Gasmotor?
- Können mit dem jeweiligen Brennverfahren zukünftige Emissionsgrenzwerte (Off-Road-Bereich) eingehalten werden?
- Sind Gasmotoren für den Off-Road-Bereich in der Lage, ähnliche Wirkungsgrade zu erzielen wie leistungsgleiche Dieselmotoren?
- Eignen sich marktverfügbare, gasspezifische Motorkomponenten für den Biomethanbetrieb eines Schleppermotors der Leistungsklasse 56-130 kW?
- Können die thermischen und mechanischen Belastungen im Gasbetrieb für landwirtschaftlich genutzte Motoren mit Zylinderhubvolumen größer 0,5 l beherrscht werden?
- Welcher Zusammenhang besteht zwischen der Stabilität der Zündung und der Ladungsbewegung (turbulente kinetische Energie) in Brennräumen mit Volumina größer 0,5 l und geringen Motordrehzahlen?
- Welche grundlegenden Strategien der Gemischaufbereitung bzw. -homogenisierung führen zu einer effizienten und emissionsarmen Energieumsetzung?

- Welche grundsätzlichen Abhängigkeiten bestehen zwischen den Motorbetriebsgrößen wie Ladeluftdruck, Verbrennungsluftverhältnis, AGR-Rate und Zündwinkel auf die Leistungsabgabe und Emissionen des Schleppermotors?
- Erfüllen die Brennverfahren die Lastanforderungen eines Schleppermotors mit Zylinderhubvolumen größer 0,5 l im Stationär- und auch Transientbetrieb?
- Welche Strategien und Technologien ermöglichen eine effiziente nachmotorische Reduktion des thermisch sehr stabilen Methans auf einen Grenzwert unterhalb von 0,5 g/kWh?
- Welche Menge an gasförmigen Kraftstoff können bei einem Demonstrator-Traktor untergebracht werden?
- Können typische Arbeitsfelder (Pflügen, Mulchen, Zufahrt) eines Traktors in der Leistungsklasse 56-130 kW im Gasbetrieb durchgeführt werden?
- In welchem Zeithorizont wird LNG im landwirtschaftlichen Bereich zur Verfügung stehen?

2 Lösungsstrategie und Versuchstechnik

Zur Realisierung des Vorhabens wurden systematische Entwicklungsarbeiten an einem Motorprüfstand und begleitende CFD-Simulationsarbeiten durchgeführt und damit die unterschiedlichen wissenschaftlichen Fragestellungen bearbeitet. Begonnen wurde mit einer umfassenden Konzeptstudie zu Erdgasmotoren für landwirtschaftliche genutzte Maschinen mit ihren spezifischen Leistungsanforderungen sowie umsetzbarer Brennverfahren. Mittels der Rechercharbeiten sollten wesentliche Motor- und Betriebsparameter (Verdichtungsverhältnis, Verbrennungsluftverhältnis, Abgastemperaturen) für den Erdgasbetrieb eingegrenzt werden.

In einem zweiten Schritt wurde zur Auslegung und Dimensionierung der Einbringung des Kraftstoffes sowie der Gemischbildung ein 3-D-CFD-Simulationsmodell erstellt. Mit Hilfe dieses Modells wurden verschiedene Varianten eines Gasmischers hinsichtlich der Gemischaufbereitung, bzw. homogenen Verteilung des Erdgases in der Ansaugluft systematisch untersucht.

Mit dem erlangten Wissen aus der Literaturrecherche sowie den Simulationen zur Gemischaufbereitung konnten notwendige konstruktive Änderungen für den Basismotor erarbeitet und gezielte Modifikationen umgesetzt werden. Als Ergebnis der Konzeptstudie wurde ein Versuchsträger, als Motorkonzept 0 bezeichnet, aufgebaut.

2.1 Versuchsträger

Eine völlige Motorneukonstruktion ist technisch und ökonomisch nicht sinnvoll. Bei der Einführung von Erdgas als Treibstoff sollte von den in Traktoren und Landmaschinen

vorhandenen Dieselmotoren ausgegangen werden, die für hohe Lebensdaueranforderungen ausgelegt sind. Aus den Ergebnissen der Konzeptstudie, Simulation und Konstruktion wurde zusammen mit dem Projektpartner der Versuchsträger aus einem Basisdieselmotor der *Deutz AG* abgeleitet. Die Lieferung des Erdgas-Kraftstoffsystems sowie des Motorsteuergerätes erfolgte durch die *Robert Bosch GmbH*. Basierend auf den im Laufe des Projektes erarbeiteten Erkenntnissen erfolgten konstruktive Änderungen am Versuchsträger. Es wurden insgesamt drei Motorkonzepte innerhalb der 36 Monate Projektlaufzeit realisiert. Als Basisdieselmotor dient ein Deutz TCD 3.6 L4 mit Abgas-turboaufladung. Der Motor erfüllt für Leistungen von 56-90 kW die bis 2014 geltende Abgasgesetzgebung für mobile Arbeitsmaschinen (EU Stufe IIIB). Die Kenndaten des Basismotors sind aus Tabelle 2.1 zu entnehmen.

Tabelle 2.1: Technische Daten des Basismotors DEUTZ TCD 3.6 L4

Motorparameter	Einheit	Deutz TCD 3.6 L4
Zylinderanzahl	–	4 (in Reihe)
Bohrung/Hub	<i>mm</i>	98 / 120
Hubvolumen	<i>l</i>	3,62
Verdichtungsverhältnis	–	18,1:1
Nenn Drehzahl	min^{-1}	2300
Max. Drehmoment	<i>Nm</i>	480
Max. Leistung	<i>kW</i>	90

Ein Ziel bei allen Motorenentwicklungen ist es, eine hohe Anzahl von Gleichteilen anzustreben um so den Entwicklungsaufwand gering zu halten. Daher wurden für den Versuchsträger hauptsächlich Motorenteile des Basismotors TCD 3.6 L4 eingesetzt und für den Gasbetrieb modifiziert. Ausgehend von der dieselmotorischen Verbrennung (Selbstzündler) wird die Verbrennung des Forschungsmotors durch eine Fremdzündung eingeleitet (ottomotorisches Prinzip). Die wesentlichen Änderungen des Versuchsträgers vom Dieselmotor zum Gasmotor sind im Folgenden aufgelistet und in Abbildung 2.1 schematisch dargestellt:

- Vollständiger Rückbau des Dieselmotor-Kraftstoffsystems (Injektor, Kraftstoffpumpe etc.)
- Verringerung des Verdichtungsverhältnisses auf 13:1 bzw. 11:1 bei gleichbleibenden Abstand zwischen Kolbenbolzen und Zylinderkopf im oberen Totpunkt des Kolbens [1]

- Einbau einer Drosselklappe in die Ansaugluftstrecke zur quantitativen Leistungsregelung [2]
- Integration eines Funkenzündsystems (Zündkerzen, Zündspulen etc.) [3]
- Einbau eines eigenentwickelten Gasmischers zur Realisierung der äußeren Gemischbildung [4]
- Montage eines Erdgas-Kraftstoffsystems inklusive der Mengenzumessung über eine Dosiereinheit [5]
- Austausch des Abgasturboladers wegen kleinerer Abgasvolumenströme [6]
- Integration eines Drei-Wege-Katalysator zur Abgasnachbehandlung [7]

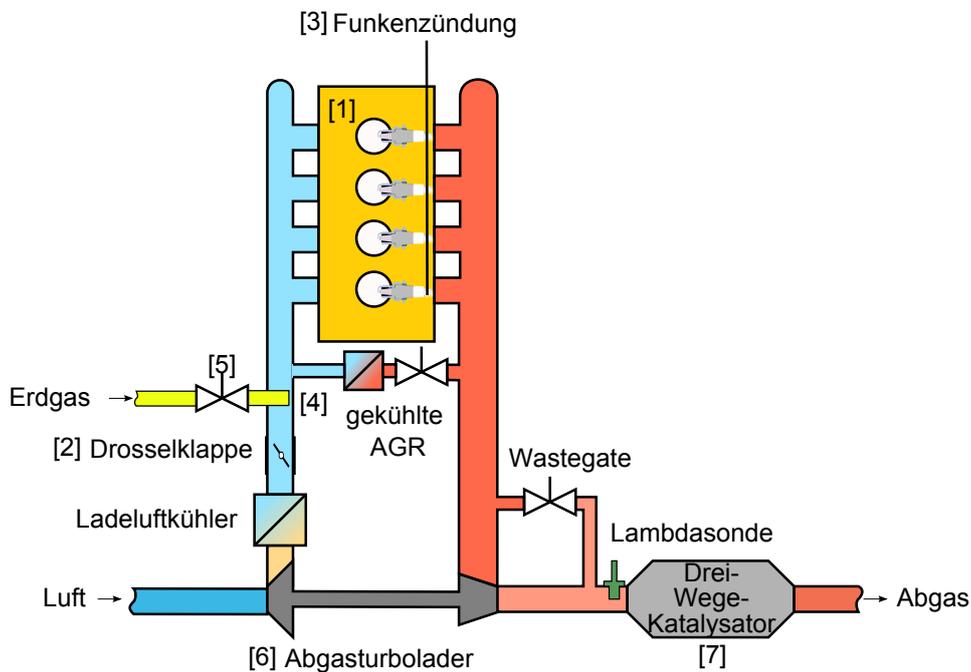


Abbildung 2.1: Schematischer Aufbau des monovalenten Erdgasmotors TCG 3.6

2.2 Versuchstechnik des Motorenprüfstandes

2.2.1 Steuerungs- und Messtechnik

Der Aufbau des Prüfstandes mit den verwendeten messtechnischen Konzepten ist in Abbildung 2.2 schematisch dargestellt. Als Leistungsbremse für den Prüfstand kam eine Gleichstrompendelmaschine Typ GPFc15h des Herstellers *Elbtalwerk Heidenau* mit Thyristorsteuerung zum Einsatz. Die Prüfstandsbremse erlaubt den Betrieb des Versuchsmotors in zwei Quadranten (Schleppen und Gefeuert bei einer Drehrichtung). Im Generatorbetrieb kann der Motor mit einer Drehzahlen bis 3000 min^{-1} bei 160 kW Motorleistung betrieben werden. Die Steuerung des Prüfstandes, die Erfassung und Speicherung der

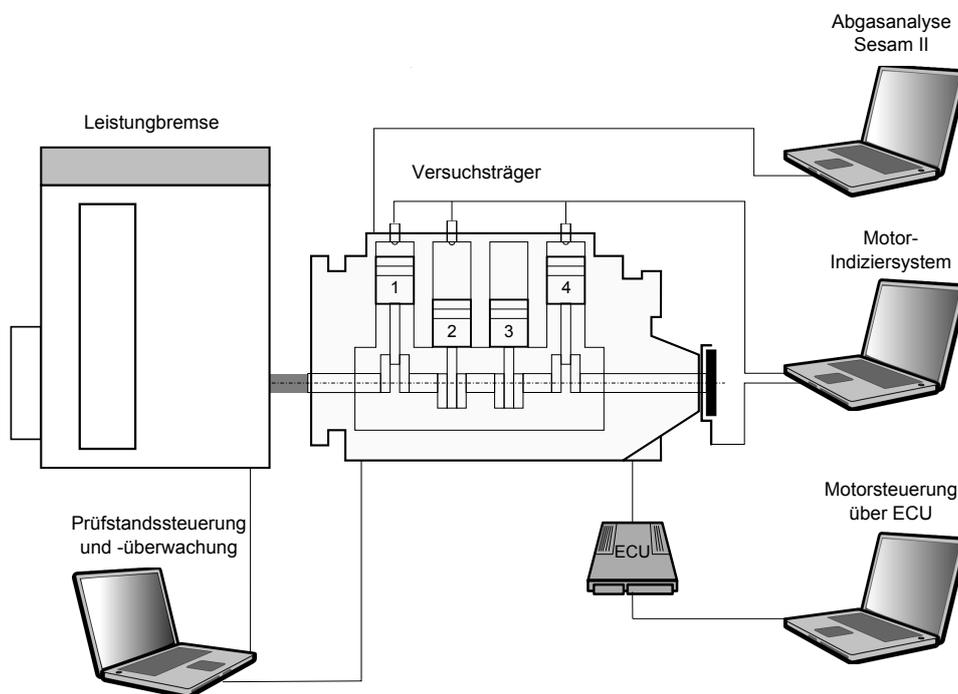


Abbildung 2.2: Schematische Darstellung des Prüfstandsbaus

Messwerte sowie die Grenzwertüberwachung werden mit der Prüfstandsautomatisierung *Polar 2* durchgeführt. Zur Überwachung des Motorbetriebes wurden folgende Größen erfasst und bei Bedarf gespeichert:

- Temperaturen im Ladeluft-, Erdgas-, AGR- und Abgaspfad sowie im Kühlwasser- und Ölkreislauf mittels NiCr-Ni-Thermoelementen

- Statische Drücke in den genannten Pfaden durch hochpräzise Sensoren der Firma *Wika*
- Luftmassenstrom mittels *ABB Sensyflow FMT700-P*
- Erdgasmassenstrom mittels eines Coriolismessgerätes *Bronkhorst-Mättig CoriFlow M15*
- Motordrehzahl durch Hall-Geber
- Bremsendrehzahl und -drehmoment werden von der Bremsensteuerung bezogen

Ein Messstellenplan ist der Abbildung A.16 im Anhang zu entnehmen.

Die Erfassung der Zylinderdrücke erfolgte über piezoelektrische Quarzdruckgeber vom Typ 6056A41 der *Kistler Instrumente AG*. Die Sensoren wurden durch speziell gefertigte Adapter in den Glühkerzenbohrungen des Dieselmotors eingebaut. Für die kurbelwinkelbezogene Aufzeichnung der Zylinderinnendrucke und deren Online-Auswertung wurde das Indiziersystem *Kistler KiBox* mit einem separaten Messrechner verwendet. Die Messung und Speicherung der Abgasemissionswerte wurde mit dem Multikomponenten-Motorenabgasanalysator Sesam II von *Siemens* durchgeführt. Das System for Emission Sampling and Measurement arbeitet nach dem Prinzip der Fouriertransformations-Spektroskopie in einer optischen Anordnung entsprechend dem Michelson-Interferometer. Die Erfassung und Speicherung mit Zeitstempel erfolgte über einen zusätzlichen PC. Dabei wurden die Messdaten vor bzw. nach Katalysator je Motorbetriebspunkt separat gespeichert. Die Abgasentnahmestelle konnte über die Prüfstandsteuerung umgeschaltet werden.

Die Kommunikation mit dem Motorsteuergerät des Versuchsträgers wurde mit dem Softwarepaket *ETAS INCA* realisiert. Mit diesem Verfahren konnten Änderungen folgender Betriebsgrößen vorgenommen werden:

- Zündwinkel
- Verbrennungsluftverhältnis über Kraftstoffmengendosierung
- Drosselklappenstellung
- AGR-Ventilstellung

Die Speicherung der Messdaten aus dem Motorsteuergerät erfolgte über die Software *ETAS INCA*. Erfasst wurden folgende Daten:

- Zündwinkel
- Verbrennungsluftverhältnis
- Bestromungsdauer der Gasventile
- Position der Drosselklappe
- Position des AGR-Ventils
- Zeitstempel

2.2.2 Kraftstoffversorgung

Der Kraftstoff Erdgas wurde aus dem Städtnetz der Hansestadt Rostock bezogen. Die chemischen und physikalischen Eigenschaften des Erdgases können aus Abbildung A.17 im Anhang entnommen werden. Über eine Verdichterstation wurde das Erdgas auf bis zu 200 bar verdichtet und in einem Druckflaschenbünden von 10 Flaschen mit je 80 l Inhalt gespeichert. Der Gasdruck wurde anschließend zweistufig auf 20 bar reduziert und an das motorseitige Erdgasdosiersystem übergeben. Hier wurde das Gas nochmals auf den, für den Gasinjektorbetrieb, notwendige Arbeitsdruck von 8,7 bar entspannt.

2.3 Versuchsplanung / globaler Versuchsablauf

Nach der Installation der Motorsteuergerätehardware (Aktuatoren, Sensoren und Kabel) erfolgte eine Grundbedatung des Motorsteuergerätes für folgende drei Steuergeräteparameter:

- Drosselklappen-Position
- Zündwinkel
- Verbrennungsluftverhältnis

Anschließend wurde mit der systematischen Entwicklung der Brennverfahren begonnen. Durch Abstimmung der Parameter Zündwinkel, Verbrennungsluftverhältnis, Ladeluftdruck und AGR-Rate konnte die Energieumsetzung im Brennraum und damit die Schadstoffbildung gezielt beeinflusst werden. Alle untersuchten Brennverfahren wurden hinsichtlich folgender Priorität entwickelt:

1. Stabiler, sicherer Motorbetrieb im gesamten Kennfeld
2. Eingrenzung der ottomotorischen Zyklusschwankungen
3. Einhaltung der angestrebten Emissionsgrenzwerte
4. Hoher Motorwirkungsgrad

Die Aufnahme, Aufbereitung und Auswertung der gewonnenen Messwerte wurde nach einem festen Ablaufplan durchgeführt (siehe Abbildung 2.3). Die Messungen erfolgten bei betriebswarmen Motor und einer Ölsumpftemperatur von 85 °C. Nach Erreichen der Betriebstemperatur wurde der zu untersuchende Betriebspunkt eingestellt. Die Einstellung und Regelung der Drehzahl erfolgte über die Bremsensteuerung. Die Einstellung des Drehmomentes (effektiver Mitteldruck) erfolgte über die Vorgabe der Gaspedalstellung (α -Wert) an das Motorsteuergerät. In Vorbereitung der Messung wurde der Motor in dem Betriebspunkt solange betrieben, bis sowohl die Abgastemperatur der einzelnen Zylinder als auch die Temperatur vor und nach Katalysator konstant waren. Nach dem Erreichen dieser stationären Betriebsbedingung wurde die Messung eingeleitet, indem an den vier Messsystemen (Prüfstandüberwachung, Indizierung, Steuergerätedaten und Abgasanalytik) jeweils eine Datenaufzeichnung gestartet wurde. Die Messwernerfassung erfolgte mit einer Speicherrate von einem Herz (außer Zylinderindizierung). Nach 180 Sekunden wurde eine Umschaltung der Abgasentnahmestelle von der Position vor Katalysator auf die Position nach Katalysator ausgelöst. Insgesamt dauerte die Messung eines Betriebspunktes 420 Sekunden (Abgasmessung vor und nach Katalysator jeweils 180 Sekunden). Mit dem Indiziersystem wurden je Messpunkt 250 Arbeitsspiele aufgenommen. Im Anschluss an die Messwernerfassung wurden die Motorbetriebsdaten, Abgasmessdaten vor/nach Katalysator, Steuergerätedaten gemittelt und für die Auswertung in Excel-Dateien zusammengefasst. Die vertiefte thermodynamische Auswertung der Indizierdaten erfolgte auf Basis eines Ein-Zonen-Modells [Pre10].

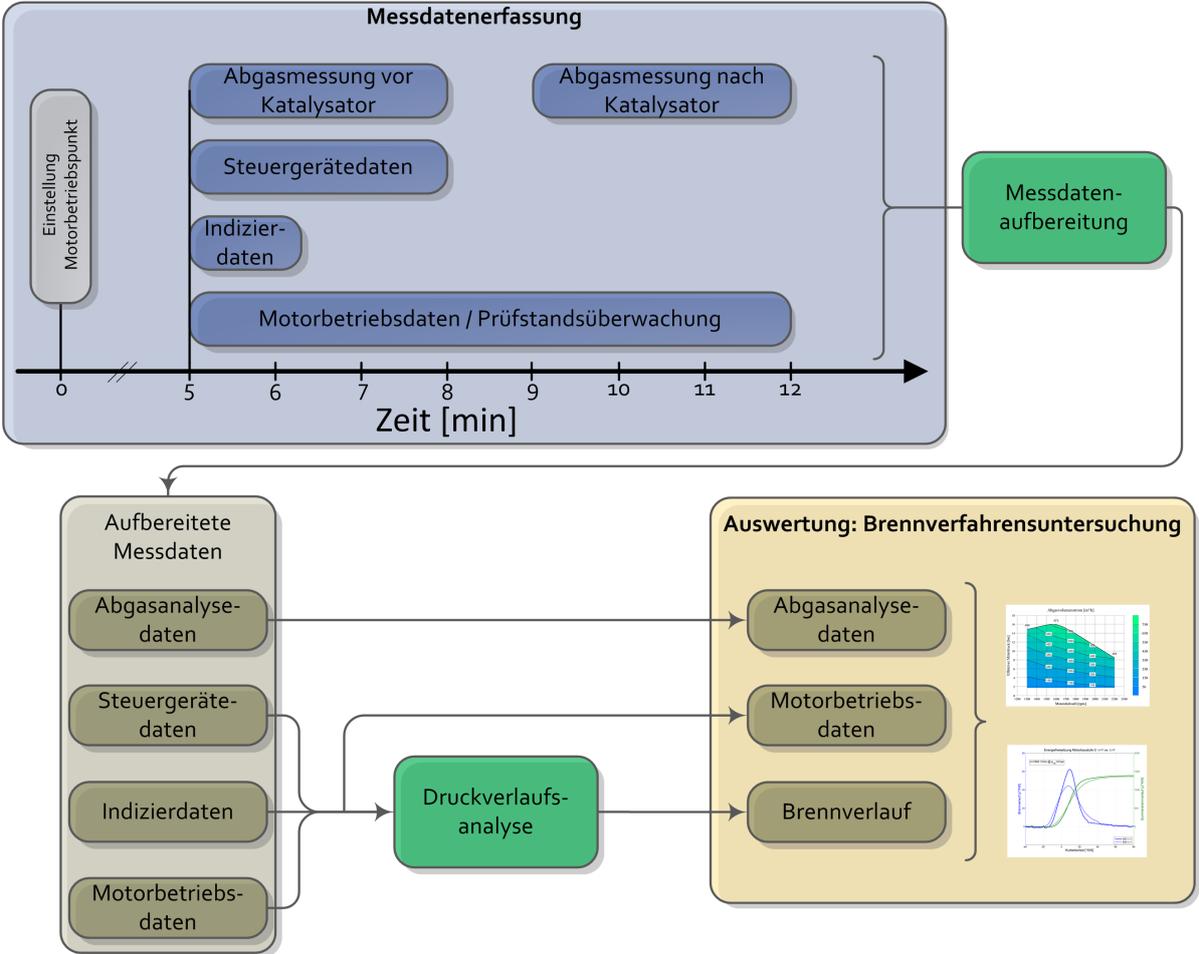


Abbildung 2.3: Schematische Darstellung der Messdatenerfassung, -aufbereitung und -auswertung

3 Ergebnisse

3.1 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

Mit dem Forschungsmotor (Motorkonzept 0, $\epsilon=13$) wurden zuerst Untersuchungen zu den Brennverfahren mit stöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnis ($\lambda = 1$) und der Verbrennung mit Luft-überschuss ($\lambda > 1$) durchgeführt. Auf Basis der Ergebnisse des Motorenkonzeptes 0 wurden weitere Untersuchungen zum stöchiometrischen Brennverfahren in Verbindung mit einer externen, gekühlten Abgasrückführung (Motorkonzept 1) vorgenommen. Im Anschluss an diese Brennverfahrensuntersuchungen wurde das Potential des stöchiometrischen Brennverfahrens mit AGR bei Verwendung einer effektiveren Abgasnachbehandlung detaillierter untersucht und bewertet (Motorkonzept 2). Zur Steigerung des effektiven Mitteldrucks und Verringerung der Schadstoffemission wurde eine weitere Entwicklungsstufe umgesetzt. Bei dem Motorkonzept 3 wurde das Verdichtungsverhältnis von 13 auf 11 reduziert und das Volumen des Drei-Wege-Katalysators vergrößert. Dieser Entwicklungsstand ist auch die Basis für den Aufbau des Demonstratortraktors. Für alle Brennverfahrensuntersuchungen (Motorkonzepte) werden nachfolgend jeweils die Motorbetriebsgrenzen, Stickoxidemissionen (NO_X) als Summe aus Stickstoffmonoxid (NO) und Stickstoffdioxid (NO_2), sowie der Ausstoß an Kohlenmonoxid (CO) und Methan (CH_4) dargestellt und jeweils miteinander verglichen. Die Messwerte sind als Funktion des effektiven Mitteldruck und der Motordrehzahl im Betriebsfeld aufgetragen. Dabei werden jeweils die Konzentrationen im Abgasvolumenstrom (oben) als auch die Massen der einzelnen Schadstoffe, bezogen auf die Motorleistung (im Folgenden als „spezifische Emission“ bezeichnet), am Austritt des Drei-Wege-Katalysators grafisch dargestellt.

An dieser Stelle wird explizit darauf hingewiesen, dass die nicht dargestellten Rohemissionen (vor Katalysator) des $\lambda = 1$ -Brennverfahrens auf einem deutlich höherem Niveau

liegen. Emissionsanforderungen beziehen sich immer auf den Gesamtmotor inkl. Abgasnachbehandlung und nicht auf Rohemissionen. Über den Drei-Wege-Katalysator werden die drei betrachteten Schadstoffe über die bekannten Reaktionsmechanismen signifikant reduziert [Har15].

Bei dem $\lambda > 1$ -Brennverfahren werden die Stickoxide nicht über den Drei-Wege-Katalysator reduziert. Daher liegen die Stickoxidemissionen vor und nach Katalysator für das Magerverfahren auf gleichem Niveau (siehe Abbildung A.1 im Anhang).

Eine wesentliche Kenngröße für die Belastung von Katalysatoren ist die Raumgeschwindigkeit. Sie gibt das Verhältnis von zugeführten Abgasvolumenstrom \dot{V}_{Abgas} bezogen auf das makroskopische Katalysatorvolumen $V_{Katalysator}$ und ist daher ein Maß für die Verweilzeit des Abgases im Katalysator:

$$RG = \frac{\dot{V}_{Abgas}}{V_{Katalysator}} \quad (3.1)$$

3.1.1 Vergleich der Brennverfahren $\lambda = 1$ und $\lambda > 1$

Die Untersuchungen des monovalenten Erdgasbetriebes wurden mit zwei grundlegenden Brennverfahren an dem Versuchsträger (Konzept 0) durchgeführt. Begonnen wurde der Motorbetrieb bei einem stöchiometrischen Luftverhältnis ($\lambda=1$) mit einem Drei-Wege-Katalysator als Abgasnachbehandlungssystem. Bei dem Katalysator handelt es sich um einen Serienmodell mit 1,31 Volumen aus dem Ottomotorenbereich. Als zweites Brennverfahren wurde das Magerverfahren ($\lambda > 1$) analysiert. Für dieses Brennverfahren diente der Drei-Wege-Katalysator ausschließlich als Oxidationskatalysator zur Reduktion der Kohlenmonoxid (CO)- und Methanemissionen (CH_4). Eine Verminderung der Stickoxide NO_X war in diesem Fall prinzipbedingt nicht möglich.

Motorbetriebspunkte und -grenzen

Für beide Brennverfahren wurde der effektive Mitteldruck bis zum Erreichen einer Motorbetriebsgrenze gesteigert. Als Grenze für den sicheren Betrieb des Forschungsmotors wurde zum einen die Abgastemperatur vor der Turbine des Diesel-Abgasturbolader (T_3) auf einen Wert kleiner gleich 750 °C definiert. Dieser Wert entspricht nach den Angaben des Herstellers der maximal zulässigen Temperatur für das verwendete Material des

Turbinenrades. Als zweite Betriebsgrenze wurde der Beginn einer klopfenden Verbrennung definiert. Festgestellt wurde der klopfende Motorbetrieb über die Indizierung der Zylinderdrücke. Die Indiziersoftware besitzt Algorithmen zur Analyse des Zylinderdrucksignals und gibt Kenngrößen für den Klopfbetrieb aus (Klopfspitze, Klopfrequenz, Energie der Klopfeschwingung) [Kis13]. In Abbildung 3.1 sind die vermessenen Betriebspunkte sowie die aufgetretenen Motorbetriebsgrenzen für beide Brennverfahren dargestellt.

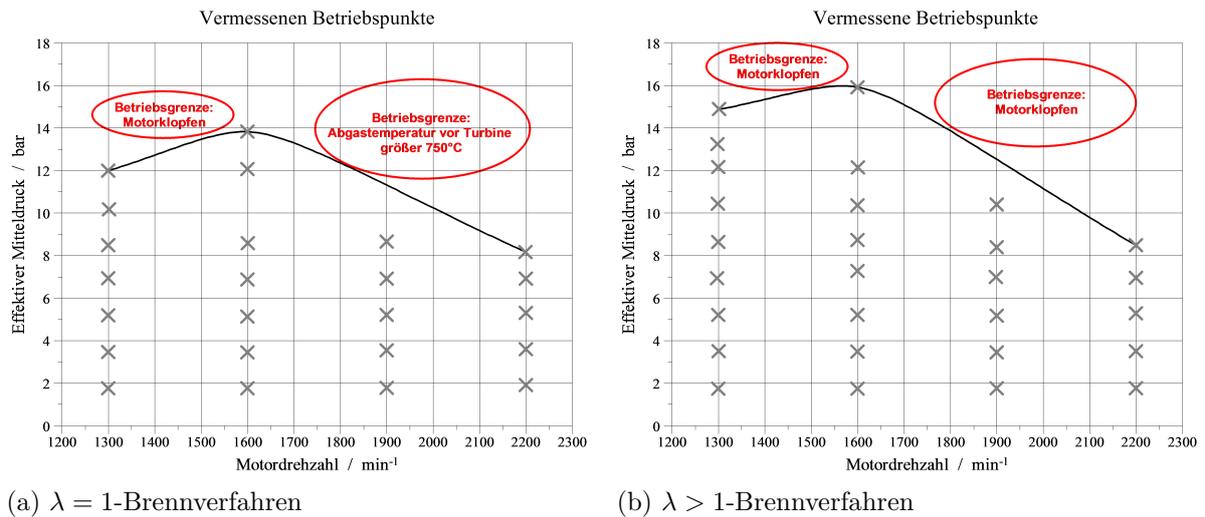


Abbildung 3.1: Gegenüberstellung der vermessenen Motorbetriebspunkte innerhalb des Betriebskennfeldes (effektiver Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen Brennverfahren $\lambda = 1$ (links) und Magerverfahren $\lambda > 1$ (rechts)

Das gewählte Verbrennungsluftverhältnisses λ für das magere Brennverfahren ist der Kompromiss zwischen einer notwendigen Zylinderlaufruhe und geringen Stickoxidemissionen. Als Bewertungsmaß der Zylinderlaufruhe wird die Größe *Coefficient of Variation* (*CoV*) bezogen auf den indizierten Mitteldruck herangezogen. Diese Kennzahl ist definiert als Verhältnis der Standardabweichung des indizierten Mittelwertes $\sigma_{p_{mi}}$ zu dessen Mittelwert $\overline{p_{mi}}$ nach Gleichung (3.2) (Angabe in Prozent).

$$CoV_{p_{mi}} = \frac{\sigma_{p_{mi}}}{\overline{p_{mi}}} \quad (3.2)$$

In der Literatur wird ein Wert zwischen 3,5...5 % als Grenze für die Zylinderlaufruhe angegebenen [Bol11, Bus13]. Für die Untersuchungen in diesem Projekt wurde sich an der unteren Grenze der Literaturangaben orientiert und ein Wert von 3,5 % festgelegt.

So führt die starke Abmagerung beim $\lambda > 1$ -Brennverfahren auf der einen Seite zu einer Reduktion der Stickoxidemission. Auf der anderen Seite nehmen die ottomotorisch typischen Zyklusschwankungen deutlich zu. Dadurch bedingt nimmt die Zylinderlaufruhe deutlich ab.

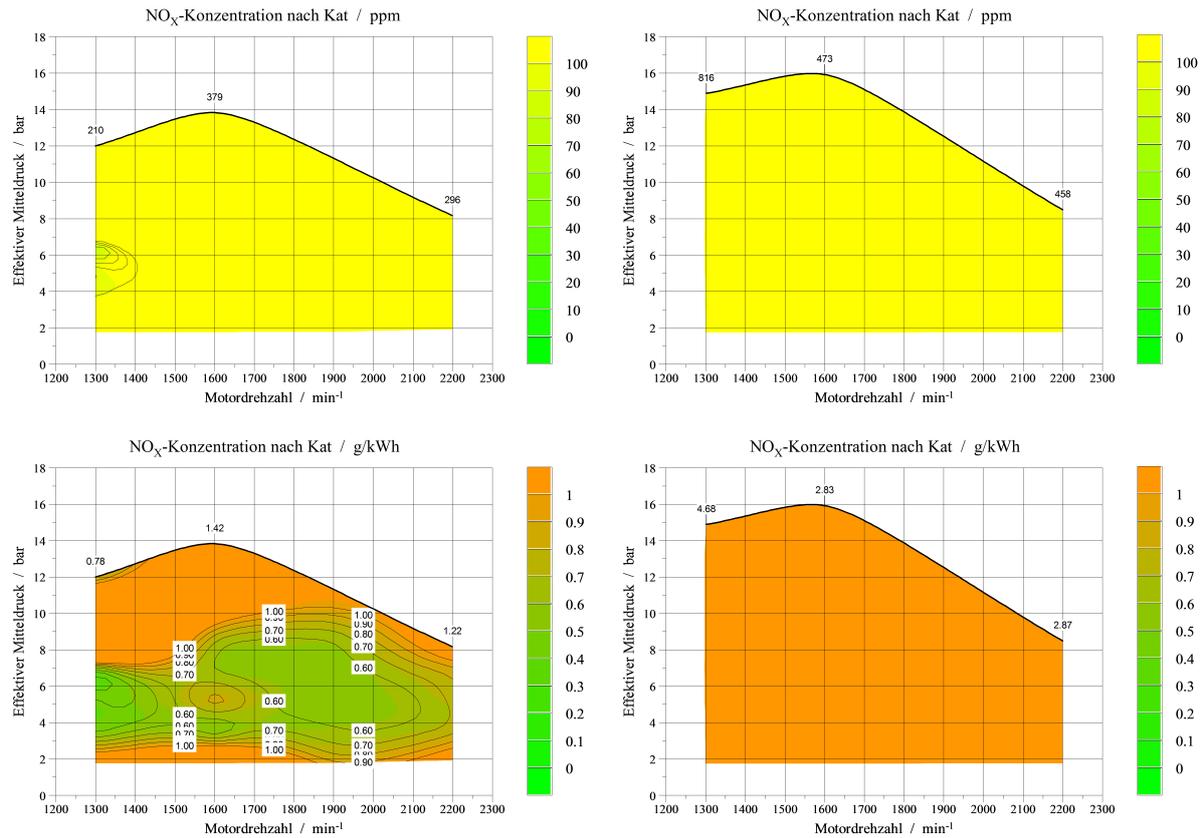
Vergleich der Stickoxidemissionen

In Abbildung 3.2 sind der Ausstoß der Stickoxidemissionen NO_X am Austritt des Drei-Wege-Katalysators für das stöchiometrische Brennverfahren (links) und für das Magerbrennverfahren (rechts) gegenübergestellt. Bei Betrachtung der spezifischen Emissionen stromabwärts des Katalysators (unten) wird ersichtlich, dass trotz der Abmagerung des Verbrennungsluftverhältnisses das Niveau der Stickoxidemissionen im $\lambda > 1$ -Betrieb über das gesamte Kennfeld deutlich höher liegt als im stöchiometrischen Betrieb. Eine Reduktion der Stickoxide auf den Bereich des Grenzwertes würde eine weitere Abmagerung des Gemisches (Anstieg des Verbrennungsluftverhältnisses λ) erfordern. Dies ist jedoch wegen der negativen Auswirkungen auf die Zyklusschwankungen nicht möglich bzw. würde zu Zündaussetzern führen (siehe Abschnitt 3.1.1). Magere Brennverfahren für die EU Stufe IV erfordern einen zusätzlichen und kostenintensiven SCR-Katalysator.

Die Untersuchungen zeigen, dass beim Vergleich der beiden Brennverfahren lediglich das $\lambda = 1$ -Brennverfahren das Potential bietet den Stickoxidgrenzwert nach Euro Stufe IV (0,5 g/kWh) einhalten zu können. Zur Ausschöpfung des möglichen Potentials des Magerbrennverfahrens sind jedoch weitere Untersuchungen erforderlich.

Vergleich der Kohlenmonoxidemissionen

Der Ausstoß an Kohlenmonoxid am Austritt des Katalysators ist in Abbildung 3.3 dargestellt. Kohlenmonoxid entsteht bei Luftmangel als ein Produkt unvollständiger Verbrennung und ist daher stark vom Sauerstoffgehalt abhängig. Für das stöchiometrische Brennverfahren steht lokal nur begrenzt Sauerstoff zur Verfügung bzw. wird der Motor bei minimal unterstöchiometrischen Bedingungen betrieben. Damit ist neben einer höheren Rohemission auch die Oxidation des motorischen Kohlenmonoxids über den Drei-Wege-Katalysator eingeschränkt, da die Oxidationsreaktion für $\lambda = 1$ nur bedingt ablaufen kann. Aus diesem Grund liegt der Ausstoß an Kohlenmonoxid am Austritt

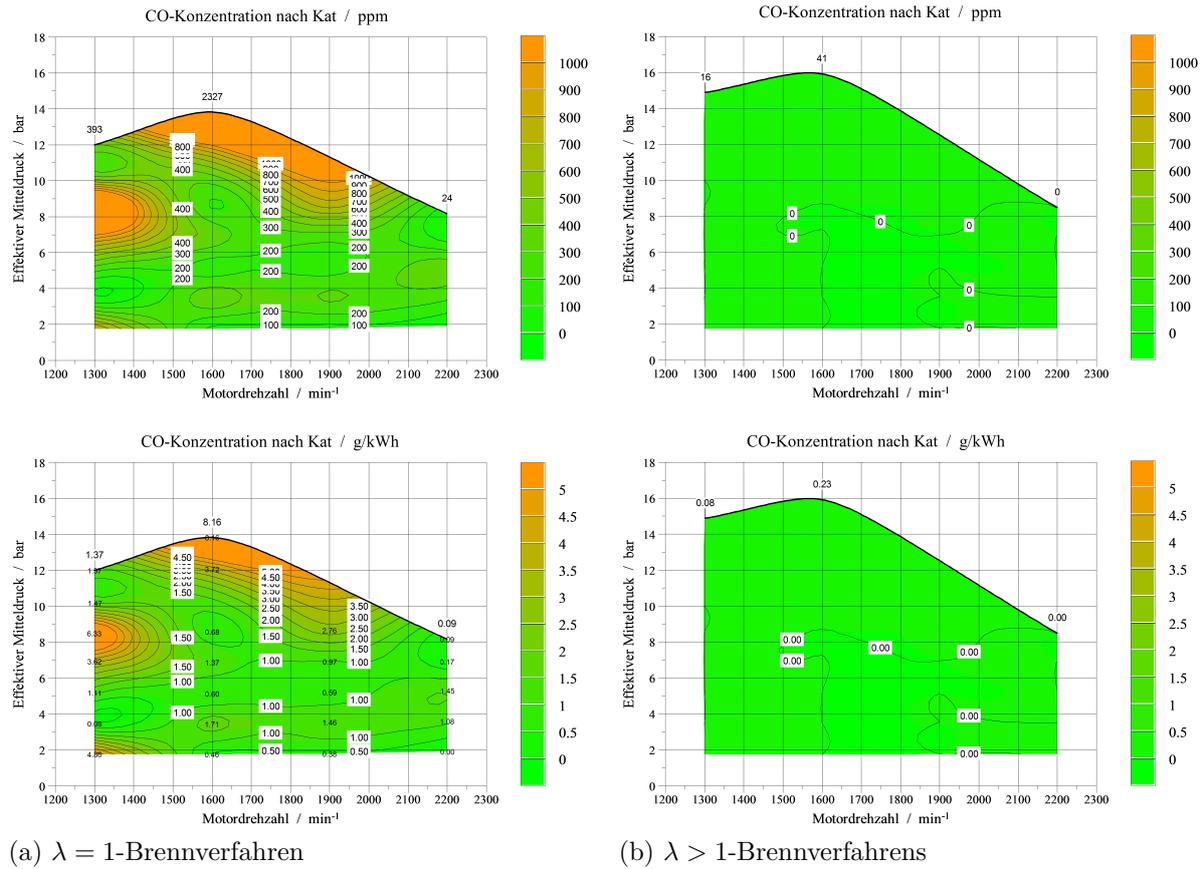


(a) $\lambda = 1$ -Brennverfahren

(b) $\lambda > 1$ -Brennverfahren

Abbildung 3.2: Gegenüberstellung der NO_x -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators innerhalb des Motorbetriebskennfeldes (effektiven Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen und mageren Brennverfahren. Links: $\lambda = 1$ -Brennverfahren, Rechts: $\lambda > 1$ -Brennverfahren, Oben: Konzentrationen in parts per million, Unten: Spezifische Emissionen

des Katalysators auf einem höheren Niveau verglichen zum Magerbetrieb. Mit der Motorkonfiguration kann der Grenzwert von 5,0 g/kWh nach Euro Stufe IV nur für das $\lambda > 1$ -Brennverfahren in gesamten Motorenkennfeldes eingehalten. Im $\lambda = 1$ -Betrieb wird der Grenzwert im Bereich hoher Mitteldrücken (1600-1900 min^{-1}) überschritten. Ursache hierfür ist die Kraftstoffumsetzung bei unterstöchiometrischen Bedingungen mit dem Ziel genügend Reduktionspotential für den Katalysator hinsichtlich der Stickoxidreduktion zur Verfügung zu stellen. Die Darstellung des Verbrennungsluftverhältnisses ist aus dem Anhang zu entnehmen (Abbildung A.2). Trotz einzelner Ausreißer der CO -Konzentration im Kennfeld wird der Grenzwert in Summe innerhalb des C1-Tests ein-



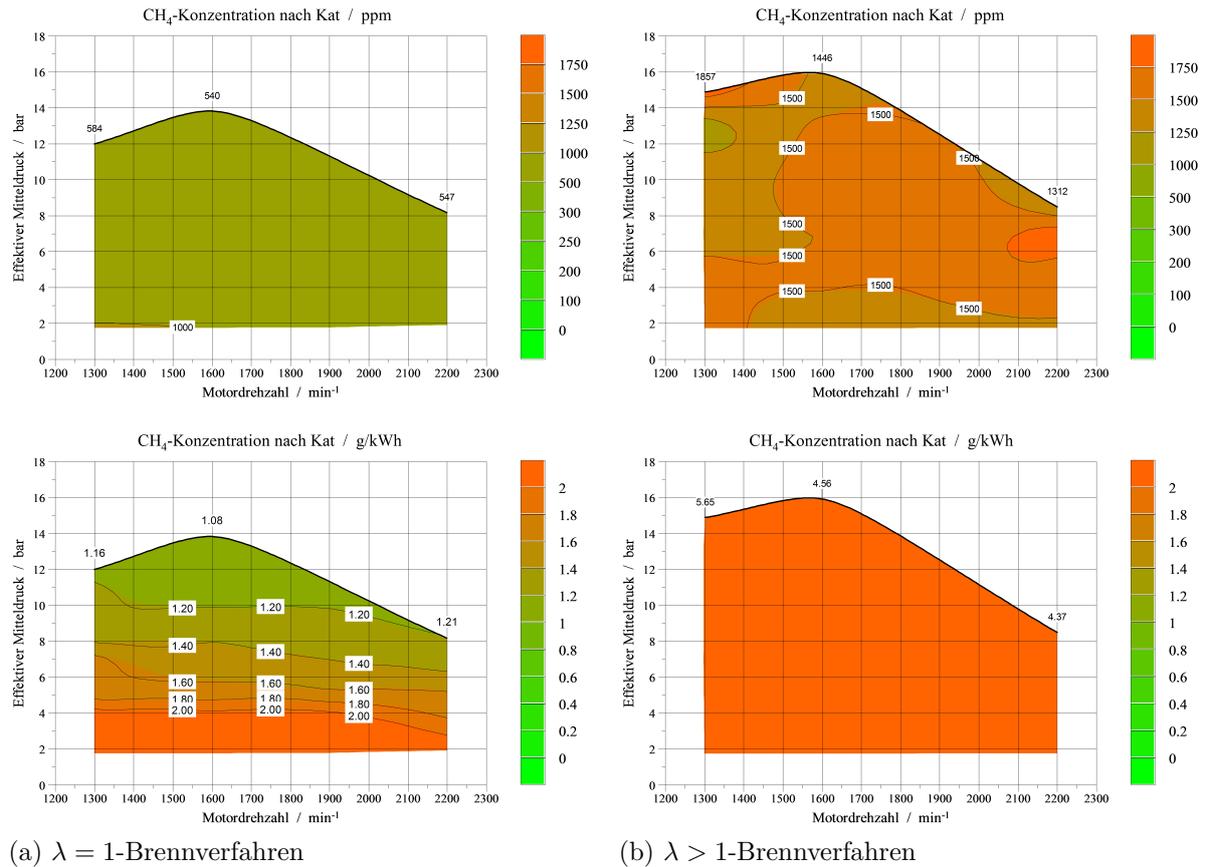
(a) $\lambda = 1$ -Brennverfahren (b) $\lambda > 1$ -Brennverfahren

Abbildung 3.3: Gegenüberstellung der *CO*-Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators innerhalb des Motorbetriebskennfeldes (effektiven Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen und mageren Brennverfahren. Links: $\lambda = 1$ -Brennverfahren, Rechts: $\lambda > 1$ -Brennverfahren, Oben: Konzentrationen in parts per million, Unten: Spezifische Emissionen

gehalten.

Vergleich der Methanemissionen

Die Emissionen des Methans am Austritt des Katalysators sind in Abbildung 3.4 dargestellt. Beim Motorbetrieb mit Luftüberschuss (oben rechts) ist im gesamten Kennfeld eine signifikant höhere Konzentration des Methans verglichen zum stöchiometrischen Betrieb (oben links) zu verzeichnen. Die Ladungsverdünnung führt zu einem Absinken der Verbrennungstemperaturen. Dadurch bedingt kann das Methan nicht vollständig



(a) $\lambda = 1$ -Brennverfahren (b) $\lambda > 1$ -Brennverfahren

Abbildung 3.4: Gegenüberstellung der CH_4 -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators innerhalb des Motorbetriebskennfeldes (effektiven Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen und mageren Brennverfahren. Links: $\lambda = 1$ -Brennverfahren, Rechts: $\lambda > 1$ -Brennverfahren, Oben: Konzentrationen in parts per million, Unten: Spezifische Emissionen

innermotorisch oxidiert werden. Aufgrund der geringeren Abgastemperaturen vor dem Katalysator (vergl. Abbildung A.5 rechts) ist auch die nachmotorische Oxidation des Methans mit einem Katalysatorumsatz von 0-8 % sehr eingeschränkt (vgl. Abbildung A.4 (b), rechts). Bei dem stöchiometrischen Brennverfahren liegt das Niveau der Methankonzentration deutlich niedrigerer (vgl. Abbildung 3.4 (a), oben). Ursache hierfür ist die signifikant geringere Konzentration im Rohabgas des Motors (siehe Abbildung A.6) bedingt durch die höheren Verbrennungstemperaturen im stöchiometrischen Betrieb. Neben der niedrigeren Methankonzentration im Rohabgas liegt auch eine deutlich höhere Temperatur des Abgases vor (vergl. Abbildung A.5 (a), links). Dadurch konnten höhere Konvertierungsraten über den Katalysator von bis zu 25 % erzielt werden.

Bei Betrachtung der spezifischen Emissionen in Abbildung 3.4 wird ersichtlich, dass mit beiden untersuchten Brennverfahren die Einhaltung des Emissionsgrenzwertes für Methan nach Euro VI (0,5 g/kWh) mit einen Ausstoß von bis zu 5,65 g/kWh nicht direkt erreicht werden kann. Das stöchiometrische Brennverfahren besitzt jedoch ein deutlich höheres Potential zur Einhaltung der Zielsetzung, da fast im gesamten Kennfeld Abgastemperaturen über 400 °C vorliegen. Zur Ausschöpfung des Potentials sind jedoch weitere Maßnahmen zur Brennverfahrensentwicklung und Abgasnachbehandlung mit höheren Konvertierungsraten erforderlich. Magerverfahren besitzen deutlich geringere Abgastemperaturen im Kennfeld, wodurch katalytische Methanreaktionen deutlich gebremst werden. Bei in Serie befindlichen Mager-Erdgasmotoren (z.B. für Schiffe) wird der Grenzwert für Nkw-Anwendungen von 0,5 g/kWh Methan deutlich überschritten.

3.1.2 Vergleich der Brennverfahren $\lambda = 1$ ohne/mit Abgasrückführung

Die Ergebnisse der Brennverfahrensuntersuchungen aus Abschnitt 3.1.1 haben gezeigt, dass lediglich das stöchiometrische Brennverfahren ($\lambda = 1$) das Potential bietet, die Grenzwerte für Stickoxide und Methan einzuhalten. Damit dieses Potential ausgeschöpft werden kann, sind zum einen innermotorische als auch nachmotorische Maßnahmen zu treffen. Zur Senkung der Stickoxidrohmissionen wurden daher weitere Motorversuche mit dem stöchiometrische Brennverfahren ($\lambda = 1$) in Verbindung mit einer gekühlten, externen Hochdruck-Abgasrückführung vorgenommen (Motorkonzept 1). Der Einsatz von HD-AGR erlaubt eine schnelle Reaktion des Energieumsatzes im Brennraum auf Laständerungen im Gegensatz zur ND-AGR mit wesentlich längeren Gaswegen.

Motorbetriebspunkte und -grenzen

Zur Darstellung eines Motorbetriebes mit Abgasrückführungen ist die Ansteuerung des AGR-Ventils in das Motorsteuergerät integriert worden. Infolge der gekühlten, externen Abgasrückführung wurde die Abgastemperatur vor der Turbine des Abgasturboladers im gesamten Kennfeldbereich des Motors abgesenkt. Der kritische Wert der Abgastemperatur von 750 °C wurde im gesamten Betriebskennfeld unterschritten. Dadurch konnte mit dem Motorkonzept 1 eine deutliche Steigerung des effektiven Mitteldrucks von ca. 8 bar auf 10,2 bar (+ 25 %) bei Nenndrehzahl (2200 min^{-1}) erreicht werden. Eine weitere

Steigerung des effektiven Mitteldrucks bei Nenndrehzahl ist durch den Beginn einer klopfenden Verbrennung nicht mehr möglich gewesen (siehe Abbildung 3.5 (b), rechts). Zum Vergleich ist in dieser und den folgenden Abbildungen das Kennfeld für den Betrieb ohne AGR dargestellt. Eine Steigerung des effektiven Mitteldrucks für Motordrehzahlen klei-

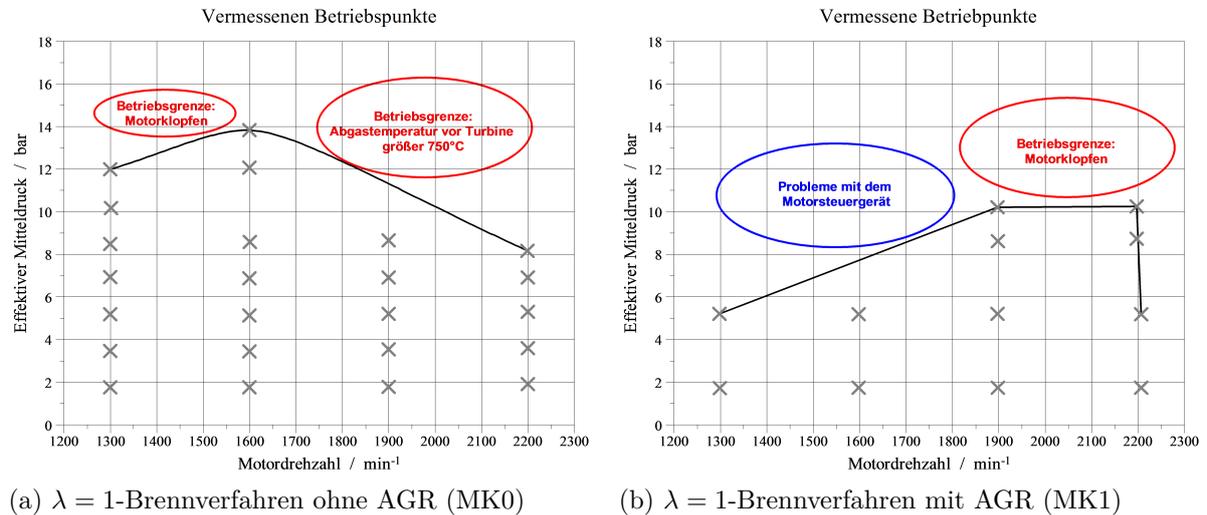


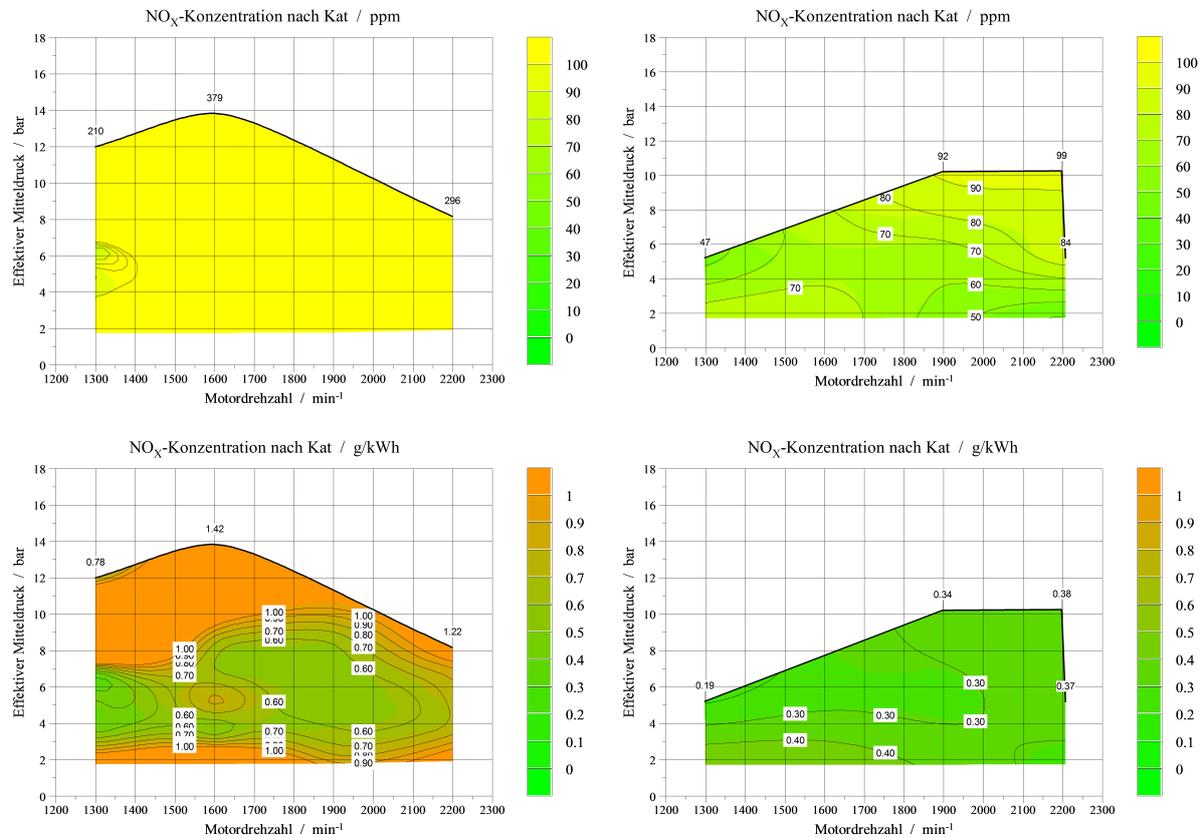
Abbildung 3.5: Gegenüberstellung der vermessenen Motorbetriebspunkte innerhalb des Betriebskennfeldes (effektiver Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen Brennverfahren. Links: λ = 1-Brennverfahren ohne AGR, Rechts: λ = 1-Brennverfahren mit AGR

ner gleich 1600 min⁻¹ konnte nicht erreicht werden. Ursache hierfür war ein ungünstiges Regelverhalten der Gasmengenregelung (Leistungsregelung) im Steuergerät für diesen Betriebsbereich, das keinen stationären Motorlauf zuließ.

Vergleich der Stickoxidemissionen

Infolge des rückgeführten, gekühlten Abgases in den Brennraum wird die Verbrennung durch den erhöhten Inertgasanteil deutlich verlangsamt (vergl. Abbildung A.8) und die spezifische Wärmekapazität der Ladungsmasse erhöht. Beide Effekte wirken sich senkend auf die Verbrennungstemperatur im Zylinder aus. Die Reaktionsrate der Stickoxidbildung in der Flammenfront ist exponentiell von der Verbrennungstemperatur abhängig. Damit führt die Absenkung der Verbrennungstemperatur durch die AGR zu einer signifikanten Absenkung der Stickoxidrohmissionen. Ein Vergleich der Stickoxidkonzentration am Austritt des Drei-Wege-Katalysator (bei gleicher Schwerpunktlage der Verbrennung)

ist in Abbildung 3.6 (oben) dargestellt. Bei dem stöchiometrischen Motorbetrieb mit



(a) $\lambda = 1$ -Brennverfahren ohne AGR (MK0)

(b) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK1)

Abbildung 3.6: Gegenüberstellung der NO_x -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators innerhalb des Motorbetriebskennfeldes (effektiven Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen Brennverfahren. Links: $\lambda = 1$ -Brennverfahren ohne AGR, Rechts: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR, Oben: Konzentrationen in parts per million, Unten: Spezifische Emissionen

AGR wurde ein deutlich geringeres Niveau der Konzentration nach dem Katalysator erzielt. Für den gesamten betrachteten Motorbetriebsbereich kann damit der Grenzwert von 0,4 g/kWh eingehalten bzw. unterschritten werden.

Vergleich der Kohlenmonoxidemissionen

Die Emissionen des Kohlenmonoxids für die stöchiometrische Kraftstoffumsetzung ohne/mit AGR ist in Abbildung 3.7 dargestellt. Für beide Brennverfahren liegen die Ab-

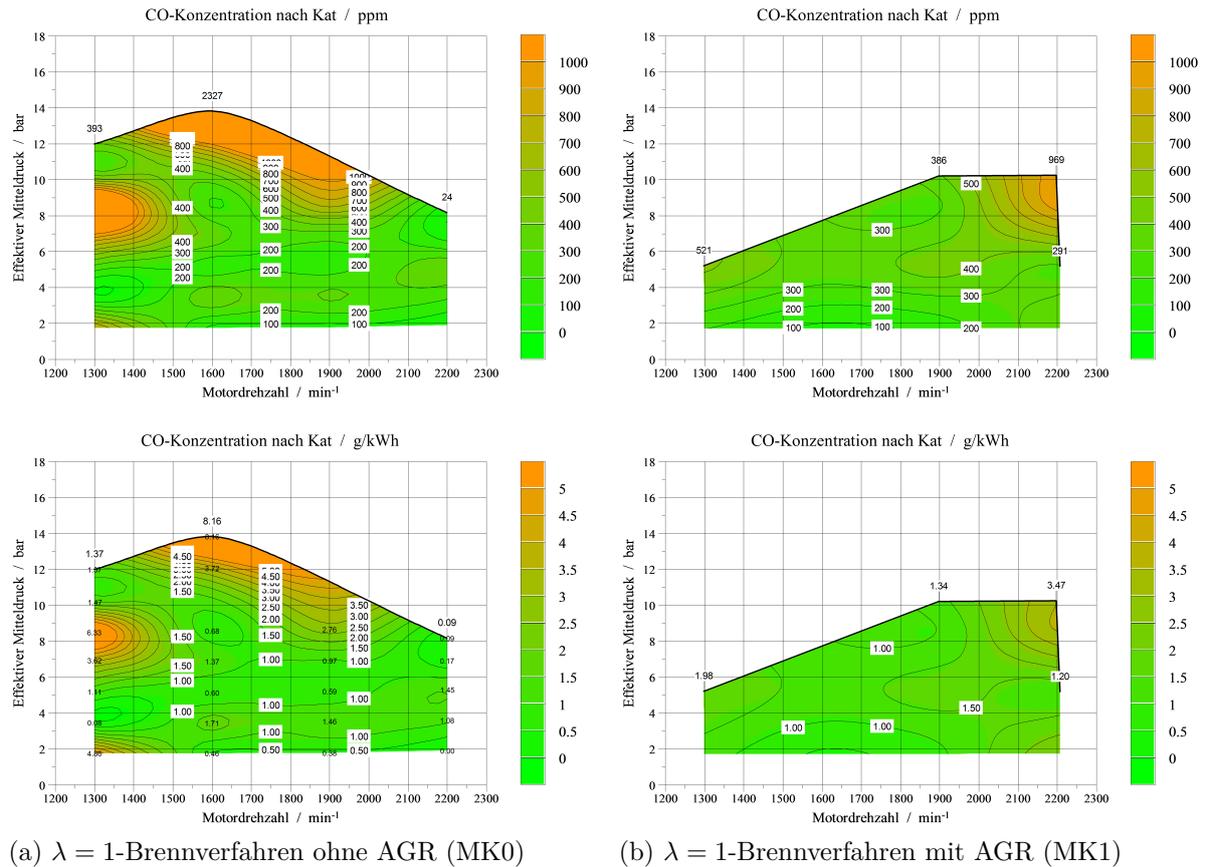


Abbildung 3.7: Gegenüberstellung der *CO*-Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators innerhalb des Motorbetriebskennfeldes (effektiven Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen Brennverfahren. Links: $\lambda = 1$ -Brennverfahren ohne AGR, Rechts: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR, Oben: Konzentrationen in parts per million, Unten: Spezifische Emissionen

gasmesswerte auf annähernd gleichem Niveau. Der Grenzwert von 5,0 g/kWh konnte für das gesamte Motorkennfeld im AGR-Betrieb unterschritten werden. Auf Grund des eingeschränkten Motorbetriebes im Bereich niedriger Motordrehzahlen und hohen effektiven Mitteldrücken (vergl. Abschnitt 3.1.2) konnte eine Einhaltung des Grenzwertes für diesen Betriebsbereich des Motors nicht dargestellt werden.

Vergleich der Methanemissionen

Die Verlangsamung der Verbrennung durch den AGR-Betrieb sowie die dadurch bedingte Absenkung der Verbrennungstemperatur führte zu einem Anstieg des Methanausstoßes im Rohabgas. Die Messwerte der Emissionen am Austritt des Katalysators sind in Abbildung 3.8 (b) aufgezeigt. Die Einhaltung des Grenzwertes von 0,5 g/kWh

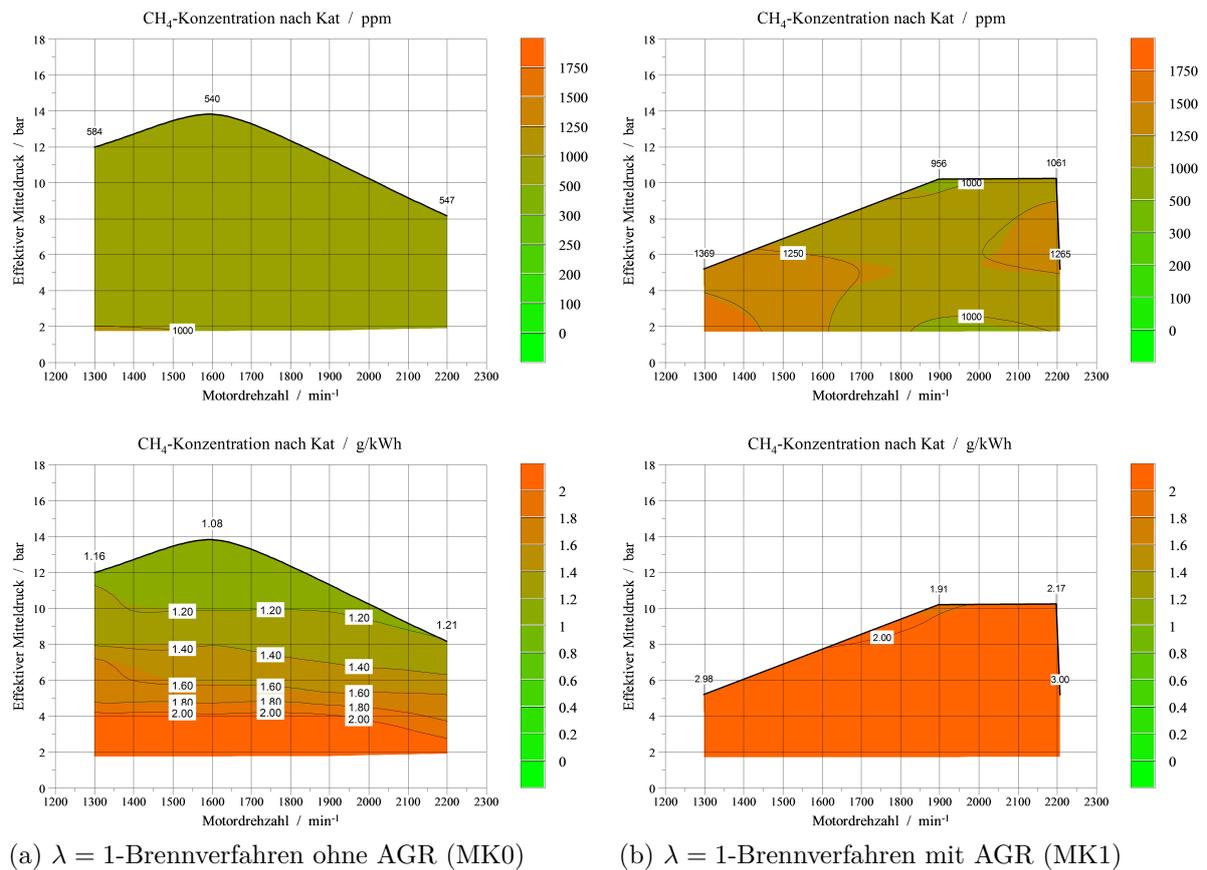


Abbildung 3.8: Gegenüberstellung der CH₄-Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators innerhalb des Motorbetriebskennfeldes (effektiven Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen Brennverfahren. Links: $\lambda = 1$ -Brennverfahren ohne AGR, Rechts: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR, Oben: Konzentrationen in parts per million, Unten: Spezifische Emissionen

im gesamtem Motorkennfeld konnte nicht erzielt werden. Allerdings liegt der Ausstoß an Methan bei stöchiometrischen Brennverfahren mit AGR unterhalb des Motorbetriebes mit Luftüberschuss (vgl. Abbildung 3.4). Ursache ist u.a. eine höhere Umsatzrate

des Katalysators infolge höherer Abgastemperaturen am Eintritt des Katalysators (vgl. Abbildung A.7 im Anhang).

3.1.3 Verbesserungspotential des Brennverfahrens $\lambda = 1$ mit Abgasrückführung bei effektiver Abgasnachbehandlung

Die Untersuchungen des stöchiometrischen Brennverfahrens ohne Abgasrückführung zeigten, dass die Steigerung des effektiven Mitteldrucks bei Drehzahlen ab 1600 min^{-1} durch ein Abgastemperaturen vor Turbine des ATLS begrenzt wurde. Bei dem verwendeten ATL handelt es sich um einen Lader mit einer maximal zulässigen Temperatur von 750 °C vor Turbine. Für die weiteren Forschungsarbeiten wurde daher der ATL ausgetauscht. Für das Motorkonzept 2 wurde eine Aufladeeinheit des Herstellers *Mitsubishi Heavy Industries (MHI-Europe)* mit einer maximal zulässigen Abgastemperatur von 1050 °C eingesetzt. Dadurch konnte die Betriebsgrenze des Forschungsmotors für Drehzahlen größer 1600 min^{-1} in Richtung höherer effektiver Mitteldrücke verschoben werden. Die Betrachtung der Umsatzraten des Methans über die beim Motorkonzept 0/1 eingesetzten Drei-Wege-Katalysator haben deutlich gezeigt, dass der Katalysator nur bedingt für die Nachoxidation des thermisch sehr stabilen Methans geeignet ist (vergl. Abschnitt 3.1.1 bzw. Abbildung A.4). Für die weiteren Untersuchungen wurde daher ein Drei-Wege-Katalysator, mit erhöhter Paladium-Dotierung, eingesetzt.

Motorbetriebspunkte und -grenzen

Eine Erhöhung des Mitteldruck über 12 bar hinaus wurde durch den Beginn einer klopfenden Verbrennung begrenzt (siehe Abbildung 3.9 (b)). Um dieselmotorenähnliche effektive Mitteldrücke zu erreichen, wurden weitere Untersuchungen zu dessen Steigerung bei Nenndrehzahl im Erdgasbetrieb durchgeführt. Zur Vermeidung eines klopfenden Motorbetriebes wurden spätere Zündwinkel zugelassen und dabei bewusst auf eine verbrauchs-optimale Lage der Verbrennung verzichtet. Durch die spätere Zündung kommt es zu einer Verschiebung der Schwerpunktlage der Verbrennung in Richtung „spät“ mit der Folge, dass Zylinderdruck und damit die Gastemperatur im Bereich des ZOT sinkt und somit Klopfen verhindert werden kann. Die Konsequenz dieser Maßnahme ist eine Verringerung des Wirkungsgrades der Hochdruckphase und ein Anstieg der Abgastemperaturen in der Expansionsphase. Durch Verschiebung des Zündwinkels von $37,5 \text{ °KW}$ vor ZOT

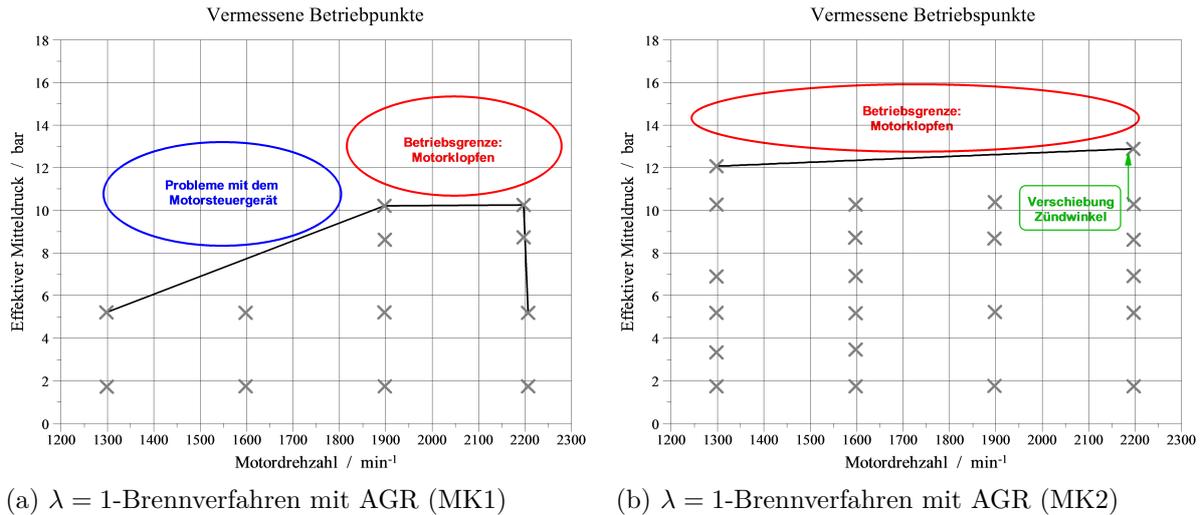
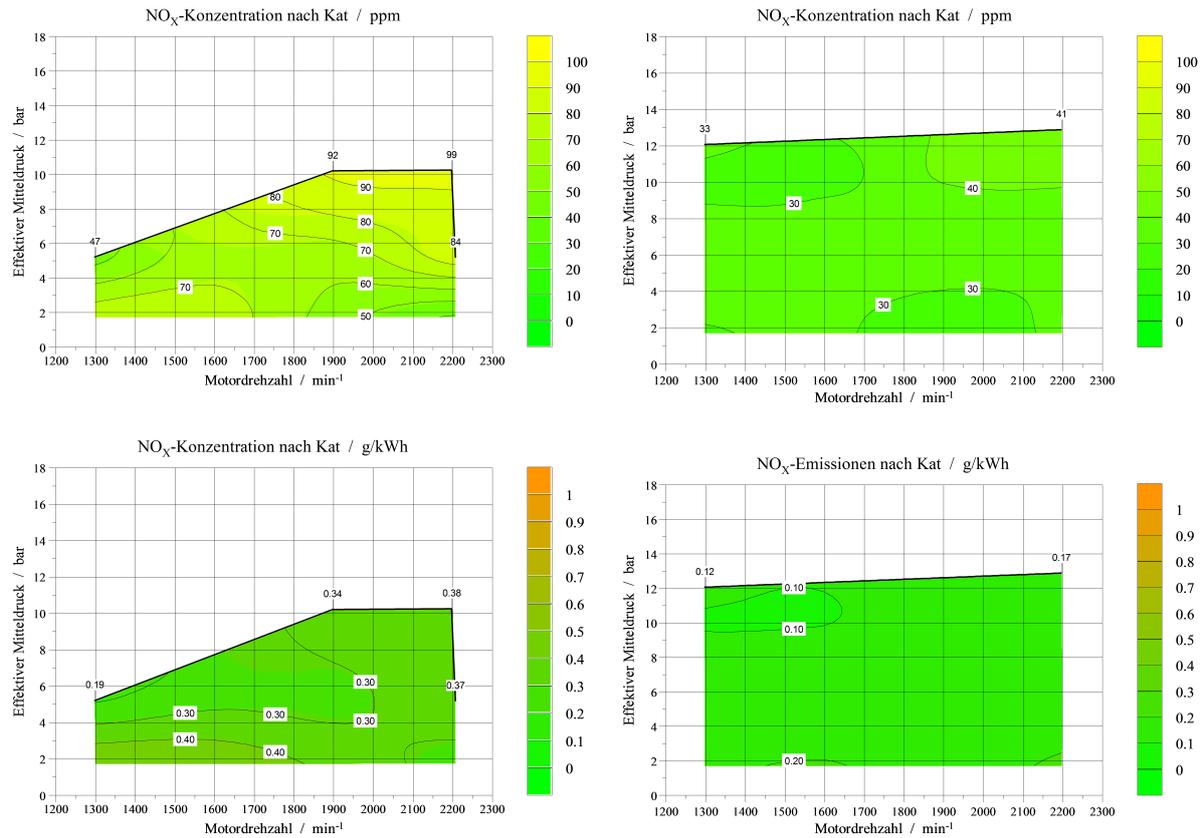


Abbildung 3.9: Gegenüberstellung der vermessenen Motorbetriebspunkte innerhalb des Betriebskennfeldes (effektiver Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen Brennverfahren. Links: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK1), Rechts: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK2) und Anpassung des Zündwinkels

auf 32,9 °KW vor ZOT konnte eine Steigerung des effektiven Mitteldrucks auf 12,8 bar (2200 min⁻¹) erreicht werden. Dies entspricht einer Nennleistung von knapp 86 kW und liegt damit oberhalb der im Projekt angestrebten Nennleistung von 81 kW im Erdgasbetrieb. Damit konnte gezeigt werden, dass im Gasbetrieb über 90 % der Nennleistung eines vergleichbaren Dieselmotors für landwirtschaftliche Anwendungen realisiert werden kann.

Vergleich der Stickoxidemissionen

Für die Versuche des Motorkonzeptes 2 wurden keine grundlegenden Änderungen am Brennverfahren vorgenommen. Der Motor wurde stöchiometrisch mit gekühlter, externer AGR betrieben. Die Stickoxidemissionen nach Katalysator sind in Abbildung 3.10 aufgezeigt. Mit Einsatz des höher dotierten Drei-Wege-Katalysators konnten niedrigere Stickoxidkonzentrationen am Austritt des Katalysators festgestellt werden (Abbildung 3.10 (b)). Ursache sind die besseren Konvertierungsraten über den Katalysator (vergl. Abbildung A.9). Der Grenzwert von 0,4 g/kWh konnte somit im gesamten stationären Motorkennfeld deutlich unterschritten werden und eröffnet damit Reserven für den dynamischen Betrieb.



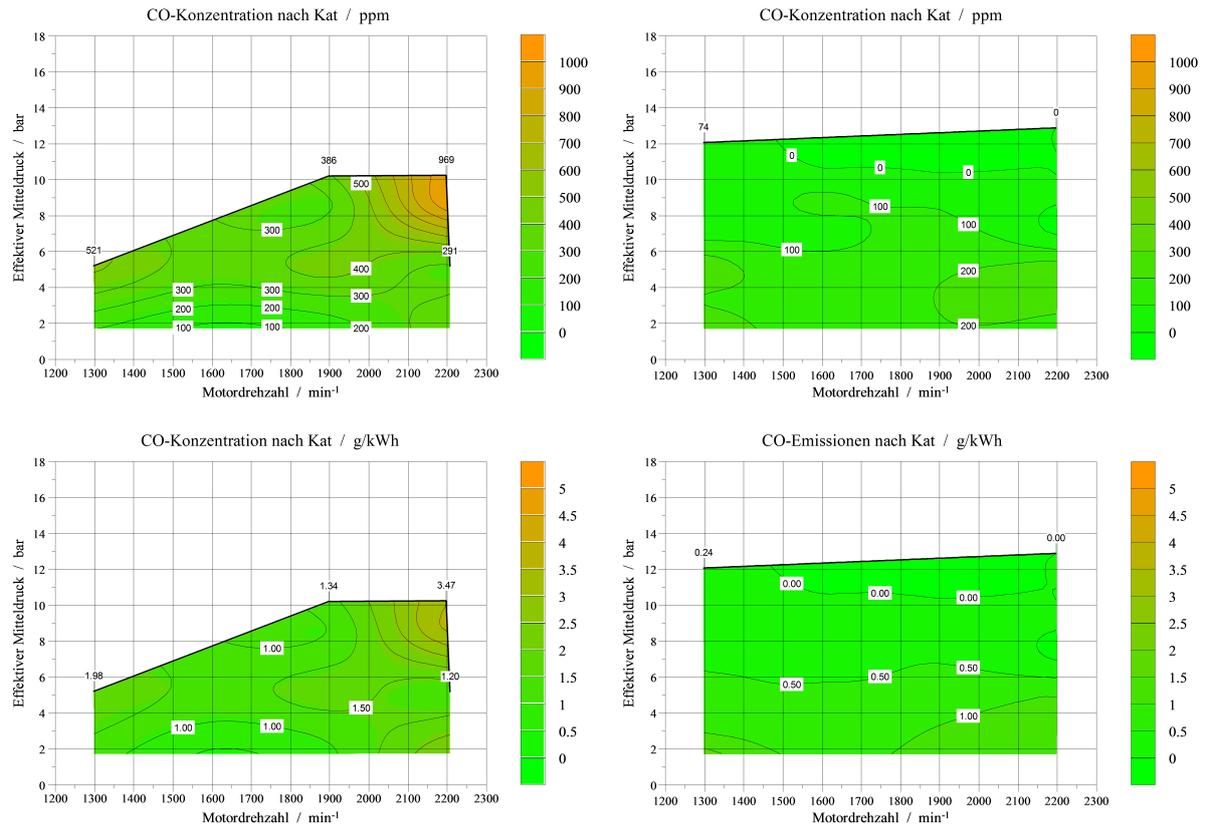
(a) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK1)

(b) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK2)

Abbildung 3.10: Gegenüberstellung der NO_x-Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators innerhalb des Motorbetriebskennfeldes (effektiven Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen Brennverfahren. Links: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK1), Rechts: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK2), Oben: Konzentrationen in parts per million, Unten: Spezifische Emissionen

Vergleich der Kohlenmonoxidemissionen

Die Kohlenmonoxidemissionen am Austritt des Katalysators sind Abbildung 3.11 zu entnehmen. Verglichen zum Motorkonzept 1 konnte eine deutliche Reduktion der CO-Emission erreicht werden. Vorrangig ist dies mit niedrigeren Rohemissionen zu begründen (vergl. Abbildung A.10). Bedingt durch die höhere Stickoxidkonversion über den Katalysator konnte die Bildung an motorischen Kohlenmonoxid durch minimale Anhebung des Verbrennungsluftverhältnisses λ vermindert werden. Für die Reduktion des Stickstoffmonoxide nach dem bekannten Reaktionsmechanismus standen dennoch ausreichend hohe Konzentrationen an Kohlenmonoxid zur Verfügung. Der Grenzwert



(a) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK1)

(b) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK2)

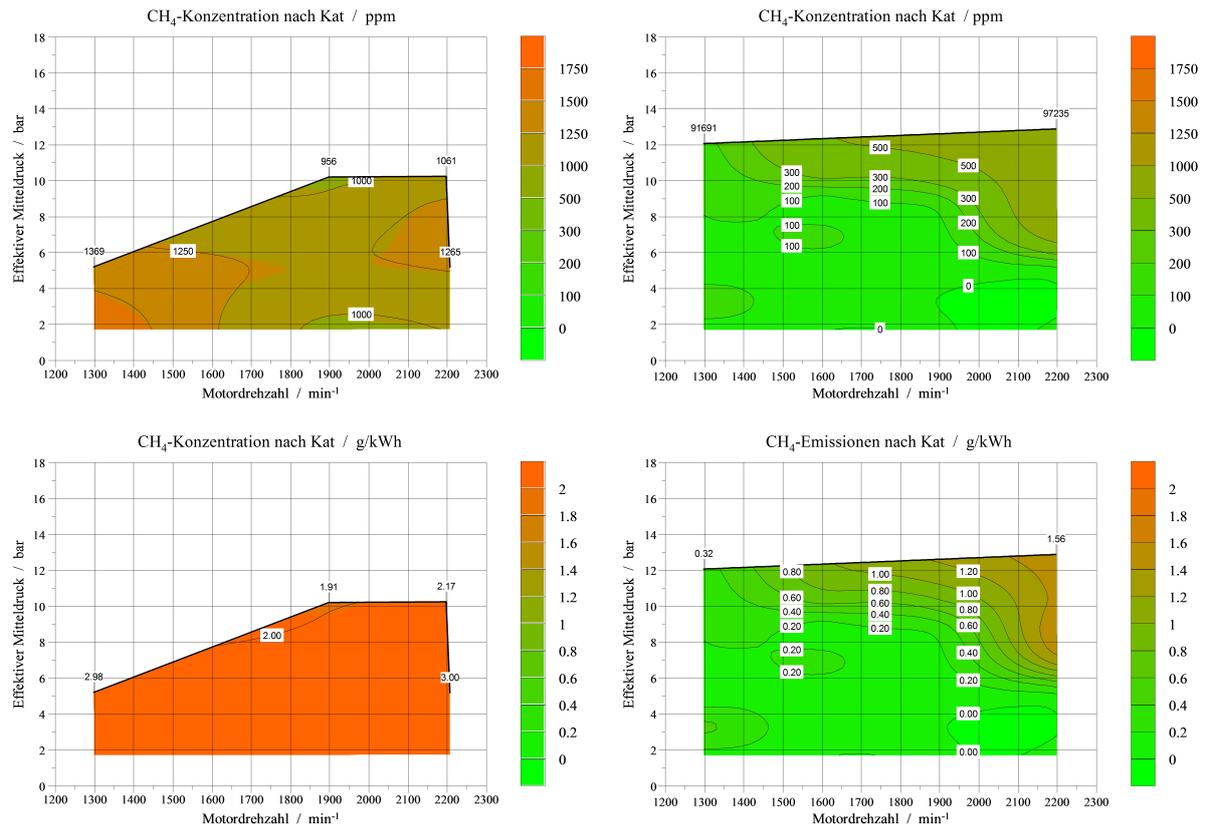
Abbildung 3.11: Gegenüberstellung der CO -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators innerhalb des Motorbetriebskennfeldes (effektiven Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen Brennverfahren. Links: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK1), Rechts: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK2), Oben: Konzentrationen in parts per million, Unten: Spezifische Emissionen

von 5,0 g/kWh kann weiterhin im gesamten Kennfeld unterschritten werden.

Vergleich der Methanemissionen

Der Ausstoß des Methans ist in Abbildung 3.12 dargestellt. Mit dem speziell für den stöchiometrischen Erdgasbetrieb optimierten Drei-Wege-Katalysator konnte eine ausreichende nachmotorische Oxidation des Methans erzielt werden. In einem weiten Betriebsfeld des Motors wurde erstmals der Grenzwert von 0,5 g/kWh eingehalten. Mit Zunahme der Motordrehzahl in Verbindung mit einer Steigerung des effektiven Mit-

teldrucks nimmt der Abgasvolumenstrom durch den Katalysator zu. In Folge dessen steigt auch die Raumgeschwindigkeit, wodurch die Konvertierungsrate über den Katalysator erheblich abnimmt (vergl. Abbildung A.11 (a)). Aus diesem Grund wurde für das Motorenkonzept im Demonstratortraktor das Katalysatorvolumen verdoppelt und damit die Raumgeschwindigkeit halbiert. Damit wurde die Einhaltung des Grenzwertes für den Methanausstoß auch im Betriebsbereich höherer Motordrehzahlen und effektiven Mitteldrücken erreicht.



(a) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK1)

(b) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK2)

Abbildung 3.12: Gegenüberstellung der CH_4 -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators innerhalb des Motorbetriebskennfeldes (effektiven Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen Brennverfahren. Links: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK1), Rechts: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK2), Oben: Konzentrationen in parts per million, Unten: Spezifische Emissionen

3.1.4 Motorenkonzept für den Aufbau des Demonstratortraktors

Für den Aufbau des Demonstratorfahrzeuges wurde das Motorkonzept 2 hinsichtlich des konstruktiven Aufbau und auch des Steuergerätedatensatzes weiterentwickelt. Beim Motorkonzept 3 wurde das Verdichtungsverhältnis von 13 auf 11 reduziert und das Katalysatorvolumen erhöht. Dadurch kann die Raumgeschwindigkeit im Bereich der Nennleistung verringert und damit die Methanemission nach dem Katalysator verringert werden (vgl. Abschnitt 3.1.4).

Motorbetriebspunkte und -grenzen

Infolge der Absenkung des Verdichtungsverhältnisses und der Weiterentwicklung des Verbrennungsprozesses durch das Abstimmen von AGR-Rate, Zündwinkel und λ -Regelung ist es gelungen die Klopfgrenze des Motors zu verschieben und somit den maximalen effektiven Mitteldruck zu steigern (siehe Abbildung 3.13).

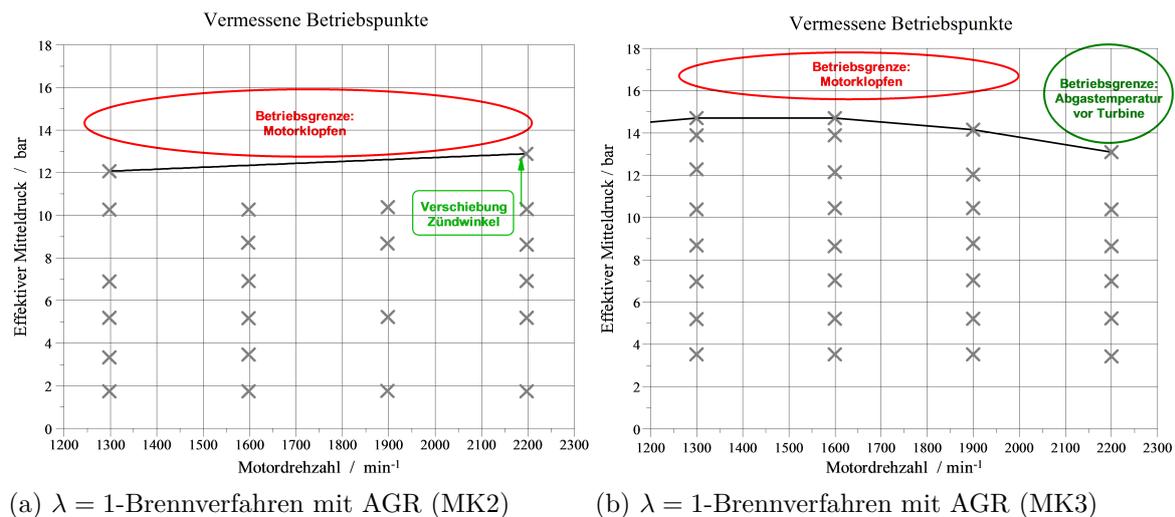
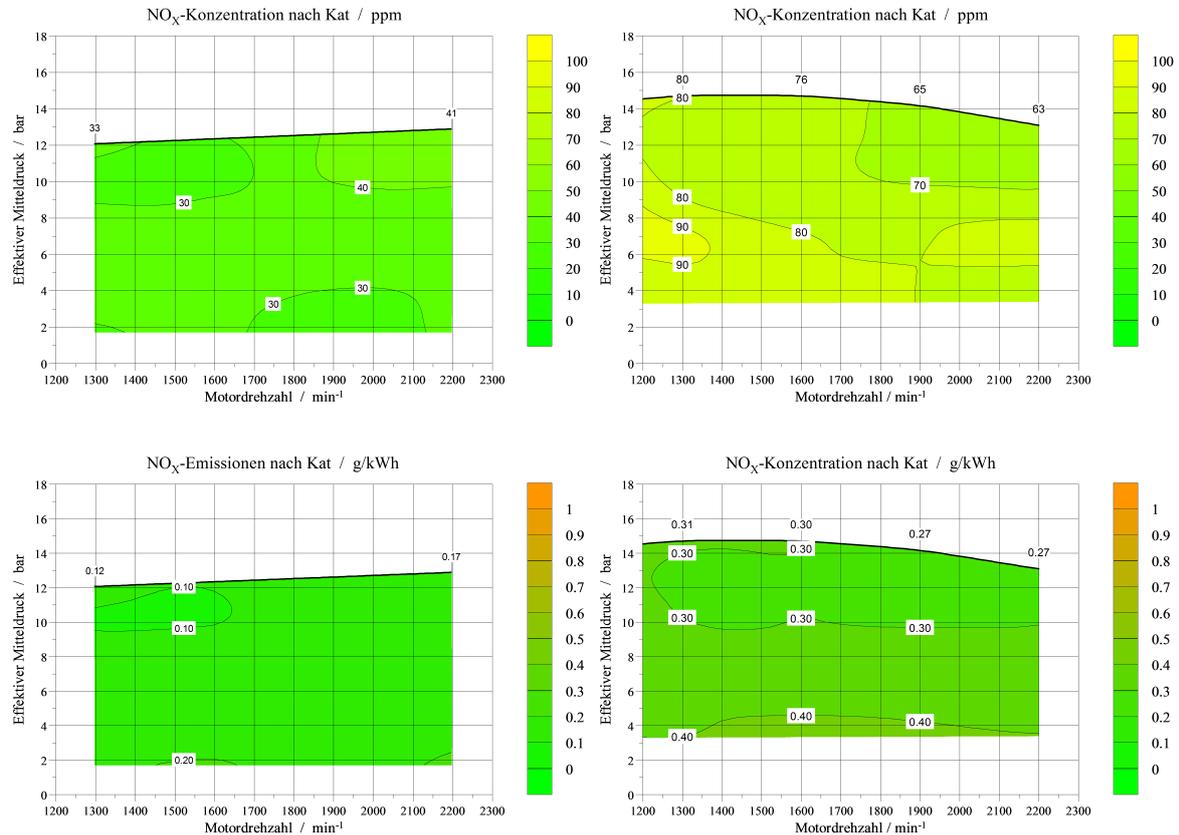


Abbildung 3.13: Gegenüberstellung der vermessenen Motorbetriebspunkte innerhalb des Betriebskennfeldes (effektiver Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen Brennverfahren. Links: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK2, $\epsilon=13$), Rechts: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK3, $\epsilon=11$)

Vergleich der Stickoxidemissionen

Die Gegenüberstellung der Stickoxidemissionen zeigt für das Motorkonzept 3 höherer Konzentrationen bzw. spezifische Emissionen am Austritt des Katalysators (siehe Abbildung 3.14). Der Grenzwert von 0,4 g/kWh konnte trotzdem in einem sehr weiten Mo-



(a) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK2)

(b) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK3)

Abbildung 3.14: Gegenüberstellung der NO_x-Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators innerhalb des Motorbetriebskennfeldes (effektiven Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen Brennverfahren. Links: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK2), Rechts: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK3), Oben: Konzentrationen in parts per million, Unten: Spezifische Emissionen

torbetriebsbereich eingehalten werden. Die Ursache für die erhöhte Stickoxidemissionen, gerade im Bereich unterster Teillast, liegt an einem schlechten Konvertierungsverhalten des Katalysator (siehe Abbildung A.13). Trotz annähernd gleicher Stickoxidkonzentrationen (vgl. Abbildung A.12) vor Katalysator, einem Überschuss an Kohlenmonoxid

(Abbildung A.14) sowie der Einsatzes zweier neuwertigen Katalysatoren liegt die Konvertierung bei nährungsweise 97 %.

Vergleich der Kohlenmonoxidemissionen

Hinsichtlich der Kohlenmonoxidemissionen sind keine wesentlichen Abweichungen zum Motorkonzept 2 zu verzeichnen. Der Grenzwert von 5,0 g/kWh wird im gesamten Motorbetriebskennfeld deutlich unterschritten (Abbildung 3.15).

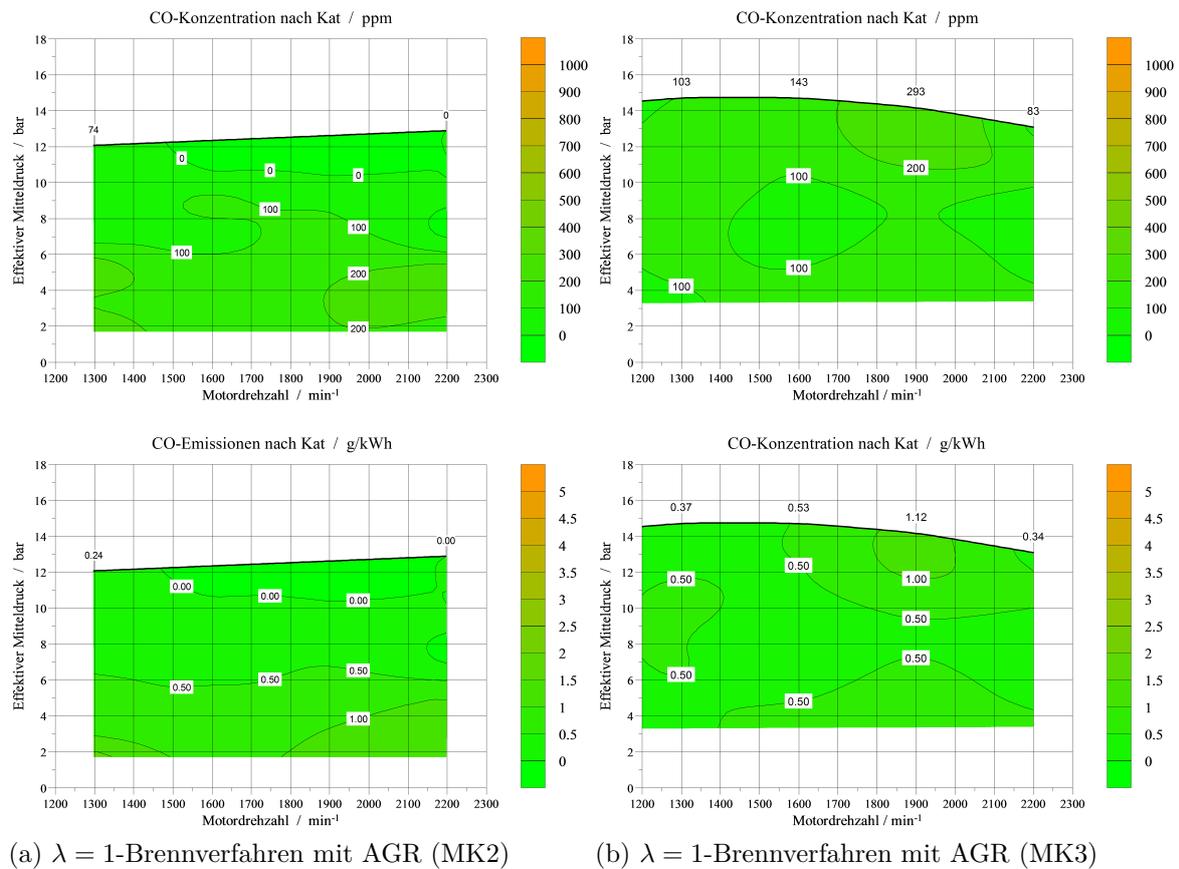


Abbildung 3.15: Gegenüberstellung der CO-Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators innerhalb des Motorbetriebskennfeldes (effektiven Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen Brennverfahren. Links: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK2), Rechts: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK3), Oben: Konzentrationen in parts per million, Unten: Spezifische Emissionen

Vergleich der Methanemissionen

Durch das neue Abgasnachbehandlungskonzept mit höherem Katalysatorvolumen konnte der Methanausstoß bei Nennleistung des Motors deutlich minimiert werden. Der Grenzwert von 0,5 g/kWh kann somit in Summe, innerhalb des C1-Test, eingehalten werden (Abbildung 3.16).

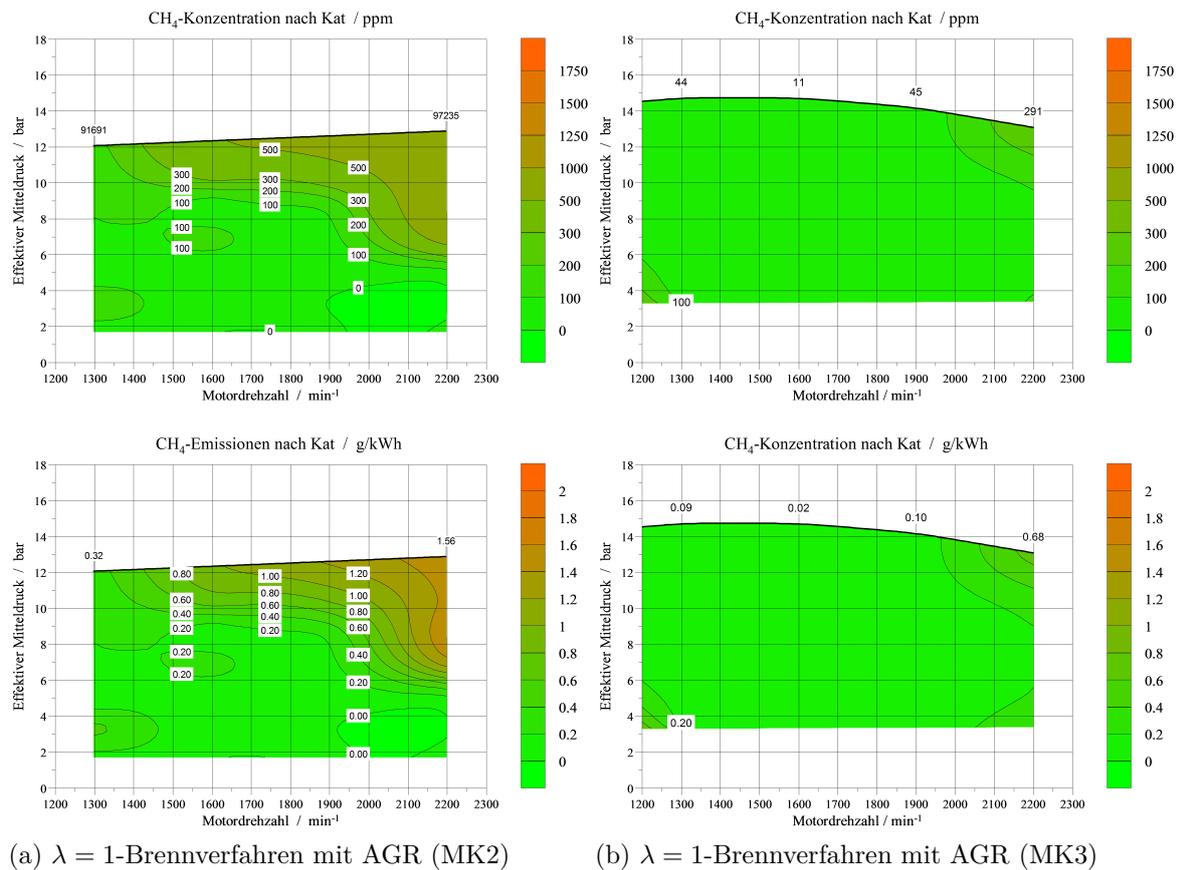


Abbildung 3.16: Gegenüberstellung der CH_4 -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators innerhalb des Motorbetriebskennfeldes (effektiven Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen Brennverfahren. Links: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK2), Rechts: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK3), Oben: Konzentrationen in parts per million, Unten: Spezifische Emissionen

3.1.5 Konzeptvergleich zwischen dem Gas- und Dieselmotor

Auf Basis des Serien-Dieselmotors wurde durch eine systematische Entwicklung erfolgreich ein Gasmotorenkonzept abgeleitet und aufgebaut. Damit steht ein Motor mit minimal höherer Nennleistung und etwas geringerem maximalen effektiven Mitteldruck gegenüber dem Dieselbetrieb zur Verfügung (siehe Abbildung 3.17), welcher den aktuell

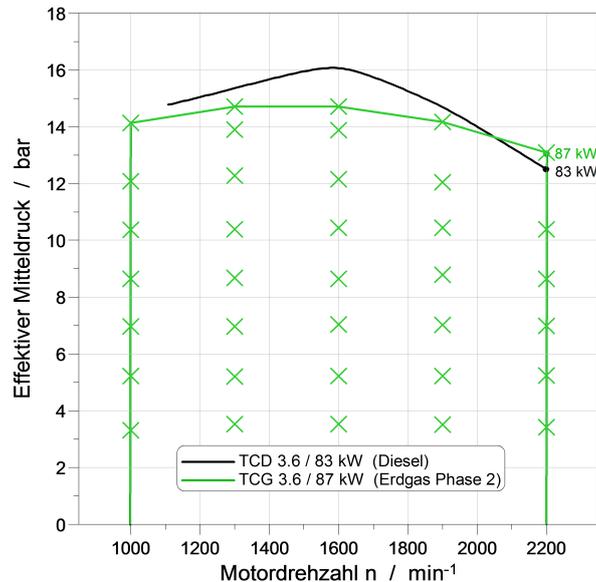


Abbildung 3.17: Vergleich des maximalen effektiven Mitteldruck im Diesel- und Erdgasbetrieb

gültigen Abgasgrenzwerten (EU Stufe IV) sowie der zukünftig geltenden Gesetzgebung (EU Stufe V) für den Ausstoß von Stickoxiden, Kohlenmonoxid und Partikeln entspricht. Neben der Einhaltung der gesetzlichen Rahmenbedingung für Landmaschinenmotoren kann auch das Projektziel zur Limitierung der Methanemission auf 0,5 g/kWh innerhalb des C1-Tests erfüllt werden.

Auf Basis des entwickelten Motorenkonzeptes wird nun ein Vergleich der Effizienz und des THG-Einsparpotential bezogen auf den Referenz-Dieselmotor dargestellt. Bedingt durch den Übergang von einem Dieselmotorenverfahren mit Luftüberschuss und hohem geometrischen Verdichtungsverhältnis zum Erdgasbrennverfahren mit stöchiometrischer Energieumsetzung und externer AGR zeigt sich im Gasbetrieb ein höherer dieseläquivalenter, spezifischer Kraftstoffverbrauch (vgl. Abbildung 3.18). Trotz des gestiegenen Kraftstoffverbrauchs wird bei dem Gasmotorenkonzept der CO_2 -Ausstoß bezogen auf den Dieselmotor deutlich reduziert. Auch unter Berücksichtigung der THG-Wirkung der noch

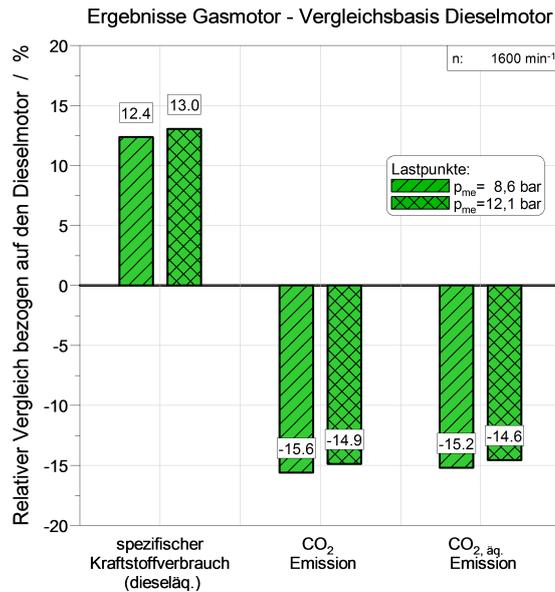


Abbildung 3.18: Relative Darstellung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs (dieseläquivalent), der CO₂-Emission, sowie der äquivalenten CO_{2,Aeq.}-Emission unter Berücksichtigung des Methanschlupfes im Erdgasbetrieb bezogen auf den Diesel-Basismotor für die Betriebspunkte $n=1600 \text{ min}^{-1}$ bei $p_{me}=8,6 \text{ bar}$ bzw. $p_{me}=12,1 \text{ bar}$

vorhandenen Methanemission kann noch eine deutliche Minimierung der Treibhausgase (CO_{2,Aeq.}) erzielt werden. Am Beispiel zweier ausgewählter Betriebspunkte kann trotz eines um ca. 13 % höheren spezifischen Verbrauch (Heizwertkorrigiert) die CO₂- bzw. CO_{2,Aeq.}-Emission im Erdgasbetrieb um rund 15 % verringert werden.

Aus dem Vergleich zwischen dem Diesel- und Gasmotor werden folgende Vor- und Nachteile des entwickelten Motorenkonzeptes abgeleitet:

Vorteile des Gasmotors gegenüber dem Dieselmotor (EU Stufe IIIb mit DOC bzw. EU Stufe IV mit DOC, DPF, SCR):

- Erfüllt Abgasgesetzwerte EU Stufe V (~ 2019)
- Vergleichbare Leistung wie Dieselvariante
- Geringer Einbauplatzbedarf durch kompaktes Abgasnachbehandlungssystem (Drei-Wege-Katalysator)
- Kein zusätzlicher SCR-Katalysator, Dieselpartikelfilter (Motorkosten)

- Keine AdBlue-Infrastruktur (Motor- und Betriebskosten)
- Keine Regeneration des Dieselpartikelfilters, kein komplexes Wärmemanagement
- Geringe Geräuschemission
- Niedrigere THG-Emission (minimal bei der Verwendung von Biomethan)
- Sehr gutes Kaltstartverhalten
- Treibstoff nicht wassergefährdend

Nachteile des Gasmotors gegenüber dem Dieselmotor:

- Höhere Abgastemperaturen
- Geringerer Motorwirkungsgrad / höherer spezifischer Kraftstoffverbrauch
- Geringere Reichweite

3.2 Aufbau und Untersuchung des Demonstratortraktors

3.2.1 Aufbau des Demonstratortraktors

Zur Demonstration der praktischen Nutzbarkeit des entwickelten Gasmotors wurde ein Demonstrator-Traktor aufgebaut. Hierzu wurde von der *Same Deutz-Fahr Gruppe* ein Versuchstraktor vom Typ *Virtus 120* mit Handschaltgetriebe zur Verfügung gestellt (vgl. Tabelle 3.1). Vor der Umrüstung des Serien-Traktors auf den Erdgasbetrieb, wurden mit dem Versuchsfahrzeug Referenzmessungen im Praxiseinsatz durchgeführt. Die Ergebnisse bzw. die Gegenüberstellung der Messdaten im Diesel- und Gasbetrieb sind in Abschnitt 3.2.2 aufgeführt.

Für den Aufbau eines Demonstratorfahrzeuges im Gasbetrieb wurden folgende Maßnahmen getroffen:

- Ausbau des Serien-Dieselmotors aus dem Traktor
- Umrüstung des Dieselmotors auf Gasbetrieb (vgl. Abschnitt 2.1)

Tabelle 3.1: Technische Daten des Versuchstraktor im Serien-Dieselmotorbetrieb

MOTOR	
Typ	DEUTZ TCD 3.6 L 04
Emissionsstufe	EU Stufe IIIb
Zylinder/Hubraum	4 / 3.62 l
Einspritzung	Common Rail
Leistung bei Nenndrehzahl	83/113 kW/PS
Nenndrehzahl	2200 min^{-1}
Drehzahl bei maximaler Leistung	2000 min^{-1}
Maximales Drehmoment	460 Nm
Drehmomentanstieg	0,3
Kraftstofftankinhalt (Diesel)	152 l
GETRIEBE	
Typ	Manuell 5-Gang

- Demontage des Dieselmotorsystems (Tank und Kraftstoffleitungen)
- Austausch des Luftfilters
- Verlegung der Fahrzeugbatterie in den Motorraum
- Integration des Gasmotors in den Versuchsträger (siehe Abbildung 3.19)
- Austausch des Motorsteuergerätes
- Anpassung der Versorgungsleitungen (Luft, Kühlwasser, Abgas, Gaszufuhr)
- Installation von acht Gasdruckspeicherflaschen
- Installation der Gasleitungen zwischen den einzelnen Gasdruckspeicherflaschen und dem Motor sowie der Sicherheitseinrichtungen nach ECE R110, einem Druckregler und eines Befüllungsanschlusses durch eine zertifizierte Fachfirma

Das Erarbeitete und umgesetzte Konzept der Kraftstoffversorgung bietet die Möglichkeit insgesamt $0,316 \text{ Nm}^3$ komprimiertes Erdgas (CNG) mitzuführen. Aus Kostengründen sind Vollstahlbehälter (Typ I) als Druckspeichertanks ausgewählt worden. Die einzelnen Tanks (2x 80 l, 2x 30 l, 4x 24 l) sind an folgenden Positionen am Fahrzeug untergebracht (vgl. auch Abbildung 3.20):

- Fahrtrichtung links unter der Kabine 1x 80 l längs



Abbildung 3.19: Integration des Gasmotors und des Abgasnachbehandlungssystems (zwei parallel durchflutete Drei-Wege-Katalysatoren) in den Demonstratortraktor

- Fahrriechung rechts unter der Kabine 2x 30 l längs, im Einstiegsbereich rechts stehend 1x80 l
- Fahrriechung links senkrecht hinten an Kabine (C-Säule) 2x 24 l
- Fahrriechung rechts senkrecht hinten an Kabine (C-Säule) 2x 24 l

Die Befestigung am Fahrzeug ist mit jeweils zwei Spannbändern pro Tank realisiert. Die vier Druckspeichertanks unterhalb der Kabine sind zusätzlich durch eine Flachkantstahlkonstruktion gegen einen Kontakt zum Erdboden geschützt.

Bei einer vollständigen Betankung können im Tankvolumen von 316 l insgesamt 61 kg Erdgas gespeichert werden. Eine vollständige Entleerung der Erdgasmenge ist nicht



Abbildung 3.20: Unterbringung der acht Gasspeicherflaschen am Versuchsträger (2x 80 l, 2x 30 l, 4x 24 l)

möglich, da für den Betrieb des Gasmotors ein minimaler Gasdruck vor dem Motor-druckregler von 10 bar benötigt wird. Unter der Annahme einer Erdgasqualität von 100% Methan, sowie Berücksichtigung des Kraftstoffverbrauchs des Gasmotors bei maximalen Drehmoment (niedriger als im Dieselmotor) und maximaler Leistung (höher als im Dieselmotor) ergibt sich eine berechnete Reichweite des Demonstratortraktor im Gasbetrieb von ca. 61 % bzw. 44 % bezogen auf den Dieselmotor (vgl. Abbildung 3.21).

Hu DK	MJ/kg	42,6		Hu Erdgas	MJ/kg	46,71	
Dichte DK	kg/l	0,83		Fülldruck	bar	200	
Md_max	Nm	462 @	1600 1/min	Entleerungsdruck	bar	10	
P_max	kW	83 @	2200 1/min	Md_max	Nm	420 @	1300 1/min
				P_max	kW	89 @	2200 1/min
Tankinhalt DK	l	152		Tankinhalt CNG	l	316	
DK-Verbrauch Md_max	kg/h	16,5		CNG-Verbrauch Md_max	kg/h	12,6	
DK-Verbrauch P_max	kg/h	18,2		CNG-Verbrauch P_max	kg/h	19,5	
Kraftstoffmasse DK	kg	126,2		Kraftstoffmasse CNG (200 bar)	kg	61,0	Betankungswert
				Kraftstoffmasse CNG Rest (10 bar)	kg	2,1	berechnet aus Stoffdaten
				Kraftstoffmasse CNG effektiv	kg	58,9	

Betriebszeit bei Md_max	h	7,6	für DK	Betriebszeit bei Md_max	h	4,7	für CNG
Betriebszeit bei P_max	h	6,9	für DK	Betriebszeit bei P_max	h	3,0	für CNG

(a) Reichweite im Dieseltreibetrieb

(b) Reichweite im Gasbetrieb

Abbildung 3.21: Vergleich der Fahrzeugreichweiten im Dieseltreibetrieb (links) und im Gasbetrieb (rechts) entsprechend des Kraftstoffverbrauchs bei maximalen Motordrehmomentes bzw. maximaler Motorleistung

3.2.2 Untersuchung des Demonstratortraktors im Dieseltreib- und Gasbetrieb

Vor und nach der Umrüstung wurden mit dem Demonstratorfahrzeug Messungen im Praxiseinsatz durchgeführt. Zur Bewertung der Einsatztauglichkeit von Gasmotoren in Landmaschinen mit Motorleistungen kleiner 130 kW wurden typische Anwendungsaufgaben mit unterschiedlichen Belastungskollektiven für den Motor untersucht (vgl. Abbildung 3.22):



Abbildung 3.22: Versuchsfahrten mit dem Demonstratortraktor im Dieseltreib- und Gasbetrieb

- Zapfwellenarbeit (Zapfwellenbremse), gesamter Drehzahlbereich; gesamter Drehmomentenbereich (in der Praxis hoher Teillastanteil)

- Mulchen: konstante, mittlere Drehzahl; konstantes Drehmoment (mittlere Last)
- Grubbern: konstante, mittlere Drehzahl; konstantes Drehmoment (Volllast)
- Zufahrt auf asphaltierter Straße: transienter Motorbetrieb, gesamter Drehzahlbereich; gesamter Drehmomentenbereich (hoher Volllastanteil)
- Frontladerarbeit (Y-Profil): hochtransienter Motorbetrieb, gesamter Drehzahlbereich; gesamter Drehmomentenbereich

Zur Beurteilung des Motorbetriebsverhaltens im Praxistest wurde der Demonstratortraktor mit zusätzlichen Druck- und Temperatursensoren und einer λ -Sonde ausgestattet:

- Drucksensor in der Luftansaugleitung bzw. vor dem Verdichter des Abgasturboladers
- Drucksensor im Abgassammler bzw. vor der Turbine des Abgasturboladers
- λ -Sonde im Abgaskrümmner vor dem Katalysator
- Temperatursensor an der Außenseite der Luftansaugleitung (Umgebungstemperatur)
- Temperatursensor in der Ölwanne
- Temperatursensor in der Luftansaugleitung bzw. vor dem Verdichter des Abgasturboladers
- Temperatursensoren im Auslasskanal der Zylinder eins bis vier
- Temperatursensor im Abgassammler bzw. vor der Turbine des Abgasturboladers

Die Signale der Druck- und Temperatursensoren wurden von einem *ETAS ES650 - Thermo- und A/D-Modul* erfasst. Für die Detektion des Verbrennungsluftverhältnisses im Abgastrakt wurde eine Breitband- λ -Sonde mit einem *ETAS ES630 - λ -Modul* eingesetzt. Weiterhin wurde ein Zugriff auf das Motorsteuergerät via CAN-Bus (Dieselmotor) bzw. Emulator-Tastkopf (ETK) mittels *ETAS ES690 - λ -Modul* umgesetzt. Dadurch konnten auch Steuergerätegrößen mit aufgezeichnet werden. Alle drei Messmodule wurden über ein *ETAS ES600 - Modul* gekoppelt und synchronisiert. Die Daten wurden via PC mit der Software *ETAS INCA* verarbeitet und aufgezeichnet. Der allgemeine Messaufbau ist Abbildung 3.23 zu entnehmen.

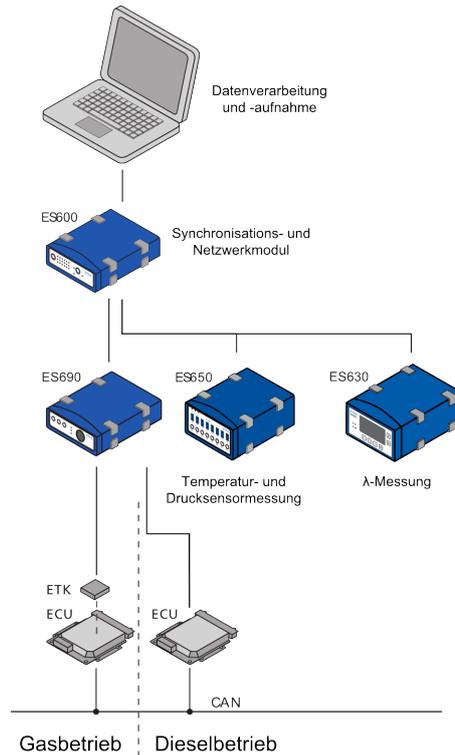


Abbildung 3.23: Schematischer Aufbau der Messdatenerfassung im Demonstratortraktor bei den Versuchsfahrten im Diesel- bzw. Gasbetrieb [ETA]

Die im Folgenden dargestellten Ergebnisse der Demonstratorversuche zeigen die wesentlichen Motorbetriebsdaten Abgastemperatur vor Turbine, Verbrennungsluftverhältnis vor Katalysator sowie Motordrehzahl- und Drehmoment über die Messzeit. Die Daten zur Motordrehzahl und -drehmoment stammen für den Diesetrieb direkt aus dem Steuergerät. Bei dem Drehmomentenwert handelt es sich um einen, im Serien-Steuergerät applizierten, Kennfeldwert für das indizierte Drehmoment (ohne Berücksichtigung der Triebstrangverluste). Aus diesem Grund wurde mittels Regression aus den Messdaten (Motordrehzahl $nmot_w$, Reibmitteldruck p_{mr} und Motorhubvolumen V_H) vom Prüfstand ein funktionaler Zusammenhang aufgestellt, über dem die Triebstrangverluste (Reibmomente) berechnet werden können. Der funktionale Zusammenhang ist über die Gleichung (3.4) beschrieben.

$$M_{K_{DK}} = \frac{V_H \cdot p_{mr} \cdot 100000}{4 \cdot \pi} \quad \text{mit} \quad (3.3)$$

$$p_{mr} = 1,450758 + 0,449113 \cdot \frac{nmot_w - 1651,271}{550,2850} \quad (3.4)$$

Die Darstellungen des Drehmomentes im Gasbetrieb ist ebenfalls das Ergebnis einer Regressionsanalyse aus den Daten der Kennfeldvermessung am Prüfstand. Das Ergebnis ist ein funktionaler Zusammenhang zur Bestimmung des korrelierten Kupplungsmoment des Motors M_{korr} aus der Motordrehzahl n_{mot_w} sowie der relativen Luftfüllung im Zylinder rl_w (siehe Gl. (3.5)). Letztere ist eine wesentliche Größe zur Füllungssteuerung in *Bosch*-Steuergeräten und damit auch ein Maß für das Motordrehmoment bzw. die Motorleistung.

$$\begin{aligned} M_{korr} = & 259,7809 - 20,4677 \cdot \frac{n_{mot_w} - 1600}{600} + 172,3311 \cdot \dots \\ \dots & \frac{rl_w - 65,35964}{36,42039} - 20,5291 \cdot \frac{n_{mot_w} - 1600}{600} \cdot \frac{rl_w - 65,35964}{36,42039} \end{aligned} \quad (3.5)$$

Mit der jeweiligen Berechnung des Kupplungsmomentes am Motor wird nun die Gegenüberstellung des Motorbetriebszustandes für die verschiedenen Praxiseinsätze dargestellt.

Zapfwellenbremse

Zur Bewertung des Motorverhaltens bei Zapfwellenarbeiten, z.B. beim Betrieb eines Heuwender (Schwader) oder Futtermischwagen wurde der Demonstratortraktor über die hintere Zapfwelle an eine Zapfwellenbremse vom Typ *MAHA GmbH & Co. KG. LPS ZW-301* angeschlossen. Bei stehendem Traktor wurde über die Bremse eine feste Zapfwelldrehzahl gewählt und über das Handgas des Traktors eine entsprechende Last vorgegeben. Zur Abdeckung eines typischen Teillastbetriebes des Motors wurden an der Bremse für drei Zapfwelldrehzahlen (entsprechend drei Motordrehzahlen) jeweils zwei Zapfwellenleistungen vorgegeben (siehe Tabelle 3.2). Nach Einstellung des Lastpunktes wurde zur Erreichung eines stationären Zustandes 5 min in diesem verharret und dann der Wechsel zum nächste Betriebspunkt vorgenommen. Die Darstellung der Betriebszustände sind Abbildung 3.24 zu entnehmen. Der stationäre Betrieb der Teillastpunkte sind mit dem Gasmotor uneingeschränkt realisierbar. Der Motor zeigt ein sehr stabiles Verhalten. Im Gegensatz zum Dieselbetrieb wird das Verbrennungsluftverhältnis auf einen stöchiometrischen Betrieb geregelt. Lediglich bei dem Übergang in den Leerlaufbetrieb und bei Lastaufschaltung aus dem Leerlaufbetrieb ergeben sich kurzzeitige Sprünge. Aufgrund des deutlich niedrigen Verbrennungsluftverhältnisses im Gasbetrieb liegt die Abgastemperatur bei gleicher Leistung deutlich höher.

Tabelle 3.2: Betriebspunkte zur Abdeckung der Motorteillast an der Zapfwellenbremse im Diesel- und Gasbetrieb (Vorgabe einer konst. Zapfwelldrehzahl und -leistung)

Zapfwelldrehzahl min^{-1}	Motordrehzahl min^{-1}	Zapfwellenleistung kW
919	1800	35,5
919	1800	6,4
818	1600	34,4
818	1600	8,5
716	1400	29,8
716	1400	9,1

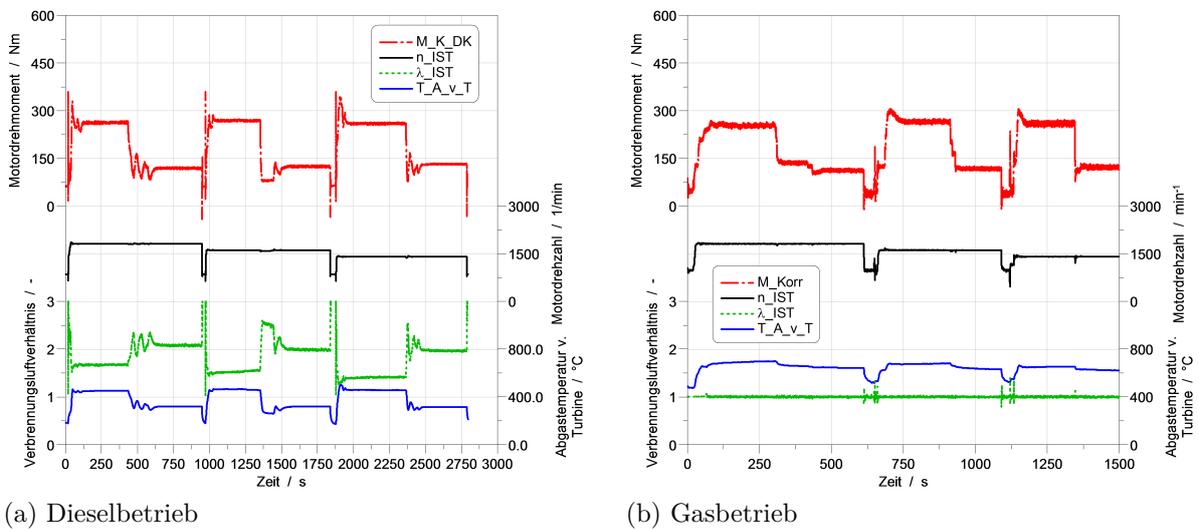
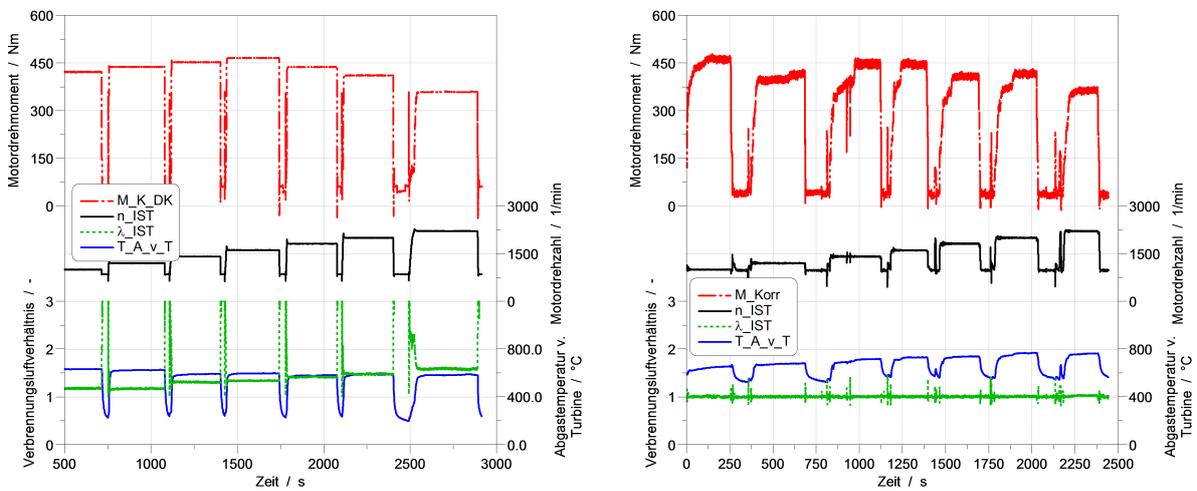


Abbildung 3.24: Motorbetriebsdaten (Drehmoment, Drehzahl, Verbrennungsluftverhältnis und Abgastemperatur vor Turbine) bei Belastung über eine Zapfwellenbremse (Teillastpunkte) im Dieselbetrieb

Auch für die Vollastversuche wurde jeweils eine konstante Drehzahl über die Zapfwellenbremse vorgegeben. Über das Handgas des Traktors wurde dann das maximale Drehmoment des Motors abgefordert. Insgesamt wurden sieben Betriebspunkte vermessen (siehe Tabelle 3.3). Bei den Vollastversuchen an der Zapfwellenbremse zeigt der Gasmotor ähnliche Spitzendrehmomente wie im Dieselbetrieb (siehe Abbildung 3.25). Der Gasmotor im Demonstratortraktor liefert ein etwas höheres Drehmoment als der baugleiche und mit dem gleichen Steuergerätedatensatz ausgestattete Prüfstandmotor. Hervorgerufen wird dies durch einen etwas höheren Ladeluftdruck, welcher durch den Turbolader bereit gestellt wird. Der Dieselmotor zeigt im Vollastbetrieb einen sehr kon-

Tabelle 3.3: Betriebspunkte zur Abdeckung der Motorvolllast (Dachkurve) an der Zapfwellenbremse im Diesel- und Gasbetrieb (Vorgabe einer konst. Zapfwelldrehzahl und maximaler Zapfwellenleistung)

Zapfwelldrehzahl min^{-1}	Motordrehzahl min^{-1}	Zapfwellenleistung kW
504	1000	max
607	1200	max
714	1400	max
820	1600	max
920	1800	max
1016	2000	max
1122	2200	max



(a) Dieselbetrieb

(b) Gasbetrieb

Abbildung 3.25: Motorbetriebsdaten (Drehmoment, Drehzahl, Verbrennungsluftverhältnis und Abgastemperatur vor Turbine) bei Belastung über eine Zapfwellenbremse (Volllastpunkte) im Diesel- und Gasbetrieb

stanten Verlauf des Drehmoment innerhalb des Lastpunktes. Ursache ist die Begrenzung der Einspritzmenge zur Vermeidung einer rauchenden Verbrennung infolge des niedrigen Verbrennungsluftverhältnisses und zur Begrenzung der Abgastemperatur, welche mit zunehmender Motorleistung nahezu konstant bleibt. Im Gasbetrieb steigt die Abgastemperatur bei konstantem Verbrennungsluftverhältnis mit steigenden Motorleistung auf knapp unter 800 °C an. Generell konnten mit Hilfe der Zapfwellenversuche ähnliche Leistungsdaten im Gasbetrieb erreicht werden. Hinsicht der Stabilität der Drehmomentdachkurve bedarf es allerdings noch weiterer, intensiver Applikationsarbeit.

Mulchen

Für den Grünschnitt eines Klee- bzw. Grasfeldes wurde der Traktor jeweils mit einem Front-Mulcher (1,1 t) und einem Heckgewicht (1,5 t) ausgerüstet. Angetrieben wurde der Mulcher über die vordere Zapfwelle des Traktors. Die weiteren Randbedingungen für die Versuchsfahrten sind aus Tabelle 3.4 zu entnehmen.

Tabelle 3.4: Randbedingungen beim Mulchen im Diesel- und Gasbetrieb

		Dieselbetrieb	Gasbetrieb
Einsatzort	-	Kleefeld	Grasfeld
Traktorgewicht	t	4,80	5,36
Frontmulcher	t	1,1	1,1
Heckgewicht	t	1,5	1,5
Fahrgeschwindigkeit	$km\ h^{-1}$	4,0-4,5	4,0-4,5
Motordrehzahl	$1\ min^{-1}$	1900	1900
Zapfwelldrehzahl	$1\ min^{-1}$	1000	1000

Für die Mulcharbeiten wurde die Fahrgeschwindigkeit des Traktors und die Zapfwelldrehzahl konstant gehalten. Über die Feldlänge wurde der Motor im Gas- und Dieselmotorbetrieb nahezu gleichmäßig belastet. Aus diesem Grund zeigt sich auch ein sehr ruhiger Verlauf des Drehmomentenwertes im Bereich der Motorteillast (Abbildung 3.26). Das etwas höhere Drehmomentenniveau im Gasbetrieb bei gleicher Fahrgeschwindigkeit (Motordrehzahl) kann durch die abweichenden, äußeren Lastbedingungen (Unterschied in der Bodenstruktur bzw. höheres Fahrzeuggesamtgewicht) begründet werden. Der Demonstratortraktor konnte die Arbeiten im Gasbetrieb uneingeschränkt verrichten und ist für ähnliche Praxiseinsätze geeignet.

Grubbern

Bei einer weiteren Versuchsfahrt wurde der Traktor zur Bodenbearbeitung bzw. Bodenkultivierung eingesetzt. Hierfür wurde der Demonstrator mit einem Grubber am Heck und Frontgewichten (500 kg) zur Ausbalancierung ausgerüstet. Vor der Messfahrt wurde die Zinken des Grubbers auf ca. 10 cm Eindringtiefe eingestellt. Dadurch wurde eine gute Qualität der Bodenauflockerung bei einer Fahrgeschwindigkeit von $8\ km\ h^{-1}$ erzielt (vgl. Tabelle 3.5). Im Dieselmotorbetrieb zeigt der Motor nach Absenken des Grubbers (ab ca. 30 s) ein stationäres Verhalten hinsichtlich Motordrehzahl, Verbrennungsluftverhältnis

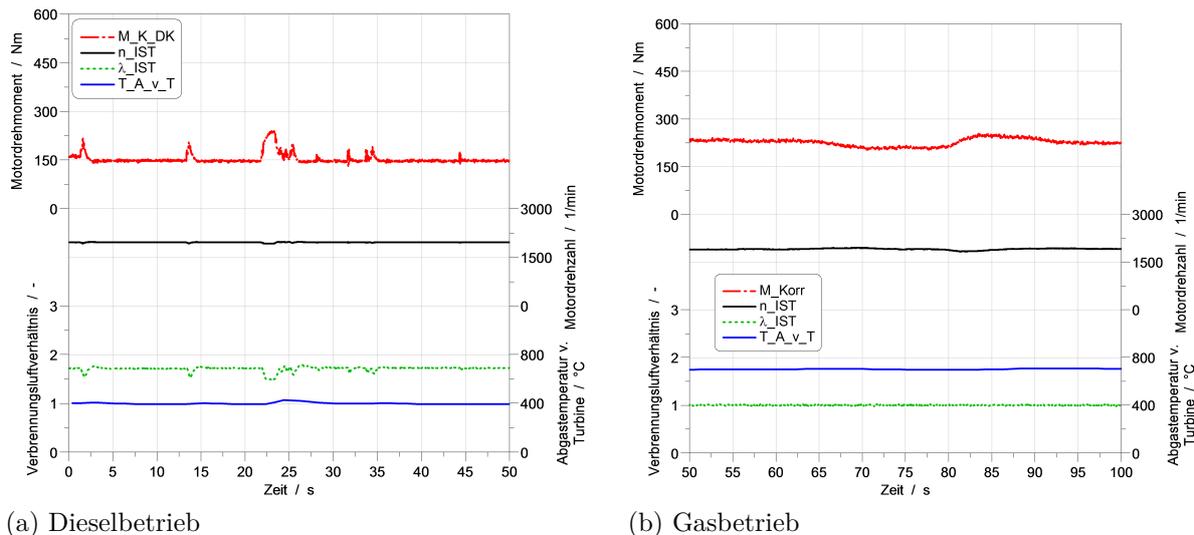


Abbildung 3.26: Motorbetriebsdaten (Drehmoment, Drehzahl, Verbrennungsluftverhältnis und Abgastemperatur vor Turbine) beim Mulchen eines Kleefeldes im Dieselbetrieb und eines Grasfeldes im Gasbetrieb

Tabelle 3.5: Randbedingungen beim Grubbern im Diesel- und Gasbetrieb

		Dieselbetrieb	Gasbetrieb
Einsatzort		bearbeitete Ackerfläche	
Traktorgewicht	t	4,8	5,36
Frontgewicht	t	0,5	0,50
Grubbertiefe	cm	10	10
Fahrgeschwindigkeit	$km\ h^{-1}$	8	8
Motordrehzahl	$1\ min^{-1}$	1600	1600

und Abgastemperatur (siehe Abbildung 3.27). Auch das abgegebene Motordrehmoment ist über die Messfahrt annähernd konstant. Der Motor wurde hier im Bereich nahe der Vollast betrieben.

Im Gasbetrieb wurde der Motor ebenfalls im Bereich der Vollast betrieben. Allerdings wurde während der Messfahrt ein unruhiges Motorverhalten festgestellt. Die spiegelt sich auch in den Messdaten wieder. Ab ca. 200 s ist eine sichtbare Schwankung des Motordrehmomentes und der Drehzahl zu erkennen, die auch bei dem Verbrennungsluftverhältnis bzw. der Abgastemperatur in abgeschwächter Form feststellbar ist. Die Ursache liegt in einem schwankenden Ladeluftdruck nach Drosselklappe, welcher durch die nicht optimale Interaktion zwischen dem Wastegate des Abgasturboladers und der Drosselklappe hervorgerufen wird (Applikationsbedarf, siehe Abbildung 3.28). Auf der einen Seite zeigt

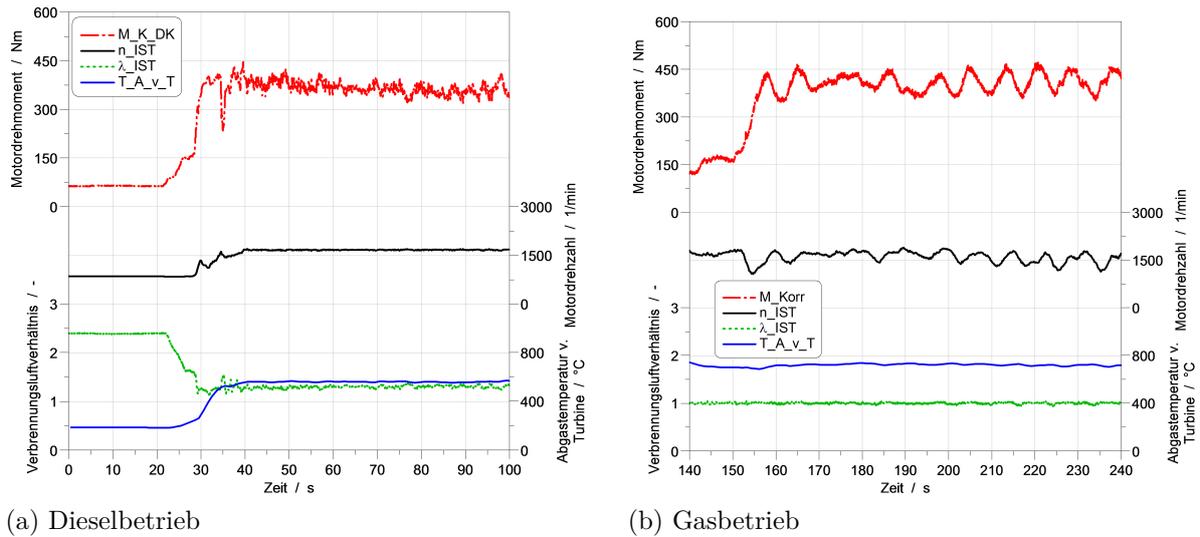


Abbildung 3.27: Motorbetriebsdaten (Drehmoment, Drehzahl, Verbrennungsluftverhältnis und Abgastemperatur vor Turbine) beim Grubbern einer Ackerfläche im Diesel- und Gasbetrieb

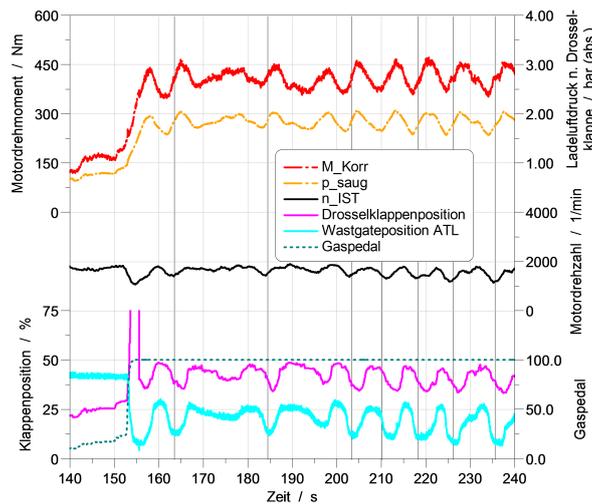


Abbildung 3.28: Analyse des Motorbetriebsverhaltens beim Grubbern im Gasbetrieb

sich in dem dargestellten Betriebsbereich ein Schließen und Wiederöffnen des Wastegates, welches zu einem Anstieg bzw. Abfall des Ladeluftdrucks führt. Auf der anderen Seite wird dem über das Motorsteuergerät entgegengewirkt indem die Drosselklappe geschlossen bzw. geöffnet wird. Dies gelingt jedoch nur mit einer unzureichenden Güte, wodurch die Schwankungen im Ladeluftdruck nach Drosselklappe hervorgerufen werden.

Eine Verbesserung des beschriebenen Regelverhaltens ist mit dem betrachteten Motorkonzept möglich. Es bedarf lediglich weiterer Bearbeitung in der Optimierung des Steuergeräte Datensatzes.

Zugfahrt

Zur Beurteilung des transienten Motorbetriebsverhaltens wurde der Demonstratortraktor bei Zugfahrten auf asphaltierter Straße (Rundkurs mit ca. 20 m Höhenunterschied) untersucht. Eine Darstellung des Kurses ist aus Abbildung A.15 im Anhang zu entnehmen. Für die Testfahrt wurde an dem Traktor ein Güllewagen angehängt und mit 4,5 t bzw. 5 t Gülle gefüllt. Aufgrund des unterschiedlichen Traktorgewichtes im Diesel- bzw. Gasbetrieb wurde durch die angepasste Güllemenge ein gesamt Zuggewicht von 18,1 t für beide Versuche erzielt (vgl. Tabelle 3.6). Sowohl im Diesel- als auch im Gasbetrieb konnte

Tabelle 3.6: Randbedingungen bei der Zugfahrt eines Güllewagens im Diesel- und Gasbetrieb

		Dieselpetrieb	Gasbetrieb
Traktorgewicht	t	4,8	5,4
Frontgewicht	t	0,5	0,5
Leergewicht Güllewagen	t	7,7	7,7
Gewicht Güllefüllung	t	5,0	4,5
Gesamtgewicht	t	18,1	18,1

die Fahrt mehrfach ohne Probleme durchgeführt werden. Das jeweilige Motorbetriebsverhalten ist in Abbildung 3.29 dargestellt. Der Dieselmotor zeigt jedoch im gesamten Messbereich etwas höhere Spitzendrehmomente. Prinzipbedingt können im Dieselpetrieb Drehmomentenanstiege innerhalb kürzester Zeit erreicht werden, da hier im Verlauf von zwei Arbeitsspielen des Motors die notwendige Kraftstoffenergie über den Common-Rail-Injektor im Brennraum bereitgestellt werden kann. Beim Gasmotor ist der Drehmomentenaufbau an den Luftpfad des Motors gebunden. Aufgrund des $\lambda=1$ -Betriebes wird nur soviel Kraftstoff dosiert wie auch Luftmenge vorhanden ist. Eine Steigerung der Luftmenge ist maßgeblich vom Aufbau des Ladeluftdrucks durch den Turbolader abhängig, welcher im Vergleich zum Diesel-Einspritzsystem relativ träge auf Änderungen der Lastanforderung reagiert. Trotz dieser Eigenschaft des Gasmotors konnte kein signifikanter Unterschied in der Zugkraft des Traktors im Diesel- bzw. Gasbetrieb durch den Fahrzeugführer festgestellt werden. Hinsichtlich des Verbrennungsluftverhältnisses und der

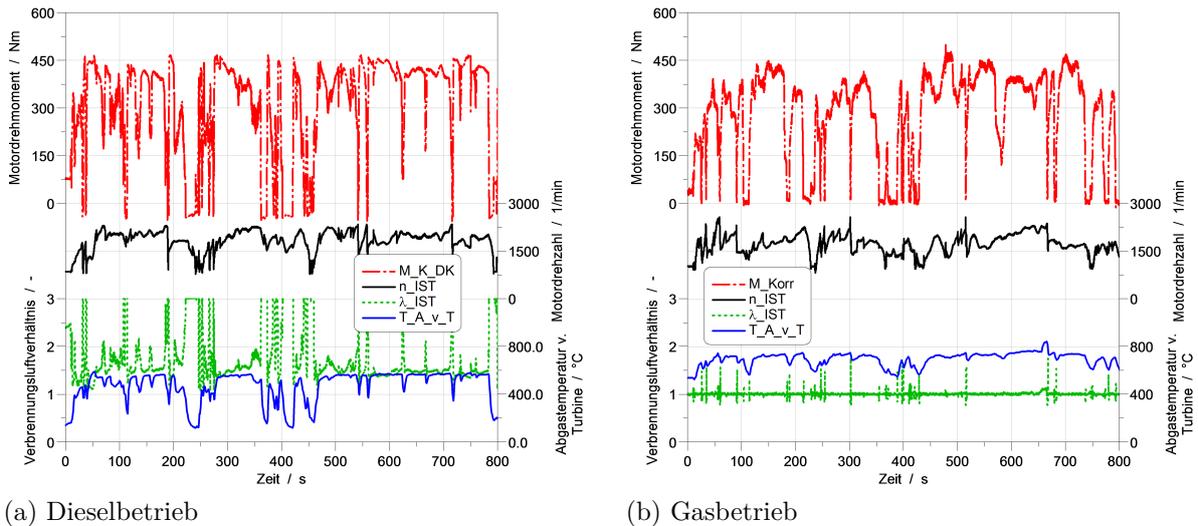


Abbildung 3.29: Motorbetriebsdaten (Drehmoment, Drehzahl, Verbrennungsluftverhältnis und Abgastemperatur vor Turbine) bei der Zugfahrt mit einem Güllwage im Diesel- und Gasbetrieb

Abgastemperatur zeigen beide Versuche deutliche Unterschiede. Die Abgastemperatur liegt im Gasbetrieb, wie zu erwarten, auf deutlich höherem Niveau. Der Temperaturabfall bei Schaltvorgängen ist hingegen weniger ausgeprägt zum Dieselbetrieb. Auch das Verbrennungsluftverhältnis unterliegt sichtbar niedrigeren Schwankungen. Die Regelung auf den $\lambda=1$ -Betrieb ist sehr zufriedenstellen.

Frontalderarbeit

Für die Messfahrten wurde der Traktor mit einem Frontladerschwinge, einer Schaufel und 0,5 t Heckgewicht ausgestattet. Ziel der Versuche ist die Untersuchung des stark transienten Motorverhaltens des Demonstrators im entsprechenden Kraftstoffbetrieb. Bei dem Versuch wurde ein Erdhügel von einer Position A zu einer Position B im Y-Profil verschoben (Abbildung 3.30). Bei diesem Versuch wird durch den Motor Leistung für die Vorwärts- bzw. Rückwärtsbewegung des Fahrzeuges als auch für das Hydrauliksystem zur Steuerung der Frontladerschaufel bereitgestellt. Beide Kraftstränge werden dabei zeitgleich und über den Verlauf unterschiedlich stark beansprucht. Die sich daraus ableitende sehr große dynamisch Anforderung an den Motor ist in Abbildung 3.31 dargestellt. Aufgrund der Vielzahl an Gangwechseln (Vorwärts- bzw. Rückwärtsfahrt) wird der Motor in einem weiten Drehzahl- und Drehmomentenband betrieben. Im Gas-

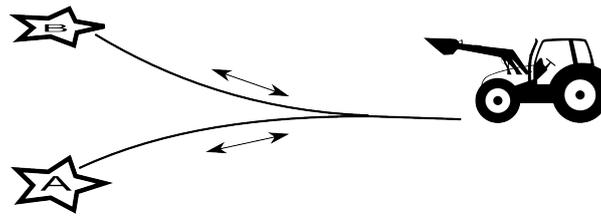


Abbildung 3.30: Frontladerarbeiten: Verschieben eines Erdhügels von Position A nach B im Y-Profil

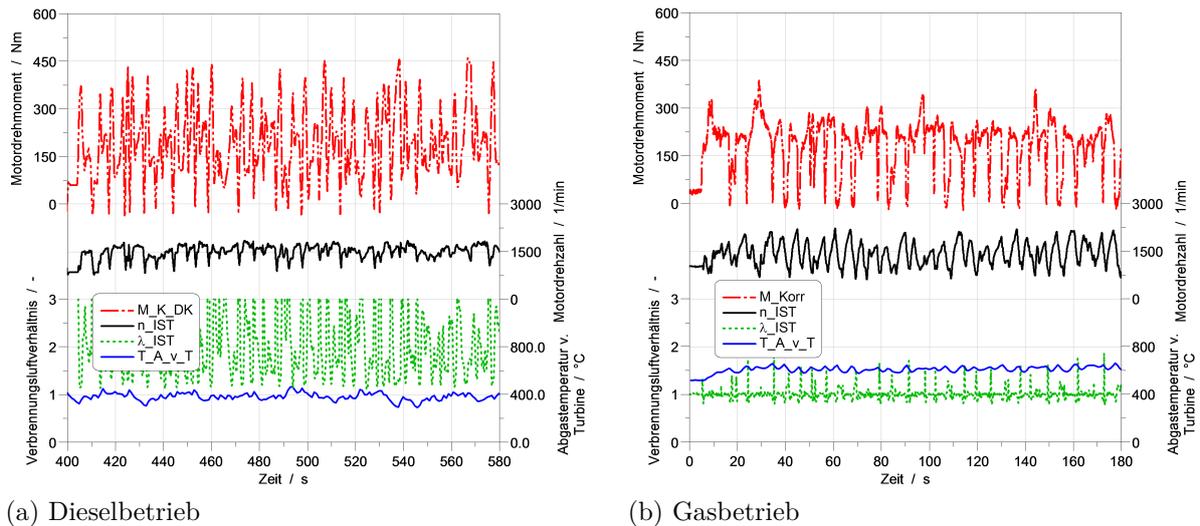


Abbildung 3.31: Motorbetriebsdaten (Drehmoment, Drehzahl, Verbrennungsluftverhältnis und Abgastemperatur vor Turbine) beim Verschieben eines Erdhaufens (Y-Profil) im Diesel- und Gasbetrieb

betrieb sind deutlich höhere Drehzahl- und geringere Drehmomentspitzen zu erkennen. Ursache ist hier die abweichende Fahrweise in Folge des trägeren Drehmomentenaufbaus (vgl. Abschnitt 3.2.2). Die damit einhergehenden, transienten Leistungseinbußen werden teilweise mit einem hochtourigen Motorbetrieb (höheres Drehzahlniveau) kompensiert. Durch diese Anpassung des Fahrverhaltens konnte die Versuchsfahrt auch im Gasbetrieb zufriedenstellend umgesetzt werden. Eine deutliche Verbesserung des Motoransprechverhaltens für einen evtl. Serieneinsatz des Fahrzeuges kann mittels intensiver Applikationsarbeit am Motorsteuergerät realisiert werden. Hinsichtlich des Verbrennungsluftverhältnisses zeigt der Gasmotor durch die $\lambda=1$ -Regelung einen deutlich ruhigeren Verlauf.

3.3 Zusammenfassung des entwickelten Gasmotorenkonzeptes

Im Rahmen des Förderprojektes ist es gelungen umfangreiche Erkenntnisse und Erfahrungen über den Einsatz von Erdgasmotoren im monovalenten Betrieb zu gewinnen und einen Versuchsträger auf den Gasbetrieb für den landwirtschaftlichen Bereich umzurüsten. Basis für die Untersuchungen bildeten Experimente an einem Otto-Erdgasmotor, welcher aus einem Dieselmotor, dessen Serieneinsatz in einem Traktor erfolgt, abgeleitet wurde. Trotz der Verwendung von vielen Serienteilen des Grundmotors und der Beibehaltung der Motorhauptmaße konnte eine weitgehende Optimierung der Brennraumgeometrie für den Gasbetrieb erfolgen. Im Fokus standen vorrangig die Untersuchung verschiedener Erdgas-Brennverfahren hinsichtlich der Einhaltung aktuell geltender Abgasemissionsgrenzwerte für mobile Arbeitsmaschinen (EU Stufe IV). Durch eine systematische Weiterentwicklung des Versuchsträgeraufbaus, der Systeme für Aufladung und Abgasnachbehandlung in der Projektlaufzeit, konnte im stationären und transienten Motorbetrieb gezeigt werden, dass Erdgasmotoren die Anforderungen bezüglich Schadstoffausstoß und Leistungsabbildung im landwirtschaftlichen Bereich sicher erfüllen. Trotz höherer spezifischer Kraftstoffverbräuche, bezogen auf den Dieselmotor, konnte der THG-Ausstoß im Gasbetrieb um bis zu 15 % verringert werden (inkl. Methan). Die Einhaltung der gesetzlich reglementierten Schadstoffemissionen (Stickoxiden, Kohlenmonoxid und Partikel) der EU Stufe IV konnte in Summe innerhalb des C1-Tests sichergestellt werden. Auch die Methan-Emission konnte nahezu im gesamten Betriebsbereich des Motors auf 0,5 g/kWh begrenzt werden.

Innerhalb der zweiten Projektphase wurde auf Grundlage des entwickelten Motorenkonzeptes ein Demonstratortraktor aufgebaut und hinsichtlich seiner Praxistauglichkeit bzw. Vergleichbarkeit zum Serien-Dieselfahrzeug hin untersucht. Dabei konnte gezeigt werden, dass der Demonstrator bis zu 61 % der Einsatzzeit zum gleichen Fahrzeuges im Dieselmotorbetrieb erreichen kann. Die untersuchten, praxisrelevanten Arbeitsaufgaben (Grubbern, Mulchen, Zugfahrt etc.) konnten im Gasbetrieb uneingeschränkt durchgeführt werden. Durch intensive Applikationsarbeit am Motorsteuergerät können noch Verbesserungen in Bezug auf die Motorlaufruhe sowie das Ansprechverhalten beim transienten Motorbetrieb erzielt werden. Insgesamt zeigt das Motoren- und Fahrzeugkonzept ein hohes Potential für den Serieneinsatz in landwirtschaftlichen Betrieben einschließlich einem signifikanten Beitrag zur Umweltentlastung. Das aufgebaute Versuchsfahrzeug wird über

das Projektende hinaus beim Thünen Institut für ökologischen Landbau im täglichen Betrieb eingesetzt werden. Damit besteht die Möglichkeit weitere Erfahrungen in Bezug auf den langfristige Einsatzzeitraum und die praktischen Betriebsreichweiten pro Tankfüllung erzielen zu können.

Die im Projektantrag dargestellten Optimierungsmöglichkeiten (Verbrauchsoptimierung, Optimierung der Brennraumgeometrie und Entwicklung einer Katalysatoraufheizstrategie) bestehen weiterhin.

3.4 Verfügbarkeit von LNG für Anwendungen im Binnenland

3.4.1 Politische Rahmenbedingungen

Im Rahmen der EU-Strategie „Europa 2020 für ein intelligentes, nachhaltiges und integratives Wachstum“ richten sich die Leitlinien u.a. auf eine „ressourcenschonende, ökologische und wettbewerbsfähige Wirtschaft“ [EK10]. Ziele der Strategie 2020 und der Klimaziele 2050 sind die Verringerung der Erdölabhängigkeit und die Senkung der Treibhausgasemissionen um 60 % bis 2050. Um das zu erreichen, ist der Einsatz alternativer, kohlenstoffarmer Kraftstoffe und der Ausbau dessen Infrastruktur unabdingbar. In der Richtlinie des europäischen Parlaments und des Rates über den Aufbau der Infrastruktur für alternative Kraftstoffe (AFI-Richtlinie), werden die Entwicklung des Marktes für alternative Kraftstoffe in Europa sowie Strategien zur Senkung des Ölverbrauchs und der verkehrsbedingten Treibhausgasemissionen vorgeschlagen [Kom]. Zu den wichtigsten alternativen Kraftstoffen zählen neben Biokraftstoffe, Wasserstoff und Elektrizität auch LNG. Folgende Ziele werden im Artikel 6 der AFI-Richtlinie für den alternativen Kraftstoff LNG deklariert:

1. „Die Mitgliedstaaten sorgen dafür, dass spätestens ab dem 31. Dezember 2020 in allen Seehäfen des Kernnetzes des transeuropäischen Verkehrsnetzes (TEN-V) öffentlich zugängliche LNG-Tankstellen für den Seeverkehr und die Binnenschifffahrt zur Verfügung stehen“.

2. „Die Mitgliedstaaten sorgen dafür, dass spätestens ab dem 31. Dezember 2025 in allen Binnenhäfen des TEN-V-Kernnetzes öffentlich zugängliche LNG-Tankstellen für die Binnenschifffahrt zur Verfügung stehen“.
3. „Die Mitgliedstaaten arbeiten zusammen, um sicherzustellen, dass mit LNG betriebene schwere Nutzfahrzeuge alle Straßen des TEN-V-Kernnetzes befahren werden können. Dazu sind bis zum 31. Dezember 2020 im Abstand von jeweils höchstens 400 km öffentlich zugängliche LNG-Tankstellen zu errichten“.

In einem Kompromiss für den Aufbau der Infrastruktur alternativer Kraftstoffe, haben sich für die Zeithorizonte LNG von 2020 auf 2025 (für Nutzfahrzeuge) bzw. 2030 (Inlandshäfen) verschoben [KEU14]. An dieser Verschiebung kann erkannt werden, dass der Aufbau des LNG-Tanknetzes in Deutschland innerhalb der nächsten beiden Wahlperioden des Bundestages nicht zu erwarten ist.

3.4.2 EU-Richtlinien und -Normen

Dass der Handel mit verflüssigtem Erdgas immer mehr an Bedeutung gewinnt, ist u.a. an den nationalen und internationalen Entwicklungen des Marktes zu erkennen. Mit zunehmendem globalen Handel von LNG ist eine internationale Vereinbarung unverzichtbar, um gleiche Standards zu schaffen. Für die Erstellung von Normen und Richtlinien ist die Internationale Organisation für Normungen (ISO) zuständig. In fast allen Bereichen, mit Ausnahme der Elektrik und der Elektronik sowie der Telekommunikation, erstellt die Organisation Normen und Richtlinien. Zurzeit sind über 150 Länder in der ISO vertreten, darunter auch das Deutsche Institut für Normungen e.V. (DIN). Im Rahmen der ISO sind zahlreiche Standards und Normen für LNG festgelegt worden. Sie betreffen zum Beispiel die Bereiche:

- Schifffahrt,
- Straßenfahrzeuge,
- On- und Offshore-Anlagen,
- Konstruktion und Prüfung von LNG-Speichertanks und
- Die Planung und Erstellung von Tankstellen.

Gerade im Bereich der Schifffahrt, bei der sich LNG schon etabliert hat, aber auch im Bereich der Straßenfahrzeuge wurde eine Vielzahl an Standards definiert. Die ISO-Normen 12614-3:2014-07 legen zum Beispiel allgemeine und spezielle Anforderungen an die Kraftstoffkomponenten für den Einsatz von LNG im Straßenverkehr fest. Diese und andere sind auf der offiziellen Homepage der Internationalen Organisation für Normungen nachzulesen [ISO]. Historisch gewachsen sind die Normen und Richtlinien für LNG auf der Grundlage der schon vorhandenen Ordnungen für CNG. Diese wurden in der ECE-Regelung R 100 vereinbart. Die ECE („Economic Commission for Europe“) ist eine Kommission der vereinten Nationen zur Wirtschaftsförderung Europas und in der ECE Regelung R 110 wird das Antriebssystem mit komprimiertem Erdgas definiert [EU]. Die UENEC (United Nations Economic Commission for Europe) LNG Task Force (TF-LNG) hat in Zusammenarbeit mit mehreren LNG-Fahrzeug- und Komponentenherstellern daran gearbeitet, um alle Änderungen für LNG-Fahrzeuge zu aktualisieren und zu erweitern [UNE12].

3.4.3 Aktueller Stand

Derzeit existieren in Europa 22 LNG-Terminals, 6 sind in Konstruktion und Fertigstellung und 24 weitere LNG-Terminals befinden sich in Planung (siehe Abbildung 3.32) Es

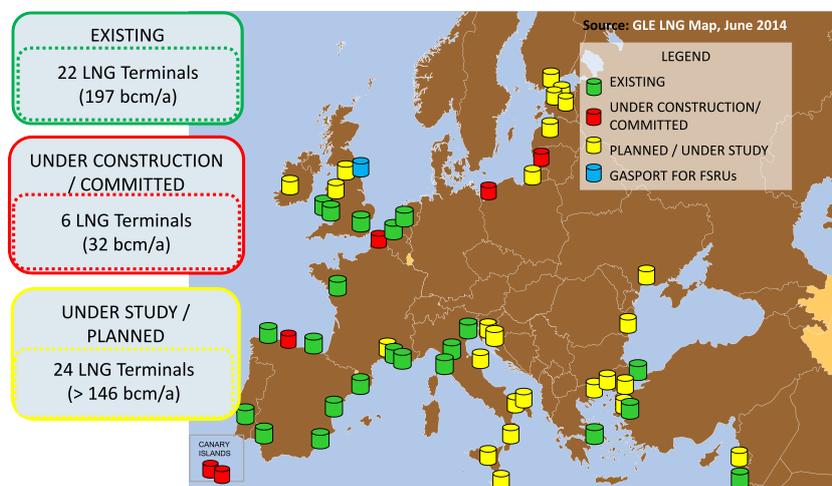


Abbildung 3.32: LNG Terminals in Europa Stand Juni 2014 [Sta]

ist deutlich zu erkennen, dass sich alle existierenden Anlagen in Großhäfen entlang der europäischen Westküste als Anlandestationen befinden. Das LNG wird über den internationalen Schiffsverkehr angelandet und über Wasserwege in das Inland transportiert.

Eine Vielzahl an Terminals sind für den Mittelmeerraum geplant. Ursache hierfür ist die Nähe zu den großen Export-Terminals wie Katar, Algerien und Nigeria, die für Europa sehr wichtige LNG-Exporteure sind. Laut der LNG-Industrie, sind im Jahr 2013 insgesamt 33,93 MT LNG nach Europa exportiert worden [Int13]. Neben den hohen Investitionskosten für LNG-Nutzfahrzeuge bzw. die Umrüstung auf solche sowie die geringe Nutzerakzeptanz bleibt die größte Herausforderung die fehlende Infrastruktur im Binnenland für die Verwendung von LNG als Treibstoff in schweren Nutzfahrzeugen. Laut der Gas Infrastructure Europe (GIE) sind aktuell (Stand Juni 2014) 54 LNG-Tankstationen für schwere Nutzfahrzeuge in Europa in Betrieb. Zusätzlich sind 7 in der Erstellung und 16 weitere in Planung [Sta]. Durch die derzeitige geringe Anzahl von Tankstellen müssen zusätzliche Kilometer zurückgelegt werden, um den Zielort zur Betankung zu erreichen. Hinzu kommt, dass die Reichweite zwar gegenüber einem CNG betriebenen Fahrzeug deutlich höher ist, aber im Vergleich zum konventionellen Kraftstoff Diesel noch Nachteile bestehen. Trotz häufigerer Tankvorgänge, bei erhöhter Betankungszeit gegenüber dem Einsatz von Dieselfahrzeugen zeigen neuste Entwicklungen, dass der Abstand zwischen Diesel und LNG immer kleiner wird. So erreicht der Mercedes Benz Econic LNG eine Reichweite von 1000 km und benötigt für diese lediglich eine Tankzeit von 5 min [TG12]. Im off-road- und non-road-Bereich findet LNG in Europa nur sehr wenige bis gar keine Anwendungen. Die Entwicklungen für diese Applikationen befinden sich noch im Anfangsstadium.

3.4.4 Projekte und Planungen

LNG Blue Corridors

Das durch die Europäische Kommission unterstützte, mit 7,96 Mio Euro geförderte Projekt „LNG Blue Corridors“ hat das Ziel der Implementierung von 4 LNG Transportkorridoren für den LKW-Ferntransport [Joh] bis 2018. Die 4 LNG-Transportkorridore (Abbildung 3.33) sind der atlantische Raum (grüne Linie), die Mittelmeerregion (rote Linie), die Verbindung zwischen Süd- und Nordeuropa (blaue Linie) und zwischen West- und Osteuropa (gelbe Linie). Das Projekt umfasst den Bau von 14 Tankstellen (LNG und L-CNG) entlang der Korridore und einen Aufbau der LNG-Flotte von 100 Fahrzeugen. Bereitgestellt werden die Fahrzeuge u.a. von den Nutzfahrzeugherstellern Volvo, Iveco, Daimler/Hardstaff und Renault Trucks. Das vor einem Jahr gestartete Projekt hat den Bau und die Inbetriebnahme von drei LNG-Stationen abgeschlossen.

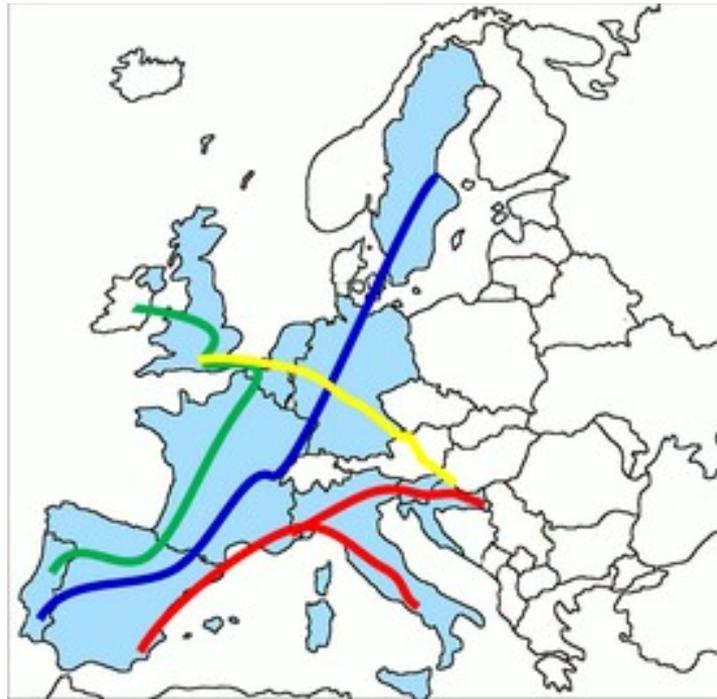


Abbildung 3.33: Die 4 LNG-Transportkorridore im europäischen Raum [Joh]

Weitere Projekte sind in Planung, um den Ausbau der LNG-Infrastruktur in Europa zu erweitern. Zu den drei LNG-Stationen gehört u.a. die ENI-Station in Piacenza (Norditalien), die SGA-Station in Ørebro (Schweden) und das Antriebssystem in Kallo (Belgien). Die ENI-Station in Piacenza ist eine echte Alternative für schwere Nutzfahrzeuge und besitzt eine Gesamtlagerkapazität von $60 m^3$. Der Nord-Süd-Korridor wird durch die SGA-Station in Ørebro gestützt, er besitzt eine Gesamtlagerkapazität von $61 m^3$. Die LNG & L-CNG Station in Kallo, mit der größten Lagerkapazität von $70 m^3$, besitzt zusätzlich einen 24 Stundenservice und das entstehende Boil-off-Gas wird dem Erdgasspeicher (Kapazität: $700 Nm^3/h$) zugeführt. Sie sind wichtige Verbindungsstationen zwischen den Transportrouten in Europa und ein Muster für den Bau von weiteren Stationen [LBC]. Die Anschaffung von LNG-Fahrzeugen wird von der EU unterstützt und gibt den Transportunternehmen einen Anreiz zum Bau von neuen Fahrzeugen. Der Mercedes Benz Actros, basiert auf einen Dual-Fuel-Motor, der sowohl mit LNG als auch mit Diesel betrieben werden kann. Diese Technologie wurde entwickelt, um Erdgas (CNG oder LNG) und Biomethan als primäre Energiequelle zu verwenden. Eines der führenden Unternehmen in der Förderung und Produktion von Erdgas-Motoren und Fahrzeugen in Europa ist Iveco. Der Iveco Stralis LNG ist mit einem Tieftemperatur Tank und einem CNG-Zylinder als sekundäres Kraftstoffsystem ausgestattet. Der Kryo-Tank beinhaltet

immer Erdgas, sowohl im flüssigen als auch im Sättigungsdampfzustand bei gleichem Druck. Wird der Kraftstoff benötigt, wird dieser über eine Druckregelung dem Motor zugeführt. Der Volvo FM Methan-Diesel besitzt die Möglichkeit, Langstreckentransporte auf kostengünstiger Weise durchzuführen. Durch den Einsatz von LNG und Diesel erhöht das deutlich seine Flexibilität, weil er im Gegensatz zu reinen Gasmotoren einen höheren Arbeitsbereich besitzt [LBC].

Weitere Projekte und Aussichten

Neben dem Blue-Corridor-Projekt gibt es noch zahlreiche weitere Pilotanwendungen in Europa. Schwerpunkt der Projekte ist zum größten Teil die Verbesserung der Lebensqualität in den Städten. Das wird vor allem durch den Einsatz alternativer Kraftstoffe im öffentlichen Personen- und Nahverkehr erreicht. Ein Vertreter zum Beispiel ist das Land Polen, in welches durch das kommunale Verkehrsunternehmen (MZA) 35 Gelenkbusse auf Basis von LNG in die Fahrzeugflotte aufgenommen wurden. Die Busse werden von dem polnischen Unternehmen Solbus geliefert und Gazprom Germania wird das LNG liefern und für die notwendige Investition für die Betankungsinfrastruktur sorgen [NGV]. Ein in den Niederlanden ansässiges Unternehmen ist der Logistikdienstleister Vos Logistics. Dieser besitzt eine breite Palette von Transport- und kundenspezifischen Logistikdienstleistungen. Schon seit dem Jahr 2005 engagiert sich das Unternehmen für eine saubere und nachhaltige Zukunft. Vorrangiges Ziel ist die Reduktion der CO_2 -Emissionen, welches durch den Einsatz von LNG ermöglicht wird. In dem Jahr 2013 wurde die LNG-Fahrzeugflotte auf 20 LNG betriebene Fahrzeuge erweitert. Diese besitzen eine Reichweite von 750 km. Das Umdenken bzw. die Investition in eine neue Technologie hat nicht nur einen positiven Einfluss auf unsere Umwelt, sondern anhand solch erfolgreicher Pilotanwendungen orientieren sich auch andere Unternehmen neu, um es Ihnen gleich zu tun. So wurde das Konzept der Vos Logistics von dem schwedischen Einrichtungsunternehmen IKEA übernommen [Vos13]. Gerade im Small-Scale LNG-Markt sind die wirtschaftlichen und ökonomischen Vorteile enorm. Diesem Markt wird auch ein großes Wachstumspotential zugesprochen. Durch kleine Verflüssigungsanlagen, die in Gewerbegebieten oder in Städten installiert werden können, lässt sich der Energierohstoff kostengünstig in entlegene Regionen transportieren. Dadurch sind die Wege zum Verbraucher bzw. zum Kunden entsprechend kurz. Ein Vertreter für den Ausbau des small-scale Marktes ist die PrimaLNG. Aufgebaute LNG-Terminals sind in ganz Europa verteilt. PrimaLNG besitzt ebenfalls eine eigene Flotte von LNG-Tanker, die in der Lage

sind, LNG kosteneffizient an den Kunden, in mehr als 1500 km Entfernung vom Versorgungspunkt, zu liefern. Es bestehen unter anderem auch Kooperationen mit deutschen Unternehmen, die das verflüssigte Erdgas wieder in einen gasförmigen Zustand umwandeln um dann damit mehrere Blockheizkraftwerke zu versorgen [Pri]. Ebenso gibt es in der Weiterentwicklung von LNG-Tankstellen relativ große Fortschritte zu verzeichnen. So stellte General Electric (GE) am 17. April 2013 das Small-Scale-System „LNG In A Box“ vor [AIR13]. Das weltweite erste System wird eine Tankstelle in Europa sein. Mit diesem neuen System können Produktionsraten von 16-18 Tonnen LNG pro Tag gefahren werden. Außerdem bietet es dem Betreiber die Möglichkeit, den Aufbau binnen 2 Monaten zu erledigen. Dadurch werden nicht nur die Investitionskosten gesenkt, sondern auch der Energieaufwand. Anwendungen findet das System in fast allen Transportbereichen, darunter Straßen-, Meeres- und Schienenverkehr.

Der Aufbau einer umfangreichen LNG-Infrastruktur erfordert hohe Aufwendungen, deutlich höher gegenüber CNG. Unter derzeitigen politischen Rahmenbedingungen ist mit einer Infrastruktur in den ländlichen Räumen nicht vor 2025 zu rechnen.

3.4.5 Kostenanalyse zum Aufbau einer LNG-Infrastruktur

Um einen Überblick über die entstehenden Investitionskosten für den Aufbau einer LNG-Infrastruktur zu bekommen, ist die LNG-Wertschöpfungskette von Bedeutung. Jeder einzelne Prozessschritt hat einen bestimmten Anteil an den Gesamtkosten. In der Abbildung 3.34 sind die einzelnen Kosten prozentual für die wirtschaftlich relevanten Prozessschritte dargestellt. Die Erdgasverflüssigung ist der energieaufwendigste und demnach

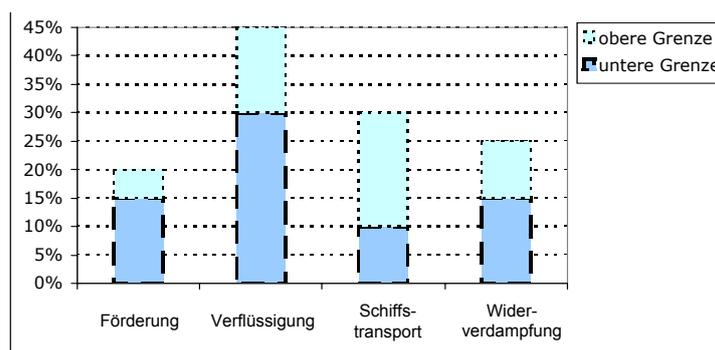


Abbildung 3.34: Mindest- und Hochstkostenanteile der LNG-Prozesskette nach [KPG09]

auch der teuerste Prozessschritt der LNG-Wertschöpfungskette. Das Joint Research Center der europäischen Kommission (JRC) geht in einem im Jahr 2009 erstellten Bericht davon aus, dass für den Bau einer neuen Prozesskette ungefähr 4,3-6 Milliarden Euro anfallen. Davon hat die Erdgasverflüssigung mit 2,2-3,7 Milliarden Euro den größten Anteil. Für den Transport entfallen ungefähr 1,5 Milliarden Euro und für die Widerverdampfung ungefähr 0,6-0,75 Milliarden Euro [KPG09]. Die Angaben des JRC unterliegen natürlich Schwankungen. Indikatoren dafür sind zum Beispiel die Lage und Größe des LNG-Terminals sowie der Transportweg. Durch die Weiterentwicklung der Technologien sowie den Ausbau der Infrastruktur, ist es möglich, den Energieaufwand und damit auch die Gesamtkosten zu senken. Das wirkt sich positiv in der Wirkungsgradbilanz der LNG-Prozesskette aus. Gerade im Transport ist es durch den Bau neuer Tanker möglich, größere Mengen LNG zu transportieren. In Bezug auf die Erweiterung der Infrastruktur kann das LNG heute relativ energieeffizient und kostengünstig vom Terminal auch entlegene Stationen im Inland erreichen. Diese Transportmöglichkeit bietet eine höhere Flexibilität gegenüber der Pipelineversorgung, da es nicht am starren Rohrleitungssystem gebunden ist und somit Start- und Endpunkt viel einfacher erreichen kann. Ungeachtet dessen, muss aber berücksichtigt werden, dass sich der Transport via LNG-Tanker erst ab einer bestimmten Entfernung gegenüber dem Pipelinetransport rentiert. Das wird in einem von R.G. Schwimmbeck erstellten Vortrag auf der 3. Pipeline Technologie Konferenz im Jahr 2008 deutlich [Sch]. In diesem Vortrag werden die Transportkosten in Euro/kWh von Erdgas via Pipeline und LNG mit einem Tanker über eine bestimmte Entfernung in Abhängigkeit vom transportierten Volumen verglichen. Das Ergebnis der Untersuchung ist, dass die Transportkosten von Erdgas via Pipeline mit zunehmender Entfernung schneller ansteigen, als die vom LNG-Transport. Damit kann ab einer Entfernung von 3000 km ein Erdgasvolumen von 5 Milliarden Nm^3 kostengünstig transportiert werden. Mit zunehmenden Erdgasvolumen steigt die Entfernung, bei der ein LNG-Transport wirtschaftlich wird.

Im Hinblick auf die Nutzung von LNG als Treibstoff in schweren Nutzfahrzeugen und Non-road-engine ist die Umrüstung auf solch einen Treibstoff ebenfalls ein wichtiger Schwerpunkt in der Kostenanalyse. Im Rahmen einer vom niederländischen Wirtschaftsministerium angeordneten und von Pricewaterhouse Coopers (PwC) durchgeführter Studie ging hervor, dass ein neuer LNG-LKW 1,5-2 mal teurer als ein bisher konventioneller Diesel-LKW ist [Pri13]. In der Abbildung 3.35 sind verschiedene Typen von LKW und die dazugehörigen Investitionskosten in Euro dargestellt. Einer neuer LNG-LKW ist im Durchschnitt immer 45-55.000 Euro teurer als ein Diesel-LKW.

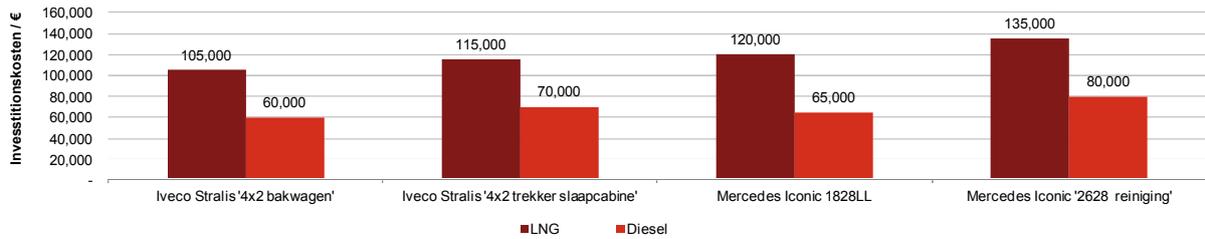


Abbildung 3.35: Vergleich der Investitionskosten für einen LNG-LKW und einem Diesel-LKW [Pri13]

Der LNG-Markt beschränkt sich derzeit auf den Bereich der Schifffahrt, zur Anlandung von LNG in Europa und dessen Einspeisung in der Erdgas-Fernnetz. Eine flächendeckende Verfügbarkeit von LNG innerhalb der EU bzw. Deutschlands für On-Road- und Non-Road-Anwendungen ist zum jetzigen Zeitpunkt nicht absehbar. Das geplante Ziel der EU zum Aufbau eines Tankstellennetzes (Tankstellenentfernung von 400 km) für LKW wurde um 5 Jahre verschoben. Momentan sind lediglich 54 Tankstellen in Europa in Betrieb. Davon sind einige nicht öffentlich zugänglich, da sie zum Beispiel von Logistikunternehmen für deren Versuchsfahrzeugflotte betrieben werden. Für eine dezentrale Versorgung mit LNG werden technische Small-Scale-Lösungen angeboten (General Electric). Bedingt durch die anfallenden Investitions- und Betriebskosten ist die Möglichkeit der LNG-Versorgung für den für On-Road- und Non-Road-Anwendungen aus ökonomischer Sicht nicht relevant. Für die ersten schweren Versuchsnutzfahrzeuge aus dem Straßenverkehr liegen die Kosten für einen LNG-Betrieb gegenüber Diesel um einen Faktor 1,5-2 höher. Mit ähnlichen Mehrkosten ist auch im landwirtschaftlichen Bereich zu rechnen. Generell besteht eine gewisse Investitionsunsicherheit bei Fahrzeughersteller, Tankstellenbetreibern und Endkunden durch Unklarheiten der Besteuerung von erdgasbasierten Kraftstoffen. Die Absichtserklärung (innerhalb des Koalitionsvertrages) der aktuellen deutschen Bundesregierung, eine Steuerermäßigung für Erdgas als Kraftstoffe über 2018 hinaus zu garantieren, ist bis zum jetzigen Zeitpunkt noch nicht umgesetzt. Nach Verabschiedung eines entsprechenden Gesetzes ist mit deutlichen Impulsen bei der Verbreitung von CNG und LNG auch im Straßenverkehr zu rechnen.

4 Fazit

Im Rahmen des Förderprojektes ist es gelungen umfangreiche Erkenntnisse und Erfahrungen über den Einsatz von Erdgasmotoren im monovalenten Betrieb zu gewinnen und einen Versuchsmotor auf den Gasbetrieb für den landwirtschaftlichen Bereich umzurüsten. Basis für die Untersuchungen des Gasmotors bildeten Experimente an einem Erdgas-Ottomotor, welcher aus einem Dieselmotor, dessen Serieneinsatz in einem Traktor erfolgt, abgeleitet wurde. Trotz der Verwendung von vielen Serienteilen des Grundmotors und der Beibehaltung der Motorhauptmaße konnte eine weitgehende Optimierung der Brennraumgeometrie für den Gasbetrieb erfolgen.

Im Fokus standen vorrangig die Untersuchung verschiedener Erdgas-Brennverfahren hinsichtlich der Einhaltung aktuell geltender Abgasemissionsgrenzwerte für mobile Arbeitsmaschinen (EU Stufe IV). Durch eine systematische Weiterentwicklung des Versuchsträgeraufbaus, der Systeme für Aufladung und Abgasnachbehandlung in der Projektlaufzeit, konnte im stationären und transienten Motorbetrieb gezeigt werden, dass Erdgasmotoren die Anforderungen bezüglich Schadstoffausstoß und Leistungsabbildung im landwirtschaftlichen Bereich sicher erfüllen. Bei etwas höheren spezifischen Kraftstoffverbräuchen, bezogen auf den Dieselmotor, konnte der THG-Ausstoß um bis zu 15 % verringert werden (inkl. Methan). Die Einhaltung der gesetzlich reglementierten Schadstoffemissionen (Stickoxiden, Kohlenmonoxid und Partikel) der EU Stufe IV bzw. Stufe V (ab 2019) konnten in Summe innerhalb des C1-Tests mit einem stöchiometrischen Brennverfahren in Verbindung mit Abgasrückführung sichergestellt werden.

Innerhalb der zweiten Projektphase wurde auf Grundlage des entwickelten Motorenkonzeptes ein Demonstratortraktor aufgebaut und hinsichtlich seiner Praxistauglichkeit bzw. Vergleichbarkeit zum Serien-Dieselfahrzeug hin untersucht. Dabei konnte gezeigt werden, dass der Demonstrator mit dem entwickelten Kraftstoffspeichersystems bis zu 61 % der Einsatzzeit des gleichen Fahrzeuges im Dieselbetrieb erreichen kann. Die untersuchten, praxisrelevanten Arbeitsaufgaben (Grubbern, Mulchen, Zufahrt etc.) konnten

im Gasbetrieb uneingeschränkt durchgeführt werden. Durch intensive Applikationsarbeit am Motorsteuergerät können noch Verbesserungen in Bezug auf die Motorlaufruhe sowie das Ansprechverhalten beim transienten Motorbetrieb erzielt werden. Insgesamt zeigt das Motoren- und Fahrzeugkonzept ein hohes Potential für den Serieneinsatz in landwirtschaftlichen Betrieben bei einem signifikanten Beitrag zur Umweltentlastung.

Es ist abzuschätzen, ob die Kosten für einen Erdgasmotor (Erdgas-Traktor) im landwirtschaftlichen Einsatz gegenüber den in diesem Anwendungsgebiet dominierenden Dieselmotoren auf vergleichbarem oder geringerem Niveau liegen werden.

Die erzielten theoretischen und praktischen Ergebnisse zeigen, dass Erdgas als Kraftstoff für Motoren bzw. Fahrzeuge im landwirtschaftlichen Einsatz gut geeignet ist und entsprechende Motoren aus den vorhandenen Serien-Dieselmotoren abgeleitet werden können. Für eine Weiterentwicklung der einzelnen Motorkomponenten zur Effizienzverbesserung der Antriebsmaschine und Verbesserung des Motoransprechverhaltens im Fahrzeug sind allerdings weitere Entwicklungsarbeiten auf diesem Gebiet erforderlich. Aus den Untersuchungen lässt sich ableiten, dass für diese Motorkategorie die Erfüllung der Abgasgesetzstufe EU Stufe IV und V sowie die Begrenzung der Methanemission auf 0,5 g/kWh nur durch ein $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit Drei-Wege-Katalysator (optimiert für Methan) erreicht werden kann. Bei den betrachteten Brennverfahren mit $\lambda > 1$ ist es nicht gelungen eine Technologie zu identifizieren, welche die Einhaltung des Methangrenzwertes ermöglicht. Durch Verwendung von erprobten Dieselmotoren und Serienfahrzeugen, sowie der Adaption von marktverfügbaren, getesteten Systemen für Kraftstoff, Kraftstoffspeicherung, Aufladung und Abgasnachbehandlung können die Kosten für anwendungsorientierte Serienlösung auf einem geringen Niveau gehalten werden. Für eine mögliche Serienanwendung von Gasmotoren im Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen sind jedoch Nachweise bezüglich Funktionsfähigkeit und Dauerhaltbarkeit der Erdgaskomponenten sowie Abgasnachbehandlungssysteme für die deutlich längeren Laufzeiten der Antriebsmaschinen, bezogen auf den Pkw- und Nkw-Sektor, zu erbringen.

Literaturverzeichnis

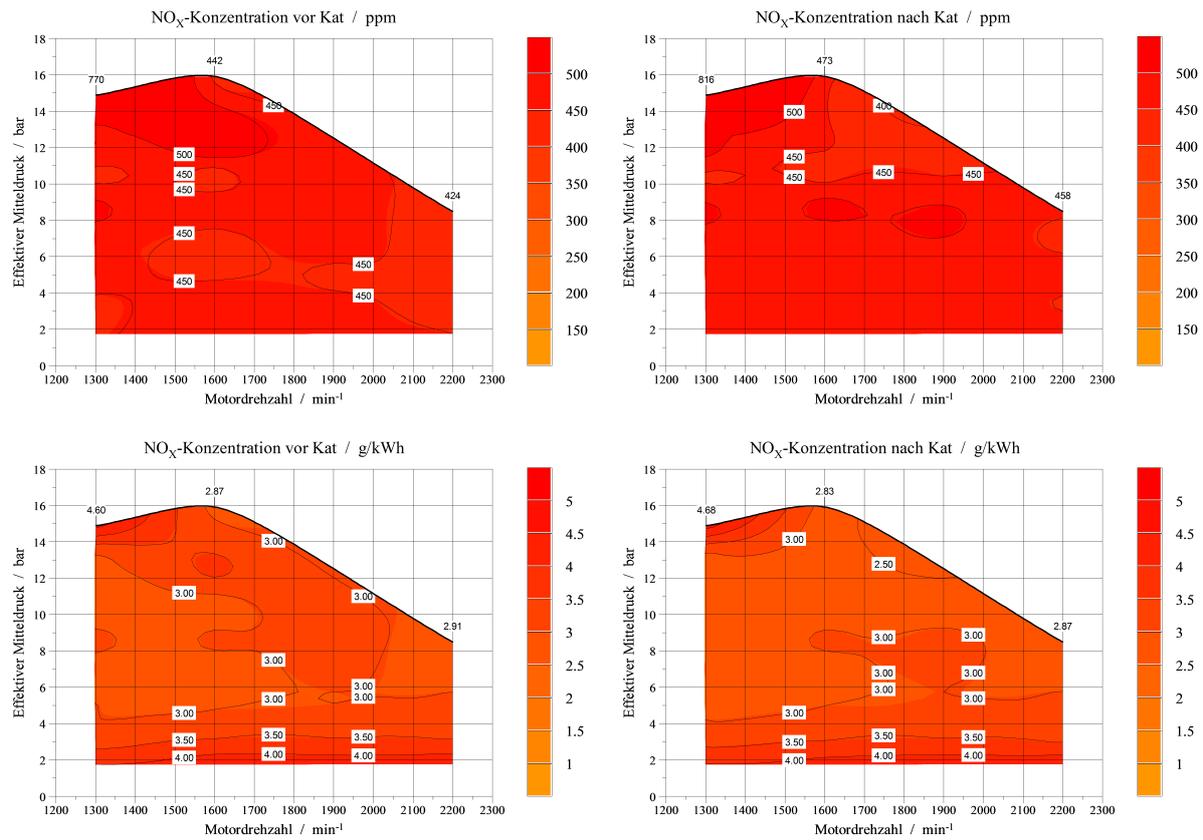
- [ABB⁺13] ANDRULEIT, Harald ; BAHR, Andreas ; BABIES, Hans G. ; FRANKE, Dieter ; MESSNER, Jürgen ; PIERUA, Roberto ; SCHAUER, Michael ; SCHMIDT, Sandro ; WEIHMANN, Sarah ; BUNDESANSTALT FÜR GEOWISSENSCHAFTEN UND ROHSTOFFE (Hrsg.): *Energiestudie 2013: Reserven, Ressourcen und Verfügbarkeit von Energierohstoffen*. 17. 2013
- [AIR13] AIR-LNG GMBH: *Pressemitteilung LNG in A Box: GE stellt das System LNG In A Box™ vor; Gasfin wählt neue Technologie für Tankstellen in Europa*. <http://www.air-lng.com/index.php/de/neuigkeiten/27-pressemitteilung-lng-in-a-box>. Version: 17. April 2013
- [Bol11] BOLAND, Daniel: *Wirkungsgradoptimaler Betrieb eines aufgeladenen 1,0 l Dreizylinder CNG Ottomotors innerhalb einer parallelen Hybridarchitektur*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Diss., 2011. <http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:bsz:93-opus-61328>
- [Bus13] BUSCHBECK, Martin: *Laseroptische Analyse der zyklischen Schwankungen in einem Transparentmotor*. Darmstadt, Techn. Univ Darmstadt, Diss., 2013. http://www.iap.tu-darmstadt.de/fileadmin/nlq/thesen/Dissertation_Martin_Buschbeck.pdf
- [EK10] EUROPÄISCHE-KOMMISSION (Hrsg.): *Europa 2020 Eine Strategie für intelligentes, nachhaltiges und integratives Wachstum*. Brüssel, 3.3.2010
- [ETA] www.etas.com
- [EU] EU: *Regelung Nr. 110 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (UN/ECE)*. https://www.bmvi.de/SharedDocs/DE/Anlage/static/ECE/r-110-antriebssystem-mit-komprimiertem-erdgas-pdf.pdf?__blob=publicationFileStaffan

- [Har15] HARNDORF, Horst (Hrsg.): *Verbrennungskraftmaschinen*. 1. Rostock : FVTR-Fachbuchreihe, 2015
- [HNS10] HESEDING, Markus ; NITSCHKE, Martin ; SLAMA, Jens ; VERBAND DEUTSCHER MASCHINEN- UND ANLAGENBAU E.V. (Hrsg.): *Abgasgesetzgebung Diesel- und Gasmotoren*. 2010
- [Int13] INTERNATIONAL GROUP OF LIQUEFIED NATURAL GAS IMPORTERS: *LNG Industry 2013*. Version: 2013. http://www.giignl.org/sites/default/files/PUBLIC_AREA/Publications/giignl_the_lng_industry_fv.pdf
- [IS98] INDRA, F. ; SEITZ, H.: Turboaufladung am Monovalenten Erdgasmotor. In: 7. *Aachener Kolloquium: Fahrzeug und Motorentchnik*. 1998, S. 59–78
- [ISO] ISO - INTERNATIONAL ORGANISATION FOR STANDARDIZATION: *LNG Standards*. <http://www.iso.org/iso/home/search.htm?qt=LNG&sort=rel&type=simple&published=on>
- [Joh] JOHANNESSON, Staffan: *LNG Blue Corridors: Gas Quality*
- [Jon10] JONES, Keith: *An Overview of International Development Programs for Gas Fuelled Vehicles*. http://www.bioenergy.org.nz/documents/Workshops/Auckland/BiogasTransportFuel-Nov2010_Uniservices_KJones.pdf. Version: 2010 (BANZ - Workshop "Biogas as a Transport Fuel")
- [KEU14] KEU: *Clean fuel infrastructure agreed by the Council and the European Parliament*. https://www.google.de/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0CCMQFjAA&url=http%3A%2F%2Fconsilium.europa.eu%2Fuedocs%2Fcms_data%2Fdocs%2Fpressdata%2Fen%2Ftrans%2F141906.pdf&ei=q2HCVPbHC0Gsyg0A4YLIDA&usg=AFQjCNEVXKLe8Lv_guneQJ68Ckiem2P1Nw&bvm=bv.84349003,d.bGQ. Version: 26. März 2014
- [KHP04] KALLINEN, Kauko ; HÄRKÖNEN, Matti ; PITKÄNEN, Mikko: Advanced Catalysts for CNG-Engines. In: *SAE Technical Papers* (2004), Nr. 2004-28-0028
- [Kis13] KISTLER GRUPPE (Hrsg.): *Betriebsanleitung KiBox To Go 2893*. 2013
- [Kom] KOMMISSION, Europäische: *Vorschlag für eine Richtlinie des Europäischen Parlaments und des Rates über den Aufbau der Infrastruktur für alternative Kraftstoffe*

- [KPG09] KAVALOV, B. ; PETRICÁĀ, H. ; GEORGAKAKI, A. ; IRC EUROPEAN COMMISSION (Hrsg.): *Liquefied Natural Gas for Europe: Some Important Issues for Consideration*. Version: 2009. <http://publications.jrc.ec.europa.eu/repository/bitstream/JRC47887/eur%2023818%20en.pdf><http://publications.jrc.ec.europa.eu/repository/bitstream/JRC47887/eur%2023818%20en.pdf>
- [Lar07] LARIVE, J.-F.: Well-to-Wheels analysis of future automotive fuels and powertrains in the European context. (2007)
- [LB07] LIENIN, Stephan ; BACH, CHristian: *Emissionsvergleich verschiedener Antriebsarten in aktuellen Personenwagen: Untersuchung der Emissionen von aktuellen Personenwagen mit konventionellen und direkteingespritzten Benzinmotoren, Dieselmotoren mit und ohne Partikelfilter, sowie Erdgasmotoren*. 2007
- [LBC] *LNG Blue Corridors: Demonstration of heavy duty vehicles running with liquefied methane*. <http://lngbc.eu>
- [NGV] NGV GLOBAL NEWS: *LNG Buses for Warsaw and Olsztyn*. <http://www.ngvglobal.com/lng-buses-for-warsaw-and-olsztyn-1108>
- [Pre10] PREHN, Sascha: *Erstellung eines neuen, MATLAB-basierten Programms zur Druckverlaufsanalyse unter Berücksichtigung der aus den Forschungsprojekten am LKV erwachsenden speziellen Aufgabenstellungen und Anforderungen*. Rostock, Universität Rostock, Diss., 2010
- [Pri] PRIMALNG: *Primagas Germany delivers their first LNG customer*. <http://www.primalng.com/mediaroom/14/39/Primagas-Germany-delivers-their-first-LNG-customer>
- [Pri13] PRICEWATERHOUSE COOPERS: *The economic impact of small scale LNG*. Version: 2013. http://www.erdgas-mobil.de/fileadmin/downloads/Presse/Studien_Artikel_Broschueren/PwC_Study-Economic-impact-of-small-scale-LNG_STC_May_2013.pdf
- [PRSB10] PETERS, Dirk ; RUMPKE, Christian A. ; SAAR, Dorothee ; BRAUNE, Oliver ; DEUTSCHE ENERGIE-AGENTUR GMBH (DENA) (Hrsg.): *Erdgas und Biometan im künftigen Kraftstoffmix: Handlungsbedarf und Lösungsansätze für eine beschleunigte Etablierung im Verkehr*. 2010

- [Sch] SCHWIMMBECK, R. G.: LNG and Pipeline. In: *3rd Pipeline Technology Conference 2008*
- [Sta] STANDAERT, Kwinten: *Small-Scale LNG Market Trends in Europe*.
http://www.gie.eu.com/index.php/publications/gle/doc_download/23030-gle-presentation-at-small-scale-lng-forum-rotterdam-small-scale-lng-mar
- [TEP14] TROPPMANN, P. ; ESCOBAR GUERRERO, L. ; PERUJO: *Non-Road Mobile Machinery: Revision of Directive 97/68/EC*. Brüssel, 13.02.2014
- [TG12] TOHSCHÉ, Claws E. ; GRAMMER, Raimund: *Alternative Kraftstoffe: Econic LNG setzt die Reichweite auf neues Niveau*. 28.09.2012
- [Umw15] UMWELTBUNDESAMT ; UMWELTBUNDESAMT (Hrsg.): *Abgasgrenzwerte für LKW und Busse*. Version: 01.04.2015. <http://www.umweltbundesamt.de/themen/verkehr-laerm/emissionsstandards/schwere-nutzfahrzeuge>
- [UNE12] UNECE ; UNITED NATIONS ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE (Hrsg.): *Tas Force on Liquefied Natural Gas vehicles (TF-LNG)*. <https://www2.unece.org/wiki/pages/viewpage.action?pageId=3178909>. Version: 2012
- [Vos13] VOS LOGISTICS BEHEER B.V.: *Integrated financial and sustainability review 2013*. <http://www.voslogistics.com/reports/financial-and-sustainability-review/2013/files/assets/common/downloads/publication.pdf>. Version: 2013
- [Wie00] WIESENBERG, R.: *Erdgas als Treibstoff für den Straßenverkehr als Chance für Energieversorgungsunternehmen*. Hamburg and Berlin, Techn. Univ, Diss., 2000

A Anhang



(a) $\lambda > 1$ -Brennverfahren, vor Katalysator

(b) $\lambda > 1$ -Brennverfahren, nach Katalysator

Abbildung A.1: Gegenüberstellung der Stickoxidkonzentrationen vor dem Eintritt des Katalysators (links) sowie nach Katalysator (rechts) für das $\lambda > 1$ -Brennverfahren. Grenzwert der Stickoxidemissionen nach EU Stufe IV: 0,4 g/kWh

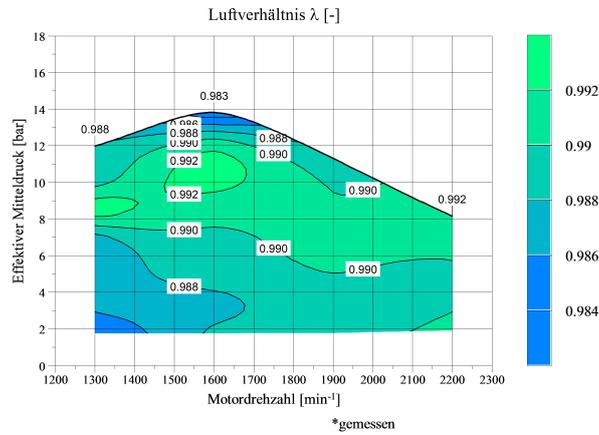
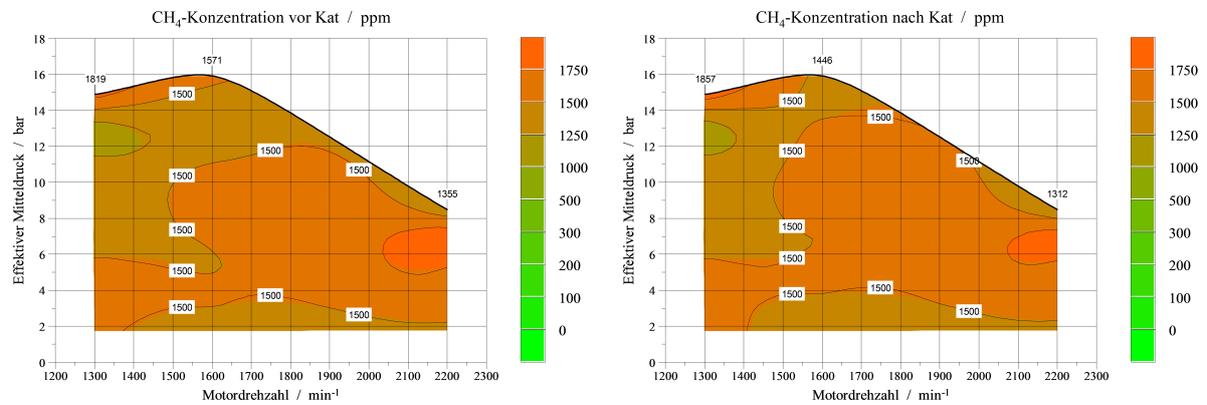


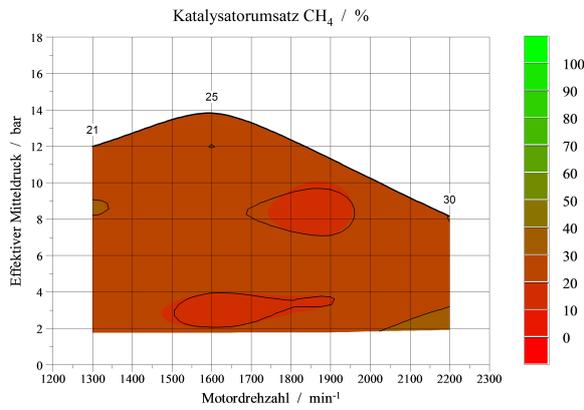
Abbildung A.2: Darstellung des gemessenen Verbrennungsluftverhältnisses für das $\lambda=1$ -Brennverfahren ohne Abgasrückführung



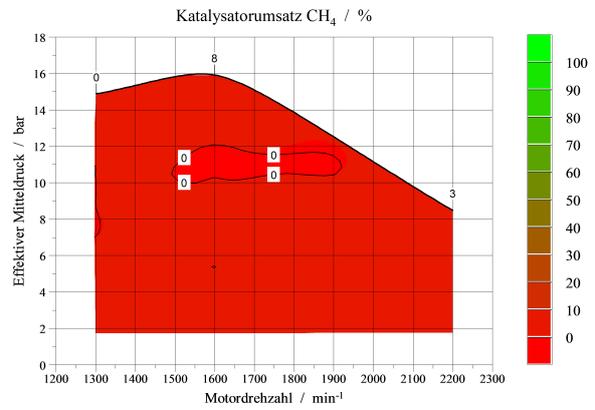
(a) $\lambda > 1$ -Brennverfahren, vor Katalysator

(b) $\lambda > 1$ -Brennverfahren, nach Katalysator

Abbildung A.3: Gegenüberstellung der Methankonzentrationen vor dem Eintritt des Katalysators (links) sowie nach Katalysator (rechts) für das $\lambda > 1$ -Brennverfahren. Grenzwert der Methanemissionen nach Euro VI: 0,5 g/kWh

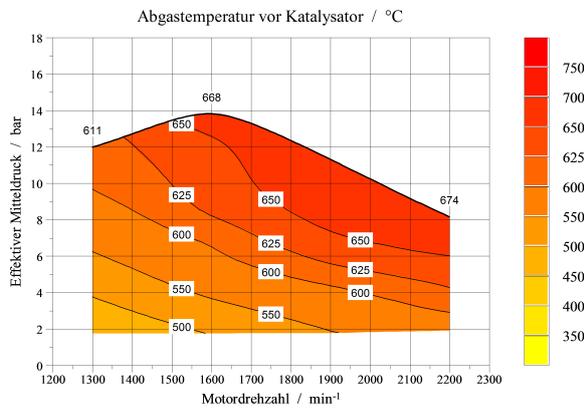


(a) $\lambda = 1$ -Brennverfahren

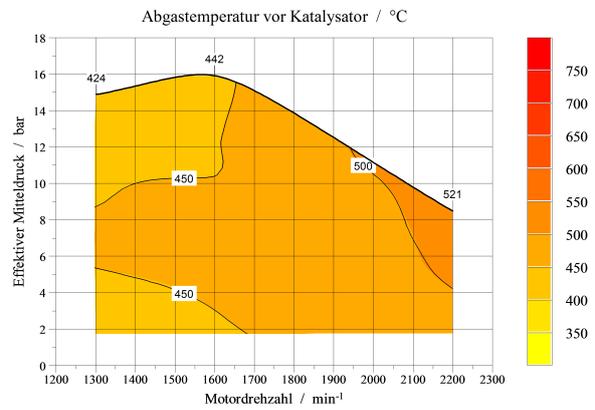


(b) $\lambda > 1$ -Brennverfahren

Abbildung A.4: Gegenüberstellung des Methanumsatzes über den Drei-Wege-Katalysator für das $\lambda = 1$ - (links) und $\lambda > 1$ -Brennverfahren (rechts)



(a) $\lambda = 1$ -Brennverfahren



(b) $\lambda > 1$ -Brennverfahren

Abbildung A.5: Gegenüberstellung der Abgastemperaturen vor dem Eintritt des Katalysators für das $\lambda = 1$ - (links) und $\lambda > 1$ -Brennverfahren (rechts)

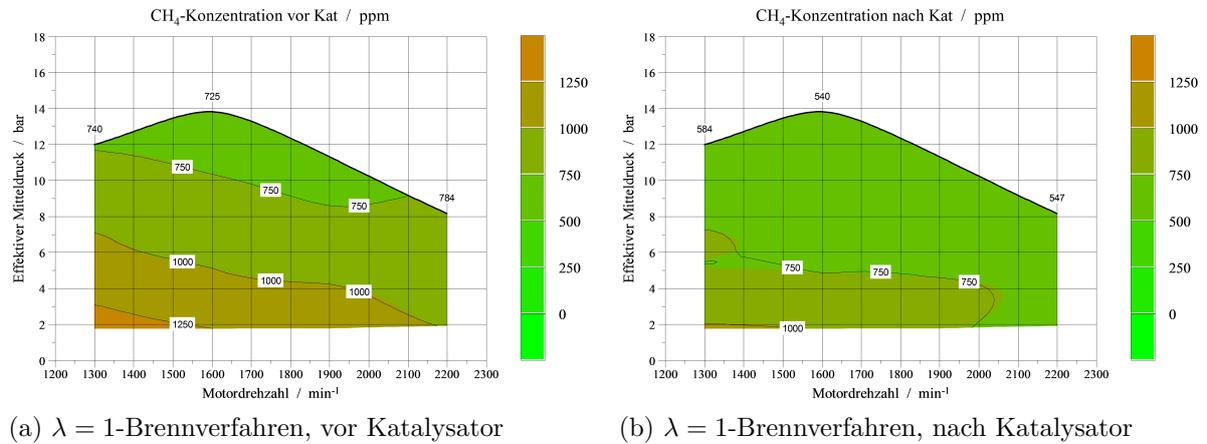


Abbildung A.6: Gegenüberstellung der Methankonzentrationen vor dem Eintritt des Katalysators (links) sowie nach Katalysator (rechts) für das $\lambda = 1$ -Brennverfahren. Grenzwert der Methanemissionen nach Euro VI: 0,5 g/kWh

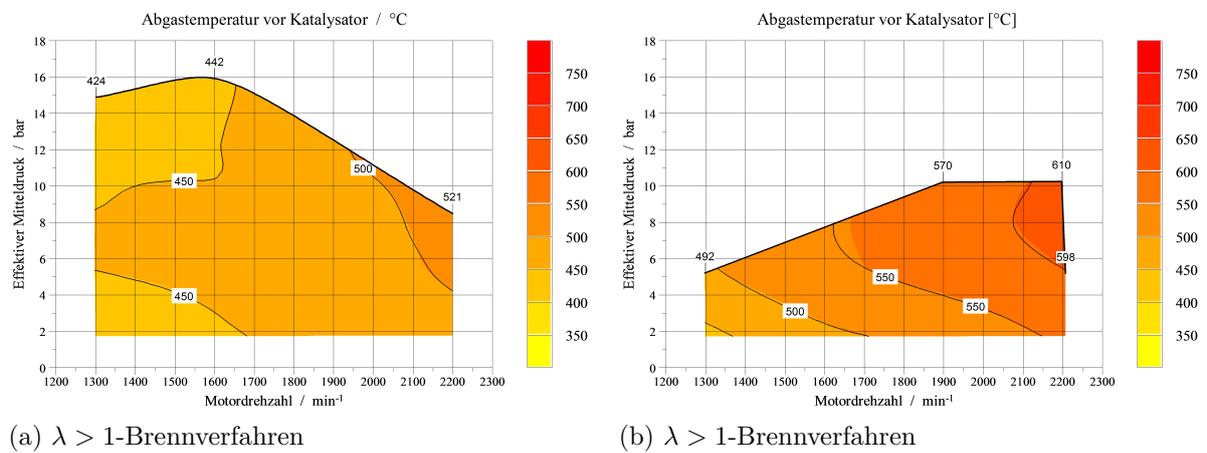


Abbildung A.7: Gegenüberstellung der Abgastemperaturen vor dem Eintritt des Katalysators für das $\lambda > 1$ - (links) und $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (rechts)

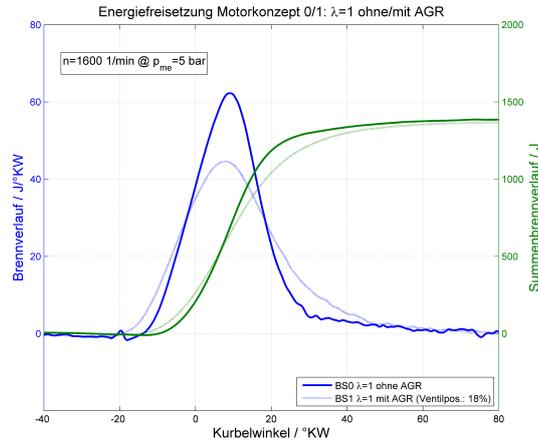
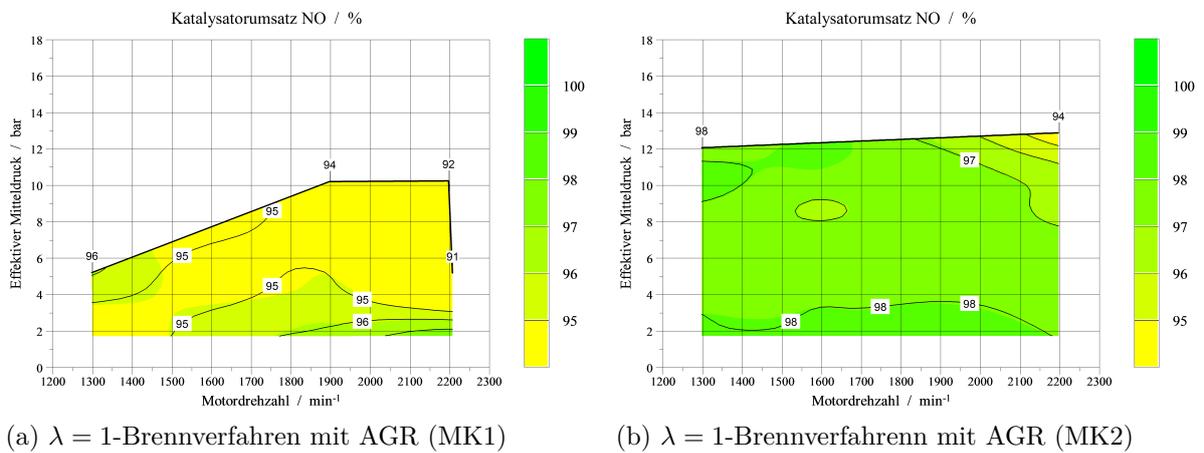


Abbildung A.8: Vergleich des Brennverlaufs und Summenbrennverlaufs beim stöchiometrischen Brennverfahren ohne/mit AGR für den Motorbetriebspunkt $n = 1600 \text{ 1/min}$ @ $p_{me} = 5 \text{ bar}$



(a) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK1)

(b) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK2)

Abbildung A.9: Gegenüberstellung der Stickoxidumsatzraten über den Katalysator für Motorkonzept 1 (links) sowie Motorkonzept 2 (rechts)

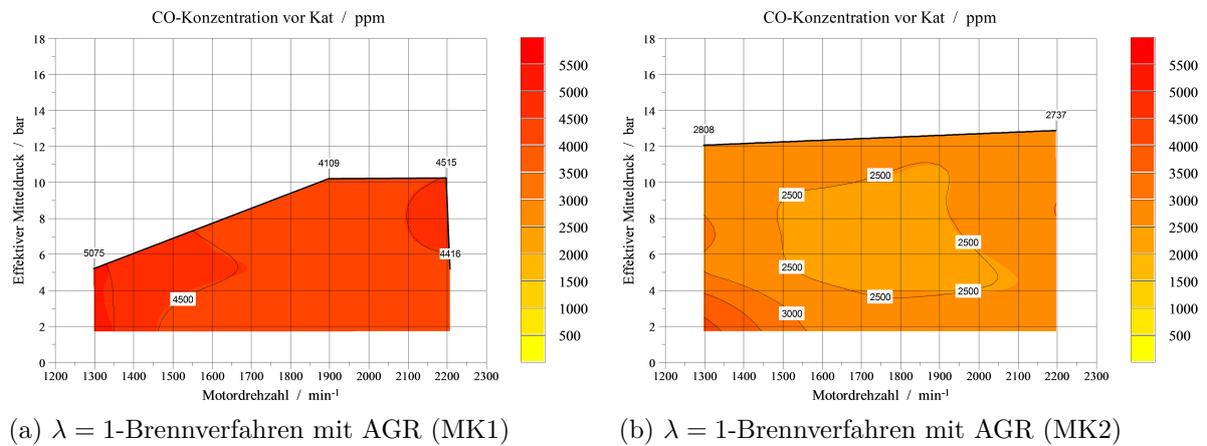


Abbildung A.10: Gegenüberstellung des Kohlenmonoxidrohmissionen vor dem Eintritt des Katalysators für Motorkonzept 1 (links) sowie Motorkonzept 2 (rechts)

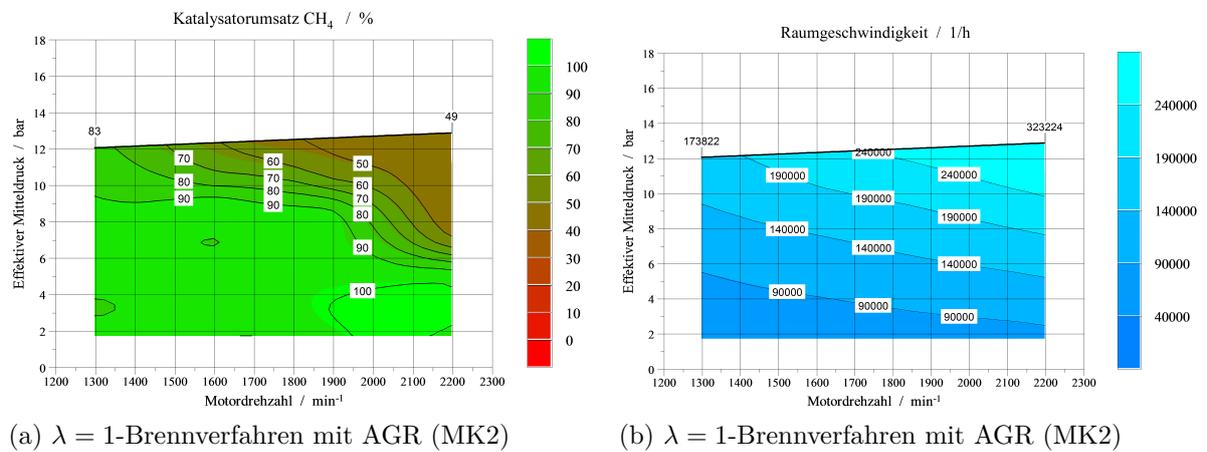
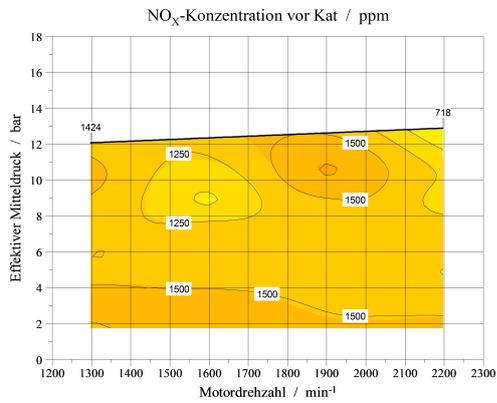
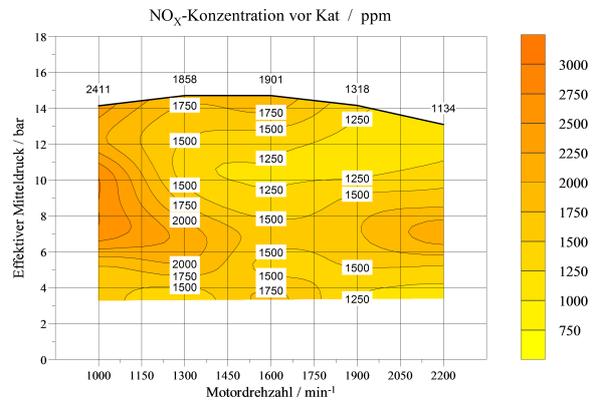


Abbildung A.11: Darstellung der Methan-Konvertierungsraten (links) sowie der Raumgeschwindigkeit durch den Drei-Wege-Katalysators für das Motorkonzept 2

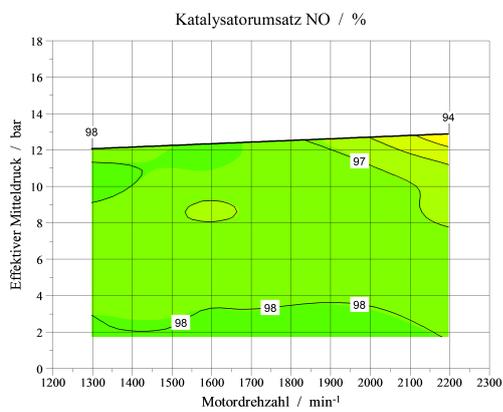


(a) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK2)

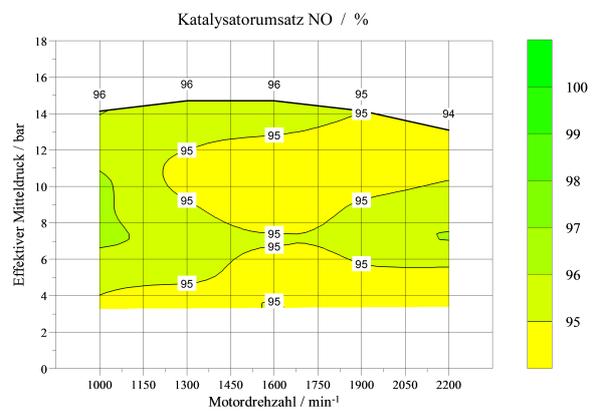


(b) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK3)

Abbildung A.12: Gegenüberstellung des Stickoxidkonzentrationen vor dem Eintritt des Katalysators für Motorkonzept 2 (links) sowie Motorkonzept 3 (rechts)



(a) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK2)



(b) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK3)

Abbildung A.13: Gegenüberstellung der Stickoxidumsatzraten über den Katalysator für Motorkonzept 2 (links) sowie Motorkonzept 3 (rechts)

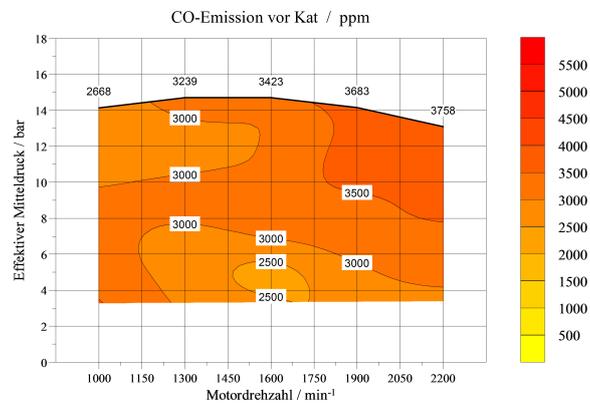


Abbildung A.14: Darstellung der *CO*-Konzentration vor Katalysator für das Motorkonzept 3

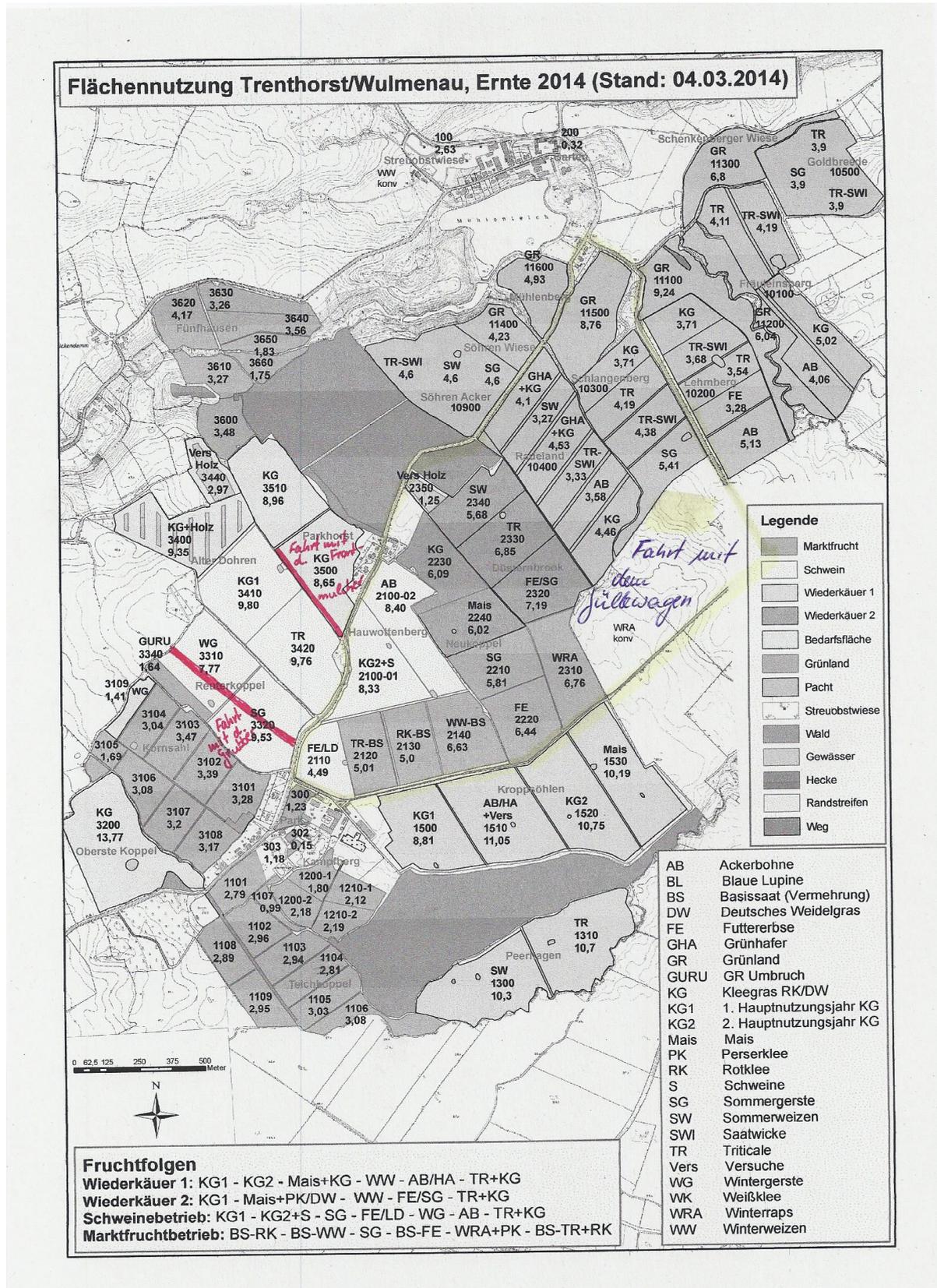


Abbildung A.15: Rundkurs der Zufahrt mit dem Güllewagen max. Höhenunterschied ca. 20 m

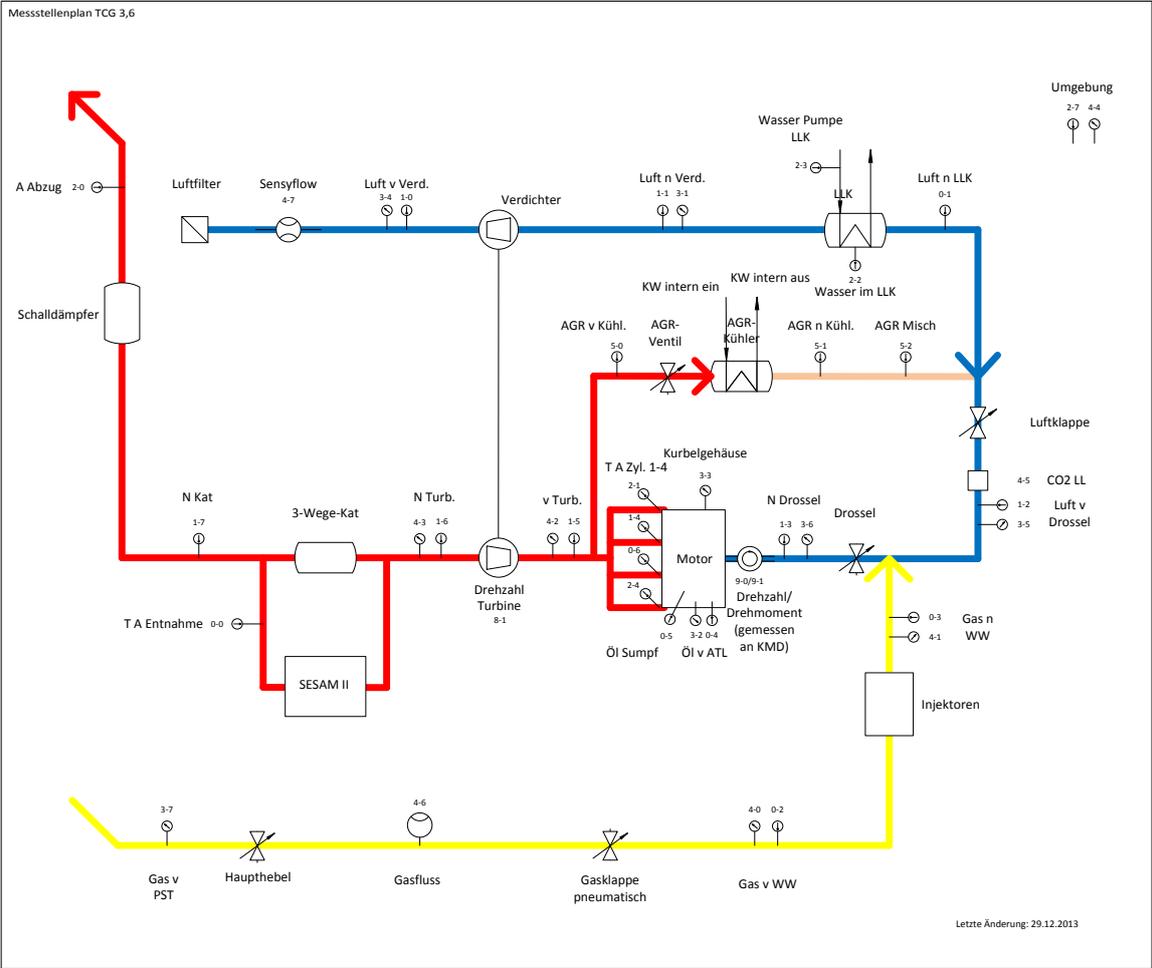


Abbildung A.16: Messstellenplan des Prüfstandsbaus



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/m ³ 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})	kWh/m ³	14,51	14,640	14,390
	W _{i,n} (W _{u,n})	kWh/m ³	13,17	13,900	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	Vol.-%	4,0	4,200	4,000
	Z _o	Vol.-%	16,9	17,000	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	56,4	56,600	56,200
		t/GWh	203,0	203,700	202,300

Für die Einstellung der Gasgeräte sind zu beachten:
Wobbeindex W_{s, n} = 15,0 kWh/m³ = Einstellung E bzw. EE-H

Abbildung A.17: Gemittelt physikalischer bzw. brenntechnische Kennwerte des Erdgases aus dem Netz der Rostocker Stadtwerke